

CLIMATE CHANGE

09/2017

# Nachhaltige Kälteerzeugung – Untersuchung der Energieeffizienz natürlicher Kältemittel in Transportkälteanlagen

Endbericht



CLIMATE CHANGE 09/2017

Umweltforschungsplan des  
Bundesministeriums für Umwelt,  
Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit

Forschungskennzahl 3709 41 319 1  
UBA-FB 002464

## **Nachhaltige Kälteerzeugung – Untersuchung der Energieeffizienz natürlicher Kältemittel in Transportkälteanlagen**

von

Dipl.- Ing. Andreas Möhlenkamp, Dr.-Ing. Nicolas Lemke,  
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler  
Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik

Im Auftrag des Umweltbundesamtes

# Impressum

**Herausgeber:**

Umweltbundesamt  
Wörlitzer Platz 1  
06844 Dessau-Roßlau  
Tel: +49 340-2103-0  
Fax: +49 340-2103-2285  
info@umweltbundesamt.de  
Internet: www.umweltbundesamt.de

 /umweltbundesamt.de

 /umweltbundesamt

**Durchführung der Studie:**

Technische Universität Braunschweig  
Institut für Thermodynamik  
Hans-Sommer-Straße 5  
38106 Braunschweig

**Abschlussdatum:**

Juni 2014

**Redaktion:**

Fachgebiet III 1.4 Stoffbezogene Produktfragen  
Gabriele Hoffmann

Publikationen als pdf:

<http://www.umweltbundesamt.de/publikationen>

ISSN 1862-4359

Dessau-Roßlau, März 2017

Das diesem Bericht zu Grunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit unter der Forschungskennzahl 3709 41 319 1 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autorinnen und Autoren.

## Kurzbeschreibung

Beim Transport von Kühl- und Gefrierware in Kühlfahrzeugen werden Transportkälteanlagen verwendet, um die geforderten Kühltemperaturen stets sicher einzuhalten. Als Kältemittel in Transportkälteanlagen werden derzeit vorrangig die fluorierten Mischungen R404A oder R410A eingesetzt, die ein hohes direktes Treibhauspotential ( $GWP_{100}$ ) von 3922 bzw. 2088 (Forster et al. 2007) haben. Natürliche Kältemittel mit sehr kleinem Treibhauspotential, wie R1270 (Propen) und R744 (Kohlendioxid), sind aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaften Alternativen zu den bisher üblichen fluorierten Kältemitteln. Für die Transportkühlung kommen bisher Kälteanlagen mit einstufigen Kältemittelkreisläufen zur Anwendung. Durch den Einsatz zweistufiger Kältemittelkreisläufe ließe sich die Effizienz deutlich steigern.

In diesem Forschungsvorhaben wurde ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit dem Kältemittel R744 entworfen, als Laboranlage aufgebaut und intensiv experimentell untersucht. Die Laboranlage kann gleichzeitig Kälte für die Normal- und die Tiefkühlung für Mehrkammer-Kühlaufbauten bereitstellen. Das Design der Laboranlage orientierte sich an einer realen zweistufigen Transportkälteanlage. Mit den Messergebnissen der Laboranlage wurden R744-Kreislaufkomponenten und zweistufige R744-Kreislaufmodelle validiert und zur Erhöhung der Energieeffizienz weiterentwickelt. Erstellt wurden zudem im technischen Niveau vergleichbare zweistufige Kreislaufmodelle mit den Kältemitteln R410A und R1270, die individuell an die thermodynamischen Kältemittelleigenschaften angepasst wurden. Ergänzend wurden Untersuchungen und Berechnungen neuer zweistufiger R744-Kompressoren durchgeführt.

Ein Vergleich der Energieeffizienz und der Gesamtemissionen auf der Basis der modellierten Kältemittelkreisläufe zeigt, dass Transportkälteanlagen mit dem natürlichen Kältemittel R1270 (Propen) oder R744 (Kohlendioxid) geeignete Alternativen zu Kälteanlagen mit dem fluorierten Kältemittel R410A darstellen.

## Abstract

For the transport of chilled and frozen food in refrigerated vehicles, transport refrigeration units are used to reliably maintain the required cooling temperatures. As refrigerants in transport refrigeration units the fluorinated blends R404A and R410A with high global warming potentials ( $GWP_{100}$ ) of 3922 and 2088, respectively (Forster et al. 2007) are mainly used. Natural refrigerants like R1270 (propene) and R744 (carbon dioxide) with low global warming potentials are suitable alternatives to the commonly used fluorinated refrigerants, due to their thermodynamic properties. In transport refrigeration, refrigeration units with single-stage vapour compression cycles are widely used. The systems' energy efficiency could increase considerably by using two-stage vapour compression cycles.

In this project a two-stage vapour compression cycle with the refrigerant R744 was designed, built as a laboratory test unit and investigated experimentally. The laboratory test unit provides cooling for chilled and deep-frozen products simultaneously for a multi-compartment refrigerated body. The design of the laboratory test unit was based on a commercial transport refrigeration unit. With the experimental data of the laboratory test unit R744- components and numerical models of R744 two-stage vapour compression cycles were validated and further developed for energetic improvement. Two technically equivalent two-stage models adjusted for the refrigerants R410A and R1270 were developed. Experimental data and numerical calculations for new two-stage R744-compressors were added.

A comparison of the energy efficiency and the total emissions based on the modelled refrigerant cycles shows, that refrigeration units with natural refrigerants R1270 (propene) or R744 (carbon dioxide) are suitable alternatives to units with the fluorinated refrigerant R410A.

## Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis .....	9
Tabellenverzeichnis .....	15
Abkürzungsverzeichnis.....	17
Symbolverzeichnis.....	18
1 Zusammenfassung.....	21
1.1 Kältemittelkreisläufe für Kühlfahrzeuge.....	21
1.1.1 Kühlfahrzeuge .....	21
1.1.2 Kältemittelkreisläufe für die Transportkühlung .....	22
1.2 Experimentelle Untersuchungen .....	22
1.2.1 Beschreibung der zweistufigen Laboranlage.....	22
1.2.2 Ergebnisse .....	24
1.3 Modellerstellung Kältemittelkreislauf .....	25
1.3.1 Modellerstellung.....	25
1.3.2 R744-Kältemittelkreisläufe.....	26
1.3.3 R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe.....	28
1.4 Simulativer Vergleich der zweistufigen R410A-, R1270- und R744- Kältemittelkreisläufe.....	29
1.4.1 Exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug.....	29
1.4.2 Auslegungspunkt der Kältemittelkreisläufe .....	29
1.4.3 Vergleich der Energieeffizienz bei konstanter Kälteleistung.....	30
1.4.4 Vergleich der CO <sub>2</sub> -äquivalenten Emissionen .....	31
2 Summary .....	33
2.1 Refrigeration cycle for refrigerated vehicles .....	33
2.1.1 Refrigerated vehicle.....	33
2.1.2 Vapour compression cycles for transport refrigeration .....	34
2.2 Experimental investigations.....	34
2.2.1 Description of the test unit .....	34
2.2.2 Results .....	36
2.3 Modelling of a refrigeration cycle.....	37
2.3.1 Modelling.....	37
2.3.2 R744-refrigeration cycles .....	38
2.3.3 R410A and R1270-refrigeration cycles .....	39
2.4 Simulative comparison of R410A-, R1270- and R744-refrigeration cycles .....	40
2.4.1 Example of a single-compartment refrigerated vehicle .....	40

2.4.2	Design point for the refrigeration cycles .....	41
2.4.3	Comparison of the energy efficiency at constant cooling capacity.....	41
2.4.4	Comparison of CO <sub>2</sub> equivalent emissions .....	42
3	Einleitung .....	44
3.1	Ziele des Forschungsprojektes .....	45
3.2	Arbeitsschritte .....	45
4	Kältekreislauf im Kühlfahrzeug .....	47
4.1	Einstufiger Kältemittelkreislauf (STSC) .....	47
4.2	Zweistufige Kältemittelvarianten .....	49
4.2.1	Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC_SC).....	49
4.2.2	Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (DTDC_OFT).....	51
4.2.3	Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Hilfsverdichter (DTAC_OFT).....	51
4.2.4	Kältemittelkreisläufe mit Kaskade .....	52
4.3	Identifikation des optimalen Kältekreislaufs .....	53
4.3.1	Modellerstellung.....	53
4.3.2	Optimaler Kältemittelkreislauf für die Kältemittel R410A, R744 und R1270 .....	55
4.4	Kältebereitstellung im Kühlfahrzeug .....	57
4.4.1	Mehrkommer-Kühlfahrzeug .....	57
4.4.2	Kältemittelkreisläufe .....	57
4.5	Zusammenfassung .....	59
5	Kältemittel für die Transportkühlung .....	60
5.1	Kältemittelleigenschaften.....	60
5.1.1	Kältemittelanforderungen .....	60
5.1.2	Diskussion einiger Kältemittel .....	61
5.2	Bewertung von Kältemitteln anhand ihrer Energieeffizienz.....	63
5.2.1	Kältemittelkreislauf.....	64
5.2.2	Modellerstellung.....	64
5.2.3	Randbedingungen .....	65
5.2.4	Vergleich von Kältemitteln.....	67
5.3	Zusammenfassung .....	70
6	Versuchsanlage und experimentelle Untersuchungen.....	71
6.1	Auslegung und Aufbau der Laboranlage .....	71
6.1.1	Aufbau und Fließbild.....	71
6.1.2	Komponenten .....	73
6.1.3	Messgrößen und Messtechnik .....	76

6.1.4	Bewertungsgrößen .....	77
6.2	Kälte bei Niederdruck.....	79
6.2.1	Variation des Hochdrucks.....	79
6.2.2	Variation der Lufteintrittstemperatur Gaskühler bei konstanter Kälteleistung .....	80
6.2.3	Variation des Drehzahlverhältnisses bei konstanter Kälteleistung.....	81
6.2.4	Variation des im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 übertragenen Wärmestroms.....	82
6.3	Kälte bei zwei Druckniveaus.....	85
6.3.1	Variation des Drehzahlverhältnisses.....	85
6.3.2	Variation des im IWÜT 1 übertragenen Wärmestroms .....	86
6.4	Kompakter zweistufiger Verdichter .....	88
6.4.1	Variation des Hochdrucks.....	88
6.4.2	Variation der Lufteintrittstemperatur Gaskühler bei konstanter Kälteleistung .....	90
6.4.3	Minimale und maximale Kälteleistungen mit dem zweistufigen Verdichter .....	90
6.5	Zusammenfassung .....	92
7	Modellerstellung, Validierung und Simulation einer Transportkälteanlage .....	93
7.1	Modellerstellung einzelner Komponenten.....	93
7.1.1	Wärmeübertrager .....	93
7.1.2	Kolbenverdichter.....	93
7.2	Zweistufiges R744-Kreislaufmodell.....	94
7.2.1	Modellerstellung.....	94
7.2.2	Validierung des zweistufigen Kältemittelkreislaufs.....	94
7.2.3	Detaillierte Betrachtung des Kältemittelkreislaufs für einen Betriebspunkt.....	97
7.3	Optimierte zweistufige Kältemittelkreisläufe für die Kältemittel R744, R410A und R1270 .....	98
7.3.1	Zweistufiger Kältekreislauf für das Kältemittel R744.....	98
7.3.2	Zweistufiger Kältemittelkreislauf für die Kältemittel R410A und R1270 .....	99
7.4	Zusammenfassung .....	101
8	Vergleich von Kältemitteln unter praxisrelevanten Bedingungen.....	102
8.1	Kältebedarf eines Kühlfahrzeugs .....	102
8.2	Auslegung des Kältemittelkreislaufs für die beiden Anwendungsfälle .....	104
8.2.1	Auslegung Eintemperatur-Kühlfahrzeug .....	104
8.2.2	Auslegung Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug .....	105
8.3	Vergleich der Energieeffizienz der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe.....	106
8.4	Vergleich der R410A-, R1270- und R744 Kältemittelkreisläufe auf der Basis von CO <sub>2</sub> -äquivalenten Emissionen .....	111

8.4.1	Lkw-Einsatzzeiten .....	111
8.4.2	Gewichtete Klimabedingungen beim Lkw-Einsatz .....	112
8.4.3	Durchschnitte Betriebszeiten von Transportkälteanlagen .....	112
8.4.4	Energieverbrauch der Transportkälteanlagen.....	113
8.4.5	Klimawirksame Emissionen der Transportkälteanlage pro Jahr.....	115
8.5	Zusammenfassung .....	118
9	Bewertung des zweistufigen Verdichters.....	119
9.1	Zweistufige Radialkolbenverdichter mit $Z_{ND}/Z_{HD}=4/2$ .....	119
9.2	Zweistufiger Radialkolbenverdichter $Z_{ND}/Z_{HD}=3/3$ .....	121
10	Quellenverzeichnis .....	123
11	Anhang - Verdichtermodellierung.....	127
11.1	Kennfeldbasierte Verdichtermodellierung.....	127
11.1.1	Abhängigkeit der Bewertungsgrößen von der Drehzahl .....	128
11.1.2	R410A-Verdichter.....	128
11.1.3	Propen (R1270)-Verdichter .....	132
11.1.4	Kohlendioxid (R744)-Verdichter .....	134
11.2	Verlustbasiertes Verdichtermodell.....	136
11.2.1	Einstufiger halbhermetischer Hubkolbenverdichter .....	137
11.2.2	Zweistufiger Radialkolbenverdichter .....	140
11.2.3	Validierung.....	140
12	Veröffentlichungen im Rahmen dieses Vorhabens.....	145

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Schematische Darstellung eines Zweikammer-Kühlfahrzeuges in der Draufsicht mit je einer Kammer für Normal- und Tiefkühlung sowie Lage der Transportkälteanlage mit drei separaten Verdampfern VD 1 bis VD 3. ....	22
Abbildung 2:	Fließbild der zweistufigen R744-Laboranlage mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT 1) bei Mitteldruck. Den Kältemittelpfad kennzeichnen grüne, Luft orange und Öl gestrichelte schwarze Linien.....	23
Abbildung 3:	Variation der Gaskühler-Lufteintrittstemperatur bei einer konstanten Kälteleistung von etwa $\dot{Q}_V \approx 14,11$ kW und einer Verdampfer-Lufteintrittstemperaturen von etwa $T_{V\text{ ein}} \approx -20$ °C.....	25
Abbildung 4:	Vergleich der Leistungszahlen $COP_{el}$ von zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufen bei verschiedenen Lufteintrittstemperaturen in den Gaskühler bzw. Verflüssiger für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit einer Kühlraumtemperatur von $T_{Kühl} = -20$ °C und einer konstanten Kälteleistung von $\dot{Q}_V = 15$ kW. ....	31
Abbildung 5:	Jährliche CO <sub>2</sub> -äquivalente Gesamtemissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlage für ein exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Die Gesamtemissionen der Transportkälteanlage erfassen nur die Kühlung und keine Hilfsaggregate. Die Antriebsenergie wird über einen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor erzeugt. ....	32
Abbildung 6:	Einstufiger Kältemittelkreislauf für das Kältemittel R744. Links: Fließbild des Kreislaufs, rechts die die Zustandsänderungen im ph-Diagramm. ....	48
Abbildung 7:	Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mittel-druck. Links: Fließbild des Kreislaufes. Rechts: gestrichelte Linien - Zustandsänderungen im zweistufigen Kreislauf im ph-Diagramm, durchgezogene Linien: - Zustandsänderungen im zweistufigen Kreislauf ohne Wärmeübertragung im inneren Wärmeübertrager (Index „Basis“). ....	50
Abbildung 8:	Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche. Links: Fließbild des Kreislaufs, rechts: Zustandsänderungen im ph-Diagramm. ....	51
Abbildung 9:	Zweistufiger Kältekreislauf mit Hilfsverdichter. Links: Fließbild, rechts Zustands-änderungen im ph-Diagramm. ....	52
Abbildung 10:	Kältekreisläufe mit Kaskaden. Links: Fließbild, rechts Zustandsänderungen im ph-Diagramm. Hier wird in beiden Kältekreisläufen das Kältemittel R744 verwendet. ....	52
Abbildung 11:	Effektiver isentroper Verdichterwirkungsgrad für zwei unterschiedliche einstufige Verdichter für die Kältemittel R744 und R410A in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. ....	55

Abbildung 12:	Normierte Leistungszahl (COP) für unterschiedliche R410A- (oben), R1270-(Mitte) und R744-(unten) Kältemittelkreisläufe für eine Verdampfungstemperatur von $-30^{\circ}\text{C}$ und Variation der Umgebungstemperatur. Der Mitteldruck ist jeweils optimiert, ebenso der Hochdruck bei R744. ....	56
Abbildung 13:	Schematische Darstellung eines Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugs mit Transportkälteanlage in der Draufsicht mit Aufteilung in drei Kammern, zwei für die Normalkühlung und eine für die Tiefkühlung und Lage der separaten Verdampfer VD 1 bis VD 3. ....	57
Abbildung 14:	Schematische Darstellung eines einstufigen (links) und eines zweistufigen Kältekreislaufs mit innerem Wärmeübertrager IWÜT (rechts) bei Mitteldruck für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug.....	58
Abbildung 15:	Dampfdruckkurve für die Kältemittel Kohlendioxid (R744), Propan, (R290), Propen (R1270) und Difluormethan (R32) sowie die Kältemittelgemische R410A, R32/R1270 und R32/R290 .....	62
Abbildung 16:	Kreislaufeffizienz des zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit IWÜT bei Mitteldruck für verschiedene Kältemittel bei einer Kälteleistung von $\dot{Q}_V = 16 \text{ kW}$ und einer Kühlraumtemperatur von $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$ bei Variation der Umgebungstemperatur.....	68
Abbildung 17:	Kreislaufeffizienzen des zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck und der Kaskade für verschiedene Kältemittel bei einer Kälteleistung von $\dot{Q}_V = 16 \text{ kW}$ und einer Kühlraumtemperatur von $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$ bei Variation der Umgebungstemperatur. ....	69
Abbildung 18:	Fließbild der zweistufigen Laboranlage mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWÜT 1) für das Kältemittel R744. Der Kältemittelpfad ist durch grüne Linien, der Luftpfad durch orange Linien und der Ölpfad durch schwarz gestrichelte Linien gekennzeichnet. Im Fließbild sind die Messstellen und deren Nummerierung aufgeführt.....	72
Abbildung 19:	Bild der eingesetzten Verdichter. Links: Bild der beiden einstufigen R744-Verdichter vor dem Einbau in die Laboranlage. Rechts: Bild des zweistufigen R744-Verdichters mit den Rohranschlüssen an die Laboranlage. ....	74
Abbildung 20:	Gaskühler-Modul mit den eingebauten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern (Gaskühler 1 und Gaskühler 2).....	75
Abbildung 21:	Verdampfer-Modul mit den drei eingebauten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern (Verdampfer 1, Verdampfer 2 und Verdampfer 3). ....	76
Abbildung 22:	Variation des Hochdrucks bei Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern $T_{G \text{ ein}}$ von rund $30^{\circ}\text{C}$ und $T_{G \text{ ein}}$ rund $40^{\circ}\text{C}$ bei Lufteintrittstemperaturen an den Verdampfern $T_{V \text{ ein}}$ von rund $-20^{\circ}\text{C}$ und mittleren Verdichterdrehzahlen. ....	80

Abbildung 23:	Variation der Gaskühler-Lufteintrittstemperatur bei einer konstanten Kälteleistung $\dot{Q}_V$ von etwa 14,1kW und Verdampfer-Lufteintrittstemperaturen $T_{V\ ein}$ von etwa -20°C.....	81
Abbildung 24:	Variation des Drehzahlverhältnisses bei einer Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern $T_{G\ ein}$ von rund 30°C, Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von rund -20°C und etwa konstanter Gesamtkälteleistung $\dot{Q}_V$ von rund 14,7kW.....	82
Abbildung 25:	Variation der Überhitzung am IWÜT 1 im ph-Diagramm für die beiden Messungen S124 (rot) und S129 (schwarz) bei einer Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern $T_{G\ ein}$ von rund 20°C, Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von -20°C und konstanten Verdichterdrehzahlen.....	83
Abbildung 26:	Variation der Überhitzung am inneren Wärmeübertrager (IWÜT 1) bei Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern $T_{G\ ein}$ von etwa 20°C und $T_{G\ ein}$ von etwa 30°C, Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von etwa -20°C und konstanten Verdichterdrehzahlen.....	84
Abbildung 27:	Einfluss des Drehzahlverhältnisses auf die Kälteleistung der Normalkühlung. Randbedingungen: Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern $T_{G\ ein}$ von etwa 30°C, Lufteintrittstemperaturen am Verdampfer $T_{V\ ein, TK}$ von etwa -20°C und $T_{V\ ein, NK}$ von etwa 0°C und etwa konstanter Tiefkühl-Kälteleistung $\dot{Q}_{V, TK}$ von etwa 9,1kW. ....	86
Abbildung 28:	Variation des im inneren Wärmeübertrager (IWÜT 1) übertragenen Wärmestroms für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus. Die Randbedingungen der Messung sind: Lufteintrittstemperatur am Gaskühler $T_{G\ ein}$ von rund 20°C und rund 30°C, Lufteintrittstemperatur am Verdampfer $T_{V\ ein, NK}$ von rund 0°C und $T_{V\ ein, TK}$ von rund -20°C und konstanten Verdichterdrehzahlen.....	87
Abbildung 29:	Zweistufiger Verdichter: Variation des Hochdrucks bei Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern $T_{G\ ein}$ von etwa 30°C und $T_{G\ ein}$ von etwa 40°C, Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von etwa -20°C und einer Gesamtkälteleistung $\dot{Q}_V$ von 11,3kW.....	89
Abbildung 30:	Zweistufiger Verdichter: Variation der Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern bei Lufteintrittstemperaturen an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von etwa -20°C und Gesamtkälteleistungen $\dot{Q}_V$ von etwa 11,2kW. ....	90
Abbildung 31:	Zweistufiger Verdichter: Maximale und minimale Kälteleistungen für verschiedene Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern bei einer Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von rund 0°C.....	91
Abbildung 32:	Zweistufiger Verdichter: Maximale und minimale Kälteleistungen für verschiedene Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern	

	bei einer Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern $T_{V\ ein}$ von etwa $-20^{\circ}\text{C}$ .....	92
Abbildung 33:	Links: Temperaturdifferenz zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt für den Gaskühler 1 ( $T_8 - T_{150}$ ) und den Gaskühler 2 ( $T_9 - T_{160}$ ). Rechts: Druckverlust in den beiden Gaskühlern ( $p_9 - p_7$ ). .....	96
Abbildung 34:	Links: Temperaturdifferenz zwischen Luftaustritt und Kältemiteleintritt für den Verdampfer 1 ( $T_{110} - T_{15}$ ). Rechts: Druckverlust im Verdampfer 1 ( $p_{14} - p_{15}$ ). .....	97
Abbildung 35:	Abweichungen eines Betriebspunktes zwischen Messung und Simulation im ph-Diagramm. Die schwarzen Linien kennzeichnen die Messung, rote Linien die Simulation. ....	97
Abbildung 36:	Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Wellenleistung bei verschiedenen Drehzahlen $n$ . .....	100
Abbildung 37:	Schematische Darstellung eines Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugs in der Draufsicht mit Aufteilung in zwei Kammern, eine für die Normalkühlung und eine für die Tiefkühlung und Lage der separaten Verdampfer VD 1 bis VD 3. ....	102
Abbildung 38:	Kälteleistungen für das exemplarische Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr aus Kapitel 8.1 bei Variation der Umgebungstemperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit. ....	105
Abbildung 39:	Vergleich der simulierten zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit einer Kühlraumtemperatur $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$ und einer konstanten Gesamtkälteleistung $\dot{Q}_V$ von 15kW. ....	107
Abbildung 40:	Vergleich der simulierten zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für die Normal- und Tiefkühlung für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit Kühlraumtemperaturen von $T_{Kühl, NK} = 0^{\circ}\text{C}$ und $T_{Kühl, TK} = -20^{\circ}\text{C}$ . In der Normalkühlung wird eine Kälteleistung von $\dot{Q}_{V NK} = 6,5 \text{ kW}$ und in der Tiefkühlung von $\dot{Q}_{V TK} = 8,0 \text{ kW}$ bereitgestellt. ....	108
Abbildung 41:	Einsatzzeiten von Lkw in Großbritannien und den USA. Links: Prozentualer Anteil der täglichen Gesamtfahrzeit; rechts: Prozentualer Anteil an wöchentlicher Gesamtfahrzeit. Daten Großbritannien: (Department of Transport 2010), (Mena und Stevens 2010); Daten USA: (Hallenbeck et al. 1997). ....	111
Abbildung 42:	Jährlicher elektrischer Energieverbrauch der zweistufigen Transportkälteanlage mit R410A, R1270 und R744 für das exemplarische Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Der Energieverbrauch bezieht sich nur auf die Kühlung und erfasst keine Hilfsaggregate. ....	114
Abbildung 43:	Jährlicher elektrischer Energieverbrauch der zweistufigen Transportkälteanlagen mit R410A, R1270 und R744 für das exemplarische Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im	

	Verteilerverkehr. Der Energieverbrauch bezieht sich nur auf die Kühlung und erfasst keine Hilfsaggregate.....	115
Abbildung 44:	Jährliche CO <sub>2</sub> -äquivalente Gesamtemissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für ein exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Die Leistungsaufnahme der Transportkälteanlage erfasst nur die Kühlung und keine Hilfsaggregate. Die Antriebsenergie wird über einen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor erzeugt. ....	117
Abbildung 45:	Jährliche CO <sub>2</sub> -äquivalente Gesamtemissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für ein exemplarisches Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Die Leistungsaufnahme der Transportkälteanlage erfasst nur die Kühlung und keine Hilfsaggregate. Die Antriebsenergie wird über einen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor erzeugt. ....	118
Abbildung 46:	Vergleich der Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) zweistufiger Kältemittelkreisläufe mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und dem zweistufigen Radialkolbenverdichter für eine Lufteintrittstemperatur in die Verdampfer von $T_{V\,ein} = -20\text{ °C}$ und einer konstanten Kälteleistung von $\dot{Q}_V = 15\text{ kW}$ . Die durchgezogenen Linien kennzeichnen Simulationen mit den beiden einstufigen Verdichtern, gestrichelte Linien Simulationen mit den zweistufigen Verdichtern. ....	120
Abbildung 47:	Verdichterkenngößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den Verdichter-Typ 4CDC-9Y-40S der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.....	129
Abbildung 48:	Verdichterkenngößen der Niederdruck (ND)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ S4NPFR der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Messdaten eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme. ....	130
Abbildung 49:	Verdichterkenngößen der Hochdruck (HD)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ S4NPFR der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Messdaten eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.....	131
Abbildung 50:	Verdichterkenngößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den Verdichter-Typ 4DC-5.2-40S der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.....	132
Abbildung 51:	Verdichterkenngößen der Niederdruck (ND)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ FZX 40 von GEA Bock. Datengrundlage sind externe Messungen eines	

	Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme. ....	133
Abbildung 52:	Verdichterkenngößen der Hochdruck (HD)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ FZX 40 von GEA Bock. Datengrundlage sind externe Messungen eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme. ....	134
Abbildung 53:	Verdichterkenngößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den einstufigen Verdichter-Typ HGX12P/75-4CO <sub>2</sub> der Fa. GEA Bock. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.....	135
Abbildung 54:	Verdichterkenngößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den einstufigen Verdichter-Typ Bitzer 4FTC-30K der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.....	136
Abbildung 55:	Fließbild des verlustbasierten Verdichtermodells. Links ist ein Piktogramm der Komponenten Verdichter und Motor eingezeichnet, rechts sind die Vorgänge in den Komponenten aufgeführt. Grüne Linien geben den Kältemittelpfad, rote Linien den Wärmestrom und graue Linien den Pfad der mechanischen Leistung an. ....	137
Abbildung 56:	Fließbild des zweistufigen Radialkolbenverdichters .....	140
Abbildung 57:	Effektiver Liefergrad des Niederdruck (ND)-Verdichters oben (HAX 2/70) und des Hochdruck (HD)-Verdichters unten (HAX 2/90). Links: Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation. ....	141
Abbildung 58:	Effektiver isentroper Wirkungsgrad $\eta_{eff. isen.}$ des Niederdruck (ND)-Verdichters oben (HAX 2/70) und des Hochdruck (HD)-Verdichters (unten (HAX 2/90)). Links: Effektive isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation. ....	142
Abbildung 59:	Vergleich von Messung und Simulation des zweistufigen halbhermetischen Radialkolbenverdichters. Oben: Liefergrad der Niederdruck (ND)- Stufe (links) und der Hochdruck (HD)-Stufe (rechts). Unten: Effektiv isentroper Wirkungsgrad des zweistufigen Verdichters. ....	144

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Genauigkeit des numerischen zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit der Kreislaufverschaltung „Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck“ . . . . .	27
Tabelle 2:	Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt. . . . .	30
Tabelle 3:	Auswahl von Kältemittleigenschaften für einige Kältemittel . . . . .	63
Tabelle 4:	Übersicht der Randbedingungen für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck . . . . .	66
Tabelle 5:	Übersicht der Randbedingungen für die Kaskade . . . . .	67
Tabelle 6:	Geometrieparameter der in der Laboranlage eingesetzten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager. . . . . <b>Fehler! Textmarke nicht definiert.</b>	
Tabelle 7:	Angaben zu den beiden inneren Wärmeübertragern . . . . .	76
Tabelle 8:	Messaufnehmer der Laboranlage und deren Genauigkeit. . . . .	77
Tabelle 9:	Genauigkeit des numerischen zweistufigen Kältemittelkreislaufs für die Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck. . . . .	95
Tabelle 10:	Modellgenauigkeit der beiden Gaskühler 1 und 2. Es sind die Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt sowie der Druckverlust angegeben. . . . .	96
Tabelle 11:	Modellgenauigkeit von Verdampfer 1. Es sind die Temperaturdifferenzen zwischen Luftaustritt und Kältemittelintritt sowie der Druckverlust angegeben. . . . .	96
Tabelle 12:	Übersicht der Auslegungsgrößen zur Berechnung der notwendigen Kälteleistung der Transportkälteanlage für das betrachtete Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. . . . .	103
Tabelle 13:	Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt für die Bereitstellung von Kälte bei einem Druckniveau. . . . .	105
Tabelle 14:	Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus. . . . .	106
Tabelle 15:	Detailangaben zu den Simulationsergebnissen aus Abbildung 39. . . . .	109
Tabelle 16:	Detailangaben zu den Simulationsergebnissen aus Abbildung 40. . . . .	110
Tabelle 17:	Prozentuales Auftreten von Klimabedingungen gewichtet mit dem Lkw-Fahrverhalten in Deutschland (oben), Spanien (Mitte) und den USA (unten), (Umgebungstemperatur [°C] über der relativen Luftfeuchtigkeit $\phi$ [%]). . . . .	113
Tabelle 18:	Jährliche direkte Emissionen der Transportkälteanlage. . . . .	116
Tabelle 19:	Detailangaben zu den in Kapitel 9.1 diskutierten Simulationsergebnissen aus Abbildung 46 (durchgezogene und gestrichelte hell grüne Linien). . . . .	120

Tabelle 20:	Detailangaben zu den Simulationsergebnissen aus Abbildung 46 (durchgezogene und die gestrichelte dunkelgrüne Linien) zum Vergleich von zwei einstufigen Verdichtern mit einem zweistufigen Verdichter mit Kolbenaufteilung $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$ .....	121
Tabelle 21:	Übersicht der R410A-Verdichter. ....	129
Tabelle 22:	Übersicht der R1270-Verdichter .....	132
Tabelle 23:	Übersicht der R744-Verdichter .....	134
Tabelle 24:	Modellgenauigkeit der beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter. ....	143
Tabelle 25:	Modellgenauigkeit des zweistufigen halbhermetischen Radialkolbenverdichters.....	143

## Abkürzungsverzeichnis

<b>CO<sub>2</sub></b>	Kohlendioxid
<b>COP</b>	Coefficient of Performance - Leistungszahl
<b>d</b>	Differenzielle Änderung
<b>DIN</b>	Deutsche Industrienorm
<b>DTDC_SC</b>	Double Throttling, Double Compression, Split Cycle – Zweistufiger Kreislauf mit zweifacher Expansion und Massenstromaufteilung
<b>DTDC_OFT</b>	Double Throttling, Double Compression, Open Flash Cycle - Zweistufiger Kreislauf mit zweifacher Expansion und Mitteldruckflasche
<b>DTAC_OFT</b>	Double Throttling, Auxiliary Compression, Open Flash Cycle - Einstufiger Kreislauf mit zweifacher Expansion mit Mitteldruckflasche und Hilfsverdichtung
<b>EU</b>	Europäische Union
<b>E.W.</b>	Endwert
<b>EXV</b>	Expansionsventil
<b>EXV-IWÜT</b>	Expansionsventil am inneren Wärmeübertrager
<b>EXV-Verd. 1</b>	Expansionsventil am Verdampfer 1
<b>EXV-Verd. 2+3</b>	Expansionsventil am Verdampfer 2 und 3
<b>Gew</b>	Gewicht
<b>Gl.</b>	Gleichung
<b>GWP</b>	Global Warming Potential - Treibhauspotenzial
<b>HD</b>	Hochdruck
<b>HFKW</b>	teilfluorierte Kohlenwasserstoffe
<b>IWÜT</b>	Innerer Wärmeübertrager
<b>LCCP</b>	Life Cycle Climate Performance – Lebenszyklusanalyse der Treibhausgasemissionen
<b>Lkw</b>	Lastkraftwagen
<b>M.W.</b>	Messwert
<b>ND</b>	Niederdruck
<b>NK</b>	Normalkühlung
<b>Pkw</b>	Personenkraftwagen
<b>STSC</b>	Single Throttling, Single Compression
<b>TEWI</b>	Total Equivalent Warming Impact - gesamter äquivalenter Treibhausbeitrag
<b>TK</b>	Tiefkühlung
<b>WÜT</b>	Wärmeübertrager

## Symbolverzeichnis

### Lateinische Formelzeichen

$a$	Jahr
$A$	Fläche
$C$	Konstante
$d$	Durchmesser
$dp_v$	Druckverlust
$E$	Energie
$h$	spezifische Enthalpie
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient
$l$	jährliche Leckagerate
$L$	Kältemittelleckage
$m$	Masse
$\dot{m}$	Massenstrom
$n$	Drehzahl
$Nu$	Nußelt Zahl
$p$	Druck
$P$	Leistung
$Pr$	Prandl-Zahl
$q$	spezifische Wärme oder Kälte
$q_v$	volumetrische Kälteleistung
$\dot{Q}$	Wärmeleistung oder Kälteleistung
$Re$	Reynold-Zahl
$S$	Oberfläche
$T$	Temperatur
$T'$	Temperatur an der Siedelinie (Verdampfungstemperatur)
$V$	Volumen
$w$	spezifische Arbeit
$W$	Arbeit
$x$	Strecke bzw. Länge
$z$	Anzahl der Verdichterkolben

## Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient
$\Delta$	Differenz
$\eta$	Wirkungsgrad
$\eta_E$	energetischer Wirkungsgrad
$\eta_{isen}$	isentropen Verdichterwirkungsgrad
$\eta_{eff,isen}$	effektiver isentroper Verdichterwirkungsgrad
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{eff}$	effektiver Liefergrad
$\pi$	Druckverhältnis
$\pi$	3,14...
$\rho$	Dichte
$\varphi$	relative Feuchtigkeit

## Indizes

<b>a</b>	Jahr
<b>aus</b>	Austritt
<b>D</b>	discharge
<b>eff</b>	effektiv
<b>ein</b>	Eintritt
<b>el</b>	elektrisch
<b>G</b>	Gaskühler
<b>H</b>	Hochdruck
<b>HD</b>	Hochdruck
<b>Hub</b>	Hub
<b>isen</b>	isentrop
<b>IWÜT</b>	innerer Wärmeübertrager
<b>k</b>	kritisch
<b>K</b>	Kältemittel
<b>Kühl</b>	Kühlraum
<b>Leck</b>	Leckage
<b>mech</b>	mechanisch

<b>min</b>	minimal
<b>Motor</b>	Motor
<b>ND</b>	Niederdruck
<b>NK</b>	Normalkühlung
<b>Nutz</b>	Nutzen
<b>Reib</b>	Reibung
<b>S</b>	Entropie
<b>S</b>	Suction
<b>Schad</b>	Schadraum
<b>Super</b>	Superheating – Überhitzung
<b>t</b>	technische Arbeit
<b>th</b>	theoretisch
<b>TK</b>	Tiefkühlung
<b>U</b>	Umgebung
<b>V</b>	Verdampfer
<b>V 1</b>	Verdampfer 1
<b>V 2+3</b>	Verdampfer 2 und 3
<b>0</b>	Zustand im Auslegungspunkt

# 1 Zusammenfassung

Beim Transport von Frischdienst- oder Tiefkühlprodukten müssen die geforderten Kühltemperaturen stets sicher eingehalten werden. Die Kühlraumtemperatur wird durch eine Transportkälteanlage aufrechterhalten, die den Innenraum des isolierten Kühlaufbaus - abhängig von den Umgebungstemperaturen - kühlt oder auch heizt. Als Kältemittel werden in Transportkälteanlagen derzeit vorrangig die fluorierten Kältemittelmischungen R404A oder R410A eingesetzt. Diese Kältemittel haben ein hohes direktes Treibhauspotential ( $GWP_{100}$ ) von 3922 bzw. 2088 (Forster et al. 2007). Natürliche Kältemittel wie R1270 (Propen) und R744 (Kohlendioxid), die nur ein sehr kleines Treibhauspotential haben, sind aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaften geeignete Alternativen zu den bisher üblichen fluorierten Kältemitteln. In Kühlfahrzeugen kommen bisher Kälteanlagen mit einstufigen Kältemittelkreisläufen zur Anwendung. Die energetische Effizienz der Kühlung ließe sich durch den Einsatz zweistufiger Kältemittelkreisläufe deutlich steigern.

In diesem Vorhaben wurde ein zweistufiger Kältemittelkreislauf für das Kältemittel R744 (Kohlendioxid) im Labor aufgebaut und experimentell untersucht. Mit dem Kreislauf kann effizient und kontinuierlich Kälte für die Normal- und/oder Tiefkühlung von Ein- oder Mehrkammer-Kühlfahrzeugen bereitgestellt werden. Um den technischen Bedingungen der Praxis möglichst nah zu kommen, orientierte sich die Laboranlage im Aufbau an einer zweistufigen Referenzanlage für Motorwagen.

Die experimentellen Ergebnisse der Laboranlage dienten zur Validierung eines numerischen R744-Kreislaufmodells. Thermophysikalische Effekte wie Druckabfall und Wärmeübergang in den verschiedenen Komponenten des Kältemittelkreislaufes wurden im Modell durch allgemeine Korrelationen abgebildet. Im Modell wurde die energetische Effizienz des R744-Kreislaufes optimiert. Dieser energetisch optimierte zweistufige R744-Kältemittelkreislauf wurde auf die Kältemittel R410A und R1270 übertragen. Dabei wurden die thermophysikalischen Eigenschaften von R410A und R1270 berücksichtigt. Auf Basis dieser Simulationsmodelle konnten für zweistufige Kältemittelkreisläufe mit den Kältemitteln R410A, R1270 und R744 die Leistungszahlen (COP) bei einer konstanten Kälteleistung von 15kW und verschiedenen Umgebungstemperaturen, die durchschnittlichen jährlichen Emissionen und die Treibhausgasemissionen insgesamt für Transportkälteanlagen ermittelt und verglichen werden.

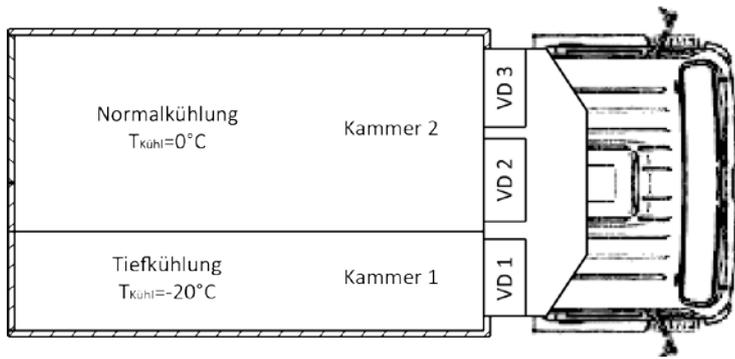
## 1.1 Kältemittelkreisläufe für Kühlfahrzeuge

### 1.1.1 Kühlfahrzeuge

Frischdienstprodukte werden bei Kühlraumtemperaturen von minimal 0°C, sog. Normalkühlung, Tiefkühlprodukte bei Kühlraumtemperaturen von -20°C oder tiefer, sog. Tiefkühlung, transportiert. Für den Transport gekühlter Produkte kommen Ein- oder Mehrkammer-Kühlfahrzeuge zum Einsatz.

Mehrkammer-Kühlfahrzeuge ermöglichen den gleichzeitigen Transport von Frischdienst- und Tiefkühlprodukten. Der Anteil der Mehrkammer-Kühlfahrzeuge in Europa ist seit Beginn der 1990er Jahre deutlich gestiegen. Im Jahr 2012 waren beispielsweise in Frankreich über die Hälfte (56%) der neuen Kühlfahrzeuge von 12 bis 19 Tonnen Gesamtmasse als Mehrkammer-Kühlfahrzeuge ausgelegt (Michineau et al. 2014a).

In Mehrkammer-Fahrzeugen wird der Kühlaufbau des Kühlfahrzeugs oft längs in zwei Kammern unterteilt (siehe Abbildung 1), in denen die unterschiedlichen Kühlraumtemperaturen realisiert werden. Beide Kühlkammern haben eigene Verdampfer, die zur Aufrechterhaltung der geforderten Solltemperaturen mit dem Kältemittelkreislauf verbunden sind. Bei Eintemperatur-Kühlfahrzeugen sind keine Zwischenwände erforderlich, da nur auf eine Solltemperatur gekühlt wird.



**Abbildung 1:** Schematische Darstellung eines Zweikammer-Kühlfahrzeuges in der Draufsicht mit je einer Kammer für Normal- und Tiefkühlung sowie Lage der Transportkälteanlage mit drei separaten Verdampfern VD 1 bis VD 3.

### 1.1.2 Kältemittelkreisläufe für die Transportkühlung

Stand der Technik in der Transportkühlung ist für Ein- und auch für Mehrkammer-Fahrzeuge der einstufige Kältemittelkreislauf. Bei Mehrkammer-Kühlfahrzeugen mit einstufigem Kältemittelkreislauf werden die Kammern abwechselnd gekühlt. Hierzu wird der Verdampfer im Bedarfsfall mit dem Kältemittelkreislauf durch Öffnen und Schließen der Expansionsventile (EXV) verbunden bzw. abgetrennt.

Im ersten Schritt wurden aus der Literatur geeignete zweistufige Kältemittelkreisläufe identifiziert. Diese zweistufigen Kältemittelkreisläufe wurden für mehrere Kältemittel und Randbedingungen der Transportkühlung mit Verdampfungstemperaturen bis unter  $-30^{\circ}\text{C}$  und Umgebungstemperaturen über  $40^{\circ}\text{C}$  bewertet (Kapitel 4). Für die betrachteten Kältemittel erreichten zwei zweistufige Kältemittelkreisläufe, ergänzt um einen Mitteldrucksammler oder einen inneren Wärmeübertrager bei Mitteldruck, jeweils die höchste Effizienz (Kapitel 4.3).

In Rahmen dieses Vorhabens wurde der zweistufige Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (Economizer) intensiv experimentell (Kapitel 6) und simulativ (Kapitel 7, 8 und 9) untersucht.

## 1.2 Experimentelle Untersuchungen

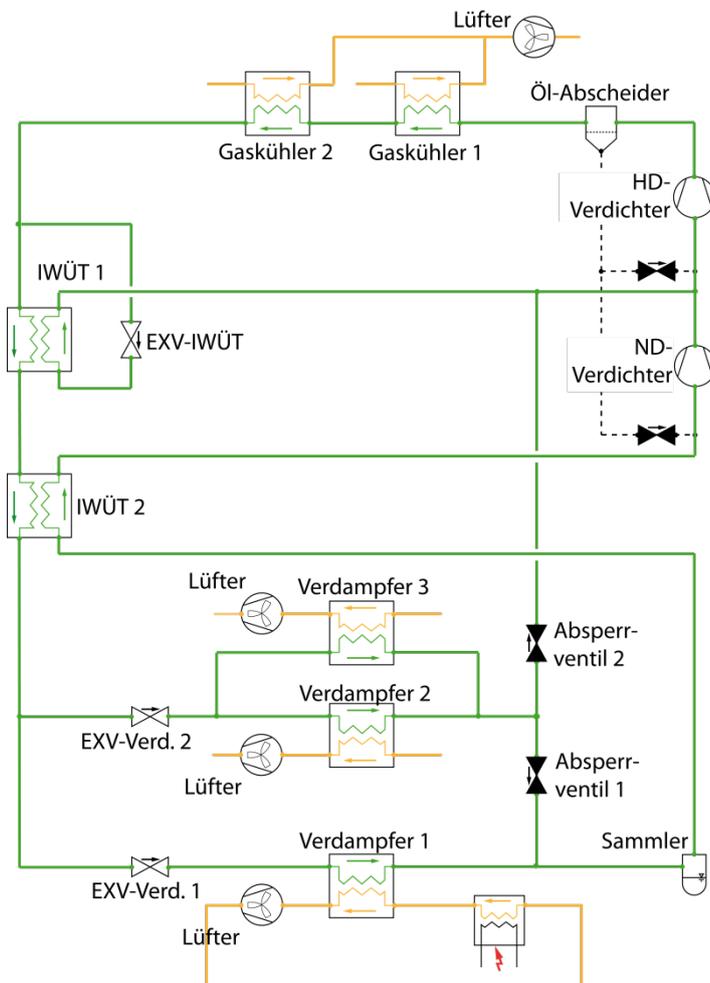
### 1.2.1 Beschreibung der zweistufigen Laboranlage

In diesen Vorhaben wurde ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck als Laboranlage mit dem Kältemittel R744 errichtet (Kapitel 6). Die Laboranlage orientierte sich im Aufbau, der äußeren Geometrie und den Komponenten an einer realen zweistufigen Transportkälteanlage für Motorwagen (Referenzanlage).

In der Laboranlage sind Verflüssiger (Gaskühler) und Verdampfer als Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ausgeführt, die in den äußeren Geometrien denen der Referenzanlage entsprechen. Die Wärmeübertrager der Laboranlage sind für Betriebsdrücke bis 120bar ausgelegt und berücksichtigen die thermophysikalischen Eigenschaften von R744. Die Anzahl der parallelen Pfade in den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern ist gegenüber der Referenzanlage geringer, um über eine höhere Strömungsgeschwindigkeit den Wärmeübergang zu steigern. Die R744-Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager wurden in ein Originalgehäuse eingebaut, um gleiche Strömungsbedingungen wie in der Referenzanlage zu realisieren. In der Laboranlage werden zwei einstufige halbhermetische

R744- Hubkolbenverdichter der Firma GEA Bock (HAX2/70-4CO<sub>2</sub> T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub> T) verwendet. Ergänzende Untersuchungen wurden mit einem zweistufigen, halbhermetischen R744- Radialkolbenverdichter durchgeführt.

Das Fließbild der zweistufigen R744-Laboranlage mit ihren Hauptkomponenten ist in Abbildung 2 dargestellt. Das Kältemittel wird bei Niederdruck vom Niederdruckverdichter (ND-Verdichter) auf Mitteldruck verdichtet. In der zweiten Stufe erfolgt eine Verdichtung des Kältemittels auf Hochdruck im Hochdruckverdichter (HD-Verdichter). Bei Hochdruck durchströmt das Kältemittel einen Ölabscheider und zwei nacheinander angeordnete Gaskühler. Aufgrund des begrenzten Bauraums in der Referenzanlage erfolgt die Wärmeabgabe an die Umgebung in zwei separaten Einheiten. Nach den beiden Gaskühlern wird das Kältemittel in zwei Teilmassenströme aufgeteilt. Ein Teilmassenteilstrom expandiert im Expansionsventil EXV-IWÜT auf Mitteldruck, verdampft und überhitzt durch Wärmeaufnahme im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 und wird zum HD-Verdichter zurückgeführt. Der zweite Teilmassenteilstrom wird im IWÜT 1 gekühlt. Eine weitere Abkühlung erfolgt am inneren Wärmeübertrager IWÜT 2. Dann wird das Kältemittel in den beiden Expansionsventilen EXV-Verd. 1 und EXV-Verd. 2 entspannt und durchströmt die drei geometrisch identischen Verdampfer 1, 2 und 3. Verdampfer 2 und 3 können bei Nieder- oder Mitteldruck betrieben werden, abhängig von der Stellung der Absperrventile 1 und 2. Verdampfer 1 arbeitet immer bei Niederdruck.



**Abbildung 2:** Fließbild der zweistufigen R744-Laboranlage mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT 1) bei Mitteldruck. Den Kältemittelpfad kennzeichnen grüne, Luft orange und Öl gestrichelte schwarze Linien.

Der Niederdrucksammler dient auch als Puffer bzw. Speicher von Kältemittel. Des Weiteren werden im Niederdrucksammler Flüssig- und die Gasphase voneinander getrennt, er erreicht einen Abscheidegrad von 80 bis 95%. Zur vollständigen Verdampfung und Überhitzung des Kältemittels ist zwischen Sammler und ND-Verdichter der zusätzliche innere Wärmeübertrager IWÜT 2 angeordnet.

Zwei Kreislaufverschaltungen, die sich aus der Stellung der Absperrventile 1 und 2 ergeben, können an der Laboranlage untersucht werden:

- Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck: Kälte wird bei Niederdruck von allem drei Verdampfern für die Kühlung eines Einkammer-Kühlfahrzeuges bei einer Solltemperatur bereitgestellt. Hierzu ist Absperrventil 1 geöffnet und Absperrventil 2 geschlossen.
- Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus: Kälte wird gleichzeitig bei Niederdruck und bei Mitteldruck für die Kühlung eines Mehrkammer-Kühlfahrzeugs mit verschiedenen Solltemperaturen bereitgestellt. Hierzu ist Absperrventil 1 geschlossen und Absperrventil 2 geöffnet.

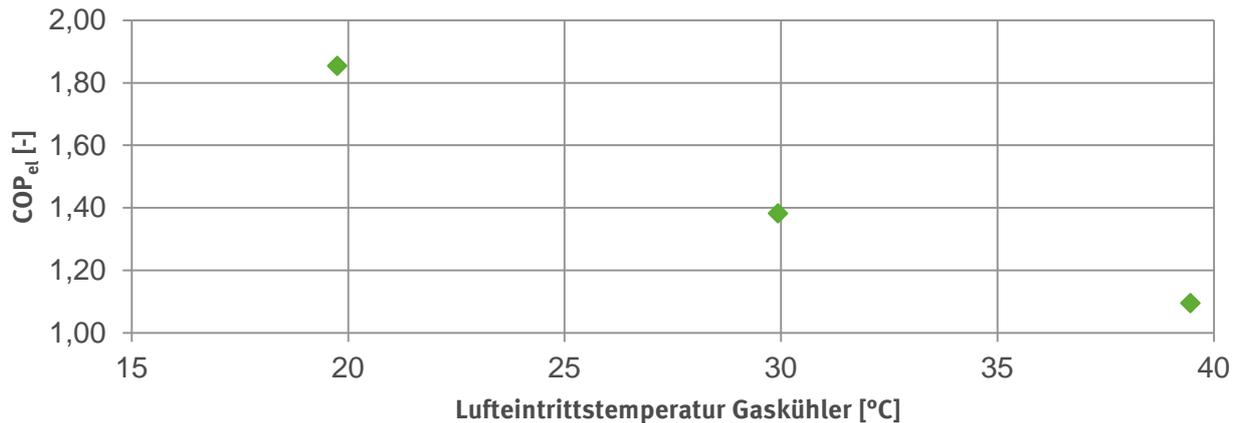
### 1.2.2 Ergebnisse

Die Laboranlage ermöglicht die Untersuchung von sechs unterschiedlichen Parametern. Die Parameter sind: die Lufteintrittstemperatur in den Gaskühler  $T_{G\_ein}$ , die Lufteintrittstemperatur in die Verdampfer  $T_{V\_ein}$ , der Hochdruck  $p_H$ , die Überhitzung am Austritt des inneren Wärmeübertragers IWÜT 1  $T_{Super\ IWÜT\ 1}$  sowie die Drehzahlen des Nieder- und des Hochdruck-Verdichters  $n_{ND}$  und  $n_{HD}$ . Ein weiterer Parameter ist die Variation der Kreislaufverschaltung durch die unterschiedliche Stellung der Absperrventile 1 und 2 (siehe Abschnitt 1.2.1). In den Messungen an der Laboranlage wurden alle genannten Parameter variiert. Die Ergebnisse sind in Kapitel 6 vorgestellt.

Eine Messung für die Betriebsweise „Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck“ ist in Abbildung 3 gezeigt. Alle drei Verdampfer arbeiten bei Niederdruck. Der Einfluss der Lufteintrittstemperatur in den Gaskühler auf die elektrische Leistungszahl  $COP_{el}$  definiert durch Gleichung (1) bei konstanter Kälteleistung von  $\dot{Q}_V \approx 14,1$  kW. Zusätzliche Randbedingungen sind ein Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD} \approx 1,22$ . Bei einer Lufteintrittstemperatur am Gaskühler  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  beträgt der Hochdruck  $p_9 = 66$  bar. Das Kältemittel R744 kann unter diesen Druck/Temperatur-Bedingungen einen unterkritischen Prozess mit Enthitzung, Verflüssigung und Unterkühlung in den beiden Gaskühlern durchlaufen. Am Austritt des Gaskühlers 2 beträgt die Unterkühlung 1,9K.

Für Lufteintrittstemperaturen am Gaskühler von  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  und  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$  liegen transkritische Prozesse vor. Für beide Temperaturen ist in Abbildung 3 jeweils der Betriebspunkt bei optimalem Hochdruck dargestellt. Die elektrischen Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) sinken deutlich mit zunehmender Lufteintrittstemperatur am Gaskühler von  $COP_{el} = 1,85$  bei  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  auf  $COP_{el} = 1,10$  bei  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$ .

Die Laboranlage wurde in einem weiten Betriebsbereich mit Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler bis  $40^\circ\text{C}$  und Verdichterdrehzahlen bis 2100 1/min. über lange Zeiträume betrieben. Die Laboranlage ist in allen Betriebspunkten gut regelbar und die Messdaten können reproduzierbar wiedergegeben werden.



**Abbildung 3:** Variation der Gaskühler-Lufteintrittstemperatur bei einer konstanten Kälteleistung von etwa  $\dot{Q}_V \approx 14,11$  kW und einer Verdampfer-Lufteintrittstemperaturen von etwa  $T_{V\text{ein}} \approx -20$  °C

### 1.3 Modellerstellung Kältemittelkreislauf

Über die experimentellen Untersuchungen an der Laboranlage hinausgehende Fragestellungen wurden mittels Simulation untersucht. Hierzu wurden zwei Kreislaufmodelle eines zweistufigen R744-Kältemittelkreislaufes mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck in zwei verschiedenen Kreislaufverschaltungen erstellt und mit experimentellen Daten der Laboranlage kalibriert. An beiden R744-Modellen wurden leichte Modifikationen durchgeführt, um die Energieeffizienz der numerischen Kreisläufe zu steigern.

Die kalibrierten und leicht modifizierten zweistufigen R744-Kreislaufmodelle dienen als Basis für die Modellierung von zweistufigen R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufen. Die Modelle beziehen die thermophysikalischen Eigenschaften der Kältemittel ein, die Modellerstellung ist ausführlich in Kapitel 7 beschrieben.

#### 1.3.1 Modellerstellung

Die Modellerstellung erfolgte in der objektorientierten, gleichungsbasierten Modellierungssprache Modelica und der Komponenten-Modellbibliothek TIL, die am Institut für Thermodynamik und von der TLK-Thermo GmbH entwickelt wird. Die Bibliothek beinhaltet Komponenten für die Simulation von Fluidsystemen, wie z.B. Kälte-, Kühl- und Wärmepumpenkreisläufen. Die Komponenten wurden in diesem Projekt mit dem Ansatz der finiten Volumen beschrieben. Der Wärmeübergang und der Druckverlust in den Komponenten wurden jeweils lokal modelliert.

#### Wärmeübertrager

Die Gaskühler und Verdampfer wurden im Modell als Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager abgebildet. Auf der Luftseite wurden die Eintrittstemperatur und der Volumenstrom in die jeweiligen Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager als Randbedingungen vorgegeben. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite wurde über eine geometriebasierte Korrelation von Haaf ((Plank 1988) Gl. 12.36) berechnet, die die Geometrie der Lamellen berücksichtigt. Auf der Kältemittelseite wurde der

Wärmeübergangskoeffizient mittels geeigneter allgemeingültiger Korrelationen der Fachliteratur ermittelt, wobei eine Unterscheidung zwischen einphasiger und zweiphasiger sowie laminarer und turbulenter Wärmeübertragung erfolgte. Die verwendeten Korrelationen sind in Kapitel 7.1 aufgeführt. Der Druckverlust durch Reibung des Kältemittels in den Wärmeübertragern wurde durch eine geeignete Korrelation von Wagner ((Wagner 2008) Gl. 151) berücksichtigt.

Die beiden inneren Wärmeübertrager aus Abbildung 2 wurden im Modell als Koaxialrohre abgebildet, die Wärmeübergangsbeziehungen und den genannten Ansatz für den Druckverlust beinhalten. Mit diesem vereinfachten Modell konnten die in den Messungen ermittelten Wärmeströme beider Plattenwärmeübertrager hinreichend genau wiedergegeben werden.

## Verdichter

In Gesamtkreislaufsimulationen sind die drei Größen Kältemittelmassenstrom, Verdichteraustrittstemperatur und Leistungsaufnahme des Verdichters wichtige Parameter. Verdichtermodelle beinhalten Gleichungen zur Bestimmung dieser drei Größen. Aus der Literatur sind dazu unterschiedliche Modellansätze bekannt. Der zweistufige R410A- und der zweistufige R1270-Hubkolbenverdichter wurden durch Kennfelder beschrieben, die auf experimentellen Daten beruhen. Die beiden einstufigen, halbhermetischen R744-Hubkolbenverdichter sowie der zweistufige R744-Radialkolbenverdichter wurden mit einem halbempirischen Modell beschrieben. Die Modellerstellung der Verdichter und deren Validierung durch experimentelle Daten ist Kapitel 10 dargestellt.

### 1.3.2 R744-Kältemittelkreisläufe

Es wurden zwei Kreislaufmodelle des in Abbildung 2 (Kap 1.2.1) dargestellten zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck erstellt. Die beiden Modelle unterscheiden sich durch die Kreislaufverschaltung voneinander. Das erste Modell stellt Kälte bei Niederdruck bereit, dies entspricht dem in Abbildung 2 dargestellten Kreislauf mit offenem Absperrventil 1 und geschlossenem Absperrventil 2. Das zweite Modell stellt Kälte bei zwei Druckniveaus bereit und entspricht der Kreislaufverschaltung aus Abbildung 2 mit geschlossenem Absperrventil 1 und offenem Absperrventil 2.

Beide Modelle beinhalten alle Komponenten der Laboranlage aus Abbildung 2. Relevante Druckverluste und/oder Wärmeübergänge in Rohrleitungen zwischen den einzelnen Komponenten wurden im Modell ebenfalls berücksichtigt. Im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung in den Verdampfern kann der Wärmeübergang bei der zweiphasigen Wärmeübertragung nicht genau wiedergegeben werden. Deshalb wurde ein minimaler Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha_{min} = 1400\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  definiert.

## Validierung

Die beiden Modelle wurden jeweils an experimentellen Daten validiert, die mit Lufteintrittstemperaturen in den Gaskühler von 20 bis 40°C, Lufteintrittstemperaturen in die Verdampfer von -20 bis 0°C und Verdichterdrehzahlen von 1200 bis 2100 1/min. einen weiten Betriebsbereich abdecken. Die Güte der Modelle wurde anhand der Kälteleistung und der energetischen Effizienz bzw. der Leistungszahl (Coefficient of Performance – COP) nach Gl. (1) beurteilt (s. auch Kapitel 6.1.4).

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3}}{P_{el\text{ND-Verdichter}} + P_{el\text{HD-Verdichter}}} \quad (1)$$

Die Güte der beiden Kreislaufmodelle wird für die Kreislaufverschaltung „Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck“ diskutiert. Diese ist mit 27 Betriebspunkten aus dem oben beschriebenen Betriebsbereich validiert. Bewertet wurden dabei die Abweichungen zwischen Messung und Simulation (Tabelle 1).

Die Kälteleistungen lagen zwischen 12,0 und 23,5kW, der  $COP_{el}$  zwischen 1,02 und 2,67. Für die Kälteleistung beträgt die Abweichung der berechneten gegenüber den gemessenen Werten (mittlerer absoluter Fehler) 1,85% bzw. 0,32kW, wobei 65% der berechneten Kälteleistungswerte eine kleinere Abweichung (Standardabweichung) als 2,11% bzw. 0,38kW aufweisen. Der  $COP_{el}$  kann mit einem mittleren absoluten Fehler von 2,48% bzw. 0,04 und einer Standardabweichung von 3,12% bzw. 0,05 im Modell abgebildet werden (Tabelle 1). Die Abweichungen sind klein, d.h. das Modell gibt die experimentellen Daten der Laboranlage hinreichend genau wieder. Die detaillierte Betrachtung der Abweichungen in den Gaskühlern und Verdampfern ist in Kapitel 7.2.2. zu finden.

**Tabelle 1: Genauigkeit des numerischen zweistufigen R744-Kältemittelkreislaufs mit der Kreislaufverschaltung „Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck“.**

	Mittlerer absoluter Fehler [%]	Standardabweichung [%]
Kälteleistung $\dot{Q}_V$	1,85	2,11
$COP_{el}$	2,48	3,12

### Modifikationen zur energetischen Optimierung

Die energetische Effizienz der beiden R744-Kältemittelkreisläufe konnte im Modell durch die nachfolgend beschriebenen Modifikationen verbessert werden, wodurch die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) insgesamt um etwa 10% stieg.

- Niederdrucksammler:

Der Niederdrucksammler dient als Kältemittelreservoir und zur Abscheidung des flüssigen Kältemittels von der Dampfphase. Die Abscheidung der Flüssigphase (Abscheidegrad) von Niederdrucksammlern wird vom Massenstrom, dem Kältemittelfüllstand und der Ölausflussöffnung bestimmt. Aus der Literatur ist zu entnehmen, dass die Integration eines Drall- und Spritzschutzbleches in den Niederdrucksammler den Abscheidegrad verbessert. Experimentell konnten für mittlere Kältemittelfüllstände Abscheidegrade von bis zu 95% erreicht werden (Strupp et al. 2007). Für die Simulationen, die in Abschnitt 1.4 beschrieben sind, wurde daher ein konstanter Abscheidegrad von 0,94 für alle Betriebspunkte angenommen.

- Innerer Wärmeübertrager IWÜT 2:

Die Wärmeübertragungsfläche des IWÜT 2 wurde minimiert, wobei eine ausreichende Überhitzung des Kältemittels vor dem ND-Verdichter in allen Betriebspunkten zu garantieren war. Der Druckverlust im IWÜT 2 wurde vernachlässigt, wodurch insbesondere für die Kältemittel R410A und R1270 Vorteile entstehen.

- Peripherie:

Druckverluste in der Peripherie, wie in Rohrleitungen oder im Filter wurden, durch die Wahl größerer Rohrdurchmesser oder einer kompakteren Bauweise verringert. Der Druckverlust im Modell wurde gegenüber dem gemessenen Druckverlust auf ein Viertel reduziert. Der Ölabscheider ist im Gesamtkreislaufmodell nicht berücksichtigt.

- Hubkolbenverdichter:

In den Simulationen (Kapitel 1.4) wurde die gleiche Verdichterdrehzahl für die beiden einstufigen R744-Hubkolbenverdichter angenommen ( $n_{ND} = n_{HD}$ ). Gemeinsam können diese beiden einstufigen Verdichter als ein zweistufiger Verdichter mit idealer thermischer Trennung betrachtet werden.

Die beiden so optimierten zweistufigen R744-Kältemittelkreisläufe wurden für die Simulationen mit R744 herangezogen (Kapitel 1.4). Die R744-Modelle ermöglichen eine Übertragung auf Kältemittelkreisläufe mit den Kältemitteln R410A und R1270.

### 1.3.3 R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe

Für die Kältemittel R410A und R1270 wurden zweistufige Kreislaufmodelle mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck und einem Niederdrucksammler erstellt. Bei allen Betriebsbedingungen verläuft bei beiden Kältemitteln der Prozess subkritisch. Auf der Hochdruckseite werden die Kältemittel entthitzt und verflüssigt. Eine Unterkühlung des kondensierten Kältemittels verbessert die energetische Effizienz des Kreislaufs; in den weiteren Simulationen wurde die Unterkühlung auf 3K geregelt.

Vier Kreislaufmodelle wurden erstellt, die sich in Bezug auf das Kältemittel (R410A, R1270) und die Kreislaufverschaltung (Kälte bei Niederdruck, Kälte bei zwei Druckniveaus) unterscheiden. Die zweistufigen R1270- und R410A-Kreislaufmodelle für beide Kreislaufverschaltungen entsprechen den verbesserten zweistufigen R744-Kreislaufmodelle mit den Modifikationen aus Kapitel 1.3.2 zum Niederdrucksammler und dem internen Wärmeübertrager IHX 2. Der gewählte Modellansatz mit allgemeingültigen Beziehungen zum Druckverlust und Wärmeübergang ermöglicht die Übertragung von R744 zu R410A und R1270. Die zweistufigen R410A- und R1270-Kreislaufmodelle wurden jeweils individuell auf das Kältemittel zur Berücksichtigung der thermophysikalischen Eigenschaften angepasst. Dazu erfolgten Änderungen in den Komponenten Verdichter, Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager und der Peripherie. Für die R410A- und R1270-Verdichter wurden externe Verdichtermessungen zur Validierung verwendet, weitere Daten zur Validierung der Kreislaufkomponenten waren nicht verfügbar.

Folgende Anpassungen erfolgten:

- Verdichter:

Es werden zweistufige, offene Verdichter für die Kältemittel R410A und R1270 eingesetzt.

- Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager:

In den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern wird eine höhere Zahl paralleler Kältemittelpfade als beim R744-Kältemittelkreislauf gewählt (siehe Kapitel 6.1.2), wodurch der Druckverlust und der Wärmeübergang in den Wärmeübertragern abnehmen. Durch die höhere Anzahl paralleler Kältemittelpfade strömt das Kältemittel in den Verdampfern im weiten Betriebsbereich laminar mit geringem Druckverlust und geringem Wärmeübergangskoeffizienten. Für alle folgenden Simulationen wurde in Anlehnung an R744 für R410A und R1270 ein minimaler Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha_{min} = 1500\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  bei höherer Anzahl paralleler Kältemittelpfade definiert.

- Peripherie:

Für die Rohrleitungen, Filter und Sammler wurden gegenüber den R744-Modellen größere Rohrdurchmesser gewählt. Hierdurch konnten die Druckverluste auf das Niveau der R744-Modelle reduziert werden. Ein Ölabscheider ist nicht enthalten.

## 1.4 Simulativer Vergleich der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe

Ein exemplarisches Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr wird durch die zweistufigen R410A-, R1270- oder R744-Kältemittelkreisläufe aus Abschnitt 1.3 gekühlt. Die Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) bei konstanter Kälteleistung und Variation der Umgebungstemperatur (Kapitel 1.4.3) sowie die jährlichen Gesamtemissionen des Kühlfahrzeugs mit zweistufigem Kältemittelkreisläufen (Kapitel 1.4.4) wurden verglichen.

In diesem Kapitel wird das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und die Kreislaufverschaltung „Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck“ dargestellt. Ausführlich wird der simulative Vergleich der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für exemplarische Ein- und Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge in Kapitel 8 beschrieben.

In den zweistufigen Kältemittelkreisläufen wird die Kälteleistung durch die Verdichterdrehzahl geregelt. Die Überhitzung am inneren Wärmeübertrager 1 (IWÜT 1)  $T_{Super IWÜT 1}$  betrug 10K.

### 1.4.1 Exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug

Der Kühlraum des exemplarischen Eintemperatur-Kühlfahrzeugs soll auf eine Solltemperatur von  $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$  gekühlt werden. Der Kühlaufbau bietet Platz für 21 EURO-Paletten. Die äußeren Abmessungen und weitere geometrische Größen des Kühlaufbaus sind in Kapitel 8.1 genannt. Der Kältebedarf  $\dot{Q}_{Kühl}$  für dieses Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr wurde mit Hilfe der Norm DIN 8959 geschätzt, die die minimal erforderliche Kälteleistung der Transportkälteanlage für Eintemperatur-Kühlfahrzeuge angibt. Es wurde eine durchschnittliche Belieferung von 4 Kunden pro Stunde und eine Türöffnungszeit von 3 Minuten angenommen. Darüber hinaus ist nach Norm DIN 8959 die eingebrachte Wärmemenge während der Abtauzeiten bei unterbrochener Kühlleistung des Verdampfers zu berücksichtigen. Die Abtauzeit kann lt. DIN 8959 bis zu 30 % der Gesamtkühlzeit betragen. In dieser Arbeit wird der Erhöhung der erforderlichen Kälteleistung für die Abtauzeiten mit dem Faktor 1,3 berücksichtigt, s. Gl. (2).

Gleichung (2) beschreibt den Kältebedarf  $\dot{Q}_{Kühl}$  des geschlossenen Kühlaufbaus (Term 1) und durch die Türöffnungen (Term 2). Die Größen sind der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$ , die gemittelte Oberfläche des Kühlaufbaus  $S$ , das Volumen des Kühlaufbaus  $V$  und die Enthalpiedifferenz  $\Delta h$  zwischen Umgebungs- und Kühlraumluft  $T_U$  und  $T_{Kühl, Soll}$ . Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  sind Zuschlagsfaktoren, deren Höhe sich in Abhängigkeit von der Anzahl der Auslieferungen pro Stunde und von der durchschnittlichen Türöffnungszeit ergibt.

$$\dot{Q}_{Kühl} = 1,3 \cdot C_2 \left[ k \cdot S \cdot (T_U - T_{Kühl, Soll}) + \frac{C_1 \cdot V \cdot \Delta h}{3,6} \right] \quad (2)$$

### 1.4.2 Auslegungspunkt der Kältemittelkreisläufe

Um die zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe vergleichen zu können, wurde ein gemeinsamer Auslegungspunkt definiert. In diesem Punkt wurden die Verdichter-Hubvolumina so gewählt, dass bei gleicher Drehzahl jeweils die gleiche Kälteleistung erbracht wird. Als Gesamtkälteleistung der drei Verdampfer im Auslegungspunkt wurde  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$  gewählt und orientierte sich

an den Kälteleistungen der zweistufigen R410A- und R1270-Referenzanlagen und dem Kältebedarf des hier definierten exemplarischen Kühlfahrzeugs.

**Tabelle 2: Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt.**

Beschreibung				Einheit
Lufteintrittstemperatur Gaskühler bzw. Verflüssiger	$T_{G\_ein} = 30$			°C
Lufteintrittstemperatur Verdampfer	$T_{V\_ein} = -20$			°C
Überhitzung IWÜT 1	$T_{Super\ IWÜT\ 1} = 10$			K
Verdichterdrehzahl	$n = 1450$			1/min
	R410A	R1270	R744	
Hubvolumen ND-Stufe	267	370	41,2	cm <sup>3</sup>
Hubvolumen HD-Stufe	302	410	28,9	cm <sup>3</sup>

Im Auslegungspunkt beträgt die Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G\_ein} = 30^{\circ}\text{C}$ , die Lufteintrittstemperaturen in die drei Verdampfer  $T_{V\_ein} = -20^{\circ}\text{C}$ , die Überhitzung am inneren Wärmeübertrager IWÜT 1  $T_{Super-IWÜT\ 1} = 10\text{K}$  und die mittlere Verdichterdrehzahl  $n = 1450\ 1/\text{min}$ . Bei einem Eintemperatur-Kühlfahrzeug kann der der Mitteldruck des Kältemittelkreislaufes frei gewählt werden. Der Mitteldruck wurde so gewählt, dass jeder Kreislauf so energieeffizient wie möglich arbeitet.

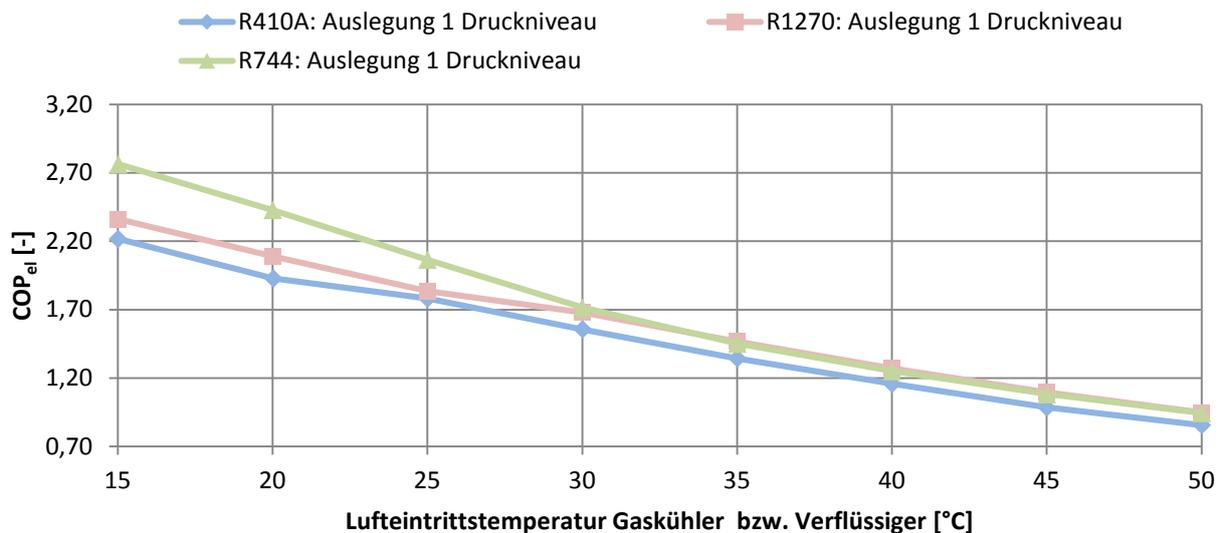
Aufgrund der Charakteristiken der zweistufigen R410A- und R1270-Verdichter nimmt die Verdichtereffizienz der Niederdruck (ND)-Stufe mit steigendem Verhältnis von Mitteldruck zu Niederdruck stark ab. Für die beiden Kältemittel R410A und R1270 erweisen sich daher kleine Druckverhältnisse für den zweistufigen Verdichter als optimale (energieeffiziente) Auslegung. Daher wurden kleine Druckverhältnisse und - damit verbunden - niedrige Mitteldrücke und niedrige Hubvolumenverhältnisse gewählt, für R410A  $V_{Hub\ ND}/V_{Hub\ HD} = 0,88$  und für R1270  $V_{Hub\ ND}/V_{Hub\ HD} = 0,90$ . Niedrigere Hubvolumenverhältnisse wurden hier nicht untersucht, da für diese Betriebsbereiche der Verdichter keine Messdaten verfügbar waren. Für die beiden einstufigen R744-Verdichter wird ein optimaler Mitteldruck bei einem Hubkolbenverhältnis  $V_{Hub\ ND}/V_{Hub\ HD} = 1,43$  erreicht. Die Hubvolumen der Hoch- und Niederdruck-Verdichterstufen wurden so gewählt, dass im Auslegungspunkt die definierte Gesamtkälteleistung von  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$  erreicht wird (siehe Tabelle 2).

### 1.4.3 Vergleich der Energieeffizienz bei konstanter Kälteleistung

Die Bewertung der zweistufigen Kältemittelkreisläufe erfolgt über die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) nach Gl. (1). In Abbildung 4 der  $COP_{el}$  für eine konstante Gesamtkälteleistung von  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$  in Abhängigkeit von den Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger dargestellt. Weitere Randbedingungen sind eine einheitliche Lufteintrittstemperatur in die drei Verdampfer von  $T_V = -20^{\circ}\text{C}$  und eine Kältemittelüberhitzung am Ausgang des inneren Wärmeübertragers 1 (IHX 1) of  $T_{Super\ IHX\ 1} = 10\text{K}$ . Ergänzende Simulationsergebnisse sind in Kapitel 8.3 in Tabelle 15 zusammengestellt.

Für Luft Eintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{G\_ein} \leq 30^\circ\text{C}$  ist die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) am höchsten beim R744-Kältemittelkreislauf und für  $T_{G\_ein} > 30^\circ\text{C}$  beim R1270-Kältemittelkreislauf. Der R1270- und der R744-Kältemittelkreislauf erreichen unter den in der Simulation getroffenen Annahmen für alle untersuchten Luft eintrittstemperaturen in den Gaskühler bzw. Verflüssiger höhere  $COP_{el}$  als der R410A-Kältemittelkreislauf.

Der Energieverbrauch der zweistufigen Kältemittelkreisläufe kann durch den Verdichterwirkungsgrad bewertet werden. Der mittlere effektive Verdichterwirkungsgrad ist definiert als Quotient aus der isentropen Verdichtungsarbeit beider Kompressorstufen und deren Verbrauch von elektrischer



**Abbildung 4:** Vergleich der Leistungszahlen  $COP_{el}$  von zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufen bei verschiedenen Luft eintrittstemperaturen in den Gaskühler bzw. Verflüssiger für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  und einer konstanten Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$ .

Energie. Der mittlere effektive isentrope Verdichterwirkungsgrad (mittlerer  $\lambda_{eff\ isen}$ , siehe Tabelle 15) ist für den zweistufigen R1270 Verdichter um 3 bis 5 %-Punkte und für R744 um 15 bis 19 %-Punkte höher als beim zweistufigen R410A-Verdichter. Zu erklären sind diese Abweichungen durch unterschiedliche Charakteristiken der R1270- und R744- Verdichter und insbesondere bei R744 mit niedrigeren Druckverhältnissen gegenüber R410A. Der mittlere Motorwirkungsgrad ist für alle drei Kältemittel etwa gleich.

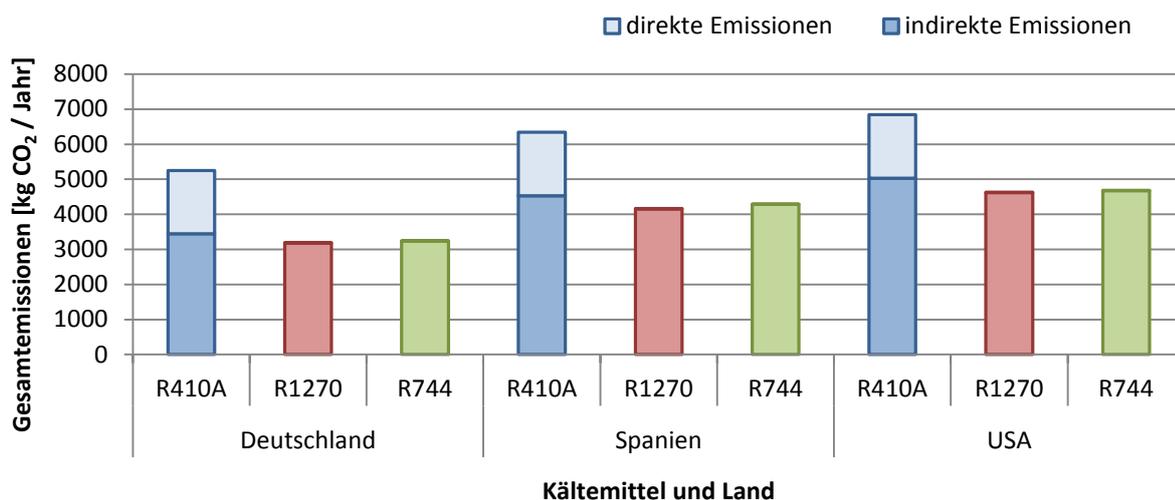
#### 1.4.4 Vergleich der CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen

Für die Kühlung des in Kapitel 1.4.1 beschriebenen exemplarischen Kühlfahrzeuges mit den modellierten zweistufigen R410A-, R1270- oder R744-Kältemittelkreisläufen wurden die jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen ermittelt. Dabei wurde angenommen, dass das Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr der drei Länder Deutschland, Spanien und den USA fährt. Für die Berechnung der jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen wurden die direkten und indirekten Emissionen nach DIN EN 378-1 herangezogen.

Die direkten Emissionen sind die Kältemittlemissionen, die indirekten Emissionen sind die Emissionen aus der Energie, die zum Betrieb der Transportkälteanlage benötigt wird. Hierbei wurde allein die Energie zum Betrieb der Verdichter berücksichtigt, Energie für den Betrieb der Lüfter und weiterer Nebenaggregate blieben unberücksichtigt. Die für den Betrieb im Jahr aufzuwendende Energie für die Verdichter wurde über die Lkw-Einsatzzeiten, die Klimabedingungen und die durchschnittlichen Betriebszeiten der Transportkälteanlage abgeschätzt. Die Annahmen zur Berechnung der indirekten und direkten Emissionen sind ausführlich in Kapitel 8.4 vorgestellt.

Die berechneten Gesamtemissionen sind in Abbildung 5 als Summe aus indirekten (dunkle Balken) und direkten Emissionen (helle Balken) angeben. Für alle drei betrachteten Länder (Deutschland, Spanien, USA) sind die indirekten Emissionen bei der modellierten R410A-Anlage am höchsten. Durch Berücksichtigung der direkten Kältemittel-Emissionen steigen die Gesamtemissionen von R410A gegenüber R1270 und R744 weiter an. Die direkten Emissionen von R410A haben einen Anteil von 27 bis 34% an den Gesamtemissionen.

Die hier auf der Basis der Modellierung berechneten jährlichen Gesamtemissionen für ein exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr mit einer zweistufigen Transportkälteanlage mit den drei Kältemitteln R1270, R410A und R744 zeigen, dass die natürlichen Kältemittel R1270 (Propen) und R744 (Kohlendioxid) gegenüber der fluorierten Kältemittelmischung R410A geeignete und konkurrenzfähige Alternativen für die Transportkühlung darstellen.



**Abbildung 5:** Jährliche CO<sub>2</sub>-äquivalente Gesamtemissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlage für ein exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Die Gesamtemissionen der Transportkälteanlage erfassen nur die Kühlung und keine Hilfsaggregate. Die Antriebsenergie wird über einen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor erzeugt.

## 2 Summary

The transport of chilled and frozen food requires specific cooling temperatures to reliably met in the refrigerated vehicle. Depending on the ambient temperature, the refrigeration unit cools or heats the insulated compartment. In transport refrigeration units, the fluorinated refrigerant blends R404A or R410A are widely used. These refrigerants have high global warming potentials (GWP<sub>100</sub>) of 3922 and 2088, respectively (Forster et al. 2007). Natural refrigerants like R744 (carbon dioxide) and R1270 (propane) with very low global warming potentials are, due to their thermodynamic properties, suitable alternatives to the commonly used fluorinated refrigerants. In refrigerated vehicles, single-stage vapour compression cycles are widely used. The refrigeration system's energy efficiency could increase considerably by implementing two-stage vapour compression cycle.

In this project a two-stage vapour compression cycle for the refrigerant R744 (carbon dioxide) was set up in the laboratory and was experimentally investigated. This test unit can provide efficient cooling for chilling and deep freezing mode of single- and multi-compartment vehicles. To meet the real technical use conditions, the design of the test unit was based on a commercial transport refrigeration system for vehicles.

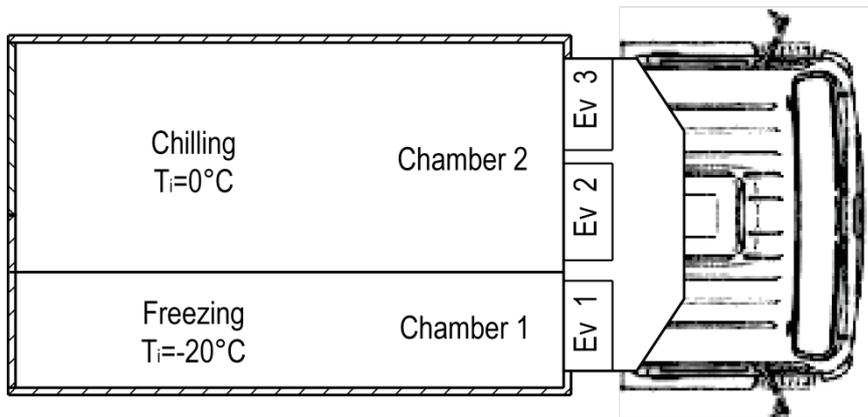
The experimental data of the test unit were used to validate a numerical R744 vapour compression cycle. Thermo-physical effects such as pressure drop and heat transfer in the different components of the refrigeration cycle were considered in the model by general correlations. This R744-model was slightly modified to improve the energy efficiency of the refrigeration cycle. Based on the improved R744-modell, two additional models for the refrigerants R410A and R1270 were designed, considering the thermo-physical properties of these refrigerants. Based on the simulation models of the R410A-, R1270- and R744-two-stage vapour compression cycles the coefficients of performance (COP) for a constant cooling capacity of 15kW and varying ambient temperatures, the average annual energy consumption and the overall greenhouse gas emissions for transport refrigeration systems were calculated and compared.

### 2.1 Refrigeration cycle for refrigerated vehicles

#### 2.1.1 Refrigerated vehicle

Fresh chilled products are transported at cooling compartment temperatures of 0°C minimum (chilling mode) and frozen food at temperatures of -20°C or lower (freezing mode). These products are transported in single- or multi-compartment vehicles. Multi-compartment vehicles enable the simultaneous transport of chilled and frozen food. In Europe, the share of multiple-compartment vehicles has increased considerably since the early 1990ies. In France for example, more than half of all new refrigerated vehicles (56%) with a total mass of 12 to 19 tons were of multi-compartment design in 2012 (Michineau et al. 2014a).

In multi-compartment vehicles, the refrigerated body is usually divided lengthways into two compartments with two different cooling set temperatures. (see Figure 1). Both compartments are equipped with separate evaporators, which are connected to the refrigeration cycle for realizing the required set temperatures. In a single-compartment vehicle no partition panel is necessary, for only one single cooling temperature.



**Figure 1:** Outline (top view) of a two-compartment refrigerated vehicle with one compartment for chilling and one for freezing and location of the refrigeration unit with three separate evaporators (Ev 1 to Ev 3).

### 2.1.2 Vapour compression cycles for transport refrigeration

State of the art in refrigerated transport of single- and multi-compartment vehicles is the single-stage vapour compression cycle. In multi-compartment vehicles, the compartments are typically cooled alternately. To this end the evaporator of each compartment is connected successively to the compression cycle by stop valves.

In a first step promising two-stage vapour compression cycles from literature were identified. The two-stage vapour compression cycles were evaluated for different refrigerants and for the conditions of refrigerated transport with evaporation temperatures below  $-30^{\circ}\text{C}$  and ambient temperature above  $40^{\circ}\text{C}$  (chapter 4). For the chosen refrigerants two different two-stage vapour compression cycles reached the highest energy efficiency, either equipped with an intermediate pressure accumulator or an internal heat exchanger at intermediate pressure.

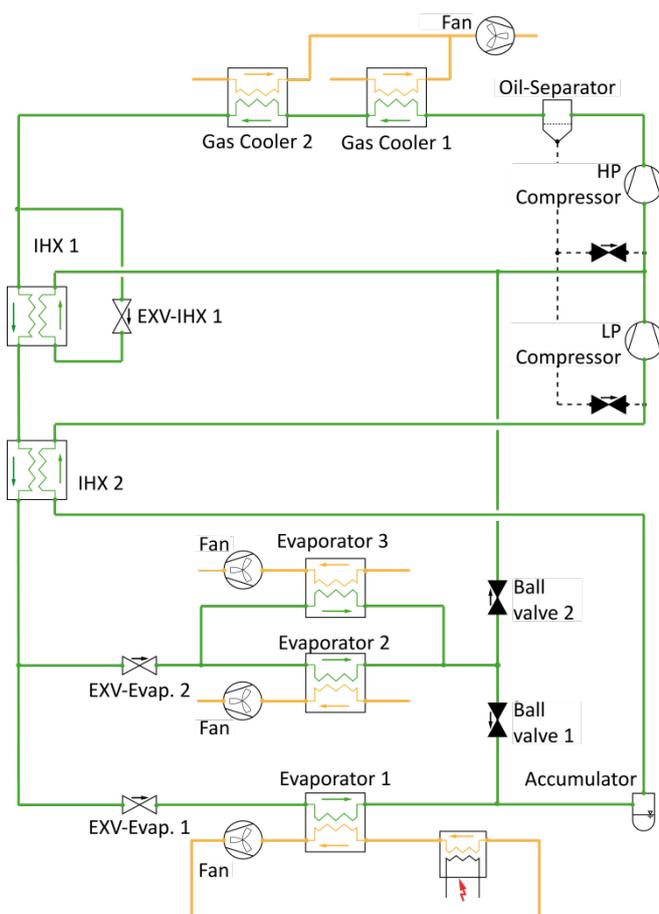
In the framework of this project a two-stage vapour compression cycle with internal heat exchanger at intermediate pressure (economizer) was intensively investigated by experiments (chapter 6) and simulations (chapter 7, 8 and 9).

## 2.2 Experimental investigations

### 2.2.1 Description of the test unit

In this project a two-stage vapour compression cycle with an internal heat exchanger at intermediate pressure for the refrigerant R744 was set up in the laboratory. The design, outer geometries and components of the test unit were orientated on a commercial two-stage transport refrigeration system (reference system).

Evaporator and condenser (gas cooler) of the test system are of fin and tube heat exchanger type with the same outer geometries like in the reference system. Both heat exchangers are specially designed for operating conditions up to 120 bar and take the thermodynamic properties of R744 into account. The number of parallel paths in the fin and tube heat exchangers is reduced compared to the commercial transport refrigeration system to increase the heat transfer coefficient due to higher flow velocities. The heat exchangers of the test unit were installed in an original housing, to realise the same air flows through these heat exchangers like in the reference system.



**Figure 2:** Process flow diagram of the two-stage R744-test unit with internal heat exchanger (IHX 1) at medium pressure. The refrigerant path is marked by green lines, the air by orange lines and the oil by black dashed lines.

In the test unit, two single-stage semi-hermetic reciprocating compressors with a rated speed of 1450 1/min from GEA Bock (HAX2/70-4CO<sub>2</sub> T and HAX2/90-4CO<sub>2</sub> T) are used. Additional measurements were carried out with a two-stage semi-hermetic radial piston compressor.

The process flow diagram of the R744 two-stage test unit with its main components is presented in Figure 2. The refrigerant is compressed by the low pressure compressor (LP Compressor) to intermediate pressure. In the second stage the refrigerant is compressed to high pressure by the high pressure compressor (HP Compressor). At high pressure, the refrigerant flows through an oil separator and two gas coolers (Gas Cooler 1 and 2) successively. Because of the restricted installation space in the commercial transport unit the heat transfer to the environment is realised by two separate units. At the outlet of Gas Cooler 2 the refrigerant is split into two streams. One stream expands in the expansion valve (EXV-IHX 1) to intermediate pressure, evaporates and superheats due to heat transfer in the internal heat exchanger 1 (IHX 1) and flows back to the HP Compressor. The second stream is cooled at high pressure by the first stream. Additional cooling of the second stream takes place at the internal heat exchanger 2 (IHX 2). Then the refrigerant is expanded in the expansion valves EXV-Evap. 1 and EXV-Evap. 2 and flows through three identical evaporators 1, 2 and 3. Evaporator 2 and 3 operate either at low or at intermediate pressure, depending on the position of ball valves 1 and 2. Evaporator 1 operates always at low pressure. The accumulator acts as refrigerant collector and buffer. Gas and liquid phase are separated in the accumulator, which has an accumulator efficiency of 80 to 95%. IHX 2, located between the accumulator and the LP Compressor completely evaporates and superheats the refrigerant.

Two operating modes depending on the position of the ball valves 1 and 2 were investigated at the test unit:

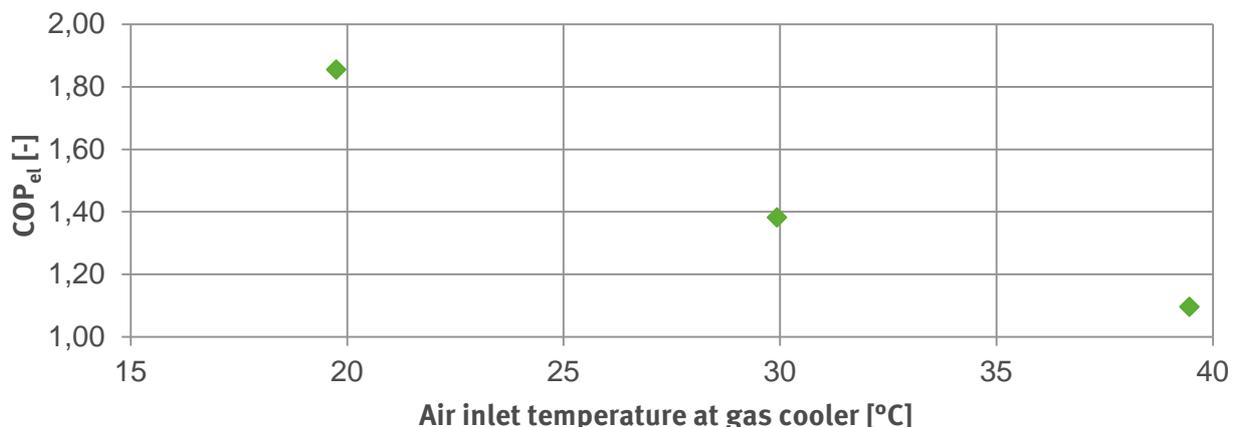
- Delivering cooling capacity at one pressure level: At low pressure chilling or freezing is provided by all three evaporators for a single-compartment vehicle at one set temperature. For this operating mode ball valve 1 is opened and ball valve 2 is closed.
- Delivering cooling capacities at two pressure levels: Cooling is provided simultaneously at low pressure by evaporator 1 (freezing) and at intermediate pressure by evaporator 2 and 3 (chilling) for a multi-compartment vehicle. For this mode, ball valve 1 is closed and ball valve 2 is opened.

## 2.2.2 Results

The test unit enables the investigation of six different parameters. These parameters are the air inlet temperatures in the gas coolers  $T_{G\ in}$ , the air inlet temperatures in the evaporators  $T_{E\ in}$ , the high pressure  $p_H$ , the superheating at the outlet of the internal heat exchanger 1 (IHX 1)  $T_{Super\ IHX\ 1}$  as well as the rotational speed of the low and high pressure compressors (LP- and HP-Compressor)  $n_{LP}$  and  $n_{HP}$ . An additional parameter is the operating mode by opening or closing ball valve 1 and 2, respectively. All these parameters were varied in the measurements at the test unit. The results are discussed in chapter 6.

One measurement series is shown for the operating mode “Delivering cooling capacity at one pressure level” in Figure 3. All three evaporators operate at low pressure. The influence of the gas cooler air inlet temperature on the coefficient of performance ( $COP_{el}$ ), defined by eq. (1), at a constant cooling capacity of  $\dot{Q}_E \approx 14,1\text{kW}$  is shown. Additional boundary conditions of these measurements are a compressor speed ratio between LP- and HP-compressor  $n_{LP}/n_{HP} = 1.22$ , a superheating of the internal heat exchanger 1 (IHX 1) of  $T_{Super\ IHX\ 1} \approx 15.1\text{K}$  and an air inlet temperature of all three evaporators of  $T_{E\ in} \approx -20.1^\circ\text{C}$ .

At a gas cooler air inlet temperature of  $T_{G\ in} \approx 20^\circ\text{C}$ , the high pressure is  $p_9 = 66\text{ bar}$ . At these conditions R744 undergoes a subcritical process with deheating, condensation and sub cooling in both gas coolers. At the outlet of the gas cooler 2, the sub cooling is  $1.9\text{K}$ . For gas cooler air inlet temperatures of  $T_{G\ in} \approx 30^\circ\text{C}$  and  $T_{G\ in} \approx 40^\circ\text{C}$  transcritical processes occur.



**Figure 3:** Variation of the gas cooler air inlet temperatures at a constant cooling capacity of nearly  $\dot{Q}_E \approx 14,1\text{ kW}$  and constant evaporator air inlet temperatures of nearly  $T_{E\ in} \approx -20^\circ\text{C}$ .

For both temperatures, the measurements at optimal high pressure are shown in Figure 3. The coefficient of performance  $COP_{el}$  decreases significantly with increasing temperature from  $COP_{el} = 1,85$  at  $T_{G\ in} \approx 20^\circ\text{C}$  to  $COP_{el} = 1,10$  at  $T_{G\ in} \approx 40^\circ\text{C}$  (see Figure 3).

Over long periods, the test unit performs over a wide operating range with air inlet temperatures in the gas coolers up to  $40^\circ\text{C}$  und compressor speeds up to 2100 rpm. The test unit can be controlled well in all operating states and the measured data can be properly reproduced.

## 2.3 Modelling of a refrigeration cycle

Aspects beyond the experimental investigation of the test unit were studied by simulation. To this end two numerical models of the two-stage vapour compression cycles with internal heat exchanger at intermediate pressure were developed for the refrigerant R744. Both models differ by the operating mode and were validated against experimental data of the test unit. Both R744-models were slightly modified to improve the energy efficiency of the numerical vapour compression cycles.

Based on the validated and improved two-stage R744-models, additional models for two-stage refrigeration cycles with the refrigerants R410A and R1270 were developed. The models consider the thermo-physical properties of the refrigerants. The modelling of the vapour compression cycles is extensively discussed in chapter 7.

### 2.3.1 Modelling

The object-orientated modelling language Modelica and the component library TIL were used, which were developed at the Institute for Thermodynamics and TLK-Thermo GmbH. The library contains components for modelling fluid systems like, refrigeration, cooling and heat pump cycles, amongst others. For this project, the components were described by the finite volume method. Thermo-physical effects such as heat transfer and pressure drop were described locally by suitable general suitable correlations.

#### Heat exchangers

The gas coolers and evaporators were modelled as fin and tube heat exchangers. For each heat exchanger a sufficient discretization was chosen. On air side, the air inlet temperature and the volume flow were defined as boundary conditions. The heat transfer coefficient on the air side between air and fins was calculated by the geometry based correlation of Haaf ((Plank 1988) Eq. 12.36), which takes the geometry of the fins into account. On the refrigerant side, the heat transfer coefficient was calculated with the help of suitable general correlations from literature; whereby it was distinguished between single-phase flow and two-phase flow as well as turbulent flow and laminar flow. The pressure drop of the refrigerant inside the heat exchanger due to friction was calculated by a correlation from Konakov ((Wagner 2008) Eq. 151).

Both plate heat exchangers of the test unit (IHX 1 and IHX 2) were described in the model as coaxial tubes and include the mentioned heat transfer and pressure drop correlations. With that simplified model the measured heat capacities, the refrigerant temperatures and the pressure drops could be reproduced sufficiently exactly.

#### Compressors

In refrigeration system simulations the three compressor variables refrigerant mass flow, compressor outlet temperature and power consumption are significant factors. Compressor models include equa-

tions for the calculation of these three variables. In the literature different approaches for compressor modeling are described. Both, the two-stage R410A and the two-stage R1270 reciprocating compressors were described by characteristic maps, designed by experimental data. Both R744-single-stage semi-hermetic reciprocating compressors and the R744-two-stage semi-hermetic radial piston compressor were described by a semi-empirical model. Compressor modelling and validation to experimental data are extensively described in chapter 11.

### 2.3.2 R744-refrigeration cycles

Two models of the two-stage vapour compression cycles with internal heat exchanger at intermediate pressure from Figure 2 were developed. Both models differ in regard to the operating mode. The first model provides cold at low pressure; this corresponds to the cycle with open ball valve 1 and closed ball valve 2 (Figure 2). The second model provides cold at two different pressure levels simultaneously and corresponds to the cycle where ball valve 1 is closed and ball valve 2 is opened (Figure 2). Both models include all components from the test unit. Relevant pressure drops and /or heat transfers in the tubes between the components were included as well. In the transition area between laminar and turbulent flow, the two-phase heat transfer coefficient for evaporation cannot be described exactly. Therefore, a minimal heat transfer coefficient of  $\alpha_{min} = 1400 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  was defined.

#### Validation

Both models were validated using measured test unit data, which cover a wide range of operating conditions: gas cooler air inlet temperatures of 20 to 40°C, evaporator air inlet temperatures of -20 to 0°C and compressor speeds of 1000 to 2100 rpm were considered. The accuracy of the models was evaluated by the cooling capacity and the energy efficiency, here  $COP_{el}$  defined by eq. (1).

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2} + \dot{Q}_{E3}}{P_{el LP Compressor} + P_{el HP Compressor}} \quad (1)$$

Here, the accuracy of the model is shown for the operating mode “Delivering cooling capacity at one pressure level” (**Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.**). The model was validated with 27 measurement points in the above described range of operating conditions. The cooling capacity varied between 12.0 and 23.5kW, the  $COP_{el}$  between 1.02 and 2.67.

For the cooling capacity  $\dot{Q}_E$  a mean absolute error of 1.85% equating to 0.32kW was calculated, respectively, whereas 65% of the simulated cooling capacities have a difference smaller than 2.11% or 0.38kW (standard deviation). The  $COP_{el}$ , can be calculated by the model with a mean absolute error of 2.48% equating to 0.04 and a standard deviation of 3,12% or 0.05. Since the deviation is small, the model predicts the cooling capacity  $\dot{Q}_E$  and the  $COP_{el}$  sufficiently exactly. The deviations for the gas coolers and evaporators are discussed in detail in chapter 7.2.

**Table 1: Accuracy of the numerical R744 two-stage vapour compression cycle in the operating mode “Delivering cooling capacity at one pressure level”.**

	Mean absolute error [%]	Standard deviation[%]
Total cooling capacity $\dot{Q}_E$	1.85	2.11
$COP_{el}$	2.48	3.12

## Modifications for energetic optimization

The energy efficiency of both two-stage compression models was increased by the following modifications, leading to a rise of the overall energy efficiency ( $COP_{el}$ ) by approximately 10%.

- Low pressure accumulator:

The low pressure accumulator serves as refrigerant reservoir and separates the liquid from the gas phase. The separation efficiency of the liquid phase (accumulator efficiency) of low pressure accumulators depends in general on the mass flow, the filling level and the oil bleed hole diameter. The integration of a deflector plate inside the accumulator increases the accumulator efficiency. Accumulator efficiencies up to 0.95 were experimentally shown in (Strupp et al. 2007) for medium filling levels. Thus, for the simulations in chapter 2.4 a constant accumulator efficiency of 0.94 was defined for all operating conditions.

- Internal heat exchanger 2 (IHX 2):

The heat transfer area of the IHX 2 was reduced, whereby, however, a sufficient superheating of the refrigerant in all operating conditions had to be guaranteed. An ideal IHX 2 with no pressure drop was assumed, which brings advantages especially for R410A and R1270.

- Periphery components:

The pressure drop in relevant periphery components of the refrigeration cycle, like tubes or filters, can be reduced by higher diameters or a more compact design. The modelled pressure drop was decreased to one fourth of the measured pressure drop. The oil-separator was not included in the refrigeration cycle.

- Reciprocating compressors:

For the simulations an identical compressor speed of both single-stage reciprocation compressors was assumed ( $n_{ND-Compressor} = n_{HD-Compressor}$ ). Together, both compressors can be treated as one single two-stage compressor with no heat transfer between the stages.

Both optimized R744 refrigeration cycle models were used for simulations with R744 (section 2.4). With some modifications, the R744 cycle models can be applied for the refrigerants R410A and R1270.

### 2.3.3 R410A and R1270-refrigeration cycles

Models of two-stage vapour compression cycles with an internal heat exchanger at intermediate pressure and a low pressure accumulator were developed for the refrigerants R410A and R1270. At all operating conditions both refrigerants are in subcritical states with condensation and sub cooling on the high pressure side. A sub cooling of the condensed refrigerant increases the energy efficiency of the refrigeration cycle; in the further simulations the sub cooling was controlled to a constant value of  $T_{Sub} = 3K$ .

Four models were created, differing in regards to the refrigerant (R410A, R1270) and the operating mode (cooling capacity at one pressure level, cooling capacities at two pressure levels). The two stage R410A- and R1270-models for both operating modes have the same design as the improved R744-models with the modifications from chapter 2.3.2 in regards to the low pressure accumulator and the internal heat exchanger IHX 2. The chosen model with the general correlations for heat transfer and pressure drop allow the transfer from R744 to R410A and R1270. The two-stage R410A- and R1270-models were modified individually to the refrigerant to meet their thermodynamic properties. Changes were made in the cycle components compressor, fin and tube heat exchanger as well as the pe-

riphery components. For the R410A and the R1270 compressors external compressor measurements were used; further data to validate the cycle components were not available.

The following adjustments were made:

- Compressor

Two-stage open compressors for the refrigerant R410A and R1270 are used.

- Fin and tube heat exchanger

For the fin and tube heat exchangers the number of parallel refrigerant paths was increased compared to R744 (see section 2.1.2), which reduces pressure losses and heat transfer coefficients. Laminar flow is present for a wide range of operating condition. Referring to R744, a minimum heat transfer coefficient of  $\alpha_{Min} = 1500\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  with a higher number of parallel refrigerants paths was defined for the R410A and R1270 evaporators in the following simulations.

- Periphery components

Compared to the R744-system, larger diameters were chosen for the tubes, the filter and the low pressure accumulator in the R410A- and R1270-systems. Thus the pressure drops for the R410A- and R1270- cycles could be reduced to the pressure drops in the R744-cycles. An oil separator is not used.

## 2.4 Simulative comparison of R410A-, R1270- and R744-refrigeration cycles

An exemplary refrigerated vehicle for distribution transport cooled by a two-stage R410A-, R1270- or R744-vapour compression cycle is assumed in section 2.4.1. The coefficients of performance ( $COP_{el}$ ) at constant cooling capacity and variation of the ambient temperature (section 2.4.3) as well as the average annual total emissions of the described refrigerated vehicles (section 2.4.4) were compared

This chapter shows only the single-compartment vehicle in the operating mode “Delivering cooling capacity at one pressure level”. The simulative comparison of the two-stage R410A-, R1270- und R744-cycles for exemplary single- and multi- compartment vehicles is described in great detail in chapter 8.

The cooling capacities of all two-stage vapour compression cycles were controlled by the compressor speed. The superheating set point of the internal heat exchanger 1 (IHX 1) was 10K.

### 2.4.1 Example of a single-compartment refrigerated vehicle

The compartment of a refrigerated vehicle for distribution transport shall be cooled down to an air temperature of  $T_{cooling} = -20^\circ\text{C}$ . The compartment provides space for 21 euro pallets. The outer geometries and other sizes of the refrigerated compartment are given in chapter 8.1. The cooling capacity  $\dot{Q}_{cooling}$  of these container was estimated by the German Standard (DIN 8959), which defines the minimum cooling capacity needed for a transport refrigeration system with one compartment (Eq.(2)). Four distributions with an average door opening time of three minutes were assumed ( $C_1 = 2.4$ ,  $C_2 = 2.0$ ). Following the recommendation of Standard DIN 8959, the cooling capacity was increased by the factor 1.3, to take into account evaporator defrosting times.

Equation (2) describes the cooling capacity  $\dot{Q}_{cooling}$  of the closed body (term 1) and due to door openings (term 2). The parameters are the coefficient of heat transfer  $k$ , the mean surface area of the refrigerated body  $S$ , the refrigerated body volume  $V$ , the differences of the specific air enthalpy  $h_a$  and  $h_{cooling}$ , at the air densities  $\rho_a$  and  $\rho_{cooling}$  and the temperature difference between ambient and

cooling temperature ( $T_a - T_{cooling}$ ). The constants  $C_1$  and  $C_2$  are additional factors; their amount depends on the number and durations of door openings per hour.

$$\dot{Q}_{cooling} = 1.3 \cdot C_2 \left( k \cdot S \cdot (T_a - T_{cooling}) + \frac{C_1 \cdot V \cdot \left( \frac{h_a}{\rho_a} - \frac{h_{cooling}}{\rho_{cooling}} \right)}{3.6} \right) \quad (2)$$

### 2.4.2 Design point for the refrigeration cycles

For comparing the R410A-, R1270 and R744-two-stage refrigeration cycles, a common design point was defined. At this point, the compressor displacements were chosen to meet the same capacity at the same compressor speed. At the design point a total cooling capacity of the three evaporators of  $\dot{Q}_{cooling} = 15\text{kW}$  was chosen, based on the reference cycles for R410A and R1270 and the cooling capacity of the exemplary refrigerated vehicle defined here.

At the design point an air inlet temperature in the gas coolers or condensers of  $T_{G\ in} = 30^\circ\text{C}$ , an air inlet temperature in all three evaporators of  $T_{E\ in} = -20^\circ\text{C}$ , a superheating in the internal heat exchanger IHX 1 of  $T_{super\ IHX\ 1} = 10\text{K}$  and a compressor speed of  $n_{ND} = n_{HD} = 1450\text{ rpm}$  were chosen. For a single-compartment vehicle the intermediate pressure of the refrigeration cycle can be chosen freely. The intermediate pressure was chosen for every of the three refrigeration cycles to reach maximum system efficiencies.

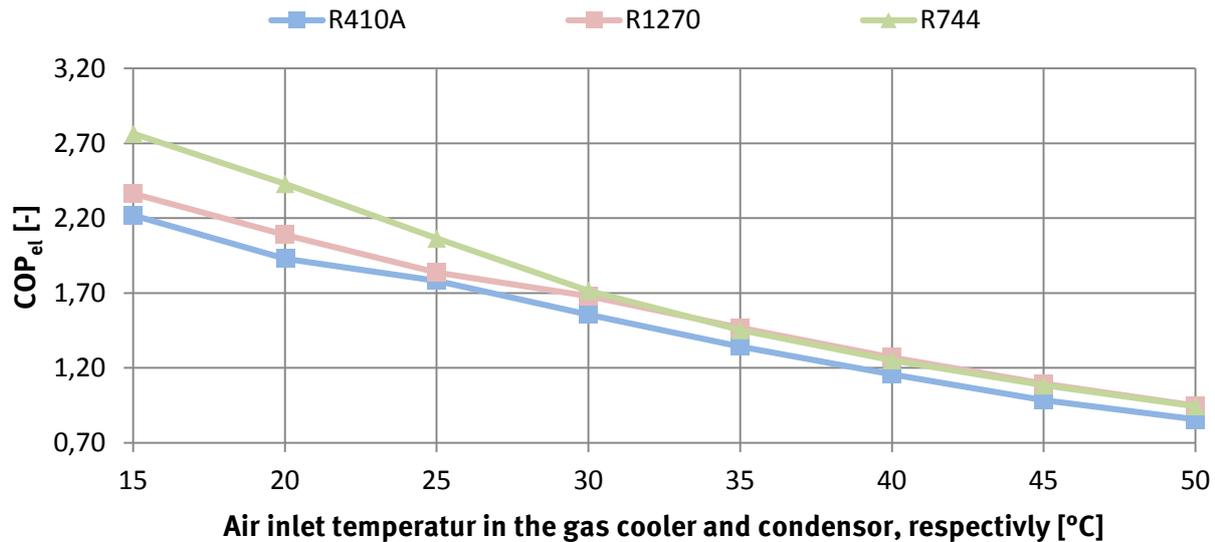
Because of the R410A and R1270 two-stage compressor characteristics the compressor efficiency of the low pressure (LP) stage decreases strongly with increasing pressure ratio between medium and low pressure. For R410A and R1270 small pressure ratios and related low medium pressure levels and low compressor displacement ratios, for R410A  $V_{Hub\ ND}/V_{Hub\ HD} = 0,88$  and for R1270  $V_{Hub\ ND}/V_{Hub\ HD} = 0,90$ , were chosen. Lower compressor displacement ratios could not be used, otherwise the compressors would operate far outside of the validated working range. For the single-stage R744-compressors an optimal intermediate pressure was chosen at a compressor displacement ratio of  $V_{Hub\ ND}/V_{Hub\ HD} = 1,43$ . The compressor displacements of the low and high pressure compressor stages were chosen to reach the defined total cooling capacity of  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$  at the design point (see table 2).

**Table 2: Summary of the boundary conditions at the design point.**

Description			
Air inlet temperature gas cooler/condenser [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{G\ in} = 30$		
Air inlet temperature evaporator [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{E\ in} = -20$		
Superheating IHX 1 [K]	$T_{super\ IHX\ 1} = 10$		
Compressor speed [rpm]	$n = 1450$		
	R410A	R1270	R744
Displacement LP-stage [ $\text{cm}^3$ ]	267	370	41,2
Displacement HP-stage [ $\text{cm}^3$ ]	302	410	28,9

### 2.4.3 Comparison of the energy efficiency at constant cooling capacity

The energy efficiency of the two-stage R410A-, R1270- and R744-vapour compression cycles with internal heat exchanger 1 (IHX 1) at intermediate pressure was evaluated by the coefficient of performance  $COP_{el}$  (see Eq. (1)).



**Figure 4:** Comparison of the R410A-, R1270- and the R-744 two-stage vapour compression cycles at an air inlet temperature in the evaporators of  $T_{E in} = -20^{\circ}\text{C}$  and a constant cooling capacity of  $\dot{Q}_E = 15 \text{ kW}$ .

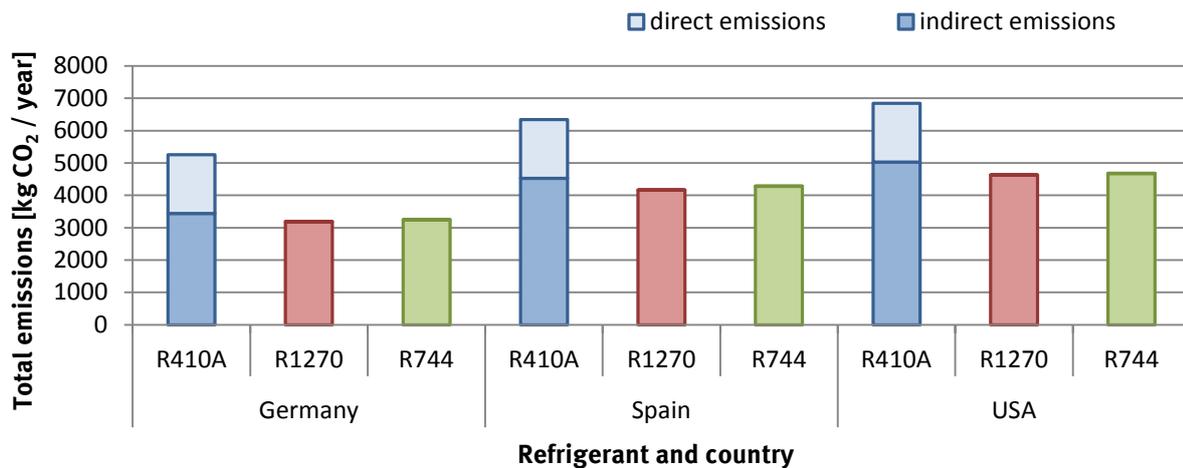
Figure 4 shows the  $COP_{el}$  of the three vapour compression cycles at a total cooling capacity of  $\dot{Q}_E = 15 \text{ kW}$  and varying gas cooler or condenser air inlet temperatures. Additional boundary conditions are: air inlet temperatures in the three evaporators of  $T_{E in} = -20^{\circ}\text{C}$  and a superheating of the refrigerant at the outlet of internal heat exchanger 1 (IHX 1) of  $T_{Super IHX 1} = 10 \text{ K}$ . Additional simulation results can be found in chapter 8.3 in table 15.

With increasing air inlet temperature in the gas cooler or condenser, the energy efficiency  $COP_{el}$  decreases for all three refrigeration cycles. The  $COP_{el}$  is the highest at air inlet temperature in the gas cooler or condenser below  $30^{\circ}\text{C}$  ( $T_{G in} \leq 30^{\circ}\text{C}$ ) for the R744-cycle and at temperatures above  $30^{\circ}\text{C}$  ( $T_{G in} > 30^{\circ}\text{C}$ ) for the R1270-cycle. The two-stage R1270- and R744-compression cycles reach higher  $COP_{el}$  than the R410-cycle for all air inlet temperatures in the gas cooler or condenser under the described assumptions.

The energy consumption of the R410A and R1270 two-stage compressors as well as both R744 single-stage compressors can be evaluated by the compressor efficiency. The mean effective isentropic compressor efficiency (mean  $\lambda_{eff isen}$ ) is defined by the isentropic compression work of both compressor stages divided by their electric power consumption. The mean effective isentropic compressor efficiency (mean  $\lambda_{eff isen}$ ) of the R1270 two-stage compressor efficiency is 3 to 5% points higher and the R744 compressor efficiency is 15 to 19% points higher compared to the R410A two-stage compressor (see table 15). The differences can be explained by higher pressure ratios and compressor differences. The mean motor efficiency for all three refrigerants is approximately the same.

#### 2.4.4 Comparison of CO<sub>2</sub> equivalent emissions

The average annual CO<sub>2</sub> equivalent emissions were calculated for cooling the refrigerated vehicle (see 2.4.1) by the modelled two-stage R410A-, R1270- or R744- vapour compression cycle. It was assumed, that the refrigerated vehicle operates in the distribution transport in Germany, Spain or the USA. The calculations of the average annual CO<sub>2</sub> equivalent emissions consider direct and indirect emissions as defined in the standard DIN EN 378-1 (Draft DIN EN 378-1).



**Figure 5: Annual CO<sub>2</sub> equivalent emissions of two-stage R410A-, R1270- and R744 vapour compression cycles for an exemplary refrigerated vehicle for distribution transport. The emissions calculated for the refrigeration unit comprise only cooling; auxiliary devices like fans are not included. The electric energy for powering the refrigeration unit is provided by the HGV-combustion engine via a generator.**

Direct emissions arise from refrigerant emissions; the indirect emissions are the emission from the energy supply of the refrigerant unit. In this paper only the energy to run the compressors was considered. The energy consumption of fans and other auxiliary devices of the refrigeration unit was not included. The average annual energy consumption of the compressors was estimated on the basis of traffic distributions of heavy good vehicles (HGVs), climate data and the transport refrigeration units' usage time. The assumptions for the calculations of the direct and indirect emissions are explained in more detail in chapter 8.4.

The calculated average annual CO<sub>2</sub>-equivalent emissions are presented in Figure 5 as the amount of indirect (dark colour bar) and direct (light colour bar) emissions. For all three countries considered, the indirect emissions are the highest for the modelled two-stage R410A vapour compression cycle. Taking into account the direct emissions, the total emissions of R410A rises further compared to R1270 and R744. The direct emissions of R410A have share of 27 to 34% of the total emissions.

The calculated average annual CO<sub>2</sub> equivalent emissions of an exemplary refrigerated vehicle for distribution transport cooled by a two-stage R410A-, R1270- or R744-vapour compression cycle show, that both natural refrigerants R1270 (propene) and R744 (carbon dioxide) are suitable and competitive alternatives for refrigerated transport.

### 3 Einleitung

Verderbliche oder gefrorene Ware muss nicht nur bei der Lagerung, sondern auch beim Transport gekühlt werden. Hierzu dienen Kühlfahrzeuge, die mit Kälteaggregaten ausgestattet sind. In diesem Zusammenhang werden die Anlagen auch als Transportkälteanlagen bezeichnet. Schätzungen gehen von weltweit über 4 Millionen Kühlfahrzeugen aller Größenklassen aus (UNEP 2010). In den Mitgliedsstaaten der Europäischen Union (EU-27) allein werden 1,1 Millionen Kühlfahrzeuge für das Jahr 2012 angenommen (Michineau et al. 2014b). Die Kälte im Kühlaufbau kann durch eutektische Systeme, Direktverdampfung oder Kaltdampfprozesse erzeugt werden. Im Folgenden werden nur Kühlfahrzeuge betrachtet, die mit einer Kälteanlage auf der Basis des Kaltdampfprozesses ausgerüstet sind.

Stand der Technik in der Transportkühlung ist der geschlossene einstufige Kaltdampfprozess. Bislang werden vor allem die fluorierten Kältemittelmischungen R404A mit einem Treibhauspotential<sup>1</sup>  $GWP_{100} = 3922$ , R410A mit einem  $GWP_{100} = 2088$  und das Kältemittel R134a mit einem  $GWP_{100} = 1430$  ((Forster et al. 2007)) eingesetzt. Das Kältemittel R134a (Tetrafluorethan) eignet sich aufgrund seiner thermophysikalischen Eigenschaften nur zur Kühlung von verderblichen Kältemitteln und nicht, wie R404A und R410A, auch zur Tiefkühlung.

Der Einsatz von Kältemitteln mit hohem Treibhauspotential (GWP) wurde in den letzten Jahren durch verschiedene Gesetze, Verordnungen und Richtlinien auf europäischer und nationaler Ebene eingeschränkt. In Europa sind das insbesondere die F-Gase-Verordnung (EU) Nr. 517/2014, die MAC-Richtlinie (2006/40/EG) und die EcoDesign-Richtlinie (2009/125/EG). Auf nationaler Ebene hatten die skandinavischen Länder z.B. Steuern auf Kältemittel in Abhängigkeit von ihrem GWP-Wert ab einer Füllmenge von 10kg eingeführt.

Der Bereich Transportkühlung war bisher von den genannten Regelungen nur wenig betroffen. In Deutschland war aufgrund der Chemikalien-Klimaschutzverordnung bereits seit 2008 eine regelmäßige Dichtheitsprüfung durchzuführen. Mit der neuen F-Gas-Verordnung (EU) Nr. 517/2014 ist diese Pflicht nun auch in Europa verbindlich, darüber hinaus muss das Personal zertifiziert sein.

Ziel der F-Gas-Verordnung ist eine Reduktion der Emissionen der fluorierten Treibhausgase. Dieses Ziel soll im Wesentlichen durch eine schrittweise Reduktion der am Markt verfügbaren Menge an fluorierten Treibhausgasen, gemessen in CO<sub>2</sub>-Äquivalenten, erreicht werden (sogenanntes Phase down). So wird die im Jahr 2015 verfügbare Menge fluorierte Treibhausgase in CO<sub>2</sub>-Äquivalenten bis zum Jahr 2030 um 79% reduziert werden. Daher ist mit erheblichen Veränderungen der Marktsituation für fluorierte Treibhausgase bezüglich Preis und Verfügbarkeit zu rechnen. Auch für die Transportkühlung werden erhebliche Änderungen erwartet (Michineau et al. 2014b). Die Verwendung des für Transportkälteanlagen gängigen Kältemittels R404A mit sehr hohem Treibhauspotential von  $GWP_{100} = 3922$  ist in der europäischen F-Gas-Verordnung bereits für viele Anwendungen reglementiert.

Der Betrieb der Transportkälteanlage erfordert eine Antriebsenergie, die den Kraftstoffverbrauch des Kühlfahrzeugs erhöht. Je nach Kühlfahrzeugtyp ergibt sich auf der Basis der Daten von (Tassou und De-Lille 2009) für den Betrieb der Transportkälteanlage ein Verbrauch in Höhe von 13 bis 20% des Gesamttriebstoffverbrauches des Fahrzeuges. Durch den Einsatz zweistufiger Kältemittelkreisläufe kann der Energieverbrauch von Transportkälteanlagen gegenüber den bislang verwendeten einstufigen Kältemittelkreisläufen erheblich gesenkt werden.

In diesem Forschungsprojekt wurden effiziente Kältemittelkreisläufe mit unterschiedlichen Kältemitteln für die Transportkühlung betrachtet, wobei der Schwerpunkt auf natürlichen Kältemitteln wie

<sup>1</sup> Das Treibhauspotential (Global Warming Potential, Abkürzung GWP) beschreibt die Treibhauswirkung einer chemischen Verbindung in Bezug auf Kohlenstoffdioxid. Das  $GWP_{100}$  legt einen Betrachtungszeitraum von 100 Jahren zugrunde.

Kohlendioxid (R744) und Propen (R1270) lag. Messungen wurden an einer zweistufigen R744-Laboranlage durchgeführt. Zweistufige Kältemittelkreisläufe mit den beiden natürlichen Kältemittel R744 und R1270 wurden in Bezug auf Energieeffizienz und Emissionen simulativ mit Kreisläufen mit dem fluorierten Kältemittel R410A verglichen.

### 3.1 Ziele des Forschungsprojektes

Ziel dieses Forschungsprojektes war die Bewertung der Potentiale natürlicher Kältemittel wie R290 (Propan), R1270 (Propen) und R744 (CO<sub>2</sub>), die als Alternative für fluoridierte Kältemittel wie R410A für die Transportkühlung diskutiert werden. Hierzu wurden umfangreiche Simulationen und experimentelle Untersuchungen an einer R744 Laboranlage durchgeführt. Zum Vergleich der verschiedenen Kältemittel wurden zweistufige Kältemittelkreisläufe herangezogen und die Kältemittel in ihrer Energieeffizienz und den CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen verglichen.

### 3.2 Arbeitsschritte

Dieses Vorhaben beinhaltet folgende Arbeitsschritte, die in den angegebenen Kapiteln näher beschrieben sind:

- Identifizierung geeigneter Anlagenkonzepte  
Zweistufige Kältemittelkreisläufe mit Verdampfungstemperaturen bis  $-30^{\circ}\text{C}$  und Verflüssigungstemperaturen bis über  $40^{\circ}\text{C}$  wurden der Literatur entnommen. Für die Randbedingungen der Transportkühlung wurden Kältemittelkreisläufe mittels vereinfachter Simulationen für unterschiedliche Kältemittel bewertet (siehe Kapitel 4). Anhand detaillierter Simulationen wurden zwei Kältemittelkreisläufe für unterschiedliche Kältemittel bewertet, wobei das Modell Druckverlust und Wärmeübergang berücksichtigte (siehe in Kapitel 5).
- Umsetzung des ausgewählten Konzeptes als Laboranlage  
Ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit dem Kältemittel R744 wurde entworfen, als Laboranlage aufgebaut und in Betrieb genommen. Der Aufbau orientierte sich an einer zweistufigen kommerziellen Referenzanlage (siehe Kapitel 6).
- Durchführung eines Messprogramms  
An der zweistufigen R744-Laboranlage wurden detaillierte experimentelle Untersuchungen durchgeführt, dabei wurden Umgebungstemperatur, Kühlraumtemperatur und Kälteleistung variiert (siehe Kapitel 6).
- Auswertung der Messungen, Simulation und Vergleiche verschiedener Kältemittel  
Die Messungen an der R744-Laboranlage wurden ausgewertet und bewertet. Das numerische Kreislaufmodell (Kapitel 5) wurde erweitert und an die experimentellen Daten angepasst. Das Modell des Kältemittelkreislaufes berücksichtigt die thermophysikalischen Eigenschaften der Kältemittel, daher konnte es auf die Kältemittel R410A und R1270 übertragen werden. Die Verdichtermodellierung ist im Anhang beschrieben (siehe Kapitel 10).  
Auf Basis der Simulationen konnten die zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für die Einsatzbedingungen bei der Transportkälte in Bezug auf die energetische Effizienz und die CO<sub>2</sub>-äquivalenten Gesamtemissionen verglichen werden (siehe Kapitel 8).
- Messungen an einem zweistufigen R744 Verdichter  $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$

Ergänzende Messungen wurden mit einem zweistufigen R744-Radialkolbenverdichter mit einer Kolbenaufteilung der Nieder- zur Hochdruckstufe von  $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$  durchgeführt. Ziel war ein Vergleich des zweistufigen Radialkolbenverdichters mit den zwei einstufigen Hubkolbenverdichtern (siehe Kapitel 9).

- Bewertung eines weiteren zweistufigen R744-Verdichters

Ein zweistufiger R744-Radialkolbenverdichter mit geänderter Kolbenaufteilung  $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$  wurde simulativ für den Einsatz der Kältebereitstellung bei Mittel- und Niederdruck für die Normal- und Tiefkühlung untersucht (siehe Kapitel 9).

## 4 Kältekreislauf im Kühlfahrzeug

Zur Kühlung in der Transportkälte verwendet man überwiegend Kälteanlagen auf der Basis von Kältdampfprozessen. Stand der Technik in der Transportkühlung ist der geschlossene einstufige Kältdampfprozess. Der Einsatz zweistufiger Kältemittelkreisläufe verbessert die Effizienz erheblich, weshalb in diesem Kapitel unterschiedliche zweistufige Kältemittelkreisläufe vorgestellt werden.

Im Folgenden werden aus der Literatur entnommene Kreisläufe vorgestellt und mittels vereinfachter Abschätzungen bewertet. Auf dieser Basis wurden energieeffiziente Kältemittelkreisläufe ermittelt.

### 4.1 Einstufiger Kältemittelkreislauf (STSC)

Der einstufige Kältemittelkreislauf, im englischen u.a. auch als Single Throttling, Single Compression (STSC) bezeichnet, wird ausführlich beispielsweise in (Baehr 1996), (Cube et al. 1997) und (Weigand et al. 2010) diskutiert. Im Folgenden wird die Diskussion verkürzt für das Kältemittel R744 wiedergegeben.

Der einstufige Kältemittelkreislauf, bestehend aus den vier Hauptkomponenten Verdichter, Verflüssiger bzw. Gaskühler, Drossel und Verdampfer, ist für das Kältemittel R744 gemeinsam mit den Zustandsänderungen im  $ph$ -Diagramm in Abbildung 6 dargestellt. Kältemittel wird vom Niederdruck und den Zustand 1 auf Hochdruck im Zustand 2 im Verdichter isentrop verdichtet. Es folgt eine isobare Wärmeabgabe an die Umgebung mit der Temperatur  $T_U$  bis zum Punkt 3 im Gaskühler, wobei das Kältemittel abkühlt. Im Expansionsventil (EXV) wird das Kältemittel vom Hoch- auf Niederdruck ins Nassdampfgebiet gedrosselt, wobei eine irreversible isenthalpe Expansion angenommen ist. Es folgt die vollständige isobare Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer bis zum Punkt 1. Dabei nimmt das Kältemittel Wärme aus dem Kühlraum mit der Kühlraumtemperatur  $T_{Kühl}$  auf. Die spezifische Kälteleistung des Verdampfers  $q_V = h_1 - h_4$  und die spezifische Verdichterarbeit  $w_t = h_2 - h_1$  lassen sich im  $ph$ -Diagramm als Strecken ablesen. Die Leistungszahl (engl. Coefficient of Performance,  $COP$ ) lässt sich als Quotient aus beiden spezifischen Größen berechnen, die hier mit dem Index  $K$  gekennzeichnet ist.

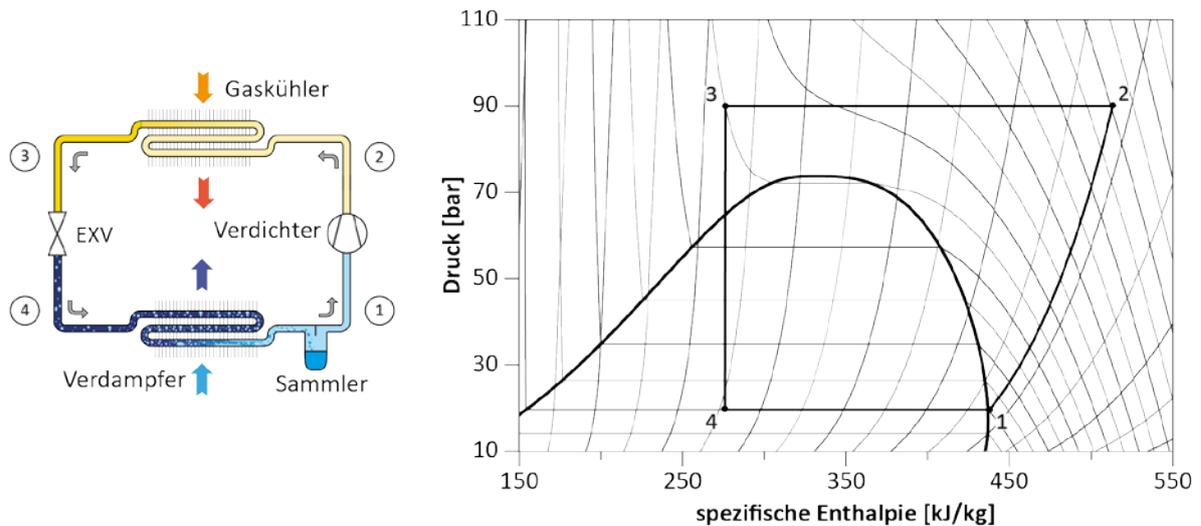
$$COP_K = \frac{q_V}{w_t} \quad (1)$$

Je nach gewähltem Bezugssystem kann die spezifische Kälteleistung des Verdampfers  $q_V$  auch auf die mechanische oder die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters bezogen werden, diese Leistungszahlen werden hier mit  $COP_{mech}$  oder  $COP_{el}$  bezeichnet. Dadurch Hierbei werden die Leistungsverluste im Verdichter oder Elektromotor berücksichtigt ( $W_t < P_{mech} < P_{el}$ ). Der  $COP$  sinkt dadurch, es gilt:

$$COP_K > COP_{mech} > COP_{el} \quad (2)$$

Der Hochdruck liegt in Abbildung 6 oberhalb des kritischen Punktes von R744, weshalb von einem transkritischen Prozess gesprochen wird. Der kritische Punkt liegt für R744 bei einer Temperatur von  $T_K = 30,9^\circ\text{C}$  und einem Druck von  $p_K = 73,8\text{bar}$  vor. Der Hochdruck im Kältemittelkreislauf ist von der Umgebungstemperatur abhängig. Unterhalb von  $30^\circ\text{C}$  verläuft beim Kältemittel R744 der Prozess mit Enthitzung, Verflüssigung und Unterkühlung im Gaskühler subkritisch.

Im Kältemittelkreislauf gibt es prozessbedingt Verluste, die die Effizienz und die Leistungszahl beeinflussen. Ausführlich werden die Verluste im Kältemittelkreislauf beispielsweise in (Baehr 1996) und (Cavallini und Zilio 2007) diskutiert. Die Höhe der Verluste im Kältemittelkreislauf ist vom verwendeten Kältemittel abhängig. Folgende Verluste sind möglich:



**Abbildung 6: Einstufiger Kältemittelkreislauf für das Kältemittel R744. Links: Fließbild des Kreislaufs, rechts die Zustandsänderungen im p-h-Diagramm.**

- Verdampfer und Gaskühler:

Zur Wärmeübertragung in den Wärmeübertragern ist eine Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel und der Luft erforderlich. Im Gaskühler ist die Kältemitteltemperatur höher als die Umgebungstemperatur, im Verdampfer ist die Kältemitteltemperatur niedriger als die Kühlraumtemperatur. In Folge der Temperaturdifferenzen zwischen Luft und Kältemittel ist gegenüber dem Idealfall, bei dem nur mit minimalen Temperaturdifferenzen auftreten, die Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck höher.

In den Wärmeübertragern (Abbildung 6) wurde eine isobare Zustandsänderung angenommen, tatsächlich liegen in den Wärmeübertragern Druckverluste vor, die die Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck ebenfalls weiter erhöhen.

Für höhere Druckdifferenzen muss eine höhere Verdichterarbeit  $w_t$  aufgewandt werden. Sowohl die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel als auch der Druckverlust sind von den Kältemittel-Massenströmen, der Geometrie der Wärmeübertrager und den thermodynamischen Stoffeigenschaften des Kältemittels abhängig.

- Verdichter:
- In Abbildung 6 ist eine isentrope Verdichtung zwischen den Punkten 1 und 2 angenommen. Bei realen Verdichtern ist die spezifische Enthalpie  $h_2$  größer als bei der isentropen Verdichtung, womit eine höhere Leistungsaufnahme des Verdichters  $w_t = h_2 - h_1$  verbunden ist. Im Verdichter wird das Kältemittel von  $p_1$  auf  $p_2$  verdichtet, die Verdichtungsleistung  $w_t$  kann durch eine Aufteilung in zwei Verdichtungsstufen reduziert werden.
- Expansionsventil:

In Kältemittelkreisläufen wird im Allgemeinen ein Expansionsventil verwendet, dessen Zustandsänderung in Abbildung 6 durch eine Isenthalpe (Linien gleicher Enthalpie) beschrieben ist. Energie wird hierbei in Wärme umgewandelt (dissipiert) und dem Kältemittel zugeführt. Die Expansionsverluste können durch zwei Ansätze verringert werden.

In der Praxis wird häufig das Kältemittel vor dem Expansionsventil durch die Integration eines inneren Wärmeübertragers weiter abgekühlt. Hierdurch erfolgt die Expansion im Bereich

der steileren Isentropen. Ausführlicher wird die Reduzierung der Expansionsverluste am Expansionsorgan durch einen inneren Wärmeübertrager in Abschnitt 4.2.1 betrachtet.

Weniger verbreitet ist die Rückgewinnung der im Expansionsventil dissipierten (freigesetzten) Energie mittels Expander oder Ejektor, die anstelle des Expansionsventils eingesetzt werden. Kältemittelkreisläufe mit Ejektor werden beispielsweise in (Elbel et al. 2012), (Lee und Kim 2011) und (Lucas und Köhler 2012) behandelt.

## 4.2 Zweistufige Kältemittelvarianten

Mehrstufige Kältemittelkreislaufvarianten ermöglichen eine Vielzahl von neuen Schaltungsvarianten deren Komplexität mit der Anzahl der Verdichter stark steigt. Aus diesem Grund beschränken sich die nachfolgenden Ausführungen auf zweistufige Kältemittelkreisläufe, wie sie beispielsweise in (Cecchinato und Chiarello 2009), (Cavallini und Zilio 2007), und (Lemke 2005) vorgestellt werden.

Die folgenden Schaltungen werden für das Kältemittel R744 diskutiert, stellen aber auch für andere Kältemittel geeignete Schaltungsvarianten dar. Für alle dargestellten Kreisläufe wurde eine ideale (isentropen) Verdichtung und isobare Wärmeübertragung in den Wärmeübertragern angenommen.

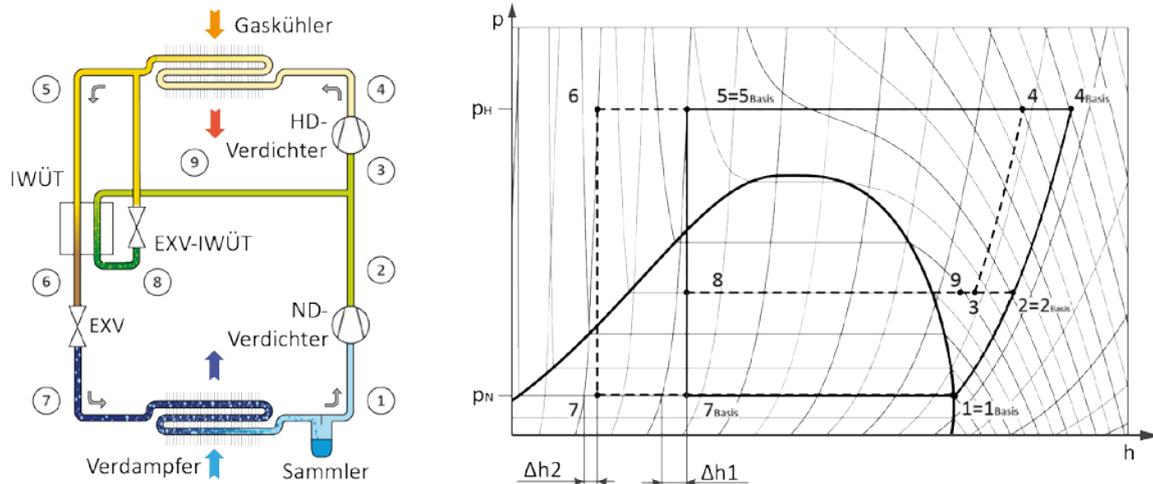
### 4.2.1 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC\_SC)

Ein transkritischer, zweistufiger R744-Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (im Englischen u.a. auch als Double Throttling, Double Compression, Split Cycle (DTDC\_SC) bezeichnet) ist schematisch gemeinsam mit den Zustandsänderungen im  $p$ - $h$ -Diagramm in Abbildung 7 (gestrichelte Linien) dargestellt. Gegenüber dem einstufigen Kältemittelkreislauf von Abbildung 6 erfolgt die Verdichtung des Kältemittels nun in zwei Verdichtern bzw. zwei Verdichtungsstufen ((Niederdruck (ND)- und Hochdruck (HD)-Verdichter).

Gesättigtes Kältemittel (Punkt 1) wird im ND-Verdichter isentrop von Nieder- auf Mitteldruck (Punkt 2) verdichtet. Das Kältemittel wird mit einem Teilmassenstrom (Punkt 9) zum Mischungspunkt 3 gemischt und anschließend im HD-Verdichter isentrop auf Hochdruck (Punkt 4) verdichtet. Nach der isobaren Wärmeabgabe im Gaskühler wird der Kältemittelmassenstrom auf zwei Teilmassenströme aufgeteilt (Punkt 5). Ein Teilmassenstrom wird im Expansionsventil (EXV-IWÜT) auf Mitteldruck entspannt (Punkt 8) und isobar im inneren Wärmeübertrager (IWÜT) vollständig verdampft und überhitzt (Punkt 9). Dieser Teilmassenstrom wird dann wieder dem HD-Verdichter zugeführt. Der zweite Teilmassenstrom wird isobar im IWÜT bis zum Punkt 6 unter Umgebungstemperatur abgekühlt. Anschließend erfolgt eine irreversible isenthalpe Entspannung des Kältemittels auf Niederdruck (Punkt 7), wobei Energie in Wärme dissipiert und dem Kältemittel zugeführt wird.

Die spezifische Wärmezufuhr an das Kältemittel im Expansionsventil ist in Abbildung 7 als  $\Delta h_2$  gekennzeichnet, sie wird aus der isenthalpen Entspannung und der idealen (isentropen) Entspannung berechnet. Das Kältemittel wird im Verdampfer isobar vollständig zwischen den Punkten 7 und 1 verdampft, wo die spezifische Kälte  $q_V = h_1 - h_7$  zur Verfügung gestellt wird.

Ist das EXV-IWÜT vollständig geschlossen, durchströmt zwischen den Punkten 8 und 9 kein Kältemittel den IWÜT auf der Mitteldruckseite. Im inneren Wärmeübertrager (IWÜT) wird kein Wärmestrom übertragen ( $\dot{Q}_{IWÜT} = 0$ ). Dieser Fall ist in Abbildung 7 durch die durchgezogenen Linien dargestellt und die Zustände mit dem Index „Basis“ gekennzeichnet. Im Nachfolgenden wird der zweistufige Kreislauf ohne IWÜT als zweistufiger Basiskreislauf (engl. Single Throttling, Double Compression (STDC)) bezeichnet.



**Abbildung 7:** Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mittel- und Hochdruck. Links: Fließbild des Kreislaufes. Rechts: gestrichelte Linien - Zustandsänderungen im zweistufigen Kreislauf im p-h-Diagramm, durchgezogene Linien: - Zustandsänderungen im zweistufigen Kreislauf ohne Wärmeübertragung im inneren Wärmeübertrager (Index „Basis“).

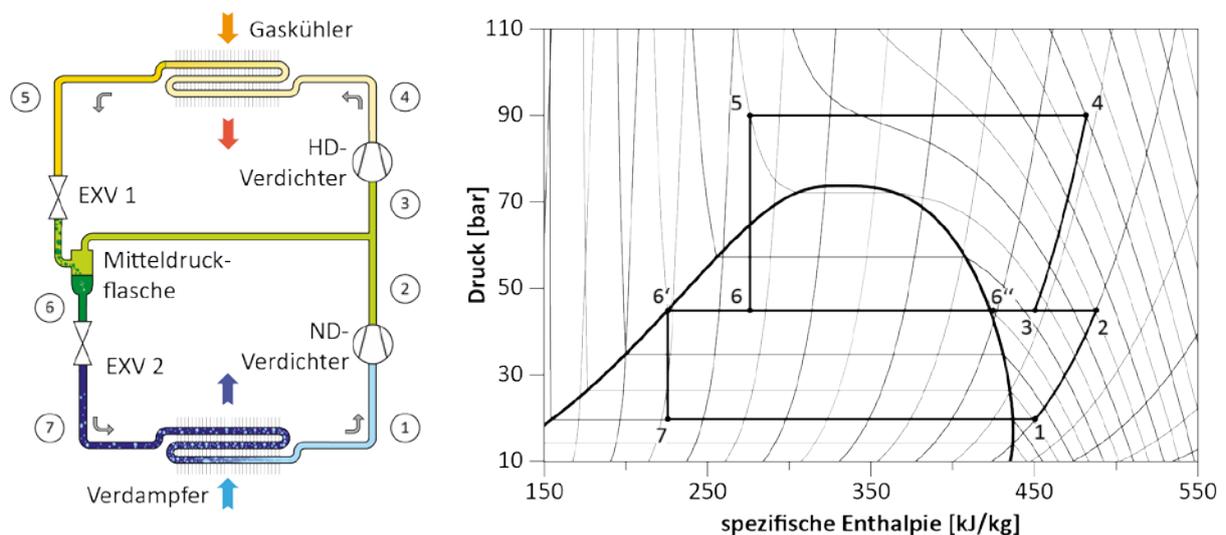
Das Kältemittel wird vom Punkt  $1_{\text{Basis}}$  bis zum Punkt  $4_{\text{Basis}}$  im ND- und HD-Verdichter verdichtet. Am Austritt aus dem HD-Verdichter liegt eine höhere spezifische Enthalpie und Temperatur vor ( $h_{4_{\text{Basis}}} > h_4$ ), da bei Mittel- und Hochdruck keine Mischung von Massenströmen vorliegt. Es folgt zwischen den Punkten  $4_{\text{Basis}}$  und  $5_{\text{Basis}}$  die Wärmeabgabe an die Umgebung. Im IWÜT wird keine Wärme übertragen und damit nimmt die Kältemitteltemperatur des Hochdruckmassenstroms nicht weiter ab. Das Kältemittel wird im Expansionsventil EXV irreversibel isenthalp bis zum Punkt  $7_{\text{Basis}}$  entspannt. Die spezifische Wärmeaufnahme des Kältemittels im Expansionsventil entspricht jetzt der spezifischen Enthalpiedifferenz  $\Delta h_1$ . Das Kältemittel wird im Verdampfer vollständig verdampft. Die spezifische Kälte beträgt  $q_{V,\text{Basis}} = h_1 - h_{7,\text{Basis}}$ . Die spezifische Kälte im Verdampfer mit IWÜT bei Mittel- und Hochdruck ( $q_{\text{Verd}}$ ) ist größer als im zweistufigen Basiskreislauf ( $q_V > q_{V,\text{Basis}}$ ), allerdings ist der Kältemittelmassenstrom im Verdampfer mit IWÜT kleiner ( $\dot{m}_V < \dot{m}_{V,\text{Basis}}$ ).

Durch den inneren Wärmetauscher (IWÜT) wird das Kältemittel vor dem Expansionsventil weiter abgekühlt und die Entspannung im p-h-Diagramm aus Abbildung 7 weiter nach links in Bereiche steilerer Isentrope verschoben. Die Drosselverluste am Expansionsventil und die damit verbundene Erwärmung des Kältemittels werden hierdurch reduziert  $\Delta h_2 < \Delta h_1$ . Die energetische Effizienz des Kältemittelkreislaufs wird durch den IWÜT und die geringeren Verluste am Expansionsventil verbessert. In der Literatur sind die Effizienzverbesserungen theoretisch und experimentell dokumentiert. (Cavallini et al. 2005) ermittelt theoretisch die energetische Verbesserung durch den IWÜT für das Kältemittel R744 und Klimatisierungsanwendungen. Der zweistufige Kältemittelkreislauf mit IWÜT bei Mittel- und Hochdruck erreicht dort gegenüber dem zweistufigen Basiskreislauf Verbesserungen der Leistungszahl (COP) von 22%. Ähnliche Ergebnisse werden experimentell mit dem Kältemittel R404A für kommerzielle Kälteanwendungen (Verdampfungstemperatur =  $-28^\circ\text{C}$ , Kondensationstemperatur =  $40^\circ\text{C}$ ) in (Cabello et al. 2010) erreicht, wo der IWÜT den Kältemittelkreislauf um bis zu 26% verbessert.

#### 4.2.2 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT)

Bei dem zweistufigen Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (Double Throttling, Double Compression, Open Flash Tank (DTDC\_OFT)) kommt anstelle eines IWÜT eine Mitteldruckflasche bei Mitteldruck zur Anwendung. Der Kreislauf ist schematisch für das Kältemittel R744 mit dem ph-Diagramm in Abbildung 8 dargestellt. Nach der isentropen Verdichtung des Kältemittels und der Wärmeabgabe im Gaskühler bis zum Punkt 5 erfolgt eine irreversible, isenthalpe Expansion des Kältemittels ins Nassdampfgebiet bis zum Punkt 6 (Mitteldruck). Dampf- und Flüssigphase werden im Mitteldrucksammler voneinander getrennt. Die Dampfphase wird mit dem Massenstrom vom Punkt 2 gemischt und dem HD-Verdichter zugeführt. Die Flüssigphase wird in einer zweiten Expansion (EXV 2) irreversibel und isenthalp auf Niederdruck entspannt und dem Verdampfer zugeführt.

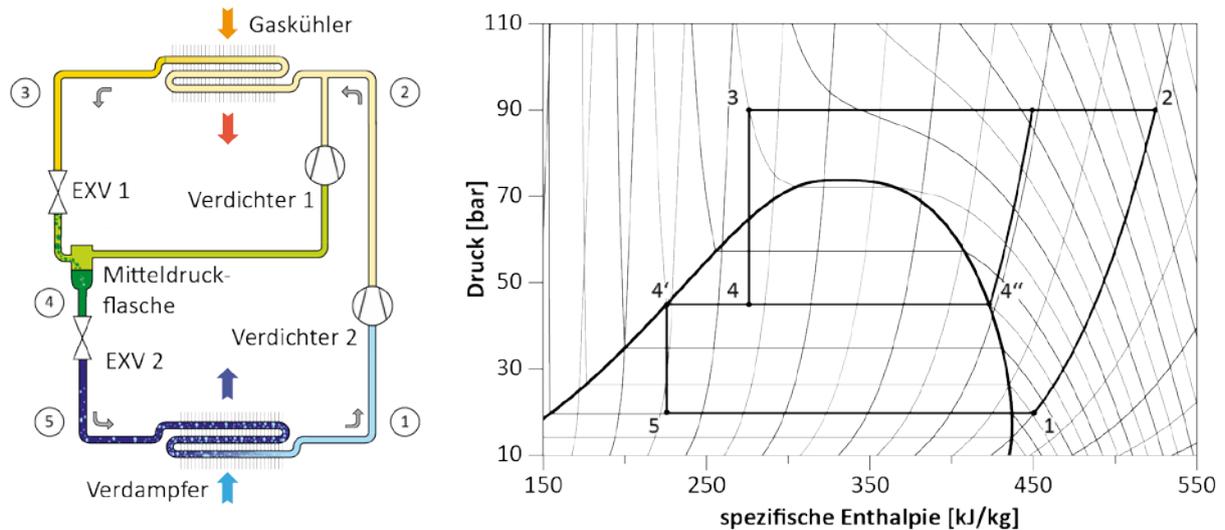
Der zweistufige Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche und der zweistufige Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck sind in Bezug auf ihre energetische Effizienz sehr ähnlich (siehe Abschnitt 4.3). Wird eine ideale Phasentrennung für die Mitteldruckflasche und eine ideale Wärmeübertragung im IWÜT angenommen, sind beide Kreisläufe thermodynamisch gleich (Mathison et al. 2011) und (Wang et al. 2009).



**Abbildung 8:** Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche. Links: Fließbild des Kreislaufs, rechts: Zustandsänderungen im ph-Diagramm.

#### 4.2.3 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Hilfsverdichter (DTAC\_OFT)

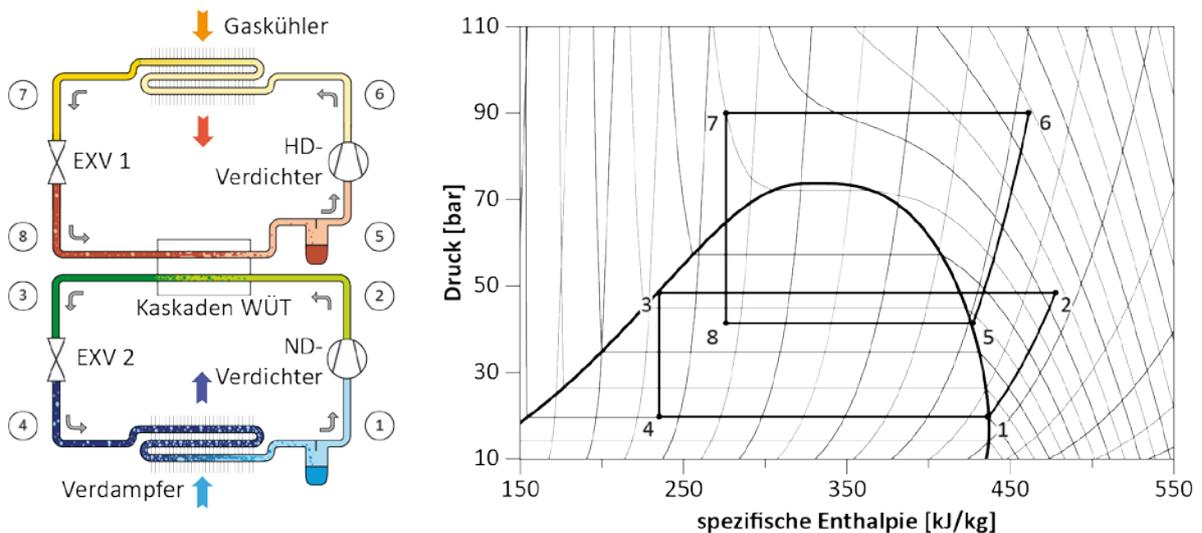
Der Kältemittelkreislauf aus Abbildung 9 (Double Throttling, Auxiliary Compression, Open Flash Tank (DTAC\_OFT)) unterscheidet sich durch die parallel angeordnete Verdichtung gegenüber den bisher vorgestellten Kreisläufen mit serieller Verdichtung. Kältemittel wird vom Nieder- auf Hochdruck zwischen den Punkten 1 und 2 im Verdichter 2 isentrop verdichtet, gefolgt von einer Massenstromzufuhr von Verdichter 1 bei Hochdruck und einer Wärmeabgabe an die Umgebung im Gaskühler bis zum Punkt 3. Das Kältemittel wird isenthalp im EXV 1 auf Mitteldruck ins Nassdampfgebiet entspannt (Punkt 4). Dampf- und Flüssigphase werden in der Mitteldruckflasche voneinander getrennt. Die Dampfphase (Punkt 4'') wird dem Verdichter 1 zugeführt. Die Flüssigphase (Punkt 4') wird in einem zweiten Expansionsorgan (EXV 2) auf Niederdruck bis zum Punkt 5 isenthalp entspannt und verdampft unter Wärmeaufnahme vollständig im Verdampfer.



**Abbildung 9:** Zweistufiger Kältekreislauf mit Hilfsverdichter. Links: Fließbild, rechts Zustandsänderungen im ph-Diagramm.

#### 4.2.4 Kältemittelkreisläufe mit Kaskade

Eine Kaskade besteht aus zwei getrennten Kältemittelkreisläufen (Nieder- und Hochdruckkreislauf), die über einen Wärmeübertrager miteinander verbunden sind. Die Trennung der Kreisläufe ermöglicht den Einsatz von zwei unterschiedlichen Kältemitteln. Der einfachste Fall einer Kaskade, bestehend aus zwei einstufigen Kältemittelkreisläufen, ist in Abbildung 10 schematisch dargestellt. Beispielhaft wird die Kaskade hier mit R744 als Kältemittel in beiden Kreisläufen beschrieben. Im Niederdruckkreislauf wird das Kältemittel von Nieder- auf Mitteldruck von Punkt 1 bis Punkt 2 im ND-Verdichter verdichtet. Die Wärmeabgabe erfolgt im Kaskaden-Wärmeübertrager (WÜT) bis zum Punkt 3, wobei der Wärmetransport zum Hochdruckkreislauf eine Temperaturdifferenz erfordert.



**Abbildung 10:** Kältekreisläufe mit Kaskaden. Links: Fließbild, rechts Zustandsänderungen im ph-Diagramm. Hier wird in beiden Kältekreisläufen das Kältemittel R744 verwendet.

Die Kondensationstemperatur im ND- Kreis muss daher stets größer sein als die Verdampfungstemperatur im HD Kreis. Aufgrund der notwendigen Temperaturdifferenz im Kaskaden-WÜT treten größere Druckdifferenzen in beiden Kreisläufen auf, die die Leistungsaufnahme der Verdichter erhöhen.

Die Auswahl der Kältemittel für den Nieder- und Hochdruckkreislauf erfolgt auf der Basis der Temperaturbereiche, die sie abdecken. Für den Hochtemperaturkreislauf werden Kältemittel wie Ammoniak (R717), Propan (R290), Propen (R1270) oder Gemische fluorierter Stoffe wie R404A oder R507A eingesetzt ((Bansal und Jain 2007) und (Getu und Bansal 2008).) Bei Umgebungstemperaturen bis 50°C kann der Kältekreislauf bei allen genannten Kältemitteln im subkritischen Bereich betrieben werden. Das Kältemittel kondensiert im Wärmeübertrager (in Abbildung 10 als Gaskühler bezeichnet). Aus diesem Grund wird häufig ein Hochdrucksammler eingesetzt. Im Niedertemperaturbereich für die Erzeugung von Tiefkälte kommen Kältemittel wie R744, R23, R508B oder Ethanol zur Anwendung. In letzten Jahren wird verstärkt R744 für den Niedertemperaturbereich eingesetzt ((Bansal und Jain 2007) und (Getu und Bansal 2008)).

### 4.3 Identifikation des optimalen Kältekreislaufs

Zur Bewertung der in den Kapiteln 4.1 und 4.2 beschriebenen Kältekreisläufe wurden vereinfachte Kreislaufsimulationen durchgeführt. Die Modellerstellung ist in Abschnitt 4.3.1 und die Bewertung in Abschnitt 4.3.2 näher ausgeführt. Ziel war es, einen optimalen Kältekreislauf für die Kältemittel R744, R1270 und R410A für die Randbedingungen der Transportkühlung mit Kühlraumtemperaturen von unter -20°C und Umgebungstemperaturen von über 40°C auszuwählen.

In der Literatur werden Kältemittelkreisläufe beispielsweise in (Cecchinato und Chiarello 2009), (Cavallini und Zilio 2007) und (Lemke 2005) für das Kältemittel R744 verglichen. Die Modellerstellung unterscheidet sich in den genannten Quellen nur geringfügig voneinander. In (Cecchinato und Chiarello 2009) werden Kreislaufverschaltungen bei Verdampfungstemperaturen bis -30°C, Umgebungstemperaturen von 25°C bis 35°C und mit Variation des Mittel- und Hochdrucks vorgestellt. Die höchsten Effizienzen erreichen der zweistufige Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck und der zweistufige Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche, wobei zwischen beiden Kreisläufen nur minimale Unterschiede bestehen. Steigerungen von über 70% gegenüber dem einstufigen Kältekreislauf bei einer Verdampfungstemperatur von -30°C und Umgebungstemperatur von 35°C werden berichtet.

#### 4.3.1 Modellerstellung

Die Kältemittelkreisläufe wurden in der Programmierungssprache Modelica abgebildet, deren Beschreibung bzw. Modellierung vereinfacht erfolgte. Die Modellerstellung orientierte sich an den genannten Ansätzen von (Cecchinato und Chiarello 2009), (Cavallini und Zilio 2007) und (Lemke 2005) und berücksichtigt thermophysikalische Aspekte wie beispielsweise Wärmeübergang und Druckverlust nicht. Dieser Ansatz ermöglicht die Identifizierung optimaler Kältemittelkreisläufe für die jeweiligen Kältemittel, ein Vergleich von Kältekreisläufen mit unterschiedlichem Kältemittel ist aufgrund der Modellerstellung nicht möglich. Die Komponenten des Kältekreislaufs sind im Modell wie folgt beschrieben:

#### Wärmeübertrager

- Gaskühler bzw. Verflüssiger:

Der Kältemittelzustand am Austritt des Gaskühlers bzw. des Verflüssigers wurde wie folgt gewählt: Für subkritische Prozesse wurde gesättigte Flüssigkeit am Wärmeübertrageraustritt

angenommen. Die Temperaturdifferenz zwischen Kondensations- und Umgebungstemperatur betrug 5K. Für transkritische Prozesse wurde die Fluidaustrittstemperatur 2K höher als die Umgebungstemperatur gewählt. Der Hochdruck wurde so gewählt, dass die höchste Leistungszahl ( $COP$ ) vorlag (optimaler Hochdruck).

- **Verdampfer:**  
Am Verdampferaustritt wurde gesättigter Kältemitteldampf angenommen (Idealfall). Die Verdampfungstemperatur wurde vorgegeben.
- **Innerer Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck:**  
Eine minimale Temperaturdifferenz von 5K zwischen beiden Fluidströmen wurde vorgegeben. Die Überhitzung des bei Mitteldruck verdampfenden Kältemittels wurde auf 5K geregelt.
- **Kaskade:**  
Im Kaskaden-Wärmeübertrager (WÜT) wurde eine minimale Temperaturdifferenz von 5K zwischen beiden Fluidströmen angenommen. Die Überhitzung für den Hochdruckkreislauf wurde so gewählt, dass die Leistungszahl ( $COP$ ) maximiert wurde. Die Unterkühlung des Niederdruckkältemittels betrug 3K.

### Expansionsventil und Mitteldrucksammler

Für die Expansionsventile wurde eine isenthalpe Drosselung (Entspannung) angenommen. Die Trennung von Dampf- und Flüssigphase im Mitteldrucksammler wurde als ideal angenommen.

### Verdichter

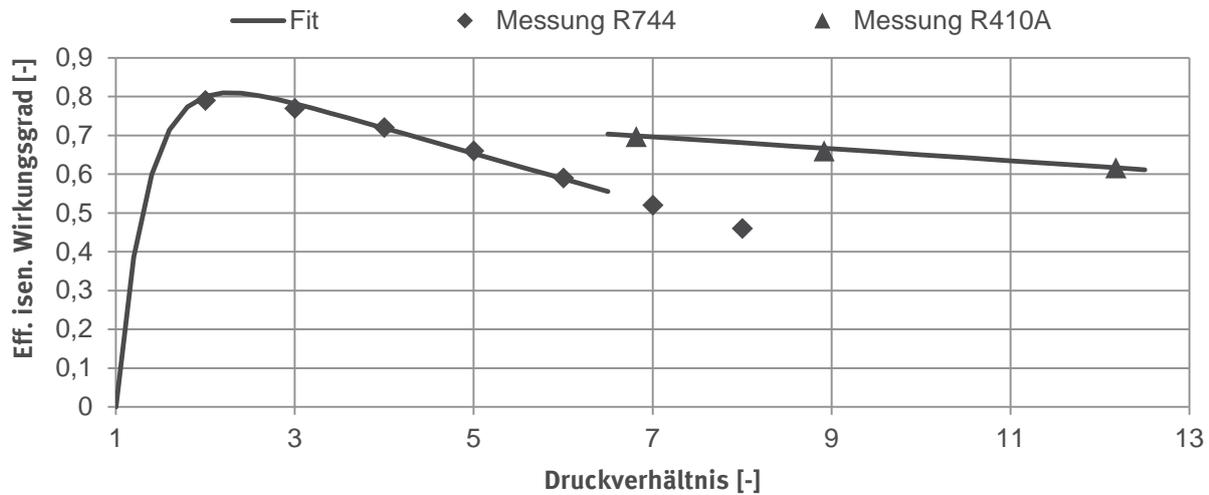
Die Güte der Verdichtung in Bezug auf die ideale isentrope Verdichtung wird durch den effektiven isentropen Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{eff, isen}$  beschrieben, der in Gl. (3) aufgeführt ist. Die isentrope Verdichtungsarbeit des Kältemittels  $\dot{m}(h_2(s_2=s_1) - h_1)$  wird auf die effektive Leistung bezogen, in diesem Fall auf die mechanische Wellenleistung  $P_{eff} = P_{mech}$ .

$$\eta_{eff, isen} = \frac{\dot{m}(h_2(s_2=s_1) - h_1)}{P_{eff}} \quad (3)$$

Der effektive isentrope Verdichterwirkungsgrad ist im Allgemeinen vom Verhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck (Druckverhältnis) und der Drehzahl abhängig. Die Drehzahlabhängigkeit wurde für den Anlagenvergleich nicht berücksichtigt. Experimentelle Daten zweier Hubkolbenverdichter bei einer Drehzahl von 1000 1/min. sind in Abbildung 11 dargestellt. Messungen an einem offenen einstufigen R744-Tauchscheibenverdichter der Firma GEA Bock GmbH in wurden für Druckverhältnisse von 2 bis 8 von (Försterling 2003) durchgeführt. Ein offener einstufiger R410A-Hubkolbenverdichter FKX40 der Firma GEA Bock GmbH wurde durch einen Projektpartner für Druckverhältnisse zwischen 6,8 und 12,2 vermessen. Beide Messungen geben das Verhalten der jeweiligen Verdichter nur in einem begrenzten Bereich von Druckverhältnissen wieder. Für das Verhalten außerhalb dieser Bereiche lagen keine Daten vor.

Für die Simulationen musste der effektive isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{eff, isen}$  jedoch über den kompletten Druckverhältnissbereich beschrieben werden. Daher wurde der effektive isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{eff, isen}$  in beiden Messreihen durch eine Korrelation (Fit) mit einer Fallunterscheidung bei einem Druckverhältnis von 6,5 angenähert.

Die Korrelation gibt für Druckverhältnisse kleiner 6,5 die R744-Messungen und oberhalb von 6,5 die R410A-Messungen wieder (siehe Abbildung 11).



**Abbildung 11:** Effektiver isentroper Verdichterwirkungsgrad für zwei unterschiedliche einstufige Verdichter für die Kältemittel R744 und R410A in Abhängigkeit vom Druckverhältnis.

#### 4.3.2 Optimaler Kältemittelkreislauf für die Kältemittel R410A, R744 und R1270

Die in Kapitel 4.2 genannten Kältemittelkreisläufe sind für eine Verdampfungstemperatur von  $-30^{\circ}\text{C}$  und Variation der Umgebungstemperatur für die einzelnen Kältemittel R410A (oben), R1270 (Mitte) und R744 (unten) in Abbildung 12 dargestellt. Für R744 liegt in allen Betriebspunkten ein Druckverhältnis kleiner als 6,5 vor. Für R410A und R1270 werden Druckverhältnisse über 6,5 nur für den Verdichter 2 des zweistufigen Kältekreislaufs mit Hilfsverdichter (DTAC\_OFT) erreicht. Der Mittel- und Hochdruck ist für jeden Betriebspunkt optimal gewählt, ebenso der Hochdruck für R744. Für die Kaskade wurde für den Niedertemperaturbereich R744 als Kältemittel gewählt, für den Hochtemperaturbereich R410A bzw. R1270.

Die Kältemittelkreisläufe in Abbildung 12 sind jeweils auf den einstufigen Kältemittelkreislauf (STSC) bei einer Umgebungstemperatur von  $30^{\circ}\text{C}$  normiert. Die zweistufigen Kreisläufe führen zu deutlichen Effizienzverbesserungen gegenüber dem einstufigen Kältemittelkreislauf, beispielsweise können für R744 bei einer Umgebungstemperatur von  $30^{\circ}\text{C}$   $COP$ -Verbesserungen von 30 bis 69% realisiert werden. Deutliche Effizienzverbesserungen wurden auch für die beiden anderen Kältemittel R410A und R1270 erzielt, wobei diese nicht ganz so stark ausfallen wie für R744.

Die beiden zweistufigen Kältemittelkreisläufe mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) DTDC\_SC bzw. mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) erreichen für alle drei Kältemittel bei Variation der Umgebungstemperatur die höchsten Effizienzen. Der Unterschied zwischen beiden Kreisläufen ist minimal, wobei der zweistufige Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche minimal besser ist. Die Kaskade erreicht durch den zusätzlichen Kaskaden-Wärmeübertrager über den kompletten Temperaturbereich geringere Leistungszahlen ( $COP$ ) als die beiden genannten zweistufigen Kältekreisläufe. Die Ergebnisse der Berechnung bestätigen die Literaturergebnisse, die in Abschnitt 4.2.1 und 4.3 angeführt sind.

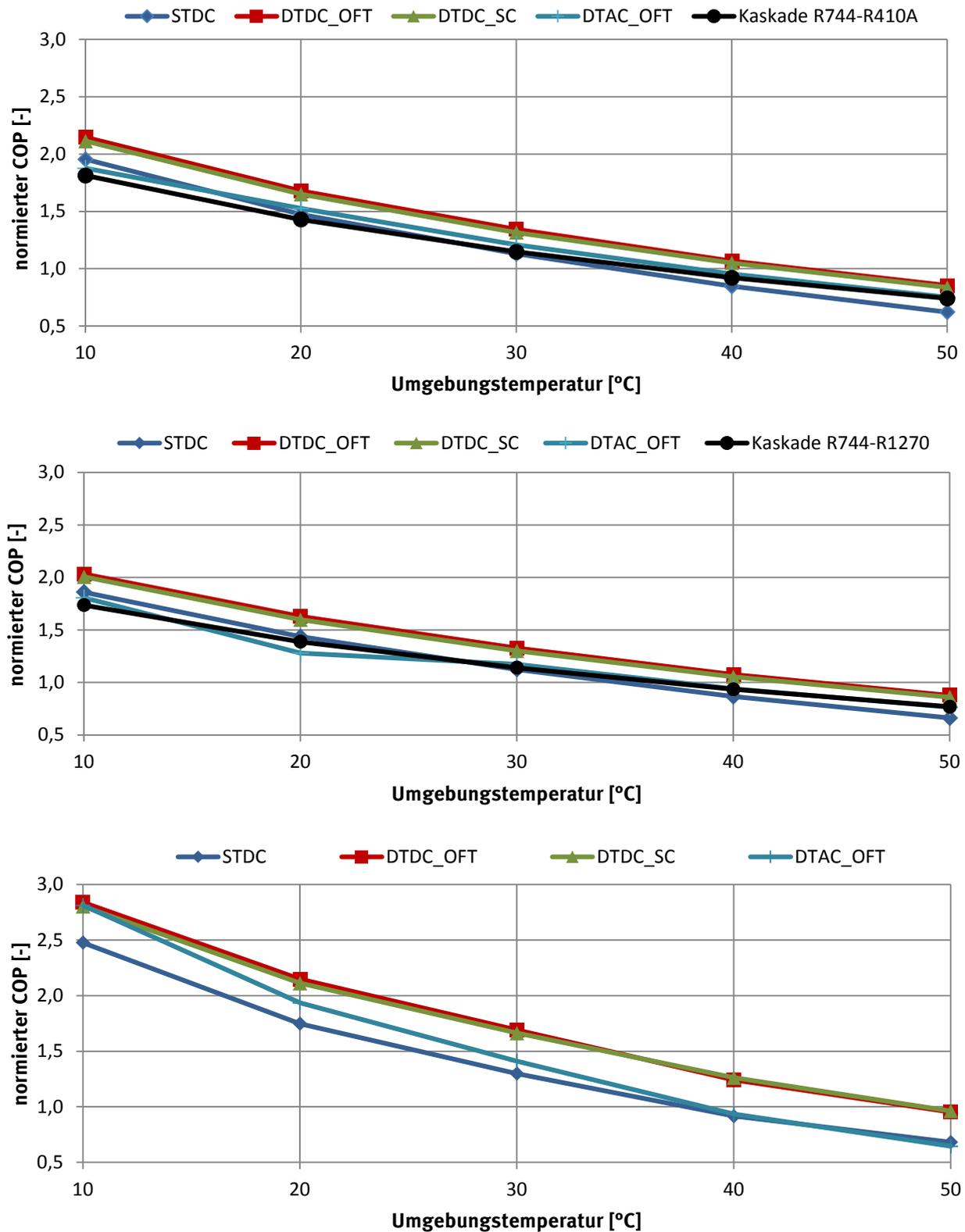


Abbildung 12: Normierte Leistungszahl (COP) für unterschiedliche R410A-(oben), R1270-(Mitte) und R744-(unten) Kältemittelkreisläufe für eine Verdampfungstemperatur von -30°C und Variation der Umgebungstemperatur. Der Mitteldruck ist jeweils optimiert, ebenso der Hochdruck bei R744.

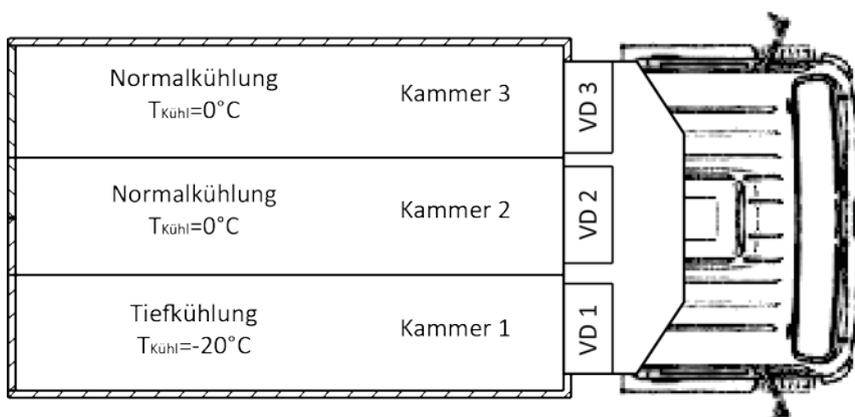
## 4.4 Kältebereitstellung im Kühlfahrzeug

Ein Kühlfahrzeug hat einen Kühlaufbau mit einem Kälteaggregat zur Kühlung dieses Kühlaufbaus. Im Folgenden werden die in Transportkälteanlagen üblichen Kühlaufbauten und die eingesetzten Kältemittelkreisläufe kurz vorgestellt.

### 4.4.1 Mehrkammer-Kühlfahrzeug

Der Kühlaufbau ist gegen Wärmeinfall isoliert, die Anforderungen an die Isolation sind in der Norm DIN 8959 beschrieben. Frischdienstprodukte müssen bei einer minimalen Kühlraumtemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  (Normalkühlung), Tiefkühlprodukte bei einer Kühlraumtemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  (Tiefkühlung) transportiert werden. Seit Anfang der 1990er Jahre werden Frischdienst- und Tiefkühlprodukte verstärkt gemeinsam vom Logistikzentrum zu den Endkunden in einem Kühlfahrzeug, dem sogenannten Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug, transportiert (Michineau et al. 2014a). Untersuchungen von (Michineau et al. 2014a) zeigen für Frankreich eine Verbreitung der Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge von 24% für das Jahr 2012 für alle Gewichtsbereiche. Für Lkw mit einer Masse zwischen 12 und 19 Tonnen beträgt der Anteil der Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge 56%.

Zur Realisierung der unterschiedlichen Kühlraumtemperaturen ist der Kühlaufbau längs in bis zu drei separate Kammern unterteilt (siehe Abbildung 13). Für die Betrachtungen in diesem Vorhaben wurde angenommen, dass die erste Kammer eine Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = -20^{\circ}\text{C}$  für die Tiefkühlung hat und die beiden anderen Kammern eine Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = 0^{\circ}\text{C}$  für die Normalkühlung aufweisen. Alle Kühlkammern verfügen über einen eigenen Verdampfer, der zur Aufrechterhaltung der geforderten Solltemperaturen mit dem Kältemittelkreislauf verbunden ist.



**Abbildung 13:** Schematische Darstellung eines Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugs mit Transportkälteanlage in der Draufsicht mit Aufteilung in drei Kammern, zwei für die Normalkühlung und eine für die Tiefkühlung und Lage der separaten Verdampfer VD 1 bis VD 3.

### 4.4.2 Kältemittelkreisläufe

Stand der Technik in der Transportkühlung ist der Kältemittelkreislauf mit dem einstufigen Kalt-dampfprozess. Für Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge wird dieser einstufige Kältemittelkreislauf mit bis zu 3 Verdampfern (siehe Abbildung 14 links) eingesetzt. In der Regel wird jede Kammer separat gekühlt, wozu der entsprechende Verdampfer über das Expansionsventil mit dem Kältekreislauf verbunden wird. Die gewünschte Kühlraumtemperatur bestimmt dabei wesentlich den im Kältekreislauf vorherrschenden Niederdruck. Eine gleichzeitige Kühlung von mehreren Kammern auf unterschiedli-

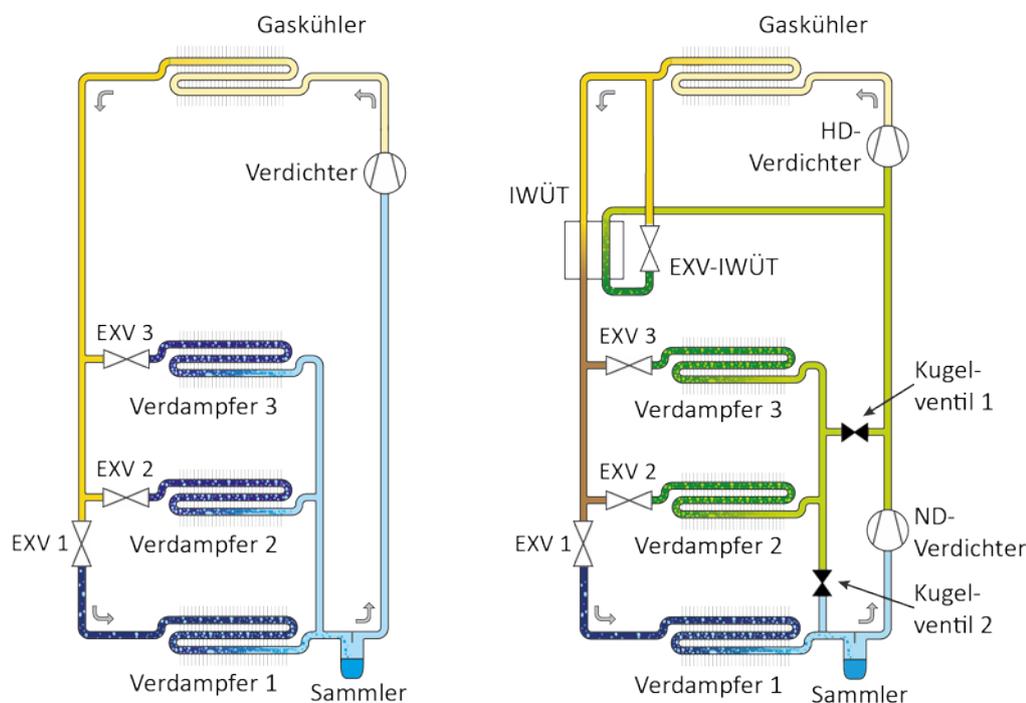
chen Kühlraumtemperaturen kann nur bei einem gemeinsamen Niederdruck erfolgen, der von der tiefsten Kühlraumtemperatur bestimmt wird.

Ein zweistufiger Kältekreislauf ermöglicht die gleichzeitige energieeffiziente Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen bzw. -drücken, wie dies Abbildung 14 (rechts) zeigt. Verdampfer 2 und 3 stellen jeweils Kälte bei Mitteldruck für die Normalkühlung (Kammer 2 und 3) und Verdampfer 1 bei Niederdruck für die Tiefkühlung (Kammer 1) bereit. Hierzu ist das Kugelventil 1 geöffnet, das Kugelventil 2 geschlossen. Ist im Kühlfahrzeug nur ein Temperaturniveau erforderlich, weil z.B. in allen drei Kammern nur Tiefkühl- oder nur Frischdienstprodukte transportiert werden, so können alle drei Verdampfer durch Öffnen und Schließen der entsprechenden Kugelventile bei Niederdruck betrieben werden.

Mehrstufige Kältemittelkreisläufe, wie sie exemplarisch im Abschnitt 4.2 vorgestellt wurden, sind auch bei Herstellern von Transportkälteanlagen in der Untersuchung. In (Smyth et al. 2010) wird ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager auf Mitteldruck (DTDC\_SC) mit dem Kältemittel R404A untersucht. Dabei kommt ein Scroll-Verdichter mit Zwischeneinspritzung zum Einsatz. Die direkte Verdampfung von Kältemittel in den Verdampfern im Laderaum wird mit einem indirekten System bestehend aus einem zweistufigen Kältemittelkreis und einem Kühlkreislauf verglichen.

In (Burke und Grosskopf 2011) wird ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager vorgestellt. Die Verschaltung ermöglicht die gleichzeitige Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen bzw. -drücken. Der zweistufige Kältemittelkreislauf wird auf der Basis von experimentellen Verdichteruntersuchungen für die Kältemittel R410A, R404A, R1270, R134a und R744 verglichen.

Ein mehrstufiger Kältekreislauf mit dem Kältemittel R744 wurde für Kühlcontainer entwickelt und für die Bedingungen der Transportkühlung angepasst (Carrier Transicold September 2014).



**Abbildung 14:** Schematische Darstellung eines einstufigen (links) und eines zweistufigen Kältekreislaufs mit innerem Wärmeübertrager IWÜT (rechts) bei Mitteldruck für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug.

## 4.5 Zusammenfassung

Die beiden zweistufigen Kältemittelkreisläufe mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC\_SC) bzw. mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) erreichen bei Verdampfungstemperaturen von -30°C und Variation der Umgebungstemperatur für die Kältemittel R410A, R1270 und R744 hohe Effizienzen, wie in Abschnitt 4.3 gezeigt. Der zweistufige Kältemittelkreislauf mit IWÜT bei Mitteldruck (DTDC\_SC) ermöglicht gegenüber dem Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) eine flexible Variation des bei Mitteldruck dem Hochdruck (HD)-Verdichter zugeführten Massenstroms (Wang et al. 2009). Hierdurch ergeben sich Vorteile bei der Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen bzw. Verdampfungsdrücken.

Für die zu messende Laboranlage wurde daher die Anlagenkonfiguration zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC\_SC) ausgewählt. Die Laboranlage in wird Kapitel 6 beschrieben.

## 5 Kältemittel für die Transportkühlung

In der Transportkühlung werden überwiegend die fluorinierten Kältemittel R404A mit einem  $GWP_{100} = 3922$ , R134a mit  $GWP_{100} = 1430$  und R410A mit  $GWP_{100} = 2088$  (Forster et al. 2007) eingesetzt. Das Verhältnis der einzelnen verwendeten Kältemittel variiert leicht in den einzelnen Ländern der EU. In Deutschland hat R404A einen Anteil von 74%, R134a von 15 % und R410A von 11% bei allen Kühlfahrzeugen (Umweltbundesamt 2012). In Frankreich war die Mengenverteilung für das Jahr 2012: 95,9% R404A, 3,5% R134a und 0,6% R410A, wobei neben Kühlfahrzeugen noch Container enthalten sind (Michineau et al. 2014b). R134a wird nur für die Kühlung von verderblichen Nahrungsmitteln und für minimale Kühlraumtemperaturen von 0°C eingesetzt.

Die ab 2015 anzuwendende neue europäische F-Gas-Verordnung (EU) Nr. 517/2014 (siehe auch Kapitel 3), wird einen erheblichen Einfluss auf die Transportkühlung haben, auch wenn die Transportkühlung bislang nur indirekt von der Verordnung betroffen ist {Michineau 2014 #101}. Die Verordnung zielt u.a. darauf, schrittweise die verwendeten Mengen fluorierter Gase mit hohem Treibhauspotential zu verringern, zu denen auch die HFKW-Kältemittel R404A, R134a und R410A gehören.

Im folgenden Kapitel 5.1 werden Kältemittel für Kühlraumtemperaturen bis unter -20°C vorgestellt, die alternativ zu den Kältemitteln R404A und R410A eingesetzt werden können. Eine Bewertung dieser Kältemittel erfolgte simulativ anhand der Energieeffizienz für einen zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC\_SC) (Kapitel 5.2).

Darüber hinaus wurde auch die Kaskade mit unterschiedlichen Kältemitteln in den getrennten Kreisläufen betrachtet, wodurch sich energetische Vorteile ergeben können. Die unterschiedlichen thermophysikalischen Effekte der einzelnen Kältemittel wurden in der Simulation durch die Erfassung von Druckverlust und Wärmeübergang in den einzelnen Kreislaufmodellen bei der Modellerstellung berücksichtigt. Ziel dieser Berechnungen war die Identifizierung eines alternativen natürlichen Kältemittels, für das im zweiten Schritt (Kapitel 6) eine Laboranlage aufgebaut und vermessen wurde.

### 5.1 Kältemitteleigenschaften

#### 5.1.1 Kältemittelanforderungen

Die Auswahl eines Kältemittels hängt von einer Vielzahl von Parametern ab. Eine Liste von Kältemitteleigenschaften ist beispielsweise in (Cube et al. 1997) S. 237 zu finden, wobei die einzelnen Eigenschaften oft miteinander zusammenhängen:

- Thermodynamische Eigenschaften
- Physikalische Eigenschaften
- Chemische Eigenschaften
- Physiologische Eigenschaften
- Ökologische Eigenschaften

Die thermodynamischen und physikalischen Eigenschaften der Kältemittel beeinflussen die energetische Effizienz des Kältemittelkreislaufs und die Baugröße der Kreislaufkomponenten. Beispielsweise werden hohe Wärmeübergangskoeffizienten durch eine hohe Wärmeleitfähigkeit und eine niedrige dynamische Viskosität von Dampf und Flüssigphase des Kältemittels erreicht. Homogene Strömungen im Wärmeübertrager ermöglichen höhere Wärmeübergangskoeffizienten, was z.B. bei einem geringen Dichteverhältnis von Kältemittelflüssigkeit und -dampf im Zweiphasengebiet der Fall ist (Kim und Pettersen 2004). Die dem Kältemittel unter Arbeitsbedingungen je  $m^3$  angesaugtem Dampf zugeordnete Kälteerzeugung, die volumetrische Kälteleistung  $q_v = \rho' \cdot (h'' - h')$ , bestimmt die Baugröße des Verdichters (Cube et al. 1997).

Das Kältemittel sollte möglichst sicher einsetzbar sein, wobei Faktoren wie Brennbarkeit und Toxizität beachtet werden müssen. Zur Bewertung der ökologischen Eigenschaften gehört u.a. das Ozonabbau- und das Treibhauspotential des Kältemittels, aber auch seine Herstellung, Entsorgung und die Zerfallsprodukte, die in die Umwelt gelangen. Kältemittel, die die Ozonschicht schädigen, sind in Europa bereits weitgehend verboten und stellen keine Alternative dar.

Für den Vergleich unterschiedlicher Kältemittel bei Kälteanlagen bedient man sich zumeist einfacher Methoden auf der Basis der Treibhausgasemissionen des Kältemittels und des Energieverbrauches der Kälteanlage. Entsprechende Ansätze sind die Berechnung des gesamten äquivalenten Treibhausbeitrages des sog. TEWI (Total Equivalent Warming Impact) nach DIN EN 378-1 (Entwurf DIN EN 378-1) oder daraus entwickelte Treibhausgasausstöße über den gesamten Lebenszyklus der Anlage, sog. LCCP (Life Cycle Climate Performance) -Studien.

### 5.1.2 Diskussion einiger Kältemittel

Für den Ersatz der bislang eingesetzten synthetischen fluorierten Kältemitteln und -mischungen werden zahlreiche alternative Stoffe und Gemische diskutiert. Kältemittelgemische werden nach ihrem Siedeverhalten in zeotrope und azeotrope Gemische unterteilt. Azeotrope Gemische haben einen (einheitlichen) Siedepunkt und entmischen sich beim Sieden nicht. Zeotrope Gemische haben einen Siedebereich (sog. Siedelinse). Das heißt, dass beim Sieden der Kältemittelmischung die Flüssigkeit und der Dampf unterschiedliche Zusammensetzungen aufweisen. Daraus resultieren bei zeotropen Gemischen meist unerwünschte Effekte für den Kältemittelkreislauf, wie die Reduzierung des Wärmeübergangskoeffizienten oder lokale Kältemittelentmischungen (Cox et al. 2008).

Alternative Kältemittel, die für die Anwendung in der Transportkühlung in Frage kommen könnten, werden in der Literatur vielfältig diskutiert, für die im Kühltemperaturbereich ähnliche Supermarktkühlung beispielsweise in (Kopecka et al. 2013), (Beshr et al. 2014) und (Yana Motta et al. 2014). Die Ergebnisse werden hier verkürzt und nur für einige Kältemittel wiedergegeben.

Unter anderem wurden die fluorierten Kältemittelmischungen R407F (R32/ R125/R134a mit 30/30/40% Massenanteil,  $GWP_{100} = 1825$ ) und R448A (R32/R125/R134a/R1234yf/1234ze(E) mit 26/26/21/20/7% Massenanteil,  $GWP_{100} = 1273$ ) als Ersatzstoffe für R404A und R410A genannt. R448A soll ein drop-in für R404A sein.

Für Supermärkte werden in (Beshr et al. 2014) und (Yana Motta et al. 2014) die Ersatzkältemittel R407F und R448A (früherer Name: N-40) experimentell bzw. simulativ untersucht. Die experimentellen Untersuchungen ergeben für R407F und R448A Verbesserungen der Leistungszahl (*COP*) von 6% bzw. 9% bei etwa gleicher Kälteleistung gegenüber R404A (Beshr et al. 2014). (Yana Motta et al. 2014) ermittelt für einen Supermarkt mit unterschiedlichen Klimabedingungen die gesamten Treibhausgasemissionen der Kälteanlage mittels LCCP- Studie. Durch den Einsatz von R407F oder R448A können die Treibhausgasemissionen gegenüber R404A verringert werden.

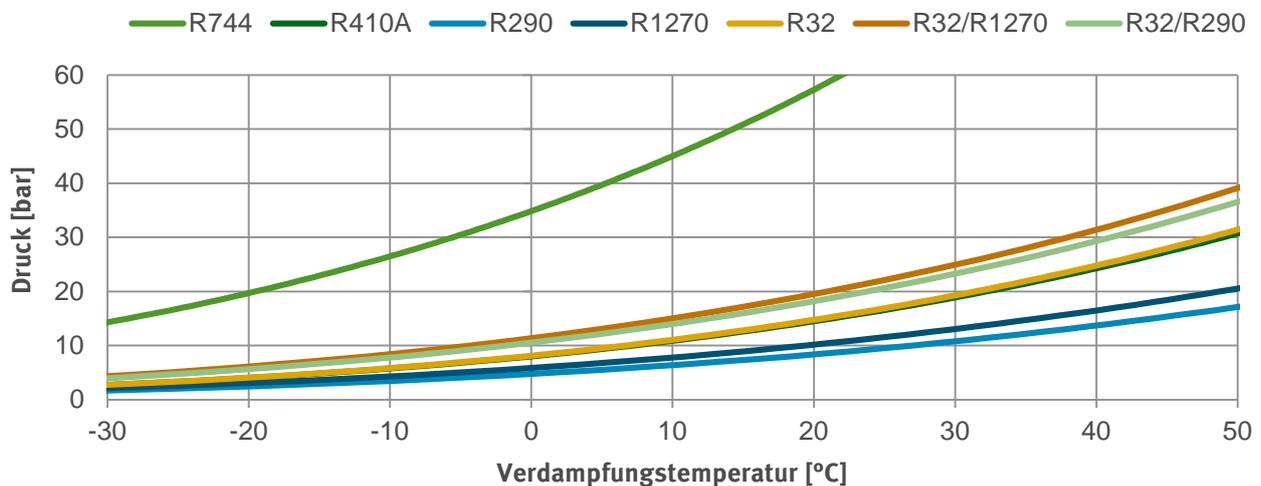
Mittlerweile sind weitere Ersatzkältemittelmischungen in Betracht gezogen worden, die jeweils mindestens die Stoffe R32 und R1234yf enthalten (Kopecka et al. 2013) und (Hegar und Kolda 2015). Inwieweit sich Vielstoffgemische mit ungesättigten fluorierten Verbindungen bewähren, muss die Praxis zeigen. Voraussichtlich werden in die Kälteflotten auf Dauer nur wenige Mischungen Eingang finden, schon um den Wartungsaufwand überschaubar zu halten.

Als Reinstoffe kommen aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaften für die Transportkühlung auch teilfluorierte Fluorkohlenwasserstoffe mit geringem GWP wie Difluormethan (R32), Kohlenwasserstoffe wie Propen (R1270) und Propan (R290) oder Kohlendioxid (R744) in Frage. Azeotrope Gemische aus den aufgeführten Stoffen sind zwischen R32 und R290 bzw. R1270 möglich. Diese und

weitere Gemische von fluorierten und natürlichen Kältemitteln werden z.B. in (Artemenko und Mazur 2007) untersucht.

Einige Kältemiteleigenschaften sind für die Kältemittel R404A, R410A, R32, R290, R1270, R744 und Gemische aus R32 und R1270 bzw. R290 in Tabelle 3 angegeben. Die Stoffdaten von R32/R1270 und R32/R290 wurden von uns mittels REFPROP 9 berechnet. Bei beiden Gemischen handelt es sich um azeotrope Mischungen. Der azeotrope Punkt liegt je nach Verdampfungstemperatur sowohl für R290 als auch für R1270 bei einem Mol-Anteil von 0,3 bis 0,4. Für beide Gemische R32/R1270 und R32/R290 wurde jeweils ein R32-Molanteil von 60% gewählt, das entspricht bei (R32/R1270) einem R32-Massenanteil von 49% und bei (R32/R290) einem R32-Massenanteil von 64%. Im Folgenden werden die in der Tabelle 3 angegebenen Kältemitteldaten diskutiert.

Alle in Tabelle 3 genannten Kältemittel können, bis auf R744 bei den Einsatzbedingungen der Transportkühlung mit Umgebungstemperaturen von bis zu 50°C im subkritischen Bereich arbeiten, da die kritische Temperatur dieser Kältemittel höher ist als die maximale Umgebungstemperatur. Der Hochdruck wird bei R290 und R1270 etwas niedriger als bei R410A sein.



**Abbildung 15:** Dampfdruckkurve für die Kältemittel Kohlendioxid (R744), Propan, (R290), Propan (R1270) und Difluormethan (R32) sowie die Kältemittelgemische R410A, R32/R1270 und R32/R290

Aus dem Dampfdruck (Tabelle 3) bzw. der Dampfdruckkurve ( $dp/dT$ ) (Abbildung 15) der Kältemittel kann der Einfluss einer Druckänderung (z.B. Reibungsverluste) auf die Temperatur im Nassdampfgebiet  $dT/dp$  verdeutlicht werden, was in Verdampfern und Verflüssigern relevant ist. Umgekehrt kann aus der Dampfdruckkurve (Abbildung 15) auch die Temperaturänderung infolge einer Druckänderung abgelesen werden. Die Temperaturänderung durch eine Druckänderung ist bei R744 deutlich geringer als bei R290. Bei einer Verdampfungstemperatur von 0°C bedeutet ein Druckverlust von 0,1bar eine Temperaturänderung von 0,1K für R744, von 0,38K für R410A und von 0,58K für R290 (Kim und Pettersen 2004). Bei der Auslegung von Verdampfer und Verflüssiger ist besonders für die Kältemittel R290, R1270 und R410A auf geringe Druckverluste zu achten.

Die Verdampfungsenthalpie ist bei R290 und R1270 deutlich höher als für R410A, für R744 ist sie vergleichbar mit R410A. Die volumetrische Kälteleistung für R744 ist aufgrund der hohen Sättigungsdichte deutlich höher als bei den anderen Kältemitteln, weshalb das Hubvolumen der R744-Verdichter kleiner sein kann als bei den anderen Kältemitteln. Die volumetrische Kälteleistung der Mischungen R32/R1270 und R32/R290 ist aufgrund der höheren Sättigungsdichte höher als die der Reinstoffe allein. Das Dichteverhältnis, die Wärmeleitfähigkeit und die dynamische Viskosität der

Tabelle 3: Auswahl von Kältemittleigenschaften für einige Kältemittel

Eigenschaften	Einheit	Temperatur	R404A	R410A	R32	R290	R1270	R744	R32/ R1270	R32/ R290
Massenanteil	[%]								49/51	64/36
GWP <sub>100</sub> <sup>2</sup>			3922	2088	675	3	2	1	332	433
Kritischer Druck	[bar]		37,3	49,0	57,8	42,5	45,6	73,8	73,0	47,2
Kritische Temperatur	[°C]		72,1	71,4	78,1	96,7	91,1	31,0	83,3	62,3
Dampfdruck	[bar]	-30,0	2,0	2,7	2,7	1,7	2,1	14,3	4,3	3,9
		0,0	6,0	8,0	8,1	4,7	5,8	34,9	11,4	10,5
		30,0	14,1	18,8	19,3	10,8	13,1	72,1	24,9	23,3
Verdampfungsenthalpie	[kJ/kg]	-30,0	189,5	253,6	356,8	412,4	418,4	303,5	331,4	329,9
		0,0	165,8	221,3	315,3	374,9	377,6	230,9	283,4	284,0
		30,0	134,1	177,9	260,4	326,7	325,0	60,6	215,4	219,0
volumetrische Kälteleistung	[M]/m <sup>3</sup>	-30,0	2,0	2,7	2,7	1,6	2,0	11,3	3,7	3,4
		0,0	5,1	6,8	7,0	3,9	4,7	22,6	8,6	7,9
		30,0	10,1	13,6	14,3	7,7	9,0	20,9	15,8	14,6
Dichteverhältnis	[-]	-30,0	119,0	121,3	150,7	146,5	125,4	29,0	73,8	78,0
		0,0	37,8	38,3	47,8	51,1	44,3	9,5	24,5	26,3
		30,0	13,5	13,5	17,2	20,7	18,0	1,7	8,8	9,4
Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit	[W/mK]	-30,0	0,05	0,11	0,17	0,12	0,14	0,15	0,14	0,13
		0,0	0,06	0,10	0,15	0,11	0,13	0,11	0,12	0,11
		30,0	0,06	0,08	0,12	0,09	0,11	0,10	0,10	0,09
Dynamische Viskosität der Flüssigkeit	[mPa s]	-30,0	0,02	0,19	0,21	0,17	0,15	0,16	0,15	0,16
		0,0	0,12	0,15	0,15	0,13	0,12	0,10	0,11	0,11
		30,0	0,10	0,11	0,11	0,09	0,09	0,04	0,08	0,08

Kältemittel geben Hinweise zu den die zweiphasigen Strömungsformen und den Wärmeübergang bei Phasenwechsel.

Die Eigenschaften von der Gemische R32/R1270 und R32/R290 unterscheiden sich nicht wesentlich voneinander. Für eine erste Bewertung der Kältemittel wurde das azeotrope Gemisch R32/R1270 herangezogen, aufgrund der etwas besseren Eigenschaften gegenüber R32/R290 (siehe Kapitel 5.2).

## 5.2 Bewertung von Kältemitteln anhand ihrer Energieeffizienz

Die Kältemittel R410A, R1270, R744 sowie das azeotrope Gemisch R32/R1270 wurden für einen zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC\_SC) und für die Kaskade hinsichtlich ihrer Energieeffizienz simulativ miteinander verglichen.

<sup>2</sup> Berechnung der GWP<sub>100</sub> nach Forster et al. 2007 und Verordnung (EU) Nr. 517/2014

### 5.2.1 Kältemittelkreislauf

Für die Bewertung der Kältemittel wird der zweistufige Kältemittelkreislauf mit IWÜT bei Mitteldruck (DTDC\_SC) (siehe Abschnitt 4.2.1) und die Kaskade (siehe Abschnitt 4.2.4) für die Kältemittel R410A, R1270, R744 und das azeotrope Gemisch R32/R1270 (49/51 % Massenanteil) herangezogen. Für die Kältemittel R410A, R1270 und R32/R1270 wurden wegen der subkritischen Prozessführung leichte Kreislaufmodifikationen gegenüber den in Abschnitt 4.2.1 und Abschnitt 4.2.4 diskutierten R744-Kreisläufen vorgenommen.

- Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck

Für R410A, R1270 und R32/R1270 wurde anstelle eines Niederdrucksammlers, wie es bei R744 nötig ist, ein Hochdrucksammler verwendet. Des Weiteren wurde für R410A und R1270 eine Unterkühlungsstrecke vorgesehen, die die Kreislauffeffizienz verbessert. Für R32/R1270 wurde aufgrund des hohen Simulationsaufwands keine Unterkühlung berücksichtigt.

- Kaskade

Untersucht wurde der Einsatz von R744 in der Niederdruckstufe und R410A bzw. R1270 in der Hochdruckstufe. Die genannten Kältemittel eignen sich aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaften für die jeweiligen Drucklagen (siehe Kapitel 4.2.4). In der Hochdruckstufe kommt ein Hochdrucksammler anstelle des Niederdrucksammlers zu Einsatz. Es wurde eine Unterkühlungsstrecke berücksichtigt.

Für jedes Kältemittel und jede Kreislaufverschaltung wurde für eine Umgebungstemperatur von 30°C die optimale Unterkühlungsstrecke  $x$  bestimmt. Die Unterkühlungsstrecke  $x$  reduziert die Verflüssigungsstrecke, da aufgrund des begrenzten Bauraums die gesamte Wärmeübertragungsfläche des Verflüssigers nicht vergrößert wird.

### 5.2.2 Modellerstellung

Die Simulationen erfolgen mit der am Institut für Thermodynamik und der TLK-Thermo GmbH entwickelte Komponenten-Bibliothek TIL. Die Bibliothek beinhaltet Komponenten für die Simulation von Fluidsystemen, wie z.B. Kälte-, Kühl- und Wärmepumpenkreisläufe, die in dieser Arbeit mit dem Ansatz der finiten Volumen beschrieben wurden. In jeder Komponente können lokal der Wärmeübergang und der Druckverlust über geeignete Ansätze modelliert werden. Ausführlich werden die Modellbibliothek TIL und deren Komponenten beispielsweise in (Richter 2008) vorgestellt.

Die Komponenten der modellierten Kältemittelkreisläufe orientieren sich an den geometrischen Abmessungen einer Serienanlage eines Herstellers von Transportkälteanlagen. Im Folgenden wird kurz auf die Modellerstellung der Verdichter und der Wärmeübertrager eingegangen.

#### Verdichter

Die Komponentenbibliothek TIL wurde um Verdichtermodele für die Transportkühlung mit den Kältemitteln R410A, R1270 und R744 ergänzt, wozu Messdaten oder Herstellerangaben herangezogen wurden.

Ergebnisse von Verdichtermessungen zu zweistufigen R410A- und R1270-Hubkolbenverdichtern wurden von einem Hersteller von Transportkälteanlagen zur Verfügung gestellt. Darüber hinaus wurden weitere Verdichter-Modelle erstellt, die auf Herstellerangaben basieren, insbesondere für R744. Die Modelle der Verdichter wurden mit Kennfeldern erstellt, die den Verdichter in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl beschreiben. Ausführlich wird die Verdichter-Modellerstellung in Kapitel 10 beschrieben.

## Wärmeübertrager

Die Modellierung des Verdampfers und des Gaskühlers bzw. Verflüssigers einschließlich der Unterkühlungsstrecke orientiert sich an den geometrischen Abmessungen der in der Serienanlage eingesetzten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager. In den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern gibt es einen Wärmestrom zwischen den Medien Kältemittel und Luft. Auf der Luftseite wurden als Randbedingungen für jeden Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager die Eintrittstemperatur und der Volumenstrom vorgegeben. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite wurde über eine geometrie-basierte Korrelation von Haaf ((Plank 1988) Gl. 12.36) berechnet, die die Geometrie der Lamellen berücksichtigt. Auf der Kältemittelseite wurde ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha = 2000\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  gewählt, für die Unterkühlungsstrecke wird  $\alpha = 500\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  vorgegeben. Der Reibungsdruckverlust wurde kältemittelseitig in den Wärmeübertragern durch eine geeignete Korrelation von Wagner ((Wagner 2008) Gl. 151) berücksichtigt.

Für den inneren Wärmeübertrager (IWÜT) und den Kaskaden-Wärmeübertrager wurde der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  beider Fluidströme vorgegeben. Für den IWÜT wurde auf der Hochdruckseite  $\alpha = 540\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  (einphasige Wärmeübertragung), auf der Mitteldruckseite  $\alpha = 2800\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  (ein- und zweiphasige Wärmeübertragung) verwendet. Beide Wärmeübergangskoeffizienten für den IWÜT wurden so gewählt, dass die in der R410A-Auslegungsrechnung ermittelten Austrittstemperaturen vom IWÜT hinreichend genau erreicht werden. Im Kaskaden-WÜT wurde für die Verflüssigungsseite mit Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung des Kältemittels sowie für die Verdampfungsseite mit Verdampfung und Überhitzung des Kältemittels ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha = 2000\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  verwendet. Der Reibungsdruckverlust wurde für beide Wärmeübertrager ebenfalls über die Korrelation von Wagner abgeschätzt.

### 5.2.3 Randbedingungen

Die Randbedingungen der Simulationen für die einzelnen Komponenten des Kältemittelkreislaufs sind in Tabelle 4 aufgeführt. Es sind die Verdichterbaureihen angegeben, deren Verdichtermodelle für die Simulationen herangezogen wurden. Für das Gemisch R32/R1270 war kein spezielles Verdichtermodell verfügbar, deshalb wurde auf das zweistufige R410A-Verdichtermodell zurückgegriffen.

Die Hubvolumina der R1270-, R32/R1270- und R744-Verdichter für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck (DTDC\_SC) und die Kaskade wurden so gewählt, dass bei einer Verdichterdrehzahl von  $n = 1450\text{ 1}/\text{min.}$ , einer Umgebungstemperatur von  $T_U = 30^\circ\text{C}$ , einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  und den gleichen Verdampfungs-temperaturen bei Mitteldruck die gleichen Kälteleistungen vorliegen wie mit dem zweistufigen R410A-Kältekreislauf mit IWÜT bei Mitteldruck (siehe Tabelle 4 und Tabelle 5). Für die Kaskade wurden für die Komponenten Verdampfer und Gaskühler bzw. Verflüssiger die gleichen Randbedingungen wie für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit IWÜT bei Mitteldruck gewählt. Daher sind in Tabelle 5 nur die Abweichungen gegenüber Tabelle 4 aufgeführt. Da für eine Kaskade zwei getrennte Verdichter zum Einsatz kommen, ist das Drehzahlverhältnis beider Verdichter ein Parameter, der optimiert werden kann.

In den Kreisläufen wurden mehrere Größen geregelt: die Überhitzung am internen Wärmeübertrager IWÜT auf 5K und die Kälteleistung der Verdichter. Des Weiteren wurde für R410A und R1270 die Überhitzung am Verdampfer auf 10K geregelt. Bei R744 wird aufgrund des Niederdrucksammlers der Hochdruck geregelt.

Tabelle 4: Übersicht der Randbedingungen für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck

Verdampfer:

- 3/3 Verdampfer-Geometrie
- Lufteintrittstemperatur = -20°C
- Luftvolumenstrom = 9000 m<sup>3</sup>/h
- $\alpha = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

innerer Wärmeübertrager (IWÜT):

- $\alpha_{\text{Unterkühlung}} = 540 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
- $\alpha_{\text{Verdampfung}} = 2800 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

Gaskühler bzw. Verflüssiger:

- Vertikaler Wärmeübertrager:
  - Luftvolumenstrom Vertikal = 6250 m<sup>3</sup>/h
  - $\alpha = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
- Horizontaler Wärmeübertrager
  - Länge:  $(1-x) \cdot 1,12 \text{ m}$
  - Luftvolumenstrom Horizontal =  $(1-x) \cdot 5750 \text{ m}^3/\text{h}$
  - $\alpha = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
- Unterkühlungsstrecke
  - Länge:  $x \cdot 1,12 \text{ m}$
  - $x_{\text{R410A}} = 0,172$        $x_{\text{R1270}} = 0,409$        $x_{\text{R32/R1270}} = 0$        $x_{\text{R744}} = 0$
  - Luftvolumenstrom Horizontal =  $x \cdot 5750 \text{ m}^3/\text{h}$
  - $\alpha = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

Verdichter:

- R410A
  - Baureihe: Bitzer S4NPFR
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub ND}} = 323 \text{ cm}^3$        $V_{\text{Hub HD}} = 279 \text{ cm}^3$
- R1270
  - Baureihe: Bock FZX 40
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub ND}} = 425 \text{ cm}^3$        $V_{\text{Hub HD}} = 380 \text{ cm}^3$
- R32/R1270
  - Baureihe: Bitzer S4NPFR
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub ND}} = 230 \text{ cm}^3$        $V_{\text{Hub HD}} = 215 \text{ cm}^3$
- R744
  - Baureihe: ND: Bock HGX12P/75-4CO2      HD: Bitzer 4FTC-30K
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub ND}} = 68 \text{ cm}^3$        $V_{\text{Hub HD}} = 98 \text{ cm}^3$

Regelung

- Kälteleistung Verdampfer
- Überhitzung IWÜT = 5K
- R410A, R1270, R32/R1270: Überhitzung Verdampfer = 10K
- R744: Hochdruck

Tabelle 5: Übersicht der Randbedingungen für die Kaskade

## Gaskühler bzw. Verflüssiger:

- Unterkühlungsstrecke:
  - Länge:  $x \cdot 1,12\text{m}$
  - $x_{R410A} = 0,33$                        $x_{R1270} = 0,239$

## Kaskaden-Wärmeübertrager:

- Geometrie: Durchmesser=0,008m, Länge=11m, Anzahl parallele Rohre=14
- $\alpha = 2000\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

## Verdichter

- R744-Niederdruckstufe:
  - Baureihe: ND: Bock HGX12P/75-4CO2
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub ND}} = 60\text{cm}^3$
- R410A-Hochdruckstufe:
  - Baureihe: Bitzer 4CDC-9Y-40S
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub HD}} = 408\text{cm}^3$
- R1270-Hochdruckstufe:
  - Baureihe: Bitzer 4DC-5.2P-40S
  - Hubvolumen:  $V_{\text{Hub HD}} = 505\text{cm}^3$

## Regelung

- Kälteleistung Verdampfer
- Überhitzung Kaskaden  $W\ddot{U}T=5\text{K}$
- Unterkühlung Kaskaden  $W\ddot{U}T=2\text{K}$

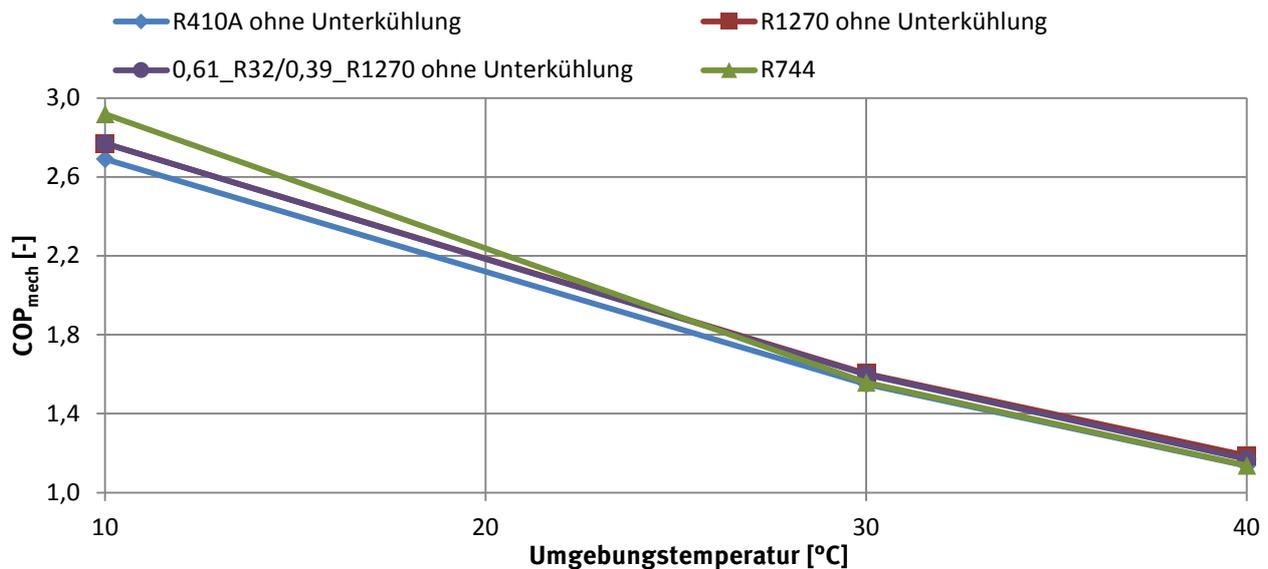
**5.2.4 Vergleich von Kältemitteln**

Die Energieeffizienz zweistufiger Kältemittelkreisläufe mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck und den Kältemitteln R410A, R1270, R744 sowie dem azeotropen Gemisch R32/R1270 wurden miteinander verglichen. Die Energieeffizienz der Kaskade wurde ebenfalls ermittelt. Die Kälteleistung beträgt jeweils  $\dot{Q}_V = 16\text{kW}$  bei einer Kühlraumtemperatur  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  und Variation der Umgebungstemperatur  $T_U$ .

## Kältemittelkreislauf ohne Unterkühlungsstrecke

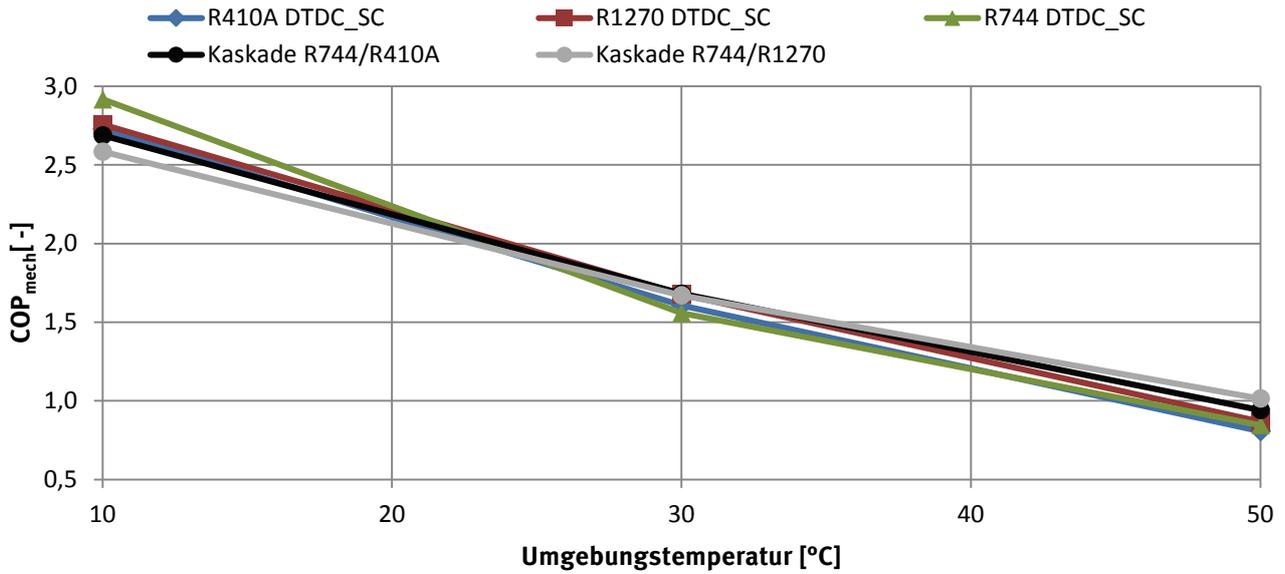
Ein Vergleich der Kältemittel R410A, R1270, R744 und des azeotropen Gemisches R32/R1270 (49/51 % Massenanteil) für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck ist in Abbildung 16 als Diagramm unter den genannten Randbedingungen dargestellt.

Die R410A-, R1270- und R32/R1270-Kreisläufe haben keine Unterkühlungsstrecke ( $x=0$ ). Die Leistungszahl ( $COP$ ) ist auf die mechanische Antriebsleistung bezogen, daher sind die  $COP$ -



Kältemittel	$COP_{mech}$	$T_U$	$\dot{Q}_V$	$n$	$\pi_{ND}$	$\pi_{HD}$	$T_{V,K\,ein}$	$T_{G,K\,aus}$
	[-]	[°C]	[kW]	[1/min]	[-]	[-]	[-]	[-]
R410A	2,69	10	16	23,3	1,8	3,3	-26,2	17,2
	1,55	30	16	26,1	2,2	4,6	-26,0	38,7
	1,15	40	16	28,5	2,4	5,2	-25,8	49,4
R1270	2,77	10	16	23,5	1,7	3,3	-26,0	12,2
	1,60	30	16	27,1	2,0	4,5	-25,8	38,5
	1,19	40	16	29,6	2,2	5,1	-25,6	49,5
R744	2,92	10	16	21,4	1,2	2,9	-26,9	11,8
	1,56	30	16	25,1	1,6	3,5	-26,8	32,3
	1,14	40	16	27,5	1,8	3,9	-26,8	41,3
R32/R1270	2,77	10	16	22,3	1,6	2,8	-26,6	17,8
	1,60	30	16	24,8	2,0	3,8	-27,5	39,0
	1,17	40	16	26,9	2,3	4,2	-28,1	49,0

**Abbildung 16:** Kreislaufeffizienz des zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit IWÜT bei Mitteldruck für verschiedene Kältemittel bei einer Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 16$  kW und einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  bei Variation der Umgebungstemperatur.



Kälte- mittel	$COP_{mech}$ [-]	$T_U$ [°C]	$n_{HD}$ [1/min]	$n_{HD}$ [1/min]	$\pi_{ND}$ [-]	$\pi_{HD}$ [-]	$T_{V, K\ ein}$ [-]	$T_{G, K\ aus}$ [-]
R410A	2,73	10	23,0	23,0	1,7	3,3	-26,2	14,2
	1,61	30	25,6	25,6	2,1	4,7	-26,0	34,7
	0,81	50	31,7	31,7	2,8	6,0	-25,6	57,7
R1270	2,76	10	23,5	23,5	1,7	3,4	-26,0	11,3
	1,68	30	26,4	26,4	1,9	4,7	-25,8	33,4
	0,87	50	32,3	32,3	2,4	6,2	-25,5	56,5
R744	2,92	10	21,4	21,4	1,2	2,9	-26,9	11,8
	1,56	30	25,1	25,1	1,6	3,5	-26,8	32,3
	0,85	50	30,0	30,0	2,0	4,4	-26,8	51,0
Kaskade R744/R410A	2,69	10	27,3	16,3	1,7	3,4	-26,9	11,3
	1,68	30	30,4	18,0	2,0	4,6	-26,8	32,8
	0,94	50	35,2	23,5	2,4	6,1	-26,8	57,3
Kaskade R744/R1270	2,59	10	27,3	16,8	1,7	3,3	-26,9	10,4
	1,67	30	29,8	19,2	1,9	4,5	-26,8	32,4
	1,01	50	33,6	24,1	2,3	6,0	-26,8	55,2

**Abbildung 17:** Kreislauffizienzen des zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck und der Kaskade für verschiedene Kältemittel bei einer Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 16\text{ kW}$  und einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  bei Variation der Umgebungstemperatur.

Angaben mit dem Index *mech* ( $COP_{mech}$ ) gekennzeichnet. Hilfsleistungen wie Lüfter sind nicht berücksichtigt. Der  $COP_{mech}$  für R744 ist bei der Umgebungstemperatur  $T_U = 10^\circ\text{C}$  am höchsten und sinkt mit Zunahme von  $T_U$  im Vergleich zu den anderen Kältemitteln stärker ab. Bei  $T_U = 30^\circ\text{C}$  weisen alle Kältemittel ähnliche Effizienzen auf, maximale Abweichungen betragen 3%. Insgesamt erreicht R744 über alle Temperaturbereiche mit den anderen betrachteten Kältemitteln vergleichbare Effizienzen, selbst bei sehr hohen Umgebungstemperaturen von  $T_U = 40^\circ\text{C}$ .

Das azeotrope Gemisch aus R32/R1270 weist für alle Umgebungstemperaturen ähnlich hohe Effizienzen wie R1270 auf. Die in Kapitel 5.1.2 diskutierten positiven Kältemitteleigenschaften des Gemisches R32/R1270 verbessern die Leistungszahl ( $COP_{mech}$ ) nicht. Daher wird das Gemisch R32/R1270 hier nicht weiter betrachtet. Detailangaben zu dem Diagramm aus Abbildung 16 sind in der Tabelle darunter zusammengestellt.  $T_{V,K\_ein}$  und  $T_{G,K\_aus}$  geben die Kältemitteltemperaturen am Verdampfer Eintritt und am Gaskühler- bzw. Verflüssigerausstritt an.

### Kältemittelkreislauf mit Unterkühlungsstrecke

Der zweistufige Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck und die Kaskade werden für die Kältemittel R410A, R1270 und R744 bei  $\dot{Q}_V = 16\text{kW}$  und Variation der Umgebungstemperatur  $T_U$  bezüglich des  $COP_{mech}$  in (Abbildung 17) verglichen. Für die Kältemittel R410A und R1270 ist, im Unterschied zur vorherigen Rechnung (Abbildung 16), jeweils eine Unterkühlungsstrecke berücksichtigt worden, die die Effizienz leicht verbessert. Für  $T_U = 30^\circ\text{C}$  verbessert sich der  $COP_{mech}$  um etwa 4% für das Kältemittel R410A und um 5% für R1270. Die Tendenzen für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit IWÜT bei Mitteldruck aus Abbildung 16 werden damit bestätigt.

Die Kaskaden mit R744 in der Niederdruckstufe und R410A bzw. R1270 in der Hochdruckstufe erreichen für  $T_U=30^\circ\text{C}$  und  $T_U = 50^\circ\text{C}$  die höchsten Effizienzen. Für die Kaskade wirkt sich die freie Wahl des Drehzahlverhältnisses von Niederdruck (ND) und Hochdruck (HD -Stufe und damit des Mitteldrucks vorteilhaft auf die Effizienz aus. Bei festem Drehzahlverhältnis würden sich niedrigere Effizienzen ergeben, die für  $T_U=30^\circ\text{C}$  und  $T_U = 50^\circ\text{C}$  im Bereich des zweistufigen Kältekreislaufs mit IWÜT bei Mitteldruck liegen. Aufgrund des begrenzten Bauraums in einer Transportkälteanlage wird die Kaskade wegen der zwei zwingend notwendigen Verdichter hier nicht weiter verfolgt.

## 5.3 Zusammenfassung

Die Simulationsrechnungen zum zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck und zur Kaskade ermöglichen folgende Aussagen:

- Für einen zweistufigen Kältekreislauf mit innerem Wärmeübertrager (IWÜT) bei Mitteldruck erreicht das azeotrope Gemisch aus R32/R1270 etwa gleiche Effizienzen wie der Reinstoff R1270.
- Für die Transportkühlung mit Kühlraumtemperaturen von  $-20^\circ\text{C}$  und Umgebungstemperaturen bis  $50^\circ\text{C}$  kann das Kältemittel R744 eine geeignete Alternative zu dem derzeit verwendeten fluorierten Kältemittel R410A sein.

Auf der Basis der Simulation wurde entschieden, einen zweistufigen Kältekreislauf mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck und dem Kältemittel R744 als Laboranlage aufzubauen mit dem Ziel, die simulativ ermittelten Leistungszahlen ( $COP_{mech}$ ) experimentell zu bestätigen.

## 6 Versuchsanlage und experimentelle Untersuchungen

Eine Laboranlage mit dem Kältemittel R744 wurde im kalorimetrischen Prüfstand des Instituts aufgebaut. Der Prüfstand besteht aus zwei separaten Kammern, die unabhängig voneinander auf konstante Temperaturen von unter  $-20^{\circ}\text{C}$  bis plus  $50^{\circ}\text{C}$  geregelt werden können. In einer Kammer wurde die Umgebungstemperatur und in der zweiten Kammer die Kühlraumtemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  bzw.  $-20^{\circ}\text{C}$  simuliert. Der Aufbau der Laboranlage wird in Kapitel 6.1 beschrieben und die experimentellen Ergebnisse in den Kapiteln 6.2, 6.3 und 6.4 vorgestellt.

Zur Versuchsanlage und den experimentellen Untersuchungen sind im Rahmen dieses Projektes die Veröffentlichungen (Möhlenkamp et al. 2012), (Möhlenkamp et al. 2013c) und (Möhlenkamp et al. 2013b) publiziert worden.

Anmerkung: Im folgenden Text wird anstelle von „Umgebungstemperatur“ die präzisere Bezeichnung „Lufteintrittstemperatur am Gaskühler“ und anstelle der „Kühlraumtemperatur“ die „Lufttrittstemperatur am Verdampfer“ verwendet.

### 6.1 Auslegung und Aufbau der Laboranlage

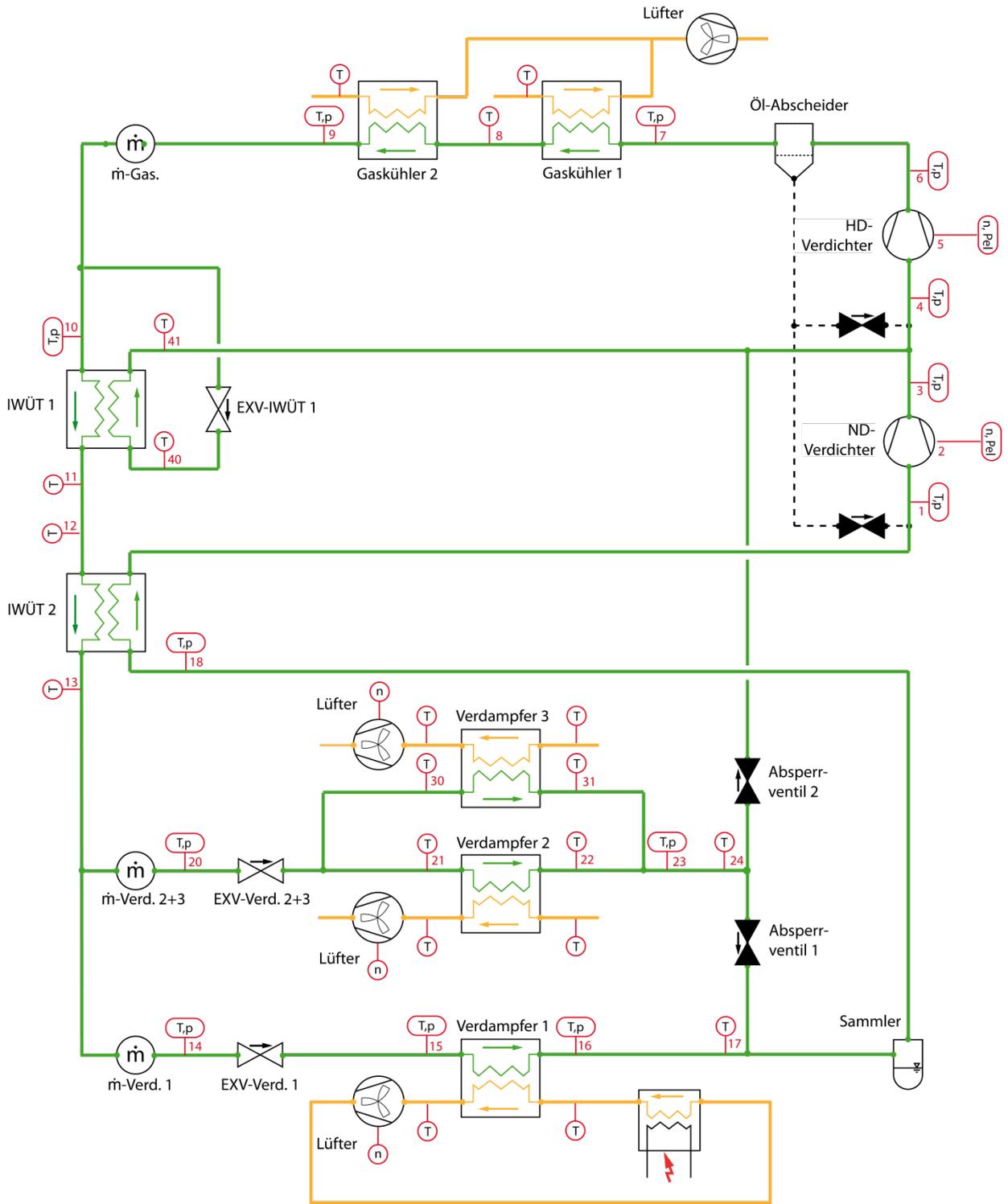
Die Auslegung und der Aufbau der Laboranlage orientierten sich an dem zweistufigen Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) aus Abbildung 14 (rechts). Eine zweistufige Serienanlage für Motorwagen mit dem Kältemittel R410A bzw. R1270 diente als Orientierung bei der Auswahl geeigneter Komponenten.

Ausführlich wird der Aufbau, die eingesetzten Komponenten und die Messaufnehmer in (Möhlenkamp et al. 2012) vorgestellt.

#### 6.1.1 Aufbau und Fließbild

Das Fließbild der Laboranlage mit dem Kältemittel R744 ist in Abbildung 18 schematisch mit den Positionen der Messstellen und deren Nummerierung dargestellt. Der Kältemittelpfad ist durch grüne Linien, der Luftpfad durch orange Linien und der Ölpfad durch schwarz gestrichelte Linien gekennzeichnet. Gegenüber dem in Abbildung 14 (rechts) diskutierten Kreislauf ist die Laboranlage um einen zusätzlichen inneren Wärmeübertrager, den IWÜT 2, ergänzt.

Aufgrund des beschränkten Bauraums in Kühlfahrzeugen erfolgt die Wärmeabgabe des Kältemittels an die Umgebung in der Serienanlage in zwei Einheiten. In der Laboranlage durchströmt das Kältemittel bei Hochdruck die beiden nacheinander angeordneten Gaskühler, in Abbildung 18 als Gaskühler 1 und Gaskühler 2 bezeichnet. Nach einer weiteren Abkühlung des Hochdruckmassenstroms durch die beiden inneren Wärmeübertrager (IWÜT 1 und IWÜT 2) wird das Kältemittel in den beiden Expansionsventilen (EXV-Verd. 1 und EXV-Verd. 2+3) entspannt und den drei geometrisch identisch aufgebauten Verdampfern zugeführt. Die Aufteilung des Massenstroms auf die Verdampfer 2 und 3 erfolgt mittels eines Venturi-Verteilers. Beide Verdampfer können je nach Verschaltung bei Nieder- oder Mitteldruck betrieben werden. Verdampfer 1 arbeitet bei Niederdruck. Der Niederdrucksammler dient als Puffer bzw. Speicher von Kältemittel und als Flüssigkeitsabscheider, welcher einen Abscheidegrad von 80 bis 95% erreicht. Zur vollständigen Verdampfung und Überhitzung des Kältemittels ist zwischen Sammler und ND-Verdichter der zusätzliche innere Wärmeübertrager IWÜT 2 angeordnet.



**Abbildung 18:** Fließbild der zweistufigen Laboranlage mit innerem Wärmeübertrager bei Mittel- druck (IWÜT 1) für das Kältemittel R744. Der Kältemittelpfad ist durch grüne Li- nien, der Luftpfad durch orange Linien und der Ölpfad durch schwarz gestrichelte Linien gekennzeichnet. Im Fließbild sind die Messstellen und deren Nummerierung aufgeführt.

Für Untersuchungen an der Laboranlage stehen zwei unterschiedliche Kreislaufverschaltungen zur Verfügung:

- Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck:

Im Niederdruck kann Kälte von Verdampfer 1, aber bei entsprechender Schaltung von Absperrventilen auch von allen drei Verdampfern (Verdampfer 1, Verdampfer 2 und Verdampfer 3) bereitgestellt werden.

- Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus:

Kälte wird gleichzeitig bei Niederdruck und bei Mitteldruck bereitgestellt. Im Niederdruck wird Kälte von Verdampfer 1 produziert, dessen Verdampfer-Lufteintrittstemperatur von  $T_{V1\_ein} = -20^{\circ}\text{C}$  am Prüfstand durch einen separaten, geschlossenen Luftkanal mit Lufterwärmer realisiert ist. Die Verdampfer 2 und 3 arbeiten bei Mitteldruck und einer Lufteintrittstemperatur von  $T_{V2+3\_ein} = 0^{\circ}\text{C}$ . Diese Schaltung ermöglicht eine Kältebereitstellung für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit einem Anteil von 2/3 Normalkühlung und 1/3 Tiefkühlung wie in Abb. 1 Abschnitt 1.1.1 dargestellt.

Neben der Kreislaufverschaltung können 6 weitere Parameter der Laboranlage variiert werden. Diese sind: Lufteintrittstemperatur Gaskühler  $T_{G\_ein}$ , Lufteintrittstemperaturen der drei Verdampfer  $T_{V\_ein}$ , Hochdruck  $p_H$ , Überhitzung am Austritt IWÜT 1  $T_{Super-IWÜT1}$ , Drehzahl ND-Verdichter  $n_{ND}$  und Drehzahl HD-Verdichter  $n_{HD}$ .

### 6.1.2 Komponenten

Eine zweistufige Serienanlage für Motorwagen für die Kältemittel R410A bzw. R1270 diene als Orientierung bei der Wahl und Auslegung der R744-Laboranlage. Die Komponenten der Laboranlage sind für die Einsatzbedingungen von R744 ausgelegt und berücksichtigen thermophysikalischen Eigenschaften dieses Kältemittels. Auf einige Komponenten wird nachfolgend etwas genauer eingegangen:

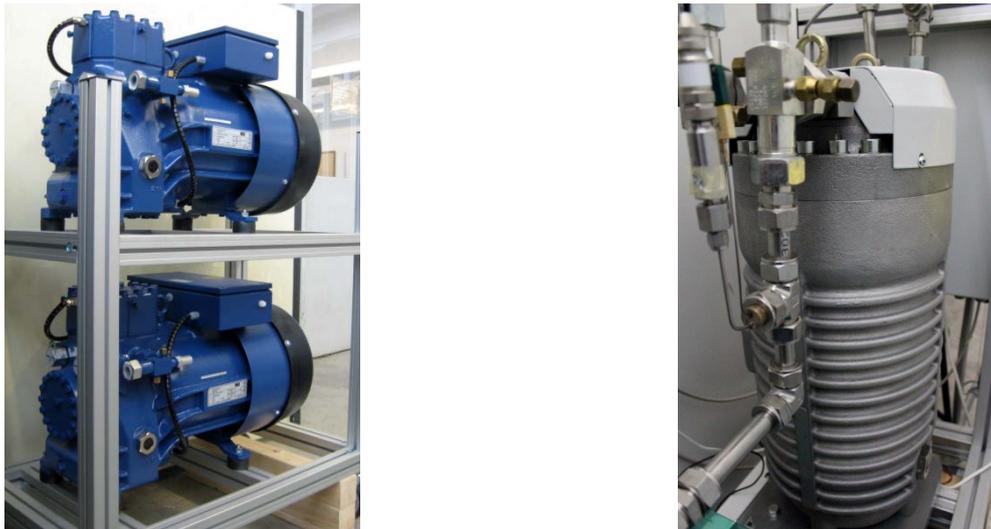
#### Verdichter

In der zweistufigen Laboranlage wurden zwei einstufige halbhermetische Hubkolbenverdichter eingesetzt, ergänzende Untersuchungen wurden mit einem zweistufigen halbhermetischen Radialkolbenverdichter durchgeführt. Alle eingesetzten Verdichter kommen von der Firma GEA Bock GmbH, sie sind in Abbildung 19 abgebildet. Alle Verdichter sind über weite Drehzahlbereiche mittels Frequenzumformer variabel zu steuern. Zwischen Frequenzumrichter und Verdichter wurde die elektrische Leistungsaufnahme mit speziell auf diese Problematik ausgelegten Messumformern gemessen.

- Zwei einstufige Verdichter

In der Laboranlage kamen die beiden transkritischen, halbhermetischen Hubkolbenverdichter (HAX2/70-4CO<sub>2</sub> T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub> T) zum Einsatz. Der Verdichter HAX2/70-4CO<sub>2</sub> T wurde als Niederdruck (ND)-Verdichter, der Verdichter HAX2/90-4CO<sub>2</sub> T als Hochdruck (HD)-Verdichter verwendet. Die Drehzahlen beider Verdichter konnten unabhängig voneinander über zwei Frequenzumformer variabel zwischen 1000 und 2100 1/min eingestellt werden. Mit den beiden Verdichtern wurde das Potential eines zweistufigen Verdichtungsprozesses mit dem Kältemittel R744 ermittelt.

Für spätere Anwendungen in der Transportkälte eignen sich die zwei einstufigen Verdichter aufgrund ihres hohen Gewichts und des benötigten großen Bauraums nur bedingt, weshalb ergänzende Untersuchungen mit einem zweistufigen Verdichter durchgeführt wurden.



**Abbildung 19:** Bild der eingesetzten Verdichter. Links: Bild der beiden einstufigen R744-Verdichter vor dem Einbau in die Laboranlage. Rechts: Bild des zweistufigen R744-Verdichters mit den Rohranschlüssen an die Laboranlage.

- Zweistufiger Verdichter

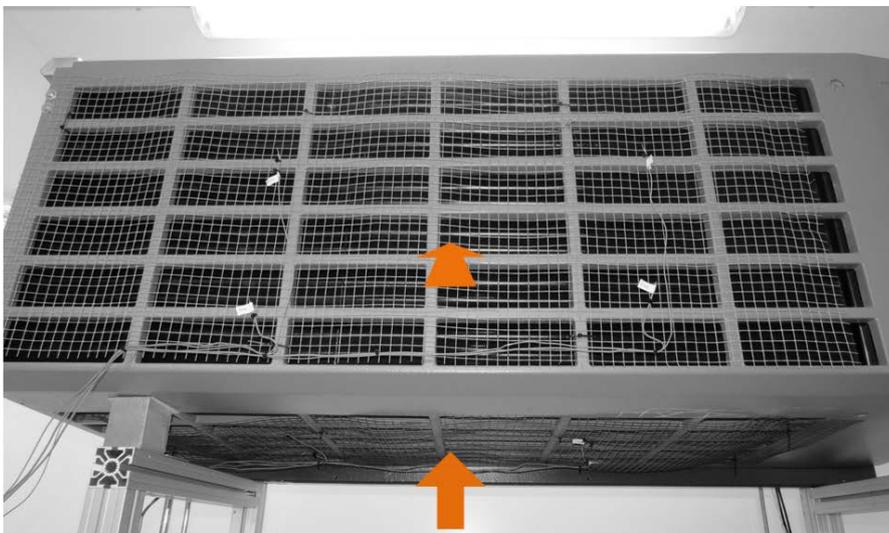
Ein zweistufiger, halbhermetischer Radialkolbenverdichter wurde in einem Drehzahlbereich von 1000-3600 1/min in der Laboranlage eingesetzt. Dieser Verdichter verfügt über einen Permanentmotor, daher sind hohe Motorwirkungsgrade zu erwarten. Der zweistufige Verdichter hat eine Kolbenaufteilung von 4/2, d. h. vier Kolben für die Niederdruck- und zwei für die Hochdruckstufe. In dieser Konfiguration ist der Mitteldruck relativ hoch, weshalb nur Messungen für die Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck erfolgten.

### Gaskühler und Verdampfer

Die Gaskühler und Verdampfer der Laboranlage sind als Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ausgeführt, die von den geometrischen Abmessungen und von den luftseitigen Verschaltungen identisch mit der Serienanlage sind. Einige Geometrieparameter der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager, die in die Laboranlage eingebaut wurden, sind in Tabelle 6 aufgeführt. Die Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager sind für Betriebsdrücke von über 120 bar ausgelegt und die Anzahl der internen Kältemittelpfade wurde für R744 angepasst. Aufgrund der thermophysikalischen Eigenschaften von R744 kann eine kleinere Anzahl paralleler Kältemittelpfade gegenüber der Referenzanlage gewählt werden, was den Wärmedurchgangskoeffizienten verbessert. Die Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager sind in ein Originalgehäuse eingebaut, so dass die Luftströmungen denen der Referenzanlage entsprechen.

Das Gaskühler-Modul besteht aus den beiden Gaskühlern 1 und 2, den Lüftern und dem Originalgehäuse. Das Modul ist in Abbildung 20 dargestellt, die Lüfter sind dort nicht zu erkennen. Gaskühler 1 ist vertikal und Gaskühler 2 horizontal angeordnet, sie haben zusammen eine Lamellenwärmeübertragungsfläche von 66m<sup>2</sup>. Beide Gaskühler werden senkrecht zur Einbaulage (vorne, unten) von Umgebungsluft durchströmt. Die beiden Pfeile in Abbildung 20 symbolisieren die Luftströmung in das Gaskühler-Modul. Beide Luftströme mischen sich nach den Wärmeübertragern und werden gemeinsam über das Dach des Gehäuses abgeführt. Die Lufttemperatur am Eintritt in die beiden Gaskühler wird jeweils an vier Positionen ermittelt.

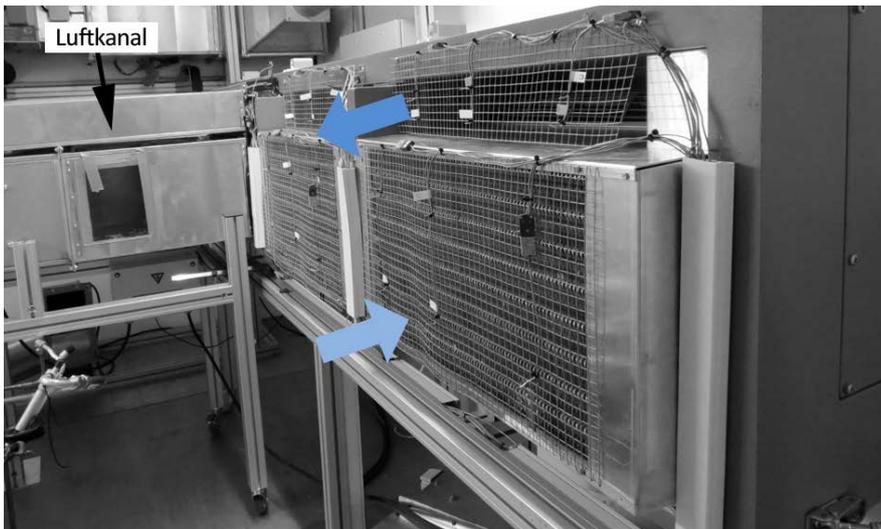
Geometrieparameter	Gaskühler 1	Gaskühler 2	Verdampfer 1,2,3
Länge [mm]	1105	1120	605
Breite [mm]	456	361	346
Höhe [mm]	109	87	250
Lamellenwärmeübertragungsfläche [m <sup>2</sup> ]	33,0	33,0	22,8
Innendurchmesser Rohr [mm]	7,2	7,2	7,2
Anzahl Rohre	90	60	132
Anzahl paralleler Kältemittelpfade	4	3	6



**Abbildung 20: Gaskühler-Modul mit den eingebauten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern (Gaskühler 1 und Gaskühler 2).**

Abbildung 21 zeigt das Verdampfer-Modul mit den drei geometrisch identischen Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern in der Kühlkammer. Im Vordergrund von Abbildung 21 ist Verdampfer 3 zu sehen, dahinter die beiden Verdampfer 2 und 1. Vor Verdampfer 1 ist ein geschlossener Luftkanal montiert (in Abbildung 21 angeschnitten zu erkennen), durch den in der Kühlkammer ein zweites Temperaturniveau realisiert wird. Das zweite Temperaturniveau wird zwingend für die Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus bzw. Verdampfungstemperaturen benötigt.

Die Luftströmung in die Verdampfer ist in Abbildung 21 beispielhaft am Verdampfer 3 (Vordergrund) dargestellt. Luft tritt in den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ein, kühlt dabei ab und wird in den Kühlraum ausgeblasen. Die Luftströmung wird durch Radialgebläse (nicht in Abbildung 21 zu sehen) erzeugt, die im Verdampfer-Modul hinter den einzelnen Verdampfern angeordnet sind. Die Lufttemperaturen wurden am Eintritt und Austritt jedes der drei Verdampfer gemessen, wobei Absoluttemperaturen und Differenztemperaturen ermittelt wurden.



**Abbildung 21:** Verdampfer-Modul mit den drei eingebauten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern (Verdampfer 1, Verdampfer 2 und Verdampfer 3).

### Innerer Wärmeübertrager

Die beiden inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 und IWÜT 2 der Laboranlage wurden als Plattenwärmeübertrager ausgeführt, wobei Produkte der Firma Alfa Laval zum Einsatz kamen. Die Artikelbezeichnung und die jeweilige Wärmeübertragungsfläche können Tabelle 7 entnommen werden.

**Tabelle 6:** Angaben zu den beiden inneren Wärmeübertragern

Beschreibung	IWÜT 1	IWÜT 2
Bezeichnung	AXP14-24H-F	AXP14-14H-F
Wärmeübertragungsfläche [m <sup>2</sup> ]	0,264	0,144

### 6.1.3 Messgrößen und Messtechnik

In den experimentellen Untersuchungen wurde eine Vielzahl von Messgrößen der Laboranlage ermittelt, deren Erfassung über ein Messwerterfassungssystem der Firma National Instruments vom Typ NI SCXI-1001 erfolgte. Es wurden Messmodule vom Typ SCXI-1102 verwendet, wobei die nachfolgenden Messgrößen aufgezeichnet wurden. Die Messgrößen, deren Genauigkeiten und die Messbereiche sind in Tabelle 8 zusammengestellt:

- Kältemittelmassenstrom

Der Kältemittelmassenstrom wurde in der Laboranlage an drei unterschiedlichen Stellen mittels Coriolis-Massenstromsensoren ermittelt, deren Positionen aus Abbildung 18 zu entnehmen sind. Nach dem Gaskühler 2 wurde der Massenstrom durch ein Gerät der Firma Krohne, Typ MFS 3000 mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,15\%$  vom Messwert (v. M.W.) ermittelt. Die Massenströme durch die drei Verdampfer wurden ebenfalls gemessen, die Sensoren wurden vor den Expansionsventilen positioniert. Vor dem EXV-Verd. 1 kam ein Coriolis-Massenstromsensor der Firma Micro Motion, Typ CMFS015S mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,05\%$  vom Messwert zum Einsatz. Der Massenstrom vor dem EXV-Verd. 2+3 wurde mit einem Sensor der Firma Endress+Hauser, Typ Promass 83A und einer Genauigkeit von  $\pm 0,1\%$  vom Messwert ermittelt.

Die Genauigkeitsangaben der Hersteller beziehen sich jeweils auf flüssiges Wasser. In der Laboranlage strömt R744, das je nach Hochdruck flüssig (subkritischer Prozess) oder einphasig mit hoher Dichte (transkritischer Prozess) vorliegt.

- Druckmessung

Für die Druckmessung kamen Drucktransmitter der Firma Baumer zum Einsatz. Die einzelnen Messstellen sind Abbildung 18 zu entnehmen. In Abhängigkeit der jeweiligen Messstelle wurden Sensoren mit einem Messbereich bis 100bar (Nieder- und Mitteldruck) bzw. 160bar (Hochdruck) gewählt. Es wurden Relativdrucksensoren mit unterschiedlicher Genauigkeit verwendet, eine detaillierte Aufstellung ist in Tabelle 8 gegeben.

- Temperaturmessung

Die Temperaturmessung erfolgte mit Thermoelementen von Typ K, deren Genauigkeit  $\pm 1,1\text{K}$  beträgt. Die einzelnen Messstellen sind ebenfalls Abbildung 18 zu entnehmen, wobei Fluid- und Lufttemperaturen gemessen wurden. Die Lufttemperaturen wurden an den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern gemessen, wobei mehrere Sensoren in einem Gitter quer zur Strömungsrichtung angeordnet waren.

- Elektrische Leistungsmessung

Die elektrische Leistungsaufnahme der beiden einstufigen Verdichter wurde jeweils zwischen Frequenzumformer und Verdichter mit speziellen Messumformern gemessen. Die Messumformer (Typ MPFdr-MU) mit angeschlossenen Stromwandlern (Typ SW 2010 Durchsteckstromwandler 50/5A Klasse 0,5) waren jeweils von der Firma Müller+Zieger und haben zusammen eine Gesamtgenauigkeit von  $\pm 1\%$  vom Endwert (v. E.W.). Zur Minimierung von Spannungsspitzen und zur Glättung der beeinträchtigten Spannungs- und Stromverläufe wurden Sinus-Filter nach dem Frequenzumformer verwendet.

Für den zweistufigen Verdichter wurden die gleichen Messaufnehmer herangezogen, allerdings ohne Sinus-Filter.

**Tabelle 7: Messaufnehmer der Laboranlage und deren Genauigkeit.**

Instrumente und Beschreibung	Genauigkeit* <sup>1</sup>	Messbereich
Coriolismassenstromsensor (Gaskühler)	$\pm 0,15\%$ v. M.W.	0 - 780 kg/h
Coriolismassenstromsensor (Verdampfer. 1)	$\pm 0,05\%$ v. M.W.	0 - 330 kg/h
Coriolismassenstromsensor (Verdampfer. 2+3)	$\pm 0,10\%$ v. M.W.	0 - 450 kg/h
Drucksensoren HD (p7, p9)	$\pm 0,10\%$ v. E.W.	0 - 160 bar
Drucksensoren HD (p6, p10)	$\pm 0,30\%$ v. E.W.	0 - 160 bar
Drucksensoren HD (p14, p20)	$\pm 0,5\%$ v. E.W.	0 - 160 bar
Drucksensoren MD und ND	$\pm 0,50\%$ v. E.W.	0 - 100 bar
Thermoelemente Typ K	$\pm 1,10\text{K}$	-200 - 1250 °C
Elektrischer Leistungsaufnehmer	$\pm 1,00\%$ v. E.W.	0 - 34,64 kW

\*<sup>1</sup>) v.M.V.- vom Messwert, v.E.W. – vom Endwert

#### 6.1.4 Bewertungsgrößen

Für die Beurteilung der Messungen wurden neben den gemessenen Größen (Abschnitt 6.3.1) weitere Größen, sogenannte Bewertungsgrößen, die aus den gemessenen Größen berechnet wurden, ver-

wendet. Dies sind insbesondere thermodynamische Zustandsgrößen, die Wärme- und Kälteleistungen verschiedener Wärmeübertrager und die Leistungszahl ( $COP$ ).

### Thermodynamische Zustandsgrößen

Alle thermodynamischen Zustandsgrößen wie beispielsweise die spezifische Enthalpie  $h$  lassen sich über die beiden gemessenen, unabhängigen Zustandsgrößen Druck  $p$  und Temperatur  $T$  berechnen. Nur im Nassdampfgebiet sind die beiden Größen gekoppelt, so dass keine Berechnung der spezifischen Enthalpie  $h$  möglich ist.

### Wärmeströme

Die in den inneren Wärmeübertragern 1 und 2 (IWÜT 1 und IWÜT 2) übertragenen Wärmeströme  $\dot{Q}_{IWÜT\ 1}$  und  $\dot{Q}_{IWÜT\ 2}$  wurden mit den spezifischen Enthalpiedifferenzen zwischen Ein- und Austritt des Kältemittels am Wärmeübertrager und den Kältemittelmassenströmen berechnet. Für den Wärmestrom  $\dot{Q}_{IWÜT\ 2}$  ist eine Fallunterscheidung entsprechend der gewählten Kreislaufverschaltung notwendig.

$$\dot{Q}_{IWÜT\ 1} = (\dot{m}_{V\ 1} + \dot{m}_{V\ 2+3}) \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{IWÜT\ 2} = \begin{cases} (\dot{m}_{V\ 1} + \dot{m}_{V\ 2+3}) \cdot (h_1 - h_{18}) & \text{wenn "Kälte bei einem Druckniveau"} \\ \dot{m}_{V\ 1} \cdot (h_1 - h_{18}) & \text{wenn "Kälte bei zwei Druckniveaus"} \end{cases}$$

Die spezifische Enthalpie  $h_{18}$  im Punkt 18 wird mit einer Energiebilanz um den inneren Wärmeübertrager IWÜT 2 ermittelt.

### Kälteleistungen

Die Berechnung der Kälteleistungen der drei Verdampfer in Gl. (5) erfolgt, wie für die Wärmeströme, über die Kältemittelseite. Da der Eintritt des Kältemittels in die Verdampfer im Nassdampfgebiet liegt, wird der Kältemittelzustand über eine angenommene isenthalpe Zustandsänderung im Expansionsorgan abgeschätzt ( $h_{15} = h_{14}$ ;  $h_{21} = h_{20}$ ;  $h_{30} = h_{20}$ ).

$$\dot{Q}_{V\ 1} = \dot{m}_{V\ 1} \cdot (h_{14} - h_{16}) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{V\ 2} = 0,5 \cdot \dot{m}_{V\ 2+3} \cdot (h_{20} - h_{22})$$

$$\dot{Q}_{V\ 3} = 0,5 \cdot \dot{m}_{V\ 2+3} \cdot (h_{20} - h_{31})$$

Die Berechnung der Austrittsenthalpien ist abhängig vom Dampfgehalt  $x_{18}$  in Punkt 18 des Kältekreislaufes (Abbildung 18). Die in Gl. (6) aufgeführte Gleichung für die spezifische Enthalpie  $h_{16}$  gilt mit den entsprechenden Übertragungen auch für  $h_{22}$  und  $h_{31}$ .

$$h_{16} = \begin{cases} h_{16} = h_{18}, & \text{wenn } x_{18} < 1 \\ h_{16} = h(p_{16}T_{16}), & \text{wenn } x_{18} \geq 1 \end{cases} \quad (6)$$

### Leistungszahl ( $COP_{el}$ )

Die Leistungszahl für die zweistufigen Kältemittelkreisläufe wird in Anlehnung an das Vorgehen in (Ge und Tassou 2011) und (Halfaoui et al. 2014) berechnet. Die elektrische Leistungszahl bzw. der  $COP_{el}$  nach Gl. (7) ergibt sich als Quotient aus der Summe der kältemittelseitigen Kälteleistungen aller drei Verdampfer  $\dot{Q}_{V\ 1}$ ,  $\dot{Q}_{V\ 2}$  und  $\dot{Q}_{V\ 3}$  und der Summe der elektrischen Leistungsaufnahme der

beiden einstufigen Verdichter ( $P_{el\ ND\text{-Verdichter}}$  und  $P_{el\ HD\text{-Verdichter}}$ ). Hilfsleistungen wie z.B. Lüfterantrieb wurden im  $COP_{el}$  nicht berücksichtigt.

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3}}{P_{el\ ND\text{-Verdichter}} + P_{el\ HD\text{-Verdichter}}} \quad (7)$$

## 6.2 Kälte bei Niederdruck

An der Laboranlage können sechs Parameter, die den Kältemittelkreislauf beeinflussen, untersucht werden: die Lufteintrittstemperatur am Gaskühler  $T_{G\_ein}$ , die Lufteintrittstemperatur am Verdampfer  $T_{V\_ein}$ , der Hochdrucks  $p_H$ , die Überhitzung am Austritt IWÜT 1  $T_{Super\ IWÜT\ 1}$ , die Drehzahl ND-Verdichter  $n_{ND}$  und die Drehzahl HD-Verdichter  $n_{HD}$ . Als weiterer Parameter kommt die Art der Kreislaufverschaltung hinzu.

Dieses Kapitel betrachtet die experimentelle Untersuchung der o.g. Parameter für die Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck, wobei alle drei Verdampfer bei Niederdruck arbeiten. Die mittlere Lufteintrittstemperatur in die drei Verdampfer  $T_{V\_ein}$  wird im Folgenden nach Gl. (8) und die Gesamtkälteleistung der drei Verdampfer  $\dot{Q}_V$  nach Gl.(9) berechnet.

$$T_{V\_ein} = \frac{T_{V\_ein\ 1} + T_{V\_ein\ 2} + T_{V\_ein\ 3}}{3} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3} \quad (9)$$

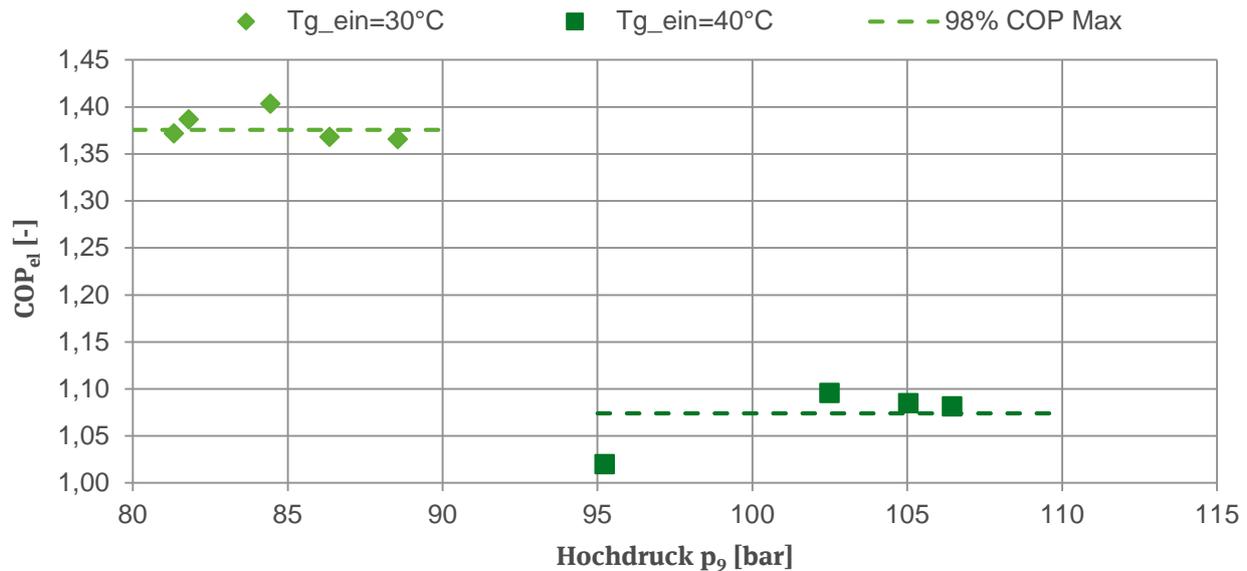
### 6.2.1 Variation des Hochdrucks

Im transkritischen Betrieb der Laboranlage ist der Hochdruck ein frei wählbarer Parameter. Mit steigendem Hochdruck steigen sowohl die Leistungsaufnahme der beiden einstufigen Verdichter als auch die Kälteleistung, wobei ein optimaler Hochdruck gefunden werden kann.

Die Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) nach Gl.(7) sind für zwei Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler von  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  und  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit vom Hochdruck bei einer Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern von  $T_{V\_ein} \approx -20^\circ\text{C}$  und konstanter Gesamtkälteleistung von  $\dot{Q}_V \approx 14,2\text{ kW}$  ist in Abbildung 22 aufgetragen. Detailangaben der Messungen sind in der Tabelle von Abbildung 22 aufgeführt.

Der optimale Hochdruck kann für die beiden Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern von  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  und  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$  aus Abbildung 22 abgelesen werden. Der angegebene Hochdruck bezieht sich auf den Messpunkt 9 aus Abbildung 18 und gibt den Druck nach den beiden Gaskühlern an. Für  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  wird der optimale Hochdruck bei  $p_9 = 84\text{bar}$  und einem  $COP_{el} = 1,40$  erreicht. Für  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$  beträgt der optimale Hochdruck  $p_9 = 102\text{bar}$  bei einem  $COP_{el} = 1,10$ . Gestrichelte Geraden kennzeichnen einen Wert des  $COP_{el} = 0,98 \cdot COP_{el,Max}$ .

Für beide Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern  $T_{G\_ein}$  liegt ein relativ großer Hochdruckbereich mit  $COP_{el}$ -Abweichungen von unter 2% gegenüber dem maximalen  $COP_{el}$  vor. Dieser Hochdruckbereich wird nachfolgend auch als Hochdruckplateau bezeichnet. Der Hochdruck ist innerhalb des  $COP_{el}$ -Plateaus dann nur ein untergeordneter Variationsparameter.



Nummer der Messung	$T_{V\_ein}$ [°C]	$T_{G\_ein}$ [°C]	$n_{ND}$ [1/min]	$n_{HD}$ [1/min]	$n_{ND}/n_{HD}$ [-]	$p_9$ [bar]	$T_{Super\ IWÜT}$ [K]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S114	-20,27	30,04	1670	1334	1,27	88,55	12,42	14,27	1,37
S115	-20,19	29,91	1670	1334	1,27	86,35	12,03	14,28	1,37
S116	-20,40	30,17	1670	1334	1,27	84,44	13,95	14,64	1,40
S118	-20,56	29,70	1705	1334	1,28	81,79	13,08	14,15	1,39
S119	-20,47	29,97	1705	1334	1,28	81,32	14,30	14,25	1,37
S140	-20,19	40,14	1737	1436	1,21	95,22	12,32	13,92	1,02
S143	-19,91	39,45	1742	1430	1,22	102,49	15,09	14,10	1,10
S141	-20,03	39,68	1737	1436	1,21	105,02	12,38	14,18	1,08
S142	-19,93	40,10	1742	1432	1,22	106,44	13,80	14,21	1,08

**Abbildung 22:** Variation des Hochdrucks bei Lufttemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\_ein}$  von rund 30°C und  $T_{G\_ein}$  rund 40°C bei Lufttemperatur an den Verdampfern  $T_{V\_ein}$  von rund -20°C und mittleren Verdichterdrehzahlen.

### 6.2.2 Variation der Lufttemperatur Gaskühler bei konstanter Kälteleistung

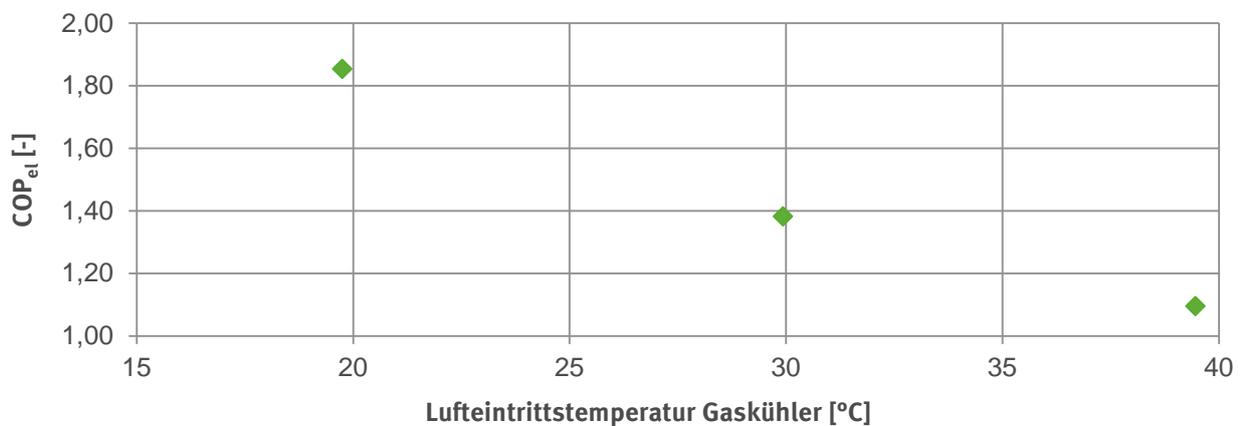
Der Einfluss der Lufttemperatur am Gaskühler  $T_{G\_ein}$  auf die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) wird aus Abbildung 22 ersichtlich. Für  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  wurden experimentell Leistungszahlen von bis zu  $COP_{el} = 1,40$  gegenüber einem maximalen  $COP_{el} = 1,10$  bei  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$  ermittelt. In Abbildung 23 ist der maximale  $COP_{el}$  in Abhängigkeit von der Lufttemperatur am Gaskühler bei einer Lufttemperatur an den Verdampfern von  $T_{V\_ein} \approx -20^\circ\text{C}$ , konstanten Gesamtkälteleistungen von  $\dot{Q}_V \approx 14,1\text{kW}$  und einem Drehzahlverhältnis von  $n_{ND}/n_{HD} \approx 1,22$  gemeinsam mit einigen Detailwerten angegeben.

Bei einer Lufttemperatur an den Gaskühlern von  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  beträgt der Hochdruck  $p_9 = 66\text{bar}$ . In diesem Betriebspunkt verläuft für R744 der Prozess mit Enthitzung, Verflüssigung und Un-

terkühlung in den beiden Gaskühlern subkritisch, am Gaskühleraustritt beträgt die Unterkühlung des Kältemittels von 1,9K. Der  $COP_{el}$  (Abbildung 23) sinkt deutlich mit zunehmender Lufteintrittstemperatur in die Gaskühler von 1,85 bei  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  auf 1,10 bei  $T_{G\_ein} \approx 40^\circ\text{C}$ .

Die experimentell ermittelten Daten können in Beziehung zu den Simulationsergebnissen aus Kapitel 5.2.4 gesetzt werden. Dort wurde für eine konstante Kälteleistung von 16kW und eine Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer  $T_{V\_ein} = -20^\circ\text{C}$  und in den Gaskühler von  $T_{G\_ein} = 30^\circ\text{C}$  simulativ ein  $COP_{mech} = 1,56$  und bei  $T_{G\_ein} = 40^\circ\text{C}$  ein  $COP_{mech} = 1,14$  berechnet. In der Simulation betrug die Verdichterdrehzahl im Auslegungspunkt bei  $T_{G\_ein} = 30^\circ\text{C}$  etwa 1500 1/min. Experimentell werden bei mittleren Verdichterdrehzahlen und  $T_{G\_ein} \approx 30$  etwas geringere Kälteleistungen erreicht.

Wird für die Simulationen ein Motorwirkungsgrad  $\eta_{Motor}$  berücksichtigt, dann können der  $COP_{mech}$  der Simulation und der  $COP_{el}$  der Messung über  $COP_{el} = \eta_{Motor} \cdot COP_{mech}$  ineinander umgerechnet werden. Die Messungen geben also in etwa die Simulationen aus Kapitel 5.2.4 wieder.

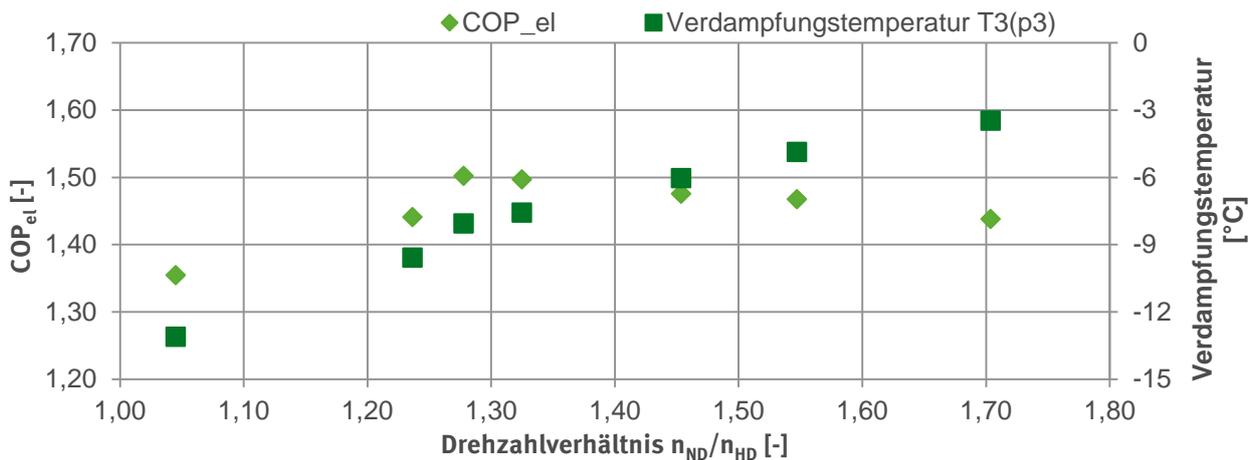


Nummer der Messung	$T_{V\_ein}$ [°C]	$T_{G\_ein}$ [°C]	$n_{ND}$ [1/min]	$n_{HD}$ [1/min]	$n_{NH}/n_{HD}$ [-]	$p_9$ [bar]	$T_{Super\ IWÜT\ 1}$ [K]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S124	-19,96	19,74	1525	1247	1,22	65,91	14,73	13,99	1,85
S120	-20,56	29,92	1650	1357	1,22	84,01	15,41	14,13	1,38
S143	-19,91	39,45	1742	1430	1,22	102,49	15,09	14,10	1,10

**Abbildung 23:** Variation der Gaskühler-Lufteintrittstemperatur bei einer konstanten Kälteleistung  $\dot{Q}_V$  von etwa 14,1kW und Verdampfer-Lufteintrittstemperaturen  $T_{V\_ein}$  von etwa  $-20^\circ\text{C}$ .

### 6.2.3 Variation des Drehzahlverhältnisses bei konstanter Kälteleistung

Das Drehzahlverhältnis vom Niederdruck (ND)-zu Hochdruck (HD)-Verdichter ( $n_{ND}/n_{HD}$ ) bestimmt wesentlich den Mitteldruck in der zweistufigen Laboranlage. Bei geringem Drehzahlverhältnis liegt ein niedriger Mitteldruck, bei hohem Drehzahlverhältnis ein hoher Mitteldruck vor. In Abbildung 24 ist die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis für folgende Randbedingungen dargestellt: Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$ , Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern  $T_{V\_ein} \approx -20^\circ\text{C}$ , Hochdruck  $p_9 \approx 86\text{bar}$ , Überhitzung IWÜT 1  $T_{Super\ IWÜT\ 1} \approx 13\text{K}$  und Gesamtkälteleistung  $\dot{Q}_V \approx 14,9\text{kW}$ .



Nummer der Messung	$T_{V\_ein}$ [°C]	$T_{G\_ein}$ [°C]	$n_{ND}$ [1/min]	$n_{HD}$ [1/min]	$n_{NH}/n_{HD}$ [-]	$p_3$ [bar]	$T_{Super\ IWÜT1}$ [K]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S132a	-20,4	29,9	1576	1508	1,04	-13,11	9,0	15,08	1,35
S61	-20,3	29,9	1649	1334	1,24	-9,58	15,8	14,95	1,44
S76	-19,8	30,0	1630	1276	1,28	-8,05	13,2	14,88	1,50
S75	-20,2	30,0	1675	1264	1,32	-7,57	12,1	14,92	1,50
S73	-20,6	30,2	1770	1218	1,45	-6,04	14,2	14,70	1,48
S77	-20,5	30,1	1857	1201	1,55	-4,86	14,0	14,95	1,47

**Abbildung 24:** Variation des Drehzahlverhältnisses bei einer Lufttemperatur an den Gas- kühlern  $T_{G\ ein}$  von rund 30°C, Lufttemperatur an den Verdampfern  $T_{V\ ein}$  von rund -20°C und etwa konstanter Gesamtkälteleistung  $\dot{Q}_V$  von rund 14,7kW.

Der Mitteldruck  $p_3$  ist indirekt über die korrespondierende Verdampfungstemperatur ( $T_3'(p_3)$ ) auf der Sekundärachse von Abbildung 24 aufgetragen. Der  $COP_{el}$  steigt mit Zunahme des Drehzahlverhältnisses in Abbildung 24 auf  $COP_{el} = 1,50$  bei  $n_{ND}/n_{HD} = 1,28$  und fällt bei weiterer Zunahme des Drehzahlverhältnisses ab. Der Mitteldruck bzw. die in Abbildung 24 aufgetragene Verdampfungstemperatur  $T_3'(p_3)$  nimmt kontinuierlich mit dem Drehzahlverhältnis zu.

Für die Laboranlage wird mit den genannten Randbedingungen ein optimales Drehzahlverhältnis bei  $n_{ND}/n_{HD} = 1,28$  erreicht. In diesem Punkt wird ein Mitteldruck von  $p_3 = 28\text{bar}$  bzw. eine Verdampfungstemperatur von  $T_3'(p_3) = -8,1^\circ\text{C}$  gemessen. In dem dargestellten Drehzahlverhältnis-Bereich von  $1,18 < n_{ND}/n_{HD} < 1,70$  betragen die maximalen  $COP_{el}$ -Abweichungen bis zu 5% gegenüber dem maximalen  $COP_{el,Max} = 1,50$ .

Die Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus (Nieder- und Mitteldruck) erfordert einen relativ geringen Mitteldruck bzw. eine geringe Verdampfungstemperatur  $T_3'(p_3)$ . Daher wurden die vorgestellten Messungen für die Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus in Kapitel 6.3 bei einem Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD} \approx 1,21$  durchgeführt.

#### 6.2.4 Variation des im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 übertragenen Wärmestroms

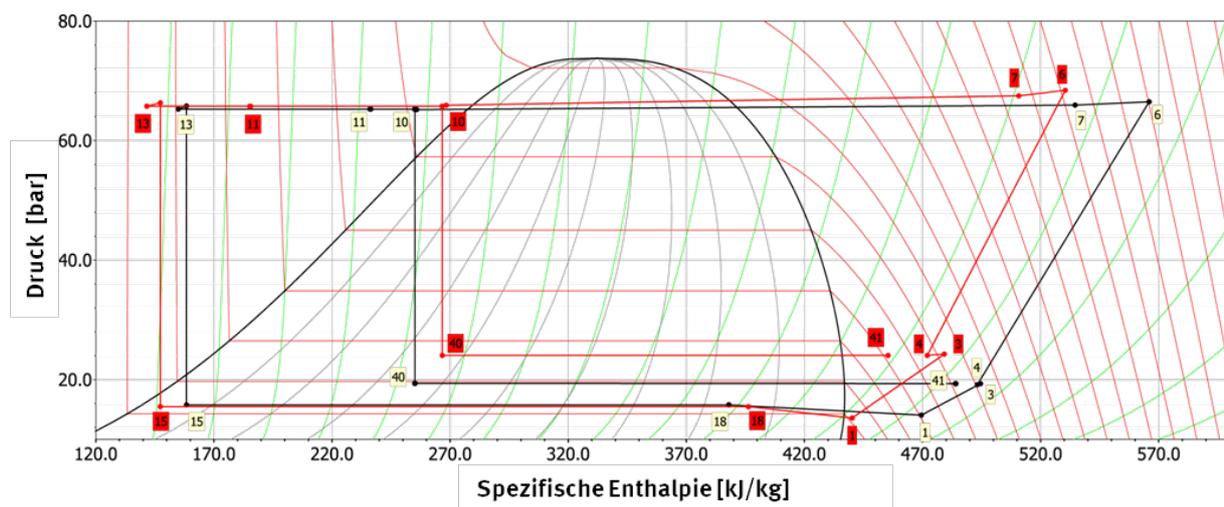
In der Laboranlage konnte der Öffnungsgrad des Expansionsventils am Wärmeübertrager EXV-IWÜT 1 (siehe Abbildung 18) variabel gesteuert werden. Über den Öffnungsgrad des EXV-IWÜT 1 kann der

auf Mitteldruck entspannte und im IWÜT 1 vollständig verdampfte und überhitzte Massenstrom variiert werden und damit der im IWÜT 1 übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{IWÜT 1}$ . Der Einfluss der Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) auf den im IWÜT 1 übertragenen Wärmestrom ist in Abbildung 26 für Lufttemperatur an den Gaskühlern von  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  und  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  bei Lufttemperatur an den Verdampfern von  $T_{V\_ein} \approx -20^\circ\text{C}$  und konstanten Drehzahlen aufgetragen. Bei  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  betrug der Hochdruck  $p_9$  in allen 6 Messungen etwa  $p_9 \approx 65,7\text{bar}$ , die Unterkühlung am Gaskühler 2 variierte zwischen 1,9 und 4,4K. Für  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  wurde ein Hochdruck von  $p_9 \approx 84,2\text{bar}$  in allen Messpunkten gemessen.

Für  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  sind in Abbildung 25 zwei Messungen im ph-Diagramm dargestellt: rot - Messung Nr. S124 mit hohem Wärmestrom im IWÜT 1  $\dot{Q}_{IWÜT 1} = 4,53\text{kW}$  und Überhitzung  $T_{Super IWÜT 1} \approx 14,7\text{K}$ , schwarz - Messung Nr. S129 mit  $\dot{Q}_{IWÜT 1} = 0,99\text{kW}$  und  $T_{Super IWÜT 1} \approx 42,3\text{K}$ ; Detailangaben siehe Abbildung 26. Durch Verringerung des Öffnungsgrades von EXV-IWÜT 1 nimmt der im IWÜT 1 übertragene Wärmestrom ab, der im IWÜT 2 übertragene Wärmestrom zu. Der Hochdruckmassenstrom im IWÜT 1 kühlt nicht mehr so stark ab, so dass durch eine größere Temperaturdifferenz im IWÜT 2 der Wärmestrom zunimmt.

Die spezifische Wärmeabgabe des Hochdruckmassenstroms im IWÜT 1 und IWÜT 2 kann aus den spezifischen Enthalpiedifferenzen ( $q_{IWÜT 1} = h_{10} - h_{11}$ ,  $q_{IWÜT 2} = h_{11} - h_{12}$ ) in Abbildung 25 abgelesen werden. Insgesamt nimmt die spezifische Enthalpie vor den EXV-Verd 1 und EXV Verd 2+3 im Punkt 13 durch Schließung des EXV IWÜT 1 nur leicht zu. Die Zunahme von  $\dot{Q}_{IWÜT 2}$  führt zu einer stärkeren Überhitzung des Massenstroms vor dem Eintritt in den Niederdruck (ND)-Verdichter im Punkt 1. Die Verdichtungen im ND- und Hochdruck (HD)-Verdichter zwischen den Punkten 1 und 3 bzw. 4 und 6 verschieben sich insgesamt in Bereiche höherer Temperaturen.

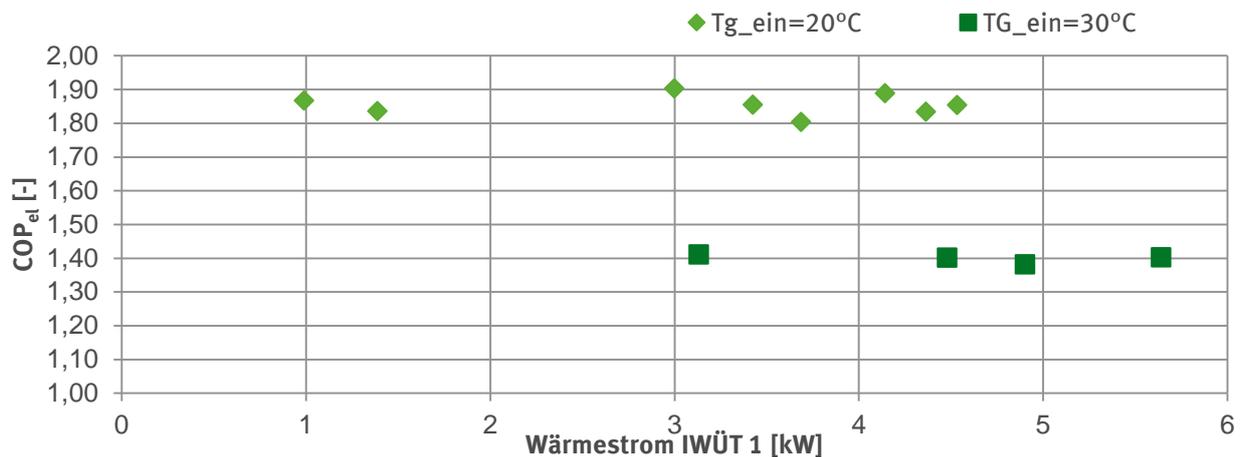
Die spezifische Wärmeabgabe des Hochdruckmassenstroms im IWÜT 1 und IWÜT 2 kann aus den spezifischen Enthalpiedifferenzen ( $q_{IWÜT 1} = h_{10} - h_{11}$ ,  $q_{IWÜT 2} = h_{11} - h_{12}$ ) in Abbildung 25 abgelesen werden. Insgesamt nimmt die spezifische Enthalpie vor den EXV-Verd 1 und EXV Verd 2+3 im Punkt 13 durch Schließung des EXV IWÜT 1 nur leicht zu. Die Zunahme von  $\dot{Q}_{IWÜT 2}$  führt zu einer



**Abbildung 25:** Variation der Überhitzung am IWÜT 1 im ph-Diagramm für die beiden Messungen S124 (rot) und S129 (schwarz) bei einer Lufttemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\_ein}$  von rund  $20^\circ\text{C}$ , Lufttemperatur an den Verdampfern  $T_{V\_ein}$  von  $-20^\circ\text{C}$  und konstanten Verdichter-drehzahlen.

stärkeren Überhitzung des Massenstroms vor dem Eintritt in den Niederdruck (ND)-Verdichter im Punkt 1. Die Verdichtungen im ND- und Hochdruck (HD)-Verdichter zwischen den Punkten 1 und 3 bzw. 4 und 6 verschieben sich insgesamt in Bereiche höherer Temperaturen.

Die energetische Effizienz der Laboranlage, ausgedrückt durch den  $COP_{el}$ , ändert sich nur unwesentlich bei Variation des im IWÜT 1 übertragenen Wärmestroms (Abbildung 26). Sowohl für eine Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern von  $T_{G\_ein} \approx 20^\circ\text{C}$  als auch für  $T_{G\_ein} \approx 30^\circ\text{C}$  wird ein annähernd konstanter  $COP_{el}$  in Abhängigkeit vom Wärmestrom gemessen.



Nummer der Messung	$T_{V\_ein}$	$T_{G\_ein}$	$n_{ND}$	$n_{HD}$	$n_{NH}/n_{HD}$	$\dot{Q}_{IWÜT 1}$	$\dot{Q}_{IWÜT 2}$	$\dot{Q}_V$	$COP_{el}$
	[°C]	[°C]							
S124	-20,0	19,7	1525	1247	1,22	4,53	2,44	13,99	1,85
S126	-19,7	20,2	1525	1247	1,22	4,36	2,64	13,77	1,83
S125a	-19,9	19,4	1525	1247	1,22	4,14	2,37	13,89	1,89
S125	-20,0	20,5	1525	1247	1,22	3,68	3,28	13,21	1,81
S127a	-19,9	20,0	1525	1247	1,22	3,42	3,22	13,32	1,86
S127	-20,0	19,8	1526	1247	1,22	3,00	2,90	13,31	1,90
S128	-20,1	20,0	1526	1247	1,22	1,39	4,22	12,08	1,84
S129	-20,1	19,7	1526	1247	1,22	0,99	4,23	12,02	1,87
S116	-20,40	30,17	1700	1334	1,27	5,45	5,45	14,64	1,40
S121	-20,01	30,09	1704	1334	1,28	4,50	4,50	13,99	1,38
S122	-20,09	29,80	1705	1334	1,28	4,10	4,10	13,83	1,40
S123	-19,89	29,70	1704	1334	1,28	2,54	2,54	13,28	1,41

**Abbildung 26:** Variation der Überhitzung am inneren Wärmeübertrager (IWÜT 1) bei Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern  $T_{G\_ein}$  von etwa  $20^\circ\text{C}$  und  $T_{G\_ein}$  von etwa  $30^\circ\text{C}$ , Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern  $T_{V\_ein}$  von etwa  $-20^\circ\text{C}$  und konstanten Verdichterdrehzahlen.

## 6.3 Kälte bei zwei Druckniveaus

Die Laboranlage ermöglicht die Bereitstellung von Kälte bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus bzw. Verdampfungstemperaturen. Verdampfer 1 stellt Kälte bei Niederdruck für die Tiefkühlung (TK), Verdampfer 2 und 3 stellen Kälte bei Mitteldruck für die Normalkühlung (NK) bereit (siehe auch Abbildung 18). Die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) nach Gl. (7) (Abschnitt 6.1.4.) ergibt sich aus der Summe aller Verdampfer-Kälteleistungen für die Normal- und Tiefkühlung bezogen auf die elektrischen Leistungsaufnahmen beider Verdichter. Der ( $COP_{el}$ ) setzt die Summe der Kälteleistungen in Relation zur elektrischen Leistungsaufnahme, in den ( $COP_{el}$ ) fließt aber nicht ein, bei welcher Temperatur die Kälte bereitgestellt wird. Daher stellt der  $COP_{el}$  für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus nur eine eingeschränkte Bewertungsgröße dar.

Nachfolgend werden einige experimentelle Untersuchungen an der Laboranlage in der Verschaltung mit zwei Druckniveaus diskutiert. Für die drei Verdampfer werden die Lufteintrittstemperaturen an den Verdampfern und deren Kälteleistungen zur besseren Unterscheidbarkeit wie folgt angegeben.

- Für die Normalkühlung

$$T_{V\text{ ein}, NK} = \frac{T_{V\text{ ein} 2} + T_{V\text{ ein} 3}}{2} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{V, NK} = \dot{Q}_{V 2} + \dot{Q}_{V 3} \quad (11)$$

- Für die Tiefkühlung:

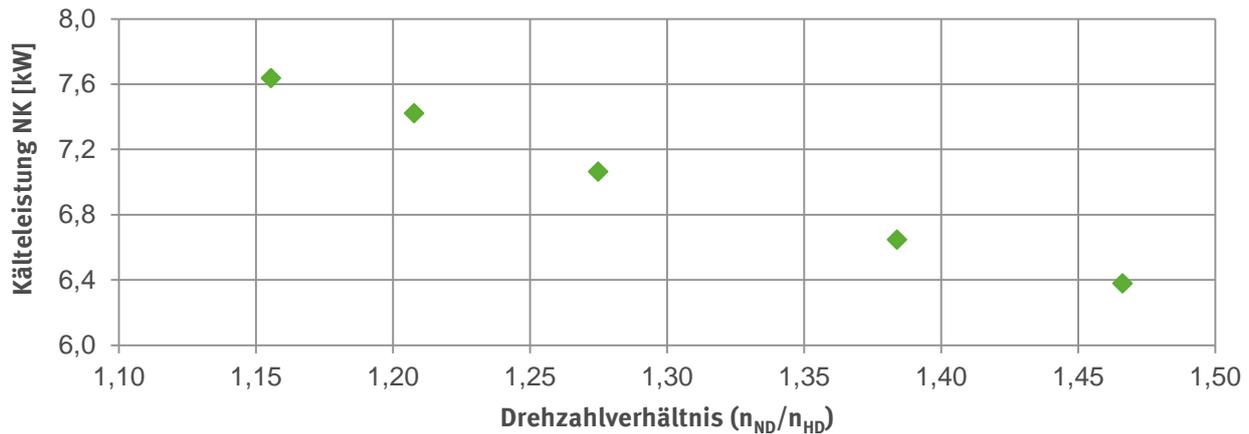
$$T_{V\text{ ein}, TK} = T_{V\text{ ein} 1} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{V, TK} = \dot{Q}_{V 1} \quad (13)$$

### 6.3.1 Variation des Drehzahlverhältnisses

An der Anlage mit zwei getrennten Verdichtern (Kapitel 6.2.3) wurde für die Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck ein niedriger Mitteldruck bei niedrigem Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD}$  gemessen. Abbildung 27 zeigt den Einfluss des Drehzahlverhältnisses auf die Kälteleistung der Normalkühlung (NK)  $\dot{Q}_{V, NK}$ . Randbedingungen der Messungen sind: Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\text{ ein}} \approx 30^\circ\text{C}$ , Hochdruck  $p_9 \approx 85\text{bar}$ , Lufteintrittstemperatur am TK-Verdampfer  $T_{V\text{ ein}, TK} \approx -20^\circ\text{C}$ , Lufteintrittstemperaturen der beiden NK-Verdampfer  $T_{V\text{ ein}, NK} \approx 0^\circ\text{C}$ , Überhitzung IWÜT  $T_{Super\ IWÜT 1} \approx 14,2\text{K}$ , Überhitzung NK-Verdampfer  $T_{Super V, NK} \approx 5\text{K}$  und eine konstante Kälteleistung in der Tiefkühlung  $\dot{Q}_{V, TK} \approx 9,1\text{kW}$ .

Mit Zunahme des Drehzahlverhältnisses sinkt die Kälteleistung in der Normalkühlung von  $\dot{Q}_{V, NK} = 7,6\text{kW}$  bei  $n_{ND}/n_{HD} = 1,16$  kontinuierlich auf  $\dot{Q}_{V, NK} = 6,3\text{kW}$  bei  $n_{ND}/n_{HD} = 1,47$ . Die Kälteleistung der Normalkühlung kann also über das Drehzahlverhältnis variiert werden. Eine weitere Variationsmöglichkeit der Kälteleistung für die Normalkühlung ergibt sich durch die Variation des im inneren Wärmeübertrager (IWÜT 1) übertragenen Wärmestroms, die im folgenden Kapitel betrachtet wird.



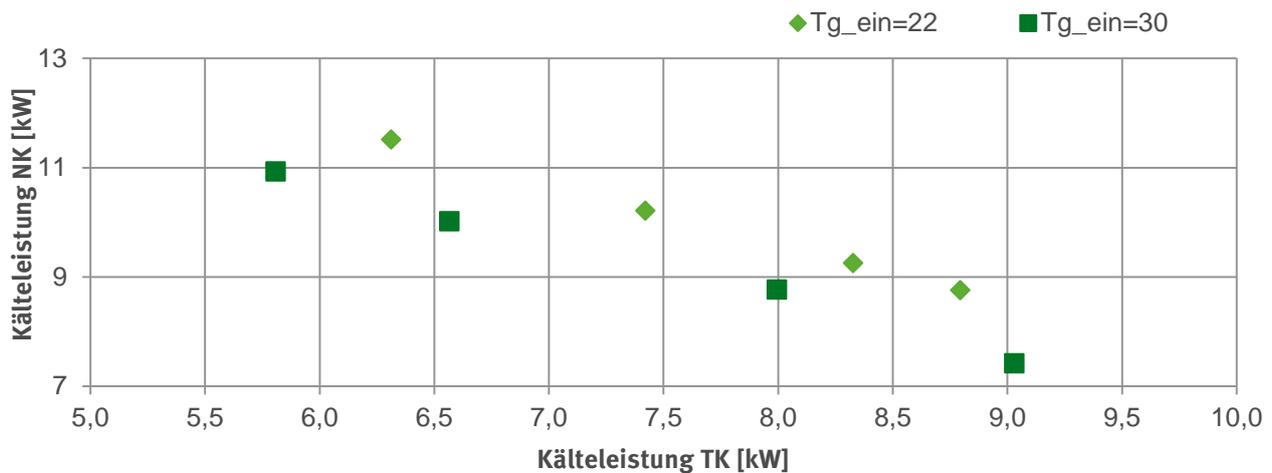
Num- mer der Mes- sung	$T_{V\,ein,TK}$ [°C]	$T_{V\,ein,NK}$ [°C]	$T_{G\,ein}$ [°C]	$n_{ND}$ [1/min]	$n_{HD}$ [1/min]	$n_{NH}/n_{HD}$ [-]	$\dot{Q}_{V,NK}$ [kW]	$\dot{Q}_{V,TK}$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S160	-19,88	0,62	30,12	1575	1363	1,16	7,64	8,86	1,52
S152	-19,81	0,29	29,93	1611	1334	1,21	7,42	9,03	1,58
S161	-19,79	0,79	30,15	1645	1291	1,27	7,06	9,08	1,55
S162	-19,83	0,68	30,13	1706	1233	1,38	6,65	9,12	1,59
S163	-19,75	1,02	29,98	1743	1189	1,47	6,38	9,22	1,60

**Abbildung 27:** Einfluss des Drehzahlverhältnisses auf die Kälteleistung der Normalkühlung. Randbedingungen: Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\,ein}$  von etwa 30°C, Lufteintrittstemperaturen am Verdampfer  $T_{V\,ein,TK}$  von etwa -20°C und  $T_{V\,ein,NK}$  von etwa 0°C und etwa konstanter Tiefkühl-Kälteleistung  $\dot{Q}_{V,TK}$  von etwa 9,1kW.

### 6.3.2 Variation des im IWÜT 1 übertragenen Wärmestroms

Der im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 übertragene Wärmestrom wurde durch Änderung des Öffnungsgrades des Expansionsventils EXV-IWÜT 1 aus Abbildung 18 für ein konstantes Drehzahlverhältnis variiert. Hieraus ergaben sich Änderungen in den Kälteleistungen für die Normal- und Tiefkühlung. Die Kälteleistungen und weitere Detailangaben sind in Abbildung 28 gemeinsam mit einigen Detailangaben für Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern und Hochdrücken von  $T_{G\,ein} \approx 22^\circ\text{C}$  und  $p_9 \approx 70\text{ bar}$  sowie  $T_{G\,ein} \approx 30^\circ\text{C}$  und  $p_9 \approx 85\text{ bar}$  dargestellt. Weitere Randbedingungen sind: Lufteintrittstemperaturen am Verdampfer  $T_{V\,ein,TK} \approx -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{V\,ein,NK} \approx 0^\circ\text{C}$ , Drehzahlverhältnisse  $n_{ND}/n_{HD} \approx 1,21$  und Überhitzungen der NK-Verdampfer  $T_{Super\,V,NK} \approx 5\text{ K}$ .

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Messungen für eine Luft Eintrittstemperatur an den Gaskühlern von  $T_{G\text{ ein}} \approx 30^\circ\text{C}$  diskutiert, die Aussagen sind auch auf  $T_{G\text{ ein}} \approx 22^\circ\text{C}$  übertragbar. Ist das Expansionsventil weit geöffnet, wird ein großer Wärmestrom im IWÜT 1 übertragen. In der Tiefkühlung wird dann eine Kälteleistung von  $\dot{Q}_{V,TK} = 9,03\text{ kW}$  und in der Normalkühlung von  $\dot{Q}_{V,NK} = 7,42\text{ kW}$  erzeugt (siehe Tabelle Messung Nr. S152). Die Kälteleistung der Normal- und Tiefkühlung beträgt insgesamt  $16,45\text{ kW}$ . Durch das Schließen des Expansionsventils EXV IWÜT 1 nimmt die Kälteleistung in der Tiefkühlung ab, in der Normalkühlung nimmt sie zu. Bei  $\dot{Q}_{IWÜT1} = 1,03\text{ kW}$  beträgt die Kälteleistung in der Tiefkühlung  $\dot{Q}_{V,TK} = 5,81\text{ kW}$ , in der Normalkühlung  $\dot{Q}_{V,NK} = 10,93\text{ kW}$  bei einer Gesamtkälteleistung von  $16,74\text{ kW}$  (siehe Messung Nr. S155).



Nummer der Messung	$T_{V\text{ ein},TK}$	$T_{V\text{ ein},NK}$	$T_{G\text{ ein}}$	$n_{ND}$	$n_{HD}$	$\dot{Q}_{IWÜT1}$	$\dot{Q}_{V,NK}$	$\dot{Q}_{V,TK}$	$COP_{el}$
	[°C]	[°C]	[°C]	[1/min]	[1/min]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
S156	-19,85	0,09	21,56	1613	1334	5,54	8,76	8,79	1,85
S157	-19,70	-0,05	21,72	1613	1334	4,87	9,26	8,33	1,89
S158	-20,31	-0,35	21,53	1608	1334	3,45	10,22	7,42	1,94
S159	-19,70	0,50	21,87	1609	1334	1,87	11,52	6,31	1,97
S152	-19,81	0,29	29,93	1611	1334	5,76	7,42	9,03	1,58
S153	-19,63	0,46	30,01	1611	1334	4,36	8,77	7,99	1,63
S154	-19,80	0,11	29,73	1611	1334	2,32	10,02	6,57	1,64
S155	-19,62	0,66	29,85	1611	1334	1,03	10,93	5,81	1,65

**Abbildung 28:** Variation des im inneren Wärmeübertrager (IWÜT 1) übertragenen Wärmestroms für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus. Die Randbedingungen der Messung sind: Luft eintrittstemperatur am Gaskühler  $T_{G\text{ ein}}$  von rund  $20^\circ\text{C}$  und rund  $30^\circ\text{C}$ , Luft eintrittstemperatur am Verdampfer  $T_{V\text{ ein},NK}$  von rund  $0^\circ\text{C}$  und  $T_{V\text{ ein},TK}$  von rund  $-20^\circ\text{C}$  und konstanten Verdichterdrehzahlen.

Das Schließen des Expansionsventils EXV IWÜT 1 hat keinen Einfluss auf die Gesamtkälteleistung, beeinflusst jedoch die Kälteleistungsanteile in Normal- und Tiefkühlung. Eine energetische Bewertung dieser Regelungsstrategie kann nicht auf der Basis der Leistungszahl  $COP_{el}$  durchgeführt werden, da sich die Aufteilungen der Kälteleistungen zwischen Normal- und Tiefkühlung verschieben.

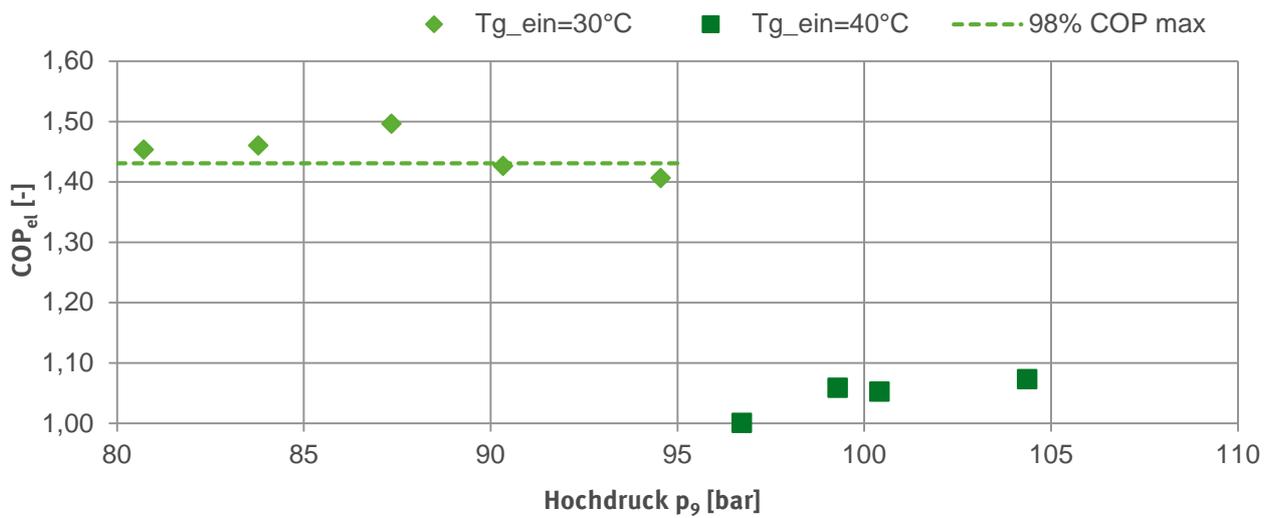
## 6.4 Kompakter zweistufiger Verdichter

Ergänzende Kreislaufuntersuchungen wurden mit einem zweistufigen Radialkolbenverdichter der Firma GEA Bock GmbH durchgeführt. Der Mitteldruck  $p_3$  ist aufgrund der Kolbenaufteilung von  $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$  relativ hoch, woraus kleinere Wärmeströme im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 bei minimaler Überhitzung gegenüber den Messungen mit den beiden einstufigen Verdichtern resultieren.

Die angegebenen Lufteintrittstemperaturen an den Verdampfern  $T_{V\,ein}$  und die Gesamtkälteleistung der drei Verdampfer ergeben sich mit den Gleichungen aus (8) und (9).

### 6.4.1 Variation des Hochdrucks

Wie experimentell für die beiden einstufigen Hubkolbenverdichter gezeigt wurde (Kapitel 6.2.1), existiert für transkritische Kältemittelkreisläufe ein optimaler Hochdruck. Da dieser Hochdruck von der Verdichtercharakteristik abhängt, war eine erneute Bestimmung des optimalen Hochdrucks für den zweistufigen Radialkolbenverdichter notwendig. Der optimale Hochdruck ist in Abbildung 29 für die beiden Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern von  $T_{G\,ein} \approx 30^\circ\text{C}$  und  $T_{G\,ein} \approx 40^\circ\text{C}$  gemeinsam mit den Detailangaben abzulesen. Weitere Randbedingungen sind: Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern  $T_{V\,ein} \approx -20^\circ\text{C}$ , Überhitzung IWÜT 1  $T_{Super\,IWÜT\,1} \approx 7\text{ K}$  und konstante Gesamtkälteleistung  $Q_{V\,V} \approx 11,2\text{ kW}$ . Für die Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern von  $T_{(G\,ein)} \approx 30^\circ\text{C}$  wurde ein optimaler Hochdruck bei  $p_9 = 87,34\text{ bar}$  ermittelt, der etwas höher ist als für die beiden einstufigen Hubkolbenverdichter (Kapitel 6.2.1). Wie dort für die beiden einstufigen Verdichter gezeigt, konnte auch für den zweistufigen Radialkolbenverdichter ein ausgedehntes Hochdruckplateau ermittelt werden (Abbildung 29). Für  $T_{(G\,ein)} \approx 40^\circ\text{C}$  konnte kein optimaler Hochdruck bestimmt werden, da Messungen über  $p_9 \geq 105\text{ bar}$  nicht möglich waren. Der Verdichter schaltete aufgrund zu hoher Temperaturen ab.



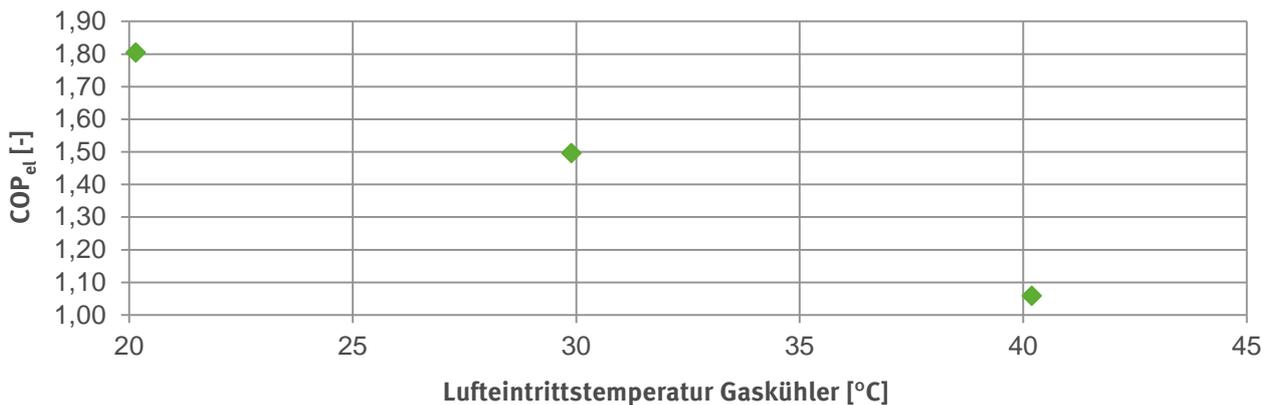
Nummer der Messung	$T_{V\ ein}$ [°C]	$T_{G\ ein}$ [°C]	$n$ [1/min]	$T'_3(p_3)$ [°C]	$p_9$ [bar]	$T_{Super\ IW\dot{U}\ 1}$ [K]	$\dot{Q}_{IW\dot{U}\ 1}$ [kW]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S189	-20,03	29,96	2970	11,33	80,71	8,90	3,35	11,18	1,45
S186	-20,22	29,97	2970	10,23	83,77	8,60	2,87	11,10	1,46
S185	-19,82	29,89	2950	9,69	87,34	8,07	2,68	11,39	1,50
S188	-20,28	30,09	2970	9,56	90,33	6,84	2,72	11,27	1,43
S187	-19,88	30,30	2970	9,76	94,55	3,14	2,69	11,46	1,41
S190	-19,45	40,10	3500	18,29	96,72	7,91	4,48	10,95	1,00
S192	-20,05	40,19	3500	15,83	99,28	5,67	4,40	11,31	1,06
S191	-19,56	40,11	3500	16,08	100,40	4,34	4,31	11,49	1,05
S174	-19,13	40,57	3500	15,20	104,36	3,29	4,53	11,79	1,07

**Abbildung 29:** Zweistufiger Verdichter: Variation des Hochdrucks bei Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\ ein}$  von etwa 30°C und  $T_{G\ ein}$  von etwa 40°C, Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern  $T_{V\ ein}$  von etwa -20°C und einer Gesamtkälteleistung  $\dot{Q}_V$  von 11,3kW.

Den Detailangaben in Abbildung 29 kann der hohe Mitteldruck  $p_3$  und die korrespondierende hohe Verdampfungstemperatur  $T'_3(p_3)$  entnommen werden, sie liegt für  $T_{G\ ein} \approx 30^\circ\text{C}$  zwischen 9 und 11°C. In Kapitel 6.2.3 wurde für die beiden einstufigen Hubkolbenverdichter ein optimaler Mitteldruck bei einer Verdampfungstemperatur von  $T'_3(p_3) = -8^\circ\text{C}$  bestimmt.

### 6.4.2 Variation der Lufteintrittstemperatur Gaskühler bei konstanter Kälteleistung

Die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) für eine konstante Gesamtkälteleistung von  $\dot{Q}_V \approx 11,2 \text{ kW}$  ist bei Variation der Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern  $T_{G \text{ ein}}$  in Abbildung 30 dargestellt. Der  $COP_{el}$  fällt von 1,8 bei  $T_{G \text{ ein}} \approx 20^\circ\text{C}$  auf 1,06 bei  $T_{G \text{ ein}} \approx 40^\circ\text{C}$ . Für  $T_{G \text{ ein}} \approx 20^\circ\text{C}$  beträgt die Unterkühlung des Kältemittels bei Austritt aus dem Gaskühler 2 3,8K. Im inneren Wärmeübertrager wird ein Wärmestrom von  $\dot{Q}_{IWÜT 1} = 1,44 \text{ kW}$  in diesem Punkt ( $T_{G \text{ ein}} \approx 20^\circ\text{C}$ ) übertragen.



Nummer der Messung	$T_{V \text{ ein}}$ [°C]	$T_{G \text{ ein}}$ [°C]	$n$ [1/min]	$T'_3$ [°C]	$p_9$ [bar]	$T_{Super IWÜT 1}$ [K]	$\dot{Q}_{IWÜT 1}$ [kW]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S196	-19,92	20,14	2850	4,00	65,68	10,61	1,44	10,80	1,80
S185	-19,82	29,89	2950	9,69	87,34	8,07	2,68	11,39	1,50
S192	-20,05	40,19	3500	15,83	99,28	5,67	4,40	11,31	1,06

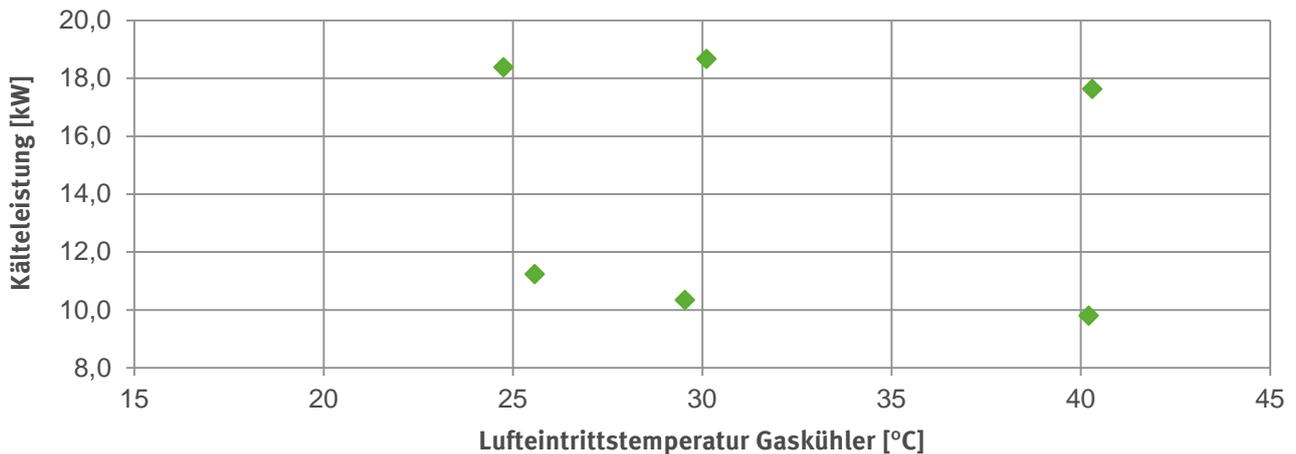
**Abbildung 30:** Zweistufiger Verdichter: Variation der Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern bei Lufteintrittstemperaturen an den Verdampfern  $T_{V \text{ ein}}$  von etwa  $-20^\circ\text{C}$  und Gesamtkälteleistungen  $\dot{Q}_V$  von etwa  $11,2 \text{ kW}$ .

### 6.4.3 Minimale und maximale Kälteleistungen mit dem zweistufigen Verdichter

Die minimalen und maximalen Kälteleistungen der Laboranlage mit dem zweistufigen Radialkolbenverdichter sind für zwei Lufteintrittstemperaturen am Verdampfer von  $T_{V \text{ ein}} \approx 0^\circ\text{C}$  und  $T_{V \text{ ein}} \approx -20^\circ\text{C}$  in Abbildung 31 bzw. Abbildung 32 dargestellt. Minimale Kälteleistungen wurden bei einer Verdichterdrehzahl von  $n = 1600 \text{ 1/min}$  bestimmt, maximale Kälteleistungen bei  $n = 3500 \text{ 1/min}$ . Der zweistufige Radialkolbenverdichter kann auch unterhalb von  $n = 1600 \text{ 1/min}$  betrieben werden, allerdings kann dann keine Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  aufrecht gehalten werden.

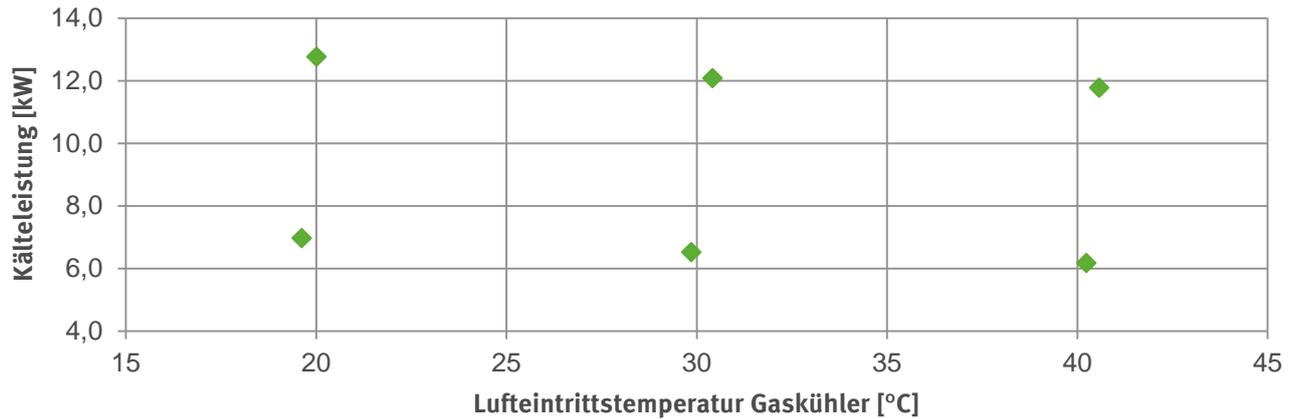
Für eine Lufteintrittstemperatur an den drei Verdampfern von  $T_{V \text{ ein}} \approx 0^\circ\text{C}$  und minimaler Überhitzung  $T_{Super IWÜT 1}$  am Austritt vom inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 konnten für Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern von  $T_{G \text{ ein}} \approx 25^\circ\text{C}$  bis  $40^\circ\text{C}$  Gesamtkälteleistungen von  $\dot{Q}_V \approx 10 \text{ kW}$  bis  $\dot{Q}_V \approx 18 \text{ kW}$  erzielt werden (siehe Abbildung 31). Die jeweiligen Gesamtkälteleistungen nehmen mit zunehmender Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern leicht ab. Für  $T_{V \text{ ein}} \approx -20^\circ\text{C}$  und Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern von  $T_{G \text{ ein}} \approx 20^\circ\text{C}$  bis  $40^\circ\text{C}$  können Gesamtkälteleistungen von  $\dot{Q}_V \approx 6,5 \text{ kW}$  bis  $\dot{Q}_{V \text{ erd}} \approx 12 \text{ kW}$  erreicht werden (siehe Abbildung 32).

Ein experimenteller Vergleich der beiden einstufigen Hubkolbenverdichter mit dem zweistufigen Radialkolbenverdichter war nicht möglich. Für  $T_{V\text{ ein}} \approx -20^\circ\text{C}$  und Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern  $T_{G\text{ ein}} \approx 30^\circ\text{C}$  konnten mit dem zweistufigen Radialkolbenverdichter maximale Gesamtkälteleistungen von  $\dot{Q}_V \approx 12\text{kW}$  realisiert werden, während mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und mittleren Verdichterdrehzahlen Gesamtkälteleistungen von über  $\dot{Q}_V \approx 14,2\text{kW}$  erreicht wurden (siehe Kapitel 6.2.1, Messung Nr. S116)



Nummer der Messung	$T_{V\text{ ein}}$ [°C]	$T_{G\text{ ein}}$ [°C]	$n$ [1/min]	$T'_3$ [°C]	$p_9$ [bar]	$T_{\text{IWÜT1}}^{\text{Super}}$ [K]	$\dot{Q}_{\text{IWÜT1}}$ [kW]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$\text{COP}_{el}$ [-]
S213	0,53	25,57	1600	23,63	76,29	1,01	0,20	11,24	2,99
S209	0,26	29,53	1600	25,17	87,17	2,06	0,46	10,35	2,44
S204	0,91	40,20	1600	30,98	101,06	7,91	0,70	9,81	1,97
S214	-0,04	24,74	3500	21,93	76,15	6,86	1,81	18,39	1,80
S210	-0,32	30,10	3500	21,64	87,97	7,55	2,52	18,67	1,70
S208	0,19	40,29	3500	27,13	102,86	8,80	3,68	17,64	1,39

**Abbildung 31:** Zweistufiger Verdichter: Maximale und minimale Kälteleistungen für verschiedene Lufteintrittstemperaturen an den Gaskühlern bei einer Lufteintrittstemperatur an den Verdampfern  $T_{V\text{ ein}}$  von rund  $0^\circ\text{C}$ .



Nummer der Messung	$T_{V\text{ ein}}$ [°C]	$T_{G\text{ ein}}$ [°C]	$n$ [1/min]	$T'_3$ [°C]	$p_9$ [bar]	$T_{\text{Super IWÜT 1}}$ [K]	$\dot{Q}_{\text{IWÜT 1}}$ [kW]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{el}$ [-]
S202	-19,76	19,61	1600	6,88	65,60	5,94	0,71	6,98	2,26
S201	-19,76	29,85	1600	11,36	85,87	8,29	1,08	6,54	1,69
S200	-19,59	40,23	1600	18,97	99,82	6,29	1,88	6,19	1,37
S195	-19,36	20,00	3500	3,40	67,07	4,89	2,03	12,78	1,59
S197	-19,83	30,41	3500	7,73	86,05	7,21	3,12	12,10	1,32
S174	-19,13	40,57	3500	15,20	104,36	3,29	4,18	11,79	1,07

**Abbildung 32: Zweistufiger Verdichter: Maximale und minimale Kälteleistungen für verschiedene Luft eintrittstemperaturen an den Gaskühlern bei einer Luft eintrittstemperatur an den Verdampfern  $T_{V\text{ ein}}$  von etwa -20°C.**

## 6.5 Zusammenfassung

Eine zweistufige Laboranlage für das Kältemittel R744 wurde errichtet und umfangreich experimentell untersucht. Hierzu wurden für zwei Kreislaufkonfigurationen: „Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck“ und „Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus“ wesentliche Kreislaufparameter variiert und die sich daraus ergebenden Änderungen gezeigt und diskutiert. Ergänzende Messungen wurden mit einem zweistufigen Radialkolbenverdichter durchgeführt, wobei aufgrund der Hubvolumina kein experimenteller Vergleich zwischen den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und dem zweistufigen Radialkolbenverdichter möglich war. Daher wurde ein simulativer Vergleich zwischen den Verdichtern durchgeführt (siehe Kapitel 9).

Die Laboranlage wurde über den kompletten Betriebsbereich mit Luft eintrittstemperaturen in die Gaskühler bis über 40°C und Verdichterdrehzahlen bis über 2000 1/min. über lange Zeiträume betrieben. Die Laboranlage ist in allen Betriebspunkten gut regelbar und die Messdaten können reproduzierbar wiedergegeben werden. Die Ergebnisse der Simulation für den zweistufigen R744-Kältemittelkreislauf (Kapitel 5.2) konnten durch die Messungen prinzipiell bestätigt werden.

## 7 Modellerstellung, Validierung und Simulation einer Transportkälteanlage

Zwei numerische, zweistufige Kältemittelkreisläufe mit dem Kältemittel R744 wurden erstellt, die beide auf dem Fließbild der Laboranlage (Abbildung 18) basierten und jeweils alle Komponenten der Laboranlage beinhalteten. Die beiden Modelle wurden mit dem Ziel der Erhöhung der Energieeffizienz leicht modifiziert und auf die Kältemittel R410A und R1270 übertragen (Kapitel 7.3).

Im Rahmen dieses Projektes wurde zur Modellerstellung und Optimierung der Laboranlage eine Veröffentlichung in (Möhlenkamp et al. 2013a) publiziert.

### 7.1 Modellerstellung einzelner Komponenten

Die Modellerstellung erfolgte mit der Komponentenbibliothek TIL. Im Unterschied zu den in Kapitel 5.2 vorgestellten Kreislaufmodellen mit konstantem Wärmeübergang auf der Kältemittelseite wurde nun der Wärmeübergang durch geeignete allgemeingültige Beziehungen aus der Literatur beschrieben. Für die Beschreibung der Verdichter wurden für R744 halbempirische Modellansätze herangezogen.

#### 7.1.1 Wärmeübertrager

Die Komponenten Gaskühler und Verdampfer wurden im Modell als Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager abgebildet. In jedem Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager wurden auf der Luftseite als Randbedingungen die Eintrittstemperatur und der Volumenstrom vorgegeben. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite wird mit der in Kapitel 5.2.2 verwendeten geometriebasierten Korrelation von Haaf ((Plank 1988) Gl. 12.36) berechnet. Auf der Kältemittelseite wird der Wärmeübergangskoeffizient mit geeigneten Gleichungen aus der Literatur ermittelt, wobei eine Unterscheidung zwischen einphasiger und zweiphasiger Wärmeübertragung erfolgt. Die einphasige Wärmeübertragung wird mit Ansätzen von Gnielinski und Dittus-Bölder für turbulente Strömung beschrieben ((Baehr et al. 2002) Gl. 3.260 und Gl. 3.259)). Für laminare Strömung wird eine konstante Nusselt-Zahl  $Nu=3,657$  angenommen. ((Baehr et al. 2002) Gl. 3.234). Die zweiphasige Wärmeübertragung erfolgt getrennt für die Verdampfung mit Korrelationen von Steiner ((Baehr und Stephan 2010) Gl. 4.160) sowie für die Kondensation mit einem Ansatz von Shah. ((Baehr et al. 2002) Gl. 4.52). Der Reibungsdruckverlust wird kältemittelseitig in den Wärmeübertragern durch die in Kapitel 5.2.2 benannte Korrelation ((Wagner 2008) Gl. 151) beschrieben.

Die beiden inneren Wärmeübertrager aus Abbildung 18 wurden im Modell vereinfacht als Koaxialrohre abgebildet, die die kältemittelseitigen Beziehungen für den Wärmeübergang und den Druckverlust wie oben beschrieben beinhalten. Mit dem vereinfachten Modell können die in den Messungen ermittelten Wärmeströme beider Plattenwärmeübertrager hinreichend genau wiedergegeben werden.

#### 7.1.2 Kolbenverdichter

Die verwendeten Verdichtermodelle sind für die drei Kältemittelkreisläufe nicht gleich. Für R410A und R1270 wurden die bereits in Kapitel 5.2 genutzten zweistufigen Hubkolbenverdichter-Modelle verwendet, die in Kapitel 11 näher beschrieben sind. Für R744 wurden halbempirische Verdichtermodelle für die beiden einstufigen Hubkolbenverdichter als auch für den zweistufigen Radialkolbenverdichter herangezogen, deren Modellerstellung in Kapitel 11.2 beschrieben ist. Die R744-Verdichtermodelle sind jeweils an experimentelle Daten der Laboranlage angepasst worden.

## 7.2 Zweistufiges R744-Kreislaufmodell

### 7.2.1 Modellerstellung

Zwei numerische, zweistufige Kältemittelkreisläufe mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck wurden erstellt, die jeweils auf dem Fließbild der Laboranlage aus Abbildung 18 basieren. Die beiden Modelle unterscheiden sich durch die Kreislaufverschaltung voneinander. Das erste Modell stellte Kälte bei Niederdruck und das zweite Modell Kälte bei zwei Druckniveaus bereit.

Beide zweistufigen Kreislaufmodelle beinhalten die Komponenten, die im Fließbild der Laboranlage in Abbildung 18 enthalten sind und im Modell mit den numerischen Modellkomponenten aus Abschnitt 7.1 beschrieben wurden. In beiden zweistufigen Kreislaufmodellen wurden relevante Druckverluste und/oder Wärmeströme in Rohrleitungen zwischen den einzelnen Komponenten der Laboranlage berücksichtigt.

Die beiden numerischen Kreislaufmodelle bilden die Komponenten der Laboranlage ab und berücksichtigen deren geometrische Größen. Im Verdampfer kann im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung der Wärmeübergang im Zweiphasengebiet nicht genau wiedergegeben werden, weshalb ein minimaler Wärmeübergangskoeffizient im Zweiphasengebiet von  $\alpha_{min} = 1400 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  definiert wurde.

### 7.2.2 Validierung des zweistufigen Kältemittelkreislaufs

Die beiden Kreislaufmodelle wurden an einer Auswahl experimenteller Messdaten der Laboranlage kalibriert, die den folgenden Betriebsbereich abdecken:

- Lufteintrittstemperatur Gaskühler  $T_{G \text{ ein}}$ : 20 bis 40°C
- Lufteintrittstemperatur Verdampfer  $T_{V \text{ ein}}$ : -20 bis 0°C
- Hochdruck  $p_H$ : 65 bis 110bar
- Verdichterdrehzahlen: Es wurden Messungen mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern bei Drehzahlen von 1000 bis 2000 1/min herangezogen (Drehzahl ND-Verdichter: 1000 bis 2100 1/min, Drehzahl HD-Verdichter: 1200 bis 1700 1/min). Ergänzend wurden Messungen mit dem zweistufigen Radialkolbenverdichter durchgeführt, wobei der Drehzahlbereich von 1000 bis 3500 1/min reicht.

Die beiden Kreislaufmodelle wurden jeweils separat an die experimentellen Daten der Laboranlage kalibriert. Dazu wurden in den beiden Kreislaufmodellen die nachfolgend aufgeführten allgemeinen Randbedingungen aus den Messungen vorgegeben. Die gewählten empirischen Koeffizienten waren für beide Modelle überwiegend identisch.

- Die Lufteintrittstemperaturen und die Luftvolumenströme in die beiden Gaskühler (Gaskühler 1 und 2) sowie in die Verdampfer wurden jeweils vorgegeben.
- Die Verdichterdrehzahlen des ND- und HD-Verdichters bzw. des zweistufigen Verdichters wurden in der Simulation vorgegeben.
- Der Abscheidegrad des Sammlers wurde vorgegeben.
- Der Hochdruck an der Messstelle 9 von Abbildung 18  $p_9$  sowie die Massenströme des auf Mitteldruck entspannten und im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 verdampften Kältemittels  $\dot{m}_{IWÜT 1}$  und der Massenstrom durch die Verdampfer 2 und 3  $\dot{m}_{V 2+3}$  wurden geregelt.

Im Folgenden wird die Validierung für die Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck vorgestellt. Für diese Kreislaufverschaltung wurden 27 Betriebspunkte in dem oben genannten Betriebsbereich aus-

gewählt, an denen eine Kalibrierung des Modells erfolgte. Die Bewertung des Kreislaufmodells erfolgte über die Betrachtung der Abweichungen zwischen Messung und Simulation. Tabelle 9 gibt den mittleren absoluten Fehler und die Standardabweichung für die Gesamtkälteleistung der drei Verdampfer  $\dot{Q}_V$  sowie die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) an. Die Abweichungen der berechneten Kälteleistung betragen im Mittel 1,85% bzw. 0,32kW (mittlerer absoluter Fehler), wobei 65% der berechneten Kälteleistung eine kleinere Abweichung als 2,1% bzw. 0,38kW (Standardabweichung) aufweisen. Der  $COP_{el}$  weist einen mittleren absoluten Fehler von 2,48% bzw. 0,04 und eine Standardabweichung von 3,12% bzw. 0,052 auf. Die experimentellen Daten der Laboranlage können somit hinreichend durch das Modell wiedergegeben werden. Eine detaillierte Betrachtung der Abweichungen in den Gaskühlern und Verdampfern erfolgt nachfolgend.

**Tabelle 8: Genauigkeit des numerischen zweistufigen Kältemittelkreislaufs für die Bereitstellung von Kälte bei Niederdruck.**

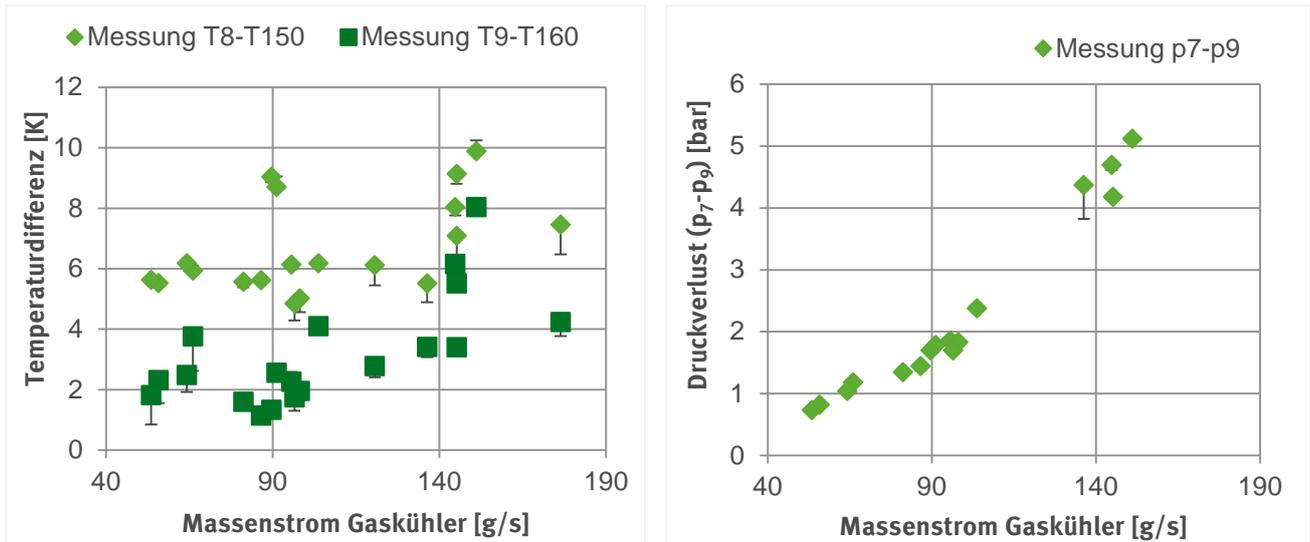
	Mittlerer absoluter Fehler [%]	Standardabweichung [%]
Kälteleistung $\dot{Q}_V$	1,85	2,11
$COP_{el}$	2,48	3,12

## Gaskühler

Die Modellgenauigkeit für Gaskühler 1 und 2 wird mit den in Abbildung 33 gezeigten Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperaturen ( $T_8 - T_{160}$ ,  $T_9 - T_{150}$ ) sowie dem kältemittelseitigem Druckverlust ( $p_7 - p_9$ ) diskutiert. Die Größen sind dabei jeweils in Abhängigkeit vom Kältemittelmassenstrom aufgetragen. Die Messwerte sind als Punkte angegeben, die schwarzen horizontalen Linien geben die Simulationswerte an. Die Modellgenauigkeiten beider Gaskühler sind in **Tabelle 10** aufgeführt. Die Messstellen  $T_{150}$  bzw.  $T_{160}$  geben die örtlich mittleren Lufteintrittstemperaturen von jeweils 4 auf den Lufteintrittsquerschnitt verteilten Temperatursensoren von Gaskühler 1 bzw. Gaskühler 2 an.

In den beiden Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern wird das Kältemittel deutlich abgekühlt. Die Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt am Gaskühler 2 betragen maximal 8,0K und minimal 1,0K. Das heißt, die Austrittstemperatur des Kältemittels liegt maximal 8,0K oberhalb der Lufteintrittstemperatur. Für die Beurteilung der beiden Gaskühlermodelle sind insbesondere kleine Abweichungen bei großen Temperaturdifferenzen interessant, da in diesen Bereichen die Gaskühler an ihre Leistungsgrenzen stoßen. Oberhalb einer Temperaturdifferenz von z.B. 4K sind die Abweichungen mit maximal 0,5K zwischen Messung und Simulation klein.

Der gemessene Druckverlust ( $p_7 - p_9$ ) in Abbildung 33, recht verläuft in Abhängigkeit vom Kältemittelmassenstrom in erster Näherung entlang einer Parabel, trotz unterschiedlicher Umgebungsbedingungen (Kältemitteltemperatur, Druck). Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind gering, was auch Tabelle 10 entnommen werden kann.



**Abbildung 33:** Links: Temperaturdifferenz zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt für den Gaskühler 1 ( $T_8 - T_{150}$ ) und den Gaskühler 2 ( $T_9 - T_{160}$ ). Rechts: Druckverlust in den beiden Gaskühlern ( $p_9 - p_7$ ).

**Tabelle 9:** Modellgenauigkeit der beiden Gaskühler 1 und 2. Es sind die Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt sowie der Druckverlust angegeben.

	Messung	Mittlerer absoluter Fehler	Standardabweichung
Temperaturdifferenz ( $T_8 - T_{160}$ ) [K]	1,6 bis 9,9	0,3	0,4
Temperaturdifferenz ( $T_9 - T_{150}$ ) [K]	1,0 bis 8,0	0,4	0,4
Druckverlust ( $p_7 - p_9$ ) [bar]	0,75 bis 5,14	0,07	0,13

### Verdampfer

Die Temperaturdifferenz zwischen dem Luftaustritt und dem Kältemiteleintritt für Verdampfer 1 ( $T_{110} - T_{15}$ ) in Abhängigkeit vom Massenstrom durch Verdampfer 1 ist in Abbildung 34 (links) dargestellt. Auf der rechten Seite von Abbildung 34 ist der Druckverlust im Verdampfer 1 ( $p_{15} - p_{16}$ ) aufgetragen. Der Drucksensor  $p_{15}$  ist nachträglich installiert worden, daher stehen hierfür nicht so viele Messdaten zur Verfügung. Die Modellgenauigkeiten des Verdampfers 1 sind Tabelle 11 zu entnehmen. Ähnliche Ergebnisse werden auch für die Verdampfer 2 und 3 erreicht.

**Tabelle 10:** Modellgenauigkeit von Verdampfer 1. Es sind die Temperaturdifferenzen zwischen Luftaustritt und Kältemiteleintritt sowie der Druckverlust angegeben.

	Messung	Mittlerer absoluter Fehler	Standardabweichung
Temperaturdifferenz ( $T_{110} - T_{15}$ ) [K]	1,2 bis 2,8	0,1	0,2
Druckverlust ( $p_{15} - p_{16}$ ) [bar]	0,06 bis 0,36	0,25	0,28

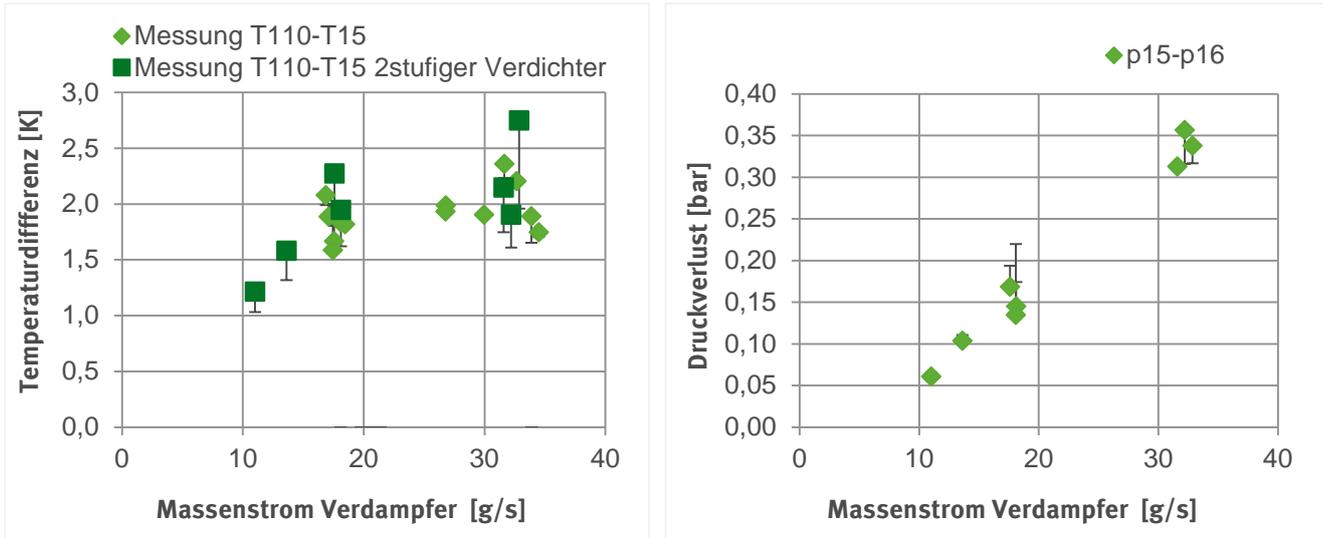


Abbildung 34: Links: Temperaturdifferenz zwischen Luftaustritt und Kältemiteleintritt für den Verdampfer 1 ( $T_{110} - T_{15}$ ). Rechts: Druckverlust im Verdampfer 1 ( $p_{14} - p_{15}$ ).

### 7.2.3 Detaillierte Betrachtung des Kältemittelkreislaufs für einen Betriebspunkt

Für einen exemplarischen Betriebspunkt ist ein Vergleich zwischen Messung und Simulation im dem ph-Diagramm von Abbildung 35 dargestellt: Lufteintrittstemperatur an den Gaskühlern  $T_{G\ ein} = 30,2^{\circ}\text{C}$ , Lufteintrittstemperatur an den drei Verdampfern  $T_{V\ ein} = -20,8^{\circ}\text{C}$ , Hochdruck  $p_9 = 88,4\ \text{bar}$ , Verdichterdrehzahlen ( $n_{ND} = 1666\ \text{1/min}$ ,  $n_{HD} = 1333\ \text{1/min}$ ). Der im inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 verdampfende und überhitzende Massenstrom  $\dot{m}_{IWÜT\ 1}$  wurde als Randbedingung der Simulation vorgegeben. In dem genannten Betriebspunkt wurde eine Gesamtkälteleistung von  $\dot{Q}_V = 14,2\ \text{kW}$  (nach Gl. (5) und (9)) und eine Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) von 1,36 (nach Gl. (7)) gemessen. In der Simulation ist die Kälteleistung 0,12kW geringer, der  $COP_{el}$  ist um 0,01 höher.

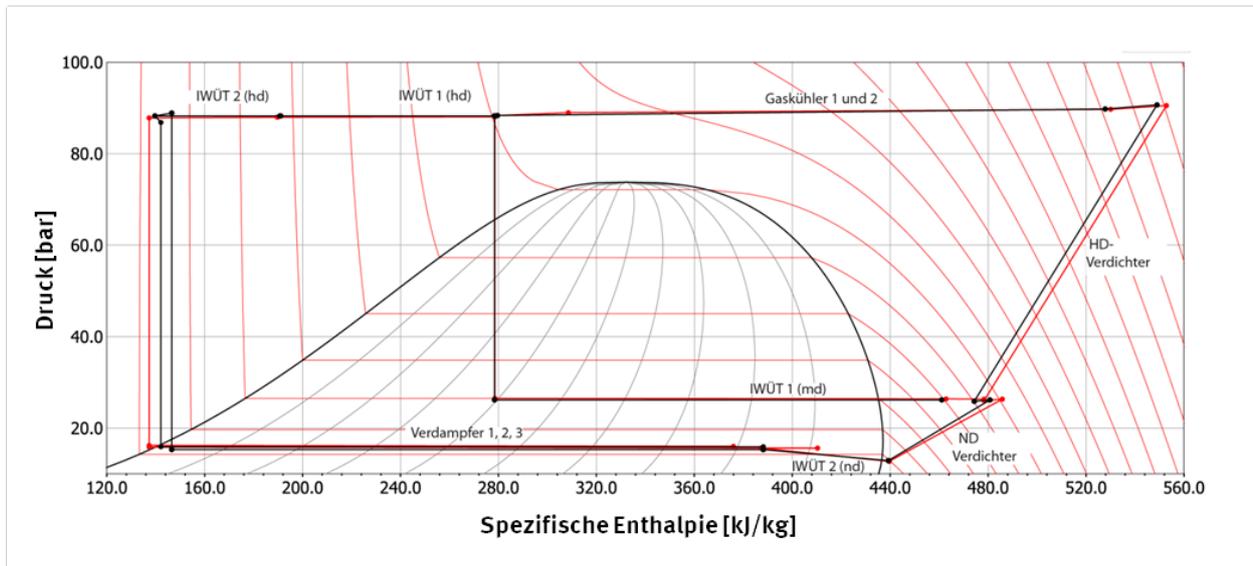


Abbildung 35: Abweichungen eines Betriebspunktes zwischen Messung und Simulation im ph-Diagramm. Die schwarzen Linien kennzeichnen die Messung, rote Linien die Simulation.

Geringe Abweichungen zwischen Messung (schwarz) und Simulation (rot) sind auch Abbildung 35 zu entnehmen. Die simulierten Austrittstemperaturen am Niederdruck (ND)-Verdichter und am inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 sind etwas höher als in der Messung. Daher erfolgt die Verdichtung im HD-Verdichter ebenfalls bei höheren Temperaturen. Die Wärmeabgabe in beiden Gaskühlern sowie IWÜT1 und IWÜT 2 wird durch das Modell wiedergegeben. Am Austritt aus dem IWÜT 2 (Hochdruckseite) beträgt die Abweichung zwischen Messung und Simulation 1K. Der Niederdrucksammler hat einen Abscheidegrad von  $x_{18} = 0,83$ . Insgesamt kann das Modell den exemplarischen Betriebspunkt gut wiedergeben.

### 7.3 Optimierte zweistufige Kältemittelkreisläufe für die Kältemittel R744, R410A und R1270

Für den exemplarischen Betriebspunkt (siehe Kapitel 7.2.3.) wird das Optimierungspotential der zweistufigen R744-Laboranlage bei minimal geänderten Temperaturen simulativ aufgezeigt. Die Randbedingungen für die folgenden Abschnitte sind:  $T_{G\text{ ein}} = 30^\circ\text{C}$ ,  $T_{V\text{ ein}} = -20^\circ\text{C}$ , eine Überhitzung am IWÜT 1 von  $T_{\text{Super IWÜT 1}} = 20\text{ K}$ , eine Verdichterdrehzahl von  $n_{ND} = n_{HD} = 1450\text{ 1/min}$  und eine mittleren Verdampfungstemperatur  $T'_3(p_3) = -9,5^\circ\text{C}$ , was für R744 einem mittleren Druck von  $p_3 = 26,8\text{bar}$  entspricht. Die Gesamtkälteleistung beträgt in der Simulation  $\dot{Q}_V = 14,4\text{ kW}$ .

Der optimierte zweistufige R744-Kältemittelkreislauf mit innerem Wärmeübertrager bei Mitteldruck diente als Ausgangspunkt für die Simulation der zweistufigen R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe, wobei für beide Kreisläufe eine separate Optimierung und Anpassung an die thermophysikalischen Eigenschaften der Kältemittel erfolgte (Kapitel 7.3.2).

#### 7.3.1 Zweistufiger Kältekreislauf für das Kältemittel R744

Die energetische Effizienz der in diesem Vorhaben verwendeten zweistufigen R744-Laboranlage kann durch Änderung einiger Komponenten gesteigert werden. Im ph-Diagramm aus Abbildung 35 ist beispielsweise der Abscheidegrad im Niederdrucksammler mit  $x_{18} = 0,83$  gering, außerdem liegt ein relativ hoher Druckverlust zwischen Verdampferaustritt und Eintritt des Niederdruck(ND)-Verdichters im inneren Wärmeübertrager IWÜT 2 vor.

Es wurden leichte Modifikationen am zweistufigen Kreislaufmodell durchgeführt. Durch die nachfolgenden Modifikationen kann der  $COP_{el}$  um etwa 10% gesteigert werden. Eine simulative Optimierung der Laboranlage wird auch in (Möhlenkamp et al. 2013a) vorgestellt.

#### Verdichter

Für den Niederdruck (ND)- und den Hochdruck (HD)-Verdichter wird die gleiche Verdichterdrehzahl angenommen ( $n_{ND} = n_{HD}$ ). Die beiden einstufigen Verdichter können bei gleicher Drehzahl damit als zweistufiger Verdichter mit idealer thermischer Trennung betrachtet werden.

Für die Drehzahl von  $n_{ND} = n_{HD} = 1450\text{ 1/min}$  wurden die Hubvolumina des ND- und HD-Verdichters so gewählt, dass eine mittlere Verdampfungstemperatur  $T'_3(p_3 = 26,8\text{bar}) = -9,5^\circ\text{C}$ , und eine Gesamtkälteleistung  $\dot{Q}_V = 14,4\text{kW}$  vorliegen. Die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) beträgt  $COP_{el} = 1,37$ .

## Niederdrucksammler und innerer Wärmeübertrager IWÜT 2

Der Niederdrucksammler und der IWÜT 2 werden modifiziert, folgende Änderungen wurden durchgeführt.

Im Niederdrucksammler erfolgt eine Trennung des zweiphasigen Kältemittels, wobei die Flüssigphase möglichst vollständig von der Gasphase abgetrennt werden soll. Die Abtrennung der Flüssigphase bzw. der Abscheidegrad der Flüssigkeit wird allgemein vom Kältemittelfüllstand, dem Kältemittelmassenstrom und der Größe der Ölbohrung bestimmt. Die Ölbohrung ermöglicht eine Rückführung des im Sammler befindlichen Verdichteröls. Durch die Integration von Drall- und Spritzschutzblechen kann der Abscheidegrad verbessert werden. (Strupp et al. 2007)

Der Niederdrucksammler der Laboranlage ist eine Eigenkonstruktion und verfügt nicht über Drall- und Spritzschutzbleche. Niederdrucksammler mit diesen Einrichtungen werden experimentell in (Strupp et al. 2007) untersucht, der Abscheidegrad beträgt dort bei mittlerem Massenstrom etwa 0,92 bis 0,95. Im Folgenden wird ein konstanter Abscheidegrad von  $x_{18}=0,94$  angenommen. Einflussfaktoren wie Kältemittelfüllstand, Kältemittelmassenstrom und die Größe der Ölbohrung bleiben damit unberücksichtigt.

Im inneren Wärmeübertrager IWÜT 2 konnte durch die konstruktiven Verbesserungen des Niederdrucksammlers eine geringere Wärmeübertragungsfläche gewählt werden. Diese wurde so bemessen, dass eine ausreichende Überhitzung in allen Betriebspunkten gewährleistet wurde. Zudem wurden Druckverluste im IWÜT 2 vernachlässigt, was insbesondere für die R410A- und R1270 Kältemittelkreisläufe in Abschnitt 7.3.2 erhebliche Effizienzverbesserungen bedeutete.

Durch die beiden vorgestellten Maßnahmen, höherer Abscheidegrad des Niederdrucksammlers und Verkleinerung der Fläche des inneren Wärmetauschers, konnte die Effizienz des Kältemittelkreislaufes um 7% auf  $COP_{el} = 1,46$  verbessert werden

### Druckverluste in der Peripherie

Die Druckverluste in der Peripherie der Laboranlage durch Rohrleitungen, Filter, Ölabscheider und Sammler können durch konstruktive Maßnahmen, wie beispielsweise größere Durchmesser und kompaktere Bauweise verringert werden. In Serienanlagen ist kein Ölabscheider enthalten, weshalb dieser im Folgenden bei der energetischen Verbesserung wegfällt. Die Druckverluste zwischen Hochdruck (HD)-Verdichter Austritt und Eintritt Gaskühler (Messstelle 6-7) entfallen.

Die in der optimierten Laboranlage berücksichtigten Druckverluste wurden pauschal um den Faktor 4 verringert. Der  $COP_{el}$  steigt hierdurch um etwa 3,5% auf  $COP_{el} = 1,51$ .

Dieser leicht modifizierte zweistufige R744-Kältemittelkreislauf wird in den Kapiteln 8 und 9 verwendet.

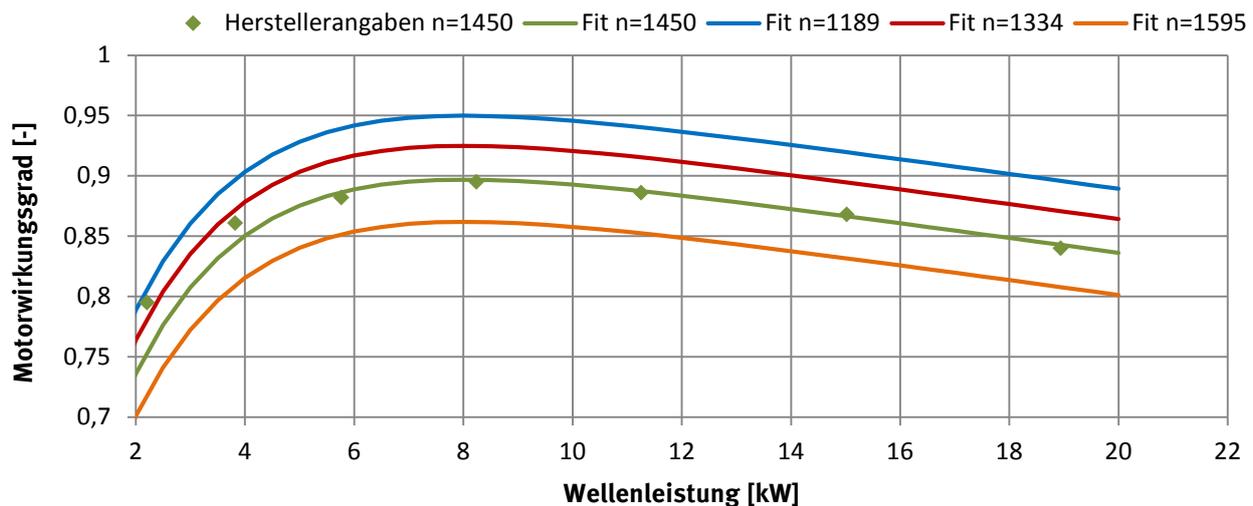
### 7.3.2 Zweistufiger Kältemittelkreislauf für die Kältemittel R410A und R1270

Beide zweistufigen R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe basieren auf dem energetisch verbesserten zweistufigen R744-Kreislauf (siehe Kapitel 7.3.1). Für alle Betriebsbedingungen wird für R410A und R1270 ein subkritischer Prozess mit Enthitzung und Verflüssigung des Kältemittels auf der Hochdruckseite vorliegen. Eine Unterkühlungsregelung ermöglicht die Anpassung der Unterkühlungsstrecke an alle luft- und kältemittelseitigen Randbedingungen, woraus sich Effizienzsteigerungen gegenüber einer festen Unterkühlungsstrecke ergeben. In (Strupp 2011) wird die Unterkühlungsregelung für die Pkw-Klimatisierung untersucht und eine optimale Unterkühlung von 3K experimentell ermittelt.

Für die R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe wurden jeweils eine Unterkühlungsregelung und ein Niederdrucksammler verwendet. Eine konstante Unterkühlung von 3K wurde in allen Betriebspunkten vorgegeben. Die Kreislaufverschaltung für den zweistufigen R410A- und den R1270-Kältemittelkreislauf wurde gegenüber dem zweistufigen R744-Kreislauf nicht verändert. Leichte Modifikationen bezüglich der Verdichter, der internen Verschaltungen der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager und der Peripherie wurden durchgeführt.

## Verdichter

Für die R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe wurden die bereits in Kapitel 5.2 verwendeten zweistufigen Hubkolbenverdichter-Modelle herangezogen, die experimentelle Daten zweistufiger, offener Hubkolbenverdichter der Firmen Bitzer (S4NPFR) bzw. GEA Bock GmbH (FZX40/600FB) abbilden. Angetrieben werden beide zweistufigen Verdichter jeweils durch einen Elektromotor. Für einen typischen Elektromotor dieser Leistungsklasse ist der Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit der Wellenleistung in einigen Punkten für eine Nenndrehzahl von  $n=1450$  1/min bekannt (siehe Abbildung 36). Die experimentellen Daten konnten durch eine Korrelation an die Messdaten (Fit) beschrieben werden. Die Motorwirkungsgradkennlinie wurde für abweichende Drehzahlen vertikal verschoben, wobei sich die vertikalen Verschiebungen an experimentellen Daten der einstufigen R744-Verdichter orientierten.



**Abbildung 36: Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Wellenleistung bei verschiedenen Drehzahlen  $n$ .**

## Peripherie

Die Druckverluste im R410A- und R1270-Kreislauf wurden auf die Druckverluste der R744-Anlage reduziert, indem gegenüber dem optimierten R744-Kreislauf größere Rohrdurchmesser für Rohre, Filter und Sammler gewählt wurden.

## Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager

Die Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager der Laboranlage wurden in ihrer internen Verschaltung für R744 durch Reduzierung der Anzahl der parallelen Kältemittelpfade optimiert (siehe Kapitel 6.1.2). Für R410A und R1270 wurde die Verschaltung der Referenzanlage verwendet.

Die drei geometrisch identischen Verdampfer der R744-Laboranlage haben jeweils 6 parallele Kältemittelpfade, die Referenzanlage hat 13 parallele Pfade. Mit Zunahme der parallelen Pfade sinken im Verdampfer die Strömungsgeschwindigkeiten und damit der Druckverlust  $dp_v$  und der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ . In der Simulation liegt im R410A und R1270 Verdampfer für einen weiten Betriebsbereich eine laminare Strömung mit geringem Druckverlust  $dp_v$  und geringem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  für einen weiten Betriebsbereich vor. Für alle folgenden Simulationen wurde in Anlehnung an R744 für R410A und R1270 ein minimaler Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha_{Min} = 1500\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  bei höherer Anzahl paralleler Kältemittelpfade definiert.

Diese angepassten zweistufigen R410A- und R1270-Kältemittelkreisläufe wurden für einen Vergleich der Kältemittel herangezogen (siehe Kapitel 8).

## 7.4 Zusammenfassung

Zwei numerische, zweistufige Kreislaufmodelle mit innerem Wärmeübertrager IWÜT bei Mitteldruck wurden in der Modellierungssprache Modelica und der Komponentenbibliothek TIL erstellt. Beide Modelle entsprechen den Kreislaufverschaltungen der Laboranlage. Die Modelle berücksichtigen die thermophysikalischen Eigenschaften des Kältemittels. Die Komponenten wurden mit dem Ansatz der finiten Volumen beschrieben, in denen der lokale Wärmeübergang und der Druckverlust über geeignete Ansätze wiedergegeben werden. Die beiden Kreislaufmodelle sind an experimentelle Daten der Laboranlage kalibriert und geben diese mit guter Genauigkeit wieder (Abschnitt 7.2).

Die beiden Kreislaufmodelle wurde in Bezug auf die energetische Effizienz verbessert, wodurch ein Anstieg der Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) von etwa 10% erreicht werden kann. Die beiden effizienzverbesserten Modelle wurde auf die Kältemittel R410A und R1270 übertragen, wobei leichte Modifikationen hinsichtlich der Verdichter, der Peripherie und der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager durchgeführt wurden (Abschnitt 7.3).

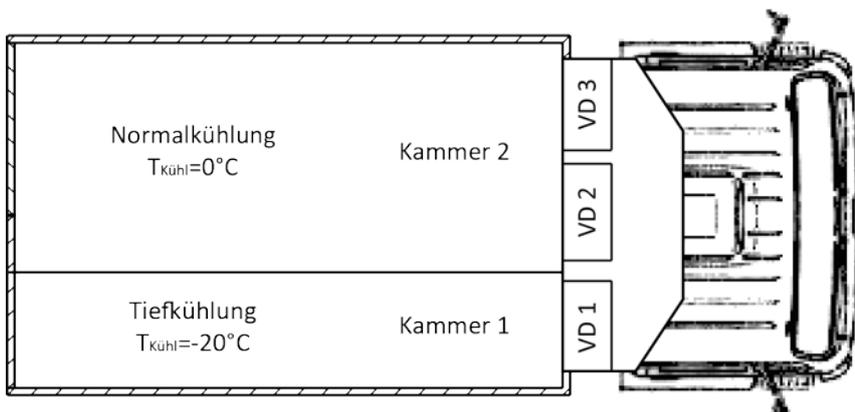
## 8 Vergleich von Kältemitteln unter praxisrelevanten Bedingungen

Die drei optimierten zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe aus Kapitel 7.3 werden im Folgenden am Beispiel eines exemplarischen Kühlfahrzeugs miteinander verglichen. Die für das Kühlfahrzeug und die Betriebsbedingungen getroffenen Annahmen sind in Kapitel 8.1 und 8.2 dargestellt. Verglichen werden jeweils die Energieeffizienz der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe bei konstanter Kälteleistung und Variation der Lufteintrittstemperatur in den Gaskühler bzw. Verflüssiger (Kapitel 8.3) sowie die jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen des exemplarischen Kühlfahrzeugs (Kapitel 8.4).

Ein Vergleich von Kältemitteln unter praxisrelevanten Bedingungen wurde im Rahmen dieses Projektes in (Möhlenkamp et al. 2014a) und (Möhlenkamp et al. 2014b) vorgestellt.

### 8.1 Kältebedarf eines Kühlfahrzeugs

Der Kühlaufbau eines Kühlfahrzeugs lässt sich durch Zwischenwände in mehrere Kammern mit verschiedenen Kühlraumtemperaturen unterteilen. Abbildung 37 zeigt ein Kühlfahrzeug mit zwei Kammern. Die äußeren Abmessungen und weitere geometrische Größen des angenommenen Kühlaufbaus sind in **Tabelle 12** aufgeführt. In Kammer 1 können 7 EURO-Paletten, in Kammer 2 können 14 EURO-Paletten transportiert werden.



**Abbildung 37:** Schematische Darstellung eines Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugs in der Draufsicht mit Aufteilung in zwei Kammern, eine für die Normalkühlung und eine für die Tiefkühlung und Lage der separaten Verdampfer VD 1 bis VD 3.

Für den Kühlaufbau wurden zwei Anwendungsfälle betrachtet:

- Eintemperatur-Kühlfahrzeug

In Kammer 1 und 2 ist die Kühlraumtemperatur  $T_{Kühl}$  gleich hoch. Es werden entweder Produkte der Normalkühlung oder der Tiefkühlung transportiert. Für diesen Fall ist keine Wand zwischen beiden Kammern vorhanden. Es wird angenommen, dass Tiefkühlprodukte bei einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  transportiert werden. Es wird angenommen, dass die Kühlraumtemperatur  $T_{Kühl}$  gleich der Lufteintrittstemperatur in die drei Verdampfer  $T_V$  ist.

- Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug

In Kammer 1 und 2 haben unterschiedliche Kühlraumtemperaturen. Es wird angenommen, dass in Kammer 1 Tiefkühlprodukte bei  $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$  und in Kammer 2 verderbliche Produkte bei  $T_{Kühl} = 0^{\circ}\text{C}$  gekühlt werden. Die Kühlraumtemperaturen werden auch hier gleich der Luft Eintrittstemperaturen in die Verdampfer angenommen.

**Tabelle 11: Übersicht der Auslegungsgrößen zur Berechnung der notwendigen Kälteleistung der Transportkälteanlage für das betrachtete Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr.**

Beschreibung	Einheit
Äußere Geometrie	$l = 8,6; b = 2,6; h = 2,6 \text{ m}$
Wandstärke Boden	$d_{\text{Boden}} = 0,100 \text{ m}$
Wandstärke Dach	$d_{\text{Dach}} = 0,080 \text{ m}$
Wandstärke Seitenwand	$d_{\text{Seite}} = 0,060 \text{ m}$
Wandstärke Tür	$d_{\text{Tür}} = 0,080 \text{ m}$
Wandstärke Front	$d_{\text{Front}} = 0,105 \text{ m}$
Verhältnis Tief-/Normalkühlung	1/2
Temperatur Normalkühlung	$T_{\text{I,Soll}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatur Tiefkühlung	$T_{\text{I,Soll}} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Wärmedurchgangskoeffizienten außen	$k_{\text{Außen}} = 0,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Wärmedurchgangskoeffizienten Zwischenwand	$k_{\text{Zwischenwand}} = 1,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Zuschlagsfaktor $C_1$	$C_1 = 2,4$
Zuschlagsfaktor $C_2$	$C_2 = 2$

Der Kältebedarf des Kühlaufbaus für den Verteilerverkehr und beide genannten Anwendungsfälle wurde auf der Basis der DIN 8959 (Norm DIN 8959) abgeschätzt. Die DIN 8959 bestimmt die erforderliche Kälteleistung einer Transportkälteanlage, die hier gleich dem Kältebedarf gesetzt wird. Die Formel der DIN 8959, die hier um den Faktor 1,3 erweitert ist (Gl. (14)), gilt nur für Eintemperatur-Kühlaufbauten.

Der erste Term der Gleichung beschreibt den Wärmetransport durch die Wand, der sich aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ , der Oberfläche  $S$  des Kühlaufbaus als geometrischem Mittel der äußeren und inneren Oberflächen und der Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Kühlraum ( $T_U - T_{Kühl, Soll}$ ) ergibt. Der zweite Term von Gl. (14) beschreibt den Wärmestrom bei Türöffnungen und ergibt sich aus dem Volumen des Kühlaufbaus  $V$  und der Enthalpiedifferenz zwischen Umgebungs- und Kühlraumluft  $\Delta h$  in  $\text{kJ}/\text{m}^3$ .

Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  sind Zuschlagsfaktoren, deren Höhe von der Anzahl der Auslieferungen pro Stunde und den durchschnittlichen Türöffnungszeiten abhängt.  $C_1$  und  $C_2$  wurden für eine durchschnittliche Belieferung von vier Kunden pro Stunde und eine Türöffnungszeit von 3 Minuten gewählt. Darüber hinaus ist nach Norm DIN 8959 die eingebrachte Wärmemenge während der Abtauzeiten bei unterbrochener Kühlleistung des Verdampfers zu berücksichtigen. Die Abtauzeit kann lt. DIN 8959 bis zu 30% der Gesamtkühlzeit betragen. In dieser Arbeit wird der Erhöhung der erforderlichen Kälteleistung für die Abtauzeiten mit dem Faktor 1,3 berücksichtigt, s. (Gl. (14)).

Die Kälteleistungen sind bei einer Umgebungstemperatur  $T_U = 30^\circ\text{C}$  und einer relativen Luftfeuchtigkeit  $\varphi = 0,6$  zu ermitteln (Norm DIN 8959).

$$\dot{Q}_{\text{Kühl}} = 1,3 \cdot C_2 \left[ k \cdot S \cdot (T_U - T_{\text{Kühl, Soll}}) + \frac{C_1 \cdot V \cdot \Delta h}{3,6} \right] \quad (14)$$

Eine Norm für die Auslegung der Kälteanlagen für Mehrtemperatur-Kühlkoffer existiert bislang nicht. Im Unterschied zum Eintemperatur-Kühlaufbau tritt ein zusätzlicher Wärmestrom durch die Zwischenwand  $\dot{Q}_{\text{Wand}} = k_{\text{Wand}} \cdot S_{\text{Wand}} \cdot (T_{\text{Kühl Kammer 2}} - T_{\text{Kühl Kammer 1}})$  auf, der den Kältebedarf für Kammer 1 erhöht und für Kammer 2 verringert. Exemplarisch ist der Kältebedarf für Kammer 1 in Gl. (15) aufgeführt.

$$\dot{Q}_{\text{Kammer 1}} = 1,3 C_2 \left[ k \cdot S_{\text{Kammer 1}} \cdot (T_U - T_{\text{Kühl, Soll}}) + \frac{C_1 \cdot V_{\text{Kammer 1}} \cdot \Delta h}{3,6} + \dot{Q}_{\text{Wand}} \right] \quad (15)$$

## 8.2 Auslegung des Kältemittelkreislaufs für die beiden Anwendungsfälle

Die Auslegung der Kältemittelkreisläufe für das exemplarische Kühlfahrzeug wurde für die beiden beschriebenen Anwendungsfälle als Ein- oder Zweitemperatur-Fahrzeug getrennt vorgenommen. Die Wahl der beiden Auslegungspunkte orientierte sich für beide Anwendungsfälle an den Kälteleistungen der beiden zweistufigen Referenzanlagen für R410A und R1270 und an dem Kältebedarf des im Abschnitt 8.1 definierten Kühlfahrzeugs.

Für beide Auslegungspunkte wurde eine Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{G \text{ ein}} = 30^\circ\text{C}$ , eine Überhitzung am inneren Wärmeübertrager IWÜT 1 von  $T_{\text{Super IWÜT 1}} = 10 \text{ K}$  und eine mittlere Verdichterdrehzahl von  $n = 1450 \text{ 1/min}$  angenommen. Weitere Randbedingungen für die Auslegungspunkte sind nachfolgend beschrieben.

### 8.2.1 Auslegung Eintemperatur-Kühlfahrzeug

In diesem Auslegungsfall stellt der zweistufige Kältekreislauf nur Kälte bei Niederdruck bereit, so dass der Mitteldruck bzw. das Hubvolumenverhältnis von Niederdruck (ND)- und Hochdruck (HD)-Verdichter bzw. ND- und HD-Stufe im Auslegungspunkt ein frei wählbarer Parameter ist.

Aufgrund der Charakteristiken der zweistufigen R410A- und R1270-Verdichter nimmt die Verdichtereffizienz der ND-Stufe mit zunehmendem Druckverhältnis (Mitteldruck/Niederdruck) stark ab. Daher wurden für beide Kältemittel kleine Druckverhältnisse in der ND-Stufe gewählt, daraus ergeben sich niedrige Mitteldrücke und niedrige Hubvolumenverhältnisse. Die Hubvolumenverhältnisse für die R410A- und R1270-Verdichter entsprechen denen für die Auslegung des Mehrtemperatur-Fahrzeuges (Kapitel 8.2.2), damit die Verdichter möglichst wenig außerhalb des von Messdaten abgesicherten Betriebsbereiches betrieben werden. Für die beiden einstufigen R744-Verdichter wurde ein optimaler Mitteldruck bei einem Hubkolbenverhältnis  $V_{\text{Hub ND}}/V_{\text{Hub HD}} = 1,43$  erreicht.

Die Hubvolumen der ND- und HD-Verdichterstufen werden so gewählt, dass bei einer Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer  $T_{V \text{ ein}} = -20^\circ\text{C}$  eine Gesamtkälteleistung von  $\dot{Q}_V = 15 \text{ kW}$  unter den in Abschnitt 8.2 genannten Randbedingungen vorliegt (siehe Tabelle 13).

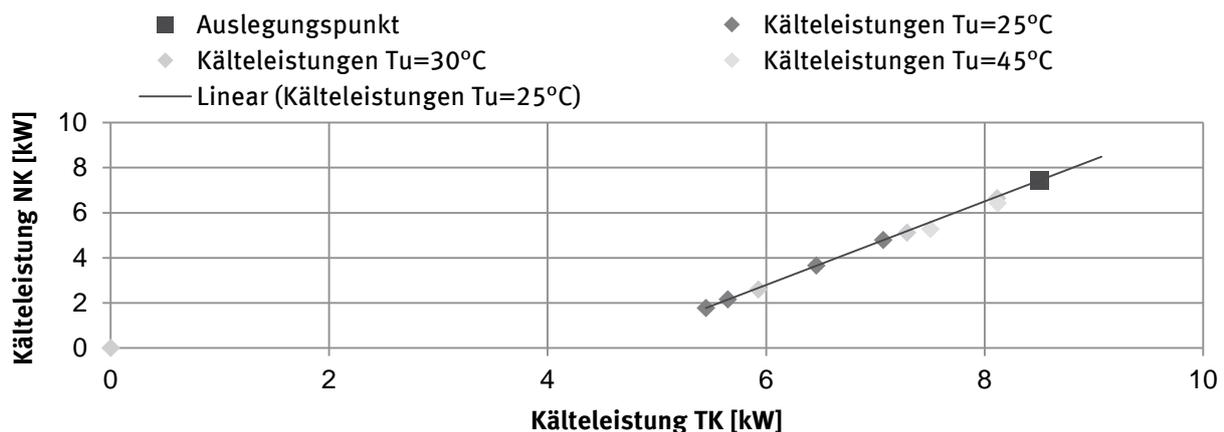
**Tabelle 12: Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt für die Bereitstellung von Kälte bei einem Druckniveau.**

Beschreibung				Einheit
Lufteintrittstemperatur Gaskühler bzw. Verflüssiger	$T_{G\ ein} = 30$			°C
Lufteintrittstemperatur Verdampfer	$T_{Kühl} = -20$			°C
Überhitzung innerer Wärmeübertrager IWÜT 1	$T_{Super\ IWÜT\ 1} = 10$			K
Verdichterdrehzahl	$n = 1450$			1/min
	R410A	R1270	R744	
Hubvolumen ND-Stufe	267	370	41,2	cm <sup>3</sup>
Hubvolumen HD-Stufe	302	410	28,9	cm <sup>3</sup>

### 8.2.2 Auslegung Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug

Für das exemplarische Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr (Definition siehe Kapitel 8.1) sind in Abbildung 38 die nach Gl. (15) berechneten Kälteleistungen für die Normal- und Tiefkühlung bei Umgebungstemperaturen von 25 bis 45°C und unterschiedlichen relativen Luftfeuchtigkeiten  $\varphi$  dargestellt. Wie Abbildung 38 zu entnehmen ist, liegen die erforderlichen Kälteleistungen für unterschiedliche Umgebungstemperaturen und Luftfeuchtigkeiten auf einer Geraden. Die im Auslegungspunkt definierten Kälteleistungen der Normal- und Tiefkühlung liegen auf dieser Geraden und betragen  $\dot{Q}_{V\ NK} = 7,47\text{ kW}$  und  $\dot{Q}_{V\ TK} = 8,50\text{ kW}$ .

In diesem Auslegungsfall wird Kälte gleichzeitig bei Mittel- und Niederdruck für die Normal- und Tiefkühlung bereitgestellt. Der Mitteldruck muss entsprechend niedrig gewählt werden. Für R410A und R1270 wurde am Verdampfer für die Normalkühlung (NK Verdampfer) eine Überhitzung von 10K gewählt, für R744 von 5K. Diese Maßnahme führt für R410A und R1270 zu einer Absenkung des Mitteldrucks und zu einer Verringerung des mittleren Wärmeübertragungskoeffizienten im NK-Verdampfer. Insgesamt steigt hierdurch die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ), was auf die R410A- und R1270-



**Abbildung 38: Kälteleistungen für das exemplarische Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr aus Kapitel 8.1 bei Variation der Umgebungstemperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit.**

**Tabelle 13: Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus.**

Beschreibung				Einheit
Lufteintrittstemperatur Gaskühler	$T_{G\ ein} = 30$			°C
Lufteintrittstemperatur NK-Verdampfer	$T_{Kühl,NK} = 0$			°C
Lufteintrittstemperatur NK-Verdampfer	$T_{Kühl,TK} = -20$			°C
Überhitzung innerer Wärmeübertrager IWÜT 1	$T_{Super\ IWÜT\ 1} = 10$			K
Verdichterdrehzahl	$n = 1450$			1/min
	R410A	R1270	R744	
Hubvolumen ND-Stufe	247,0	356,7	27,9	cm <sup>3</sup>
Hubvolumen HD-Stufe	279,6	395,3	38,3	cm <sup>3</sup>
Überhitzung NK-Verdampfer	10	10	5	K

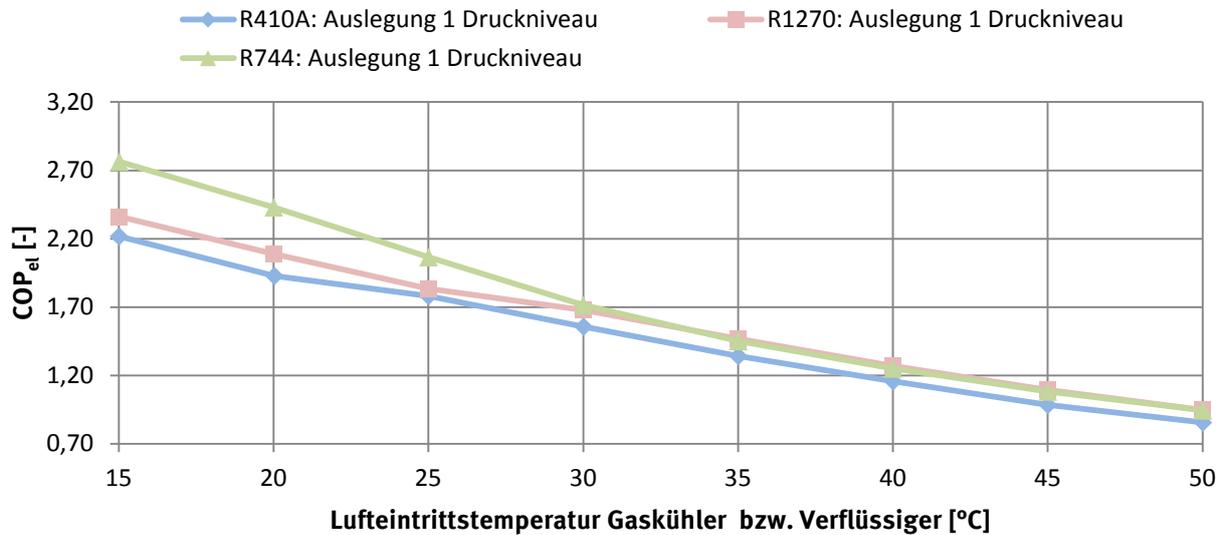
Verdichtercharakteristiken zurückzuführen ist. Beispielsweise kann für R1270 mit dieser Maßnahme eine Effizienzsteigerung von etwa 20% im Auslegungspunkt durch Vergrößerung der NK-Überhitzung von 5 auf 10K erreicht werden. Die Hubvolumen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe werden so gewählt, dass die genannten Kälteleistungen erbracht werden. Eine Zusammenfassung der Randbedingungen im Auslegungspunkt und der Hubvolumina ist in Tabelle 14 aufgeführt.

### 8.3 Vergleich der Energieeffizienz der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe

Die Energieeffizienz der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe, ausgedrückt durch den  $COP_{el}$  nach Gl. (7), wurde für die beiden Anwendungsfälle Eintemperatur-Kühlfahrzeug und Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug verglichen.

Für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit einer einheitlichen Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$  ist der  $COP_{el}$  für eine konstante Gesamtkälteleistung aller drei Verdampfer von  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$  in Abbildung 39 als Funktion der Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger dargestellt. Ergänzende Simulationsergebnisse sind in Tabelle 15 zusammengestellt. Für Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{G\ ein} \leq 30^{\circ}\text{C}$  werden die höchsten Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) mit dem R744-Kältemittelkreislauf erreicht. Für  $T_{G\ ein} > 30^{\circ}\text{C}$  erreicht der R1270-Kältemittelkreislauf die höchsten  $COP_{el}$ . Sowohl der R1270- als auch der R744-Kältemittelkreislauf erreichen für alle untersuchten Lufteintrittstemperaturen in den Gaskühler bzw. Verflüssiger höhere  $COP_{el}$  als der R410A-Kältemittelkreislauf.

Der R1270- und der R744-Kältemittelkreislauf erreichen im Vergleich zu dem R410A-Kreislauf höhere mittlere effektive isentrope Verdichterwirkungsgrade (mittlerer  $\lambda_{eff\ isen}$ ). Der mittlere  $\lambda_{eff\ isen}$  beschreibt die mit der Leistungsaufnahme gewichteten effektiven isentropen Verdichterwirkungsgrade von Niederdruck (ND)- und Hochdruck (HD)-Stufe bzw. ND- und HD-Verdichter (siehe Tabelle 15).

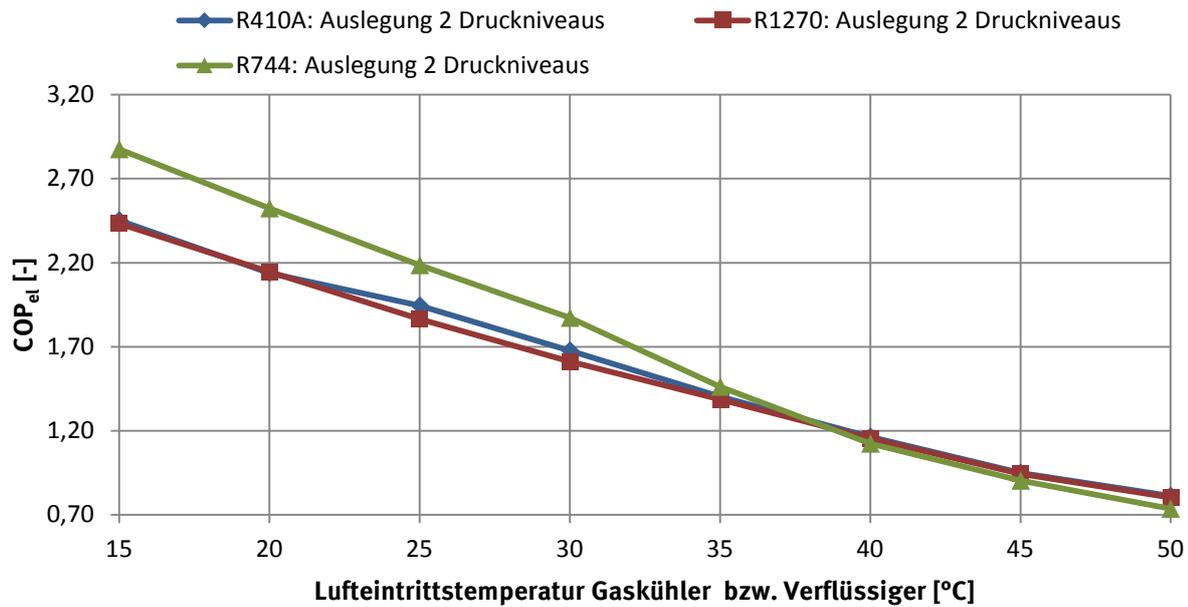


**Abbildung 39: Vergleich der simulierten zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit einer Kühlraumtemperatur  $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$  und einer konstanten Gesamtkälteleistung  $\dot{Q}_V$  von 15kW.**

Gegenüber R410A ist der mittlere  $\lambda_{eff\ isen}$  für R1270 um 3 bis 5 %-Punkte höher, für R744 um 15 bis 19%-Punkte. Zu erklären sind diese Abweichungen durch unterschiedliche Verdichtercharakteristiken sowie niedrigere Druckverhältnisse gegenüber R410A, was insbesondere für R744 gilt. Der mittlere Motorwirkungsgrad  $\eta_{Motor}$  ist für alle drei Kältemittel etwa gleich.

Die Leistungszahl ( $COP_{el}$ ) für das Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit zwei unterschiedlichen Kühlraumtemperaturen von  $T_{Kühl} = 0^{\circ}\text{C}$  für die Normkühlung und  $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$  für die Tiefkühlung ist in Abbildung 40 in Abhängigkeit von den Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger aufgetragen. Die Kälteleistungen sind konstant und betragen  $\dot{Q}_{V\ TK} = 8\text{ kW}$  in der Tiefkühlung und  $\dot{Q}_{V\ NK} = 6,5\text{ kW}$  in der Normkühlung. Diese Werte geben etwa die maximal erforderlichen Kälteleistungen im Modell bei Umgebungstemperaturen von  $T_U = 30$  und  $T_U = 45^{\circ}\text{C}$  an. Weitere Simulationsgrößen sind in Tabelle 16 zusammengestellt.

Für Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{G\ ein} \leq 35^{\circ}\text{C}$  erreicht der R744-Kältemittelkreislauf die höchsten Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) und bei  $T_{G\ ein} > 35^{\circ}\text{C}$  den geringsten  $COP_{el}$  gegenüber R410A und R1270. Die Effizienzen des R410A- und des R1270-Kältemittelkreislaufes sind nahezu über den gesamten Temperaturbereich gleich. Die mittleren effektiven isentropen Wirkungsgrade für den R410A- und R1270-Kältemittelkreislauf nahezu gleich. Deutliche Abweichungen gibt es bei R744, hier ist der mittlere effektive isentrope Wirkungsgrad um 9 bis 16%-Punkte höher als für R410A.



**Abbildung 40:** Vergleich der simulierten zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für die Normal- und Tiefkühlung für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit Kühlraumtemperaturen von  $T_{KühlNK} = 0^{\circ}\text{C}$  und  $T_{KühlTK} = -20^{\circ}\text{C}$ . In der Normalkühlung wird eine Kälteleistung von  $\dot{Q}_{V NK} = 6,5 \text{ kW}$  und in der Tiefkühlung von  $\dot{Q}_{V TK} = 8,0 \text{ kW}$  bereitgestellt.

Wie Abbildung 39 und Abbildung 40 zeigen, ist eine energetische Bewertung der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe entscheidend von der Luft eintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger abhängig. Daher wird in Kapitel 8.4 eine Bewertung auf der Basis der jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen durchgeführt.

**Tabelle 14: Detailangaben zu den Simulationsergebnissen aus Abbildung 39.**

Kälte- mittel	$COP_{el}$ [-]	$T_{Kühl}$ [°C]	$T_{Gein}$ [°C]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$n$ [1/min]	mittlerer $\lambda_{eff isen}$ [-]	mittlerer $\lambda_{Motor}$ [-]
R410A	2,22	-20	15	15,00	1409	0,64	0,90
	1,93	-20	20	15,00	1447	0,63	0,90
	1,78	-20	25	15,00	1410	0,63	0,91
	1,56	-20	30	15,00	1449	0,61	0,90
	1,34	-20	35	15,00	1494	0,59	0,88
	1,16	-20	40	15,00	1544	0,57	0,86
	0,98	-20	45	15,00	1604	0,54	0,84
	0,86	-20	50	15,00	1666	0,52	0,83
R1270A	2,36	-20	15	15,00	1386	0,68	0,90
	2,09	-20	20	15,00	1421	0,67	0,90
	1,84	-20	25	15,00	1470	0,66	0,89
	1,68	-20	30	15,00	1450	0,66	0,90
	1,47	-20	35	15,00	1497	0,64	0,88
	1,27	-20	40	15,00	1551	0,61	0,87
	1,09	-20	45	15,00	1607	0,59	0,85
	0,95	-20	50	15,00	1674	0,57	0,84
R744A	2,76	-20	15	15,00	1274	0,81	0,93
	2,43	-20	20	15,00	1308	0,81	0,93
	2,06	-20	25	15,00	1359	0,80	0,92
	1,72	-20	30	15,00	1422	0,76	0,89
	1,45	-20	35	15,00	1485	0,74	0,87
	1,25	-20	40	15,00	1546	0,72	0,86
	1,08	-20	45	15,00	1608	0,70	0,85
	0,94	-20	50	15,00	1672	0,69	0,84

**Tabelle 15: Detailangaben zu den Simulationsergebnissen aus Abbildung 40.**

Kälte- mittel	$COP_{el}$	$T_{KühlTK}$	$T_{KühlNK}$	$T_{Gein}$	$\dot{Q}_{VTK}$	$\dot{Q}_{V NK}$	$n$	mittlere $\lambda_{eff isen}$	mittlere $\lambda_{Motor}$
	[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[1/min]	[-]	[-]
R410A	2,45	-20	0	15	8,00	6,50	1202	0,66	0,93
	2,14	-20	0	20	8,00	6,50	1247	0,65	0,93
	1,95	-20	0	25	8,00	6,50	1224	0,64	0,94
	1,68	-20	0	30	8,00	6,50	1280	0,62	0,93
	1,40	-20	0	35	8,00	6,50	1389	0,58	0,91
	1,16	-20	0	40	8,00	6,50	1514	0,55	0,87
	0,95	-20	0	45	8,00	6,50	1677	0,51	0,84
	0,81	-20	0	50	8,00	6,50	1816	0,49	0,83
R1270A	2,43	-20	0	15	8,00	6,50	1144	0,64	0,94
	2,15	-20	0	20	8,00	6,50	1188	0,64	0,94
	1,87	-20	0	25	8,00	6,50	1237	0,62	0,94
	1,61	-20	0	30	8,00	6,50	1236	0,59	0,94
	1,39	-20	0	35	8,00	6,50	1335	0,57	0,92
	1,15	-20	0	40	8,00	6,50	1447	0,54	0,89
	0,94	-20	0	45	8,00	6,50	1580	0,50	0,85
	0,80	-20	0	50	8,00	6,50	1698	0,48	0,83
R744A	2,88	-20	0	15	8,00	6,50	1161	0,79	0,92
	2,52	-20	0	20	8,00	6,50	1198	0,79	0,93
	2,18	-20	0	25	8,00	6,50	1244	0,78	0,93
	1,87	-20	0	30	8,00	6,50	1309	0,77	0,93
	1,46	-20	0	35	8,00	6,50	1417	0,71	0,88
	1,12	-20	0	40	8,00	6,50	1648	0,65	0,83
	0,90	-20	0	45	8,00	6,50	1910	0,62	0,82
	0,74	-20	0	50	8,00	6,50	2203	0,59	0,81

## 8.4 Vergleich der R410A-, R1270- und R744 Kältemittelkreisläufe auf der Basis von CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen

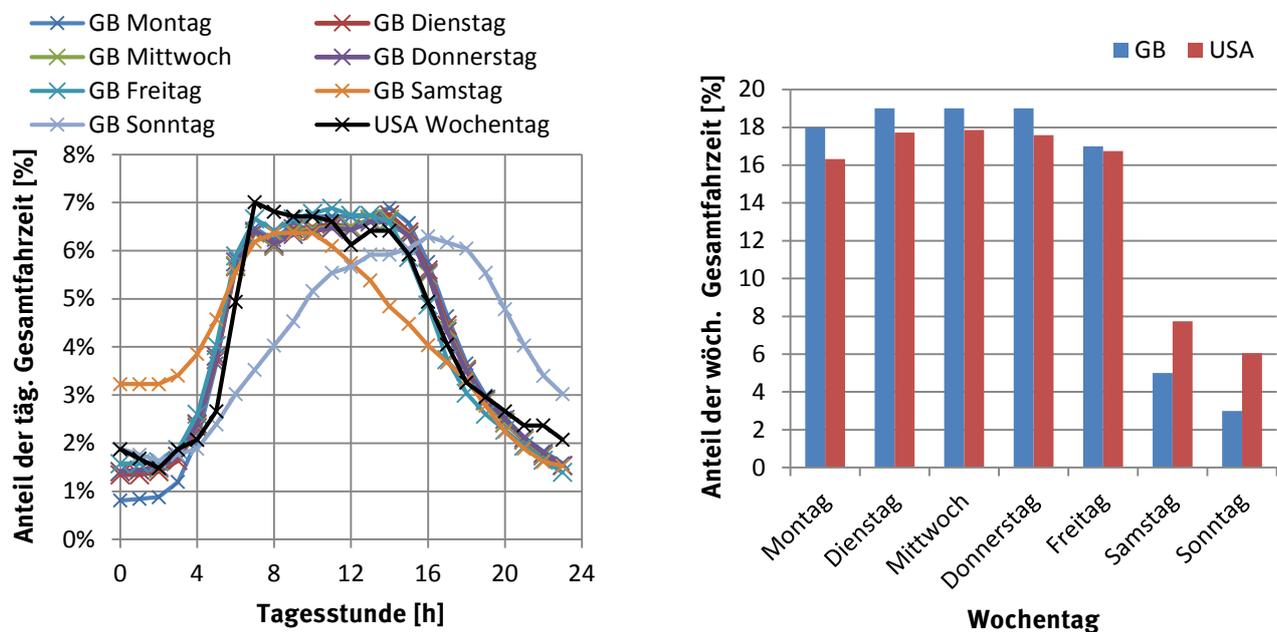
Für das exemplarische Kühlfahrzeug, das in Kapitel 8.1 beschrieben wurde, wurden die jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für den Betrieb im Verteilerverkehr in Deutschland, Spanien und den USA berechnet. Für die Berechnung der jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Emissionen wurden die direkten und die indirekten Emissionen herangezogen. Die indirekten Emissionen ergeben sich aus dem Betrieb der Transportkälteanlage. Die dabei im Jahr aufzuwendende Energie wird über die Lkw-Einsatzzeiten, die Klimabedingungen und die durchschnittlichen Betriebszeiten der Transportkälteanlage abgeschätzt.

Die Ermittlung der Klimabedingungen für Lkw orientiert sich an der Arbeit von (Strupp und Lemke 2010), der diese für Pkw ermittelte. Dieser Ansatz wird in einer Abschlussarbeit am Institut von Herrn Vieth (Vieth 2012) auf die Transportkühlung übertragen, der nachfolgend wiedergegeben wird.

### 8.4.1 Lkw-Einsatzzeiten

Statistische Untersuchungen zum Einsatz von Lkw in Abhängigkeit der Tageszeit sind für Großbritannien und die USA in (Department of Transport 2010) bzw. (U.S. Department of Transportation 2013) in stündlicher Auflösung veröffentlicht.

Abbildung 41 zeigt links den Anteil der täglichen Gesamtfahrzeiten von Lkw in Großbritannien (Heavy Good Vehicle) und den USA (business day truck) über den Tagesgang. Über den Tagesgang betragen die kumulierten Werte jeweils 100%. Der Tagesgang ist für Großbritannien für jeden Wochen-



**Abbildung 41:** Einsatzzeiten von Lkw in Großbritannien und den USA. Links: Prozentualer Anteil der täglichen Gesamtfahrzeit; rechts: Prozentualer Anteil an wöchentlicher Gesamtfahrzeit. Daten Großbritannien: (Department of Transport 2010), (Mena und Stevens 2010); Daten USA: (Hallenbeck et al. 1997).

tag veröffentlicht. An Arbeitstagen (Montag bis Freitag) ist ein deutlicher Verkehrsanstieg zwischen 5 und 16 Uhr zu erkennen. Am Wochenende verschiebt sich der Verkehrsanstieg samstags zu früheren bzw. sonntags zu späteren Stunden. Für die USA ist ein Tagesgang für einen typischen Wochentag gegeben. Die Abweichungen gegenüber Großbritannien für die fünf Arbeitstage (Montag bis Freitag) sind minimal.

Abbildung 41 zeigt rechts den Anteil der wöchentlichen Gesamtfahrzeit für jeden Wochentag. An allen Arbeitstagen ist die Einsatzzeit von Lkw ähnlich hoch, an Wochenenden deutlich niedriger. Hierbei zeigen sich gewisse Unterschiede zwischen Großbritannien und den USA. Für Großbritannien sind die Einsatzzeiten an allen fünf Arbeitstagen etwas höher als in den USA, am Samstag und Sonntag zeigt sich ein entgegengesetztes Bild. Die beschriebenen Abweichungen sind evtl. auf ein eingeschränktes Wochenendfahrverbot für Lkw in Großbritannien zurück zu führen (Vieth 2012).

Die Lkw-Einsatzzeiten aus Großbritannien und den USA ähnelt sich stark. Im Folgenden werden für die betrachteten Länder Deutschland, Spanien und die USA die Lkw-Einsatzzeiten aus den vorgestellten Daten abgeleitet. Für Deutschland und Spanien werden die Einsatzzeiten aus Großbritannien gewählt. Für die USA werden die dortigen Einsatzzeiten gewählt. Allein für Samstag und Sonntag ist der Anteil der täglichen Gesamtfahrzeiten unbekannt, weshalb für beide Tage das Verhalten aus Großbritannien zurückgegriffen wird.

#### 8.4.2 Gewichtete Klimabedingungen beim Lkw-Einsatz

Die statistische Häufigkeit bestimmter Klimabedingungen für Lkw wird für die Umgebungstemperatur  $T_U$  und die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  dargestellt. Beide Größen werden für die Berechnung des Kältebedarfs für Kühlfahrzeuge nach DIN 8959 (Kapitel 8.1) benötigt.

Zur Erstellung der gewichteten Klimabedingungen beim Lkw-Einsatz wurden Klimadaten, Lkw-Einsatzzeiten und die Verkehrsdichte von Lkw kombiniert. Im ersten Schritt wurden die Klimadaten der betrachteten Länder mit den Lkw-Einsatzzeiten (siehe Kapitel 8.4.1) gewichtet. Durch das höhere Verkehrsaufkommen wird das Tagesklima stärker berücksichtigt. In einem weiteren Schritt wurde die geographische Verkehrsdichte von Lkw erfasst, wozu die Bevölkerungsdichte herangezogen wurde. Als Gesamtergebnis wurden Aussagen zu dem prozentualen Auftreten von Klimabedingungen pro Jahr für einen im Betrieb befindlichen Lkw generiert.

Zur Berechnung wurden Klimadaten von METEONORM für die Länder Deutschland, Spanien und die USA und Daten zur Bevölkerungsdichte von EUROSTAT (Deutschland und Spanien) und dem U.S. Census Bureau für die USA herangezogen. Das prozentuale Auftreten der Umgebungstemperatur  $T_U$  und der relativen Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  für im Betrieb befindliche Lkw ist in Tabelle 17 für die drei Länder zusammengestellt. Der durchschnittliche Lkw-Fahrer in Deutschland wird Umgebungstemperaturen über  $30^\circ\text{C}$  für 0,12% der durchschnittlichen Fahrzeit erfahren. Den durchschnittlichen Lkw-Fahrer in Spanien erwarten Umgebungstemperaturen über  $T_U = 30^\circ\text{C}$  für 3,9% in den USA für 5,7% der Fahrzeit.

#### 8.4.3 Durchschnitte Betriebszeiten von Transportkälteanlagen

Pro Woche wurde eine durchschnittliche Betriebszeit der Transportkälteanlagen von 2324 Minuten angenommen, wobei Arbeitszeiten der Lkw-Fahrer, gesetzliche Ruhepausen, Leerfahrten und Abschaltungen der Transportkälteanlage während Auslieferungen berücksichtigt sind.

Leerfahrten und Abschaltungen reduzieren die durchschnittliche Betriebszeit der Transportkälteanlage. Die durchschnittliche Arbeitszeit von Lkw-Fahrern beträgt 62h pro Woche, wobei Lenkzeiten

**Tabelle 16: Prozentuales Auftreten von Klimabedingungen gewichtet mit dem Lkw-Fahrverhalten in Deutschland (oben), Spanien (Mitte) und den USA (unten), (Umgebungstemperatur [°C] über der relativen Luftfeuchtigkeit  $\phi$  [%]).**

$\phi$ [%]	-35- -30	-30- -25	-25- -20	-20- -15	-15- -10	-10- -5	-5- 0	0- 5	5- 10	10- 15	15- 20	20- 25	25- 30	30- 35	35- 40	40- 45	[°C]
0-20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.017	0.083	0.05	0.049	0.007	0	0	[%]
20-40	0	0	0	0	0	0	0	0.038	0.522	1.781	3.056	3.642	1.522	0.099	0	0	[%]
40-60	0	0	0	0	0	0.01	0.275	1.88	4.258	6.232	7.208	4.421	0.739	0.009	0	0	[%]
60-80	0	0	0	0	0.044	0.73	4.022	8.08	10.92	9.115	6.182	1.703	0.046	0	0	0	[%]
80-100	0	0	0	0.003	0.245	1.348	4.758	6.655	5.72	3.111	1.311	0.099	0	0	0	0	[%]

$\phi$ [%]	-35- -30	-30- -25	-25- -20	-20- -15	-15- -10	-10- -5	-5- 0	0- 5	5- 10	10- 15	15- 20	20- 25	25- 30	30- 35	35- 40	40- 45	[°C]
0-20	0	0	0	0	0	0	0	0	0.001	0.087	0.463	0.817	1.471	1.612	0.344	0	[%]
20-40	0	0	0	0	0	0	0	0.038	0.723	3.254	5.473	5.747	4.929	1.649	0.118	0	[%]
40-60	0	0	0	0	0	0	0.032	0.951	4.683	8.365	8.541	6.671	2.277	0.179	0	0	[%]
60-80	0	0	0	0	0	0.008	0.457	3.82	8.603	9.016	6.708	2.844	0.281	0.003	0	0	[%]
80-100	0	0	0	0	0	0.01	0.36	1.995	3.514	2.589	1.131	0.234	0.001	0	0	0	[%]

$\phi$ [%]	-35- -30	-30- -25	-25- -20	-20- -15	-15- -10	-10- -5	-5- 0	0- 5	5- 10	10- 15	15- 20	20- 25	25- 30	30- 35	35- 40	40- 45	[°C]
0-20	0	0	0	0	0	0	0.003	0.053	0.197	0.573	0.952	1.08	1.127	0.818	0.392	0.099	[%]
20-40	0	0	0	0	0.007	0.05	0.285	1.205	2.509	3.504	4.082	4.085	3.528	1.664	0.222	0	[%]
40-60	0	0	0.002	0.027	0.122	0.556	1.653	3.065	3.916	4.458	4.775	5.564	5.613	2.083	0.04	0	[%]
60-80	0	0.002	0.022	0.11	0.452	1.309	2.637	3.92	4.645	4.841	5.034	5.308	3.222	0.333	0	0	[%]
80-100	0.001	0.006	0.029	0.109	0.289	0.567	0.938	1.299	1.462	1.507	1.612	1.526	0.48	0	0	0	[%]

und Zeiten für Be- und Entladung enthalten sind (Glöckner 2010). Des Weiteren wird eine Ruhepause von 45min. angenommen, die auf Basis der Verordnung (EG) Nr. 561/2006 nach einer Lenkdauer von 4,5h zu nehmen ist. Leerfahrten werden für Großbritannien mit 27,4% aller Lkw-Fahrten abgeschätzt (Allen et al. 2010), während dieser Zeit wird der Transportbehälter nicht gekühlt. Bei der Auslieferung von Ware ist die Transportkälteanlage in der Regel ausgeschaltet. Wie bereits in Kapitel 8.1 erwähnt, wird eine durchschnittliche Belieferung von 4 Kunden pro Stunde und eine Türöffnungszeit von drei Minuten angenommen.

#### 8.4.4 Energieverbrauch der Transportkälteanlagen

Der Kältebedarf des Kühlfahrzeugs wurde mit den Formeln aus Kapitel 8.1 und den gewichteten Klimabedingungen für Lkw aus Kapitel 8.4.2. berechnet. Die Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G\text{ ein}}$  ist in der Praxis wegen Luftzirkulationen und anderen Wärmequellen häufig höher als die Umgebungstemperatur  $T_U$ . Dieser Effekt wurde mit einer Temperaturerhöhung um 5 K ( $T_{G\text{ ein}} = T_U + 5\text{K}$ ) berücksichtigt. Die Kälte für das Ein- bzw. Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug wird jeweils mit den zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufen bereitgestellt, evtl. Heizprozesse durch Abtauungen der Verdampfer oder Erwärmen des Kühlaufbaus im Winter bei  $T_U < T_{\text{Kühl}}$  wurden nicht berücksichtigt. Der jährliche durchschnittliche elektrische Energieverbrauch der Kältemittelkreisläufe wurde mit den Betriebszeiten aus Abschnitt 8.4.3 berechnet. Der elektrische Energieverbrauch bezieht sich nur auf die Kühlanwendung und erfasst keine Hilfsaggregate wie beispielsweise Ventilatoren.

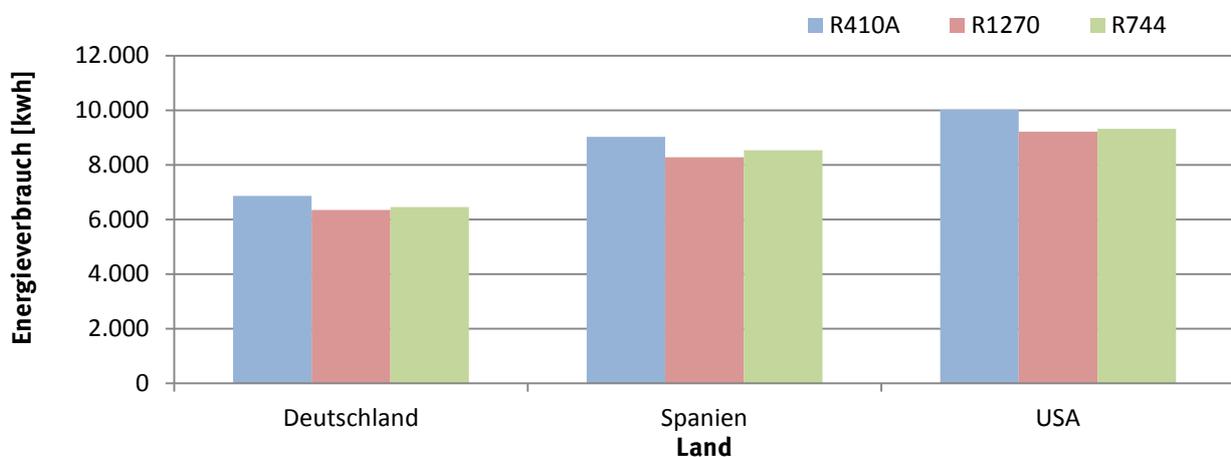
Im Folgenden wird der jährliche Energieverbrauch der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für die beiden Anwendungsfälle betrachtet.

### Eintemperatur-Kühlfahrzeug

Die erforderlichen Kälteleistungen wurden entweder durch den zweistufigen R410A-, R1270- oder R744-Kältemittelkreislauf erbracht, alle Kreisläufe sind für die Bereitstellung von Kälte

bei Niederdruck ausgelegt (siehe Kapitel 8.2.1). Die Kältemittelkreisläufe wurden durch Regelung der Verdichterdrehzahl mit einer Minimaldrehzahl von 1000 1/min an den Kältebedarf des Kühlfahrzeugs angepasst. Bei geringeren Kälteleistungen wird der Verdichter getaktet.

Der Kältebedarf kann mit R744 in allen Betriebspunkten von der Kälteanlage bereitgestellt werden, mit R410A und R1270 kann der Kältebedarf für Umgebungstemperaturen zwischen  $35^{\circ}\text{C} < T_U < 40^{\circ}\text{C}$  und für relative Luftfeuchtigkeiten zwischen  $40\% < \varphi < 60\%$  nicht vollständig von der Kälteanlage erbracht werden. Die Verdichterhubvolumina sind hier etwas zu klein gewählt. Der jährliche elektrische Energieverbrauch der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug ist in Abbildung 42 für die drei Länder dargestellt. Der jährliche elektrische Energieverbrauch hängt erwartungsgemäß von den klimatischen Bedingungen ab und ist in Deutschland am geringsten und in den USA am höchsten. Für alle drei betrachteten Länder ist der Energieverbrauch unter den in der Berechnung getroffenen Annahmen mit dem zweistufigen R410A-Kältemittelkreislauf am höchsten, am niedrigsten für den R1270-Kältemittelkreislauf. Die Unterschiede zwischen R1270 und R744 sind für alle drei Länder minimal. R1270 erreicht gegenüber R410A und R744 bei geringen Luftfeuchtigkeiten (bei denen geringere Kälteleistungen nötig sind) höhere Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ), woraus sich ein insgesamt geringerer Energieverbrauch ergibt.



**Abbildung 42:** Jährlicher elektrischer Energieverbrauch der zweistufigen Transportkälteanlage mit R410A, R1270 und R744 für das exemplarische Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Der Energieverbrauch bezieht sich nur auf die Kühlung und erfasst keine Hilfsaggregate.

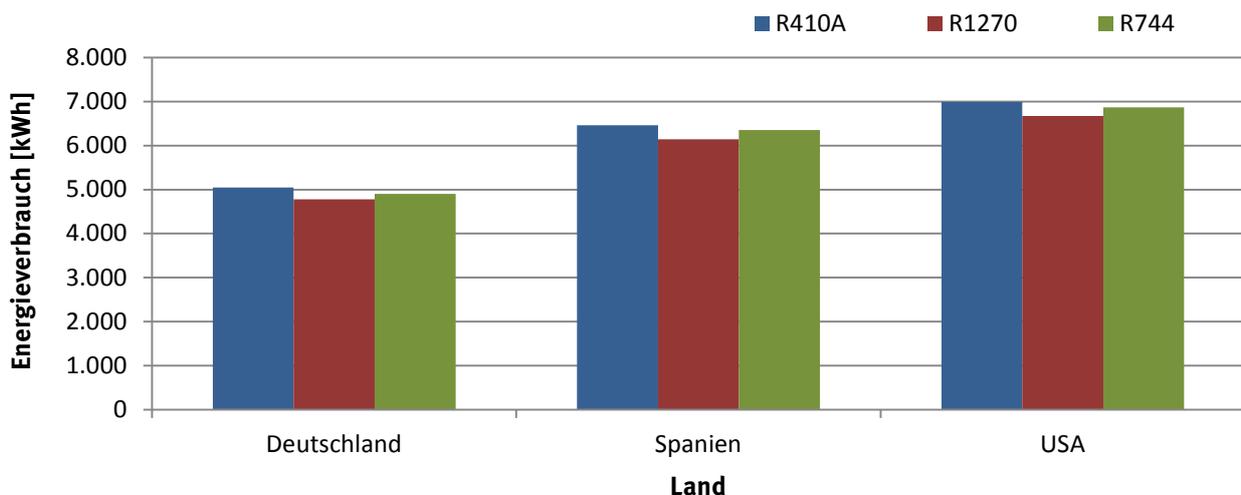
### Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug

Die Kälteleistungen für die Normalkühlung (NK) in Kammer 2 und Tiefkühlung (TK) in Kammer 1 des Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugs werden hier für jedes Kältemittel mit einem zweistufigen Kältemittelkreislauf erzeugt, wie er in Kapitel 8.2.2 beschrieben ist. Die Kälteleistung der Normalkühlung wird wahlweise durch Regelung der Überhitzung am NK-Verdampfer oder der Überhitzung am inne-

ren Wärmeübertrager IWÜT 1 an den Kältebedarf angepasst. Die Regelungsstrategie orientiert sich an der maximalen Energieeffizienz, wobei die minimalen Überhitzungen am IWÜT 1 10K, am NK-Verdampfer für R410A und R1270 10K und 5K für R744 (siehe Kapitel 8.2.2) betragen. Die TK-Kälteleistung wird über die Verdichterdrehzahl mit einer minimalen Drehzahl von 1000 1/min geregelt. Bei geringeren Kälteleistungen wird der Verdichter getaktet. Für Umgebungstemperaturen  $T_U < 13^\circ\text{C}$  ist eine Aufheizung von Kammer 2 mit  $T_{Kühl} = 0^\circ\text{C}$  (Normalkühlung) aufgrund des Wärmestroms  $\dot{Q}_{wand}$  erforderlich, die im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet wird. Für  $T_U < 13^\circ\text{C}$  wird für Kammer 2 eine Kälteleistung von  $\dot{Q}_{NK-Verd} = 0 \text{ W}$  angenommen und die Transportkälteanlage stellt nur noch Kälte für Kammer 1 (Tiefkühlung) bereit.

Der Kältebedarf des exemplarischen Kühlfahrzeugs kann in allen Betriebspunkten durch alle drei zweistufigen Kältemittelkreisläufe erbracht werden. Der jährliche elektrische Energieverbrauch für das Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit den unterschiedlichen Kältemitteln ist in Abbildung 43 dargestellt.

Der Verbrauch ist erwartungsgemäß abhängig von den klimatischen Bedingungen, so dass der Verbrauch in Deutschland erneut am geringsten und in den USA am höchsten ist. Für alle drei betrachteten Länder ist der Energieverbrauch mit dem zweistufigen R410A-Kältemittelkreislauf am höchsten und mit dem R1270-Kältemittelkreislauf am niedrigsten. Hierbei nehmen die Differenzen von R1270 und R744 gegenüber R410A bei wärmeren klimatischen Bedingungen ab. R1270 erreicht gegenüber R410A und R744 bei geringen Luftfeuchtigkeiten (bei denen geringere Kälteleistungen nötig sind) höhere Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ), woraus sich ein insgesamt geringerer Energieverbrauch ergibt.



**Abbildung 43:** Jährlicher elektrischer Energieverbrauch der zweistufigen Transportkälteanlagen mit R410A, R1270 und R744 für das exemplarische Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Der Energieverbrauch bezieht sich nur auf die Kühlung und erfasst keine Hilfsaggregate.

#### 8.4.5 Klimawirksame Emissionen der Transportkälteanlage pro Jahr

Die Klimawirksamkeit von Kälteanlagen kann mit Hilfe des TEWI (Total Equivalent Warming Impact - gesamt äquivalenter Treibhausbeitrag) beschrieben werden. Der TEWI kann nach DIN EN 378-1 (Entwurf DIN EN 378-1) berechnet werden (Gl. (16)). Der erste Term auf der rechten Seite gibt die Emission durch kontinuierliche Kältemittel-Leckagen und der zweite Term die Leckage durch Rückgewinnung des Kältemittels bei der Entsorgung der Transportkälteanlage an. Beide Terme ergeben zusammen die sogenannten direkten Emissionen der Transportkälteanlage. Der dritte Term be-

schreibt indirekte Emissionen der Transportkälteanlage und ergibt sich aus der zum Betrieb der Anlage benötigten Energie. Die jährlichen Emissionen berechnen sich, indem Gl. (16) durch die Betriebszeit der Anlage  $n$  (in Jahren) geteilt wird.

$$TEWI = GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{Recovery}) + E_a \cdot \beta \cdot n \quad (16)$$

Die zweistufige Transportkälteanlage wird mit elektrischer Energie betrieben, deren Stromversorgung über einen separaten Generator am Verbrennungsmotor des Kühlfahrzeugs erbracht wird. Die Ausgestaltung der Antriebseinheit einer Transportkälteanlage hat Einfluss auf die Leckagerate am Kompressor und auf den Energieverbrauch der Anlage und damit auf den TEWI.

### Direkte Emissionen der Transportkälteanlage

Die Höhe der Kältemittel-Leckage  $L = l \cdot m$  ergibt sich aus der jährlichen Leckagerate  $l$  und der Kältemittelfüllmenge  $m$ . Für das deutsche Treibhausgasinventar wurde für das Jahr 2012 die durchschnittliche HFKW-Emission aus Kälteaggregaten in der Betriebsphase von Kühlfahrzeugen mit einer zulässigen Gesamtmasse von 5-22 Tonnen mit 15 % ermittelt (vgl. (Strogies und Gniffke 2014) S. 352). Für elektrisch betriebene Transportkälteanlagen wird in (Burke und Grosskopf 2011) eine jährliche Leckagerate von 5% für neuere bis 10% für ältere Transportkälteanlagen angenommen. (Clodic und Barrault 2011) nehmen für elektrisch betriebene Transportkälteanlagen eine Leckagerate von 15% für das Jahr 2006 und 10% für das Jahr 2030 an (vgl. Tabelle B2.3 (Clodic und Barrault 2011)). Bezogen auf das Jahr 2014 ergibt sich nach (Clodic und Barrault 2011) eine Leckagerate von 13,3%. Die genannten Leckageraten beziehen sich jeweils auf die Kältemittelfüllmenge, die für mittlere Lkws jeweils in (Burke und Grosskopf 2011) und (Tassou und De-Lille 2009) mit 5kg abgeschätzt wird. Die Leckagerate durch Kältemittelrückgewinnung bei der Entsorgung von Transportkälteanlagen wird in (Schwarz et al. 2010) und (Strogies und Gniffke 2014) mit 30% ( $1 - \alpha_{Recovery} = 0,3$ ) und in (Cowand et al. 2011) mit  $1 - \alpha_{Recovery} = 0,5$  für das Jahr 2006 bzw.  $1 - \alpha_{Recovery} = 0,2$  für 2030 angegeben. Für das Jahr 2014 ergibt sich nach (Cowand et al. 2011) eine Leckagerate von  $1 - \alpha_{Recovery} = 0,4$ . Beide Literaturquellen nennen eine Lebensdauer von 10 Jahren für Transportkälteanlagen. Mit dem Treibhauspotenzial von R410A, R1270 und R744 aus (Forster et al. 2007), der Leckagerate  $l = 13,33\%$  für elektrisch betriebene Anlagen und  $1 - \alpha_{Recovery} = 0,4$  ergeben sich die in Tabelle 18 aufgeführten direkten jährlichen Emissionen.

**Tabelle 17: Jährliche direkte Emissionen der Transportkälteanlage bei einer Kältemittel-Leckagerate von 13,3 % und einer Rückgewinnungsrate von 60%.**

Beschreibung	Einheit	Kältemittel		
		R410A	R1270	R744
GWP <sub>100</sub>	[kg CO <sub>2</sub> -Äquivalent/ kg Kältemittel]	2088	3	1
Direkte Emissionen	[kg CO <sub>2</sub> -Äquivalent/ Jahr]	1806	2,6	0,9

### Indirekte Emissionen der Transportkälteanlage

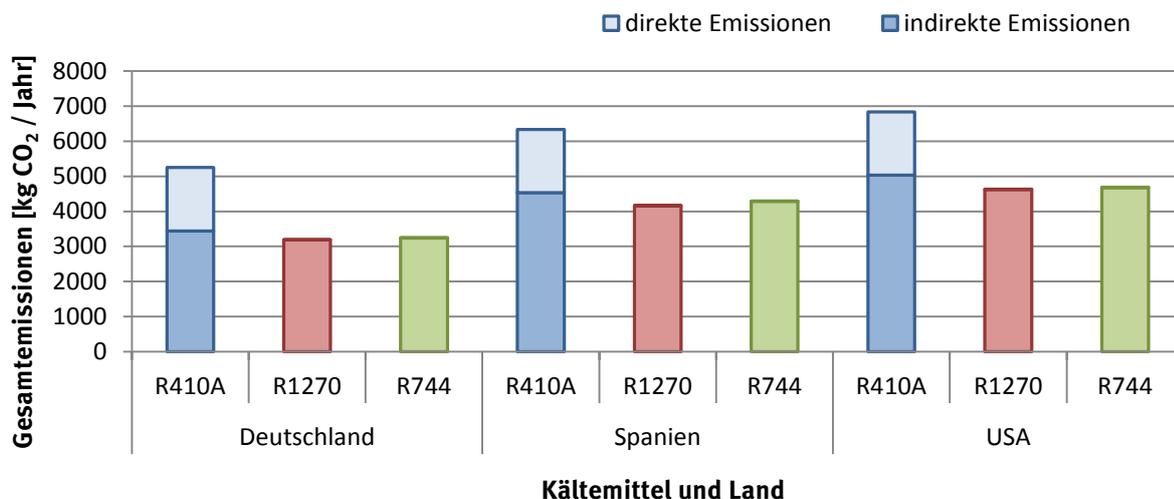
Die indirekten Emissionen stammen aus dem Betrieb der Transportkälteanlage, deren jährlicher elektrischer Energieverbrauch in Kapitel 8.4.4 für die beiden Anwendungsfälle Ein- und Mehrtemperaturfahrzeug berechnet wurde. Die mechanische Leistung für den Generatorantrieb wird durch den Lkw-Verbrennungsmotor erbracht, der in weiten Betriebsbereichen bei einem spezifischen Kraftstoffverbrauch von 0,2 kg<sub>Diesel</sub>/kWh<sub>mech</sub> oder geringer arbeitet (Harr et al. 1998). In diesem Bericht wird ein konstanter spezifischer Kraftstoffverbrauch von 0,2 kg<sub>Diesel</sub>/kWh<sub>mech</sub> und ein konstanter Genera-

torwirkungsgrad von 90% verwendet. In Abbildung 44 und Abbildung 45 sind für beide Anwendungsfälle die geschätzten indirekten Emissionen (dunkler Balken) dargestellt, wobei Diesel mit einer Dichte von  $\rho_{\text{Diesel}} = 0,82\text{kg/m}^3$  bei 15°C und einer Treibhausgasemission von 2,753 kgCO<sub>2</sub>/l<sub>Diesel</sub> (Umweltbundesamt GmbH (Österreich) 2014) angenommen wurden.

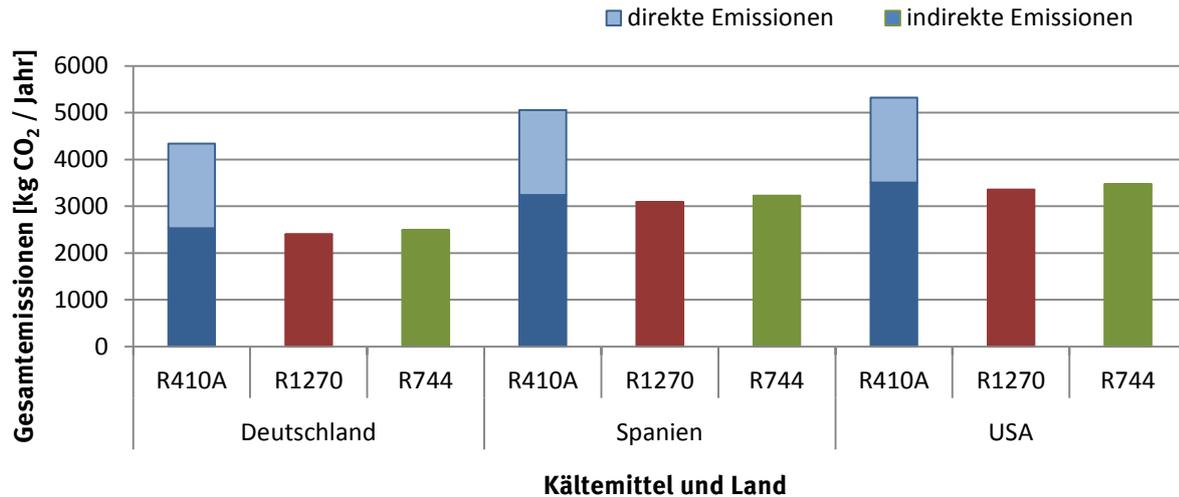
### Gesamtemissionen der Transportkälteanlage

Die Gesamtemissionen für die beiden Anwendungsfälle Ein- und Mehrtemperaturfahrzeug sind in Abbildung 44 und Abbildung 45 als Balkendiagramm aus Summe von indirekten (dunkle Balken) und direkten Emissionen (helle Balken) pro Jahr angeben. Für die beiden Anwendungsfälle und alle drei betrachteten Länder sind die indirekten Emissionen von R410A am höchsten, was aus dem berechneten Energieverbrauch (Kapitel 8.4.4) zu erwarten ist. Durch Berücksichtigung der direkten Emissionen steigen die Gesamtemissionen von R410A gegenüber R1270 und R744 weiter an. Die direkten Emissionen von R410A haben einen Anteil von 27 bis 42% an den Gesamtemissionen.

Bezogen auf die Gesamtemission des zweistufigen R410A-Kältemittelkreislaufs können die Gesamtemissionen durch die beiden R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe um 31% bis 45% in Abhängigkeit vom Kältemittel, der klimatischen Region und der Konzeption der Anlage (Eintemperatur, Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug) verringert werden. Die hier auf der Basis der Simulation berechneten jährlichen Gesamtemissionen der drei Kältemittel für eine zweistufige Transportkälteanlage in dem exemplarischen Ein- bzw. Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug zeigen, dass die natürlichen Kältemittel R1270 und R744 gegenüber R410A eine konkurrenzfähige Alternative für die Transportkühlung darstellen.



**Abbildung 44:** Jährliche CO<sub>2</sub>-äquivalente Gesamtemissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für ein exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Die Leistungsaufnahme der Transportkälteanlage erfasst nur die Kühlung und keine Hilfsaggregate. Die Antriebsenergie wird über einen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor erzeugt.



**Abbildung 45:** Jährliche CO<sub>2</sub>-äquivalente Gesamtemissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für ein exemplarisches Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Die Leistungsaufnahme der Transportkälteanlage erfasst nur die Kühlung und keine Hilfsaggregate. Die Antriebsenergie wird über einen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor erzeugt.

## 8.5 Zusammenfassung

Für die beiden Anwendungsfälle Eintemperatur- und Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug wurde eine Bewertung der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Kältemittelkreisläufe auf Basis von Simulationen durchgeführt. Die energetische Effizienz wurde bei konstanter Kälteleistung und Variation der Umgebungstemperatur berechnet (Kapitel 8.3). Die Gesamtemissionen eines exemplarischen Kühlfahrzeugs im Verteilerverkehr pro Jahr wurden in Kapitel 8.4 bestimmt. Es konnte gezeigt werden, dass die natürlichen Kältemittel R1270 und R744 gegenüber R410A in Bezug auf die Energieeffizienz und die Gesamtemissionen in der Simulation konkurrenzfähige Alternativen für die Transportkühlung darstellen.

## 9 Bewertung des zweistufigen Verdichters

In der zweistufigen R744-Laboranlage wurden experimentelle Untersuchungen mit zwei einstufigen Hubkolbenverdichter und einem zweistufigen Radialkolbenverdichter durchgeführt (siehe Kapitel 6). Der zweistufige Radialkolbenverdichter hatte eine Kolbenaufteilung zwischen Niederdruck (ND)- und Hochdruck (HD)-Stufe von  $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$ . Ein experimenteller Vergleich des zweistufigen Radialkolbenverdichters mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern war aufgrund unterschiedlicher Hubvolumina und den damit bedingten unterschiedlichen Kälteleistungen nicht möglich. Ein simulativer Vergleich ist aber dann gut möglich, wenn die Hubvolumina und die Kolbenaufteilung wählbare Parameter sind.

Die beiden einstufigen Hubkolbenverdichter und der zweistufige Radialkolbenverdichter wurden jeweils als Verlustmodell abgebildet und geben die experimentellen Ergebnisse an der Laboranlage mit hinreichender Genauigkeit wieder (siehe Kapitel 11.2). In Kapitel 8 sind die R744-Kreislaufsimulationen mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und gleichen Drehzahlen durchgeführt worden. Dies kann als ein zweistufiger Kolbenverdichter mit idealer thermischer Trennung interpretiert werden.

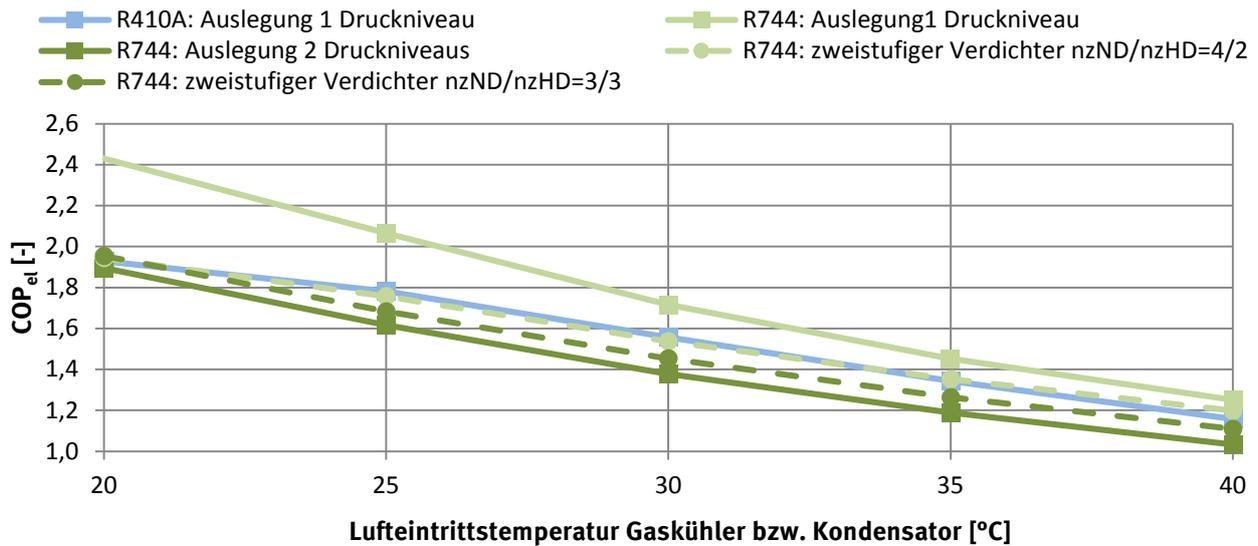
Im Folgenden wird der zweistufige Radialkolbenverdichter mit dem zweistufigen Kolbenverdichter mit idealer thermischer Trennung verglichen. Es werden für den zweistufigen Radialkolbenverdichter Kolbenaufteilungen von  $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$  und  $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$  betrachtet.

### 9.1 Zweistufige Radialkolbenverdichter mit $z_{ND}/z_{HD}=4/2$

Kreislaufsimulationen für den Anwendungsfall nur einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  (Kälte wird nur bei Niederdruck bereitgestellt) und einer konstanten Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 15 \text{ kW}$  wurden in Kapitel 8.3 durchgeführt.

Der zweistufige Radialkolbenverdichter hat eine Kolbenaufteilung zwischen Nieder- und Hochdruckstufe von ( $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$ ). Die Hubvolumina beider Stufen sind identisch und betragen  $V_{Hub, ND} = V_{Hub, HD} = 17,89 \text{ cm}^3$ . Diese sind so gewählt, dass bei einer maximalen Drehzahl von 3600 1/min die gleiche Kälteleistung für den zweistufigen Kältemittelkreislauf vorliegt wie mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und maximaler Drehzahl von 2500 1/min. für den Auslegungspunkt aus Tabelle 13.

Die in Abbildung 39 dargestellten Leistungszahlen  $COP_{el}$  für den zweistufigen R410A- und den R744- Kältemittelkreislauf sind erneut in Abbildung 46 durch die durchgezogenen Linien in hellblau (R410A) und hellgrün (R744) dargestellt. Die hellgrün gestichelte Linie in Abbildung 46 gibt den  $COP_{el}$  für den Kältemittelkreislauf mit dem zweistufigen R744-Radialkolbenverdichter ( $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$ ) wieder. Die Kreislaufeffizienz mit dem zweistufigen Radialkolbenverdichter ist für alle Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, ein}$  niedriger als mit den zwei einstufigen Kolbenverdichtern, wobei die Abweichungen mit zunehmendem  $T_{G, ein}$  abnehmen. Die geringeren Leistungszahlen  $COP_{el}$  für den Kältekreislauf mit dem zweistufigen Radialkolbenverdichter sind teilweise auf geringere mittlere effektive isentrope Verdichterwirkungsgrade (mittlerer  $\eta_{eff isen}$ ) gegenüber den beiden einstufigen Kolbenverdichtern zurückzuführen. In Tabelle 19 sind Detailangaben zur Leistungszahl ( $COP_{el}$ ), den bei Mitteldruck  $p_3$  korrespondierenden Verdampfungstemperaturen  $T'_3(p_3)$ , dem mittleren effektiven isentropen Verdichterwirkungsgrad (mittlerer  $\eta_{eff isen}$ ) und dem mittleren Motorwirkungsgrad (mittlerer  $\lambda_{Motor}$ ) zusammengestellt. Die bei Mitteldruck  $p_3$  korrespondierende Verdampfungstemperatur  $T'_3(p_3)$  ist beim zweistufigen Radialkolbenverdichter deutlich höher als bei den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern.



**Abbildung 46:** Vergleich der Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) zweistufiger Kältemittelkreisläufe mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und dem zweistufigen Radialkolbenverdichter für eine Lufteintrittstemperatur in die Verdampfer von  $T_{V\,ein} = -20\text{ °C}$  und einer konstanten Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 15\text{ kW}$ . Die durchgezogenen Linien kennzeichnen Simulationen mit den beiden einstufigen Verdichtern, gestrichelte Linien Simulationen mit den zweistufigen Verdichtern.

**Tabelle 18:** Detailangaben zu den in Kapitel 9.1 diskutierten Simulationsergebnissen aus Abbildung 46 (durchgezogene und gestrichelte hell grüne Linien).

$T_{G\,ein}$ [°C]	Zwei einstufige Verdichter (R744: Auslegung 1 Druckniveau)				Zweistufiger Verdichter (R744: zweist. Verdichter $n_{ZND}/n_{ZHD}=4/2$ )				
	$COP_{el}$	$T'_3(p_3)$	mittlerer $\eta_{eff-isen}$	mittlerer $\eta_{Motor}$	$COP_{el}$	$T'_3(p_3)$	$n$	mittlerer $\eta_{eff-isen}$	mittlerer $\eta_{Motor}$
	[-]	[°C]	[-]	[-]	[-]	[°C]	[1/min]	[-]	[-]
20	2,43	-0,2	0,81	0,93	1,94	5,8	2102	0,74	0,90
25	2,06	2,5	0,80	0,92	1,76	10,6	2106	0,74	0,90
30	1,72	5,4	0,76	0,89	1,54	12,4	2164	0,73	0,90
35	1,45	8,1	0,74	0,87	1,35	15,2	2259	0,73	0,90
40	1,25	10,7	0,72	0,86	1,20	17,5	2333	0,72	0,90

Ein Vergleich zwischen dem zweistufigen R410A-Kältemittelkreislauf und dem zweistufigen R744-Kältemittelkreislauf mit einem zweistufigen Radialkolbenverdichter in Abbildung 46 zeigt über den kompletten Temperaturbereich  $T_{G\,ein}$  sehr ähnliche Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ). Mit dem zweistufigen R744-Radialkolbenverdichter können also vergleichbare Effizienzen wie mit dem zweistufigen R410A-Hubkolbenverdichter für den zweistufigen Kältemittelkreislauf bei dieser Kälteleistung erzielt werden. Mögliche Weiterentwicklungen des Radialkolbenverdichters könnten zu erheblichen  $COP_{el}$ -Verbesserungen führen. Das Optimum ist in Abbildung 46 durch die beiden einstufigen Kolbenverdichter (zweistufiger Verdichter mit idealer thermischer Trennung) beschrieben. Die durchgezogene und die gestrichelte dunkel grüne Kennlinie werden im nächsten Abschnitt diskutiert.

## 9.2 Zweistufiger Radialkolbenverdichter $z_{ND}/z_{HD}=3/3$

Durch die Änderung der Kolbenaufteilung zwischen Niederdruck (ND)- und Hochdruck (HD)-Stufe des zweistufigen Radialkolbenverdichters auf  $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$  sinkt der Mitteldruck  $p_3$  bzw. die korrespondierende Verdampfungstemperatur  $T'_3(p_3)$ . Das erlaubt die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus.

Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf den Anwendungsfall einer Transportkälteanlage mit nur einer Kühlraumtemperatur und einer Luft Eintrittstemperatur Verdampfer von  $T_{Kühl} = -20^\circ\text{C}$  sowie auf eine konstante Kälteleistung von  $\dot{Q}_{Verd} = 15 \text{ kW}$  (gleiche Randbedingungen wie in Kapitel 9.1). Die Hubvolumina beider Stufen sind identisch und betragen  $V_{Hub,ND} = V_{Hub,HD} = 18,57 \text{ cm}^3$ . Diese sind so gewählt, dass bei einer maximalen Drehzahl von 3600 1/min die gleiche Kälteleistung für den zweistufigen Kältemittelkreislauf vorliegt wie mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern und maximaler Drehzahl von 2500 1/min. für den Auslegungspunkt aus Tabelle 13. In Abbildung 46 wird dieser Fall durch die dunkelgrün gestrichelte Linie gekennzeichnet. Dieser Kurvenverlauf wird mit der durchgezogenen dunkelgrünen Linie verglichen, die den zweistufigen R744-Kältemittelkreislauf mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern zeigt, ausgelegt für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus (Kapitel 8.2.2). Detailangaben zu beiden Simulationen sind in **Tabelle 20** zu finden. Durch die Änderung der Kolbenaufteilung des zweistufigen Radialkolbenverdichters wird der Mitteldruck  $p_3$  im zweistufigen Kältekreislauf erheblich verringert; dies ist aus Tabelle 19 und **Tabelle 20** ersichtlich.

Für die Luft eintrittstemperatur an den Gaskühlern bzw. Verflüssigern von  $T_{G\_ein} = 30^\circ\text{C}$  kann beispielsweise die dem Mitteldruck  $p_3$  entsprechende Verdampfungstemperatur von  $T'_3(p_3) = 12,4^\circ\text{C}$  beim Kolbenverhältnis  $z_{ND}/z_{HD} = 4/2$  auf  $T'_3(p_3) = -3,8^\circ\text{C}$  beim Kolbenverhältnis  $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$  gesenkt werden. Die Verdampfungstemperatur ist aber immer noch deutlich höher als bei den beiden einstufigen Verdichtern, deren Hubvolumina für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus ausgelegt sind ( $T'_3(p_3) = -10,6^\circ\text{C}$ ). Dies bedeutet, dass der zweistufige Radialkolbenverdichter mit geänderter Kolbenaufteilung ( $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$ ) keine ausreichende Kälteleistung bei Mitteldruck und einer minimalen Luft eintrittstemperatur in den Normalkühlungs-Verdampfer von  $T_{Kühl} = 0^\circ\text{C}$  bereitstellen kann. Zur weiteren Absenkung des Mitteldrucks müssten neben der Kolbenaufteilung die Hubvolumen der ND- und HD-Stufe unterschiedlich groß gewählt werden.

**Tabelle 19:** Detailangaben zu den Simulationsergebnissen aus Abbildung 46 (durchgezogene und die gestrichelte dunkelgrüne Linien) zum Vergleich von zwei einstufigen Verdichtern mit einem zweistufigen Verdichter mit Kolbenaufteilung  $z_{ND}/z_{HD} = 3/3$ .

$T_{G\_ein}$	Zwei einstufige Verdichter (R744: Auslegung 2 Druckniveaus)				Zweistufiger Verdichter (R744: zweist. Verdichter $n_{zND}/n_{zHD}=3/3$ )				
	$COP_{el}$	$T'_3$	mittle- rer $\eta_{eff-isen}$	mittle- rer $\eta_{Motor}$	$COP_{el}$	$T'_3$	$n$	mittle- rer $\eta_{eff-isen}$	mittle- rer $\eta_{Motor}$
[°C]	[-]	[°C]	[-]	[-]	[-]	[°C]	[1/min]	[-]	[-]
20	1,90	-15,9	0,68	0,84	1,95	-8,6	2003	0,73	0,90
25	1,62	-13,0	0,67	0,83	1,68	-6,5	2075	0,72	0,90
30	1,38	-10,6	0,66	0,83	1,45	-3,8	2164	0,72	0,90
35	1,19	-7,8	0,66	0,83	1,26	-1,0	2256	0,72	0,90
40	1,03	-5,5	0,65	0,82	1,11	0,9	2329	0,71	0,90

Aus Abbildung 46 kann entnommen werden, dass der zweistufige R744-Kältemittelkreislauf mit zweistufigem Radialkolbenverdichter (gestrichelt dunkelgrüne Kurve) höhere Leistungszahlen ( $COP_{el}$ ) als mit den beiden einstufigen Hubkolbenverdichtern (durchgezogen dunkelgrüne Kurve) erreicht. Ein direkter Vergleich der beiden einstufigen mit dem zweistufigen Verdichter ist aufgrund der unterschiedlichen Mitteldrücke  $p_3$  bzw. den entsprechenden Verdampfungstemperaturen  $T'_3$  nur eingeschränkt möglich. Es zeigt aber, dass der zweistufige Radialkolbenverdichter bei weiterer Verringerung des Mitteldrucks und dem damit etwas geringerem  $COP_{el}$  ein geeigneter zweistufiger Verdichter für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus sein könnte.

## 10 Quellenverzeichnis

- Allen, J.; Browne, M. (2010): Road freight transport and sustainability in Britain 1984-2007.
- Artemenko, S.; Mazur, V. (2007): Azeotropy in the natural and synthetic refrigerant mixtures. In: International Journal of Refrigeration 30, S. 831–839.
- Baehr, H. D. (1996): Thermodynamik. Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen ; mit zahlreichen Tabellen sowie 57 Beispielen. 9. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Budapest, Hongkong, London, Mailand, Paris, Santa Clara, Singapur, Tokio: Springer (Springer-Lehrbuch).
- Baehr, H. D.; Stephan, K. (2010): Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Baehr, Hans Dieter; Stephan, K.; Baehr-Stephan; Stephan, Karl (2002): Wärme- und Stoffübertragung. 2., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer.
- Bansal, Pradeep K.; Jain, S. (2007): Cascade Systems: Past, Present, and Future. In: ASHRAE Transactions 113 (1), S. 245–252.
- Beshr, M.; Aute, V.; Rricke, B.; Rademacher, R. (2014): An evaluation of the environmental impact of commercial refrigeration systems using alternative refrigerants. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, 23.-25.6.2014. International Institute of Refrigeration.
- Burke, M.; Grosskopf, P. (2011): Development of environmentally friendly transport refrigeration machines. International Congress of Refrigeration 2011. Prague, Czech Republic, 21.-26.8.2011. International Institute of Refrigeration.
- Cabello, R.; Torrella, E.; Llopis, R.; Sánchez, D. (2010): Comparative evaluation of the intermediate systems employed in two-stage refrigeration cycles driven by compound compressors. In: Energy 35, S. 1274–1280.
- Carrier Transicold (September 2014): Carrier Transicold erreicht wichtigen Meilenstein in der Verwendung eines natürlichen Kältemittels für Kühltransporte. IAA Nutzfahrzeuge 2014, raskommunikation, Op'n Dörr 6, 24217 Barsbek.
- Cavallini, A.; Cecchinato, L.; Corradi, M.; Fornasieri, E.; Zilio, C. (2005): Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis. In: International Journal of Refrigeration 28 (8), S. 1274–1283.
- Cavallini, A.; Zilio, C. (2007): Carbon dioxide as a natural refrigerant. In: International Journal of Low-Carbon Technologies 2 (3), S. 225–249. DOI: 10.1093/ijlct/2.3.225.
- Cecchinato, L.; Chiarello, M. (2009): Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. In: International Journal of Refrigeration 32, S. 1058–1067.
- Chemikalien-Klimaschutzverordnung: Verordnung zum Schutz des Klimas vor Veränderungen durch den Eintrag bestimmter fluorierter Treibhausgase vom 2. Juli 2008 (BGBl. I S. 1139), die durch Artikel 434 der Verordnung vom 31. August 2015 (BGBl. I S. 1474) geändert worden ist.
- Clodic, D.; Barrault, S. (2011): 1990 to 2010 refrigerant inventories for Europe Provisions on banks and emissions from 2006 to 2030 for the European Union. Final Report. Unter Mitarbeit von A. Lancrenon. Armines; ERIE.
- Cowand, D.; Lundqvist, P.; Maidment, G.; Chaer, I. (2011): Refrigerant leakage and containment - Overview of the activities of the IIR working party on mitigation of direct emissions of greenhouse gases in refrigeration. International Congress of Refrigeration 2011. Prague, 21.-26.8.2011. International Institute of Refrigeration.
- Cox, N.; Mazur, V.; Colbourne, D. (2008): New High Pressure Low-GWP Azeotropic and Near-Azeotropic Refrigerant Blends. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. Purdue, 14.-17.7.2008.
- Cube, H von; Steimle, F.; Lotz, H.; Kunis, J. (1997): Lehrbuch der Kältetechnik. Band 1. 4., völlig überarb. Aufl. Karlsruhe: C. F. Müller.
- Department of Transport (2010): Traffic distribution of HGVs by time of day on all roads in Great Britain, 2010. Online verfügbar unter <https://www.gov.uk/government/organisations/department-for-transport/about/statistics>, zuletzt geprüft am 01.02.2012.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (September 2000): Norm DIN 8959: Wärme gedämmte Beförderungsmittel für Lebensmittel.

- Deutsches Institut für Normung e.V. (20.01.2014): Entwurf DIN EN 378-1: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen.
- Elbel, S.; Reichle, M.; Bowers, C.; Hrnjak, P. S. (2012): Integration of a two-phase ejector into a compact, lightweight unitary-type-air-conditioner R744 for energy efficient operation in hot climates. 10th IIR Gustav Lorentzen Conference of Natural Refrigerants. Delft, The Netherlands.
- Forster, P.; Ramaswamy, V.; Artaxo, P.; Bernsten, T.; Betts, R.; Fahey, D. W. et al. (2007): Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing. Direct Global Warming Potentials. Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Hg. v. S. Solomon, D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K. B. Averyt, et al. IPCC. Cambridge, New York. Online verfügbar unter [http://www.ipcc.ch/publications\\_and\\_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html#table-2-14](http://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html#table-2-14), zuletzt geprüft am 08.11.2012.
- Försterling, Sven (2003): Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen. TU-Braunschweig, Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Ge, Yutung; Tassou, Savvas (2011): Thermodynamic analysis of transcritical CO<sub>2</sub> booster refrigeration systems in supermarket. In: Energy Conversion and Management 52(4) S. 1868-1875.
- Getu, H. M.; Bansal, P. K. (2008): Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. In: International Journal of Refrigeration 31, S. 45–54.
- Glöckner, D. (2010): Sozialvorschriften im Straßenverkehr – Ergebnisse der Überwachung der Lenk- und Ruhezeiten des Fahrpersonals. Hg. v. sicher ist sicher-Arbeitsschutz aktuell. Online verfügbar unter <http://www.sisdigital.de/ce/sozialvorschriften-im-strassenverkehr-ergebnisse-der-ueberwachung-der-lenk-und-ruhezeiten-des-fahrpersonals/detail.html>, zuletzt aktualisiert am 05.02.2014, zuletzt geprüft am 05.02.2014.
- Halfaoui, M. W.; Tahar, K.; Ammar, B. B. (2014): Performance analysis of a two stage vapour compression refrigeration cycle offering two cold temperatures. In: 5th International Renewable Energy Congress (IREC), Hammamet, 25.-27.3.2014
- Hallenbeck, M.; Rice, M.; Smith, B.; Cornell-Martinez, C. (1997): Vehicle volume distributions by classification (FHWA-PL-97-025).
- Harr, T.; Mack, E.; Schulz, R.; Schmid, W. (1998): Der neue Sechszylinder-Dieselmotor OM 906 LA von Daimler-Benz. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 (9).
- Hegar, M.; Kolda, M. (2015): Test report #41. Systems Drop-In Tests of Refrigerant Blend DR-34 (R-452A) in a Trailer Refrigeration Unit Designed for R-404A. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institut (AHRI).
- Kim, Man-Hoe; Pettersen, Jostein (2004): Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. In: Progress in Energy and Combustion Science 30, S. 119–174.
- Kopecka, M.; Hegar, M.; Sulc, V.; Berge, J. (2013): Test report #9. Systems Drop-In Tests of Refrigerant Blends L-40, DR-7 and ARM-30a in a Trailer Refrigeration Unit Designed for R-404A. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institut (AHRI).
- Lee, J. S.; Kim, M. S. (2011): Experimental study on the improvement of CO<sub>2</sub> air conditioning system performance using an ejector. In: International Journal of Refrigeration 34 (7), S. 1614–1625. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.025.
- Lemke, N. C. (2005): Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>. Dissertation. TU-Braunschweig, Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Lucas, C.; Köhler, J. (2012): Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. In: International Journal of Refrigeration 35 (6), S. 1595–1603.
- Mathison, Margaret M.; Braun, James E.; Groll, Eckhard A. (2011): Performance limit for economized cycles with continuous refrigerant injection. In: International Journal of Refrigeration 34, S. 234–242.
- Mena, C.; Stevens, G. (2010): Delivering Performance in Food Supply Chains. Reducing the external costs of food distribution in the UK. Unter Mitarbeit von D. Fisher, Alan Campbell McKinnon und Palmer: Woodhead Publishing.

- Michineau, T.; Cavalier, G.; Devin, E. (2014a): Evaluation of French fleet of refrigerated equipment. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, 23.-25.6.2014. International Institute of Refrigeration.
- Michineau, T.; Cavalier, G.; Devin, E. (2014b): F-gases in refrigerated transport. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, 23.-25.6.2014. International Institute of Refrigeration.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2012): Experimentelle Untersuchung einer zweistufigen Transportkälteanlage mit R744. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2012. Würzburg, 21.-23.11.2012. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013a): Energetische Optimierung einer zweistufigen Laboranlage mit R744 für die Transportkühlung. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2013. Hannover. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013b): Experimental investigation of a R-744 two-stage compressor cycle for transport refrigeration. 2st IIR International Cold Chain Conference. Paris, 2.-4.5.2013. International Institute of Refrigeration.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013c): Experimentelle Untersuchung einer zweistufigen Laboranlage mit R744 für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug. In: Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium 13.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2014a): Comparison of different refrigerants for a two-stage transport refrigeration system. 3rd IIR International Cold Chain Conference. London, 23.-25.6.2014. International Institute of Refrigeration.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2014b): Vergleich von Kältemitteln für eine zweistufige Transportkälteanlage anhand ihrer Treibhausgasemissionen. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2014. Düsseldorf, 19.-21.11.2014. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).
- Navarro, E.; Granryd, E.; Urchueguía, J.F.; Corberán, J.M. (2007a): A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. In: International Journal of Refrigeration 30, S. 1254–1265.
- Navarro, E.; Urchueguía, J.F.; Corberán, J.M.; Granryd, E. (2007b): Performance analysis of a series of hermetic reciprocating compressors working with R290 (propane) and R407C. In: International Journal of Refrigeration 30, S. 1244–1253.
- Plank, Rudolf (Hg.) (1988): Handbuch der Kältetechnik. Berlin, Heidelberg, New York u.a.: Springer Verlag (Sechster Band / Teil B).
- Richter, C. C. (2008): Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems. Dissertation. TU Braunschweig, Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG. Amtsblatt der Europäischen Union L 161/12. 14.6.2006.
- Schwarz, W.; Leisewitz, A.; Gschrey, B.; Herold, A.; Gores, S.; Papst, I. et al. (2010): Preparatory study for a review of Regulation (EC) NO 842/2006 on certain fluorinated greenhouse gases. Annexes to the Final Report. European Commission.
- Smyth, S.; Finn, D. P.; Brophy, B. (Hg.) (2010): Performance Evaluation of an Economised Indirect Multi-Temperature Transport Refrigeration System. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. Purdue.
- Strogies, M.; Gniffke, P. (2014): Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll 2014. Nationaler Inventarbericht zum Deutschen Treibhausgasinventar 1990 - 2012. Hg. v. Umweltbundesamt. Umweltbundesamt.
- Strupp, N. C. (2011): Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen. Dissertation. TU-Braunschweig, Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Strupp, N. C.; Lemke, N.; Tegethoff, W.; Köhler, J. (2007): Investigation of low pressure accumulators in CO2 refrigeration cycles. ICR07-E1-1480. International Congress of Refrigeration. Beijing, China.

- Strupp, N. C.; Lemke, N. C. (2010): Klimatische Daten und Pkw-Nutzung. Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) (FAT-Schriftreihe, 224).
- Tassou, S. A.; De-Lille, G. (2009): Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. In: *Applied Thermal Engineering* 29, Sp. 1467–1477.
- U.S. Department of Transportation (Hg.) (2013): Traffic monitoring guide. Federal Highway Administration.
- Umweltbundesamt (2012): ZSE (Zentrales System Emissionen) - Datenbank des Umweltbundesamtes zur Be-richterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll. Datenauszug vom 30.04.2015.
- Umweltbundesamt GmbH (Österreich) (2014): Berechnung von Treibhausgas (THG)-Emissionen verschiedener Energieträ-ger. Online verfügbar unter <http://www5.umweltbundesamt.at/emas/co2mon/co2mon.htm>, zuletzt aktualisiert am Februar 2014, zuletzt geprüft am 09.11.2014.
- UNEP (Hg.) (2010): 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. Technical Options Committee. 2010 Assessment. UNEP.
- Verordnung (EG) Nr. 561/2006 Verordnung (EG) Nr. 561/2006 des Rates zur Harmonisierung bestimmter Sozialvorschriften im Straßenverkehr und zur Änderung der Verordnungen (EWG) Nr. 3821/85 und (EG) Nr. 2135/98 des Rates sowie zur Aufhebung der Verordnung (EWG) Nr. 3820/85 des Rates vom 15. März 2006 zuletzt geändert durch VO (EU) Nr. 165/2014 vom 4. Februar 2014. Amtsblatt der Europäischen Union L 60/1.28. 02 2014.
- Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhaus-gase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006. Amtsblatt der Europäischen Union, L150/195. 20.05. 2014.
- Vieth, M. (2012): Vergleich von Kältemitteln für die Transportkühlung aufgrund von Treibhausgasemissionen. TU Braun-schweig. Institut für Thermodynamik.
- Wagner, Walter (2008): Strömung und Druckverlust. Mit Beispielsammlung. 6., bearbeitete Auflage. Würzburg: Vogel Buch-verlag.
- Wang, Xudong; Hwang, Yunho; Radermacher, Reinhard (2009): Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant. In: *International Journal of Refrigeration* 32, S. 1442–1451. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.03.004.
- Weigand, B.; Köhler, J.; Wolfersdorf, J. von (2010): *Thermodynamik kompakt*. Zweite Auflage. Heidelberg, Dordrecht, Lon-don, New York: Springer Verlag.
- Winandy, E.; Saavedra, C.; Lebrun, J. (2002): Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. In: *International Journal of Thermal Sciences* 41.
- Yana Motta, S.; Pottker, G.; Spatz, M.; Kebby, R. (2014): Low GWP replacements for R404A in commercial refrigeration ap-plications. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, 23.-25.6.2014. Internatio-nal Institute of Refrigeration.

## 11 Anhang - Verdichtermodellierung

Die vollständige äußere Beschreibung der Verdichter hinsichtlich des Massenstromes  $\dot{m}$ , der Antriebsleistung  $P_{eff}$  und der Verdichtungsendtemperatur  $T_D$  erfolgt in erster Näherung durch die nachfolgenden Bewertungsgrößen. Die Indices S und D stehen hierbei für die Zustandsbedingungen am Eintritt (suction) bzw. am Austritt (discharge) des Verdichters.

- Effektiver Liefergrad  $\lambda_{eff}$
- Der effektive Liefergrad beschreibt das Verhältnis zwischen gefördertem effektivem Massenstrom  $\dot{m}$  und dem theoretisch möglichen Massenstrom, der sich aus dem Hubvolumen  $V_{Hub}$ , der Anzahl der Kolben  $z$ , der Verdichterdrehzahl  $n$  und der Sauggasdichte  $\rho_S$  ergibt.

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{m}}{V_{Hub} \cdot n \cdot \rho_S(p_S, h_S)} \quad (17)$$

- Isentroper Wirkungsgrad  $\eta_{isen}$

Der isentrope Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis einer idealen isentropen Verdichtung ( $(h_{HD})_{s=const} - h_{ND}$ ) zur realen Verdichtung ( $h_{HD} - h_{ND}$ ).

$$\eta_{isen} = \frac{(h_D)_{s=const} - h_S}{h_D - h_S} \quad (18)$$

- Effektiver isentroper Wirkungsgrad  $\eta_{eff\ isen}$

Der effektive isentrope Wirkungsgrad gibt das Verhältnis zwischen isentroper Verdichtungsleistung und der zugeführten Antriebsleistung  $P_{eff}$  an. Die zugeführte Antriebsleistung ist bei offenen Verdichtern die mechanische Wellenleistung  $P_{mech}$ , bei halbhermetischen Verdichtern die elektrische Leistung  $P_{el}$ . Der effektive isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{eff\ isen}$  kann auch über die energetische Effizienz  $\eta_E$  ins Verhältnis zum isentropen Wirkungsgrad  $\lambda_{isen}$  gesetzt werden (Gl. (19)).

$$\eta_{eff-isen} = \frac{P_{isen}}{P_{eff}} = \frac{\dot{m}((h_D)_{s=const} - h_S)}{P_{eff}} = \eta_E \cdot \eta_{isen} \quad (19)$$

### 11.1 Kennfeldbasierte Verdichtermodellierung

Der Verdichter wird über ein Kennfeld beschrieben, das aus experimentellen Daten gewonnen wurde. In dieser Arbeit werden die drei im letzten Abschnitt definierten Verdichterkenngrößen (effektiver Liefergrad, isentroper Wirkungsgrad und der effektive isentrope Wirkungsgrad) zur Beschreibung eines Kennfeldes herangezogen. Jeder dieser drei Verdichterkenngrößen wurde hierzu in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $p_D/p_S$  und der Drehzahl beschrieben.

Die kennfeldbasierte Verdichtermodellierung wurde für die Kältemittel R410A und R1270 und für die in Kapitel 5.2 durchgeführten Simulationen mit R744 verwendet. In den Kapiteln 7, 8 und 9 wurde für R744 ein anderer Modellierungsansatz gewählt, der in Kapitel 11.2 vorgestellt wird.

Mit der kennfeldbasierten Verdichtermodellierung wurde das Verhalten von zweistufigen Hubkolbenverdichtern mit den Kältemitteln R410A und R1270 beschrieben. Zweistufige Verdichter sind auf einer Antriebswelle angeordnet, weshalb nicht für jede Stufe die mechanische Wellenleistung bekannt ist. Für diesen Fall erfolgte die Bestimmung von  $\eta_{eff\ isen}$  mittels der energetischen Effizienz  $\eta_E$ . Diese beschreibt das Verhältnis zwischen dem im Verdichter zugeführten Enthalpiestrom  $P_{Nutz}$  und der zugeführten Antriebsleistung.

$$\eta_E = \frac{P_{Nutz}}{P_{eff}} = \frac{(h_{HD} - h_{ND})\dot{m}}{2 \cdot \pi \cdot M_t \cdot n} = \frac{\eta_{eff-isen}}{\eta_{isen-verd}} \quad (20)$$

Experimentelle Daten offener Verdichter liegen für zweistufige Hubkolbenverdichter mit den Kältemitteln R410A und R1270 vor, die von einem Transportkälteanlagen-Hersteller vermessen wurden (R410A: siehe Abbildung 48 und Abbildung 49; R1270: siehe Abbildung 51 und Abbildung 52). Herstellerangaben aus Auslegungsprogrammen sind zu einstufigen R410A-, R1270- und R744-Hubkolbenverdichtern vorhanden, die sich jeweils auf halbhermetische Verdichter beziehen (R410A: Abbildung 47; R1270: Abbildung 50; R744: Abbildung 53 und Abbildung 54). Zur Vergleichbarkeit wurde die elektrische Antriebsleistung mit dem Motorwirkungsgrades aus Abbildung 36 in eine mechanische Antriebsleistung umgerechnet.

### 11.1.1 Abhängigkeit der Bewertungsgrößen von der Drehzahl

Kenndaten zu Verdichtern werden von den Herstellern nur bei Nenndrehzahl (hier  $n=1450$  1/min) zur Verfügung gestellt. Aus diesen Daten können die drei Bewertungsgrößen ( $\eta_{eff\ isen}$ ,  $\eta_{isen}$  und  $\lambda_{eff}$ ) für diese Drehzahl berechnet werden. Damit ist eine Abhängigkeit der drei Bewertungsgrößen vom Druckverhältnis  $\pi$  gefunden, nicht aber von der Drehzahl  $n$ . Zur Berücksichtigung der Drehzahlabhängigkeit wurde die Annahme getroffen, dass die Bewertungsgrößen für ein konstantes Druckverhältnis linear von der Drehzahl abhängen. Dies kann im Allgemeinen beobachtet werden und trifft auch für die Bewertungsgrößen aus den Messungen des Transportkälteanlagen-Herstellers mit R410A und R1270 zu. Die Steigungen der Geraden wird wie in den folgenden Gleichungen (Gl. (21), Gl. (22) und Gl. (23)) angenommen. Dabei gibt  $n$  die Drehzahl an, die in der Einheit 1/s in die Gleichung eingesetzt werden muss.

$$\eta_{eff-verd}(\pi, n) = -0,0079 \cdot \left(n - \frac{1450}{60}\right) + \eta_{eff-verd} \left(n = \frac{1450}{60}\right) \quad (21)$$

$$\lambda_{eff}(\pi, n) = -0,0029 \cdot \left(n - \frac{1450}{60}\right) + \lambda \left(n = \frac{1450}{60}\right) \quad (22)$$

$$\eta_{Isen\ verd}(\pi, n) = -0,0067 \cdot \left(n - \frac{1450}{60}\right) + \eta_{Isen\ verd} \left(n = \frac{1450}{60}\right) \quad (23)$$

### 11.1.2 R410A-Verdichter

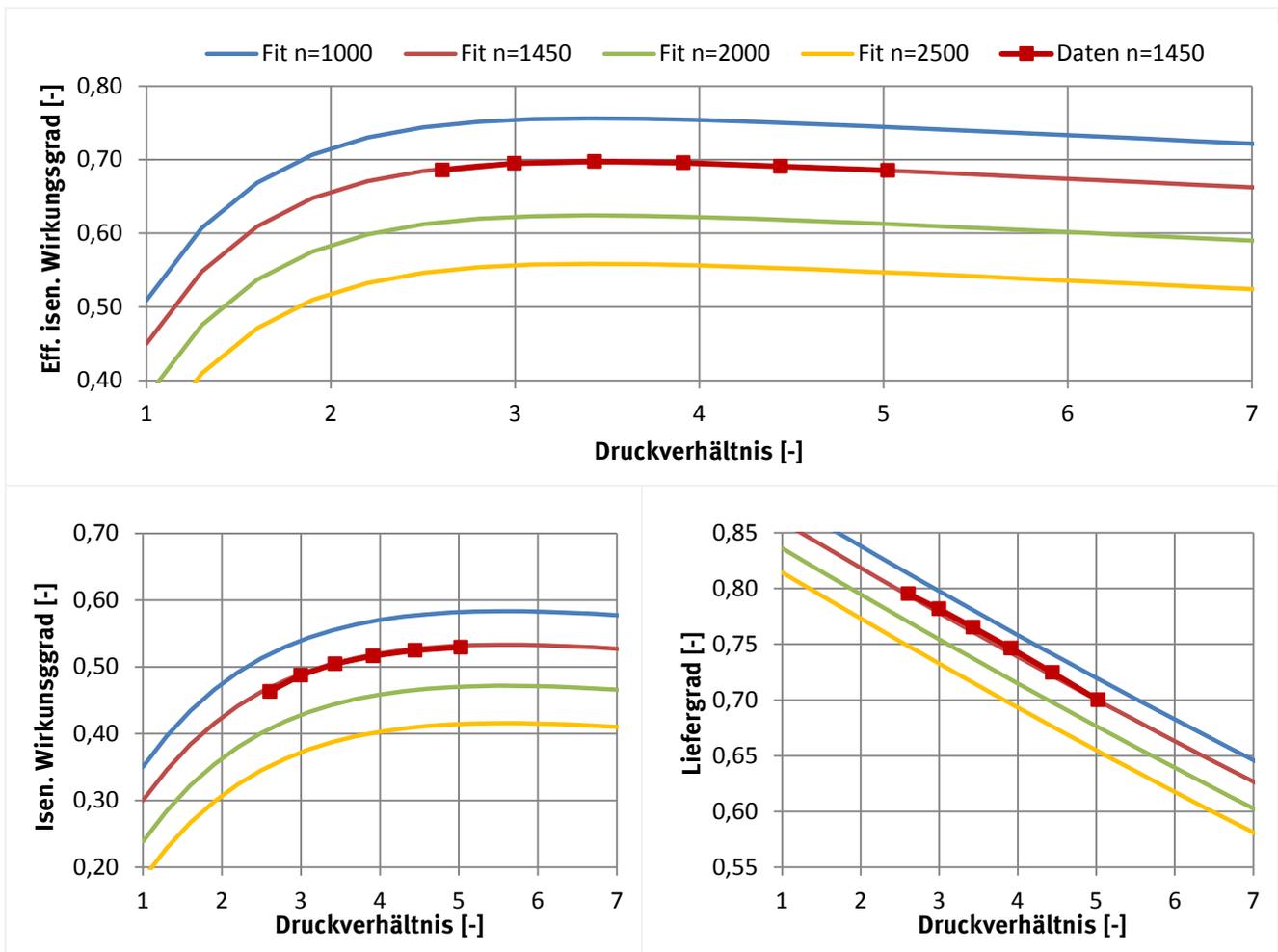
Für R410A wird ein einstufiger Hubkolbenverdichter der Firma Bitzer, Typ: 4CDC-9Y-40S herangezogen. Bei dem zweistufigen Hubkolbenverdichter handelt es sich um einen Bitzer Verdichter, Typ: S4NPFR, für den experimentelle Daten vorliegen.

**Tabelle 20: Übersicht der R410A-Verdichter.**

R410A-Verdichter	Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	Datenbasis
Bitzer 4CDC-9Y-40S	256	Software-Daten
Bitzer S4NPFR	323/279	Experimentelle-Daten

### Einstufiger Verdichter

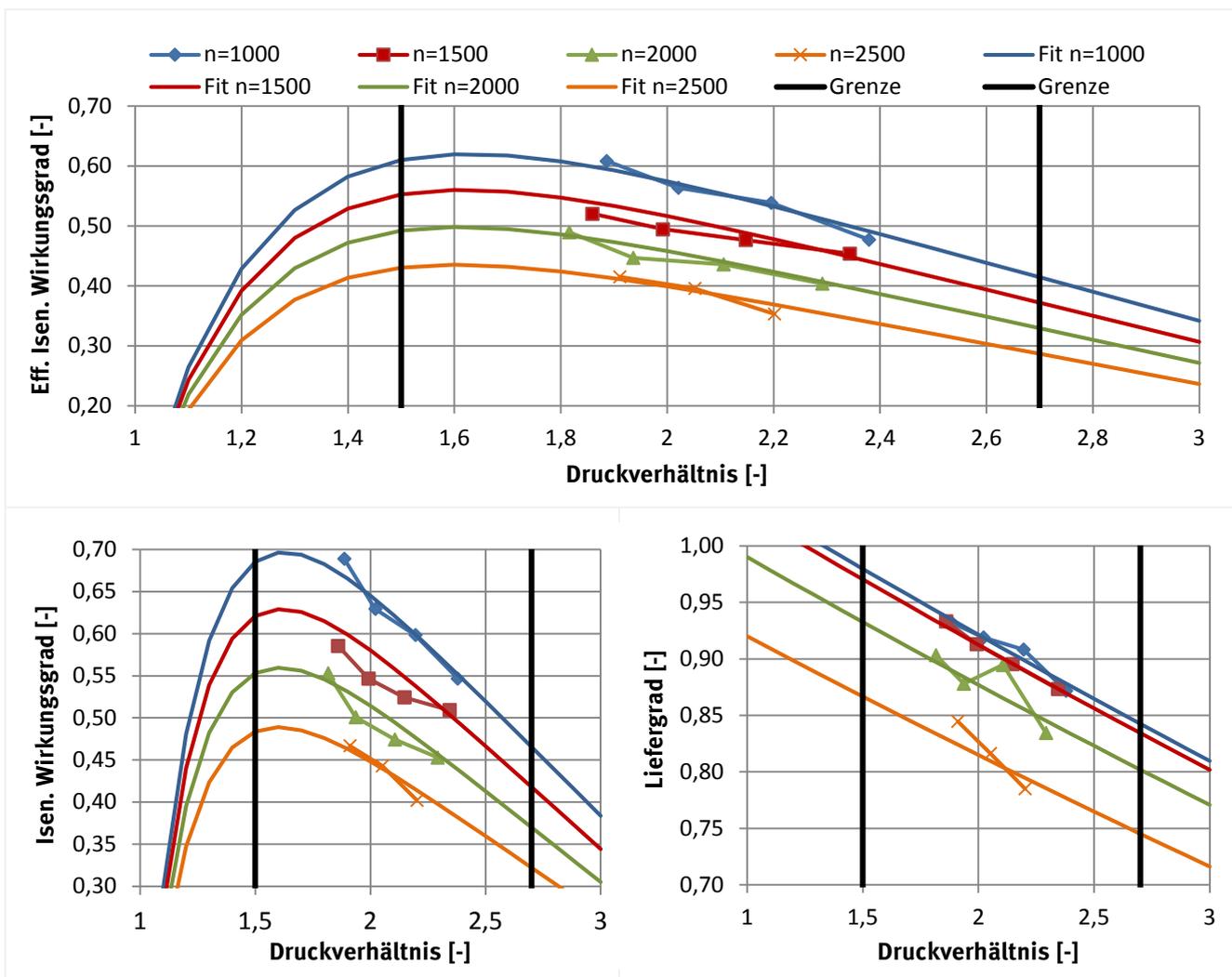
Die Verdichterkenngößen bei  $n = 1450$  1/min stammen aus einem Software-Programm des Herstellers. Für abweichende Drehzahlen sind keine Angaben vorhanden, deshalb wurden sie mit dem im Kapitel 11.1.1 vorgestellten Ansatz modelliert werden. Der effektive isentrope Wirkungsgrad bezieht sich in Abbildung 47 auf die mechanische Wellenleistung.



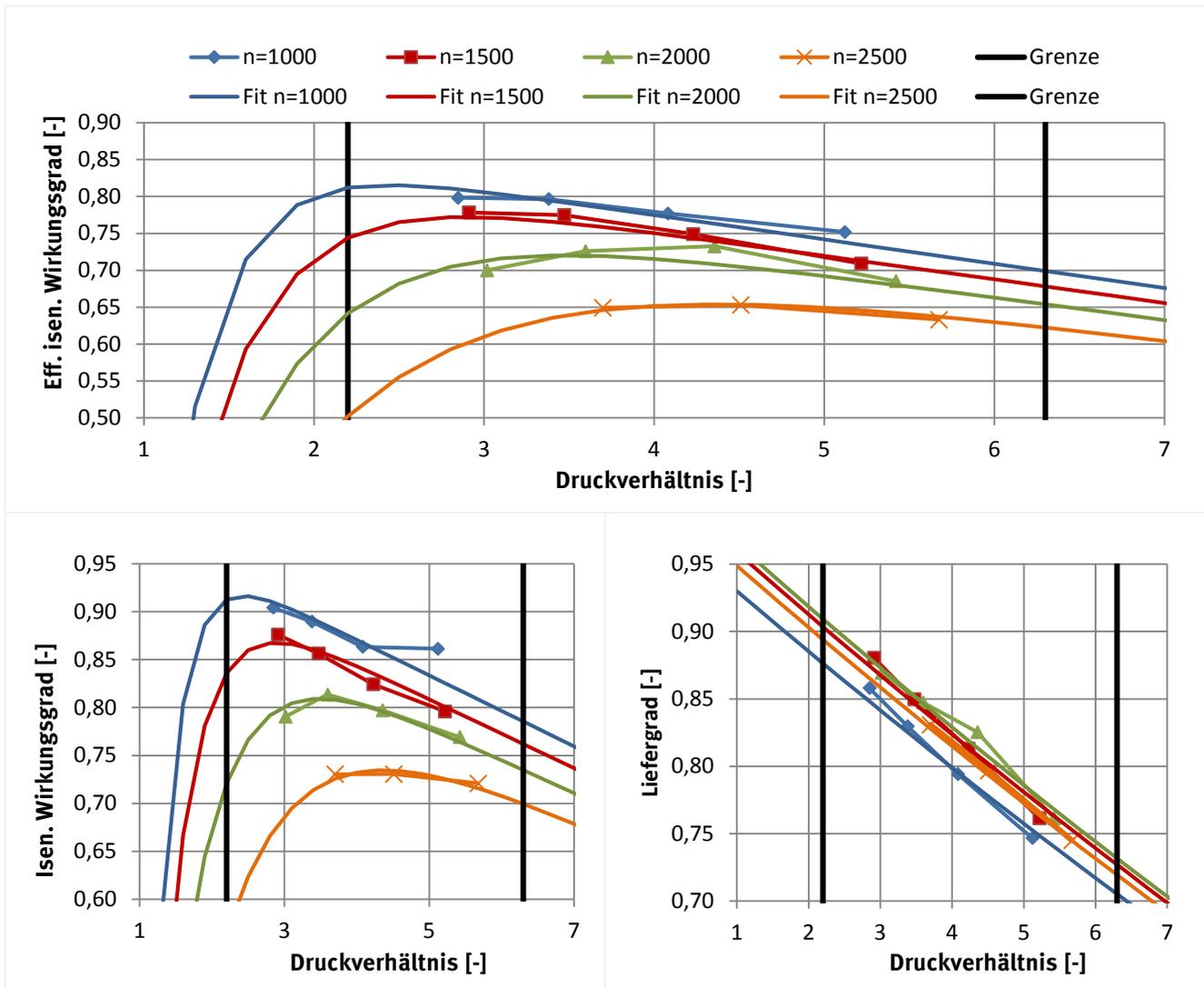
**Abbildung 47: Verdichterkenngößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den Verdichter-Typ 4CDC-9Y-40S der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.**

## Zweistufiger Verdichter

Für den zweistufigen R410A-Hubkolbenverdichter S4NPFR in einem Drehzahlbereich von 1000 bis 2500 1/min lagen Messdaten eines Anlagen-Herstellers vor. In Abbildung 48 und Abbildung 49 sind für die vier Drehzahlen die experimentellen Verdichterkenngößen zusammen mit an die Messdaten angenäherten Korrelationen (Fit) dargestellt. Experimentelle Daten lagen nur für einen begrenzten Bereich der Druckverhältnisse vor. Außerhalb dieses Bereiches sind Aussagen zu den Verdichterkenngößen unsicher. Daher wurden Vertrauensbereiche von  $1,5 < p_D/p_S < 2,7$  für die Niederdruck (ND)-Stufe und  $2,2 < p_D/p_S < 6,3$  für die Hochdruck (HD)-Stufe definiert. Innerhalb dieser Bereiche werden die Korrelationen (Fit) verwendet. Außerhalb dieser Vertrauensbereiche wurden für die Verdichterkenngößen die Grenzwerte des jeweiligen Vertrauensbereiches als konstanter Wert gewählt. Die effektiven isentropen Wirkungsgrade in Abbildung 48 und Abbildung 49 sind auf die mechanische Wellenleistung bezogen.



**Abbildung 48:** Verdichterkenngößen der Niederdruck (ND)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ S4NPFR der Fa. Bitzler. Datengrundlage sind Messdaten eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.



**Abbildung 49:** Verdichterkenngrößen der Hochdruck (HD)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ S4NPFR der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Messdaten eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.

Der isentrope Verdichter Wirkungsgrad und der effektiv-isentrope Wirkungsgrad sind in der ND-Stufe (Abbildung 48) relativ niedrig, jedoch in der HD-Stufe (Abbildung 55) sehr hoch. Im zweistufigen Verdichter wird Wärme innerhalb des Verdichters von der Hoch- zur Niederdruckseite transportiert. Dies verbessert die Bewertungsgrößen auf der Hochdruckseite bzw. verschlechtert sie auf der Niederdruckseite. Der effektive Liefergrad für die Hochdruckseite (Abbildung 49) steigt mit zunehmender Drehzahl an, was ungewöhnlich ist, üblicherweise sinkt er. Da keine weiteren Messungen zu dem Verdichter vorlagen bzw. selber nicht durchgeführt werden konnten, wurde mit diesen Daten gearbeitet.

### 11.1.3 Propen (R1270)-Verdichter

Für Propen (R1270) wurden die Daten eines einstufigen Hubkolbenverdichters der Firma Bitzer, Typ: 4CDC-5.2-40S herangezogen. Bei dem zweistufigen Hubkolbenverdichter handelt es sich um einen Verdichter der Firma Bock, Typ: FZX 40, zu dem experimentelle Daten vorliegen.

Tabelle 21: Übersicht der R1270-Verdichter

R1270-Verdichter	Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	Datenbasis
Bitzer 4DC-5.2-40S	308	Software-Daten
Bock FZX 40	325/275	Experimentelle-Daten

#### Einstufiger Verdichter

Für die Verdichtereffizienzen liegen Software-Angaben nur für die Drehzahl  $n = 1450$  1/min vor, für davon abweichende Drehzahlen wird der Modellansatz aus Kapitel 11.1.1 herangezogen. Der effektive isentrope Wirkungsgrad ist auf die mechanische Wellenleistung bezogen.

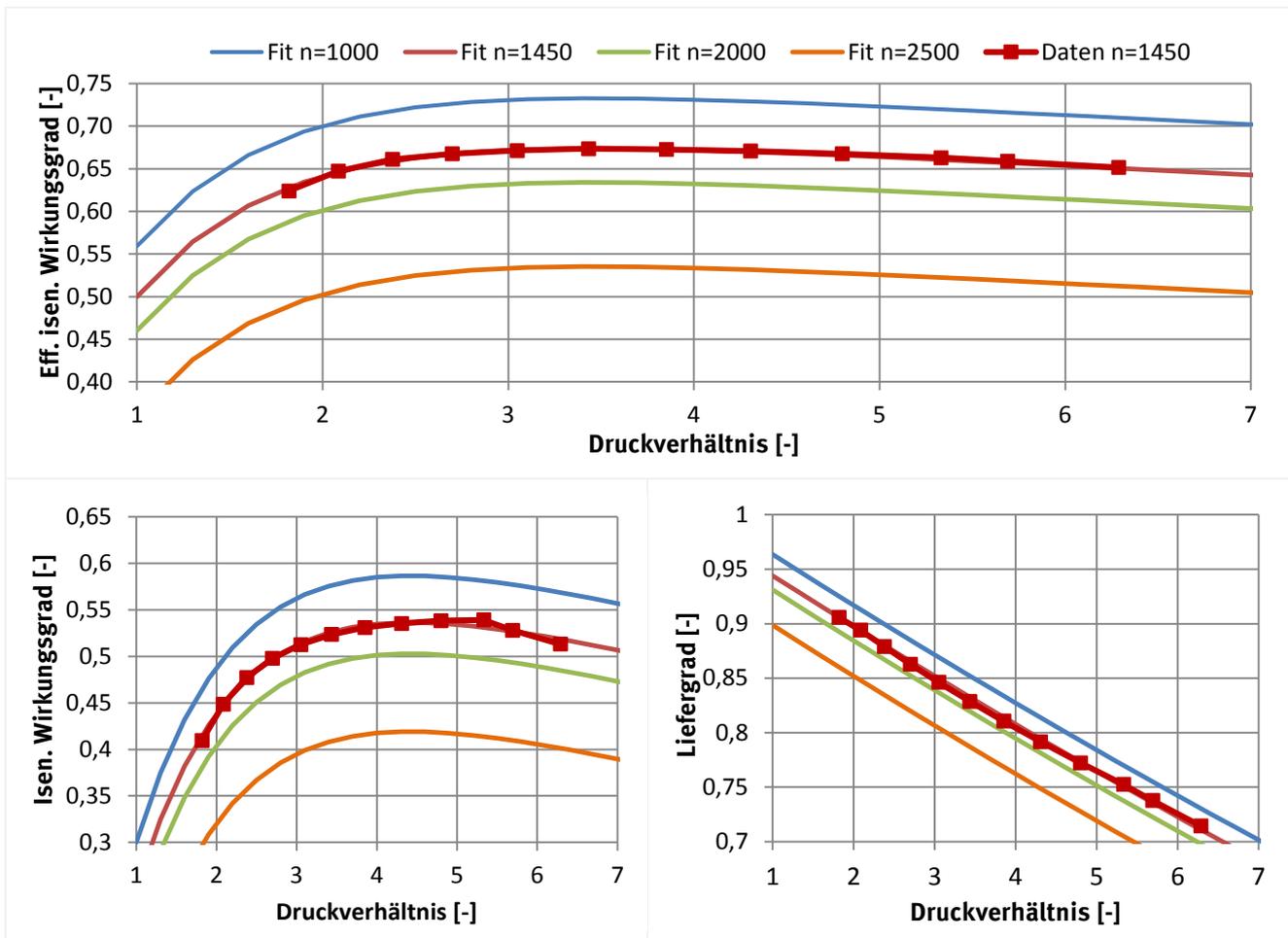
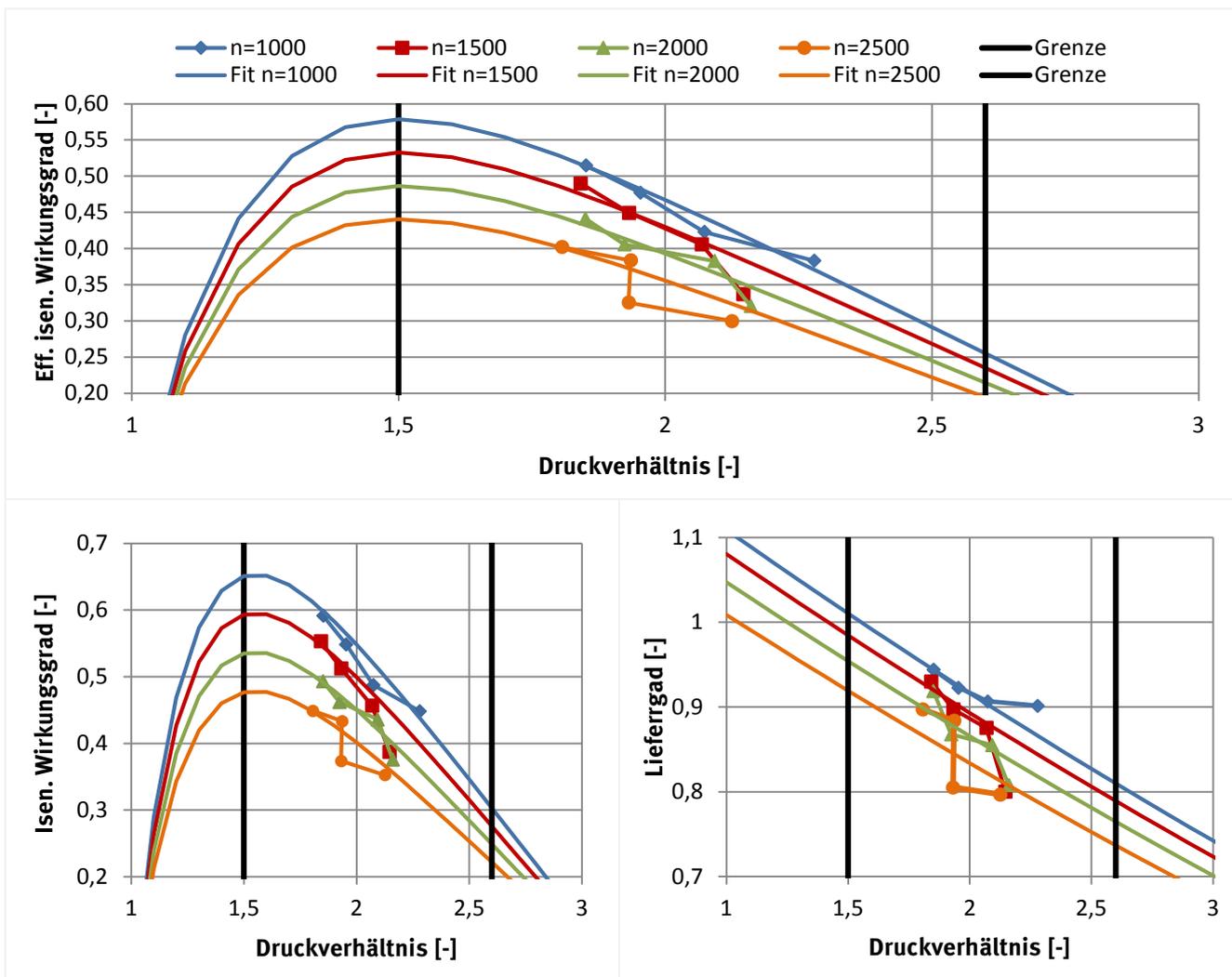


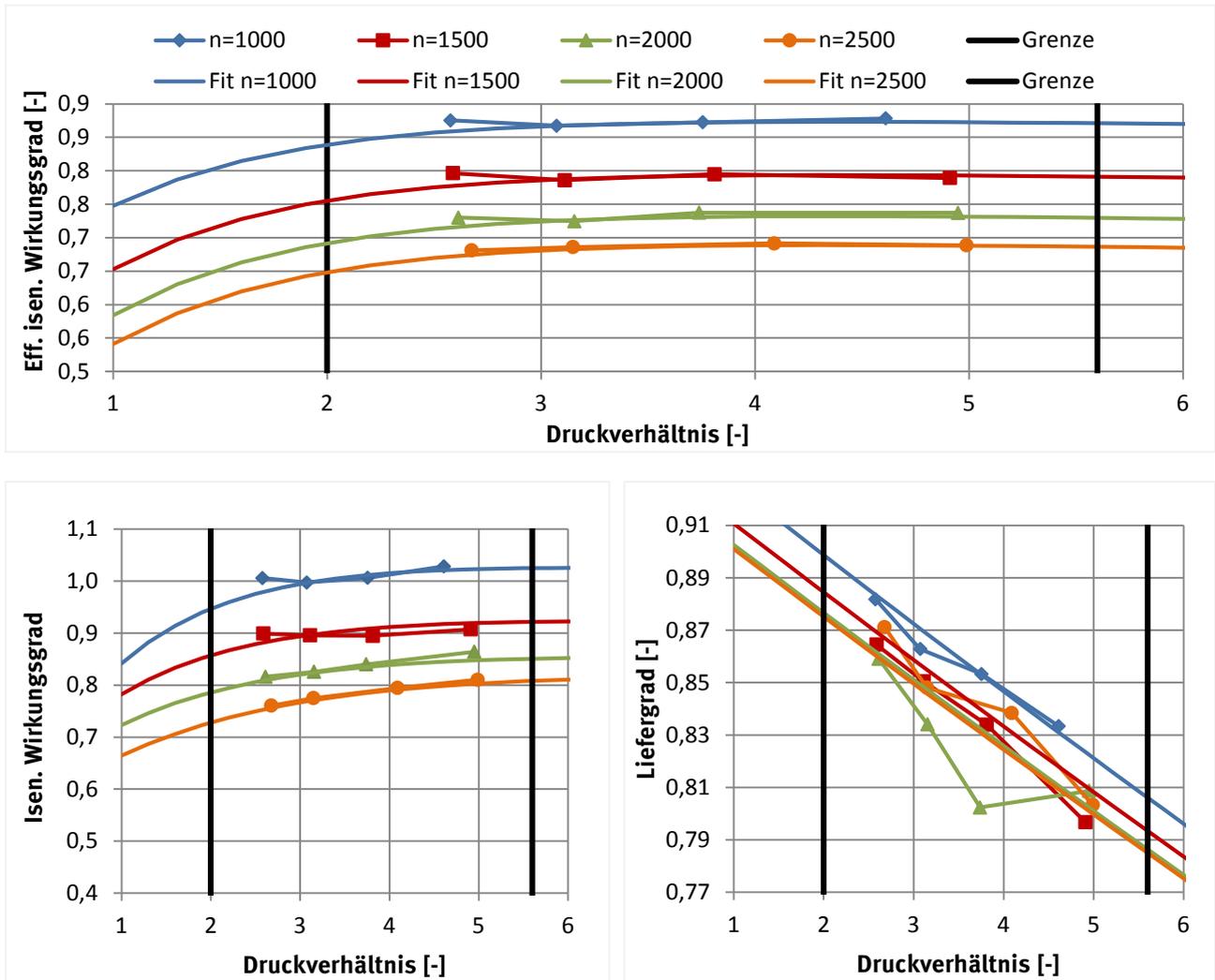
Abbildung 50: Verdichterkenngrößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den Verdichter-Typ 4DC-5.2-40S der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.

## Zweistufiger Verdichter

Für den zweistufigen R1270-Hubkolbenverdichter lagen experimentelle Daten in einem Drehzahlbereich von 1000 bis 2500 1/min vor. In Abbildung 51 und Abbildung 52 sind für vier Drehzahlen die experimentellen Verdichterkenngrößen zusammen mit an die Messdaten angenäherten Korrelationen (Fit) dargestellt. Wie für R410A gab es auch für R1270 nur Messdaten in einem begrenzten Druckverhältnis-Bereich. Daher wurden Vertrauensbereiche von  $1,5 < p_D/p_S < 2,6$  für die ND-Stufe und  $2,0 < p_D/p_S < 5,6$  für die HD-Stufe definiert, in denen die dargestellten Kurvenverläufe herangezogen wurden. Außerhalb dieser Vertrauensbereiche wurden jeweils die Grenzwerte des Vertrauensbereichs als konstanter Wert gewählt. Die effektiven isentropen Wirkungsgrade in Abbildung 51 und Abbildung 52 sind auf die mechanische Wellenleistung bezogen.



**Abbildung 51:** Verdichterkenngrößen der Niederdruck (ND)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ FZX 40 von GEA Bock. Datengrundlage sind externe Messungen eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.



**Abbildung 52:** Verdichterkenngrößen der Hochdruck (HD)-Stufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den zweistufigen Verdichter-Typ FZX 40 von GEA Bock. Datengrundlage sind externe Messungen eines Transportkälteanlagen-Herstellers. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.

### 11.1.4 Kohlendioxid (R744)-Verdichter

Für R744 bot nur Dorin einen zweistufigen Verdichter an, zu dem aber keine belastbaren Messwerte vorlagen. Für die Modellierung wurde daher auf zwei einstufige Verdichter zurückgegriffen. Ausgewählt wurden ein subkritischer Verdichter HGX12P/75-4CO<sub>2</sub> der Firma GEA Bock und ein transkritischer Verdichter 4FTC-30K der Firma Bitzer (siehe Tabelle 23).

Für beide Verdichter-Typen liegen nur Herstellerangaben der Firmen GEA Bock bzw. Bitzer für eine konstante Drehzahl von  $n = 1450$  1/min vor. Zur Berücksichtigung der Drehzahlabhängigkeit wurde ebenfalls der im Kapitel 11.1.1 vorgestellte Ansatz verwendet.

**Tabelle 22:** Übersicht der R744-Verdichter

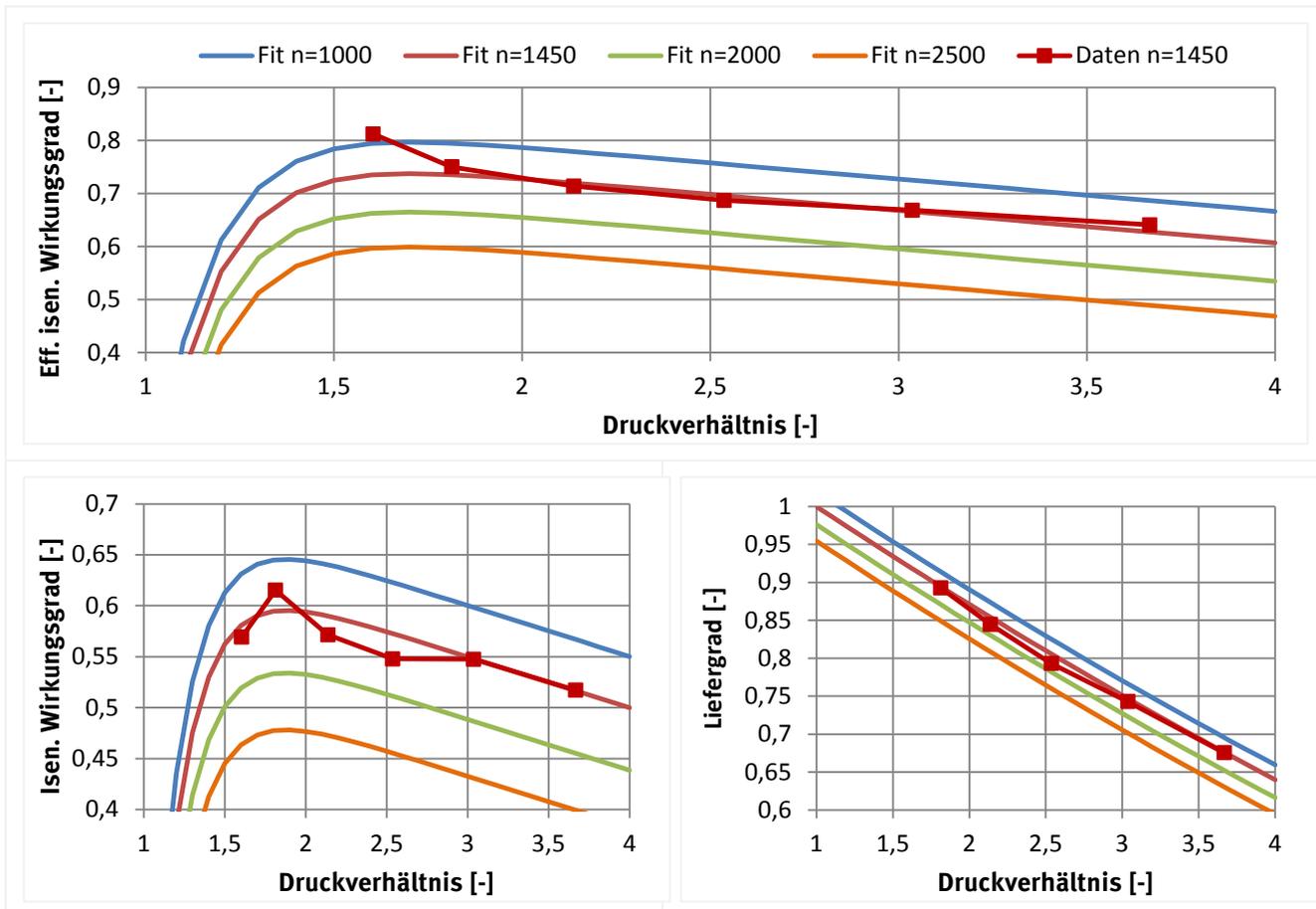
R744-Verdichter	Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	Datenbasis
GEA Bock HGX12P/75-4CO <sub>2</sub>	75	Software-Daten
Bitzer 4FTC-30K	202,3	Software-Daten

## Einstufiger Verdichter

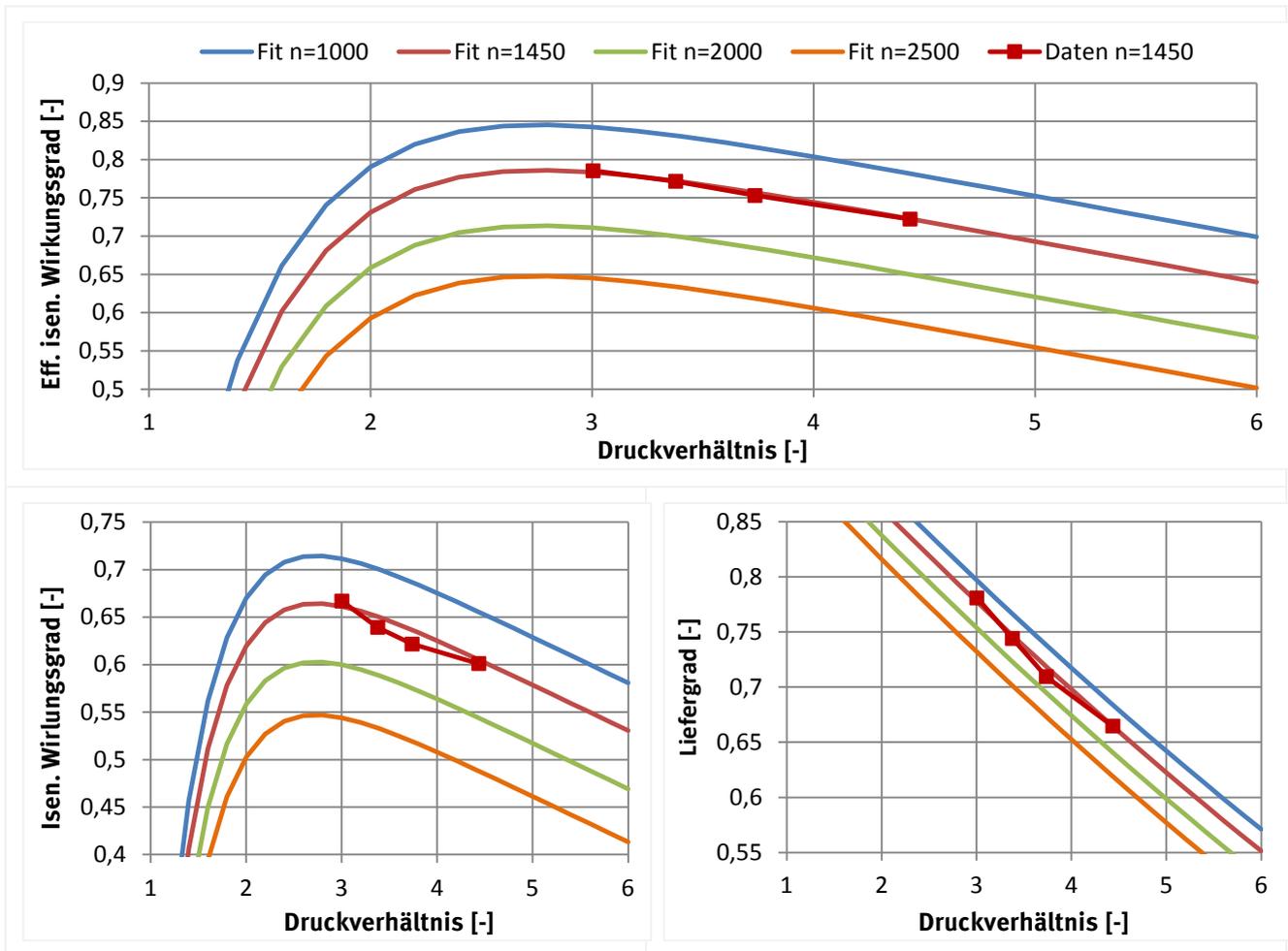
Für den einstufigen Prozess wurde der transkritische Verdichter der Fa. Bitzer, Modell 4FTC-30K für die Simulation herangezogen. Dieser Verdichter ist der gleiche, der für die HD-Stufe des zweistufigen Verdichters verwendet wird. Die Verdichterdaten sind im folgenden Abschnitt zu finden.

## Zweistufiger Verdichter

Die zweistufige Verdichtung wurde durch zwei einstufige Hubkolbenverdichter abgebildet. Für die ND-Stufe wurde ein subkritischer Verdichter (HGX12P/75-4CO<sub>2</sub>) und für die HD-Stufe ein transkritischer Verdichter (4FTC-30K) herangezogen.



**Abbildung 53:** Verdichterkenngrößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den einstufigen Verdichter-Typ HGX12P/75-4CO<sub>2</sub> der Fa. GEA Bock. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.



**Abbildung 54:** Verdichterkenngößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Drehzahl für den einstufigen Verdichter-Typ Bitzer 4FTC-30K der Fa. Bitzer. Datengrundlage sind Software-Daten. Die Legende gilt für alle drei Diagramme.

## 11.2 Verlustbasiertes Verdichtermodell

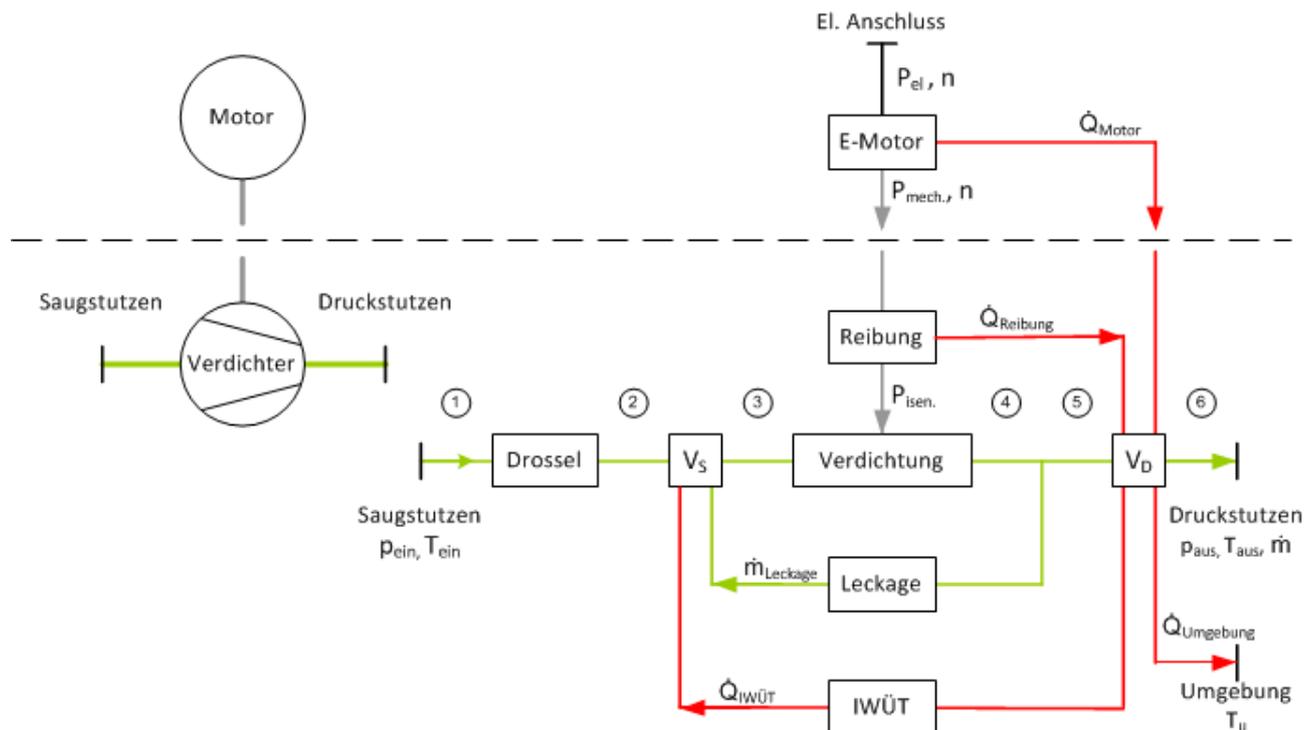
Die beiden einstufigen halbhermetischen R744-Hubkolbenverdichter und der zweistufige halbhermetische R744-Radialkolbenverdichter wurden jeweils mittels halbempirischer Modelle beschrieben. Die wesentlichen physikalischen Prozesse innerhalb der Verdichter, die Einfluss auf den Massenstrom, die Verdichteraustrittstemperatur und die elektrische Leistungsaufnahme haben, wurden durch physikalische Gleichungen beschrieben. Die Gleichungen sind durch empirische Koeffizienten an die Messdaten anzupassen. Dieser Ansatz wird in (Navarro et al. 2007a) zur Modellierung eines Hubkolbenverdichters mit konstanter Verdichterdrehzahl herangezogen und in (Navarro et al. 2007b) an experimentellen Daten mit unterschiedlichen Hubkolbenverdichtern und Kältemitteln getestet.

Der in (Navarro et al. 2007a) genannte Ansatz wurde ergänzt, um Variationen der Drehzahl und Änderungen der Kolbenanzahl im Modell berücksichtigen zu können. Die im Kapitel 11.2.1 näher beschriebenen Koeffizienten wurden so gewählt, dass die experimentellen Daten möglichst gut durch das beschriebene Modell wiedergegeben werden.

### 11.2.1 Einstufiger halbhermetischer Hubkolbenverdichter

Bei einem halbhermetischen Verdichter ist der Elektromotor in das Verdichtergehäuse integriert. Die Modellerstellung erfolgte getrennt für den Verdichter und den Elektromotor, wobei zwischen beiden Komponenten Wechselwirkungen bestehen. Ein Fließbild des einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter-Modells ist in Abbildung 55 dargestellt.

Aus den bekannten Eingabegrößen Eingangsdruck  $p_{ein}$ , Eingangstemperatur  $T_{ein}$ , Ausgangsdruck  $p_{aus}$ , Verdichterdrehzahl  $n$  und Umgebungstemperatur  $T_U$  wurden die gesuchten Ausgabegrößen Ausgangstemperatur  $T_{aus}$ , Massenstrom  $\dot{m}$  und die elektrische Antriebsleistung  $P_{el}$  mit Hilfe des Modells bestimmt.



**Abbildung 55:** Fließbild des verlustbasierten Verdichtermodells. Links ist ein Piktogramm der Komponenten Verdichter und Motor eingezeichnet, rechts sind die Vorgänge in den Komponenten aufgeführt. Grüne Linien geben den Kältemittelpfad, rote Linien den Wärmestrom und graue Linien den Pfad der mechanischen Leistung an.

#### Verdichter

Im Modell werden die physikalischen Prozesse während der Verdichtung des Kältemittels durch die Komponente „Verdichter“ beschrieben. Im Vergleich zu einer idealen isentropen Verdichtung gibt es in einem realen Verdichter eine Vielzahl von Verlusten, die den Verdichtungsprozess negativ beeinflussen und Auswirkungen auf die gesuchten Größen (Ausgangstemperatur  $T_{aus}$ , Massenstrom  $\dot{m}$  und die elektrische Antriebsleistung  $P_{el}$ ) haben. Die Verdichtung erfolgt in Abbildung 55 von links nach rechts (grüner Pfad). In den beiden Volumina (Volumen  $V_S$  und  $V_D$ ) erfolgt eine Wärmezufuhr oder Wärmeabfuhr, die zu Temperaturänderungen des Kältemittels führen. In den Volumina wurden die Erhaltungsgleichungen für Energie und Masse formuliert.

- Drosselverluste in der Saug- und Druckleitung

Druckverluste des Kältemittels wurden nur in der Saugleitung berücksichtigt. Die Druckverluste der Druckleitung wurden aufgrund von geringer Relevanz für den Massenstrom und die mechanische bzw. elektrische Leistungsaufnahme vernachlässigt (Navarro et al. 2007b). Die Drosselverluste zwischen dem Zustand 1 und 2 werden beschrieben mit:

$$\dot{m} = A_{eff} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot (p_2 - p_1)} \quad \text{mit} \quad K_{3r} = A_{eff} \cdot \sqrt{2} \quad (24)$$

- Wärmestrom von der Hoch- zur Niederdruckseite

Die Kältemitteltemperatur ist auf der Hochdruckseite höher als auf der Saugseite. Über das Verdichtergehäuse besteht ein thermischer Kontakt zwischen Saug- und Hochdruckseite, der zu einem Wärmestrom und damit zu einer Temperaturerhöhung des Kältemittels an der Saugseite führt. Der Wärmestrom wird mittels eines konvektiven Wärmeübergangs und der Temperaturdifferenz  $T_{6(s_6=s_1)} - T_1$  abgeschätzt. Hierbei gibt  $T_{6(s_6=s_1)}$  die Verdichtungsendtemperatur bei isentroper Verdichtung vom Zustand 1 bis zum Zustand 6 an.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{IW\ddot{U}T} &= \alpha A \cdot (T_{6(s_6=s_1)} - T_1) \\ &= K_2 \cdot Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,4} \cdot \lambda_3 \cdot (T_{6(s_6=s_1)} - T_1) \end{aligned} \quad (25)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  wurde mit dem nachfolgend aufgeführten Ansatz für turbulente Strömung beschrieben. Für die Wärmeübertragungsfläche  $A$  wurde eine Rohroberfläche angenommen. Alle Konstanten wurden zur Größe  $K_2$  zusammengefasst.

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = C \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{und} \quad A = \pi dL \quad (26)$$

- Verdichtung

Das Kältemittel wird zwischen den beiden Punkten 3 und 4 isentrop verdichtet. Die Leistung der isentropen Verdichtung  $P_{isen}$  berechnet sich nach Gl. (27) aus der spezifischen Enthalpiedifferenz ( $h_{4(s_4=s_3)} - h_3$ ) und dem geförderten Massenstrom  $\dot{m}_4$ .

$$P_{isen} = \dot{m}_4 \cdot (h_{4(s_4=s_3)} - h_3) \quad (27)$$

Das geometrische Hubvolumen setzt sich aus dem Hubvolumen  $V_{Hub}$  und dem Schadraumvolumen  $V_{Schad}$  zusammen. Das Schadraumvolumen verringert den förderbaren Volumenstrom bzw. Massenstrom  $\dot{m}_4$ . Der geförderte Massenstrom  $\dot{m}_4$  berechnet sich aus der Anzahl der Kolben  $z$ , dem Hubvolumen  $V_{Hub}$ , der Drehzahl  $n$ , der Dichte im Punkt 3  $\rho_3$  und einem theoretischen Liefergrad  $\eta_{th}$ . Dieser berücksichtigt den Einfluss des Schadvolumens und gibt das Verhältnis von geförderter Kältemittelmasse zu bewegter Kältemittelmasse an.

$$\dot{m}_4 = nz \cdot V_{Hub} \cdot n \cdot \rho_3 \cdot \eta_{th} \quad (28)$$

$$\eta_{th} = 1 - \left( \frac{V_{Schad}}{V_{Hub}} \right) \cdot \left( \left( \frac{\rho_{4(s_4=s_3)}}{\rho_3} \right) - 1 \right)$$

- Leckageverluste

Im Verdichter treten während der Verdichtung innere Kältemittelleckagen im Hubkolben und den Ein- und Auslassventilen auf. Es wird angenommen, dass die Verluste durch die Ein- und Auslassventile überwiegen. Der Ansatz aus (Navarro et al. 2007a) wurde jeweils um einen Term für die Drehzahlabhängigkeit  $n$  und die Kolbenanzahl  $z$  ergänzt,  $n_0$  und  $z_0$  sind auf den Auslegungspunkt bezogen.

$$\dot{m}_{Leck} = A_{Leck} \sqrt{2 \cdot \rho_S \cdot (p_4 - p_3)} \cdot \left(\frac{z}{z_0}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{Leck} \quad \text{und} \quad K'_5 = A_{Leck} \sqrt{2} \quad (29)$$

- Wärmeverluste an die Umgebung

Das Verdichtergehäuse gibt einen Wärmestrom an die Umgebung ab, dessen Höhe von der Fluidaustrittstemperatur und der Umgebungstemperatur abhängt. Gegenüber dem Ansatz von (Navarro et al. 2007a) wird der Wärmestrom mittels Gl. (30) abgeschätzt.

$$\dot{Q}_{Umgebung} = \alpha_{Gehäuse} \cdot A_{Gehäuse} \cdot (T_6 - T_{Umgebung}) \quad (30)$$

- Mechanische Reibungsverluste im Verdichter

Mechanische Reibungsverluste im Verdichter treten beispielsweise im Kolben und den Lagern der Nockenwelle auf, sie wurden durch einen Ansatz von (Winandy et al. 2002) beschrieben. Die Reibungsverluste in den Kolben sind quadratisch vom Drehzahlverhältnis abhängig. Dieser Term wurde gegenüber (Winandy et al. 2002) um einem zusätzlichen Term für die Kolbenanzahl  $z$  erweitert.

$$\dot{Q}_{Reib} = K_7 \cdot P_{isen} + K_8 \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \cdot \left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (31)$$

- Motorverluste

Im Elektromotor treten Verluste auf, die in Form von Abwärme abgeführt werden. Bei den beiden verwendeten einstufigen halbhermetischen R744-Hubkolbenverdichtern (HAX2/70-4CO<sub>2</sub> T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub> T) wird angenommen, dass ein thermischer Kontakt und eine Wärmeabgabe  $\dot{Q}_{Motor}$  an die Hochdruckseite erfolgt.

## Elektromotor

Im Elektromotor wird elektrische Leistung in mechanische Leistung umgewandelt, wobei Verluste in Form von Wärme anfallen. Die Effizienz von Elektromotoren  $\eta_{Motor}$  ist das Verhältnis der mechanischen Leistung  $P_{mech}$  zur elektrischen Leistung  $P_{el}$ . Der Motorwirkungsgrad  $\eta_{Motor}$  wurde im Modell als Funktion des Drehmomentes und der Drehzahl hinterlegt. Hierbei wurde, soweit vorhanden, auf Herstellerangaben zurückgegriffen.

$$\eta_{Motor} = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{Motor} = (1 - \eta_{Motor}) \cdot P_{el}$$

### 11.2.2 Zweistufiger Radialkolbenverdichter

Im zweistufigen Radialkolbenverdichter erfolgt eine Verdichtung des Kältemittels in zwei Stufen, der Niederdruck (ND)- und der Hochdruck (HD)-Stufe. Die Kolben beider Stufen sind auf einer gemeinsamen Antriebswelle angeordnet, die von einem Permanentmotor angetrieben wird. Die Modellierung des zweistufigen Verdichters verwendet die im letzten Kapitel 11.2.1 vorgestellten Komponenten Verdichter und Elektromotor. Das Fließbild des zweistufigen Verdichters ist in Abbildung 56 gegeben. Zwischen der HD-Stufe und der ND-Stufe besteht ein zusätzlicher Wärmestrom, der ebenfalls nach Gleichung (25) modelliert wurde. Wärme wird vom Volumen  $V_D$  der HD-Stufe an das Volumen  $V_S$  der ND-Stufe transportiert. Die mechanischen Antriebsleistungen beider Stufen werden von dem Permanentmotor aufgebracht.

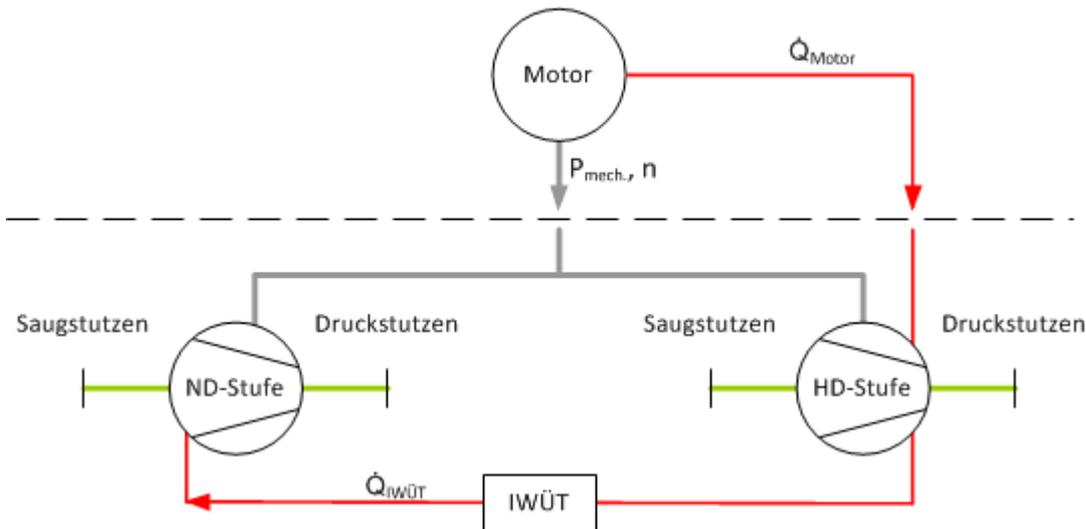


Abbildung 56: Fließbild des zweistufigen Radialkolbenverdichters

### 11.2.3 Validierung

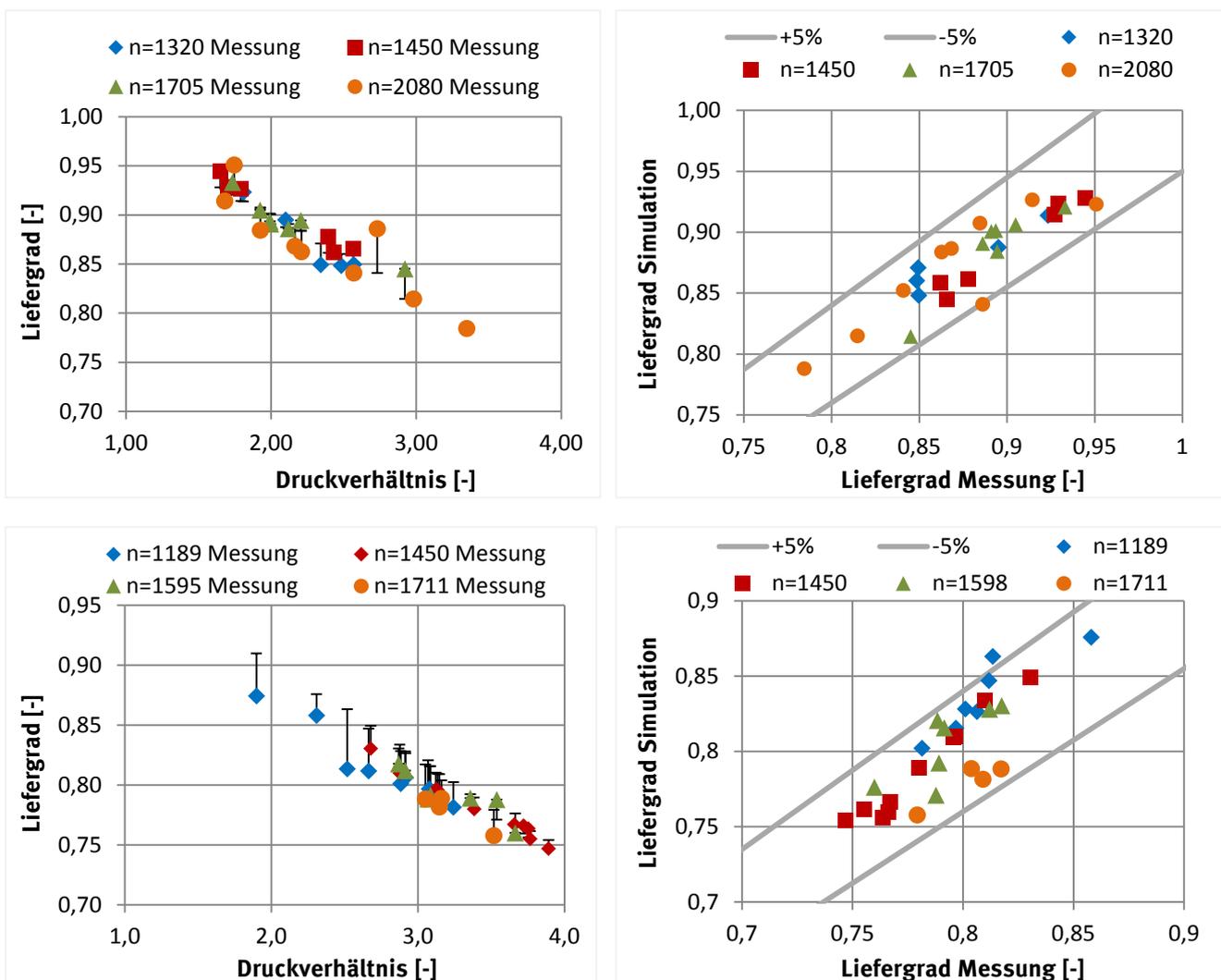
Die beiden einstufigen Hubkolbenverdichter und der zweistufige Radialkolbenverdichter wurden separat als Einzelkomponenten über einen großen Drehzahlbereich validiert. Hierzu wurden die Eintrittsgrößen  $p_{ein}$ ,  $T_{ein}$  sowie der Austrittsdruck  $p_{aus}$  und die Verdichterdrehzahl  $n$  vorgegeben. Die empirischen Koeffizienten wurden so gewählt, dass die Abweichungen der Größen  $T_{aus}$ ,  $\dot{m}$  und  $P_{el}$  zwischen Messung und Simulation gering sind. Im Folgenden erfolgt die Beurteilung der Validierung über die beiden dimensionslosen Kenngrößen effektiver Liefergrad  $\lambda_{eff}$  und effektiver isentroper Wirkungsgrad  $\eta_{eff\ isen}$ , die Aussagen zum Massenstrom  $\dot{m}$  und der elektrischen Antriebsleistung  $P_{el}$  erlauben. Auf die Austrittstemperatur  $T_{aus}$  wird an dieser Stelle nicht eingegangen.

#### Einstufige halbhermetische Hubkolbenverdichter

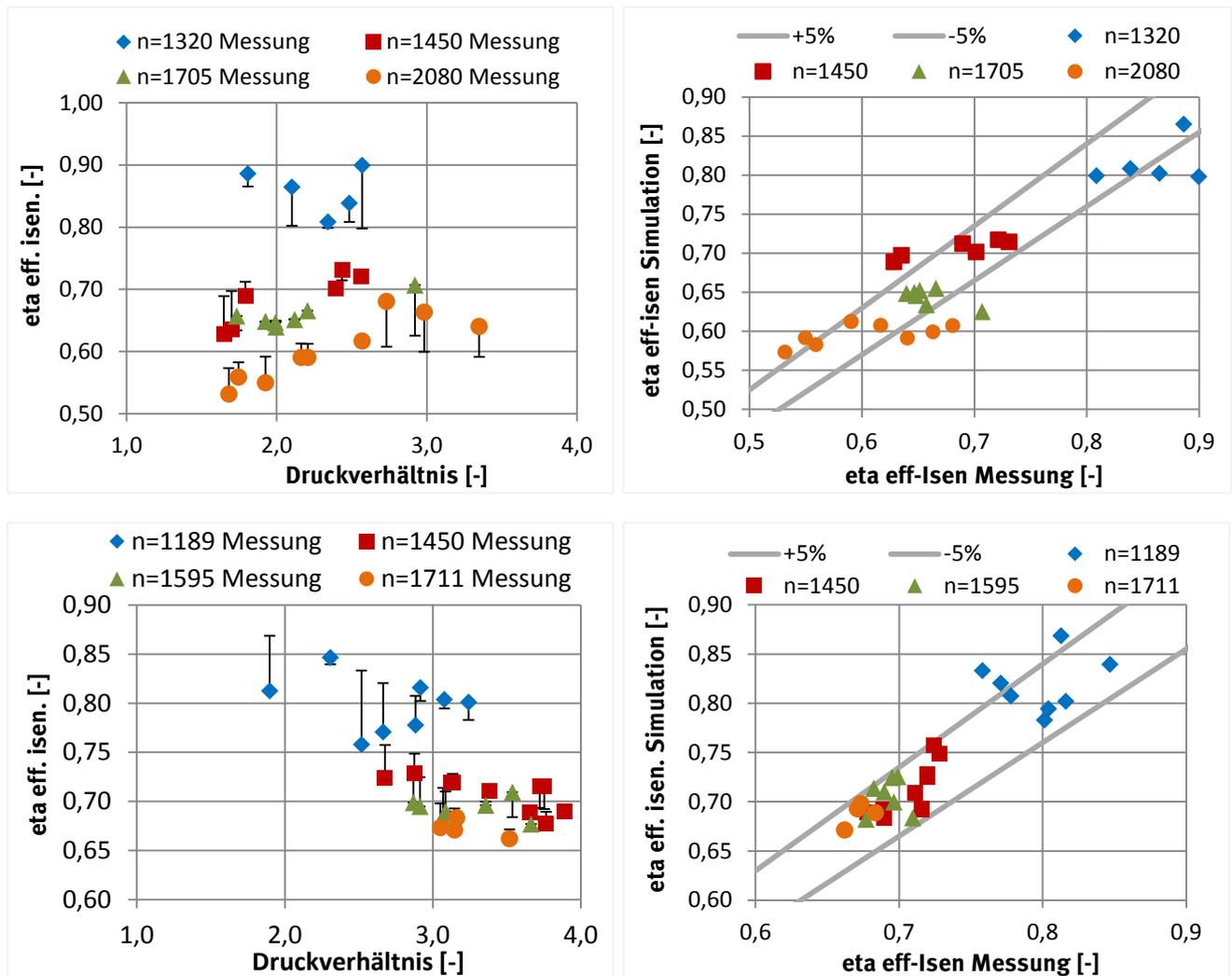
Die Modellgenauigkeiten der beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter (HAX 2/70 bzw. HAX 2/90) werden gemeinsam diskutiert. Der HAX 2/70 wird als ND-Verdichter, der HAX 2/90 als HD-Verdichter im zweistufigen Kreislauf eingesetzt. Abbildung 57: Effektiver Liefergrad des Niederdruck (ND)-Verdichters oben (HAX 2/70) und des Hochdruck (HD)-Verdichters unten (HAX 2/90). Links: Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation. zeigt den effektiven Liefergrad beider Verdichter in insgesamt vier Diagrammen, wobei die beiden oberen Diagramme für den ND-Verdichter und die beiden unteren Diagramme für den HD-Verdichter gelten.

Die beiden Diagramme auf der linken Seite von **Abbildung 57** zeigen den effektiven Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für vier unterschiedliche Drehzahlen  $n$  im Bereich zwischen  $n = 1189$  1/min. und  $n = 2080$  1/min. Die Symbole zeigen den effektiven Liefergrad aus den Messungen, kurze schwarze horizontale Linien den effektiven Liefergrad der Simulationen. Aufgrund der geringen Abweichungen werden die schwarzen horizontalen Linien in vielen Punkten in den Grafiken von den Symbolen überdeckt. Die effektiven Liefergrade der Messungen und Simulationen sinken mit steigendem Druckverhältnis näherungsweise linear.

Auf der rechten Seite von **Abbildung 57** ist jeweils ein Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem effektivem Liefergrad abgebildet. Die Daten der Messung sind jeweils auf der x-Achse und die Simulationenwerte auf der y-Achse aufgetragen. Zur Abschätzung der Modellgenauigkeiten sind zusätzliche  $\pm 5\%$ -Abweichungsgeraden gegeben. Bis auf einen Ausreißer liegen alle Punkte innerhalb der  $\pm 5\%$ -Abweichungsgeraden.



**Abbildung 57:** Effektiver Liefergrad des Niederdruck (ND)-Verdichters oben (HAX 2/70)) und des Hochdruck (HD)-Verdichters unten (HAX 2/90). Links: Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation.



**Abbildung 58:** Effektiver isentroper Wirkungsgrad  $\eta_{eff.Isen}$  des Niederdruck (ND)-Verdichters oben (HAX 2/70) und des Hochdruck (HD)-Verdichters (unten (HAX 2/90)). Links: Effektive isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation.

Die Modellgenauigkeiten des effektiven Liefergrades sind für beide Verdichter Tabelle 24 zu entnehmen. Der mittlere absolute Fehler des effektiven Liefergrades beträgt für den ND-Verdichter 0,01 und für den HD-Verdichter 0,02.

Der effektive isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{eff.Isen}$  beider einstufigen Verdichter wird in Abbildung 58 ebenfalls anhand von vier Diagrammen diskutiert. Abbildung 58 zeigt oben Werte für den ND-Verdichter und unten für den HD-Verdichter. Links ist erneut jeweils der effektive isentrope Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für vier unterschiedliche Drehzahlen aufgetragen. Messdaten werden auch hier durch die Symbole und Simulationswerte durch die horizontalen Striche symbolisiert. Mit zunehmender Drehzahl fällt der effektive isentrope Wirkungsgrad ab.

Abbildung 58 zeigt rechts Daten der Messung jeweils auf der x-Achse und die Simulationswerte auf der y-Achse. Zur Abschätzung der Modellgenauigkeiten sind wieder zusätzlich die  $\pm 5\%$ -Abweichungsgeraden angegeben. Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind etwas größer als für den Liefergrad.

Die beiden Verdichtermodelle geben die Messdaten für den effektiven isentropen Wirkungsgrad mit Abweichungen zum Teil über 5%, im Extremfall bis 11% wieder. Die größeren Abweichungen sind auch in Tabelle 24 mit mittleren absoluten Abweichungen von 0,03 für den ND-Verdichter und 0,02 für den HD-Verdichter wiederzufinden.

**Tabelle 23: Modellgenauigkeit der beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter.**

	Messung	Mittlerer absoluter Fehler	Standardabweichung
ND-Stufe: HAX 2/70: $\lambda_{eff}$ [-]	0,78 bis 0,95	0,01	0,02
ND-Stufe: HAX 2/70: $\eta_{eff.Isen.}$ [-]	0,53 bis 0,90	0,03	0,04
HD-Stufe: HAX 2/90: $\lambda_{eff}$ [-]	0,76 bis 0,87	0,02	0,01
HD-Stufe: HAX 2/90: $\eta_{eff.Isen.}$ [-]	0,70 bis 0,84	0,02	0,03

### Zweistufiger halbhermetischer Radialkolbenverdichter

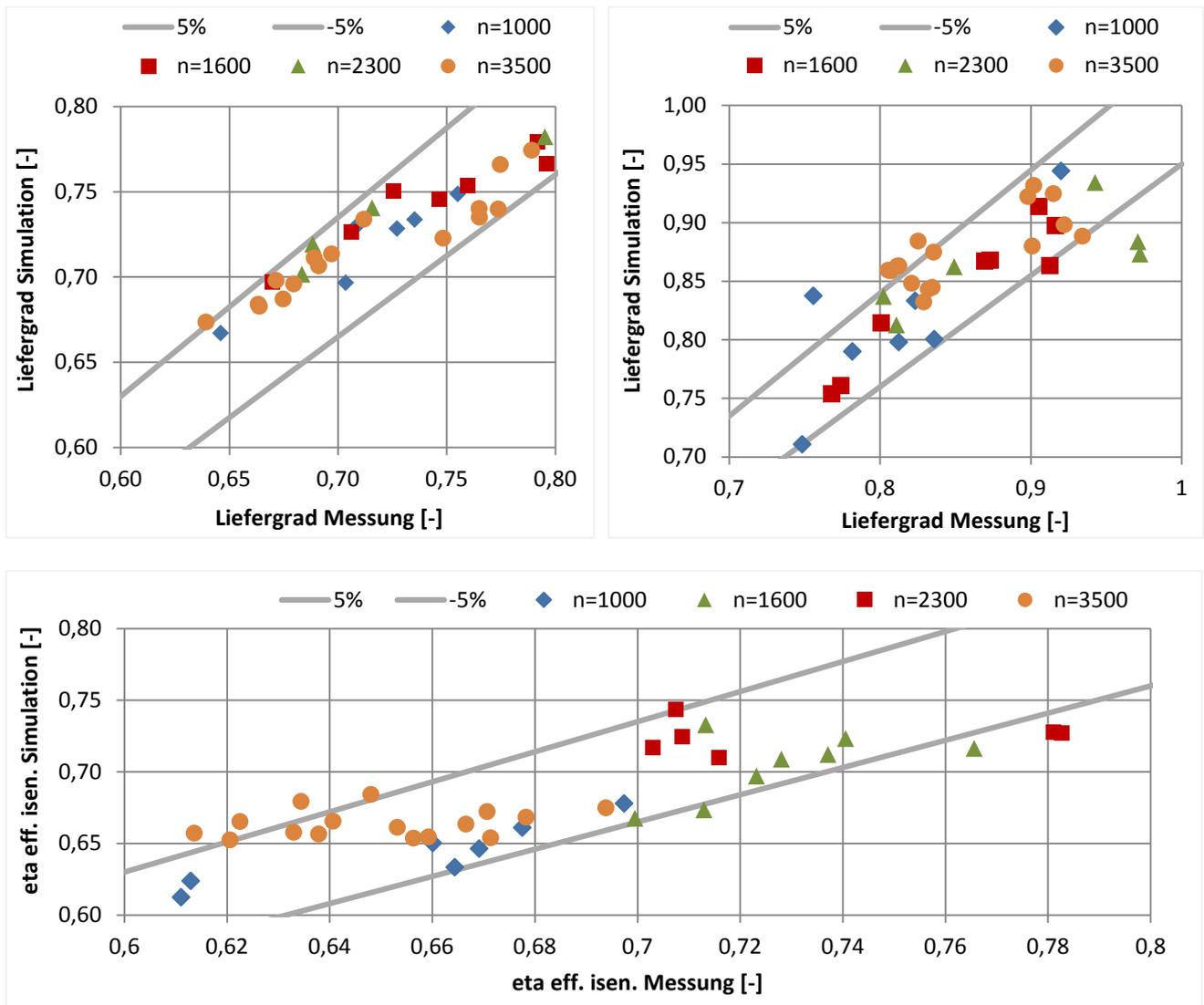
Die Güte der Verdichtermodellierung wird für den zweistufigen halbhermetischen Radialkolbenverdichter durch den effektiven Liefergrad  $\lambda_{eff}$  und den effektiven isentropen Verdichtewirkungsgrad  $\eta_{eff.Isen.}$  bewertet. Beide Wirkungsgrade sind in Abbildung 59 jeweils als xy-Diagramme dargestellt, wobei die Daten der Messung auf der x-Achse und die Simulationswerte auf der y-Achse aufgetragen sind.

Die beiden Diagramme oben von Abbildung 59 geben den effektiven Liefergrad für vier Drehzahlen zwischen  $n_{ND} = n_{HD} = 1000$  1/min. bis 3000 1/min. von Niederdruck (ND)-Stufe (links) und Hochdruckstufe (HD)-Stufe (rechts) an. Zusätzlich sind in beiden Diagrammen  $\pm 5\%$ -Abweichungsgeraden zur Abschätzung der Modellgenauigkeit gegeben. Die Messungen werden durch die Simulation mit maximalen Abweichungen bis 5% in der ND-Stufe und maximal bis 11% in der HD-Stufe wiedergegeben. Die mittleren absoluten Fehler beider Stufen sind auch Tabelle 25 zu entnehmen.

Abbildung 59 zeigt unten den effektiven isentropen Wirkungsgrad des zweistufigen Verdichters, definiert als die Summe der isentropen Leistungen von ND- und HD-Stufe bezogen auf die elektrische Antriebsleistung. Im Diagramm sind zur Abschätzung der Modellgenauigkeit zusätzlich  $\pm 5\%$ -Abweichungsgeraden dargestellt. Die Abweichungen der Simulation gegenüber den Messdaten betragen maximal 7%.

**Tabelle 24: Modellgenauigkeit des zweistufigen halbhermetischen Radialkolbenverdichters.**

	Messung	Mittlerer absoluter Fehler	Standardabweichung
ND-Stufe: $\lambda_{eff}$ [-]	0,64 bis 0,83	0,02	0,02
HD-Stufe: $\lambda_{eff}$ [-]	0,75 bis 0,97	0,03	0,03
Gesamt: $\eta_{eff.Isen.}$ [-]	0,61 bis 0,78	0,02	0,02



**Abbildung 59:** Vergleich von Messung und Simulation des zweistufigen halbhermetischen Radialkolbenverdichters. Oben: Liefergrad der Niederdruck (ND)- Stufe (links) und der Hochdruck (HD)-Stufe (rechts). Unten: Effektiv isentroper Wirkungsgrad des zweistufigen Verdichters.

## 12 Veröffentlichungen im Rahmen dieses Vorhabens

- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2011): Energetische Effizienz zweistufiger Transportkälteanlagen. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2011. Aachen, 16.-18.11.2011. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2012): Experimentelle Untersuchung einer zweistufigen Transportkälteanlage mit R744. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2012. Würzburg, 21.-23.11.2012. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013a): Energetische Optimierung einer zweistufigen Laboranlage mit R744 für die Transportkühlung. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2013. Hannover. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013b): Experimental investigation of a R-744 two-stage compressor cycle for transport refrigeration. 2st IIR International Cold Chain Conference. Paris, 2.-4.5.2013. International Institute of Refrigeration.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013c): Experimentelle Untersuchung einer zweistufigen Laboranlage mit R744 für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug. In: Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium 13.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2014a): Comparison of different refrigerants for a two-stage transport refrigeration system. 3rd IIR International Cold Chain Conference. London, 23.-25.6.2014. International Institute of Refrigeration.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2014b): Vergleich von Kältemitteln für eine zweistufige Transportkälteanlage anhand ihrer Treibhausgasemissionen. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2014. Düsseldorf, 19.-21.11.2014. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV).