



## Entwicklung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorkreislaufs für eine umschaltbare Wärmepumpen-Klimaanlage für Omnibusklimaanlagen

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 30270 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Förderkennzeichen: 30270

Projektleiter: Dr.-Ing. Gabriele Raabe  
Dr.-Ing. Michael Sonnekalb

Wissenschaftliche Leitung: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Verfasser: M.Eng. Christian Kaiser  
Dipl.-Ing Andreas Schröder  
Dr.-Ing. Gabriele Raabe

Antragssteller: TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik

Kooperationspartner: Konvekta AG, Schwalmstadt

**Braunschweig, März 2015**

*gefördert durch*



Deutsche Bundesstiftung Umwelt

**www.dbu.de**

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben:

Untersuchung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorskreislaufs für Omnibusklimaanlagen

Projektleitung:

Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Institut für Thermodynamik

Dr.-Ing. Gabriele Raabe / Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Hans-Sommer-Str. 5

38106 Braunschweig

Tel.: +49 (0)531 / 391 - 2627

E-Mail: [ift@tu-bs.de](mailto:ift@tu-bs.de)

Internet: [www.ift.tu-bs.de](http://www.ift.tu-bs.de)

**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>30270</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>270.000,00</b>
----	--------------	---------	-------------	-------------	-------------------

**Antragstitel**      **Entwicklung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorkreislaufes für eine umschaltbare Wärmepumpen-Klimaanlagen für Omnibusse**

**Stichworte**      CO<sub>2</sub>, umschaltbare Wärmepumpen-Klimaanlagen, Stadtbus, Ejektor

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>24 Monate</b>	<b>23.07.2012</b>	<b>31.12.2014</b>	<b>1</b>

Zwischenberichte

<b>Bewilligungsempfänger</b>	Technische Universität Braunschweig	Tel	0531/391-2627
	Institut für Thermodynamik	Fax	0531/391-7814
	Herr Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler	Projektleitung	
	Hans-Sommer-Str. 5	Prof. Dr.-Ing. J. Köhler	
38106 Braunschweig	Bearbeiter		Dr.-Ing. Gabriele Raabe

**Kooperationspartner**      Konvekta AG  
Dr.-Ing. Michael Sonnekalb  
Am Nordbahnhof 5  
34613 Schwalmstadt

### **Zielsetzung und Anlass des Vorhabens**

Bei Omnibussen mit herkömmlichen R134a-Klimaanlagen werden durch Leckagen, Unfälle oder Wartungsarbeiten aufgrund der großen Kältemittelfüllmenge erhebliche Mengen des synthetischen Kältemittels freigesetzt. Dies stellt einen beachtlichen Beitrag zur direkten Emission von Treibhausgasen dar, der durch den Einsatz des alternativen Kältemittels CO<sub>2</sub> vermieden werden kann. Allerdings treten beim Kältemittel CO<sub>2</sub> üblicherweise hohe Drosselverluste auf, die sich jedoch durch die Verwendung eines Ejektors anstelle eines herkömmlichen Expansionsventils reduzieren ließen.

Neue Herausforderungen an zukünftige Klimatisierungssysteme für Omnibusse bestehen aber nicht nur in der Kühlung, sondern auch in der bedarfsgerechten Bereitstellung von Heizleistung, da durch die Optimierung der Dieselmotoren im Winter oftmals nicht mehr ausreichend Motorabwärme zur Beheizung des Fahrgastraums zur Verfügung steht. Neben der Verwendung von Brennstoffzuheizern ist die Beheizung des Businnenraums auch durch einen Betrieb der Klimaanlage im Wärmepumpenmodus möglich.

Gegenstand des beantragten Projekts ist daher die Erforschung, Entwicklung und Optimierung einer umschaltbaren CO<sub>2</sub>-Klima-Wärmepumpenanlage für Stadtbusse, wobei erstmals untersucht werden soll, wie ein Ejektor in einer solchen Anlage effizient eingesetzt werden kann. Die optimale Auslegung der Anlagenkomponenten und die Untersuchung ihrer gegenseitigen Beeinflussung, sowie die Optimierung des Heizkonzepts stellen dabei wesentliche Teilaspekte des Projekts dar.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

In enger Kooperation der Konvekta AG und des IFTs werden zunächst verschiedene mögliche Verschaltungen für umschaltbare CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Klimaanlagen mit Ejektor identifiziert und untersucht. Zu diesem Zweck werden am IFT numerischen Simulationen mittels einer Modelica-Simulationsplattform durchgeführt, um die mögliche Effizienzsteigerung der Anlagenvarianten beurteilen zu können. Desweiteren werden Feldversuche analysiert, um den typischen Heiz- und Klimatisierungsbedarf eines Stadtbusse zu ermitteln. Diese dienen als Basis für numerische Simulationen zu verschiedenen Heizkonzepten. Für eine ausgewählte Schaltungsvariante für die Wärmepumpen-Klimaanlagen wird dann ein Ejektor ausgelegt, und am IFT gefertigt. Bei der Konvekta AG erfolgt der Aufbau eines Prototyps, der die experimentelle Untersuchung des kompletten Kreislaufs an verschiedenen Betriebspunkten und bei variabler Verschaltung der Anlagenkomponenten ermöglichen soll. Anhand der Untersuchungen am Prüfstand und der begleitenden Simulationen am IFT soll schließlich die CO<sub>2</sub>-Ejektor-Wärmepumpen-Klimaanlage optimiert, und das Gesamtsystem abschließend bewertet werden.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Zur Auslegung des Klima-Wärmepumpenkreislaufs für relevanten Drehzahl- und Außentemperaturbereiche wurden zunächst Feldversuche für einen Stadtbus/Überlandbus in Kassel ausgewertet. Um belastbare Simulationsergebnisse für die Effizienzsteigerung durch die Verwendung eines Ejektors zu erhalten, wurde zunächst ein Referenzanlagenmodell einer umschaltbaren CO<sub>2</sub>-Omnibusklimaanlage erstellt, das auf Grundlage der Datensätze aus den Feldmessungen validiert wurde. Auf Basis des Referenzmodells wurden zunächst simulative Untersuchungen zur Integration eines Ejektors in die vorhandene Struktur einer Aufdachkompaktanlage durchgeführt.

In Simulationsrechnungen konnte gezeigt werden, dass die Ejektoranlage im Klimabetrieb eine deutliche Steigerung der Kälteleistung ermöglicht, so dass die Gesamtanlage kleiner dimensioniert werden könnte. Im Wärmepumpenbetrieb ist die simulierte Heizleistung der Ejektoranlage ähnlich der der Referenzanlage, aber die Leistungszahl kann erheblich verbessert werden. Dadurch bewirkt die Integration des Ejektors im Wärmepumpenbetrieb eine Reduzierung des Dieselvebrauchs und des TEWI-Wertes der Anlage. Simulationen zur Nutzung der alternativen Wärmequellen Motor-Kühlwasser und Abgas weisen für beide Konzepte ein großes Potential zur Verbesserung der Heizleistung auf.

In den experimentellen Untersuchungen des Ejektorkreises lagen die gemessenen Druckrückgewinne unter den simulativ ermittelten Werte. Somit sind weitere detaillierte Messungen über einen weiten Bereich an Betriebspunkten zur Beurteilung und Weiterentwicklung der Ejektorkreisläufe, sowie der Ejektorauslegung und -modellierung nötig. Bedauerlicherweise konnten die erforderlichen Messungen im Projekt nicht durchgeführt werden. Simulationen und Experiment zeigen aber auch die starke gegenseitige Beeinflussung der verschiedenen Anlagenkomponenten und Systeme auf, so dass für einen effizienten Ejektorkreislauf alle Anlagenkomponenten des Kreislaufs unter Berücksichtigung ihrer gegenseitigen Wechselwirkungen dimensioniert und optimiert werden müssen.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Kaiser, C.; Tegethoff, W.; Köhler, J.; Sonnekalb, M.: *Verbrauchseffiziente Regelungs- und Verschaltungskonzepte für Omnibusklimaanlagen*. Deutsche Kälte-Klima-Tagung, DKV-Tagungsberichte, Würzburg, November 2012.

## **Fazit**

In theoretischen Studien konnte gezeigt werden, dass Ejektorkreisläufe großes Potential besitzen, die Kälte- und Heizleistung von CO<sub>2</sub>-Klima- und Wärmepumpenanlagen zu erhöhen, bzw. bei gleicher Leistung diese effizienter bereitzustellen. Die Diskrepanz zwischen theoretisch ermittelten und experimentell bestimmten Ejektoreffizienzen erfordern aber weitere detaillierte experimentelle Untersuchungen zu Ejektorkreisläufen. Aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung aller Anlagenkomponenten erfordert die technische Umsetzung von Ejektorkreisläufen in Stadtbussen zudem eine neue Dimensionierung und Optimierung aller Anlagenkomponenten, und gegebenenfalls auch des Anlagendesigns.

## Inhalt

Verzeichnisse .....	4
Tabellenverzeichnis .....	5
Verzeichnis von Begriffen und Definitionen .....	6
Lateinische Symbole .....	6
Griechische Symbole .....	6
Abkürzungen und Indizes .....	6
1. Zusammenfassung und Ausblick .....	8
2. Einleitung .....	9
2.1. Ausgangssituation .....	9
2.2. Zielsetzung und Aufgabenstellung .....	11
3. Simulationen zu Schaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors in eine CO <sub>2</sub> -Klima- Wärmepumpenanlage .....	12
3.1. Auswertung von Feldversuchen .....	13
3.2. Simulationsmodelle für die Referenzanlage, Validierung .....	15
3.3. Grundlagen Ejektoren und Ejektorkreisläufe .....	20
3.4. Grundlagen zur Ejektorauslegung .....	23
3.5. Simulationen für verschiedene Verschaltungen zur Integration eine Ejektors in den Klimabetrieb .....	27
3.6. Entwicklung des Wärmepumpenmodells .....	30
3.7. Numerische Untersuchung verschiedener Heizkonzepte .....	31
4. Auslegung und Fertigung des Ejektors .....	35
4.1. Ejektor für den Klimabetrieb .....	35
4.2. Ejektor für den Wärmepumpenbetrieb .....	38
4.3. Auswahl eines Abscheiders/Separators .....	41
5. Experimentelle Untersuchungen des Ejektors-Kreislaufs .....	42
5.1. Prüfstands Aufbau .....	42
5.2. Vergleich Ejektorkreislauf und Expansionsventilkreislauf im Klimabetrieb .....	45
5.3. Simulative Charakterisierung des Ejektors .....	47
5.4. Einfluss des fehlenden internen Wärmeübertragers im Ejektorkreislauf .....	50
5.5. Einfluss des Separators auf den Ejektorkreislauf .....	51
5.6. Einfluss Ejektormodell .....	51
5.7. Einfluss Ejektorgeometrie .....	52

6.	Übertragbarkeit auf andere Klimazonen .....	52
6.1.	Klima-Betrieb .....	53
6.2.	Wärmepumpen-Betrieb.....	55
7.	Patentlage.....	56
8.	Ökonomische und Ökologische Bilanzierung .....	58
8.1.	Ökologische Betrachtung Klimabetrieb .....	58
8.2.	Ökologische Betrachtung Wärmepumpenbetrieb .....	61
8.3.	Ökonomische Betrachtung .....	63
9.	Fazit.....	64
	Literaturverzeichnis.....	66

## Verzeichnisse

Abbildung 2.1	Einfacher Kältekreislauf mit Ejektor und Aufbau eines Ejektors	10
Abbildung 3.1	Häufigkeiten von Drehzahlen im Stadtbusbetrieb (Feldmessung)	13
Abbildung 3.2	Häufigkeiten von Drehzahlen im Stadtbusbetrieb (versch. Orte)	14
Abbildung 3.3	Umgebungstemperaturen im Feldversuch – AC und WP Betrieb	14
Abbildung 3.4	Simulationsmodell Referenzanlage – AC-Betrieb	16
Abbildung 3.5	Simulationsmodell Referenzanlage – WP-Betrieb	17
Abbildung 3.6	Messung (grau) vs. Simulation (schwarz): ph-Diagramm – AC-Betrieb	18
Abbildung 3.7	Messung vs. Simulation: Lufttemperaturen Verdampfer – AC-Betrieb	18
Abbildung 3.8	Messung vs. Simulation: ph-Diagramm – WP-Betrieb	19
Abbildung 3.9	Messung vs. Simulation: Lufttemperaturen Gaskühler – WP-Betrieb	19
Abbildung 3.10	Bauteile eines Ejektors. Der Treibmassenstrom ist mit der Hochdruck-seite verbunden, der Saugmassenstrom mit der Niederdruckseite. [Luc15]	20
Abbildung 3.11	Am häufigsten verwendeter Ejektorkreislauf: das Expansionsventil durch einen Ejektor ersetzt und hinter dem Ejektor ein Separator installiert [Fio11].	21
Abbildung 3.12	Definition der Ejektordrosselkurve [LSMK12]	23
Abbildung 3.13	Geometrieparameter eines Ejektors [LSMK12]	23
Abbildung 3.14	Simulationsmodell AC-Betrieb – Verschaltungsvariante I	27
Abbildung 3.15	Simulationsmodell AC-Betrieb – Verschaltungsvariante II	28
Abbildung 3.16	Randbedingungen für den Leistungsvergleich	28
Abbildung 3.17	Normierte Kälteleistung und COP – Verschaltungsvariante I	29
Abbildung 3.18	Normierte Kälteleistung und COP – Verschaltungsvariante II	29
Abbildung 3.19	WP-Simulationsmodell mit Ejektor-Integration	30
Abbildung 3.20	Prozessumkehr zur Verdampferenteisung	32
Abbildung 3.21	Normierte Heizleistung und COP von alternativen Wärmequellen	33
Abbildung 4.1	Treibdüsendurchmesser AC-Betrieb	35
Abbildung 4.2	Normierter COP - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage (AC)	37
Abbildung 4.3	Normierte Kälteleistung - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage	38
Abbildung 4.4	Treibdüsendurchmesser WP-Betrieb	39

Abbildung 4.5	Normierter COP - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage (WP)	40
Abbildung 4.6	Normierte Heizleistung - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage	40
Abbildung 5.1	Fließbild des Expansionsventilkreislaufs im Klimabetrieb	43
Abbildung 5.2	Fließbild Ejektorkreislauf im Klimabetrieb	44
Abbildung 5.3	ph-Diagramme des Expansionsventilkreislaufs und des Ejektorkreislaufs	46
Abbildung 5.4	Ejektoreffizienz über dem Treibdüseneintrittsdruck für Verdampfungstemperaturen von -5 °C bis 10°C und verschiedenen Treibdüseneintritts-temperaturen	49
Abbildung 5.8:	Zustandsänderungen im Verdichter für die beiden Kreisläufe	50
Abbildung 6.1	Dynamische Verdichterdrehzahl	52
Abbildung 6.2	Normierter COP für vers. Klimaelementpaarungen aus Tabelle 6.1	54
Abbildung 6.3	Normierte Kälteleistung für vers. Klimaelementpaarungen aus Tabelle 6.1	54
Abbildung 6.4	Normierter COP für Randbedingungen aus Tabelle 6.2	55
Abbildung 6.5	Normierte Heizleistung für Randbedingungen aus Tabelle 6.2	56

## 1.1. Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1	Ejektorgeometrien für den AC-Betrieb	36
Tabelle 4.2	Ejektorgeometrien für WP-Betrieb	39
Tabelle 4.3	Verfügbare Ölabscheider von Temprite	42
Tabelle 5.1	Sensoren im Expansionsventilkreislauf	43
Tabelle 5.2	Sensoren im Ejektorkreislauf	44
Tabelle 5.3	Randbedingungen Messungen	45
Tabelle 5.4	Leistungszahlen, Kälteleistung und Verdichterleistung der untersuchten Kreisläufe mit zwei verschiedenen Messungen im Ejektorkreis	46
Tabelle 5.5	Vergleich Messung und Simulation des Treibmassenstroms	47
Tabelle 5.6	Simulationsergebnisse des Ejektorbetriebspunktes	48
Tabelle 6.1	Klimatische Randbedingungen sommerlicher Betrieb	53
Tabelle 6.2	Klimatische Randbedingungen winterlicher Betrieb	55
Tabelle 8.1	TEWI-Werte der Ejektoranlage im Klimabetrieb	61
Tabelle 8.2	COP und Dieseleinsparung der Ejektoranlage im WP-Betrieb für vers. Randbedingungen	62

## Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

### 1.2. Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$A$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche
$c$	$\text{ms}^{-1}$	Schallgeschwindigkeit
$d$	Mm	Durchmesser
$f$		Koeffizient in Gl.3.12, 3.13
$g$		Koeffizient in Gl.3.12, 3.13
$h$	$\text{J mol}^{-1}$	Enthalpie
$L$	kg/a	Leckagerate
$l$	Mm	Länge
$m$	-	Steigung der Drosselkurve
$m$	Kg	Masse
$\dot{m}$	$\text{kg s}^{-1}$	Massenstrom
$n$	$\text{s}^{-1}$	Drehzahl
$n$	A	Betriebszeit
$p$	bar/MPa	Druck
$\Delta p_{rec}$	bar/MPa	Druckrückgewinn
$T$	$^{\circ}\text{C/K}$	Temperatur
$u$	$\text{m s}^{-1}$	Geschwindigkeit
$v$	$\text{m}^3 \text{ kmol}^{-1}$	Spezifisches Volumen
$x$		Dampfgehalt

### 1.3. Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$		Volumenanteil
$\beta$	kg CO <sub>2</sub> /kWh	CO <sub>2</sub> -Emission je kWh erzeugte Kälteleistung
$\eta_{ei}$	-	Ejektoreffizienz
$\rho$	$\text{kg m}^{-3}$	Dichte
$\tau$	h/a	Jährliche Betriebsstunden
$\nu$	$\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$	kinematische Viskosität
$\Phi$	-	Entrainmentratio

### 1.4. Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bedeutung
AC	Air conditioning = Klimabetrieb
COP	Coefficient of Performance
IWT	Interner Wärmeübertrager
$Oh$	Ohnesorge-Zahl
$Re$	Reynoldszahl
WP	Wärmepumpe



<b>Index</b>	<b>Bezeichnung</b>
<i>0</i>	Referenzwert, Bezugspunkt
<i>d</i>	Treibdüseneintritt
<i>e</i>	Austritt Ejektor
<i>ejektor</i>	Ejektor
<i>exp</i>	experimenteller Wert
<i>isen</i>	isentrop
<i>L</i>	Liquid = Flüssigphase
<i>m</i>	Mischrohr
<i>ref</i>	Referenzanlage
<i>s</i>	Saugdüseneintritt
<i>t</i>	engster Querschnitt der Treibdüse
Index	Bezeichnung

## 1. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Projekts wurde erstmals untersucht, wie ein Ejektor effizient in eine umschaltbaren CO<sub>2</sub>-Klima-Wärmepumpenanlage für Stadtbusse integriert werden kann.

Um den Klima-Wärmepumpenkreislauf für relevanten Drehzahl- und Außentemperaturbereiche auszulegen, wurden zunächst Feldversuche für einen Stadtbus/Überlandbus in Kassel ausgewertet. Um belastbare Simulationsergebnisse für die Effizienzsteigerung durch die Verwendung eines Ejektors zu erhalten, wurde zunächst ein Referenzanlagenmodell einer umschaltbaren CO<sub>2</sub>-Omnibusklimaanlage erstellt, bei dem die verwendeten Komponentenmodelle in der Modelica-Modellbibliothek und die untersuchten Betriebsbedingungen die einer realen CO<sub>2</sub>-Omnibusklimaanlage möglichst realistisch abbilden. Das Referenzmodell wurde dann auf Grundlage der Datensätze aus den Feldmessungen validiert.

Auf Basis des Referenzmodells wurden zunächst simulative Untersuchungen zur Integration eines Ejektors in die vorhandene Struktur einer Aufdachkompaktanlage durchgeführt. Im Klimaanlagebetrieb bewirkt der Ejektor theoretisch eine deutliche Steigerung der Kälteleistung, so dass die gesamte Klimaanlage kleiner dimensioniert werden könnte. Im Wärmepumpenbetrieb ist die simulierte Heizleistung der Ejektoranlage ähnlich der der Referenzanlage, aber die Leistungszahl kann erheblich verbessert werden. Dadurch bewirkt die Integration des Ejektors im Wärmepumpenbetrieb eine Reduzierung des Dieserverbrauch und des *TEWI*-Wertes der Anlage. Neben Simulationen zur Luft-Luft-Wärmepumpe wurde auch die Nutzung alternativer Wärmequellen wie das Motor-Kühlwasser oder das Abgas untersucht, die beide ein großes Potential zur Verbesserung der Heizleistung aufweisen, und einen Zusatzheizer zur Abtauung überflüssig machen könnten. Zukünftige genauere Betrachtungen von Abgas-Luft- und Kühlwasser-Luftwärmepumpen sind daher sinnvoll, erfordern aber eine Betrachtung des Gesamtfahrzeugs um Wechselwirkungen mit anderen Systemen analysieren zu können.

Basierend auf den Simulationsergebnissen für den Kälte- und Wärmepumpenbetrieb wurden am IfT zwei Ejektoren für die beiden Betriebsfälle entwickelt, ausgelegt und gefertigt. Dabei wurde in beiden Fällen ein konstanter Treibdüsendurchmesser für den ganzen Betriebsbereich an Verdichterdrehzahlen gewählt. Desweiteren wurde anhand von Variationsrechnungen die erforderliche Größe des Separators im Ejektorkreislauf ermittelt, und ein passender Ölabscheider der Firma Temprite als Separator ausgewählt.

Bei der Konvekta AG erfolgten der Aufbau eines Prototyps einer Ejektoranlage, und die experimentelle Untersuchung des Ejektorkreislaufs ohne internen Wärmeübertrager im Vergleich mit einem Referenzkreis mit Expansionsventil und internen Wärmeübertrager. Dabei konnte der Druckrückgewinn über den Ejektor

nachgewiesen werden, der jedoch unter dem simulativ ermittelten Werten liegt. Zudem zeigte der Ejektorkreislauf nicht die erwartete Leistungszahlverbesserung auf. Dies liegt darin begründet, dass durch Fehlen des internen Wärmeübertragers und durch die hohe Treibdüseneintrittstemperatur am Ejektor sowohl der Verdichter als auch der Ejektor selbst nicht in ihren idealen Betriebspunkten arbeiten konnten. Die experimentellen Ergebnisse verdeutlichen, dass für einen effizienten Ejektorkreislauf alle Anlagenkomponenten des Kreislaufs unter Berücksichtigung ihrer gegenseitigen Wechselwirkungen dimensioniert und optimiert werden müssen. Zudem stellen die experimentell untersuchten Betriebspunkte auch einen Grenzbereich für die Gültigkeit der am Institut entwickelten Ejektormodelle dar. Somit besteht noch weiter Bedarf an Messungen für die Validierung und Weiterentwicklung der Ejektormodellierung- und auslegung für Anlagen verschiedener Leistungen und für einen weiteren Bereich an Betriebspunkten.

## **2. Einleitung**

### **2.1. Ausgangssituation**

Gemäß der Angaben des World Resource Institute [WRI00] liegt der Beitrag des Transportsektors an der Emission von Treibhausgasen bei 21 %, wobei mobile Klimaanlage einen erheblichen Beitrag an dieser Emission leisten. Mit dem direkten Beitrag bezeichnet man die Freisetzung der synthetischen Kältemittel in die Atmosphäre durch Leckage der Klimaanlage. Der indirekte Beitrag entsteht durch den Kraftstoffverbrauch zum Antrieb der Klimaanlage.

Die gegenwärtig in der Serie eingesetzten Klimaanlage für Omnibusse sind mit dem Kältemittel R-134a befüllt, das ein Global Warming Potential (GWP) von 1300 aufweist. Durch Leckagen an Schläuchen und Dichtungen, bei Unfällen oder Wartungsarbeiten werden aber gerade bei Omnibussen aufgrund der hohen Kälteleistung und der damit verbundenen großen Kältemittelfüllmenge erhebliche Mengen an R-134a freigesetzt. Durch Verwendung von CO<sub>2</sub> als Kältemittel (GWP =1) könnte die direkte Emission von Treibhausgasen daher deutlich reduziert werden. Wenn durch eine weitere Optimierung der CO<sub>2</sub>-Klimaanlagen ihre Effizienz über die der herkömmlichen R-134a-Anlagen gesteigert werden kann, würde dies auch einen Beitrag zur Reduzierung der indirekten Emission von Treibhausgasen durch die erforderliche Antriebsleistung mobiler Klimaanlage leisten.

Die zunehmende Optimierung der Dieselmotoren hat zur Folge, dass im Winter oftmals nicht mehr ausreichend Motorabwärme zur Beheizung des Fahrgastraums von Omnibussen zur Verfügung steht. Daher werden Stadtbusse in Deutschland heute standardmäßig mit Zusatzheizsystemen ausgestattet, die i.A. mit Brennstoff betriebene Heizbrenner verwenden. Somit führt die Beheizung des Fahrgastraums

zu einem erheblichen Mehrverbrauch an Brennstoff, und einer entsprechend erhöhten Emission von Treibhausgasen.

Eine Alternative zur Verwendung von Brennstoffzuheizern sind Klimaanlage, die auch im Wärmepumpenmodus betrieben werden können, d.h. eine Umschaltung zwischen Kühl- und Heizbetrieb ermöglichen. Die Machbarkeit einer zwischen Kühl- und Heizbetrieb umschaltbaren CO<sub>2</sub>-Luft-Luft-Wärmepumpe für Stadtbusse konnte von der Konvekta AG in Kooperation mit TLK Thermo GmbH bereits in dem DBU-Projekt Az-23864 nachgewiesen werden. Dabei konnte gezeigt werden, dass durch den Wärmepumpenbetrieb bis zu 50 % des für den Brennstoffzuheizers erforderlichen Diesels eingespart werden können. Bei weiterer Optimierung der Wärmepumpe wäre eine weitere Reduktion des Dieselverbrauchs und damit der CO<sub>2</sub>-Emission möglich.

Eine Effizienzsteigerung von CO<sub>2</sub>-Klima- oder Wärmepumpenanlagen ist prinzipiell durch die Nutzung eines Ejektors möglich. In einem Ejektor wird das aus dem Gaskühler kommende und unter hohem Druck stehende Kältemittel (Treibstrom) beschleunigt (s. Abbildung 2.1). Die kinetische Energie des Treibstroms wird genutzt, um einen Kältemittelstrom aus dem Verdampfer (Saugstrom) anzusaugen, mitzureißen und auf ein höheres Druckniveau zu komprimieren. Somit wird das vom Verdichter zu überwindende Druckverhältnis reduziert, so dass weniger Antriebsleistung für den Verdichter benötigt wird.

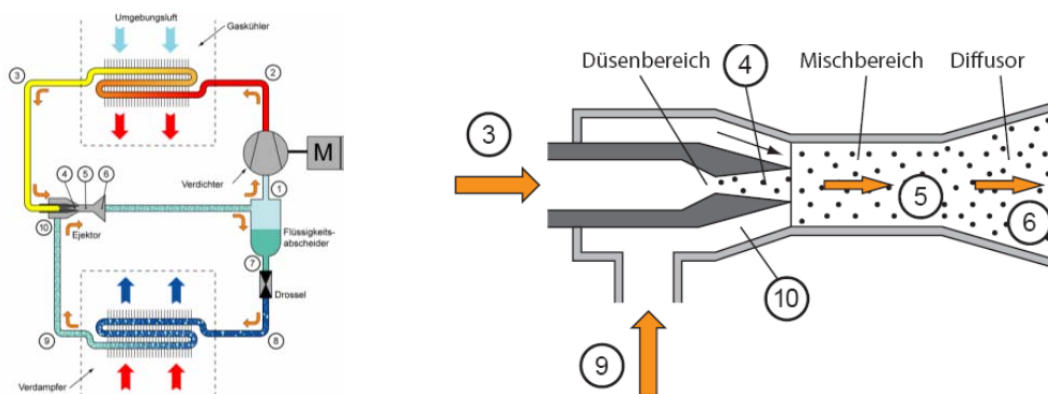


Abbildung 2.1 Einfacher Kältekreislauf mit Ejektor und Aufbau eines Ejektors

Für einer effiziente CO<sub>2</sub>-Klima- oder Wärmepumpenanlage kommt der Optimierung der Anlagenkomponenten unter Berücksichtigung der charakteristischen Randbedingungen wie Klima und Fahrzyklen ebenfalls eine große Bedeutung zu. Zudem ergibt sich ein weiteres Optimierungspotenzial aus einem an den Bedarf und die Verfügbarkeit verschiedener Wärmequellen angepassten Heizkonzepts für den Wärmepumpenmodus. Im Rahmen des auf zwei Jahren ausgelegten Förderprojektes wurde daher erstmals untersucht, wie ein Ejektor in eine umschaltbare CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Klimaanlage effizient eingesetzt werden kann. Gegenstand des Projekts ist dabei auch die Optimierung der Anlage hinsichtlich der Teillasteffizienz

eines Stadtbusses im mitteleuropäischen Klima, sowie Untersuchungen zum optimalen Heizkonzept.

## 2.2. Zielsetzung und Aufgabenstellung

Ziel des Projekts ist die grundlegende Untersuchung, Entwicklung und Optimierung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorkreislaufs für eine umschaltbare Klima-Wärmepumpen-Anlage für Omnibusse. Anhand von Systemsimulationen und experimentellen Untersuchungen soll eine optimale Verschaltung zur Integration eines Ejektors ermittelt werden. Desweiteren sollen sinnvolle Heizkonzepte unter Nutzung verschiedener Wärmequellen analysiert werden. Im Mittelpunkt steht dabei die Optimierung der Teillasteffizienz von CO<sub>2</sub>-Anlagen für Stadtbusse.

Die zum Erreichen der Zielsetzung erforderlichen theoretischen und experimentellen Untersuchungen innerhalb dieses Projektes umfassen die folgenden Teilziele:

- Analyse von Feldversuchen zur Ermittlung der statistisch dominierenden Heiz- und Kühlbedarfe und relevanter Verdichterdrehzahlen für mitteleuropäisches Klima;
- numerische Simulation von Ejektor-Kreisläufen mit verschiedenen Verschaltungen für Stadtbusse mit 3-5 Verdampfern, mit und ohne internen Wärmeübertragers (IHX): Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Anlagenkomponenten;
- Simulationen zu unterschiedlichen Heizkonzepten, d.h. zur Nutzung verschiedener Wärmequellen (Luft, Abgas, Kühlwasser);
- Identifizierung einer optimalen Schaltungsvariante und eines optimalen Heizkonzepts; Simulationen zur Optimierung der Anlagenkomponenten;
- Entwicklung eines Ejektors für eine CO<sub>2</sub>-Omnibus-Klima-Wärmepumpen-Anlage, Optimierung des Ejektors;
- Aufbau eines Prototyps eines CO<sub>2</sub>-Kreislaufs für eine umschaltbare Klima-Wärmepumpen-Anlage, der mit oder ohne Ejektor und IHX betrieben werden kann. Experimentelle Untersuchung der verschiedenen Verschaltungen und Vergleich mit Simulationsergebnissen;
- Bewertung des Gesamtsystems;
- Simulationen zur Übertragbarkeit auf andere Klimazonen.

Nach Auswertung der Feldversuche werden am IfT numerische Simulationen zu einer Referenzanlage ohne Ejektor im Klimabetrieb durchzuführen, um Simulationsergebnisse anhand von Messdaten aus Feldversuchen zu validieren. In diese Referenzanlage ist dann ein Ejektor zu integrieren, so dass die Effizienz verschiedener Verschaltungsvarianten simulativ untersucht werden kann.

Das Simulationsmodell ist dann derart zu erweitern, dass die Abbildung des Wärmepumpenbetriebs möglich wird. Dabei ist auch ein Zusatzverdampfer

vorzusehen, mit dem verschiedene Wärmequellen wie Abgas oder Motorkühlwasser angebunden werden können.

Für die simulativ ermittelten optimalen Verschaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors wird dann am IfT ein Ejektor ausgelegt und gefertigt. Dieser wird dann bei Konvekta in den Prototypen der CO<sub>2</sub>-Ejektor-Wärmepumpen-Klimaanlage integriert. Bei Konvekta erfolgt dann die experimentelle Untersuchung zur Effizienz des Ejektorkreislaufs. Der Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit den am IfT durchgeführten numerischen Simulationen ermöglicht dann auch eine Verifizierung bzw. Verbesserung der Kreislaufsimulationen und der in ihnen verwendeten Modelle.

Abschließend soll anhand von numerischen Simulationen mittels eines am IfT entwickelten Klimamodells [SL10] überprüft werden, in wie weit diese Anlage auch für den Einsatz in anderen Klimazonen geeignet ist.

### **3. Simulationen zu Schaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors in eine CO<sub>2</sub>-Klima-Wärmepumpenanlage**

Gegenstand des vorliegenden Projekts ist die grundlegende Untersuchung, Entwicklung und Optimierung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorkreislaufs für eine umschaltbare Klima-Wärmepumpen-Anlage für Stadtbusse. Die neuartigen Lösungsansätze zur Verwirklichung dieser Zielsetzung bestehen zunächst in der Untersuchung verschiedener Verschaltungen zur Einbindung des Ejektors in einen CO<sub>2</sub>-Kreislauf. Darüber hinaus ist für den energieeffizienten Wärmepumpenbetrieb auch die Entwicklung eines optimierten Heizkonzepts erforderlich. Als Wärmequellen stehen dabei die Luft, der Motorkühlkreislauf und das Abgas zur Verfügung. In numerischen Simulationen soll untersucht werden, wie und in welchem Maße die Wärmequellen für verschiedene Heizbedarfsfälle sinnvoll eingesetzt werden können.

Für die Simulationen steht eine objektorientierte Simulations-Plattform für die Berechnung von Kälte- und Wärmepumpenkreisläufen zur Verfügung [Teg99]. Dabei handelt es sich um die Modelica Modellbibliothek TIL (TLK-IfT-Library) in Verbindung mit der Simulationsplattform Dymola, die eine Komponentenbibliothek für stationäre und transiente Simulationen darstellt. Die Bibliothek wurde von der TLK-Thermo GmbH und dem Institut für Thermodynamik der TU Braunschweig entwickelt. Der Vorteil von TIL ist die flache Modellstruktur, die es dem Anwender ermöglicht, die Bibliothek auf einfache Weise zu erweitern. TIL ermöglicht die Simulation sehr unterschiedlicher physikalischer Phänomene und die einfache Analyse der Effizienz der Kreislaufkomponenten. Die Modelle für einzelne Anlagenkomponenten können zusammengefasst werden, um Simulationen des Gesamtsystems in Hinblick auf die Optimierung einzelner Anlagenkomponenten durchführen zu können. Diese Simulationsplattform wurde mithilfe dynamischer Simulationsmodelle in der Modellsprache Modelica auf die Bedürfnisse des beantragten Projekts angepasst.

### 3.1. Auswertung von Feldversuchen

Ziel des Projekts ist die Entwicklung einer umschaltbaren CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Klimaanlage, die für den typischen Heiz- und Klimatisierungsbedarf eines Stadtbusses für den mitteleuropäischen Klimaraum optimiert ist. Des Weiteren soll der Klima-Wärmepumpenkreislauf auch für den statistisch relevanten Drehzahlbereich des Verdichters ausgelegt werden. Daher wurden zunächst Feldversuche für einen Stadtbus/Überlandbus in Kassel ausgewertet, um die relevanten Drehzahl- und Außentemperaturbereiche für die Auslegung der Anlage zu ermitteln.

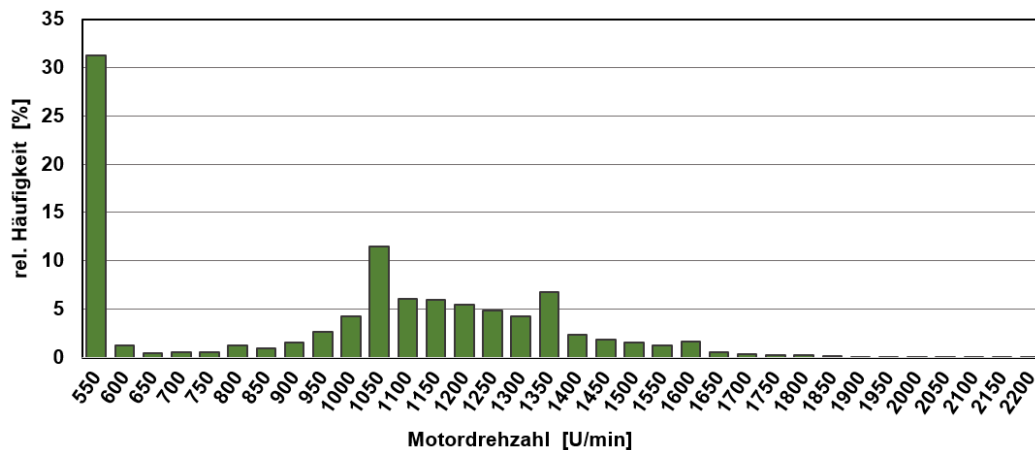


Abbildung 3.1 Häufigkeiten von Drehzahlen im Stadtbusbetrieb (Feldmessung)

Die Messungen umfassen 12 Datensätze an verschiedenen Tagen im Jahr 2010 und 2011. Für die Ermittlung der typischen und relevanten Drehzahlen, wurden alle 12 Datensätze gemeinsam betrachtet und die Häufigkeit der Drehzahlen mit einer Klassenbreite von 50 U/min ausgewertet. Das Ergebnis dieser Auswertung zeigt Abbildung 3.1. Deutlich ersichtlich ist der Bereich der Leerlaufdrehzahl und der Bereich der Betriebsdrehzahlen. Die Leerlaufdrehzahl hat dabei einen Anteil von mehr als 30% und spiegelt damit die hohe Relevanz dieses Betriebspunktes wieder.

In Abbildung 3.2 sind weitere Auswertungen von Drehzahlen von Stadtbussen verschiedener Orte aufgetragen. Ebenso wie bei der Auswertung der Feldmessung, wird auch hier der hohe Anteil der Leerlaufdrehzahl erkennbar, sowie der Bereich der Betriebsdrehzahlen. Hieraus ist die offensichtliche Prägnanz der Leerlaufdrehzahl gut zu erkennen und muss bei der späteren Auslegung für das Kühlen und Heizen besonders berücksichtigt werden.

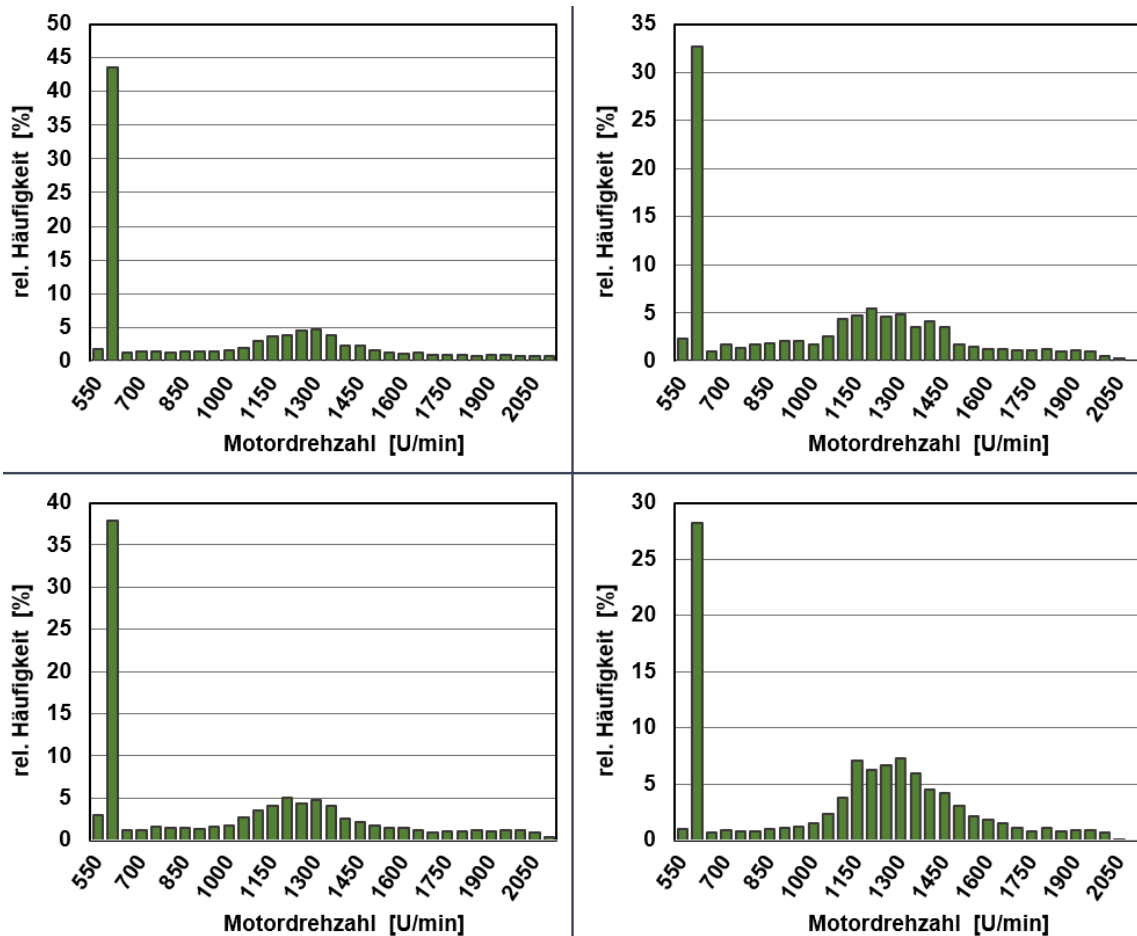


Abbildung 3.2 Häufigkeiten von Drehzahlen im Stadtbusbetrieb (versch. Orte)

Die vorherrschenden Umgebungstemperaturen der aufgezeichneten 12 Datensätze zeigt Abbildung 3.3. Zusätzlich zu den Verläufen der Umgebungstemperaturen sind die Tage der Messungen eingetragen. Der Verlauf ist über die Uhrzeit der jeweiligen Einsatztage des Versuchsträgers dargestellt.

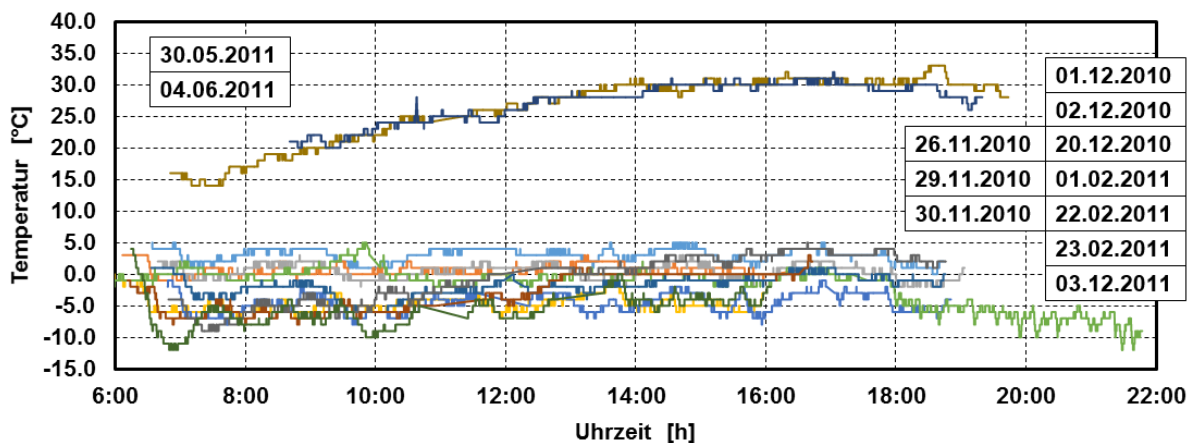


Abbildung 3.3 Umgebungstemperaturen im Feldversuch – AC und WP Betrieb



Der Großteil der aufgezeichneten Datensätze umfasst den Winterbetrieb wobei zwei Datensätze den Sommerbetrieb wiedergeben. Die Auswahl der Datensätze beschränkt sich auf Messungen, bei denen der reine Kühlbetrieb bzw. Heizbetrieb der betrachteten Anlage aktiv war.

Die Temperaturverläufe im Winterbetrieb zeigen gut den Temperatureinsatzbereich für den Wärmepumpenbetrieb, welcher in den späteren Betrachtungen Berücksichtigung finden wird. Die Spreizung der aufgezeichneten Umgebungstemperaturen korreliert gut mit der statistischen Auswertung von [SL10].

Auf der Grundlage der gezeigten Datensätze aus den Feldmessungen werden im nachfolgenden Abschnitt zwei Referenzmodelle erstellt und validiert. Außerdem wurden durch die Auswertung der Datensätze relevante Drehzahlen und Temperatureinsatzbereiche bestimmt.

### **3.2. Simulationsmodelle für die Referenzanlage, Validierung**

Bevor verschiedene Schaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors untersucht werden können, muss zunächst eine geeignete Referenzanlage entworfen werden. Um belastbare Simulationsergebnisse für die Effizienzsteigerung durch die Verwendung eines Ejektors zu erhalten, ist es erforderlich, dass die verwendeten Komponentenmodelle in der Modelica-Modellbibliothek und die untersuchten Betriebsbedingungen die einer realen CO<sub>2</sub>-Omnibusklimaanlage möglichst realistisch abbilden.

Als Grundlage wurden zwei Referenzanlagenmodelle erstellt. Ein Modell stellt den Betrieb des Systems im Kühlbetrieb da, siehe Abbildung 3.4, und ein weiteres Modell den Einsatz im Wärmepumpenbetrieb, siehe Abbildung 3.5. Die Referenzmodelle enthalten alle nötigen Komponenten zu ausreichender Abbildung des Verhaltens. Dazu zählt der Kältemittelverdichter, der Gaskühler, der interne Wärmeübertrager (IWT), die Expansionsventile sowie die Verdampfer und Rohrleitungen.

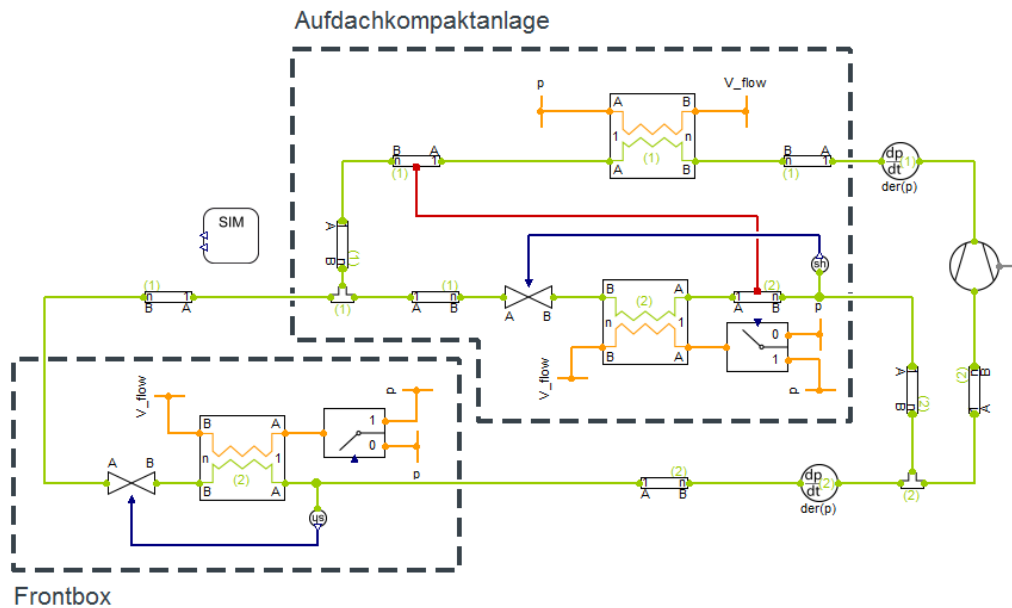


Abbildung 3.4 Simulationsmodell Referenzanlage – AC-Betrieb

Der Kältemittelverdichtermodell mit 110ccm Hubvolumen (FKX110) ist aus den Ergebnissen von [Foer03] entstanden. Im Kühlbetrieb saugt dieser überhitztes Kältemittel von einem niedrigen Druck an und verdichtet es auf ein höheres Druckniveau. Das verdichtete und heiße Kältemittel wird anschließend im Realsystem durch zwei parallel geschaltete Gaskühler entthitzt. Im Modell werden die Eigenschaften der zwei Gaskühler in einem Modell zusammengefasst. Durch die Parallelschaltung und das annähernd symmetrische Verhalten der Gaskühler kann dies ohne Einschränkung hinsichtlich des Verhaltens zur Vereinfachung des Referenzmodells getan werden. Das Kältemittel wird anschließend nach Möglichkeit im internen Wärmeübertrager (IWT) weiter entthitzt. Anschließend gelangt das gekühlte Kältemittel zu den Expansionsventilen. Dort wird es vom hohen Druckniveau auf ein niedrigeres Druckniveau entspannt und in den nachfolgenden Verdampfern verdampft, überhitzt und schließlich wieder vom Verdichter angesaugt.

Das Referenzmodell für den umgeschalteten Wärmepumpenbetrieb zeigt Abbildung 3.5. Durch das Umschalten wird der Kältekreislauf umgedreht und nun als Wärmepumpenkreislauf betrieben. Dabei werden die Verdampfer in der Aufdachkompaktanlage und in der Frontbox zu Gaskühlern, und können somit die dem Innenraum zugeführte Luft aufheizen. Der eigentliche Gaskühler wird in dem umgeschalteten Zustand als Verdampfer betrieben. Die Durchströmungsrichtung der Wärmeübertrager bleibt dabei für das Kältemittel erhalten.

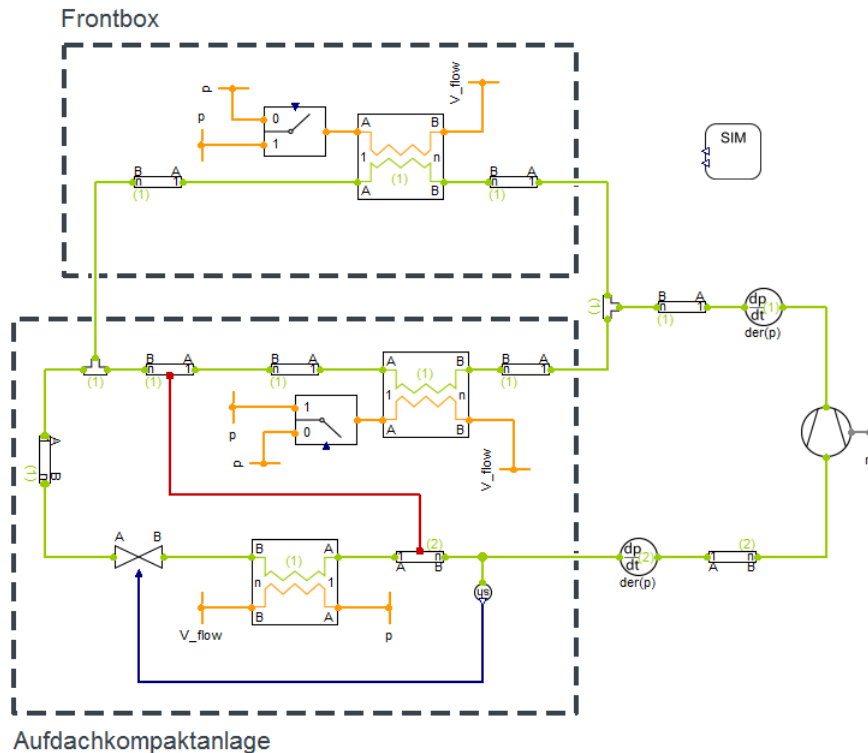


Abbildung 3.5 Simulationsmodell Referenzanlage – WP-Betrieb

Bevor die vorgestellten Simulationsmodelle für den Klima- und Wärmepumpenbetrieb als Referenz verwendet werden können, müssen diese zuvor anhand von Messungen in einen validen Zustand gebracht werden. Hierzu werden die weiter oben gezeigten Feldmessungen herangezogen.

Beide Referenzmodelle werden anhand der dynamischen Feldmessungen aus Kap. 3.1 abgeglichen. Dabei werden die Leistungen und Druckverluste der Wärmeübertrager sowie die Druckverluste der Rohrleitungen adaptiert. Das Verdichtermodell ist, wie zuvor erwähnt, ein bereits durch Messungen von [Foer03] validiertes Modell und wird nicht weiter verändert.

Die Validierungsergebnisse für den Kühlbetrieb zeigen Abbildung 3.6 und Abbildung 3.7. In Abbildung 3.6 sind die Simulation und die Messung im ph-Diagramm dargestellt, wobei hier die sehr gute Übereinstimmung der Leistungen der Wärmeübertrager und die des Verdichtermodells ersichtlich werden. Ebenso sind die sehr gut übereinstimmenden Druckverluste des Kreislaufs zu erkennen.

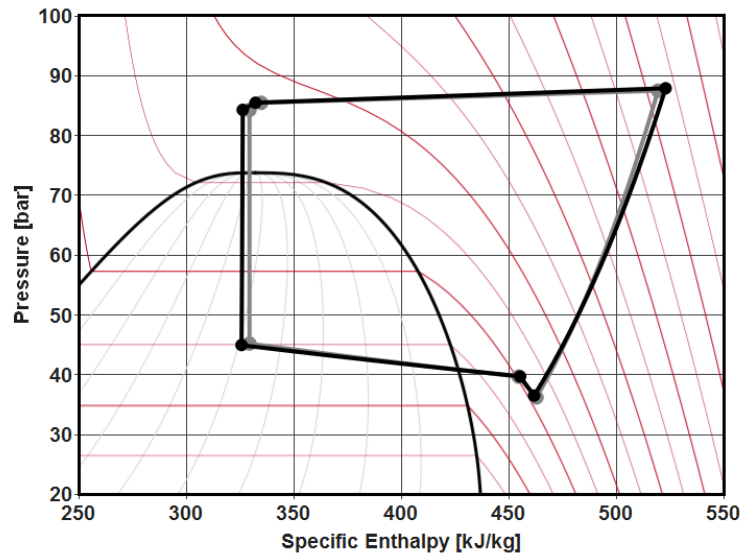


Abbildung 3.6 Messung (grau) vs. Simulation (schwarz): p-h-Diagramm – AC-Betrieb

Abbildung 3.7 zeigt die Lufttemperaturen am Verdampfer der Aufdachkompaktanlage. Auch hier wird die sehr gute Übereinstimmung von Simulation und Messung ersichtlich. Zusammenhängend betrachtet zeigt Abbildung 3.6 und Abbildung 3.7, dass sowohl auf der Kältemittelseite als auch auf der Luftseite das Simulationsmodell sehr gute Ergebnisse liefert, und damit als valide gilt um für die nachfolgenden Untersuchungen als Referenzmodell herangezogen werden zu können.

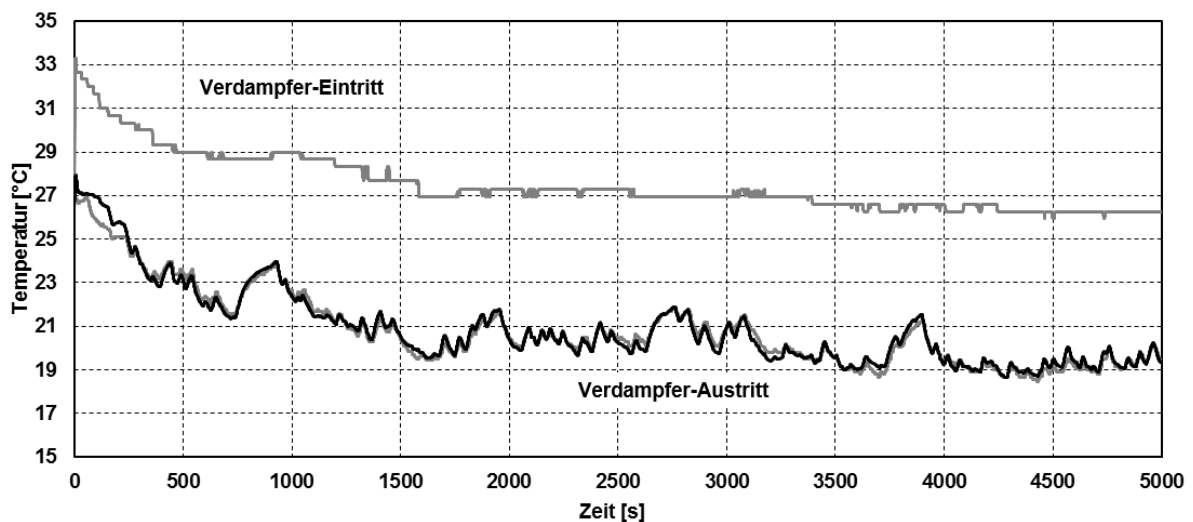


Abbildung 3.7 Messung vs. Simulation: Lufttemperaturen Verdampfer – AC-Betrieb (grau: Messung, schwarz Simulation)

Die Validierungsergebnisse für den Wärmepumpenbetrieb zeigen die Abbildungen 3.8 und 3.9. In Abbildung 3.8 sind wiederum die Simulationsergebnisse und die Messung im ph-Diagramm gegenübergestellt, wobei erneut gute Übereinstimmungen in den ermittelten Leistungen der Wärmeübertrager und des Verdichtermodells erkennbar sind. Auch die simulierten Druckverluste des Kreislaufs stimmen sehr gut mit den Messungen überein.

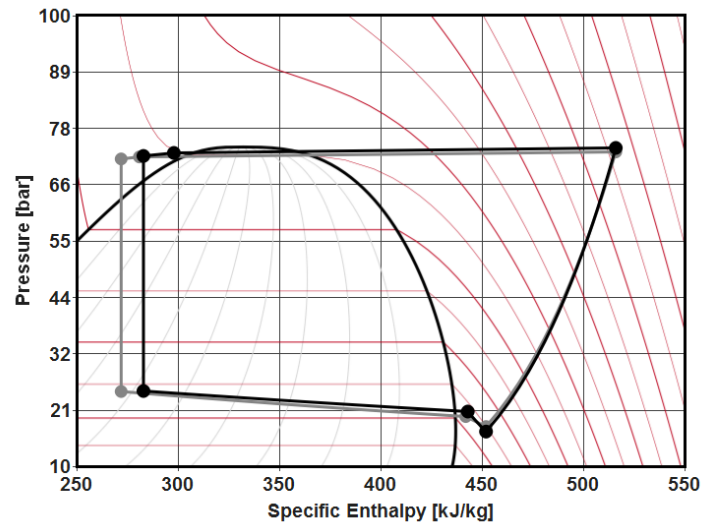


Abbildung 3.8 Messung vs. Simulation: ph-Diagramm – WP-Betrieb (grau: Messung, schwarz Simulation)

Abbildung 3.9 zeigt die Lufttemperaturen am Gaskühler der Aufdachkompaktanlage für den WP-Betrieb.

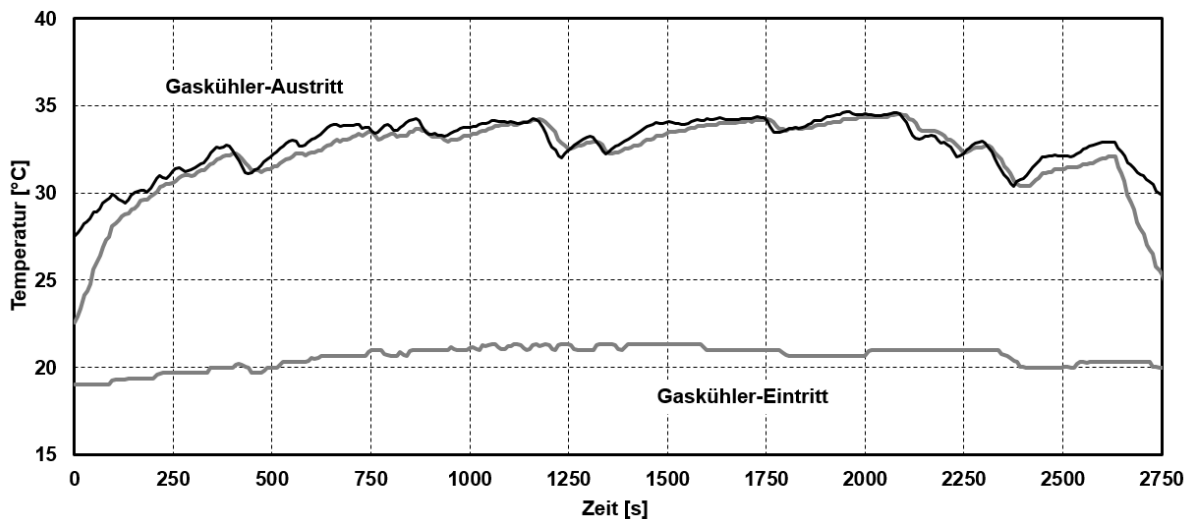


Abbildung 3.9 Messung vs. Simulation: Lufttemperaturen Gaskühler – WP-Betrieb (grau: Messung, schwarz Simulation)

Auch hier wird die sehr gute Übereinstimmung von Simulation und Messung ersichtlich. Zusammenhängend betrachtet zeigen die Abbildungen 3.8 und 3.9, dass sowohl auf der Kältemittelseite als auch auf der Luftseite das Simulationsmodell sehr gute Ergebnisse liefert, und damit wieder als valide gilt, und für die nachfolgenden Untersuchungen als Referenzmodell herangezogen werden kann.

Nachfolgend werden nun die Grundlagen der Ejektormodellierung dargestellt, auf deren Basis dann die vorgestellten Referenzkreisläufe zur Einbindung von Ejektoren erweitert werden

### 3.3. Grundlagen Ejektoren und Ejektorkreisläufe

Kälteanlagen mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel haben im Vergleich zu Kälteanlagen mit den derzeit verwendeten Kältemitteln den Nachteil der vergleichsweise geringen Leistungszahlen bei hohen Umgebungstemperaturen. Der im Vergleich hohe Drosselverlust im Expansionsventil ist eine Ursache dieser Verluste. Von daher ist die Reduzierung dieser Drosselverluste im besonderen Interesse bei der Weiterentwicklung von CO<sub>2</sub>-Kältekreisläufen. Eine Möglichkeit die Drosselverluste zu verringern, bzw. zurückzugewinnen, ist die Verwendung von Ejektoren. Im Gegensatz zu anderen Komponenten wie z.B. Expandern, haben Ejektoren den Vorteil, dass sie durch ihren einfachen Aufbau ohne bewegliche Bauteile preiswert und wartungsarm sind. In Abbildung 3.10 ist der Aufbau eines Ejektors gezeigt.

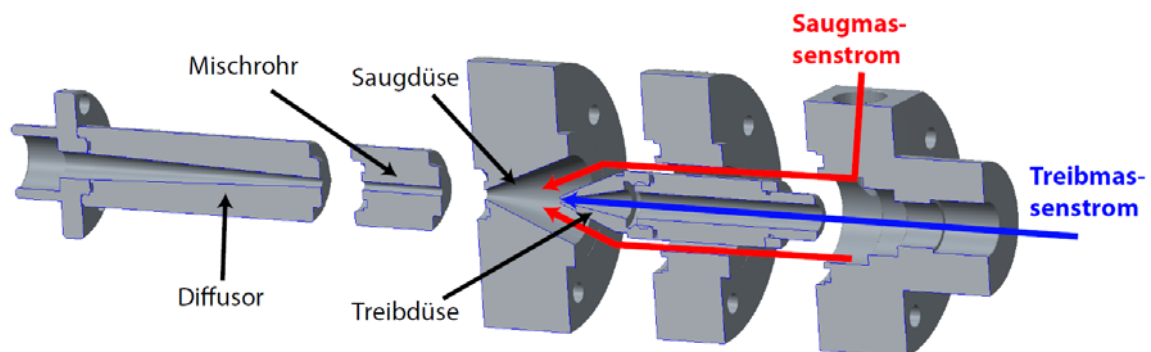


Abbildung 3.10 Bauteile eines Ejektors. Der Treibmassenstrom ist mit der Hochdruckseite verbunden, der Saugmassenstrom mit der Niederdruckseite. [Luc15]

In den Ejektor treten der Treibmassenstrom der Hochdruckseite und der Saugmassenstrom der Niederdruckseite ein. Der Ejektor besteht aus einer Treibdüse in welchem der Treibmassenstrom beschleunigt wird, aus einer Saugdüse, in welcher der Saugmassenstrom komprimiert wird, einem Mischrohr, in dem beide Ströme vermischt werden und schließlich einem Diffusor, in dem der vermischte Strom verzögert wird. Abbildung 3.11 zeigt den am häufigsten verwendeten Ejektorkreislauf.

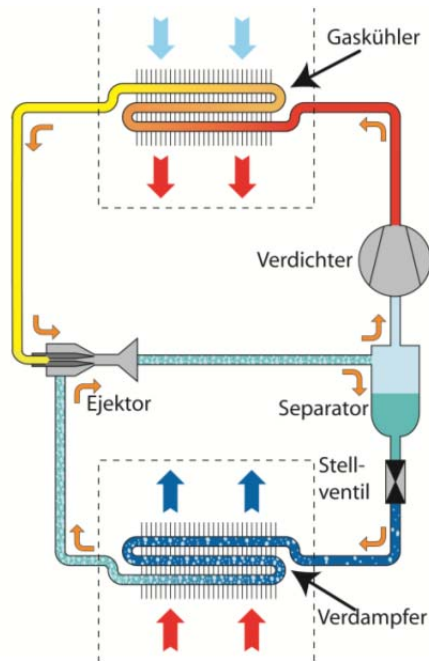


Abbildung 3.11 Am häufigsten verwendeter Ejektorkreislauf: das Expansionsventil durch einen Ejektor ersetzt und hinter dem Ejektor ein Separator installiert [Fio11].

Die Funktion dieses Kreislaufs wird im Folgenden nach [SLK 2013] beschrieben. In dem Kreislauf verdichtet der Kompressor das Kältemittel auf das Hochdruckniveau. Im darauf folgenden Gaskühler gibt das Kältemittel Wärme an die Umgebung ab, wodurch die Dichte des Kältemittels hinter dem Gaskühler erhöht wird. Nachfolgend tritt das Kältemittel in die Treibdüse des Ejektors ein. In dieser konisch zulaufenden Treibdüse wird das hochdichte und auf hohem Druck vorliegende Kältemittel beschleunigt. Durch diese Expansion des Kältemittels verdampft ein Teil, sodass ein zweiphasiges Gemisch aus der Treibdüse austritt. Der Druck hinter der Treibdüse ist geringer als der Saugdruck, wodurch Kältemittel vom Verdampfer in den Ejektor gesaugt werden kann. Der Saugmassenstrom wird in der Saugdüse beschleunigt. Die beiden Ströme werden in dem Mischrohr vermischt, wobei sich Geschwindigkeit und Druck angleichen. Die Querschnittsfläche im Mischrohr und die Durchmischung der beiden Ströme bedingen eine Reduzierung der Geschwindigkeit und somit eine Erhöhung des Druckes. Im Diffusor wird durch die weitere Vergrößerung des Durchmessers eine Druckerhöhung auf ein Niveau oberhalb des Verdampfungsdruckes erreicht. Dieser Druckrückgewinn wird unter anderem von [Eib11], [NMM10] und [LSTK13] messtechnisch gezeigt. Nach dem Diffusor tritt das Kältemittel aus dem Ejektor aus und wird in einen Separator geleitet, worin flüssiges und gasförmiges Kältemittel getrennt werden. Der gasförmige Anteil wird vom Verdichter angesaugt, der flüssige Anteil wird vom Ejektor über ein einstellbares Ventil in den Verdampfer gesaugt, in welchem das Kältemittel verdampft wird. Über

das Ventil kann eine Überhitzung des angesaugten Kältemittels eingestellt werden. Innerhalb eines Ejektor Kreislaufes existieren also drei Druckniveaus.

In dem vorgestellten Kreislauf sind die Massenströme, die durch den Gaskühler und den Verdampfer strömen, verschieden. Die Massenstromverteilung kann mittels des Separators bestimmt werden. Innerhalb des Separators werden wie zuvor beschrieben die beiden Phasen getrennt. Unter Annahme einer perfekten Trennung der beiden Phasen innerhalb des adiabaten Separators muss im stationären Zustand die zugeführte flüssige als auch dampfförmige Masse wieder abgeführt werden. Daraus ergibt sich der folgende Zusammenhang zwischen den beiden aus dem Separator austretenden Massenströmen und dem Dampfgehalt  $x$  am Separatoreintritt

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_d} = \frac{1}{x_e} - 1 \quad 3.1$$

mit

$$x_e = f(p_e, h_e) \quad 3.2$$

Der Ejektoraustrittsdruck ergibt sich dabei aus den Betriebsbedingungen des Ejektors und kann messtechnisch bestimmt werden. Die Berechnung der Enthalpie am Ejektoraustritt erfolgt über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$h_e = \frac{\dot{m}_d h_d + \dot{m}_s h_s}{\dot{m}_d + \dot{m}_s} \quad 3.3$$

Die folgende Ejektoreffizienz wurde von Köhler et al. [KTRT07] vorgestellt. Dabei wird der Ejektor in zwei Prozesse aufgeteilt: die Expansion des Treibstromes wird analog zu einem Turbinenprozesses, und die Verdichtung des Saugstromes analog zu einem Verdichter beschrieben

$$\eta_{Ejector} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_d} \frac{h'_{s,isen} - h_s}{h_d - h'_{d,isen}}; \quad 3.4$$

$h_d$  bezeichnet die Enthalpie am Treibdüseneintritt,  $h'_{d,isen}$  die Enthalpie bei einer isentropen Entspannung vom Treibdüseneintrittszustand auf den Ejektoraustrittsdruck,  $h_s$  die Saugdüseneintrittsenthalpie und  $h'_{s,isen}$  die Enthalpie bei einer isentropen Verdichtung vom Saugdüseneintrittszustand auf den Ejektoraustrittsdruck. Diese Effizienzdefinition besitzt im Vergleich zu anderen Definitionen den Vorteil, dass nur von außen messbare Größen für die Bestimmung der Effizienz benötigt werden.

Ein Ejektor kann die ihm zur Verfügung stehende Energie dazu nutzen einen Kältemittelmassenstrom anzusaugen und zu verdichten. Die Ansaugung des Saugmassenstromes  $\dot{m}_s$  wird durch das Entrainmentratio  $\phi$  beschrieben



$$\phi = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_d} \quad 3.5$$

Die Verdichtung des Kältemittelmassenstromes wird durch den Druckrückgewinn  $\Delta p_{rec}$  ausgedrückt

$$\Delta p_{rec} = p_e - p_s \quad 3.6$$

Es gibt einen Zusammenhang zwischen dem Druckrückgewinn und dem Entrainmentratio. Es kann entweder ein kleiner Saugmassenstrom stark verdichtet, oder ein großer Saugmassenstrom gering verdichtet werden. Dies ist in Abbildung 3.12 schematisch dargestellt.

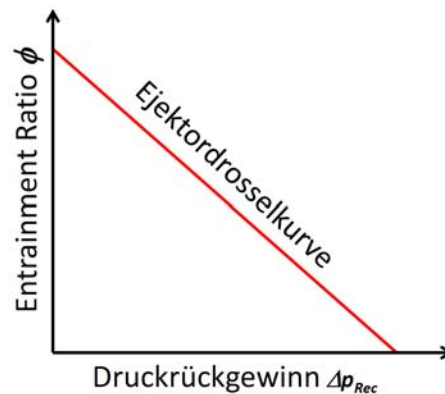


Abbildung 3.12 Definition der Ejektordrosselkurve [LSMK12]

### 3.4. Grundlagen zur Ejektorauslegung

Der Treibdüsendurchmesser  $d_t$  ist der wichtigste Parameter einer Ejektorauslegung, welcher zu Beginn der Auslegung bestimmt werden muss. In Abbildung 3.13 sind die Geometrieparameter einer Ejektorauslegung dargestellt.

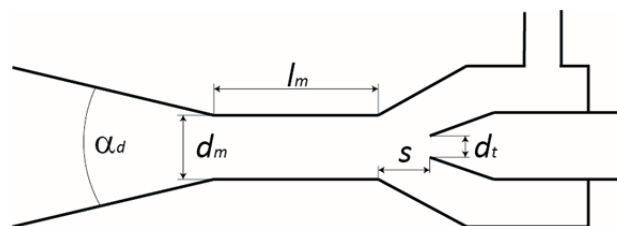


Abbildung 3.13 Geometrieparameter eines Ejektors [LSMK12]

Für die Auslegung des Ejektors werden Simulationen für eine Vielzahl von Betriebsbedingungen des Busses durchgeführt um den optimalen Treibdüsendurchmesser des Ejektors zu bestimmen. Dafür werden die am IfT vorhandenen Modelle eines Ejektors verwendet, die nachfolgend erläutert werden.

### *Erhaltungssätze*

Der Ejektor wird generell als Black Box angesehen, so dass nur externe Größen für die Berechnung des Ejektors benötigt werden. Für die Bilanzierung werden die Massenbilanz und der erste Hauptsatz der Thermodynamik herangezogen

$$\dot{m}_e = \dot{m}_d + \dot{m}_s \quad 3.7$$

$$\dot{m}_e h_e = \dot{m}_d h_d + \dot{m}_s h_s. \quad 3.8$$

Zusätzlich werden zur Beschreibung des Ejektors eine Leistungsgröße und eine Effizienzgröße benötigt. Die Leistungsgröße legt die absolute Ejektorgröße fest, und die Effizienzgröße bestimmt die relative Energieumsetzung im Ejektor. Als Effizienzgröße kann z.B. die Ejektoreffizienz  $\eta_{Ejektor}$ , oder der Druckrückgewinn  $\Delta p_{rec}$  verwendet werden.

Die Leistungsgröße ist der Treibmassenstrom, dessen Berechnungsmodell im Folgenden dargestellt wird.

### *Treibdüsenmodell*

Die Beschreibung der Strömung im engsten Querschnitt der Treibdüse (Index t) erfolgt analog zu Lucas [Luc15]. Der Treibdüsenmassenstrom lässt sich wie folgt bestimmen

$$\dot{m}_d = A_t \cdot \rho_t \cdot u_t \quad 3.9$$

mit der Querschnittsfläche  $A$ , der Dichte des Fluids  $\rho$  und dessen Geschwindigkeit  $u$ .

Über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik unter der Annahme einer adiabaten Zustandsänderung ohne technische Arbeit, und unter der Vernachlässigung der kinetischen Energie am Treibdüsen Eintritt folgt für die Geschwindigkeit des Kältemittelmassenstroms im engsten Querschnitt der Treibdüse

$$u_t = \sqrt{2 \cdot (h_d - h_t)}. \quad 3.10$$

Die Dichte  $\rho_t$  und die Enthalpie  $h_t$  im engsten Querschnitt der Treibdüse sind unbekannt und hängen vom Druck in diesem Querschnitt ab. Da der Druck im engsten Querschnitt auch nicht bekannt ist, wird eine weitere Information benötigt. Lucas und Köhler [LK12] haben experimentell ermittelt, dass die Strömung in der

Treibdüse blockiert ist, d.h. dass Schallgeschwindigkeit innerhalb des engsten Querschnitts der Treibdüse herrscht. Mit Hilfe dieser Information kann bei bekannter Schallgeschwindigkeit  $c$  diese gleich der Geschwindigkeit  $u_t$  gesetzt, und der Druck im engsten Querschnitt iterativ berechnet werden. Folglich kann dann die Dichte und die Enthalpie im engsten Querschnitt ermittelt werden.

Die Berechnung der Schallgeschwindigkeit erfolgt durch ein Modell nach Brennen [Bre05]

$$\frac{1}{\rho c^2} = \frac{\alpha k_v}{p} + \frac{(1 - \alpha)k_L}{p^{1+\eta}}. \quad 3.11$$

Dabei wird der Koeffizient  $k$  für die Gasphase (Index  $v$ ) ermittelt aus

$$k_v = (1 - \varepsilon_v)f_v + \varepsilon_v g_v \quad 3.12$$

Und für die Flüssigkeitsphase ( $L$ ) aus

$$k_L = \varepsilon_L g^*(p_c)^\eta \quad 3.13$$

Die Koeffizienten  $g_v$  und  $f_v$  haben nach [Bre05] eine Größenordnung von 1, und können daher näherungsweise zu 1 gesetzt werden

$$\begin{aligned} g_v &\cong 1 \\ f_v &\cong 1. \end{aligned} \quad 3.14$$

Aus Fluidstoffdaten für  $\text{CO}_2$  werden die Koeffizienten  $\eta$  und  $g^*$  bestimmt

$$\begin{aligned} \eta &= 0,566 \\ g^* &= 2,1. \end{aligned} \quad 3.15$$

Der Koeffizient  $\varepsilon_L$  kann nach Brennen mit  $\alpha$  gleichgesetzt werden.

### **Ejektoreffizienzmodell**

Als Effizienzgröße wird im Berechnungsansatz von Lucas [Luc15] der Druckrückgewinn  $\Delta p_{rec}$  des Ejektors verwendet, so dass sein Ejektoreffizienzmodell eine Drosselkurve für Ejektoren nachbildet.

Der Druckrückgewinn wird mit dem maximalen Druckrückgewinn des Ejektors normiert, so dass die Drosselkurve unabhängig von der Ausfertigung des jeweiligen Ejektors ist. Dieser normierte Druckrückgewinn wird über dem Entrainmentratio aufgetragen

$$\frac{\Delta p_{rec}}{\Delta p_{rec,max}} = -m * \Phi + 1. \quad 3.16$$

Falls der maximale Druckrückgewinn nicht messtechnisch bestimmt wurde, muss eine Annäherung getroffen werden. Lucas präsentiert für seine vermessenen Ejektoren folgenden Ansatz

$$\frac{\Delta p_{rec,max}}{\Delta p_{krit}} = 0,14661 * \frac{p_d}{p_{krit}} - 0,06344. \quad 3.17$$

Dieser Ansatz wird auch für die Untersuchungen im Rahmen dieses Projekts verwendet. Die Steigung der Ejektordrosselkurve wird über folgende Funktion ermittelt

$$m = 3014132,75 * \left(\frac{p_s}{p_d}\right)^{-8,17765} * \left(\frac{Oh_s}{Oh_d}\right)^{-7,94198} * Re_v^{-2,09401} + 0,78791, \quad 3.18$$

mit der Ohnesorg-kennzahl  $Oh$  und der Reynoldszahl  $Re$ .

Die Reynoldszahl ist folgendermaßen definiert

$$Re_v = \frac{u_v d_t}{\nu_v} \quad 3.19$$

mit

$$u_v = \frac{\dot{m}_d}{\rho_v A_t} \quad 3.20$$

und

$$\rho_v = f(p_s, s_d), \quad \nu_v = f(p_s, s_d). \quad 3.21$$

Die Ohnesorgezahl  $Oh$  beschreibt den Einfluss des Freistrahls des Treibdüsenmassenstroms auf die Verluste im Ejektor. Es gilt nach Fiorenzani [Fio11]:

$$Oh = v \sqrt{\frac{\rho}{d\sigma}} \quad 3.22$$

$$\frac{Oh_s}{Oh_d} = \frac{v_s}{v_d} \sqrt{\frac{\rho_s d_t}{\rho_d d_m}}. \quad 3.23$$

Die vorgestellten Modelle zur Beschreibung des Ejektor und der Ejektoreffizienz bilden die Basis für die Simulationen zu Ejektorkreisläufen für den Kälte- und Wärmepumpenbetrieb im nachfolgenden Abschnitt.

### 3.5. Simulationen für verschiedene Verschaltungen zur Integration eines Ejektors in den Klimabetrieb

In der Abbildung 3.4 ist das Simulationsmodell der Referenzanlage für den Klimabetrieb dargestellt. Die folgenden Untersuchungen zur Integration eines Ejektors werden auf den dort dargestellten Kreislauf beschränkt. Bei der Integration des Ejektors spielt vor allen Dingen die einfache technische Realisierbarkeit eine große Rolle, d.h. dass Verschaltungsvarianten ohne weiteres in die vorhandene Struktur einer Aufdachkompaktanlage integriert werden können. Zwei mögliche Verschaltungsvarianten einer Ejektor-Klimaanlage sind in den Abbildungen Abbildung 3.14 und Abbildung 3.15 dargestellt.

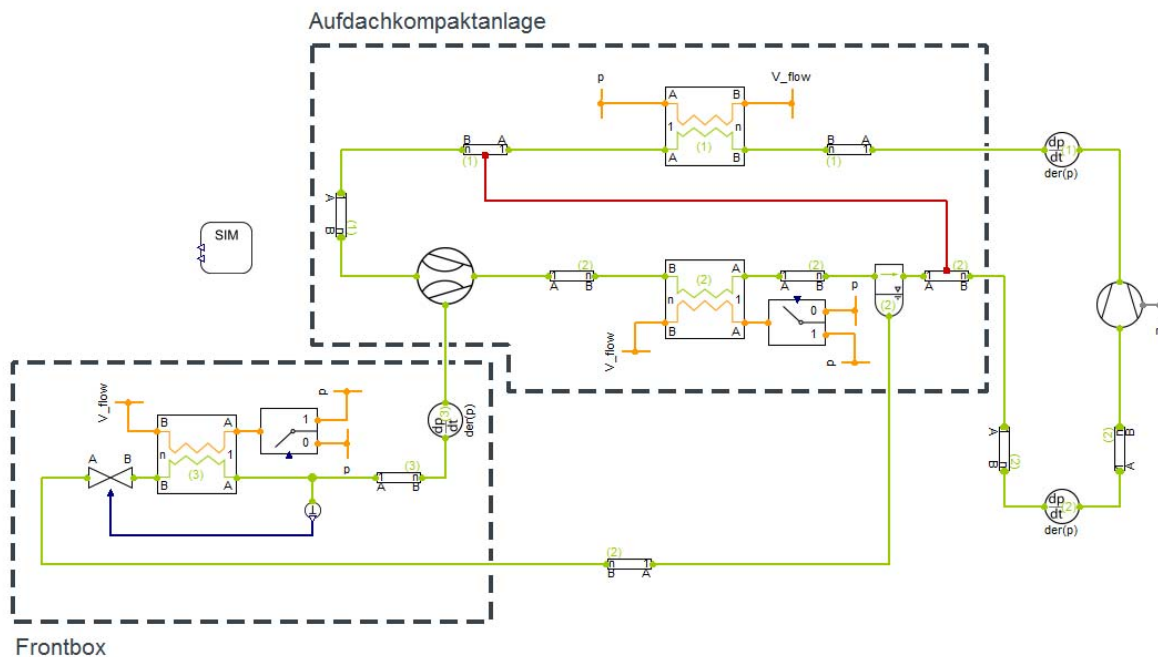


Abbildung 3.14 Simulationsmodell AC-Betrieb – Verschaltungsvariante I

Damit eine zunächst endgültige Verschaltungsvariante identifiziert werden kann, werden beide Varianten mit einem transienten Temperaturprofil und dynamischer Verdichterdrehzahl (siehe Abbildung 3.16) auf ihre Leistungsfähigkeit untersucht und mit dem Referenzmodell verglichen. Die Verschaltungsvariante mit dem größten Leistungspotential wird entsprechend gewählt und für die abschließenden Bewertungen mit detaillierteren Ejektormodellen herangezogen.

Für die Vorbewertung wird am Ejektor ein konstanter Ejektorwirkungsgrad von 20% gewählt, der Treibdüsenquerschnitt wurde zuvor durch Variationsrechnungen bestimmt. Dabei wurden unterschiedliche Randbedingungen und Betriebszustände untersucht und ein Treibdüsenquerschnitt ermittelt, mit dem der Kreislauf im Großteil seines Betriebes energetisch optimal betrieben wird.

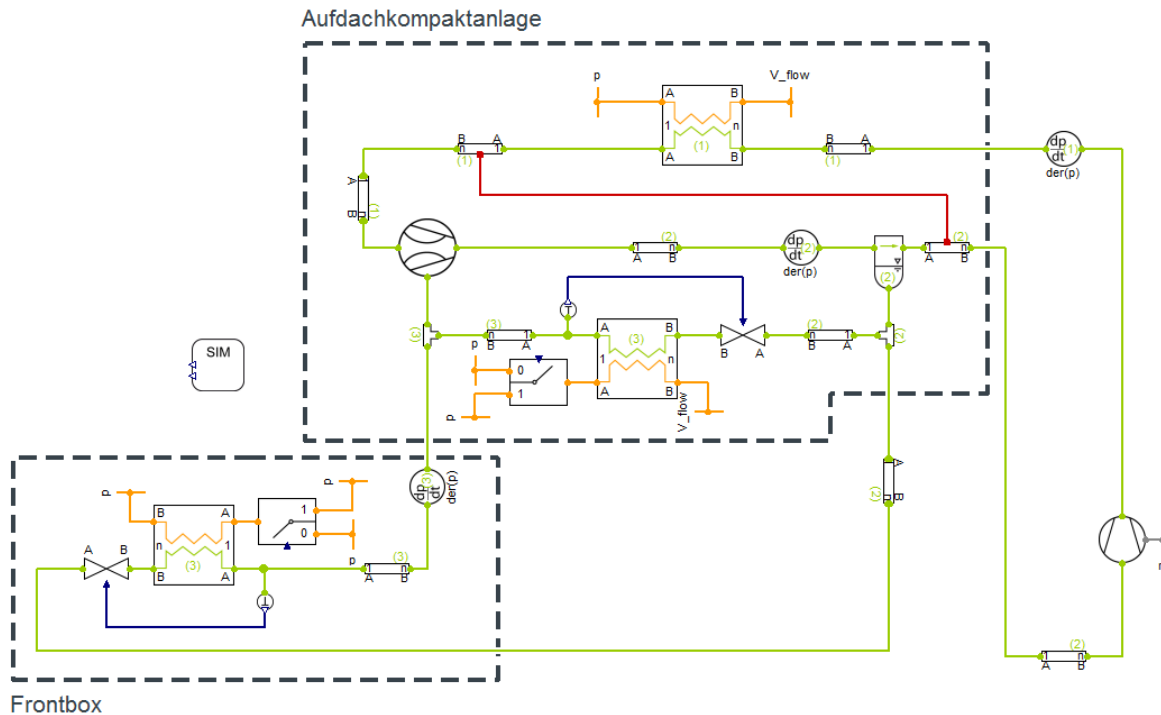


Abbildung 3.15 Simulationsmodell AC-Betrieb – Verschaltungsvariante II

Auf der Grundlage eines konstanten Ejektorwirkungsgrads bleiben die beiden Schaltungsvarianten vergleichbar, und allein die Verschaltungsstrukturen wirken sich auf die Leistungsfähigkeit aus.

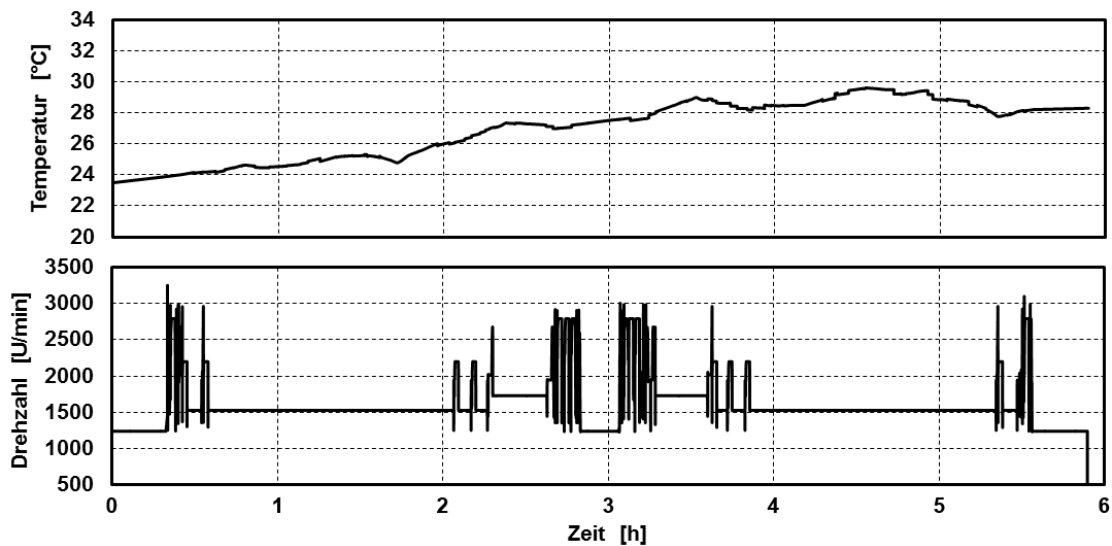


Abbildung 3.16 Randbedingungen für den Leistungsvergleich

Die Ergebnisse für den COP und die Kälteleistung im Verhältnis zu den Werten der Referenzanlage (normierter COP und normierte Kälteleistung) sind in Abbildung 3.17 und Abbildung 3.18 dargestellt. Im Vergleich wird erkennbar, dass die Verbesserung

des COPs der Anlage in beiden Fällen nahezu gleich ist, jedoch wirkt sich die Verschaltungsunterschiede der Verdampfer deutlich auf die Kälteleitung aus.

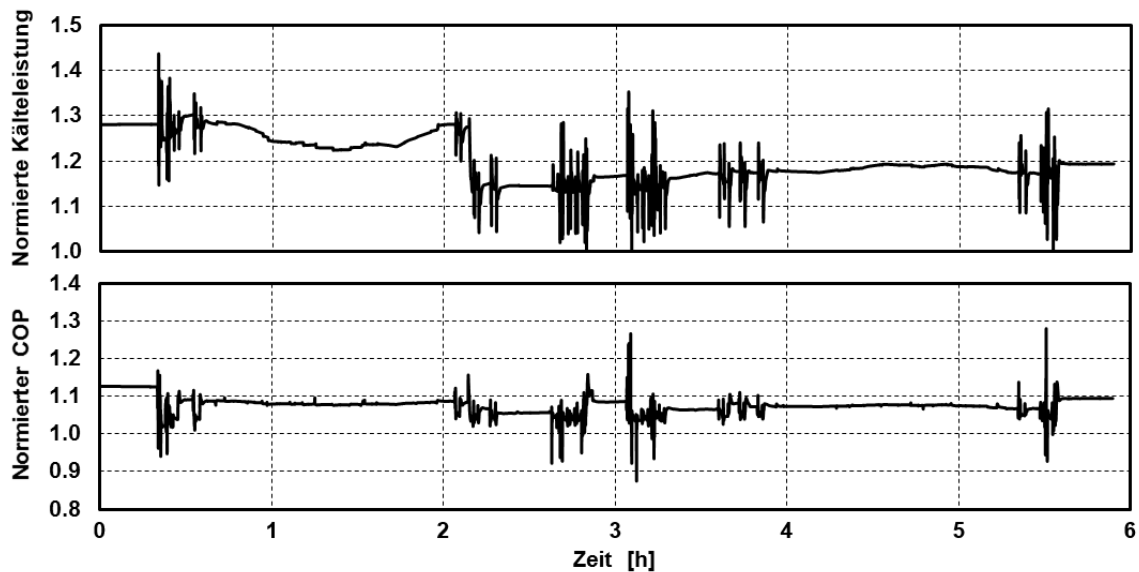


Abbildung 3.17 Normierte Kälteleistung und COP – Verschaltungsvariante I

Im Vergleich der Varianten wird mit der Verschaltungsvariante II im Durchschnitt ca. 8% mehr Kälteleistung gewonnen als mit der Verschaltungsvariante I. Beide Varianten haben ein höheres Leistungspotenzial als die Referenzanlage, wobei der Kälteleistungsmehrgewinn bei der Schaltungsvariante II im Vergleich zur Variante I und vor allem zur Ausgangsanlage mit 28% deutlich höher ist. Vor diesem Hintergrund wird die Verschaltungsvariante II für die weiterführenden Untersuchungen präferiert.

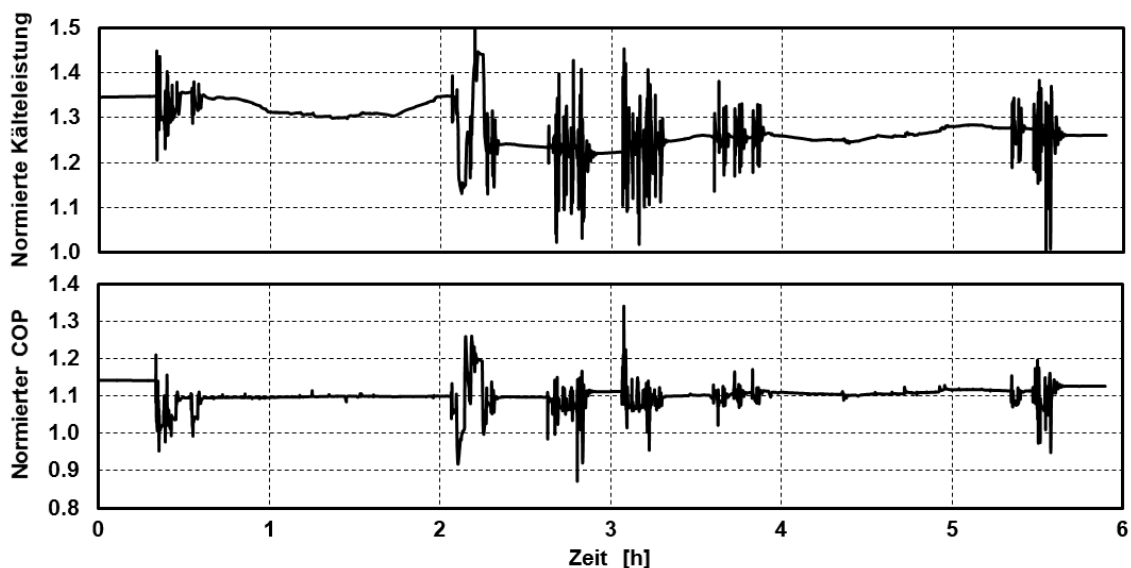


Abbildung 3.18 Normierte Kälteleistung und COP – Verschaltungsvariante II

### 3.6. Entwicklung des Wärmepumpenmodells

Für die Entwicklung des Wärmepumpenmodells spielt, wie zuvor für den Kühlbetrieb, die leichte Integrierbarkeit des Ejektors in die vorhandene Struktur eine wesentliche Rolle. Des Weiteren sind zwei Grundüberlegungen zu berücksichtigen. Zum einem, wird in diesem Betriebsmodus keine Kälteleistung benötigt, wodurch komplexe Verschaltungen verdampferseitig unnötig werden. Zum anderen ist eine möglichst hohe Heizleistung zu erzielen, wobei der Aufwand möglichst gleich oder geringer sein sollte als im Referenzsystem.

Die grundlegende Funktion einer Wärmepumpe ist, ein Medium von einem niedrigen Temperaturpotential, z.B. von Umgebungstemperaturniveau, auf ein höheres Temperaturpotential zu pumpen, und das höhere Temperaturpotential zum Heizen zu nutzen. Die zu gewinnende Heizleistung kann also in Abhängigkeit vom Ausgangstemperaturniveau und von der Verdichterleistung, also Verdichteraustritts-temperatur bzw. dem Hochdruck gebracht werden.

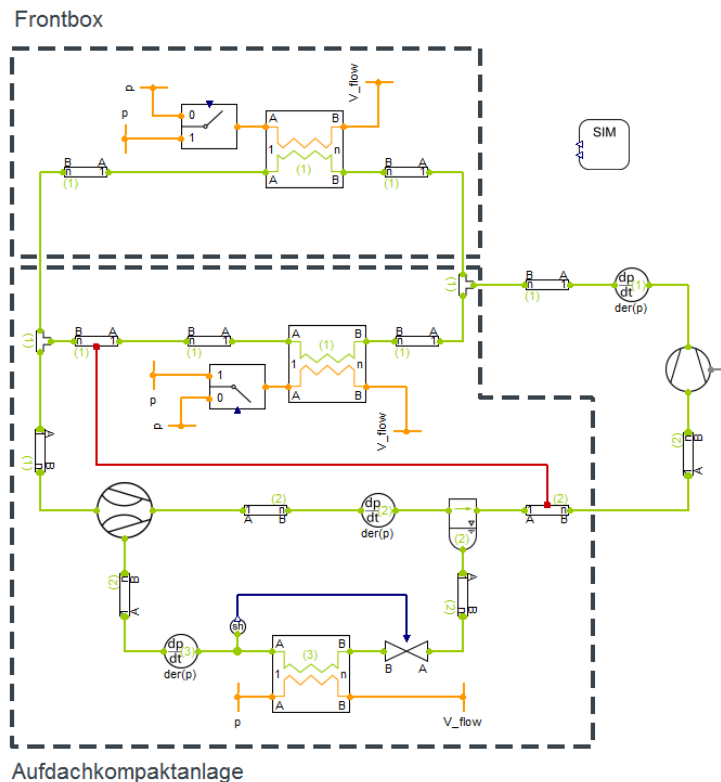


Abbildung 3.19 WP-Simulationsmodell mit Ejektor-Integration

Die zu untersuchende Ejektorwärmepumpe in Abbildung 3.19 wird wie auch die Referenzanlage in Abbildung 3.5 zunächst als Luft-Luft-Wärmepumpe betrieben, wodurch die Ejektorintegration leicht auszuführen ist. Wie zuvor diskutiert, werden die Gaskühler, welche jetzt im Verdampferbetrieb arbeiten, hier nicht weiter im Detail



betrachten. Beide verdampfen das Arbeitsmedium auf gleichem Druckniveau, die Durchströmungsrichtung kältemittelseitig bleibt wie zuvor angesprochen erhalten.

Damit das Wärmepumpensystem ausreichend Heizleistung bereitstellen kann, muss entweder die Verdichteraustrittstemperatur oder der Hochdruck angepasst werden. Die Verdichteraustrittstemperatur wird u.a. maßgeblich durch den isentropen Wirkungsgrad des Verdichters bestimmt (vgl. [För04]) und steht daher nicht unmittelbar als Eingriffsgröße zur Verfügung. Zudem kann die Austrittstemperatur zum Schutz des Verdichters und des umlaufenden Öls nicht beliebig erhöht werden. Jedoch kann der Hochdruck von außen als Stellgröße für die Heizleistung beeinflusst werden. Somit kann die Heizleistung theoretisch mit dem Hochdruck auf die geforderte Heizleistung angepasst werden. Das führt aber meist zu einer deutlicheren Verschlechterung der Leistungszahl. Darüber hinaus sind dem Hochdruck zum Schutz der Komponenten und des Systems auch Grenzen gesetzt.

Durch die Integration des Ejektors entsteht in der Prozessführung ein mittleres Druckniveau, von dem der Verdichter anstelle des tieferen Verdampfungsdruckniveaus ansaugt. Hierdurch ergibt sich theoretisch ein Potential zur Erhöhung des Hochdruckniveaus und entsprechender Heizleistung bei gleicher Leistungszahl.

Nach Abbildung 3.12 kann das mittlere Druckniveau durch das Verhältnis zwischen Treibmassenstrom und Saugmassenstrom am Ejektor beeinflusst werden (s. Gl. 3.5). Somit muss entweder der Saugmassenstrom kleiner, bzw. der Treibmassenstrom größer werden, damit der Druckrückgewinn möglichst groß ausfällt, und bei gleichem Druckverhältnis des Verdichters der Hochdruck steigt und dadurch mehr Heizleistung erzeugt werden kann.

Damit auf Basis dieser Zusammenhänge eine geeignete und effiziente Betriebsstrategie entworfen werden kann, sind weitere Untersuchungen notwendig, die im Umfang dieses Projekts nicht durchgeführt werden konnten. Somit wird der Saugmassenstrom in der Anlage aus Abbildung 3.19 hauptsächlich vom überhitzungsregelnden Expansionsventil bestimmt, und der Treibmassenstrom durch das Wechselspiel zwischen Verdichterbetriebspunkt und Ejektortreibdüse, was in der später folgenden Auslegung explizit betrachtet wird.

### **3.7. Numerische Untersuchung verschiedener Heizkonzepte**

Das Referenz-Wärmepumpensystem (siehe Abbildung 3.5) operiert als Luft-Luft-Wärmepumpe, d.h. Verdampfer als auch Gaskühler werden, abgesehen vom Kältemittel, mit Luft durchströmt. Ein Nachteil von Luft-Luft-Wärmepumpen ist die Vereisung des Verdampfers. Die Umgebungsluft, die den Verdampfer durchströmt, ist nie vollständig trocken, und daher kann beim Unterschreiten des Tau- und Gefrierpunktes an den Lamellen des Wärmeübertragers das in der Luft enthaltene Wasser austreten und gefrieren. Dadurch entstehen zwei Effekte, die den

Wärmepumpenprozess stören und stilllegen können. Zum einen blockiert das gefrorene Wasser in den Lamellen die Luftströmung, wodurch nur noch ein Teil des Wärmeübertragers seine Aufgabe ausführen kann. Zum anderen kann auch schon eine geringe Eisschicht auf den Lamellen den Wärmeübergang zwischen den beteiligten Medien stören oder unterbrechen, da in dem Fall das Eis als eine Art Isolator wirkt. Bevor die Vereisung des Verdampfers zum Stillstand des Wärmepumpenprozesses führen kann, muss dieser entsprechend abgetaut werden. Hierzu sind eine Vielzahl an Methoden bekannt (siehe [Kos10]), wobei die Umschaltung bzw. Umkehrung der Prozessführung im Referenzsystem angewendet wird.

Abbildung 3.20 zeigt die Umkehrung der Prozessführung am Beispiel der Kältemittel-Saugtemperatur, wobei die grau hinterlegten Bereiche den Abtauprozess darstellen. Hieraus ist gut zu erkennen, wie das System zum Abtauen des Verdampfers umgeschaltet werden muss. Somit wird während der Prozessumkehr das verdichtete Heißgas durch den Verdampfer geleitet, und das Eis auf der Luftseite getaut.

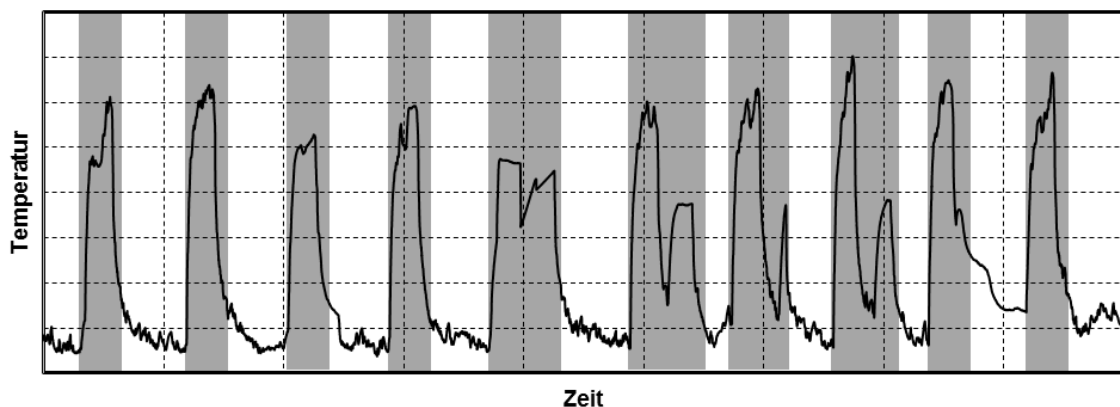


Abbildung 3.20 Prozessumkehr zur Verdampferenteisung

Während der Dauer des Abtauprozesses produziert das System keine Heizleistung und arbeitet daher vollkommen ineffizient. Daher gibt es Überlegungen, dem Problem der Vereisung entgegenzuwirken und andere Wärmequellen zur Verdampfung des Kältemittels zu verwenden. Denkbar sind hierzu zwei Abwärmeströme, die, basierend von ihrer Quelle, zunächst als Verluste betrachtet werden können. Dazu zählt zum einen die Motorabwärme, die vom Kühlwasser aufgenommen wird, und ab einer bestimmten Temperatur Wärme an die Umgebung abgibt. Zum anderen ist die bisher ungenutzte Wärme des Abgases dazu zu zählen. In beiden Einsatzfällen wäre eine Prozessumkehr wie bisher unnötig, und die Wärmepumpe könnte kontinuierlich zur Heizleistungsproduktion betrieben werden.

Aus dieser Motivation heraus sind zwei weitere Wärmepumpenmodelle entstanden. Beide Kreisläufe basieren auf dem Referenzsystem in Abbildung 3.5, wobei der

Verdampfer für die jeweilige Anwendung verändert wurde. Entsprechend ersetzt wird zur Nutzung der Motorabwärme (gebunden im Kühlwasser) der Luft-Kältemittel-Verdampfer durch einen Wasser-Kältemittel-Verdampfer ersetzt, zur Abgaswärmenutzung durch einen Abgas-Kältemittel-Verdampfer.

Für eine detaillierte Beschreibung der Dynamik von Abgas und Motorabwärme im Kühlwasser liegen für die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes keine Modelle vor, daher werden für das Abgas und Kühlwasser durchschnittliche und typische Werte angenommen. So wird beispielsweise für das Abgas eine konstante Verdampfeintrittstemperatur von 200°C, und für das Kühlwasser eine konstante Eintrittstemperatur von 70°C festgelegt. Die Austrittstemperaturen sind in beiden Fällen begrenzt. So darf das Abgas am Austritt nicht unter 100°C sinken, um Materialschäden durch Auskondensation zu vermeiden. Das Kühlwasser darf eine Austrittstemperatur von 60°C am Austritt nicht unterschreiten, um mögliche Schäden am Motor durch zu starke Kühlung zu vermeiden.

Für den Betrieb der Wärmepumpe wurde der gesamte Betriebsbereich des Verdichters durchfahren und anschließend die Werte gemittelt. Die Ergebnisse hierzu zeigt Abbildung 3.21. Die Heizleistung sowie der COP sind in der Darstellung in Relation zum Referenzsystem einer Luft-Luft-Wärmepumpe angegeben.

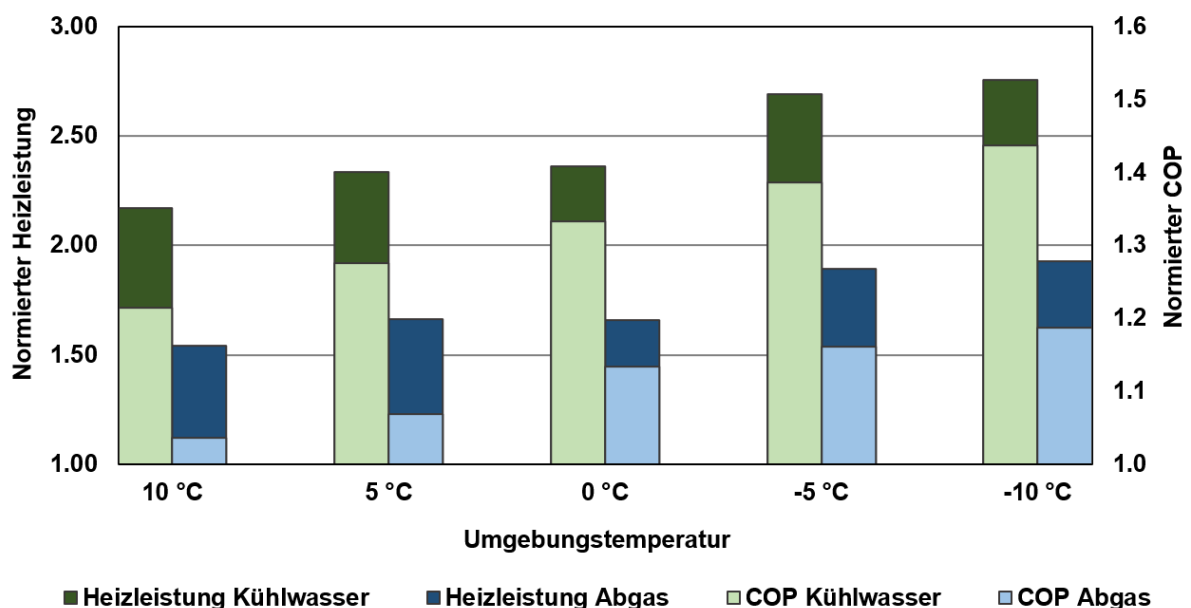


Abbildung 3.21 Normierte Heizleistung und COP von alternativen Wärmequellen

Die Verwendung alternativer Wärmequellen, wie das betrachtete Abgas und Kühlwasser, zeigen im Vergleich zur Referenz Luft-Luft-Wärmepumpe ein deutlich besseres Leistungsvermögen. Der Anstieg bei sinkender Umgebungstemperatur zeigt zudem auch die Leistungsgrenzen von Luft-Luft-Wärmepumpen, die mit sinkender Umgebungstemperatur, wie theoretisch und praktisch bekannt, weniger

Heizleistung produzieren können. Aus diesem Grund scheint der Einsatz der alternativen Wärmequellen sinnvoll.

Der Vergleich untereinander macht deutlich, dass das Kühlwasser mehr Potential als das Abgas hat, obwohl die nutzbare Temperaturdifferenz im Abgas weitaus größer ist. Die Erklärung findet sich im Unterschied des Fluidzustandes. Das Abgas liegt gasförmig vor, und hat im Vergleich zum Kühlwasser einen deutlich geringeren Wärmeübergangskoeffizienten. Zudem kann die Oberfläche abgasseitig zur Verbesserung des Wärmeübergangs nicht unendlich erhöht werden, da ansonsten der Druckverlust zu groß wird, und der Motor einen zu großen Abgasgegendruck während des Ausschlebens der Verbrennungsgase überwinden muss. Das führt zu einer höheren nötigen Ausschlebearbeit, wodurch letztendlich der Kraftstoffverbrauch steigt, der durch die Maßnahme grundlegend gesenkt werden sollte.

Im Zuge der Überlegung von weiteren Wärmequellen zum Betreiben der Wärmepumpe können beide Konzepte eine nicht unwesentliche Verbesserung der Heizleistung darstellen. Aus diesem Grund sind genauere Betrachtungen von Abgas-Luft- und Kühlwasser-Luftwärmepumpen sinnvoll zu bewerten.

Abschließend muss erwähnt werden, dass die Ergebnisse nur formale Potentiale zeigen können, da die entsprechenden Modelle hierzu fehlen und die Abgas-, sowie die Kühlwassertemperaturen stark der Dynamik des Motors unterworfen sind. Zum anderen fehlt dadurch die Aussage zur möglichen Wechselwirkung mit den jeweiligen Systemen, wie beispielsweise dem Kühlwassersystem, an dem das Wasser-Heizungssystem angeschlossen ist. Das Kühlwassersystem könnte durch den Eingriff merklich beeinflusst werden, so dass seine Funktion gestört werden kann. Damit bleibt für eine genauere Aussage über die Verwendung alternativer Wärmequellen nur die Beschreibung eines hierfür ausreichenden gesamten Fahrzeugsystemmodells.

## 4. Auslegung und Fertigung des Ejektors

Die inneren Geometriefaktoren der Ejektoren (siehe Abbildung 3.13) sind anhand von Erfahrung mit Ejektoren vergleichbarer Größe ausgelegt worden, Grundlage ist dabei die Arbeit von Lucas et al. [LSMK12]. Eine mitunter maßgebliche Geometriegröße ist der Treibdüsendurchmesser. Die Auslegung, bzw. die Auswahl des Treibdüsendurchmessers für den Klima- und Wärmepumpenbetrieb wird in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

### 4.1. Ejektor für den Klimabetrieb

Zur Bestimmung des Treibdüsendurchmessers sind mit dem Kreislaufmodell aus Abbildung 3.15 Betriebspunkt-Variationsrechnungen vorgenommen, und für jeden berechneten Betriebspunkt jeweils der optimale Treibdüsendurchmesser ermittelt worden. Die betriebspunktabhängige Variation der optimalen Treibdüsendurchmesser zeigt Abbildung 4.1. Zusätzlich eingetragen ist der Bereich der Leerlauf- und Betriebsdrehzahl.

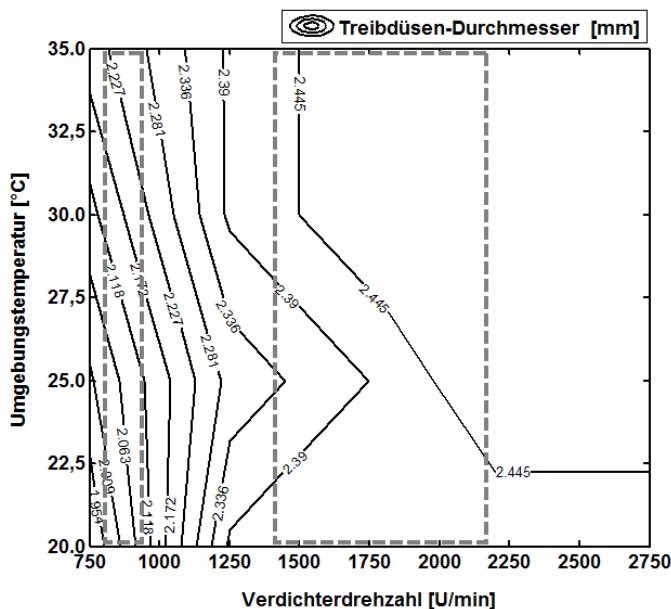


Abbildung 4.1 Treibdüsendurchmesser AC-Betrieb

Die verstärkte Häufigkeit der Leerlaufdrehzahl im Stadtbusbetrieb wurde bereits dargestellt. Nach diesem Gesichtspunkt wäre die Auslegung des Treibdüsendurchmessers für diesen Betriebspunkt sinnvoll. Jedoch würde der damit gewählte Treibdüsendurchmesser im Betriebsbereich zu höheren oder sogar sehr hohen Hochdrücken führen, und die Anlage würde über den Sicherheitsdruckschalter abgeschaltet werden. Um diesem Problem entgegenzuwirken sind verschiedene Möglichkeiten denkbar. Eine mögliche Variante wäre ein Bypass-Ventil über den Ejektor, welches einen Teil des Hochdruck-Massenstroms durch einen Bypass am

Ejektor vorbei leitet und damit den Hochdruck in den zulässigen Grenzen hält. Solche Lösungen kommen beispielsweise in Orifice-Bypass-Ventilen zum Einsatz.

Die zweite Option wäre der Einsatz von zwei Ejektoren. Ein Ejektor, ausgelegt für den Leerlaufbetrieb und ein zweiter Ejektor, ausgelegt für den Betriebsbereich und höhere Hochdrücke. Nachteil dieser Möglichkeit ist der Einsatz von zwei Ejektoren, verbunden mit zusätzlichen Umschaltventile und einer zusätzlich benötigten Betriebsstrategie.

Aus diesen Gründen ist die Entscheidung auf den Einsatz eines Ejektors mit mittlerem Treibdüsensdurchmesser gefallen. Diese Lösung bietet die einfachste zu realisierende technische Lösung. und bedarf keiner zusätzlichen Betriebsstrategie.

Nach Abbildung 4.1 wird daher ein Treibdüsensdurchmesser gewählt, der zwischen beiden Hauptbetriebsbereichen liegt und somit in beiden Betriebsgebieten einsetzbar ist. Der gewählte Treibdüsensdurchmesser und die weiteren Ejektorgeometriegrößen sind in Tabelle 4.1 gegeben.

Tabelle 4.1 Ejektorgeometrien für den AC-Betrieb		
Durchmesser Mischrohr	$d_m$ [mm]	6,4
Länge Mischrohr	$l_m$ [mm]	64
Durchmesser Treibdüse	$d_t$ [mm]	2,3
Winkel Diffusor	$\alpha_d$ [°]	5
Abstand Treibdüse - Saugdüse	$s$ [mm]	4.5

Für die Abschätzung der Leistungsfähigkeit des Ejektorsystems aus Abbildung 3.15 mit den Ejektorgeometrien aus Tabelle 4.1 werden für den AC-Betrieb für relevante Temperaturen und Verdichterdrehzahlen Berechnungen durchgeführt und in Relation mit den Ergebnissen des Referenzsystem aus Abbildung 3.4 gebracht. Zum Vergleich mit den optimalen Treibdüsensdurchmesser des Ejektors (s. Abbildung 4.1), werden zusätzlich Punkte mit dem jeweils optimalen  $d_t$  Wert durchgeführt, und den Ergebnissen für den gewählten Treibdüsensdurchmesser gegenübergestellt.

In Abbildung 4.2 ist die relative Änderung der Leistungszahl (COP) des Ejektorsystems zum Referenzsystem dargestellt. Dabei bedeuten alle Werte  $>1$  eine Verbesserung der Leistungszahl und alle Werte  $< 1$  eine Verschlechterung im Vergleich zum Referenzsystem. Korrelierend hierzu ist in Abbildung 4.3 die relative Änderung der Kälteleistung dargestellt. Aufgetragen sind, wie zuvor erläutert, die Ergebnisse des Ejektorsystems mit optimalem Treibdüsensdurchmesser und mit gewähltem konstantem Treibdüsensdurchmesser.

Wie zu erwarten war, sind die Leistungszahlen und die Kälteleistung des Systems mit optimalen Treibdüsendurchmesser in jedem untersuchten Betriebspunkt besser als die des Referenzsystems. Das System mit dem konstanten Treibdüsendurchmesser weist bei Leerlaufdrehzahl und 20°C Umgebungstemperatur einen geringeren COP als das Referenzsystem auf, was durch den für diesen Betriebspunkt zu großen Treibdüsendurchmesser zu erwarten war.

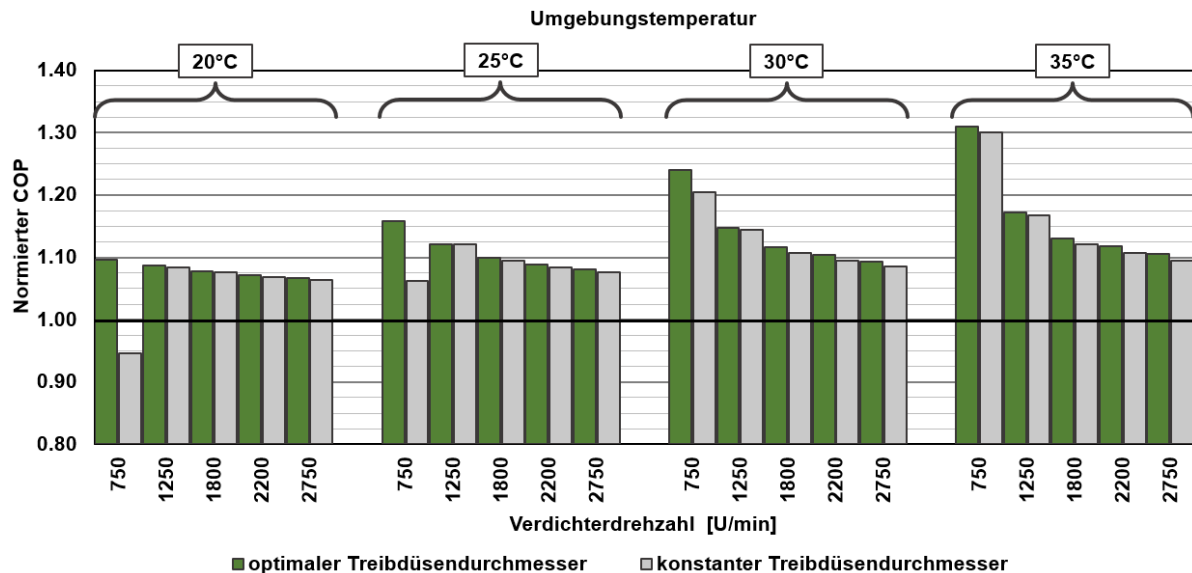


Abbildung 4.2 Normierter COP - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage (AC)

Für alle anderen Drehzahlen und Umgebungstemperaturen kann mit dem Ejektorsystem mit konstantem Treibdüsendurchmesser die Leistungszahl und die Klimakälteproduktion jedoch deutlich verbessert werden. Die Leistungszahlen sind dabei annähernd auf dem Niveau des Ejektorsystem mit optimalen Treibdüsendurchmesser. Entsprechend verbessert sich auch die Kälteleistungsproduktion, welche in vielen Fällen sogar höher ist als für den Kreislauf mit optimalem Treibdüsendurchmesser.

Daraus lässt sich schlussfolgern, dass sich das Ejektorsystem mit konstantem Treibdüsendurchmesser als einfache Lösung sehr gut zum Einsatz eignet, und die Leistungszahl, sowie die Kälteleistungsproduktion im Vergleich zum Referenzsystem hiermit deutlich verbessert werden. Zudem ist der Unterschied zu einem System mit optimalem Treibdüsendurchmesser gering, wodurch die Lösung mit konstantem Treibdüsendurchmesser zu präferieren ist.

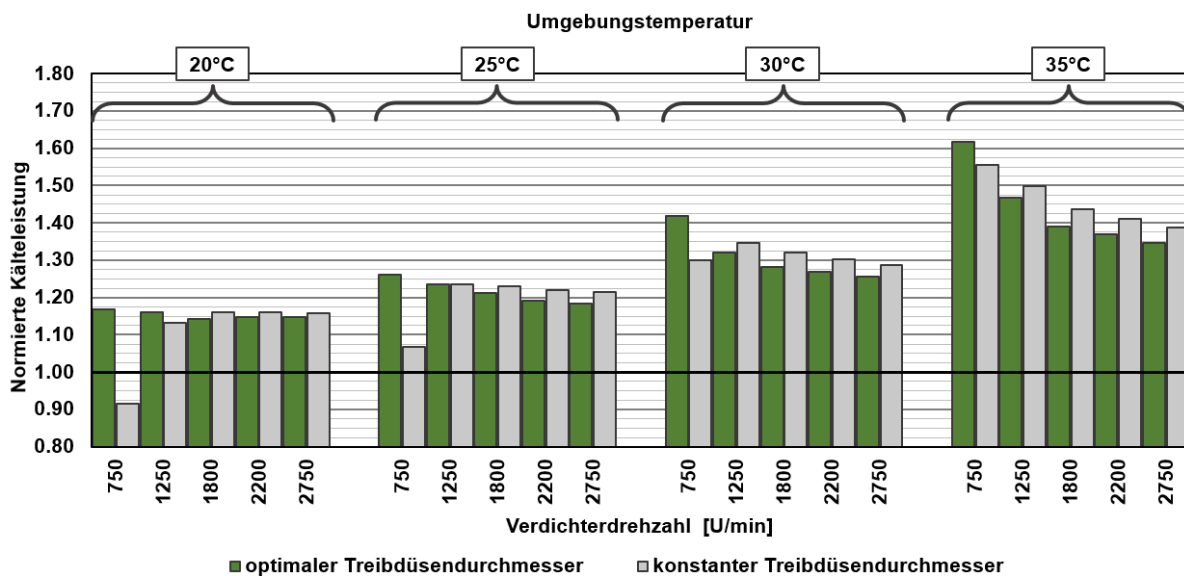


Abbildung 4.3 Normierte Kälteleistung - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage

Weiterhin kann man aus der Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 erkennen, dass die Ejektorsysteme mit steigender Umgebungstemperatur deutlich an Effizienz gegenüber dem Referenzsystem gewinnen. Das liegt zum einem am R-744-Referenzsystem, da dieses bekanntlich bei hohen Umgebungstemperaturen durch den damit steigenden Hochdruck und den steiler werdenden Isothermen mehr Verdichterleistung aufnimmt und die Kälteleistungsproduktion sinkt. Die Ejektorsysteme können diesem Effekt entgegenwirken, da diese die hohe Druckdifferenz zwischen Hochdruck und Niederdruck ausnutzen, und dieses Energiepotential zum Teil wieder in Verdichtungsarbeit umwandeln. Dadurch entsteht ein Zwischendruckniveau, von dem der Verdichter ansaugt, so dass das Druckverhältnis über den Verdichter verkleinert wird. Darüber hinaus kann den Verdampfern vollständig verflüssigtes Kältemittel zugeführt werden, wodurch die Verdampfungsenthalpiestrecke von Siede- zu Taulinie nahezu vollständig ausgenutzt werden kann, was die Kälteleistungsproduktion verbessert.

#### 4.2. Ejektor für den Wärmepumpenbetrieb

Die Dimensionierung des Ejektors im Wärmepumpenbetrieb wird mit der gleichen Vorgehensweise durchgeführt wie bei der Ejektordimensionierung zuvor im Kühlbetrieb. Für das Wärmepumpensystem aus Abbildung 3.19 werden relevante Umgebungstemperaturen und Verdichterdrehzahlen untersucht und der optimale Treibdüsenquerschnitt für den jeweiligen Betriebspunkt bestimmt. Die dadurch bestimmten optimalen Treibdüsendurchmesser sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Ebenso sind die Bereiche der Leerlaufdrehzahl und die der Betriebsdrehzahlen eingetragen.



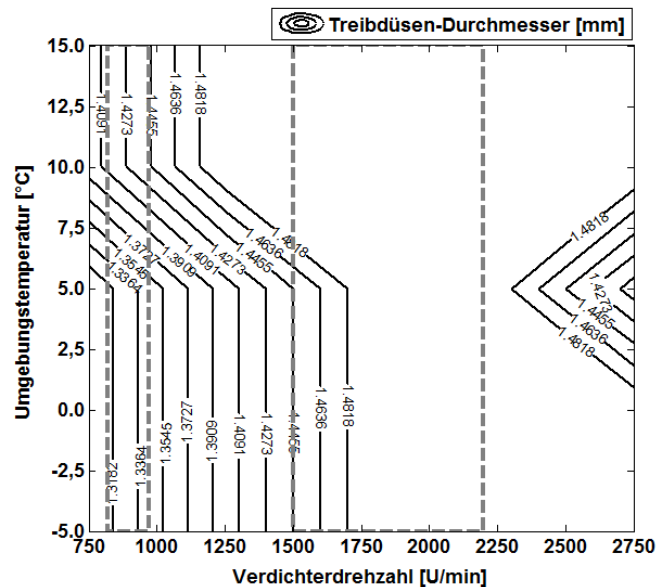


Abbildung 4.4 Treibdüsendurchmesser WP-Betrieb

Analog zur Wahl des Treibdüsendurchmessers im Kühlbetrieb wird für den Wärmepumpenmodus auch ein mittlerer Treibdüsendurchmesser gewählt, um zusätzliche Komponenten und Betriebsstrategien zu vermeiden. Die berechneten Geometriegrößen für den Wärmepumpenejektor sind nachfolgend in Tabelle 4.2 dargestellt.

Parameter	Symbol [mm]	Wert
Durchmesser Mischrohr	$d_m$	3,6
Länge Mischrohr	$l_m$	36
Durchmesser Treibdüse	$d_t$	1,4
Winkel Diffusor	$\alpha_d$	5
Abstand Treibdüse - Saugdüse	$s$	3,7

Die Ergebnisse in Relation zum Referenzsystem sind in Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6 dargestellt. Dabei sind wiederum die relativen Darstellungen der Leistungszahl (COP) und Heizleistung vom Wärmepumpensystem mit optimalen Treibdüsendurchmesser und gewählten konstanten Treibdüsendurchmesser gegenübergestellt. In Abbildung 4.5 ist deutlich zu erkennen, dass für jeden Betriebspunkt die Ejektorkreisläufe effizienter Wärme produzieren als es das Referenzsystem kann. Jedoch wird mit Abbildung 4.6 auch deutlich, dass die Wärmeausbeute im Vergleich zur Referenz nur gering verbessert wird und in Bereich der Leerlaufdrehzahl sogar geringfügig verringert wird.

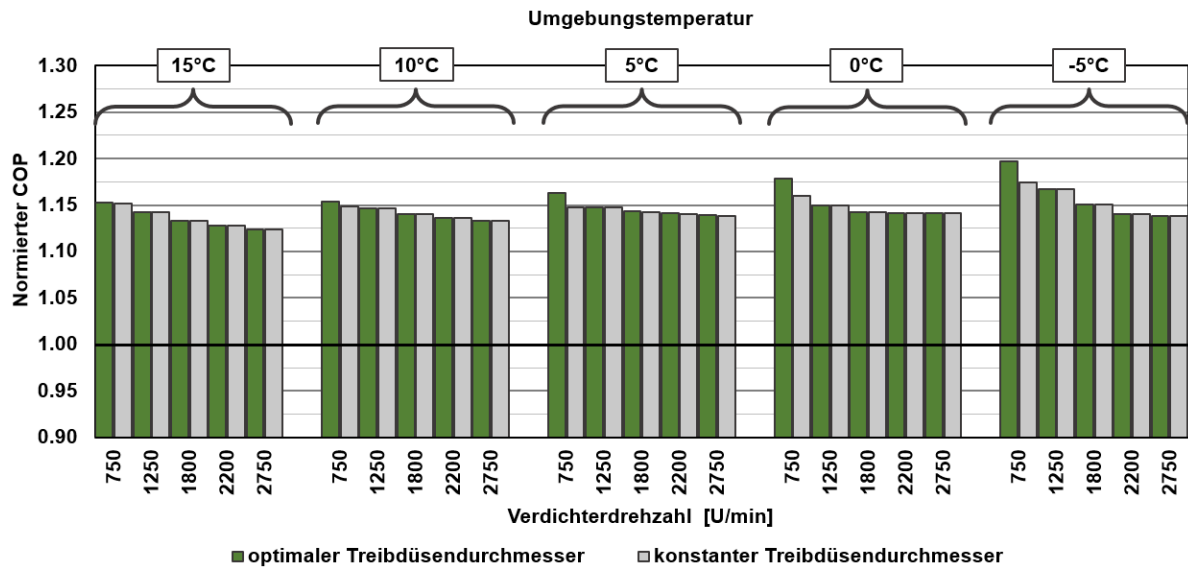


Abbildung 4.5 Normierter COP - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage (WP)

Der Unterschied zwischen optimalen Treibdüsendurchmesser und konstantem Treibdüsendurchmesser ist, außer bei Leerlaufdrehzahl, sehr gering, so dass hier wiederum der Einsatz eines einzigen Ejektors mit konstantem  $d_t$  genügt.

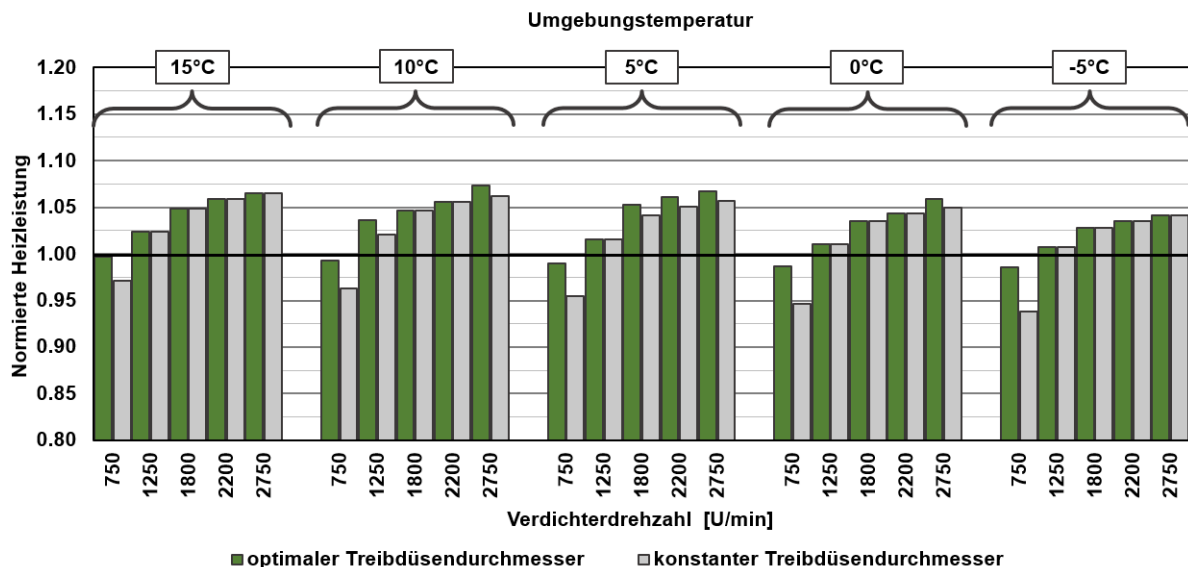


Abbildung 4.6 Normierte Heizleistung - Ejektorkreislauf vs. Referenzanlage

Die Leerlaufdrehzahl tritt im Betrieb mit der größten Häufigkeit auf und spiegelt zum Großteil den Zustand in den Haltestellen bei geöffneten Türen wieder. Dadurch wird in diesen Betriebspunkt eine höhere Heizleistung gefordert. Vor diesem Hintergrund ist zu überlegen, den Ejektorkreislauf mit zusätzlichen Maßnahmen auf diese spezifische Anforderung zu rüsten. Durch den Einsatz des Ejektors im Wärmepumpenkreislauf konnte die Leistungszahl bei ungefähr gleichbleibender Heizleistung erheblich verbessert werden. Durch mögliche Anpassungsmaßnahmen

könnte dieser Zusammenhang umgekehrt werden, und der Ejektor-Wärmepumpenkreislauf so gestaltet werden, dass die Heizleistung bei gleichbleibender Leistungszahl gesteigert werden kann. Dies bleibt zu diesem Zeitpunkt offen und kann in weitergehenden Studien untersucht werden.

### 4.3. Auswahl eines Abscheiders/Separators

Der Abscheider oder Separator in einem Ejektorkälte- bzw. Wärmepumpenkreislauf erfüllt eine wichtige Funktion, da über diesen die in Kapitel 3 beschriebene Aufteilung der Flüssig- und Dampfphase erfolgt. Der Separator bestimmt somit das Verhältnis des Saugmassenstroms zum Treibmassenstrom des Ejektors. Wird diese Phasenabscheidung nicht trennscharf durchgeführt, kann es zur Verschlechterung der Leistungszahl des Kreislaufes kommen.

Folgende negative Aspekte kann eine nicht vollständige Trennung der beiden Phasen haben. Wird ein gasförmiger Anteil des Kältemittels durch den für den Flüssiganteil vorgesehenen Ausgang des Separators gesaugt, kann es zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangs im Verdampfer kommen, da der Dampfanteil im Verdampfer folglich ansteigt und der Wärmeübergang von gasförmigen Fluiden an den Wärmeübertrager schlechter ist. Werden dagegen Flüssigkeitstropfen durch den für den Gasanteil vorgesehenen Ausgang gesaugt, kann es zu Tropfenschlag im Verdichter kommen, was eine Beschädigung des Verdichters nachziehen könnte. Dieser Fall ist unbedingt zu vermeiden.

Für den Separator wurde in unserem Fall ein Ölabscheider des Unternehmens Temprite verwendet. Dieser Ölabscheider wurde aus unterschiedlichen Gründen als Separator ausgewählt. Zum einen besteht durch die Auslegung dieses Druckbehälters als Ölabscheider die nötige Druckfestigkeit für den Betrieb als Separator. Zum anderen verspricht die relativ große Höhe des Separators im Verhältnis zu seinem Durchmesser und das verbaute Netz eine gute Abscheideleistung. Im Folgenden wird dieser als Separator eingesetzte Ölabscheider auch als Separator bezeichnet.

Zur Abschätzung der nötigen Separatorgröße werden Variations-Simulationen durchgeführt. Der dynamische Betrieb im Bus setzt durch die veränderlichen Betriebsbedingungen eine gewisse Kältemittelfüllmenge voraus. Diese beträgt nach den im Voraus durchgeführten Simulationen 6 ltr. Diese Menge muss der Separator mindestens fassen. Tabelle 4.3 zeigt die verfügbaren Separatorgrößen von Temprite und vergleicht diese mit Separatoren aus anderen Ejektorkreisläufen aus der Literatur. Bei den Vergleichen mit den Literaturquellen ist die Verdampferleistung der jeweiligen Anlage angegeben.

Tabelle 4.3 Verfügbare Ölabscheider von Temprite							
		Temprite Ölabscheider					
	IFT	Elbel	Model 133A	Model 135A	Model 137A klein	Model 137A groß	Model 138A
Höhe [mm]	830	608	435	545	702	702	870
Innendurchmesser [mm]	91	127	102	102	141	144	141
Volumen berechnet [l]	5,4	7,7	3,6	4,5	10,96	11,43	13,58
Leistung Verdampfer [kW]	4	35	-	-	-	-	-

Die Erfahrung zeigt, dass zur Gewährleistung einer guten Phasentrennung ein größeres Separatorvolumen vorteilhafter ist als ein zu kleines Volumen. Da nach der Vorabsimulation ein Mindest-Kältemittelvolumen von 6 ltr berechnet wurde, ist es daher sinnvoll ein Ölabscheider der Modellreihe 137A zu verwenden.

Die Separatoren von Temprite besitzen im Inneren ein feinmaschiges Netz um die Ölabscheiderate zu erhöhen. Der Druckabfall über den Separator durch dieses Netz ist unbekannt, und muss durch experimentelle Untersuchung bestimmt werden. Falls dieser Druckabfall zu hoch ist, kann der Druckrückgewinn des Ejektors nicht für eine Verbesserung der Leistungszahl genutzt werden.

## 5. Experimentelle Untersuchungen des Ejektors-Kreislaufs

### 5.1. Prüfstands Aufbau

Für die messtechnische Untersuchung des Ejektorkreislaufes wurde ein modularer Prüfstand gebaut, in welchem der Klima- und Wärmepumpenbetrieb für den Expansionsventilkreislauf und für den Ejektorkreislauf untersucht werden kann. Damit können eventuelle Verbesserungen der Leistungszahl durch den Einsatz von Ejektoren herausgemessen werden.

Die Verdampfer befinden sich in einer Klimabox, in welcher die Ansaugbedingungen für die kalte Seite der Klimaanlage bzw. Wärmepumpe realisiert werden. Die Gaskühler sind in einer Prüfkammer aufgebaut, welcher ebenfalls temperiert werden kann. Neben den Gaskühlern sind der Verdichter, der Ejektor und der Separator angeordnet. Im Folgenden sind die Fließbilder der Kreisläufe mit Expansionsventil und Ejektor sowie die Position der Sensoren dargestellt.

## Expansionsventilkreisläufe im Klimabetrieb

In Abbildung 5.1 ist der Prüfstandsaufbau für den Betrieb mit einem Expansionsventil und in Tabelle 5.1 ist die eingesetzte Messtechnik dargestellt. Die Verdampfer, sowie die Gaskühler sind zweigeteilt. Hinter dem Gaskühler befindet sich ein interner Wärmeübertrager, welcher einen Wärmestrom auf den Saugstrom des Verdichters überträgt.

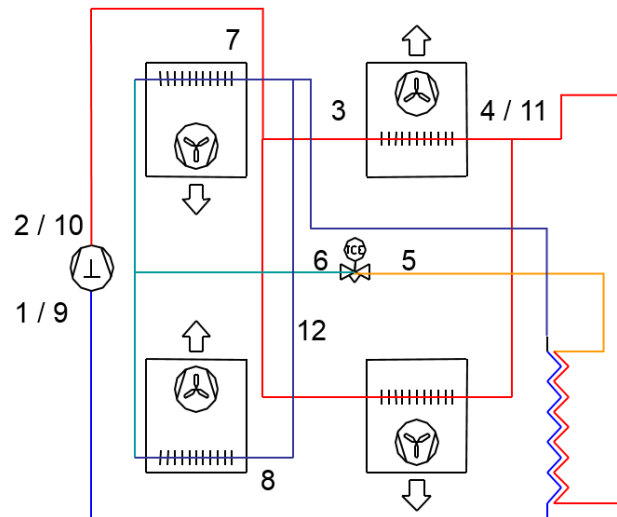


Abbildung 5.1 Fließbild des Expansionsventilkreislaufts im Klimabetrieb

Tabelle 5.1 Sensoren im Expansionsventilkreislauf

Nummer	Messstelle
1.	T_Verdichter_Eingang
2.	T_Verdichter_Ausgang
3.	T_Gaskühler_Eingang
4.	T_Gaskühler_Ausgang
5.	T_Expansionsventil_Eingang
6.	T_Expansionsventil_Ausgang
7.	T_Verdampfer_Ausgang_(rechts)
8.	T_Verdampfer_Ausgang_(links)
9.	Pe_Verdichter_Eingang
10.	Pe_Verdichter_Ausgang
11.	Pe_Gaskühler_Ausgang
12.	Pe_Verdampfer_Ausgang

## Kreislauf mit Ejektor

Das Fließbild des Prüfstands für den Ejektorkreislauf im Klimabetrieb ist in Abbildung 5.2 und in Tabelle 5.2 ist die Ausstattung mit Sensorik dargestellt. Der Ejektorkreislauf ist so aufgebaut wie in Kapitel 3.3 beschrieben. Im Gegensatz zum Kreislauf mit Expansionsventil verfügt der Ejektorkreislauf über keinen internen Wärmeübertrager.

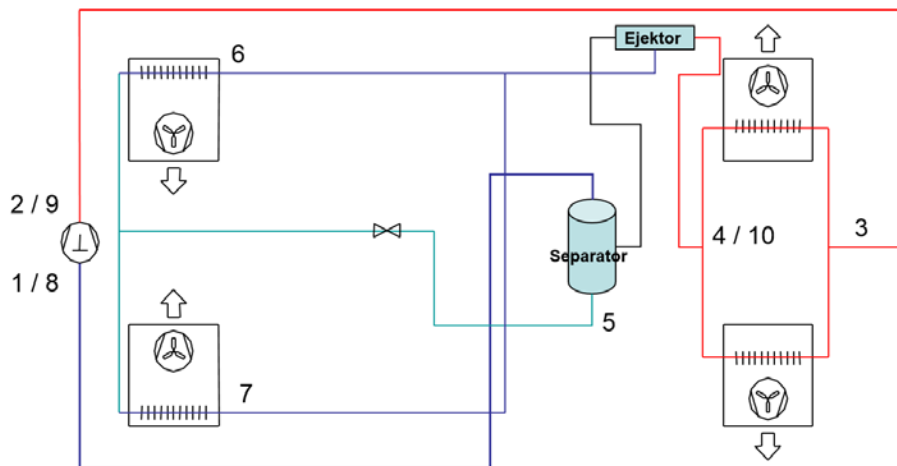


Abbildung 5.2 Fließbild Ejektorkreislauf im Klimabetrieb

Tabelle 5.2 Sensoren im Ejektorkreislauf

Nummer	Messstelle
1.	T_Verdichter_Eingang
2.	T_Verdichter_Ausgang
3.	T_Gaskühler_Eingang
4.	T_Gaskühler_Ausgang
5.	Einspritzleitung
6.	T_Verdampfer_Ausgang_(rechts)
7.	T_Verdampfer_Ausgang_(links)
8.	Pe_Verdichter_Eingang
9.	Pe_Verdichter_Ausgang
10.	Pe_Gaskühler_Ausgang
11.	Pe_Verdampfer_Ausgang

In dieser Konfiguration war zunächst keine Druckmessung direkt nach dem Ejektor realisiert, so dass der Druckrückgewinn des Ejektors nur indirekt über den Verdichteransaugdruck ermittelt werden konnte (Ejektormessung 1). Wenn ein Druckverlust über den Separator vorhanden ist, kann die Ejektoreffizienz nicht direkt bestimmt werden. Die Druckmesstelle hinter dem Ejektor wurde für die 2. Messung nachgerüstet.

Da in den Kreisläufen kein Massenstromsensor verbaut ist, können die Massenströme nur indirekt bestimmt werden. Im Fall des Expansionsventilkreislaufs muss nur ein Massenstrom bestimmt werden. Dieser wird hier über Polynome des Verdichterherstellers ermittelt. Mit Hilfe dieser Polynome lässt sich der Massenstrom, der durch den Verdichter gefördert wird, in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl und den Eintrittsbedingungen in den Verdichter bestimmen.

Für den Ejektorkreislauf sind zwei Massenströme für die Bewertung der Kreislaufeffizienz erforderlich. Dies ist zum einen der Treibmassenstrom des Ejektors, welcher durch den Verdichter gefördert wird. Dieser kann wiederum mit

Hilfe des Verdichterpolynoms berechnet werden. Zum anderen wird der Saugmassenstrom des Ejektors benötigt, welcher durch den Verdampfer geführt wird. Dieser kann bei diesem Prüfstand nur durch die Bilanzierung der Wärmeströme über die Klimakammer errechnet werden.

## 5.2. Vergleich Ejektorkreislauf und Expansionsventilkreislauf im Klimabetrieb

Für den Vergleich des Expansionsventilkreislaufs mit dem Ejektorkreislauf wird ein Betriebspunkt mit relativ hohen Außentemperaturen von 35°C angestrebt. Die Lufttemperatur im Inneren des Busses wird mit 27 °C angenommen. Als Verdampferausblastemperatur sind 21°C Solltemperatur angestrebt. Für diese Bedingungen werden die beiden unterschiedlichen Kreisläufe zunächst miteinander verglichen. Die erreichten Randbedingungen der beiden Messungen werden in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Die mittleren Lufttemperaturen der Messung des Ejektorkreislaufes sind ein wenig höher als die des Expansionsventilkreislaufes, jedoch liegt diese Differenz innerhalb der Messgenauigkeit der Temperatursensoren. Die Verdichterdrehzahl ist in beiden Fällen auf 1450 u/min eingestellt.

Tabelle 5.3 Randbedingungen Messungen

	Expansionsventil	Ejektor 1.	Ejektor 2.
Verdichterdrehzahl	1450 /min	1450 /min	1450 /min
T_Gaskühler_Luft_Ein_arithmetisch	35,0 °C	35,5 °C	34,9 °C
T_Verdampfer_Luft_Ein_arithmetisch	27,0 °C	27,4 °C	27,1 °C

Die Kreisläufe der beiden Messungen sind in einem ph-Diagramm Abbildung 5.3 dargestellt: der Expansionsventilkreislauf in blau/hellgrau und der Ejektorkreislauf in rot/dunkelgrau. Für den Ejektorkreislauf ist zudem mit einer gestrichelten Linie der ideale Verlauf der Expansion in der Treibdüse des Ejektors eingezeichnet.

Es ist zu erkennen, dass der Verdichter beim Ejektorkreislauf bei einem höheren Druckniveau ansaugt und eine viel kleinere Überhitzung vorweist. Das Verdampferdruckniveau ist ebenfalls höher als im Expansionsventilkreislauf, wenn davon ausgegangen wird, dass der gemessene Austrittsdruck des Verdampfers ungefähr dem Verdampfungsdruckniveau entspricht und der Druckverlust im Verdampfer gering ist. Eine Aussage über den Druckverlust des Verdampfers kann in beiden Fällen nicht gemacht werden, da kein Drucksensor am Verdampfereintritt installiert ist.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen den Kreisläufen ist in der Expansionsseite der Kreisläufe zu erkennen. Durch den internen Wärmeübertrager wird das Kältemittel auf der Hochdruckseite sehr stark abgekühlt, so dass sich der Eintritt in das Expansionsventil bei niedrigen Temperaturen von ca. 30 °C befindet. Beim

Ejektorkreislauf ohne internen Wärmeübertrager liegt die Eintrittstemperatur in die Treibdüse des Ejektors mit 46,8 °C bzw. 46 °C wesentlich höher. Ebenfalls gut zu erkennen ist die wesentlich höhere Enthalpiedifferenz, welche für die Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer zur Verfügung steht.

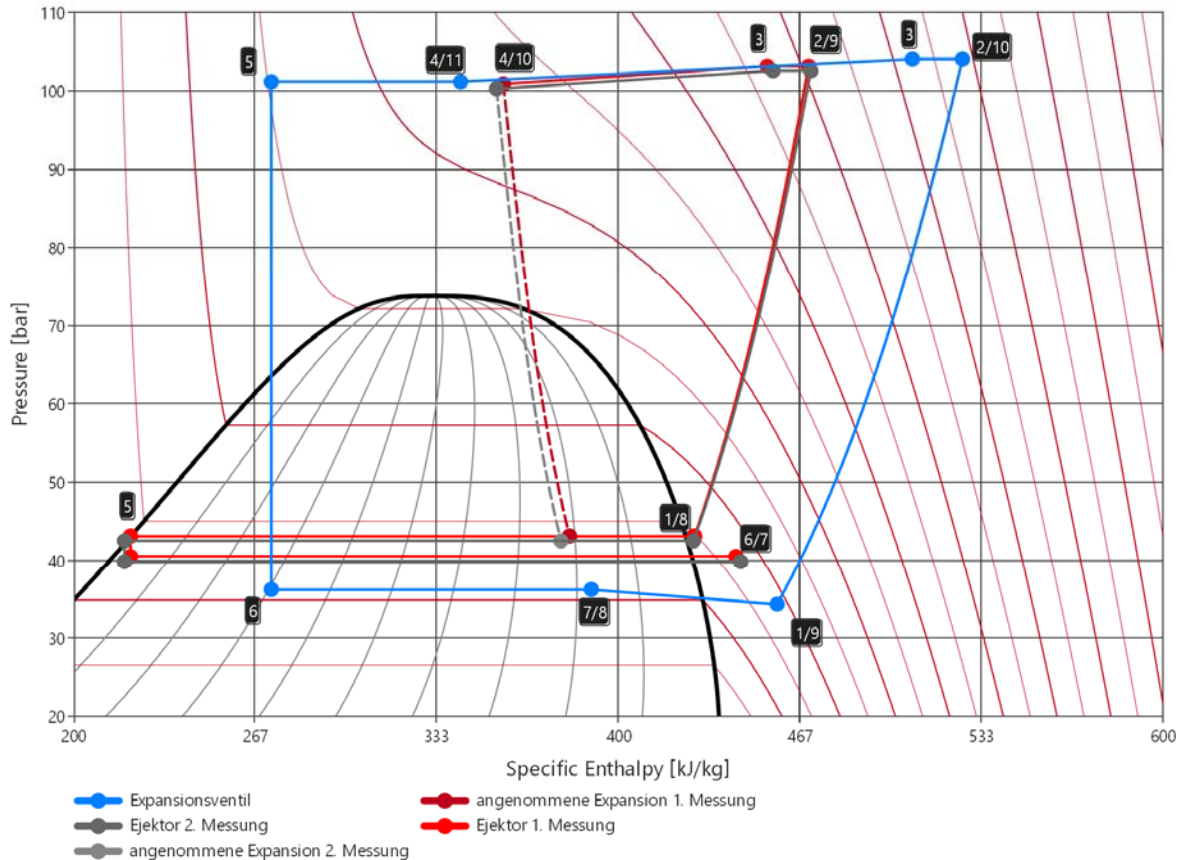


Abbildung 5.3 p-h-Diagramme des Expansionsventilkreislaufs und des Ejektorkreislaufs

Tabelle 5.4 Leistungszahlen, Kälteleistung und Verdichterleistung der untersuchten Kreisläufe mit zwei verschiedenen Messungen im Ejektorkreis

	Ejektor 1	Ejektor 2.	Expansionsventil
Kälteleistung [KW]	8,6	10,1	10,5
Antriebsleistung Verdichter [KW]	9,6	9,5	9,1
Leistungszahl	0,90	1,07	1,2
Druckrückgewinn [bar]	unbekannt	2,7	-
Massenstromverhältnis [-]	0,32	0,35	-
Ejektoreffizienz [%]	unbekannt	5,4	-



An den erreichten Leistungszahlen in Tabelle 5.4 ist zu erkennen, dass der Ejektorkreislauf nicht die erwarteten Leistungszahlverbesserungen erreicht. Der Ejektorkreislauf ist sogar schlechter als der Expansionsventilkreislauf. Die Kälteleistung im Ejektorkreislauf ist geringer als die im Expansionsventilkreislauf, die geleistete Verdichterarbeit jedoch höher. Im Folgenden werden daher Ursachen für die gemessenen schlechten Kennzahlen des Ejektorkreislaufs analysiert.

### 5.3. Simulative Charakterisierung des Ejektors

Um die verwendeten Ejektormodelle zu beurteilen, wird ein Vergleich der Messung mit einem simulierten Ejektor angestrebt. Um das Treibmassenstrommodell zu ermitteln, müssen nur Druck und Temperatur vor der Treibdüse parametrisiert werden. Tabelle 5.5 zeigt den gemessenen und den simulierten Treibmassenstrom des Ejektors. Der Treibmassenstrom der Ejektorberechnung stimmt mit dem gemessenen Treibmassenstrom im Bereich der Messungenauigkeit überein. Somit kann festgestellt werden, dass das in Kapitel 3.3 beschriebene Modell der Treibdüse in diesen Fall angewendet werden kann.

Tabelle 5.5 Vergleich Messung und Simulation des Treibmassenstroms

Massenstrom in g/s	Messung	Simulation
1. Messung	159	151
2. Messung	156	161

Da in der ersten Messung des Ejektorkreislaufs kein Drucksensor direkt hinter dem Ejektor vorhanden ist, kann aus dieser Messung kein Druckrückgewinn berechnet werden. Damit ist auch keine Berechnung der Ejektoreffizienz für die erste Messung möglich. Die Messung des Druckrückgewinns des Ejektors wurde durch den Druckverlust im Separator verfälscht.

Um die Messungen mit dem Ejektormodell zu vergleichen, wurde eine Simulation des Ejektors für den gleichen Ejektorbetriebspunkt durchgeführt, um den erwarteten Druckrückgewinn und die erwartete Ejektoreffizienz abschätzen zu können. Die Simulationen wurden so durchgeführt, dass der Ejektor mit den identischen Randbedingungen belegt wurde, wie in der realen Messung. Der Saugmassenstrom wurde anhand der Messdaten angepasst, was eine gewisse Ungenauigkeit mit sich bringt, da der Saugmassenstrom nicht direkt gemessen wurde.

Die Randbedingungen und Ergebnisse sind in Tabelle 5.6 zusammengefasst. Es ist für den Betriebspunkt der Messungen ein relativ hoher Druckrückgewinn von 7,85 bar bzw. 7,61 bar zu erwarten.

Tabelle 5.6 Simulationsergebnisse des Ejektorbetriebspunktes

<b>Randbedingungen:</b>	1. Messung	2. Messung
Treibdüsen Eintrittsdruck [bar]	99,9	100,3
Treibdüsen Eintrittstemperatur [°C]	46,8	46
Saugdüsen Eintrittsdruck [bar]	39,5	39,8
Saugdüsen Eintrittstemperatur [°C]	14,6	14,6
<b>Ergebnisse:</b>		
Treibmassenstrom [g/s]	151	161
Saugmassenstrom [g/s]	40	49
Druckrückgewinn [bar]	7,85 bar	7,61 bar
Ejektoreffizienz [%]	12,5	14,4

Die Messdaten zeigen einen Druckunterschied zwischen Austrittsdruck aus dem Verdampfer zum Eintrittsdruck in den Verdichter von nur 2,7 bar (siehe Tabelle 5.4 ). Auch die Ejektoreffizienz wird sehr viel höher simuliert, als gemessen. Mögliche Fehlerquellen des Ejektormodells werden in Kapitel 5.6 diskutiert.

Um den Ejektorbetrieb bei einem weiteren Einsatzbereich darzustellen, wurden Variationssimulationen erstellt. Diese Simulationen wurden jeweils für eine Verdampfungstemperatur durchgeführt, wobei für unterschiedliche Treibdüsen eintrittstemperaturen der Treibdüsen eintrittsdruck variiert worden ist (siehe Abbildung 5.4). Dadurch kann die Sensibilität der Ejektoreffizienz bezogen auf die Einflüsse der drei genannten Variablen dargestellt werden. Da der maximale Hochdruck im Wärmepumpen- und Kältekreislauf 120 bar beträgt, wurden die Simulationen bis zu diesem Hochdruck durchgeführt.

Es ist zu erkennen, dass der Verlauf der Ejektoreffizienz sehr stark von der Treibdüsen eintrittstemperatur abhängig ist. Die Steigung des Treibdüsen eintrittsdrucks über den Hochdruck ist bei niedrigen Treibdüsen eintrittstemperaturen geringer als bei hohen Treibdüsen eintrittstemperaturen. Dies spricht dafür, die Treibdüsen eintrittstemperaturen gering zu halten, so dass bei der Variation der Verdichterdrehzahl über einen weiten Bereich hohe Ejektoreffizienzen erreicht werden können.

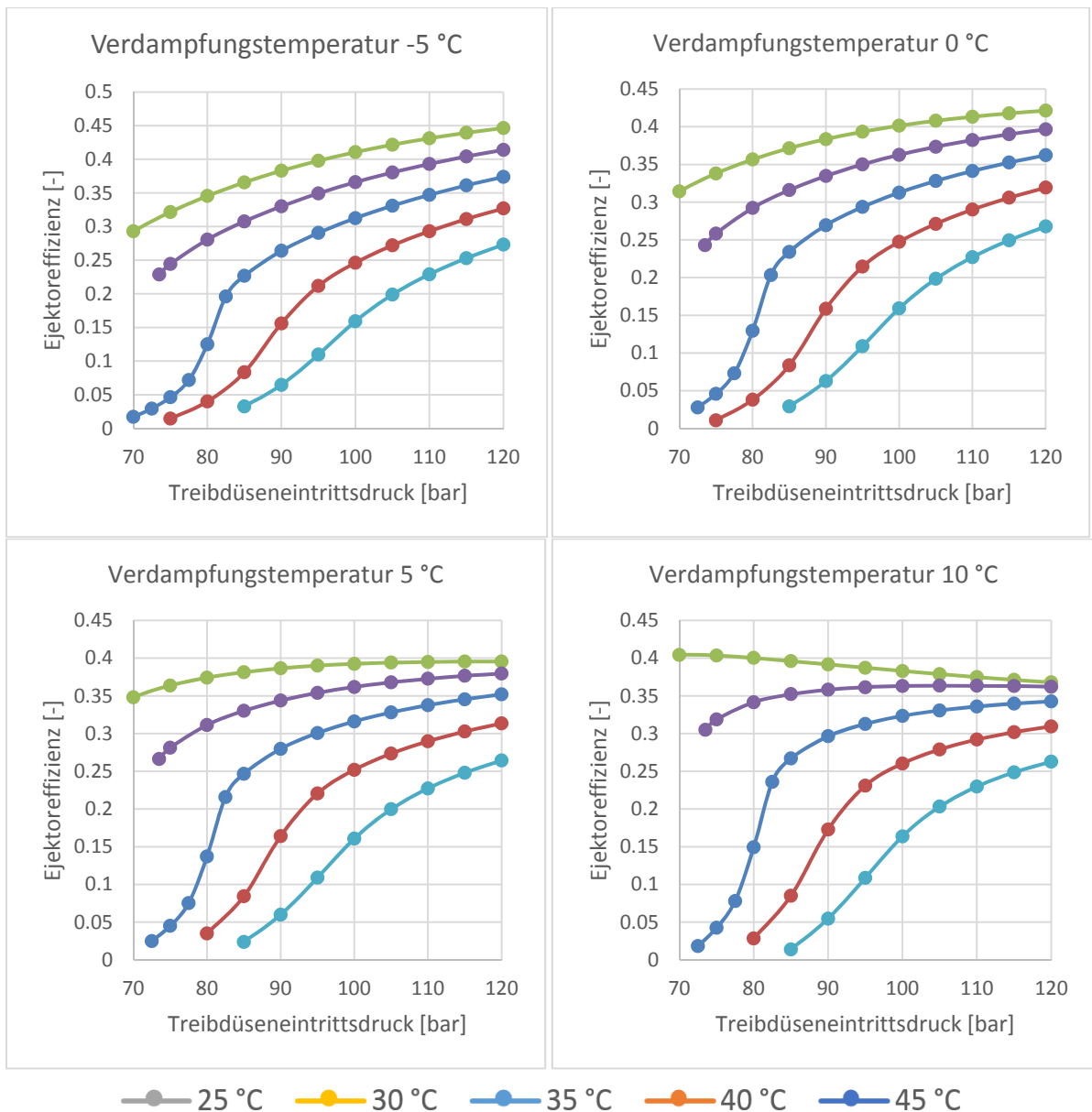


Abbildung 5.4 Ejektoreffizienz über dem Treibdüsen Eintrittsdruck für Verdampfungstemperaturen von -5 °C bis 10°C und verschiedenen Treibdüsen Eintrittstemperaturen

Eindeutig ist festzustellen, dass hohe Treibdüsen Eintrittstemperaturen die Ejektoreffizienz verringern. Es sollte folglich ein interner Wärmeübertrager verbaut werden, welcher die Treibdüsen Eintrittstemperatur absenkt. Zu Beurteilung des Ejektors wären weitere Messungen für einen Ejektorkreislauf mit internen Wärmeübertrager notwendig.

#### 5.4. Einfluss des fehlenden internen Wärmeübertragers im Ejektorkreislauf

Durch das Fehlen des internen Wärmeübertragers im Ejektorkreislauf ist die Treibdüsen Eintrittstemperatur des Ejektors mit 46,8 °C und 46 °C sehr hoch. Verglichen damit ist die Eintrittstemperatur in das Expansionsventil mit 30,5 °C geringer. Unterschiedliche Veröffentlichungen zeigen, dass sowohl der Ejektor als auch der interne Wärmeübertrager Maßnahmen zur Verbesserung der Leistungszahl eines Kältekreislaufes darstellen.

Ein Vergleich einer dieser Verbesserungsmaßnahmen sollte immer im Bezug zum Kreislauf ohne eine Verbesserungsmaßnahme gezogen werden. So müsste der Ejektorkreislauf auch mit einem Kreislauf ohne internen Wärmeübertrager verglichen werden, um die mögliche Leistungszahlverbesserung durch den Ejektor bestimmen zu können. In diesem hier vorliegenden Fall verfälscht der interne Wärmeübertrager im Expansionskreislauf, bzw. der fehlende interne Wärmeübertrager im Ejektorkreislauf das Ergebnis.

Ohne den internen Wärmeübertrager im Ejektorkreislauf ist die Saugüberhitzung des Verdichters mit ca. 2 K (siehe Abbildung 5.5) sehr gering. Im Expansionsventilkreislauf beträgt diese Überhitzung ca. 17 K. Mit Hilfe von Daten des Verdichterherstellers ist zu erkennen, dass der Verdichterwirkungsgrad bei höherer Überhitzung besser ist.

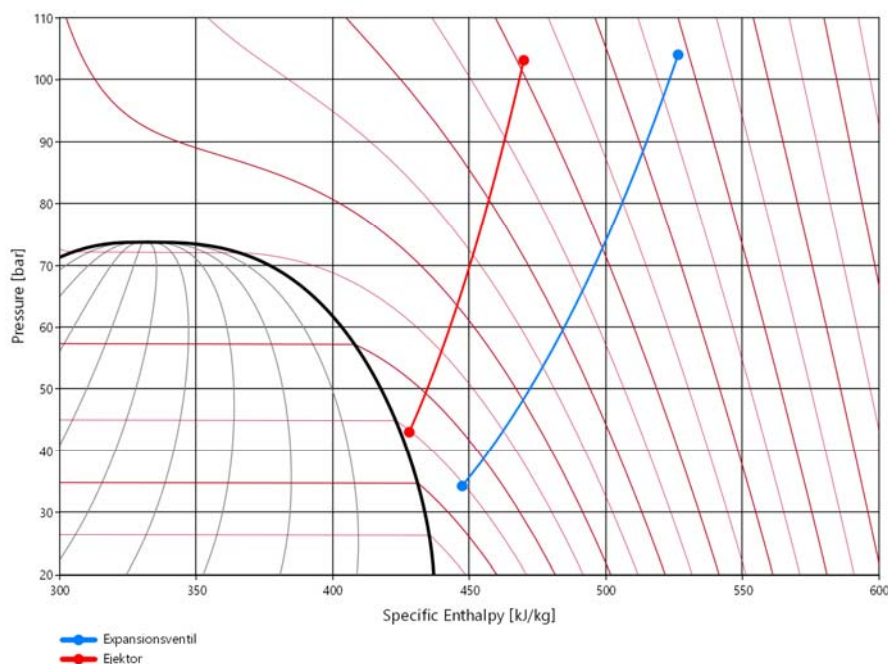


Abbildung 5.5 Zustandsänderungen im Verdichter für die beiden Kreisläufe

Auch anhand dieser Diskussion wird deutlich, dass zur Beurteilung des Ejektors, seiner Modellierung und Auslegung, weitere Messungen für einen Ejektorkreislauf mit internen Wärmeübertrager notwendig sind.

## 5.5. Einfluss des Separators auf den Ejektorkreislauf

Es wurden Messungen mit unterschiedlicher Kältemittelmenge durchgeführt. Der Betrieb der Anlage war mit allen Füllmengen möglich, wobei kein Einfluss der Füllmenge gemessen werden konnte. Das bedeutet, dass der Separator gut abscheidet, und die Größe des Separators für die Anlage geeignet ist.

## 5.6. Einfluss Ejektormodell

Ein weiterer Faktor, welcher die Diskrepanz zwischen der Messung und der Simulation des isolierten Ejektors erklärt, ist das verwendete Modell zur Berechnung der Ejektoreffizienz, welches in Kapitel 3.4 beschrieben wurde.

Bei Treibdüseneintrittstemperaturen im Bereich von 30 °C bis 40 °C wird der maximale Druckrückgewinn des Ejektors mit einer Genauigkeit von  $\pm 20\%$  wiedergegeben (siehe [Luc15]). Für höhere Treibdüseneintrittstemperaturen  $> 40^\circ\text{C}$  ist das Modell bisher nicht untersucht und validiert worden. Zu diesem Zeitpunkt kann keine Aussage zu der erreichten Genauigkeit des Modells für Betriebspunkte außerhalb der gemessenen Grenzen getätigt werden. Die hohe Treibdüseneintrittstemperatur ist möglicherweise eine Erklärung dafür, dass die simulierte Ejektoreffizienz sehr viel größer ist als die gemessene Ejektoreffizienz.

Wie in dem Diagramm 5.4 zu erkennen ist, fällt die Ejektoreffizienz bei konstanter Treibdüseneintrittstemperatur in Richtung niedrige Treibdüseneintrittsdrücke ab. Dieser Abfall ist bei einer Treibdüseneintrittstemperatur von 35 °C am stärksten ausgeprägt. Bei den extrapolierten Ejektoreffizienzen der Treibdüseneintrittstemperatur von 45 °C ist dieser Abfall zu niedrigen Drücken nicht zu erkennen. Dies könnte ein Modellfehler sein, da für diese Temperaturen keine Messdaten vorliegen. Sollte es auch bei diesen Temperaturen zu einem Abfall der Ejektoreffizienz kommen, würde eine kleine Abweichung in den Treibdüseneintrittsdrücke eine große Veränderung in der Ejektoreffizienz bedeuten. Die simulierte Ejektoreffizienz könnte viel geringer ausfallen, als es mit dem jetzigen Modell vorausgesagt wurde. Somit wäre die Differenz der simulierten Ejektoreffizienz zur gemessenen Ejektoreffizienz nicht so groß.

Um das Ejektormodell besser für den eingesetzten Ejektor zu parametrieren, sollte eine Messung des maximalen Druckrückgewinns erfolgen. Dazu müsste im stationären Ejektorbetrieb das Expansionsventil unter dem Separator geschlossen werden, so dass der Ejektor kein Kältemittel mehr ansaugen kann. Aufgrund der in Abbildung 3.12 dargestellten Zusammenhänge muss demnach der Druckrückgewinn des Ejektors maximal sein. Mit Hilfe des so berechneten maximalen Druckrückgewinns wäre es dann möglich, die Gleichung 3.16 anzupassen.

## 5.7. Einfluss Ejektorgeometrie

Eine gewisse Unsicherheit besteht in der Auslegung der Geometrie des Ejektors, welche auf Erfahrungen aus Messungen kleinerer Ejektoren beruht. Bei diesen kleinen Ejektoren wurde unter anderem der Abstand der Treibdüse zur Saugdüse  $s$  (vgl. Abbildung 3.13) variiert um den Einfluss dieser Größe auf die Ejektoreffizienz zu bestimmen. Diese Größe ist möglicherweise abhängig von der absoluten Größe der Treibdüse des Ejektors, und ist in dem Fall des ausgeführten Ejektors eventuell nicht optimal eingestellt. Für den ausgeführten Ejektor ist eine Variation des Abstands leicht möglich, so dass diese Fragestellung in weiteren Messungen untersucht werden könnte.

## 6. Übertragbarkeit auf andere Klimazonen

Die zuvor vorgestellten Ejektorkreislaufsysteme für den Kühl- und den Heizbetrieb werden in diesem Abschnitt zusätzlich auf ihre Einsetzbarkeit in verschiedenen Klimazonen untersucht. Hierzu wurden auf Grundlage der Arbeit von Strupp und Lemke [SL10] Klimaelementpaarungen für Deutschland, Norwegen und Spanien ausgewählt. Die Auswahl der Klimaelementpaarungen wurde nach der Auftretenshäufigkeit gewählt, wobei unterschieden wurde zwischen sommerlichen und winterlichen Datenpaaren. Da es zum Teil Überschneidungen gibt, werden Datenpaare nachfolgend nicht mehr klimazonen-, bzw. länderspezifisch aufgeschlüsselt.

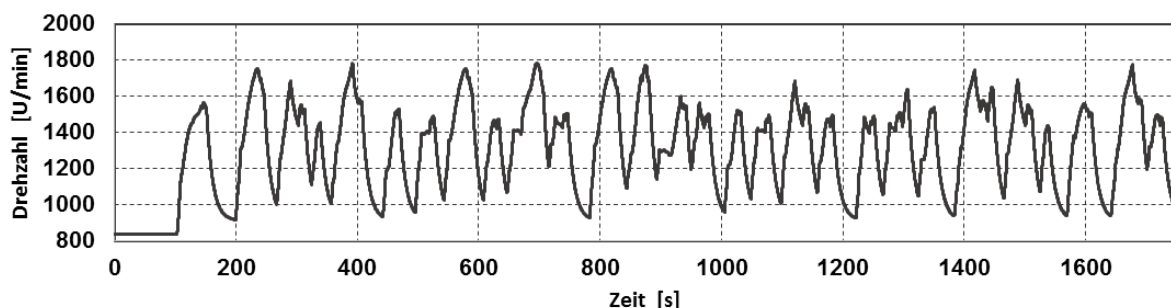


Abbildung 6.1 Dynamische Verdichterdrehzahl

Bisher sind die Berechnungen für einzelne stationäre Betriebspunkte durchgeführt worden. In diesem Abschnitt wird neben den klimatischen Randbedingungen die Verdichterdrehzahl mit einem dynamischen Profil vorgegeben, wie in Abbildung 6.1 dargestellt. Das Profil beginnt mit einer Leerlaufdrehzahlphase und durchläuft anschließend ein dynamisches Profil, welches den gesamten Betriebsbereich wiedergibt. Hierdurch können mögliche dynamische Effekte betrachtet werden, die bei den vorher berechneten stationären Punkten nicht auftreten konnten.

## 6.1. Klima-Betrieb

Für den sommerlichen Einsatz sind aus den drei Klimazonen für Deutschland, Norwegen und Spanien die in Tabelle 6.1 eingetragenen Datenpaare gewählt worden. Diese wurden zusammen mit den dynamischen Profil für die Verdichterdrehzahl und dem Ejektorkreislauf für den Kühlbetrieb mit den Berechnungen des Referenzsystems verglichen. Die Ergebnisse hierzu zeigen Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3. Wie auch in den vorher vorgestellten Ergebnissen sind diese Ergebnisse wiederum in Relation zum Referenzsystem gebracht worden. Entsprechend zeigt Abbildung 6.2 die relative Änderung der Leistungszahl und Abbildung 6.3 die relative Änderung der Kälteleistung in Bezug auf das Referenzsystem.

	Lufttemperatur [°C]	rel. Luftfeuchtigkeit [%]
1	22.5	30
2	22.5	50
3	27.5	30
4	27.5	50
5	32.5	30
6	37.5	30

In beiden Darstellungen ist das Anfahrverhalten zu Beginn des Zyklus während der Leerlaufdrehzahlphase zu erkennen. Nachdem die Verdichterdrehzahl im Profil steigt, beginnt der Kreislauf sein Verhalten zu stabilisieren und behält für den kompletten Zyklus ein annähernd gleiches Niveau. Das Anlaufverhalten ist für alle klimatischen Randbedingungen zu erkennen, wobei es mit steigenden Umgebungstemperaturen schneller in den Bereich des Endniveaus gelangt. Dieses Verhalten ist zum einem durch die Auslegung des Ejektor und zum anderem durch die höheren Drücke auf der Hochdruckseite im Kreislauf bei höheren Umgebungstemperaturen zu erklären.

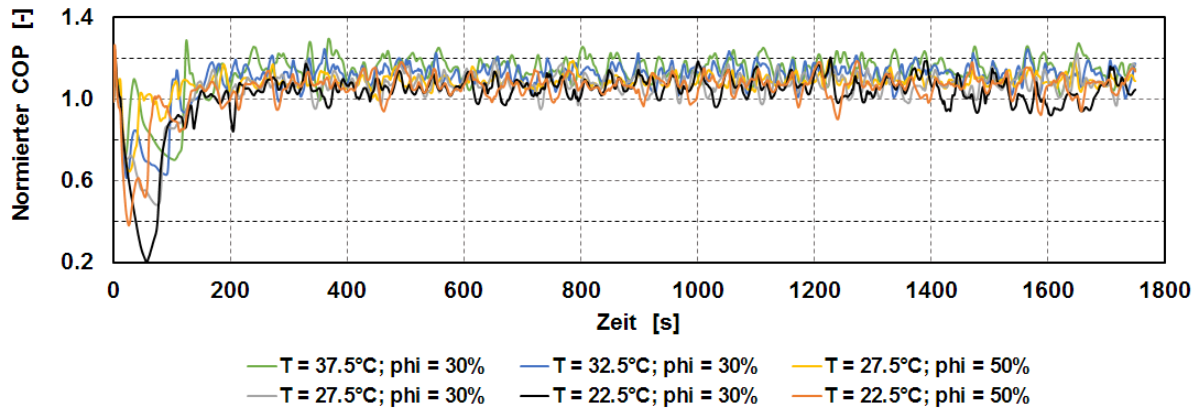


Abbildung 6.2 Normierter COP für vers. Klimaelementpaarungen aus Tabelle 6.1

Der Ejektor wurde nicht spezifisch nur für die Leerlaufdrehzahl gestaltet, so dass das Ejektor-System in diesem Bereich auch Schwächen gegenüber dem Referenzsystem aufweist (siehe auch Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3). Dieses Verhalten gleicht sich mit zunehmender Umgebungstemperatur annähernd aus, dennoch zeigt sich auch hier eine Anfahrtdynamik.

Der Hochdruck im System hat, neben der Auslegung, auch Einfluss auf die Systemleistung, da unter anderem der Ejektor bei höherem Treibdruck mehr kinetische Energie zur Umsetzung in Saugmassenstrom und Druckhub hat. In der anfänglichen Leerlaufphase ist der Hochdruck in allen Fällen noch sehr gering, in den ersten zwei Fällen sogar noch unterkritisch. Nach Zunahme der Verdichterdrehzahl steigt auch der Hochdruck deutlich an, und somit auch die Leistungsfähigkeit des Ejektors. Dann zeigt das Ejektorsystem sein Potential gegenüber dem Referenzsystem.

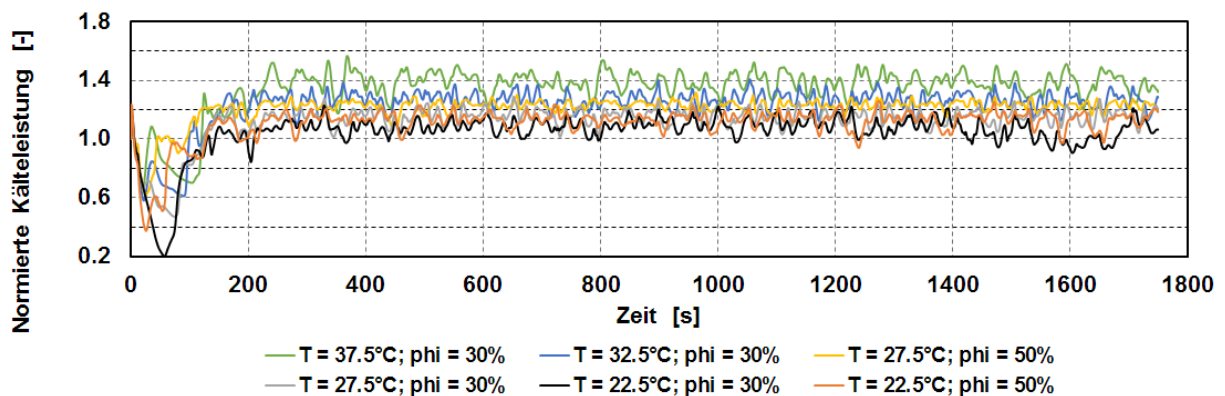


Abbildung 6.3 Normierte Kälteleistung für vers. Klimaelementpaarungen aus Tabelle 6.1

Die Ergebnisse korrelieren im dynamischen Verhalten gut mit den zuvor berechneten stationären Betriebspunkten. Die deutlich verbesserte Kälteleistungsproduktion reicht dabei aus, um bei allen sommerlichen Umgebungstemperaturen das Kühlen des Innenraums gewährleisten zu können.



## 6.2. Wärmepumpen-Betrieb

Für Betrachtung des winterlichen Betriebs sind, wie zuvor für den Sommerfall, klimatische Datenpaare aus der Erhebung nach [SL10] gewählt worden. Die gewählten klimatischen Randbedingungen sind in Tabelle 6.2 zusammengestellt.

	Lufttemperatur [°C]	rel. Luftfeuchtigkeit [%]
1	7.5	70
2	2.5	70
3	2.5	90
4	-2.5	70
5	-2.5	90
6	-7.5	90

Die Ergebnisse für das Wärmepumpensystem unter den gewählten winterlichen Betriebsbedingungen sind in Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5 dargestellt. Wie zuvor sind auch diese in Relation zum Referenzsystem dargestellt.

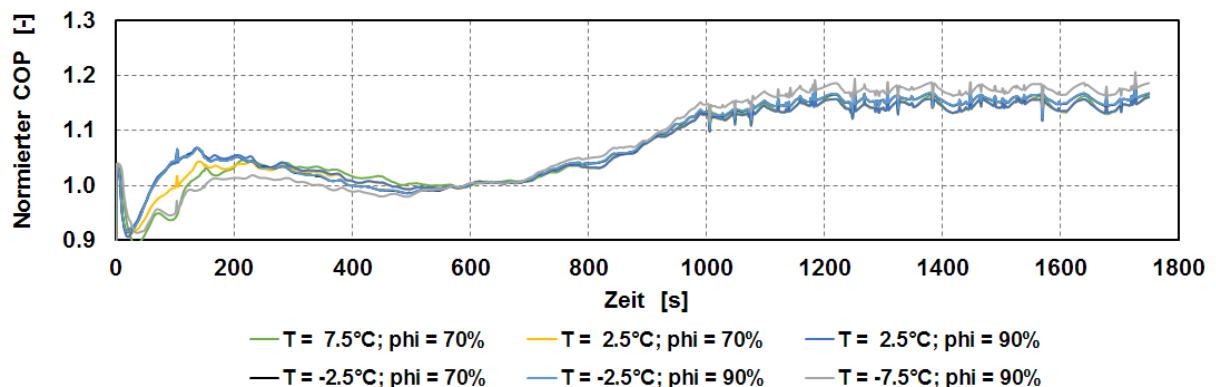


Abbildung 6.4 Normierter COP für Randbedingungen aus Tabelle 6.2

Auffällig bei der Betrachtung der Ergebnisse ist die große Zeitspannung, die das System zum Erreichen des endgültigen Betriebszustandes benötigt. Zudem ist das gegensätzliche Verhalten im Vergleich zu den stationären Ergebnissen aus Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6 auffallend. Zum einen ist die Ursache dafür im anderen Anfahrverhalten des Ejektorsystems im Vergleich zum Referenzsystem zu sehen. Zum anderen überlagert sich dieser Effekt noch zusätzlich mit der Kältemittelverlagerung im Kreislauf, was durch die zusätzliche Kältemittelmasse im Ejektorsystem ausgedehnt wird.

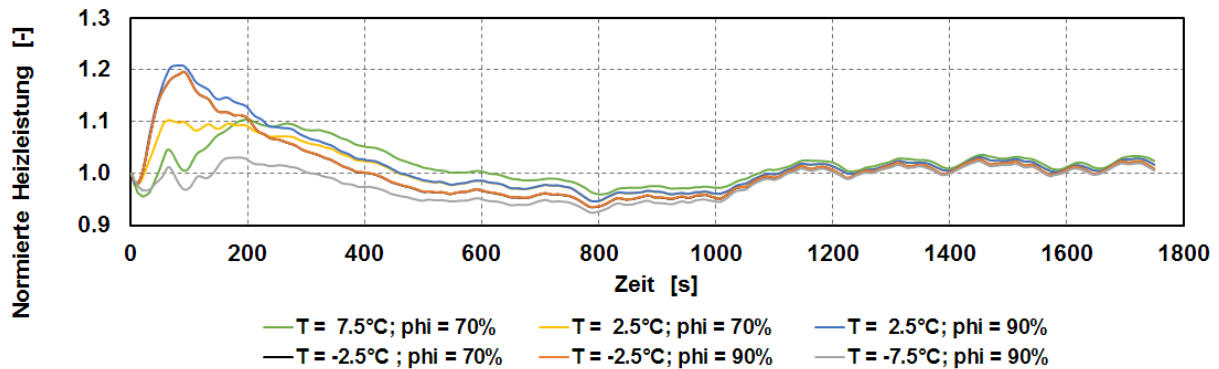


Abbildung 6.5 Normierte Heizleistung für Randbedingungen aus Tabelle 6.2

Nachdem im letzten Drittel des Testzyklus die Verläufe einen quasi konstanten Betrieb erreicht haben, korrelieren die Ergebnisse wieder mit den zuvor berechneten stationären Auslegungsergebnissen in Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6.

Die Heizleistungen im Ejektorkreislauf und im Referenzsystem sind nahezu gleich, wobei die Integration des Ejektors im Vergleich zur Ausgangssituation die Produktion der Heizleistung effizienter gestaltet. Ursächlich dafür ist die Auslegung des Ejektors, da hier das Augenmerk auf einen effizienten Betrieb gelegt wurde. Umgekehrt kann nun aber auch der Ejektor und das Kreislaufsystem so gestaltet werden, dass das Leistungspotential nicht in der Verbesserung der Leistungszahl wiederzufinden ist, sondern in die Steigerung der Heizleistung eingebracht wird. Dies wäre aber eine Aufgabe für eine spätere Optimierungen der Ejektorsysteme, die im Rahmen dieses Projektes nicht berücksichtigt werden.

## 7. Patentlage

Da für verschiedene Ejektorkreisläufe bereits Patente bestehen, wurde parallel zum Projektfortschritt überprüft, ob bestehende Patente einer Verwendung der Ergebnisse entgegenstehen.

Die in diesem Projekt untersuchten Verschaltungen für den Klimabetrieb sind 2-Verdampferanlagen mit einem Hauptverdampfer in der Aufdachanlage und einem kleineren Verdampfer in der Frontbox. Bei der Verschaltungsvariante I ist der Hauptverdampfer hinter dem Ejektor angeordnet ist, und einem Abscheider zwischen Hauptverdampfer und Kompressor. Ein Teil des Kältemittels wird in flüssiger Form im Abscheider abgezweigt, im Frontboxverdampfer verdampft, und dann der Saugseite des Ejektors zugeführt. In der untersuchten Verschaltungsvariante II für den Kältekreislauf strömt das Kältemittel nach dem Ejektor direkt in den Abscheider. Das flüssige Kältemittel wird im Abscheider abgezweigt und auf die beiden Verdampfer verteilt, die beiden Kältemitteldampfströme werden dann wieder gemeinsam der Saugseite des Ejektors zugeführt.

Zu Kältekreisläufen mit Zwei- oder auch Mehrverdampferanlagen besteht bereits eine Vielzahl von Patenten, größtenteils der Firma DENSO. In den meisten Patenten ist die Verzweigungsstelle des Kältemittels nicht wie in den hier untersuchten Varianten der Abscheider, sondern ist zwischen Gaskühler bzw. Kondensator und Ejektor angeordnet. Als aktuelle Patenten mit Kältemitteldistribution vorm Ejektoreintritt (Treibstrom) sind z.B. [US 7.320,229 B2], [US 7,178,359 B2], [US 7,757,514 B2], [DE102005007321], [WO2013/684418] oder [US 8429931B2] zu nennen. Aufgrund der anderen Kältemittelführung und -verteilung sind diese patentierten Ausführungen des Mehrverdampferkreislaufs für die im Rahmen des vorliegenden Projekts untersuchten Kältekreisläufe I und II nicht relevant.

Das DENSO Patent [US 6,675,609 B2] zeigt in seiner Abb. 3 eine Verschaltung, die der Verschaltungsvariante I entspricht. Allerdings ist dort parallel zur Saugleitung des Ejektors eine Bypassleitung mit Verdichter vorgesehen. Gegenstand des Patents ist daher die variable Betriebsweise des Kreislaufs mit Druckerhöhung durch Ejektor und/oder Verdichter.

Für den Wärmepumpenbetrieb wurde im Rahmen des Projekts eine Verschaltung untersucht, bei der der Kältemittelstrom hinter den Verdichter auf zwei Wärmeübertrager verteilt wird – i.e. die Verdampfer der Aufdachanlage und der Frontbox, die im WP-Betrieb als Gaskühler arbeiten. Nach paralleler Durchströmung der beiden Gaskühler wird der Kältemittelstrom wieder zusammen- und der Treibstromseite des Ejektors zugeführt. Im Wärmepumpenkreislauf wird dabei nicht der Ejektor des Klimabetriebs verwendet, sondern ein zweiter Ejektor, der für den WP-Betrieb optimiert wurde.

Das Denso Patent [US 7.367,202 B2] beschreibt ebenfalls einen Ejektorkreislauf mit zwei Kondensatoren/Gaskühlern. In der dort beschriebenen Verschaltung werden die beiden Radiatoren jedoch nicht parallel durchströmt, sondern sind in Reihe geschaltet. Zwischen den beiden Radiatoren befindet sich eine Verzweigungsstelle für das Kältemittel, in der ein Teil des Kältemittels der Treibstromseite des Ejektors zugeführt wird. Das übrige Kältemittel durchströmt den zweiten Radiator, wird gedrosselt, verdampft, und dann der Saugseite des Ejektors zugeführt. Im Patent [US 7.987,685 B2] wird ein Ejektorkreislauf mit zwei parallel durchströmten Kondensatoren/Radiatoren beschrieben. Allerdings werden die Ströme nicht wieder zusammengeführt, wie in der von uns untersuchten Verschaltung, sondern ein Teilstrom wird der Treibstromseite des Ejektor zugeführt, der andere Teilstrom über den Verdampfer dann der Saugstromseite. Die genannten patentierten Ausführungen von Ejektorkreisläufen mit zwei Gaskühlern/Kondensatoren weichen von der hier untersuchten Verschaltung für den Wärmepumpenbetrieb ab, und stehen somit der Verwendung der Ergebnisse nicht entgegen.

Das DENSO Patent [US 6,550,265 B2] behandelt einen Ejektorkreislauf, der zwischen Kühl- und Heizbetrieb umschaltbar ist. Allerdings wird je nur ein

Verdampfer und Kondensator für den Kühl- und Heizkreislauf verwendet, und der gleiche Ejektor für beide Betriebszustände. Somit sollte auch dieses Patent der Realisierung einer umschaltbaren umschaltbare Wärmepumpen-Klimaanlage mit den hier untersuchten Verschaltungen und Verwendung von unterschiedlichen Ejektoren für den Klima- und Heizbetrieb nicht entgegenstehen.

Darüber hinaus beziehen sich einige Patente auch auf spezielle Bauweisen und Realisierungen von Anlagenkomponenten, insbesondere auf die Ausführung des Ejektors. Das Patent [WO2014/203461A1] beschreibt beispielsweise eine spezielle Ausführung des Ejektors zur Unterdrückung von Kondensationsverzug, [WO2014/203462A1] hingegen zur ‚Einstellung‘ der Schallgeschwindigkeit. Die Patente [WO 2014/108974 A1] und [WO 2103/132769A1] beschreiben Ejektorbauweisen, die eine möglichst hohe Effizienz des Ejektors versprechen, wogegen [DE 11201300081755] eine Regelung der Ejektors patentiert. Die am IfT entwickelt Ejektoren weisen jedoch eine andere Bauweise auf, so dass auch hier keine Verletzung von Patentrechten zu befürchten ist.

## **8. Ökonomische und Ökologische Bilanzierung**

### **8.1. Ökologische Betrachtung Klimabetrieb**

Nach einer Studie von Schwarz [Schw00] entspricht die jährliche Emission von Treibhausgasen aus mobilen Klimaanlagen in Deutschland ca. 4,725 Mio t CO<sub>2</sub>-Äquivalent. Für ein Business-as-usual Szenario wird für das Jahr 2015 eine weltweite Treibhausgasemission durch mobile Klimaanlagen von ca. 270 Mio t CO<sub>2</sub>-Äquivalent prognostiziert.

Der so genannte direkte Beitrag von Klimaanlagen an der Emission von Treibhausgasen wird durch die Freisetzung der synthetischen Kältemittel (z.B. R-134a) in die Atmosphäre bei Leckage der Klimaanlagen bedingt. Aufgrund der hohen Kälteleistungen und der damit verbundenen großen Kältemittelfüllmengen werden bei Omnibussen durch Leckage oder Wartungen erhebliche Mengen an R-134a freigesetzt – nach einer Studie von Schwarz [Schw07] durchschnittlich ca. 1-1,1 kg pro Jahr und Bus. Für die rund 76.000 Omnibusse, die in Deutschland im Einsatz sind [VDA10], entspricht dies einer direkten Emission von Treibhausgasen durch Leckage der Klimaanlagen in Höhe von rund (76-83,6) t R-134a pro Jahr. Kohlendioxid ist hingegen ein natürliches, ungiftiges und nicht brennbares Kältemittel, das in den Mengen, die für die Befüllung von Klimaanlagen verwendet werden, nur einen vernachlässigbaren Beitrag zum anthropogenen Treibhauseffekt leistet. Somit lässt sich die Treibhausbelastung durch die direkte Emission von Klimaanlagen durch Verwendung des Kältemittels CO<sub>2</sub> anstelle des R-134a deutlich reduzieren.

Der Beitrag einer Fahrzeug-Klimaanlagen zur Treibhausgasemission wird in der Regel durch *TEWI*-Berechnungen [PH96] ermittelt, bei denen die direkten und indirekten Beiträge der Klimaanlage sowie zusätzliche Beiträge des Gebläses berücksichtigt werden

$$TEWI = TEWI_{direkt} + TEWI_{indirekt} + TEWI_{Gebläse}. \quad 8.1$$

Im DBU-Förderprojekt AZ 10833 „Entwicklung und Test einer seriennahen Kohlendioxid-Omnibusklimaanlage mit dem Schwerpunkt der Verdichterentwicklung“ [FKKLS00] wurden die *TEWI* -Werte einer Standard R-134a Omnibus-Klimaanlage und einer CO<sub>2</sub>-Anlage ermittelt. Dort wurde gezeigt, dass die CO<sub>2</sub>-Klimaanlage mit *TEWI* = 70.768 der R-134a Anlage mit *TEWI* = 86.872 deutlich überlegen ist.

Hier erfolgt daher nur ein Vergleich der *TEWI*-Werte für die CO<sub>2</sub>-Klimaanlage mit und ohne Ejektor. Bei der Ermittlung des direkten Beitrags zum *TEWI* wurde in [FKKLS00] von einer Leckagerate  $L = 0.4$  kg/a, einer Recyclingrate des CO<sub>2</sub> von 0%, und einer Betriebszeit der Anlage von  $n = 10$  Jahren ausgegangen. Setzt man gleiche Randbedingungen für die Ejektoranlage voraus, ergibt sich für das Verhältnis *TEWI*<sub>direkt</sub> der beiden Anlagen

$$\frac{(TEWI_{direkt})_{Ejektor}}{(TEWI_{direkt})_{Ref}} = \frac{(L \cdot n + m_{CO_2})_{Ejektor}}{(L \cdot n + m_{CO_2})_{Ref}}. \quad 8.2$$

Die Ejektoranlage hat mit  $m_{CO_2} = 12,8$  kg eine deutlich größere Kältemittelfüllmenge als die Referenzanlage mit  $m_{CO_2} = 6$  kg. Daraus folgt für das Verhältnis der *TEWI*<sub>direkt</sub> Werte

$$\left[ \frac{(TEWI_{direkt})_{Ejektor}}{(TEWI_{direkt})_{Ref}} \right]_{AC} = 1,68. \quad 8.3$$

Für die Ermittlung des indirekten Beitrags wird zudem davon ausgegangen, dass beide Anlagen den gleichen Gesamtwirkungsgrad der Antriebseinheit besitzen. Nimmt man weiterhin an, dass das Gewicht der Klimaanlage auch für die Ejektoranlage mit den zusätzlichen Bauteilen Ejektor und Abscheider vernachlässigbar ist zum Gesamtgewicht des Busses und dem Einfluss der Anzahl der Insassen, ergibt sich das Verhältnis des *TEWI*<sub>indirekt</sub> für beide Anlagen zu

$$\frac{(TEWI_{indirekt})_{Ejektor}}{(TEWI_{indirekt})_{Ref}} = \frac{(\dot{Q}_0)_{Ejektor}}{(\dot{Q}_0)_{Ref}} \cdot \frac{COP_{Ref}}{COP_{Ejektor}} \cdot \frac{\tau_{Ejektor}}{\tau_{Ref}} \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}}. \quad 8.4$$

Darin ist  $\tau$  die Anzahl der jährlichen Betriebsstunden der Anlage und  $\beta$  die CO<sub>2</sub>-Emmision pro KWh erzeugter Kälteleistung. Für das untersuchte normierte Temperaturprofil in Kap. 3.5 ergibt sich für die Ejektoranlage eine mittlere normierte

Kälteleistung von  $(\dot{Q}_0)_{Ejektor}/(\dot{Q}_0)_{Ref} = 1,174$ , und für den normierten mittleren  $COP_{Ejektor}/COP_{Ref} = 1,073$ . Das gemittelte Verhältnis der CO<sub>2</sub>-Emission je kWh erzeugter Kälteleistung beider Anlagen wurde aus den Simulationsergebnissen zu  $\beta_{Ejektor}/\beta_{Ref} = 1,091$  bestimmt. Geht man davon aus, dass beide Anlagen die gleiche Anzahl an jährlich Betriebsstunden haben, folgt

$$\left[ \frac{(TEWI_{indirekt})_{Ejektor}}{(TEWI_{indirekt})_{Ref}} \right]_{AC} = \frac{(\dot{Q}_0)_{Ejektor}}{(\dot{Q}_0)_{Ref}} \cdot \frac{COP_{Ref}}{COP_{Ejektor}} \cdot 1 \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}} = 1,194. \quad 8.5$$

Tatsächlich hat aber die Ejektoranlage eine deutliche größere Kälteleistung, so dass sich ihre Laufzeit durch eine Leistungsregelung mittels Magnetkupplung reduzieren lässt. Geht man näherungsweise davon aus, dass das Verhältnis der jährlichen Betriebsstunden beider Anlagen umgekehrt proportional zu ihren Kälteleistungen ist, folgt

$$\left[ \frac{(TEWI_{indirekt})_{Ejektor}}{(TEWI_{indirekt})_{Ref}} \right]_{AC} \sim \frac{COP_{Ref}}{COP_{Ejektor}} \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}} = 1,017. \quad 8.6$$

Wiederum unter der Annahme eines gleichen Gesamtwirkungsgrads der Antriebsleistung und der gleichen Gebläseleistung beider CO<sub>2</sub>-Anlagen ermittelt sich das Verhältnis der TEWI -Beiträge des Gebläses zu

$$\frac{(TEWI_{Gebläse})_{Ejektor}}{(TEWI_{Gebläse})_{Ref}} = \frac{\tau_{Ejektor}}{\tau_{Ref}} \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}}. \quad 8.7$$

Haben beide Anlagen die gleiche Anzahl an jährlich Betriebsstunden, wird das Verhältnis der  $TEWI_{Gebläse}$  Werte einzig durch die CO<sub>2</sub>-Emission je kWh Kälteleistung der beiden Anlagen bestimmt, so dass gilt

$$\left[ \frac{(TEWI_{Gebläse})_{Ejektor}}{(TEWI_{Gebläse})_{Ref}} \right]_{AC} = 1 \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}} = 1,091. \quad 8.8$$

Geht man jedoch wiederum davon aus, dass die Ejektoranlage aufgrund ihrer größeren Kälteleistung eine entsprechend geringere Laufzeit besitzt, ergibt sich

$$\left[ \frac{(TEWI_{Gebläse})_{Ejektor}}{(TEWI_{Gebläse})_{Ref}} \right]_{AC} = \frac{\tau_{Ejektor}}{\tau_{Ref}} \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}} = \frac{1,091}{1,174} = 0,93. \quad 8.9$$

Verwendet man für die TEWI-Werte der Referenzanlage die Daten der CO<sub>2</sub>-Klimaanlage nach [FKKLS00] ergeben sich die nachfolgenden Werte für die Ejektor-Klimaanlage.

Tabelle 8.1 TEWI-Werte der Ejektoranlage im Klimabetrieb

[kg CO <sub>2</sub> ]	CO <sub>2</sub> -Referenzanlage nach [FKKLS00]	CO <sub>2</sub> -Ejektor-Anlage $\frac{\tau_{Ejektor}}{\tau_{Ref}} = 1$	CO <sub>2</sub> -Ejektor-Anlage $\frac{\tau_{Ejektor}}{\tau_{Ref}} \sim \frac{(\dot{Q}_0)_{Ref}}{(\dot{Q}_0)_{Ejektor}}$
$TEWI_{direkt}$	8	13,4	13,4
$TEWI_{indirekt}$	62.441	74.554,6	63.502,5
$TEWI_{Geb\ddot{a}se}$	8.319	9.076,0	7.736,7
$TEWI_{gesamt}$	70.768	83.644,0	71.252,6

Demnach führt die Integration des Ejektors zunächst zu einer Erhöhung des  $TEWI$  - Wertes und damit der CO<sub>2</sub>-Emission der CO<sub>2</sub>-Klimaanlage, wobei der resultierende  $TEWI$  -Wert der Ejektoranlage aber immer noch unter dem Wert der R-134a-Anlage liegt. Der höhere  $TEWI$ -Wert der Ejektor-Anlage liegt darin begründet, dass sie - wie üblich - nach einem maximalen COP ausgelegt wurde. Die Kälteleistung ist daher deutlich höher als die der Referenzanlage, und die Ejektoranlage somit überdimensioniert. Die Größe der Ejektoranlage könnte somit reduziert werden, um die gleiche Kälteleistung zu erhalten für die Referenzanlage. Durch die damit einhergehende Reduzierung der Kältemittelfüllmenge  $m_{CO_2}$  (s. Gl. 8.2) und normierten Kälteleistung und der CO<sub>2</sub>-Emission  $\beta$  pro erzeugter Kälteleistung (s. Gl. 8.4) ließe sich der  $TEWI$  -Wert der Ejektoranlage deutlich reduzieren.

## 8.2. Ökologische Betrachtung Wärmepumpenbetrieb

Im DBU-Förderprojekt AZ-23864 „CO<sub>2</sub> basierte Air-Conditionierung und Heizung für Stadtbusse“ [STW08] wurde eine ökologische Bilanzierung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe im Vergleich mit einem Dieseluheizer durchgeführt. Dort wurde für die CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe ein jährlicher Dieserverbrauch von (300 ltr Betrieb WP + 45 ltr Abtauung) ermittelt, der deutlich unter dem Dieserverbrauch von 600 ltr für einen Diesel-Zusatzheizer liegt.

Im Rahmen dieses Projekts wurde die Standard-CO<sub>2</sub>-Wärmepumpenanlage mit einer Ejektoranlage verglichen. In der nachfolgenden Tabelle sind für verschiedene Außentemperaturen und Luftfeuchtigkeiten die COPs beider Anlagen und die prozentuale Dieseleinsparung der Ejektoranlage zusammengestellt

Tabelle 8.2 COP und Dieseleinsparung der Ejektoranlage im WP-Betrieb für vers. Randbedingungen

Lufttemperatur	rel. Luftfeuchtigkeit	COP <sub>Ref</sub> (arithmetisch)	COP <sub>Ejektor</sub> (arithmetisch)	Δ Dieserverbrauch
[°C]	[%]	[-]	[-]	%
7.5	70	4.1483	4.1483	-5,7
2.5	70	4.4579	4.4579	-6,3
2.5	90	4.4584	4.4584	-5,9
-2.5	70	4.7893	4.7893	-7,3
-2.5	90	4.7900	4.7900	-7,3
-7.5	90	5.1359	5.1359	-9,4

Demnach ergeben sich Dieseleinsparungen von 5.7-9,4%, bzw. bezogen auf die Gesamtverbrauchsmenge der Referenzanlage von 300 ltr Einsparungen von (17,1-28,29) ltr Diesel pro Jahr. Unter Berücksichtigung des Konvertierungsfaktors von 2,65 kg CO<sub>2</sub>/ltr Diesel entspricht dies einer Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emission pro Bus von 45,3-74,73 kg CO<sub>2</sub>/a. Für die Gesamtanzahl von 76.000 Omnibussen, die in Deutschland im Einsatz sind, ließe sich die CO<sub>2</sub>-Emission um min. 3442 t CO<sub>2</sub>/a im Vergleich zur Referenz-CO<sub>2</sub>-WP, bzw. um 54781 t CO<sub>2</sub>/a im Vergleich zum Dieseluheizer reduzieren.

Auch das Verhältnis der TEWI-Werte der Ejektoranlage zur CO<sub>2</sub>-Referenzanlage fallen im Wärmepumpenbetrieb günstiger aus. Zum einen ist die Anlagenfüllmenge mit  $m_{CO_2} = 10,5$  kg nicht so signifikant größer als für die Referenzanlage mit  $m_{CO_2} = 8$  kg. Daraus folgt

$$\left[ \frac{(TEWI_{direkt})_{Ejektor}}{(TEWI_{direkt})_{Ref}} \right]_{WP} = 1,208 \quad 8.10$$

Für die untersuchten Randbedingungen. ergibt sich für die Ejektoranlage eine mittlere normierte Heizleistung von  $(\dot{Q}_W)_{Ejektor}/(\dot{Q}_W)_{Ref} = 1,008$ , und für den normierten mittleren  $COP_{Ejektor}/COP_{Ref} = 1,079$ . Das gemittelte Verhältnis der CO<sub>2</sub>-Emission je kWh erzeugter Heizleistung beider Anlagen wurde aus den Simulationsergebnissen für den Wärmepumpenbetrieb zu  $\beta_{Ejektor}/\beta_{Ref} = 0,92$  bestimmt. Geht man davon aus, dass beide Anlagen die gleiche Anzahl an jährlich Betriebsstunden haben, folgt

$$\left[ \frac{(TEWI_{indirekt})_{Ejektor}}{(TEWI_{indirekt})_{Ref}} \right]_{WP} = \frac{(\dot{Q}_W)_{Ejektor}}{(\dot{Q}_W)_{Ref}} \cdot \frac{COP_{Ref}}{COP_{Ejektor}} \cdot 1 \cdot \frac{\beta_{Ejektor}}{\beta_{Ref}} = 0,86. \quad 8.11$$



Unter der Annahme gleicher jährlicher Betriebsstunden ergibt sich für den  $TEWI$ -Anteil des Gebläses

$$\left[ \frac{(TEWI_{\text{Gebläse}})_{\text{Ejektor}}}{(TEWI_{\text{Gebläse}})_{\text{Ref}}} \right]_{\text{WP}} = 1 \cdot \frac{\beta_{\text{Ejektor}}}{\beta_{\text{Ref}}} = 0,92. \quad 8.12$$

Bei dem Vergleich der beiden  $\text{CO}_2$ -Anlagen wurde davon ausgegangen, dass beide Anlagen Luft-Luft-WP sind, und noch einen Dieselizeinsatzheizer zum Abtauen mit einem Jahresverbrauch von 45 ltr Diesel benötigen. Im Rahmen dieses Projekts wurde auch das Potential anderer Wärmequellen wie dem Kühlwasser und dem Abgas untersucht. Dabei wurde gezeigt, dass beide Konzepte eine nicht unwesentliche Verbesserung der Heizleistung darstellen. Bei Nutzung dieser alternativen Wärmequellen könnte auf den Dieselizeinsatzheizer zum Abtauen der Wärmepumpe gänzlich verzichtet werden, so dass pro Bus weitere 45 ltr Diesel entsprechend 119,25 kg  $\text{CO}_2/\text{a}$  eingespart werden würden. Jedoch erfordert die Beurteilung der Nutzbarkeit dieser alternativen Wärmequellen die Analyse des Gesamtfahrzeugmodells.

### 8.3. Ökonomische Betrachtung

In [FKKLS00] wurde ein ausführlicher Kostenvergleich zwischen einer R-134a Serienklimaanlage und einer fiktiven  $\text{CO}_2$ -Anlage durchgeführt. In [STW08] erfolgte eine entsprechende ökonomische Bilanzierung einer  $\text{CO}_2$ -Luft-Luft-Wärmepumpe im Vergleich zu einem Diesel-Zusatzheizer. In beiden Arbeiten wird auf die Problematik verwiesen, dass die Kosten für die  $\text{CO}_2$ -Anlage nur abgeschätzt werden können, dass es keine seriengefertigten  $\text{CO}_2$ -Anlagen gibt.

Für die Integration eines Ejektors fallen gegenüber der Referenz- $\text{CO}_2$ -Anlage zusätzliche Kosten an für

- Material und Fertigung des Ejektors
- Abscheider
- zusätzliches Rohrleitungsmaterial
- höheren Kältemittelfüllmenge

Allerdings liefert die Ejektoranlage im Kältebetrieb eine deutliche höhere Kälteleitung, so dass sie kleiner dimensioniert werden könnte, was zu einer Kosteneinsparung für die übrigen Anlagenkomponenten führt. Für eine bedarfsoptimierte Ejektoranlage wäre auch ein komplett neues Anlagendesign möglich. So ließe sich beispielsweise eine effiziente Anlage ohne internen Wärmetauscher realisieren, so dass die Investitionskosten für diese Anlagenkomponente entfallen würden. Die Entwicklung einer derart optimierten Anlage erfordert jedoch eine Gesamtfahrzeugbetrachtung, die den Rahmen dieses Projekt sprengt.

Im Wärmepumpenbetrieb führt die Integration des Ejektors in die CO<sub>2</sub>-Luft-Luft-Referenzanlage bereits zu einer Reduzierung des Dieselbedarfs und damit zu Kosteneinsparungen im laufenden Betrieb. Entsprechend der Ausführungen aus Kap. liegt der jährliche Dieselverbrauch der Ejektoranlage höchstens bei (283 ltr Betrieb WP + 45 ltr Abtauung). Dies Bedeutung gegenüber der alleinigen Nutzung des Diesel-Zusatzheizers mit 600 ltr/a eine Einsparung von 272 ltr/a. Bei einem Durchschnittspreis des Diesels von 1,375 €/ltr. (Durchschnittswert für die Jahre 2010-2014 laut ADAC) entspricht dies einer Einsparung von 374 €/a Betriebskosten.

Nutzt man Abgas oder Kühlmittel als Wärmequelle für die Wärmepumpe, könnte man auf den Diesel-Zusatzheizer gänzlich verzichten, und somit weitere 45 ltr Diesel entsprechend 62 €/a pro Bus einsparen.

Bei der Abschätzung der Investitionskosten sind die zusätzlichen Kosten für den Ejektor, Abscheider und zusätzlichen Wärmetauscher in Relation zu setzen zu den Anschaffungskosten für den Brennstoffzusatzheizer. Für die Entwicklung einer solchen Anlage ist jedoch wiederum eine Betrachtung des Gesamtfahrzeugs nötig, bzw. eine detaillierte Analyse des Thermomanagements des Busses. Diese Untersuchungen sind jedoch nicht Gegenstand des vorliegenden Projekts.

## 9. Fazit

Ziel des Projekts war die grundlegende Untersuchung und Entwicklung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorkreislaufs für eine umschaltbare Klima-Wärmepumpen-Anlage für Stadtbusse unter Berücksichtigung relevanter Betriebsbedingungen.

Anhand von Systemsimulationen konnte eine optimale Verschaltung zur Integration eines Ejektors die vorhandene Struktur einer Aufdachkompaktanlage ermittelt werden.

Für den Klimabetrieb kann man durch die Systemsimulationen eine deutliche Steigerung der Kälteleistung durch die Integration des Ejektors ermitteln. Jedoch sind die CO<sub>2</sub>-Emission pro kWh erzeugter Kälteleistung, und damit auch der TEWI-Wert der Ejektoranlage größer als die Werte der Referenzanlage. Die Ejektoranlage scheint für den Klimabetrieb überdimensioniert zu sein, so dass für eine effiziente Ejektoranlage mit reduziertem TEWI-Wert eine Neudimensionierung der Gesamtanlage incl. aller Komponenten sinnvoll ist.

Im Wärmepumpenbetrieb ist die simulierte Heizleistung der Ejektoranlage ähnlich der der Referenzanlage, aber die Leistungszahl kann erheblich verbessert werden. Dadurch bewirkt die Integration des Ejektors im Wärmepumpenbetrieb eine Reduzierung des Dieselverbrauchs und des TEWI-Wertes der Anlage. Im Wärmepumpenbetrieb hat die Integration des Ejektors in die bestehende

Anlagenstruktur somit schon den gewünschten Effekt, ohne dass eine Neugestaltung der Gesamtanlage erforderlich erscheint.

Allerdings benötigt auch die Ejektor-Anlage als Luft-Luft-Wärmepumpe einen Dieselzusatzheizer zum Abtauen. Simulationen zur Nutzung alternativer Wärmequellen wie das Motor-Kühlwasser oder das Abgas weisen für beide Konzepte ein großes Potential zur Verbesserung der Heizleistung auf – so dass eventuell auf den Zusatzheizer ganz verzichtet werden kann. Genauere Untersuchungen zur Nutzung dieser alternativen Wärmequellen erfordern aber eine Betrachtung des Gesamtfahrzeugs zur Berücksichtigung der Dynamik von Abgas und Motorabwärme, und zur Analyse der Auswirkungen auf andere Systeme wie das Kühlswassersystem.

In den experimentellen Untersuchungen des Ejektorkreislaufs am aufgebauten Prototyp bei der Konvekta AG konnte zwar der Druckrückgewinn über den Ejektor nachgewiesen werden, jedoch zeigte der Ejektorkreislauf eine geringere Leistungszahl auf als der Referenzkreis. Durch Fehlen des internen Wärmeübertragers waren im Ejektorkreislauf die Treibdüsen Eintrittstemperaturen sehr hoch, was eine deutliche Reduzierung der Ejektoreffizienz zur Folge hatte. Somit konnten der Verdichter nicht in einem vergleichbaren und der Ejektor nicht in seinem idealen Betriebspunkten arbeiten.

Die Messergebnisse und theoretischen Analysen zum Kältebetrieb verdeutlichen, dass im Ejektorkreislauf die gegenseitige Beeinflussung aller Anlagenkomponenten berücksichtigt werden muss, und diese eine neue Dimensionierung und Optimierung aller Anlagenkomponenten, und gegebenenfalls auch des Anlagendesigns erforderlich macht. Dies ist nicht nur aus ökologischer Sicht, sondern auch aus ökonomischen Gründen notwendig, damit die höheren Investitionskosten für Ejektor und Separator durch Einsparungen bei anderen Komponenten und geringere Betriebskosten kompensiert werden können.

Die am IfT entwickelten Ejektormodelle und Erfahrungswerte für die Auslegung der Ejektorgeometrie basieren auf Messungen für kleinere Ejektoren und deutlich geringere Treibdüsen Eintrittstemperaturen. Dass die experimentell ermittelten Werte für den Druckrückgewinn und die Ejektoreffizienz deutlich unter den simulativ ermittelten Werten liegen, zeigt auf, dass noch weiterer Forschungsbedarf hinsichtlich der Ejektormodellierung über einen weiteren Bereich an Betriebspunkten, und der Auslegung von Ejektoren für Anlagen verschiedener Leistungen besteht. Dies erfordert jedoch weitere detaillierte Messungen an verschiedenen Betriebspunkten und genauer Ermittlung der Treib- und Saugmassenströme mittels Massenstromsensoren.

## Literaturverzeichnis

- [Bre05] BRENNEN, C. E. *Fundamentals of Multiphase Flow*. DOI: 10.1017/CBO9780511807169. 2005
- [Ebe11] EBERWEIN, B., Berliner Verkehrsbetriebe AöR, Bereich Omnibus VBO-KT 1: *Zukunftsfähige Busklimatisierung*. Fachgespräch Berlin, 15.03.2011
- [Elb11] ELBEL, S., *Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications*. Intern. J. of Refrigeration 34 (7), S. 1545–1561, 2011.
- [EC06] Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. Official Journal of the European Union L161/12, 2006.
- [Fio11] FIOREZZANO DE ALBUQUERQUE, R.: *Untersuchung von Ejektor-Kälteanlagen beim Einsatz in tropischen Gebieten*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2011.
- [För04] FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2004.
- [FKKLS00] FÖRSTERLING, S.; KAISER, H.; KÖHLER, J.; LEMKE, N.; SONNEKALB, M. Entwicklung und Test einer seriennahen Kohlendioxid-Omnibusklimaanlage mit dem Schwerpunkt der Verdichterentwicklung, Abschlussbericht zum DBU-Förderprojekt AZ-10833.
- [KTRW07] KÖHLER, J., TISCHENDORF, C., RICHTER, C. und TEGETHOFF, W., *Experimental and theoretical study of a CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle*. VDA Alternative Refrigerant Wintermeeting 2007
- [Kos10] KOSOWSKI, K. *Energieeffiziente Naturumlaufabtauung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2010.
- [Lem04] LEMKE, N.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2004.
- [LK12] LUCAS, C. und KOEHLER, J. *Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector*. Int. J. Refrigeration 35 (6), 1595e1603 2012
- [LSMK12] LUCAS, C., SCHRÖDER, A., MÜLLER, M. und KÖHLER, J. *Einfluss der Geometrieparameter auf die Effizienz eines CO<sub>2</sub> Ejektors*. DKV Tagung. Würzburg 2012.
- [LSTK13] LUCAS, C., SCHRÖDER, A., TEGETHOFF, W. und KÖHLER, J. *Experimental investigation of the performance curve of a CO<sub>2</sub> ejector on the expansion side of*

*a vapor compression refrigeration system.* 2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain, Paris, 2013.

- [Luc15] LUCAS, C. *Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO<sub>2</sub> Ejektoren.* Dissertation. TU Braunschweig 2015.
- [NMM10] NAKAGAWA, M., MARASIGAN, A. R. und MATSUKAWA, T. *Experimental Analysis of Two-Phase Ejector System with varying Mixing Cross Sectional Area using Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>.* Intern. J. of Air-Conditioning and Refrigeration (IJACR), 18, S. 297–307, 2010.
- [PE96] PETTERSEN, J. und HAFNER, A. *Energetischer Wirkungsgrad und TEWI von CO<sub>2</sub>-Fahrzeugklimaanlagen,* Seminar des Transferzentrums Kälte-Klimatechnik an der FH Karlsruhe 1996.
- [RK1970] RAO, N. S. und KREMER, H.: *Injektoren für gas- und dampfförmige Medien.* Vulkan-Verlag, Essen 1970.
- [Schw00] SCHWARZ, W. *Prognose der R134a-Emission aus Fahrzeug-Klimaanlagen bis 2010/20,* DKV-Tagung Bremen 2000.
- [Schw07] SCHWARZ, W.: *Establishment of Leakage Rates of Mobile Air Conditioners in Heavy Duty Vehicles, Final Report, Part 2, Buses and Coaches, Prepared for the European Commission (DG Environment)*
- [SL10] STRUPP, N. C., LEMKE, N.: *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, ITRD D365697, 2010
- [SLK13] SCHRÖDER, A., LUCAS, C. und KÖHLER, J. *Experimentelle Untersuchung eines regelbaren CO<sub>2</sub> Ejektors.* DKV-Tagung 2013
- [STW08] SONNEKALB M.; TEGETHOFF, W.; FÖRSTERLING S. *CO<sub>2</sub> basierte Air Conditionierung und Heizung für Stadtbusse, Abschlussbericht zum Förderprojekt AZ-23864*
- [Teg99] TEGETHOFF, W.: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme.* Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 19, Nr. 118, 1999.
- [TK52] TAMURA M. und KURATA, M.: *Bull. Chem. Soc. Japan,* S. 32-38, 125, 1952.
- [TLK10] TISCHENDORF, C., LUCAS, C., KÖHLER, J. und TEGETHOFF, W.: *Visual Investigation of an Ejector Motive Nozzle,* ASME Conference, Vancouver, Kanada, 2010.
- [VDA10] VDA-BROSCHÜRE.: *Busse mit Sicherheit umweltfreundlich,* VDA 2010.
- [WDH08] WEI, W., DING, G., HU, H. und WANG, K.: *Front. Energy Power Eng. China,* S. 227-234, 2, 2008.
- [WRI00] <http://cait.wri.org/figures.php?page=/World-FlowChart>