

Indirekte Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für Hybrid- und E-Fahrzeuge

Peter Schrank¹, Benedikt Rabl^{1*}, Alois Steiner¹, Matthias Hütter², René Rieberer³

¹ VIRTUAL VEHICLE Research Center, Inffeldgasse 21/A, 8010 Graz, Österreich

peter.schrank@v2c2.at

benedikt.rabl@v2c2.at

alois.steiner@v2c2.at

² AVL List GmbH, Hans-List-Platz 1, 8020 Graz, Österreich

matthias.huetter@avl.com

³ Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25/B, 8010 Graz, Österreich

rene.rieberer@tugraz.at

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Die Klimatisierung des Fahrgastraumes eines PKW verursacht einen erheblichen Energieverbrauch. Bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen spielt vor allem die Beheizung der Fahrzeugkabine in der kalten Jahreszeit eine wesentliche Rolle, da die beim herkömmlichen Verbrennungsmotor erzeugte Abwärme teilweise oder sogar gänzlich wegfällt. Rein elektrische Heizungen reduzieren die Reichweite der Fahrzeuge drastisch. Zusätzlich besteht speziell bei Elektrofahrzeugen bei hohen Umgebungstemperaturen oft der Bedarf der Traktionsbatteriekühlung. Umgekehrt kann die Abwärme der elektrischen Antriebsstrangkomponenten die Konditionierung der Fahrzeugkabine bei geringen Umgebungstemperaturen unterstützen, wenn das Temperaturniveau mittels Wärmepumpe angehoben wird.

In diesem Manuskript werden Simulations- sowie Messergebnisse einer indirekten Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion vorgestellt, welche den Energiebedarf für die Innenraumkonditionierung deutlich senken könnte und die einfache Einbindung weiterer Wärmequellen und –senken ermöglicht. Das verwendete System soll vor allem im Entfeuchtungs- und Heizbetrieb eine Effizienzsteigerung ermöglichen und das Thermomanagement im gesamten Fahrzeug optimieren. Als Kältemittel kommt R744 zum Einsatz, welches sich aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften besonders für den Wärmepumpenbetrieb eignet.

Stichwörter:

Elektrofahrzeug, Hybridfahrzeug, R744, Wärmepumpe, Klimatisierung, Entfeuchtungsbetrieb



1 Einleitung

Die Klimaanlage zur Kühlung der Fahrzeugkabine ist einer der größten Nebenverbraucher im Pkw und verursacht einen nicht unerheblichen Energieverbrauch. Aber auch für die Beheizung der Fahrzeugkabine in der kalten Jahreszeit sind beachtliche Leistungen erforderlich, die beim konventionell angetriebenen Fahrzeug durch Nutzung der Abwärme der Verbrennungskraftmaschine nicht ins Gewicht fallen. Bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen fällt diese erzeugte Abwärme der Verbrennungskraftmaschine teilweise oder sogar gänzlich weg.

Derzeit in Elektrofahrzeugen eingesetzte Klimaanlagen und rein elektrische Heizungen reduzieren die Reichweite drastisch. Da die Reichweite aber mitunter das Hauptkriterium für die Kundenakzeptanz ist, rückt die Optimierung der Energieeffizienz der Klima- sowie auch Heizanlage und die damit verbundene Reduzierung des Energieverbrauches in den Vordergrund. Der Einsatz einer Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion vereint Kühl- und Heizanlage in ein System mit guten Leistungszahlen (COP - coefficient of performance), bei geringem zusätzlichem Raumbedarf und geringfügig aufwändigerer Verschaltung.

Zusätzlich besteht bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen bei hohen Umgebungstemperaturen sowie hohen Antriebsleistungen immer öfter der Bedarf nach Kühlung der Traktionsbatterie. Umgekehrt kann die Abwärme der elektrischen Antriebsstrangkomponenten die Beheizung der Fahrzeugkabine bei geringen Umgebungstemperaturen unterstützen, wenn das Temperaturniveau mittels Wärmepumpe angehoben wird.

Die daraus resultierende Komplexität von Kälte- und Kühlkreislauf sowie die Integration in das Thermalmanagement des Gesamtfahrzeuges verlangen neue Prozesse, um die Anlage hinsichtlich Effizienz, Dynamik und Regelbarkeit entwickeln zu können.

Bei den verwendeten Kältemitteln nach der Richtlinie 2006/40/EG des europäischen Parlaments und des Rates mit einem maximalen GWP-Wert von 150 erfüllen Tetrafluorpropan (R1234yf), Kohlenstoffdioxid (R744) oder auch Propan (R290) diese Richtlinie. Die Verwendung des Kältemittels R744 bietet sich durch die günstigen physikalischen Eigenschaften, dem hohen Dampfdruck und volumetrischen Kälteleistung für den Wärmepumpenbetrieb besonders an.

Ein in Kapitel 2 modelliertes, indirektes Kälteanlagen-system mit Wärmepumpenfunktion wurde als Funktionsmuster, aufgeteilt auf zwei Klimakammern (zur Konditionierung auf Innenraum- und Außenraumzustände), aufgebaut und zur Validierung der Simulationsergebnisse vermessen.

2 Modellierung und Simulation

Zur Klärung grundlegender Fragestellungen wurden in der Modellierungssprache Modelica und mit der am VIRTUAL VEHICLE entwickelten HVAC-Komponentenbibliothek „ViFLib“ drei Wärmepumpensysteme abgebildet und eine simulatorische Gegenüberstellung dieser durchgeführt.

Betrachtet wurden hierbei zwei direkte Kälteanlagen mit Wärmepumpenfunktion, einmal, wie in aktuellen PKWs verbaut mit dem Kältemittel R1234yf sowie mit R744, und im weiteren ein indirektes System mit dem Kältemittel R744 als Arbeitsmedium.

Es wurden die Effizienzen der einzelnen Systeme sowohl im Kühl- und Heizbetrieb, als auch für den Entfeuchtungsbetrieb („Reheat“) ermittelt. Als Vergleichsbasis hierzu dienten vorab definierte Lastpunkte für die jeweilige Betriebsart, welche Abstufungen hinsichtlich Umgebungsbedingungen (Lufttemperatur, relative Luftfeuchtigkeit) und Luftmassenströmen an Außenraumwärmeübertrager und am Innenraumwärmeübertrager aufweisen.

2.1 Simulation / Vorauslegung / Simulationsmodelle

Die Parametrierung der Modellkomponenten erfolgte anhand von Geometrien realer Bauteile einer R134a/R1234yf-Anlage für Mittelklasse-PKWs, respektive für die zu simulierenden R744-Anlagen anhand von Prototypenkomponenten, welche ebenso den Einsatz in PKWs finden sollten und für die hier gezeigten Versuche zur Verfügung standen. Die Modellbibliothek erlaubt dem Anwender die Parametrierung der Geometrie der einzelnen Wärmeübertrager - sowohl auf der Luftseite, als

auch auf der Kältemittel-/Kühlmittelseite - und greift für die Parametrierung der Wärmeübertragungskorrelationen auf Kennzahlen zurück.

Die wichtigste Prämisse bei der Auslegung der direkten Kälteanlagen war die, dass ausgehend von einem Standard PKW-Kältekreislauf so wenig Modifikationen wie möglich vorgenommen werden sollen, um einerseits die Wärmepumpenfunktionalität zu ergänzen und andererseits Änderungen an der Klimabox, welche die Wärmeübertrager zur Konditionierung der Fahrzeugkabine enthält, zu vermeiden. In der Simulation wurde jeweils ein direktes System mit dem Kältemittel R1234yf und eines mit R744 betrachtet. Im Gegensatz zu [1] wo der normalerweise von Kühlmittel der Verbrennungskraftmaschine durchflossene Heizkörper der Standardklimabox für den direkten Wärmepumpenbetrieb gegen einen Gaskühler ausgetauscht wird, bleibt, wie in Abbildung 1 zu sehen, der Heizkörper IHX 2 erhalten. Zur Übertragung der Energie vom Kältemittel auf die Luft wird ein Kühlmittelkreis mit einem Plattenwärmeübertrager PHX HT als Gaskühler zwischengeschaltet. Bei der in [1] vorgestellten Verschaltung können die kältemittelführenden Rohre in der Klimabox - und somit im Innenraum der Fahrzeugkabine - unter Verwendung von R744 als Kältemittel mit Drücken größer 100 bar beaufschlagt sein, was zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen erfordert.

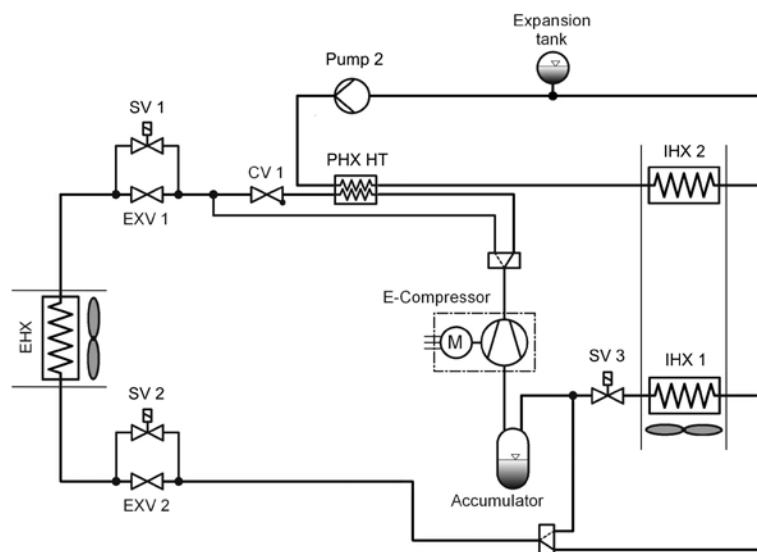


Abbildung 1: Schaltbild einer direkten Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion

Ein weiteres System wurde in die simulatorische Betrachtung aufgenommen, um auf die in Hinsicht auf das Thermomanagement erhöhten Anforderungen von Hybrid- und Elektrofahrzeugen besser eingehen zu können. Die in Anlehnung an [2] und in Abbildung 2 als indirekte Kälteanlage ausgeführte Klimaanlage mit Wärmepumpenfunktion kann nicht nur zur Konditionierung der Fahrzeugkabine, sondern könnte auch zur Kühlung respektive Temperierung der Traktionsbatterie oder der Leistungselektronik, bei Einbindung dieser Wärmesenken bzw. -quellen in den Kühlkreislauf, verwendet werden. Der indirekte Teil des Systems befindet sich dabei auf Seite der Fahrzeugkabine und Kühl- und Heizregister in der Klimabox sind durch separate Kühlmittelkreise von der Kältemittelseite getrennt. Der Außenraumwärmeübertrager ist nach wie vor als direkter Kältemittel-Luft-Wärmeübertrager ausgeführt. Die Modifikation einer Standardklimabox beschränkt sich bei dieser Variante auf den Austausch des Verdampfers gegen einen von Kühlmittel durchflossenen Wärmeübertrager. Hohe Drücke, wie sie bei oben erwähnten direkten Systemen zumindest im Heizfall bei Verwendung eines Gaskühlers als Heizregister auftreten, würden somit ausgeschlossen. Ferner lassen sich weitere Wärmequellen und -senken sehr einfach über die bestehenden Kühlmittelkreise in das System integrieren, was ein ganzheitliches Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen vereinfachen könnte. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal des beschriebenen Systems von herkömmlichen Anlagen besteht in der Möglichkeit, die von Kühlmittel durchflossenen Innenraumwärmeübertrager je nach Betriebsart bzw. nach Bedarf über die Umschaltventile im Kühlmittelkreislauf zusammen zu schalten, um auf Seite der Luft die Wärmeübertragungsfläche zu erhöhen was sich positiv auf die Anlageneffizienz auswirkt.

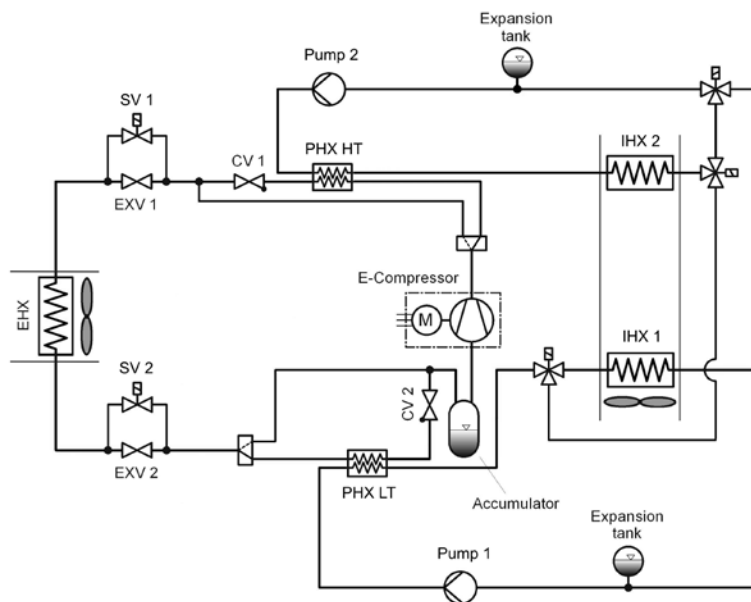


Abbildung 2: Schaltbild einer indirekten Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion

2.2 Simulationsergebnisse Kühlbetrieb

Für die zu simulierenden Lastfälle wurden Umgebungsrandbedingungen nach [3] ausgesucht. Tabelle 1 zeigt die Randbedingungen der untersuchten Betriebspunkte für den Kühlbetrieb. Es wurden sowohl Umgebungstemperatur und relative Luftfeuchtigkeit, als auch die Luftmassenströme am Außenraumwärmeübertrager und an den Innenraumwärmeübertragern innerhalb realistischer Grenzen variiert.

Tabelle 1: Randbedingungen für den Kühlbetrieb

ϑ_U	relative Feuchte _U	$\dot{m}_{\text{Luft, EHX}}$	$\dot{m}_{\text{Luft, IHX}}$
35 °C	40 %	1500 bis 2500 kg/h	240 bis 480 kg/h
25 °C	55 %		
15 °C	80 %		

Die Regelung im Kühlbetrieb erfolgte für das direkte System mit R1234yf als Kältemittel so, dass der Setpoint der Lufttemperatur nach dem Kühlregister über die Kompressordrehzahl eingestellt wurde, und das Expansionsventil diente der Regelung einer in Bezug auf Effizienz optimalen Unterkühlung des Kältemittels nach dem Außenraumwärmeübertrager. Für das direkte und das indirekte System mit R744 wurde der Setpoint der Luft ebenfalls über die Kompressordrehzahl eingestellt, das Expansionsventil regelte den Kreisprozess bei unterkritischem Verlauf auf optimale Unterkühlung nach dem Außenraumwärmeübertrager, bei transkritischem Verlauf auf COP-optimalen Austrittsdruck am Außenraumwärmeübertrager in Anlehnung an [4].

Die Simulationsergebnisse der Systemeffizienzen für die ausgewählten Betriebspunkte sind in Abbildung 3 dargestellt. Die Bezeichnung der Betriebspunkte in der Grafik orientiert sich an folgendem Schema: Temperatur der Umgebungsluft, relative Luftfeuchte der Umgebungsluft und Luftmassenstrom an den Innenraumwärmeübertragern. Des Weiteren ist der Setpoint der Luft nach den Innenraumwärmeübertragern (entspricht Setpoint der Kabinenluft) angeführt.

Wie in Abbildung 3 zu sehen, schlägt sich der zusätzliche Wärmeübergang (Luft-Kühlmittel-Kältemittel) beim indirekten System (anstelle Luft-Kältemittel beim direkten System) deutlich in der Anlageneffizienz nieder. Unter allen untersuchten Betriebspunkten im Kühlbetrieb zeigen die direkten Systeme ihren Vorteil gegenüber dem indirekten System. Dieses weist, verglichen mit dem direkten R744-System und in Abhängigkeit der Kälteleistung, einen bis zu 25 % niedrigeren COP auf.

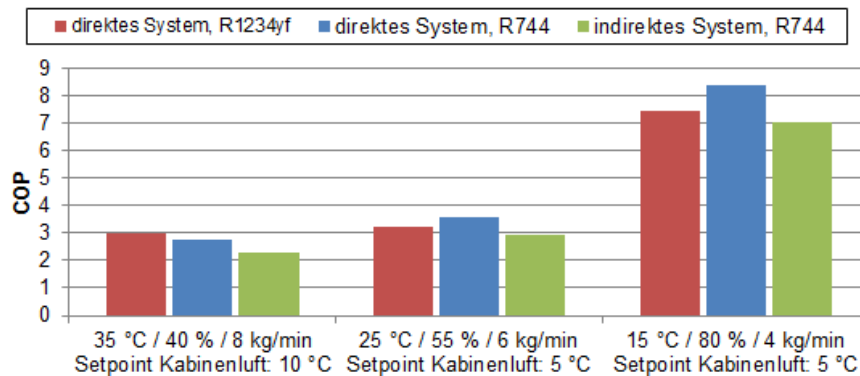


Abbildung 3: Vergleich der COPs der direkten Kälteanlagen mit den Kältemitteln R1234yf und R744 gegenüber der indirekten Kälteanlage mit dem Kältemittel R744 im Kühlbetrieb gemäß Simulation

Die COPs im Kühlbetrieb wurden nach Gl. (1) und Gl. (2) berechnet:

$$COP_{\text{direkt_Kühlbetrieb}} = \frac{\dot{m}_L * \Delta h_{L,IHX 1}}{P_{\text{Kompressor}}} \quad (1)$$

$$COP_{\text{indirekt_Kühlbetrieb}} = \frac{\dot{m}_{KM} * \bar{c}_{p,KM} * \Delta \vartheta_{KM,IHX 1}}{P_{\text{Kompressor}} + P_{\text{Pumpe 1}}} \quad (2)$$

2.3 Simulationsergebnisse Heizbetrieb

Auch für den Heizbetrieb wurden Lastfälle nach [3] generiert, der simulierte Betriebsbereich ist in Tabelle 2 abgebildet.

Tabelle 2: Randbedingungen für den Heizbetrieb

ϑ_U	relative Feuchte _U	$\dot{m}_{\text{Luft, EHX}}$	$\dot{m}_{\text{Luft, IHX}}$
10 °C	80 %	1500 bis 2500 kg/h	240 bis 480 kg/h
0 °C			
-10 °C			

Analog zum Kühlbetrieb wurde das direkte System mit R1234yf als Arbeitsmedium so betrieben, dass über die Kompressordrehzahl die Luftaustrittstemperatur aus dem Innenraumwärmeübertrager eingestellt wurde und das Expansionsventil der Unterkühlungsregelung diente.

Die beiden betrachteten R744-Systeme (direkt und indirekt) stellten die Lufttemperatur ebenfalls durch Anpassung der Kompressordrehzahl ein, das Expansionsventil diente zur Festlegung des Kältemittelhochdrucks. Im Gegensatz zum Kühlbetrieb konnte festgestellt werden, dass im Heizbetrieb mit der Formel nach [4] Hochdrücke berechnet werden, welche für die betrachteten Systeme nicht COP-optimale Arbeitspunkte bedeuteten. COP-Optima ergaben sich in der Simulation bei deutlich höheren Drücken als den nach [4] berechneten und so wurde eine Regelung für das Expansionsventil implementiert die ein maximales zugelassenes Druckverhältnis am Kompressor einregelte, ohne dabei die festgelegte obere Druckgrenze von 130 bar Kältemitteldruck im System zu überschreiten. Darüber hinaus wurde beim indirekten System die Kühlmittelseite über die Stellventile so verschaltet, dass sowohl IHX 2 als auch IHX 1 zur Wärmeübertragung genutzt werden.

Abbildung 4 veranschaulicht den Systemvergleich durch Gegenüberstellung der COPs der einzelnen Systeme an ausgewählten Betriebspunkten für den Heizfall. Die Nomenklatur der Betriebspunkte in der Grafik entspricht der bereits Erwähnten für den Kühlbetrieb.

Während die COPs der direkten Systeme im Heizbetrieb selbst bei 10 °C Umgebungstemperatur - entsprechend einer Heizleistung von etwa 4 kW - gering ausfallen, kann das indirekte System durch die Möglichkeit der Verschaltung der IHX in den Kreuzgegenstrombetrieb (folglich verdoppelt sich die luftseitige Wärmeübertragerfläche) durchgehend mit sichtlich höheren Effizienzen punkten. Bei -10 °C Umgebungstemperatur und einer geforderten Heizleistung von etwa 6 kW werden in der Simulation COPs größer 2 im indirekten System erzielt. COPs von genau 1 in untenstehender Grafik sind durch die Überlegung zu erklären, dass die Anlageneffizienz in diesen Betriebspunkten so weit sinkt, dass es sinnvoll erscheint, eine direkte elektrische (PTC-) Heizung ($COP = 1$) anstelle eines Wärmepumpensystems einzusetzen.

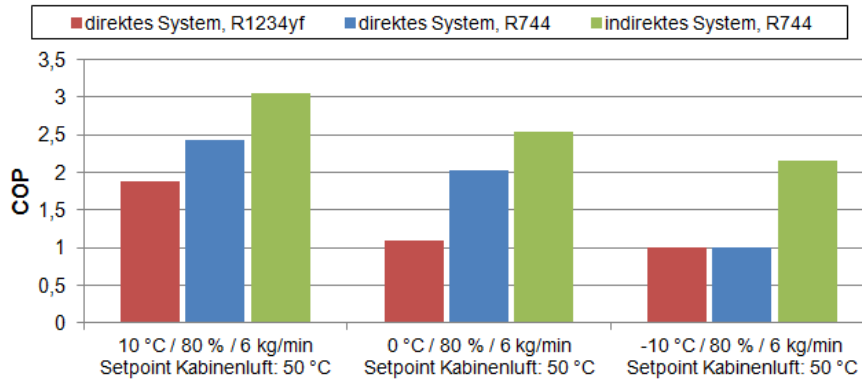


Abbildung 4: Vergleich der COPs der direkten Kälteanlagen mit den Kältemitteln R1234yf und R744 gegenüber der indirekten Kälteanlage mit den Kältemittel R744 im Wärmepumpenbetrieb ohne Berücksichtigung einer Abtauung

Im Heizbetrieb wurden die COPs wie folgt nach Gl. (3) bis Gl. (5) berechnet:

$COP_{\text{Heizbetrieb}} = \frac{\dot{Q}_{\text{IHX}}}{P_{\text{Kompressor}} + P_{\text{Pumpe 2}}}$	(3)
$\dot{Q}_{\text{IHX direkt}} = \dot{m}_{\text{KM,IHX 2}} * \bar{c}_{p,\text{KM,IHX 2}} * \Delta\vartheta_{\text{KM,IHX 2}}$	(4)
$\dot{Q}_{\text{IHX indirekt}} = \dot{m}_{\text{KM}} * (\bar{c}_{p,\text{KM,IHX 1}} * \Delta\vartheta_{\text{KM,IHX 1}} + \bar{c}_{p,\text{KM,IHX 2}} * \Delta\vartheta_{\text{KM,IHX 2}})$	(5)

2.4 Erkenntnisse aus den Simulationen

Im Kühlbetrieb weisen die direkten Kälteanlagen höhere COPs auf als das indirekte System. Im Heizbetrieb erbringt die indirekte Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion auch bei niedrigen Außentemperaturen deutlich höhere Effizienzen als die direkten Systeme. Betrachtet man nur die anfallenden Kosten für die Implementierung der jeweiligen Systeme in Serie, so würde man sich für eines der direkten Systeme mit elektrischer (Zu)Heizung entscheiden. Blickt man jedoch auf das in unseren Breitengraden über ein Kalenderjahr hinweg auftretende breite Spektrum an Betriebsbedingungen für mobile Klimatisierungssysteme [5], so erscheint der energetische Aspekt der betrachteten Anlagen ein wesentlich geeigneteres Entscheidungskriterium darzustellen.

In Anlehnung an [6] wurde in einer fortführenden Simulation für jeweils ein direktes und ein indirektes System und für ein System mit rein elektrischer Heizung der Jahresenergieverbrauch für den Standort Graz ermittelt. Die Wetterdaten hierzu wurden der Datenbank „Meteonorm“ [7] entnommen und standen für jede Stunde des Jahres zur Verfügung. In Abbildung 5 ist der relative Energieverbrauch jeder Anlage zu sehen.

Der Systemvorteil der indirekten Anlage, welcher aus der bloßen Betrachtung der COPs nicht hervorgegangen ist, wird hier deutlich sichtbar. Für Standorte mit ähnlichen klimatischen Bedingungen wie dem Ausgesuchten kann das betrachtete indirekte System gegenüber dem Direkten den Jahresenergieverbrauch um geschätzte 25 % reduzieren, wenn keine weiteren Optimierungsmaßnahmen getroffen werden. Im Vergleich zu einem System mit rein elektrischer (PTC) Heizung kann sogar über die Hälfte der zur Klimatisierung der Fahrzeugkabine erforderlichen Energie eingespart werden.

Ausgehend von dieser Aussage wurden die weiteren simulatorischen Untersuchungen sowie die Versuche am Prüfstand ausschließlich mit dem indirekten System und R744 als Kältemittel durchgeführt.

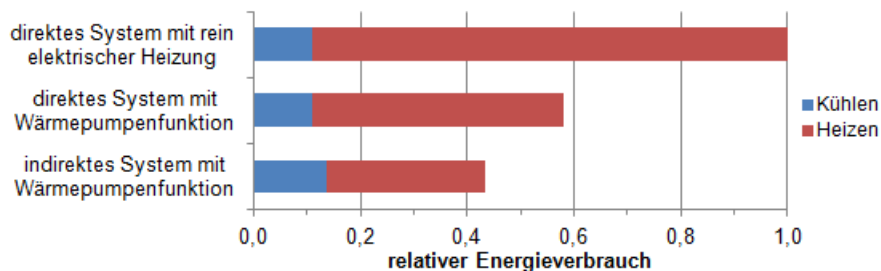


Abbildung 5: Vergleich der berechneten Jahresenergieverbräuche der betrachteten Klimatisierungssysteme mittels relativer Energieverbräuche bezogen auf eine direkte Kälteanlage mit rein elektrischer Heizung

2.5 Simulationsergebnisse Entfeuchtungsbetrieb

Aus regelungstechnischer Sicht stellt der Entfeuchtungsbetrieb den aufwendigsten Betriebsmodus dar. Anstelle nur eines aktiven Expansionsventils im Kreislauf werden in diesem Fall beide Expansionsventile (vgl. Abbildung 2) aktiv geregelt und es stellt sich in dieser Betriebsart ein drittes Druckniveau im Kältekreislauf ein. Neben Saugdruckniveau zur Entfeuchtung der Umgebungsluft und Hochdruckniveau zum Wiederaufheizen der entfeuchteten Luft liegt zwischen den Expansionsventilen das Mitteldruckniveau vor (siehe Abbildung 6). Die Anpassung dieses Mitteldruckniveaus resultiert bei der vorliegenden Umgebungstemperatur in einer Wärmeaufnahme oder -abgabe am Außenraumwärmeübertrager und wirkt sich unmittelbar auf die Kompressorleistung aus.

Für die vorliegenden Untersuchungen wurde ein Umgebungstemperaturbereich für den Entfeuchtungsbetrieb zwischen 15 °C und 5 °C definiert. Der Betriebsbereich für Entfeuchtung ist in Tabelle 3 angeführt. Bei gesättigter Luft mit 5 °C oder weniger reicht ein Aufheizen der Luft auf 20 °C bis 30 °C aus um die relative Luftfeuchtigkeit in einen Bereich zwischen 20 % und 40 % zu bringen.

Tabelle 3: Randbedingungen für den Entfeuchtungsbetrieb

ϑ_U	Relative Feuchte _U	$\dot{m}_{\text{Luft, EHX}}$	$\dot{m}_{\text{Luft, IHX}}$
15 °C	80 bis 90 %	1500 bis 2500 kg/h	240 bis 480 kg/h
10 °C			

Für das untersuchte System wurden mehrere regelungstechnische Ansätze untersucht, wobei folgender in Hinblick auf Implementierung in einem PKW für am geeignetsten gehalten wird: Die Kompressordrehzahl wird auf die Lufttemperatur am Austritt des IHX 2 geregelt. Diese soll für die Untersuchungen zwischen 20 °C und 40 °C liegen. Das EXV 2 regelt den Entfeuchtungsprozess. Durch Anpassung des Niederdruckniveaus im Kältekreis lässt sich die Luftaustrittstemperatur am IHX 1 regeln, und somit auch, bei Unterschreitung des Taupunkts, ein maximaler absoluter Feuchtegehalt für die Kabinenzuluft. In der vorliegenden Untersuchung wird dabei die Luft am Austritt des IHX 1 auf eine Temperatur von 5 °C abgekühlt, was auf Normalniveau einem maximalen Wasserdampfgehalt der Luft von etwa 5,5 g/kg entspricht. Das EXV 1 bestimmt das Hochdruckniveau.

Abbildung 6 zeigt die Prozessverläufe des indirekten Systems für fünf Hochdruckniveaus im t/h-Diagramm, wenn oben beschriebene Regelung angewendet wird. Die Luftausblastemperatur am IHX 2 wurde hierbei auf 30 °C bei einer Umgebungstemperatur von 15 °C festgelegt. In Abbildung 7 ist für die oben geschilderten Prozessführungen für insgesamt drei Umgebungstemperaturen die relative Kompressorleistung, bezogen auf den ineffizientesten Kreisprozess über dem Systemhochdruck dargestellt. Es stellt sich für diese Betriebspunkte ein allgemeines Aufwandsminimum im Hochdruckbereich von 90 bar bis 95 bar ein. Die Kennlinien für

10 °C und 15 °C Umgebungstemperatur sind in diesem t/h-Diagramm beinahe deckungsgleich und somit schwer zu differenzieren.

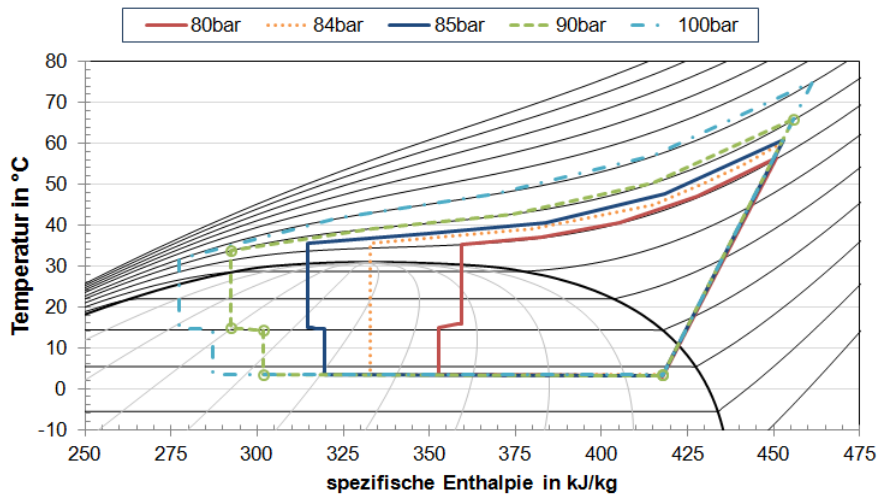


Abbildung 6: Prozessverläufe im Entfeuchtungsbetrieb bei 15 °C Umgebungstemperatur und 80 % relativer Luftfeuchte für das indirekte System bei unterschiedlichen Systemhochdrücken im t/h-Diagramm für R744

Die Variation der Ausblastemperatur nach dem IHX 2 ist in Abbildung 8 dargestellt. Bei gleichbleibenden Umgebungsbedingungen und konstantem Entfeuchtungsgrad (absoluter Wasserdampfgehalt der Kabinenzuluft) ist die relative Kompressorleistung über dem Systemhochdruck in Abhängigkeit der Ausblastemperatur dargestellt. Es ist in jedem Betriebspunkt ein hinsichtlich Aufwand optimaler Hochdruck erkennbar.

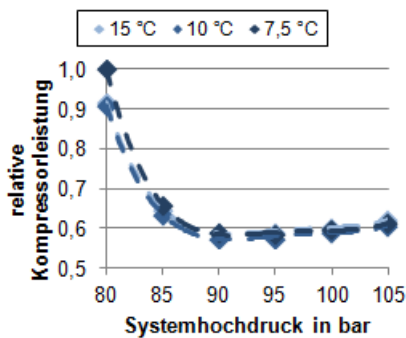


Abbildung 7: Relative Kompressorleistungen im Entfeuchtungsbetrieb in Abhängigkeit vom Hochdruck bei 5 °C Lufttemperatur nach dem IHX 1 und 30 °C Lufttemperatur nach dem IHX 2 bezogen auf den ineffizientesten Betriebspunkt und drei Umgebungslufttemperaturen (7,5 °C, 10 °C sowie 15 °C)

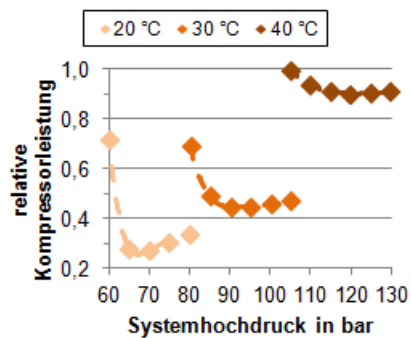


Abbildung 8: Relative Kompressorleistungen im Entfeuchtungsbetrieb bei gleichbleibenden Umgebungsbedingungen und konstantem Entfeuchtungsgrad in Abhängigkeit von Hochdruck und Ausblastemperatur der Luft nach dem IHX 2 bei drei Ausblastemperaturen (20 °C, 30 °C sowie 40 °C)

3 Versuchsaufbau und Messungen

Aufgrund der in Abschnitt 2.4 dargelegten Resultate wurde ein Funktionsmuster der in Kapitel 2 beschriebenen indirekten Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktionalität am Klimaprüfstand aufgebaut und das System in den in den Abschnitten 2.2, 2.3 und 2.5 untersuchten Betriebsarten vermessen.

3.1 Prüfstand

Das in Abbildung 9 gezeigte Schema gibt den tatsächlichen Aufbau des Wärmepumpensystems am Prüfstand wieder. Der gesamte Aufbau erstreckt sich über zwei voneinander getrennt konditionierbaren Klimakammern um Umgebungs- und Innenraumrandbedingungen separat definieren zu können. Der Außenraumwärmeübertrager und das EXV 2 befinden sich in Klimakammer 1, alle anderen Komponenten in Klimakammer 2. Diese Aufteilung des Prüfstandsbaus auf die Klimakammern ist ebenso in Abbildung 9 angedeutet. Der Pfad zur Konditionierung der Traktionsbatterie war bei nachfolgenden Messungen inaktiv.

Nachfolgende Hauptkomponenten wurden am Prüfstand verbaut:

- R744-Hubkolben-Kompressor (maximales Hubvolumen von 33,5 cm³/Umdrehung)
- Zwei Umschaltventile (eines hochdruckseitig, das andere niederdruckseitig um zwischen den Betriebsmodi umzuschalten)
- Kältemittel-Kühlmittel Plattenwärmeübertrager als Gaskühler (PHX HT)
- Außenraumwärmeübertrager (Flachrohre, louvered Fins, 2 Passes) als Gaskühler bzw. Kondensator (EHX)
- Zwei elektr. Expansionsventile (Emerson CX4) für Kühl-, Heiz- und Entfeuchtungsbetrieb
- Kältemittel-Kühlmittel Plattenwärmeübertrager als Verdampfer (PHX LT zur Konditionierung der Fahrzeugkabine, PHX LT 2 zur Konditionierung der Fahrzeugtraktionsbatterie)
- Drei Kühlmittelpumpen
- Innenraumwärmeübertrager (Kühlmitteldurchflossen, Flachrohre, louvered Fins, 2 Layers, 1 Pass) zum Kühlen und Heizen der Fahrzeugkabine (IHX 1 und IHX 2)
- Niederdrucksammler

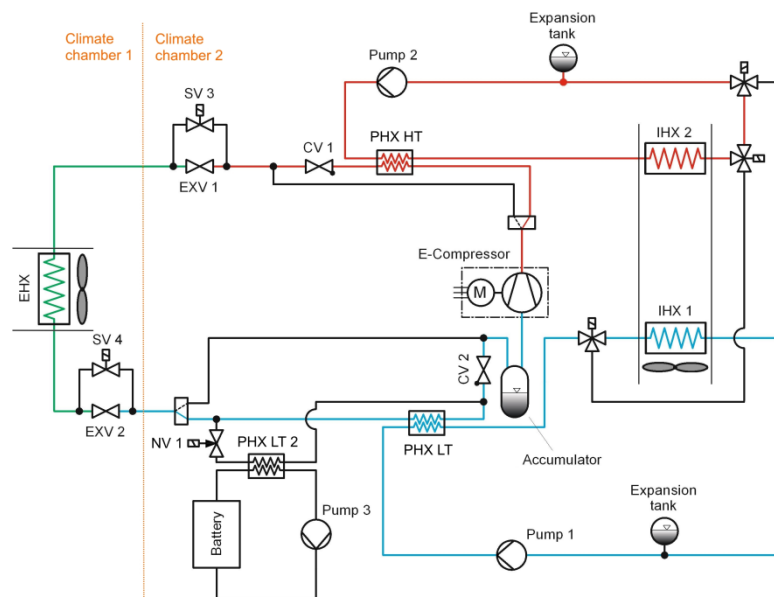


Abbildung 9: Schematische Darstellung der am Prüfstand aufgebauten indirekten R744-Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion und der Verteilung des Systems auf zwei Klimakammern

3.2 Messergebnisse

Zur Bewertung der Aussagekraft der Simulationsmodelle und Beurteilung der Regelungsmöglichkeiten am realen System, wurden den einzelnen Betriebsarten am Prüfstand die gleichen Lastfälle, wie in Tabelle 1 bis Tabelle 3 für die Simulation diskutiert, zu Grunde gelegt.

Abbildung 10 und Abbildung 12 zeigen ein beispielhaftes t/h-Diagramm für einen Prozessverlauf und die Effizienzen im Kühlbetrieb, während die Abbildung 11 und Abbildung 13 die Ergebnisse für den Heizbetrieb darstellen. Es werden jeweils die selben Lastpunkte wie in Abbildung 3 bzw. Abbildung 4 angeführt, dargestellt. Vergleicht man die in Abbildung 12 und Abbildung 13

dargestellten Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen fällt auf, dass für den angeführten Betriebspunkt mit niedrigster Kälteleistung im Kühlbetrieb (15 °C / 80 % / 4 kg/min) die Systemeffizienz zur Simulation ($COP \sim 7$) deutlich abweicht. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die Teillastregelung des am Prüfstand eingesetzten Kompressors aufgrund des verwendeten Kompressorregelventils begrenzt war. Somit fiel der Kältemittelmassenstrom im Vergleich zu dem aus der Simulation deutlich höher aus und der Prozessverlauf der Messungen verschlechtert wurde.

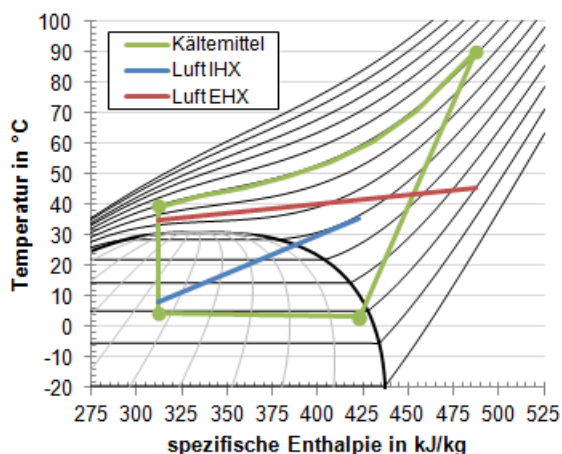


Abbildung 10: Prozessverlauf im Kühlbetrieb bei 35 °C Umgebungstemperatur und 40 % relative Luftfeuchtigkeit im t/h-Diagramm für R744

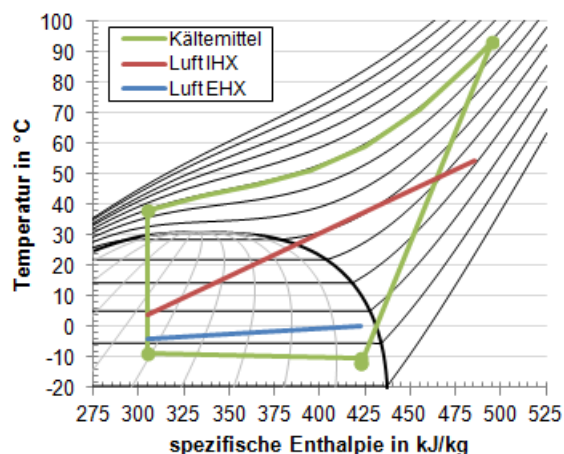


Abbildung 11: Prozessverlauf im Heizbetrieb mit Wärmepumpenfunktion bei 0 °C Umgebungstemperatur im t/h-Diagramm für R744

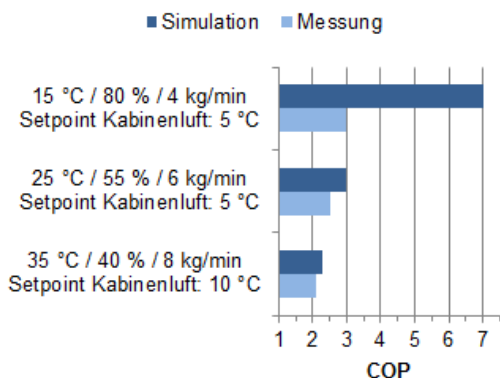


Abbildung 12: COPs der indirekten Kälteanlage im Kühlbetrieb gemäß Simulation und Messung

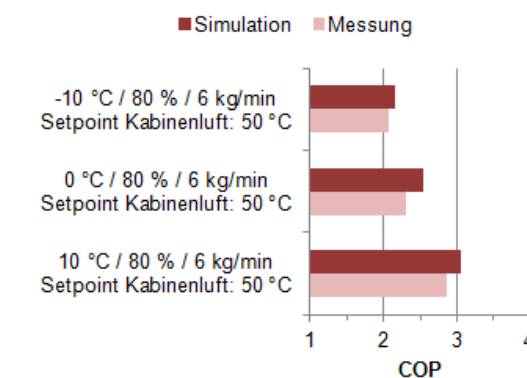


Abbildung 13: COPs der indirekten Kälteanlage im Wärmepumpenbetrieb gemäß Simulation und Messung

Für alle übrigen vermessenen Betriebspunkte konnte jedoch gezeigt werden, daß am Prüfstand nur geringfügig niedrigere (etwa 10 %) Effizienzen gegenüber der Simulation erzielbar waren und die Simulationsmodelle somit eine gute Vorhersageeignung aufweisen.

Abbildung 14 veranschaulicht den Prozessverlauf des indirekten Systems im Entfeuchtungsbetrieb. Die drei Druckniveaus im Kältekreis sind deutlich erkennbar. Des Weiteren ist erkennbar, dass durch diese Prozessführung die Luft wie gefordert an den Innenraumwärmeübertragern zuerst durch den IHX 1 auf etwa 5 °C abgekühlt wird (blaue Linie in Abbildung 14) und diese dann anschließend vom IHX 2 auf etwa 33 °C wiederaufgeheizt wird (rote Linie in Abbildung 14). In diesem Betriebspunkt wird ein kleiner Teil der Wärme am EHX an die Umgebung abgegeben.

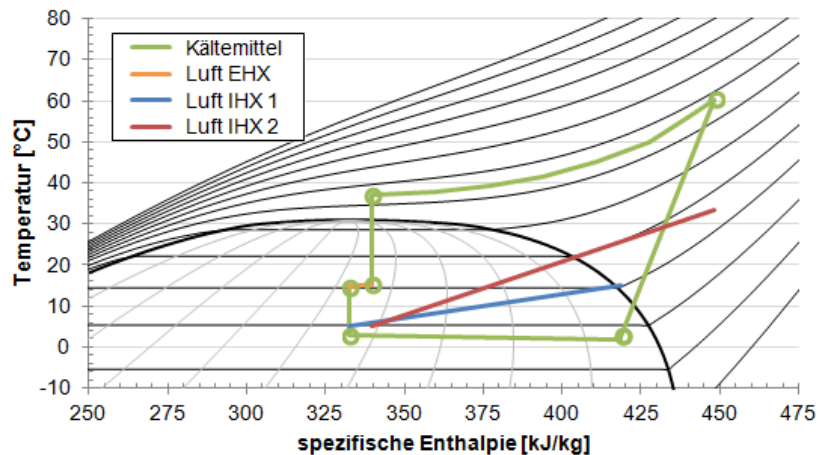


Abbildung 14: Prozessverlauf für die indirekte Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion im Entfeuchtungsbetrieb anhand des t/h -Diagramms für R744. Neben der Zustandsänderung des Kältemittels sind auch die luftseitigen Temperaturverläufe an den Innenraum- und Außenraumwärmeübertragern eingezeichnet.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde eine Gegenüberstellung zweier direkter und einer indirekten PKW-Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion sowohl auf Basis von simulationsgestützten Untersuchungen, als auch durch Prüfstandsmessungen am indirekten System durchgeführt. Während die direkten Anlagen mit R1234yf und R744 als Kältemittel höhere Effizienzen im Kühlbetrieb aufweisen, kann die indirekte Anlage mit R744 als Arbeitsmedium durch die zusätzlich mögliche Verschaltung des Innenraumwärmeübertrager über die Kühlmittelkreise - selbst bei niedrigen Umgebungstemperaturen im Heizbetrieb - mit durchgehend deutlich höheren Effizienzen punkten. Die gesamtenergetische Betrachtung aller Varianten zeigte, dass sich durch das vorgeschlagene indirekte System der Jahresenergieverbrauch um 25 % gegenüber den direkten Systemen mit Wärmepumpenfunktion und gegenüber direkten Systemen mit rein elektrischer Heizung um über 50 % reduzieren lassen kann.

Für den Entfeuchtungsbetrieb wurde für einen gleichbleibenden Entfeuchtungsgrad ein auf die Kompressorleistung bezogenes Optimum des Systemhochdrucks in Abhängigkeit der angestrebten Ausblastemperatur der Luft nach dem Innenraumwärmeübertrager nachgewiesen. Dieses Optimum ist bei konstantem Entfeuchtungsgrad und konstanter Ausblastemperatur der Luft unabhängig von den betrachteten Umgebungsbedingungen. Durch Wahl des richtigen Systemhochdrucks kann im Entfeuchtungsbetrieb die erforderliche Kompressorleistung je nach Luftausblastemperatur um bis zu 40 % reduziert werden.

Da die in dieser Arbeit diskutierte indirekte Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion eine Vielzahl an Stellgliedern aufweist, werden in den nächsten Entwicklungsschritten für die jeweiligen Betriebsarten Regler entworfen, welche die Gesamtanlage unter Einbezug der Umgebungsbedingungen und der Bedienerwünsche in einem optimalen Betriebspunkt (zur Maximierung des COP) betreiben und die Regelstabilität bei transienten Vorgängen erhöhen.

Formel- und Abkürzungsverzeichnis

	Bedeutung	Einheit
COP	Coefficient of performance, Leistungszahl	1
\bar{c}_p	Mittlere spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kg*K)
CV	Check valve, Rückschlagventil	-
EHX	Exterior heat exchanger, Außenraumwärmeübertrager	-

EXV	Electronic expansion valve, elektronisches Expansionsventil	-
GWP	Global warming potential, Treibhauspotenzial	1
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
HVAC	Heating, ventilation and air conditioning	-
IHX	Interior heat exchanger, Innenraumwärmeübertrager	-
KM	Kühlmittel	-
L	Luft	-
M	Motor	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
NV	Needle valve, Nadelventil	-
P	Leistung	W
PHX	Plate heat exchanger, Plattenwärmeübertrager	-
PKW	Personenkraftwagen	-
\dot{Q}	Kälte- / Wärmeleistung	W
R1234yf	Tetrafluorpropen (C ₃ H ₂ F ₄)	-
R290	Propan (C ₃ H ₈)	-
R744	Kohlenstoffdioxid (CO ₂)	-
ϑ	Temperatur	°C
SV	Solenoid valve, Magnetventil	-
U	Umgebung	-

Literaturverzeichnis

- [1] Hünemörder, W., Elektrisch betriebene Wärmepumpe für Fahrzeuge mit dem Kältemittel R744 (CO₂), 6. *Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium*, 2004
- [2] Wawzyniak, M., Benefits and Challenges of Heat Pump Systems, *SAE 2011 – Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale, 2011
- [3] Großmann, H., *Pkw-Klimatisierung - Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013
- [4] Zhang, X.P. et al., Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO₂ heat pump system, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 2537-2544
- [5] Lemke, N., E-KFZ-Klimatisierung unter verschiedenen Klimabedingungen – Simulation und energetische Betrachtung, *Kfz-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität*, Karlsruhe, 2010
- [6] Steiner, A., Untersuchung von Konzepten zur Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben unter Berücksichtigung des Energieverbrauchs, *Dissertation*, Technische Universität Graz, 2014
- [7] Meteotest Meteororm 6.1, <http://www.meteororm.com>

Danksagung

Diese Arbeit entstand am VIRTUAL VEHICLE Research Center in Graz, Österreich. Die Autoren bedanken sich für die Förderung im Rahmen des COMET K2 - Competence Centers for Excellent Technologies Programms des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (bmvit), des Österreichischen Bundesministeriums für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft (bmwfw), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), des Landes Steiermark sowie der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG).

Ebenfalls danken sie der AVL List GmbH sowie dem Institut für Wärmetechnik an der Technischen Universität Graz.