

Schlussbericht

im Spitzencluster



Elektromobilität Süd-West
„road to global market“



Verbundnamen: Ganzheitliches Thermomanagement im E-Fahrzeug

Akronym: GaTE

Teilvorhaben: Untersuchung eines Kältekreislaufmoduls zum Heizen und Kühlen der Fahrgastzelle eines E-Fahrzeugs

MAHLE

Schlagworte zum Verbund (max. 10):

Elektromobilität, Thermomanagement, Klimatisierung, Wärmepumpe, Beschlagfreihaltung, Fluidkreislauf, Systemsimulation

Teilprojektleiter:

Joachim Haug
MAHLE Behr GmbH & Co.KG
Mauserstr. 3, 70469 Stuttgart
Tel.: 0711 / 501 47024
Fax: 0711 / 501 44 47024

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	2
1. Zusammenfassung	5
1.1. Aufgabenstellung	6
1.2. Gesamtprojekt	6
1.3. Teilvorhaben	10
1.4. Voraussetzungen des Teilvorhabens	10
1.5. Planung und Ablauf des Teilvorhabens	11
1.6. Anknüpfung an Stand der Wissenschaft und Technik, Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte	13
2. Verwendung der Zuwendung und des erzielten Ergebnisses im Einzelnen, mit Gegenüberstellung der vorgegebenen Ziele	16
2.1. Festlegung der Fahrzeugkomponenten des Basisfahrzeugs (AP240)	17
2.2. Aufbau des Wärmepumpensystems mit verfügbaren Komponenten (Messstaffel 1) ..	17
2.3. Auslegung Kühlmittelpumpen	19
2.4. Auslegung Außenwärmeübertrager	19
2.5. Auslegung indirekter Verdampfer (iEvap)	19
2.6. Innerer Wärmeübertrager	20
2.7. Indirekter Kondensator	20
2.8. Heizkörper und Kühlkörper	20
2.9. Weitere Komponenten	21
2.10. Ergebnisse der ersten Messstaffel (AP 350)	21
2.11. Zu vermessende Betriebszustände	21
2.12. Ergebnisse des Heizbetriebs	23
2.13. Ergebnisse des Kühlbetriebs	24
2.14. Ergebnisse des Reheat Betriebs	24
2.15. Ergebnisse des Abtaubetriebs	29
2.16. Übertrag der Ergebnisse auf die Kältekreislaufsimulation (AP 380)	31
2.17. Validierung der Simulation im Reheat Betrieb	32
2.18. Validierung der Simulation des Abtaubetriebs	33
2.19. Simulationsergebnisse des Wärmepumpensystems	34
2.20. Sensitivitätsanalyse der Komponenten	34
2.21. Untersuchung der Eignung von Taktmagnetventilen zur Sicherstellung der Funktionalität des Reheat und Abtau Betriebs	35

2.22. Untersuchung Reheat Konzepte - Taktmagnetventil gegenüber Proportionalventil	36
2.23. Untersuchung Abtau Konzepte - Taktmagnetventil gegenüber Proportionalventil	37
2.24. Platzierung der sekundären Wärmequelle zur Optimierung des Abtauens	38
2.25. Ansätze zur energetischen Optimierung des Wärmepumpensystems	42
2.26. Variation des Volumenstroms	42
2.27. Platzierung des Zuheizers	45
2.28. Reheat	47
2.29. Tieftemperaturkühlmittel	49
2.30. Begründung für den Wechsel des Kältemittels von R134a auf R744 (CO ₂)	53
2.31. Ausgangssituation	53
2.32. Volumetrische Kälteleistung	54
2.33. Druckbegrenzung	55
2.34. Folgen der Druckbegrenzung für das Wärmepumpensystem	57
2.35. Konsequenzen aus den Messergebnissen und den Stoffeigenschaften	58
2.36. Folgen des Kältemittelwechsels für die Komponenten des Wärmepumpensystems	61
2.37. Aufbau des Wärmepumpensystems mit ersten Funktionsmustern und dem Kältemittel R744 (2. Messstaffel; „R744/1“)	62
2.38. Auslegung der R744 Komponenten	62
2.39. Ergebnisse des AC Betriebs der 2. Messstaffel („R744/1“)	65
2.40. Ergebnisse der 2. Messstaffel im Wärmepumpenbetrieb („R744/1“)	65
2.41. Ergebnisse der 2. Messstaffel des Reheat Betriebs („R744/1“)	67
2.42. Kennfeld zur Simulation des Wärmepumpensystems mit R744	72
2.43. Aufbau des Wärmepumpensystems mit verbesserten Funktionsmustern und dem Kältemittel R744 (3. Messstaffel; „R744/2“)	72
2.44. Veränderte Komponenten gegenüber der 2. Messstaffel	72
2.45. Ergebnisse des Wärmepumpen Betriebs der 3. Messstaffel („R744/2“)	73
2.46. Ergebnisse des AC-Betriebs der 3. Messstaffel („R744/2“)	77
2.47. Ergebnisse des Reheat Betriebs der 3. Messstaffel („R744/2“)	77
2.48. Ergebnisse der Klimastfälle der 3. Messstaffel („R744/2“)	79
2.49. Package- und Gewichtsanalyse	83
2.50. Packageanalyse	83
2.51. Gewichtsanalyse	84
2.52. Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	86
2.53. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	87
2.54. Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere der Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans	87

2.55. Wirtschaftlicher Nutzen	87
2.56. Wissenschaftlicher Nutzen	87
2.57. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Anschlussfähigkeit	88
2.58. Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen.....	88
2.59. Veröffentlichungen	88
3. Literaturverzeichnis	90
Abkürzungsverzeichnis.....	91
4. Abbildungsverzeichnis.....	93
5. Tabellenverzeichnis.....	96

1. Zusammenfassung

Bisherige Untersuchungen zur Wärmepumpe gehen meist von einer Erweiterung der bestehenden Klimaanlage um eine Wärmepumpenfunktion aus. Dadurch ergeben sich komplexe kältemittelseitige Verschaltungen, die zur Abbildung des Heizens, des Kühlens sowie des Entfeuchtens der Fahrgastkabine notwendig sind. Durch die Einbindung einer Batteriekühlung zur Temperierung der Batterie wird die Verschaltung nochmals komplexer. Aufgrund dieser Komplexität werden viele Kältemittelleitungen sowie Kältemittelabschalt- und -umschaltventile nötig, die beim Start des Projekts bezüglich der Kosten und Verfügbarkeit die Wärmepumpe im Automotive Bereich in Frage stellten. Desweiteren kann eine Kältemittelverlagerung in nicht genutzte Zweige des Kältekreislaufs stattfinden.

Im hier vorliegenden Teilvorhaben soll die Komplexität des Systems reduziert sowie die Problematik der Kältemittelverlagerung durch einen zweiten Kreislauf mit Kühlmittel als Fluid realisiert werden. Als Quelle wie auch als Senke wird Kühlmittel verwendet; es ergibt sich ein einfacher Kältekreislauf für die Wärmepumpe. Dadurch besteht kein Risiko einer Kältemittelverlagerung, die Komplexität des Systems auf der Kältemittelseite wird verringert und die Kosten der notwendigen Kühlmittelventile sollten im Vergleich zu den Kältemittelventilen aufgrund Skaleneffekten geringer sein.

Im Rahmen des Teilprojekts wurden drei indirekte Wärmepumpensysteme erforscht. Die dafür notwendigen Kühlmittelventile wurden vom Projektpartner Bosch erforscht und bereitgestellt. Das erste System wurde mit dem Kältemittel R134a („R134a“) erstellt, das zweite System mit ersten Funktionsmustern des Kältemittels R744 („R744/1“), das dritte mit verbesserten Funktionsmustern und dem Kältemittel R744 („R744/2“).

Die Ergebnisse zeigen durch die zusätzlichen Wärmeübergänge ein Leistungs- und COP Minderung im Vergleich zu einer direkten (Luft/Luft-) Wärmepumpe. Bei Außentemperaturen kleiner -7 °C wird die zur Erreichung des stationären Kabinenkomforts benötigte Heizleistung nicht erreicht, eine Zuheizung ist notwendig. Im Vergleich zu einer konventionellen elektrischen Zuheizung, wie sie heute üblicherweise in E-Fahrzeugen verwendet wird, ergeben sich jedoch deutliche Vorteile hinsichtlich des elektrischen Leistungsbedarfs. Das Gesamtvorhabensziel der Reduktion des Energiebedarfs beim Beheizen des Fahrzeugs von 50% bei 0 °C Außentemperatur konnte mit den indirekten Wärmepumpen deutlich übererfüllt werden. Erzielt wurden bis zu 67% Einsparung des Leistungsbedarfs in diesem Betriebspunkt. Selbst bei -7 °C ergibt sich noch ein deutlicher Vorteil trotz des wie beschrieben notwendigen Einsatzes einer elektrischen Zuheizung. Dies und der Einsatz des maximal möglichen Umluftanteils für den noch kein Beschlag an den Scheiben auftritt (Umfang des Teilprojekts der Projektpartner Daimler und Sitronic) führt nach den Gesamtfahrzeugsimulationen, welche durch

den Projektpartner FKFS in dessen Teilvorhaben durchgeführt wurden, zu einer Reichweitereinerhöhung eines E-Fahrzeugs im Stadtverkehr um maximal 33% im Vergleich zu einem Fahrzeug mit rein elektrischem Zuheizsystem und Frischluftbetrieb im Heizen.

Verglichen zum Basisfahrzeug (Kältekreislauf mit luftseitigem HV-PTC) erhöht sich das Gewicht durch die zusätzlichen Wärmeübertrager der indirekten Systeme. Gegenüber einer Luft/Kühlmittel-Wärmepumpe ist das Gesamtgewicht jedoch vergleichbar.

1.1. Aufgabenstellung

Im Rahmen des Gesamtprojekts „Ganzheitliches Thermomanagement im E-Fahrzeug“ (GaTE) werden neuen Anforderungen des E-Fahrzeugs auf Basis einer Nutzer- und Nutzungsverhaltensanalyse erarbeitet. Daneben dient eine Recherche über vorhandene Fahrzyklen und Auslegungsfälle dazu, Referenzprofile zu erstellen, die als Bewertungsgrundlage für neue Komponenten und Systeme eingesetzt werden. Typische Fahrzustände des E-Fahrzeugs wie Rekuperieren, Boosten, etc. werden darin ebenso berücksichtigt, wie Höhenprofile und globale klimatische Unterschiede, die je nach Einsatzgebiet stark variieren können. Aufbauend auf einem generischen Fahrzeug, das aus den Ergebnissen der Nutzungsanalyse hervorgeht, werden die wesentlichen Energieflüsse untersucht, die im Betrieb von Elektrofahrzeugen auftreten. Die Energieflüsse stellen die Grundlage für die weitere Komponenten- und Systemforschung dar (Arbeitspaket 200).

Die Erforschung eines effizienten Kühl- und Klimasystems baut in „GaTE“ auf der Untersuchung einer Kühlmittel/Kühlmittel-Wärmepumpe (Quelle und Senke: Kühlmittel) mit optimierten Ventilkonzepten auf (Arbeitspakete 300, 400, 500). Diese gewährleisten einen zuverlässigen, kostengünstigen und energieeffizienten Einsatz. Die Reduzierung der Antriebsleistung dieses Systems kann u. A. durch die Erhöhung des Umluftanteils erreicht werden (Arbeitspaket 200). Die daraus resultierende erhöhte Beschlagsneigung in der Passagierkabine wird durch die Verwendung eines neuartigen Beschlagssensors detektiert (Arbeitspaket 600). Die effiziente Einbindung neuer Kabinensensorik vervollständigt ein ganzheitliches Thermomanagement von Elektrofahrzeugen.

1.2. Gesamtprojekt

Das Thermomanagement des E-Fahrzeugs hat gegenüber dem Thermomanagement konventioneller Fahrzeugen einen sehr viel höheren Stellenwert in der Fahrzeugkonzeption. Es muss sichergestellt werden, dass die heute übliche Lithium-Ionen Batterie in einem engen

Temperaturband von ca. 15-35°C gehalten werden, da bei hohen Temperaturen die Batterielebensdauer und bei niedrigen Temperaturen die Batterieleistung absinkt. Weiterhin müssen die Antriebsstrangkomponenten ebenfalls in ihrem Temperaturfenster gehalten werden (Abbildung 1.1).

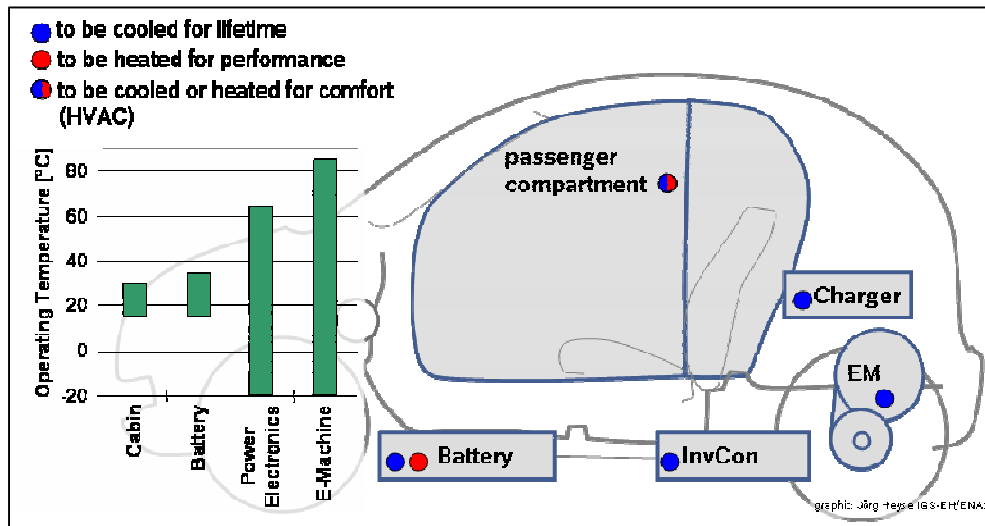


Abbildung 1.1: Temperaturanforderungen von Kabine, Batterie, Leistungselektronik und E-Maschine

Eine weitere Änderung zu konventionellen Fahrzeugen ist die geringe Abwärme des Antriebsstrangs. Prinzipiell ist das erwünscht, allerdings muss die Kabine im Winter durch anderweitige Wärmequellen wie elektrische Heizung, Wärmepumpe oder Brennstoffzuheizer beheizt werden. Bei rein elektrischer Heizung würde bei -20°C Außentemperatur die Reichweite bis auf 35% der Nominalreichweite absinken. Dies ist bei heute maximalen Reichweiten von 200 km wenig akzeptabel (Abbildung 1.2).

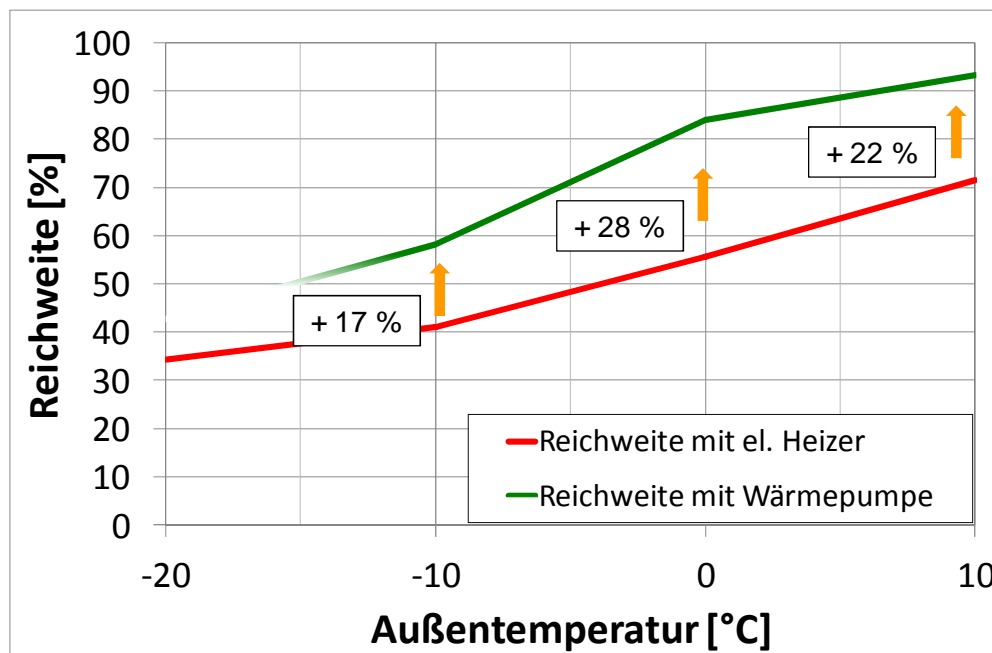


Abbildung 1.2: Reichweitenreduktion durch Fahrzeugklimatisierung [Quelle: MAHLE]

Ziel dieses Vorhabens ist es also, den elektrischen Energiebedarf für die Fahrzeugklimatisierung und die Temperierung der Komponenten des Antriebs gegenüber heutigen Lösungen zu minimieren und die Reichweite des E-Fahrzeugs unter Berücksichtigung möglichst geringer Systemkosten zu maximieren.

Die Anforderungen des Thermomanagements an Komponenten und Systeme sollen erarbeitet und mögliche Verbesserungsansätze hinsichtlich Kosten und Effizienz bewertet werden. Ein wesentlicher Lösungsansatz zur geringeren Leistungsaufnahme der Fahrzeugklimatisierung ist der Einsatz einer Wärmepumpe und eines Beschlagssensors, optimiert auf den Einsatz im E-Fahrzeug, welche im Rahmen dieses Vorhabens erforscht und als Versuchsmuster aufgebaut werden sollen. Das Zusammenspiel des Umluftbetriebs im Thermomanagement des Gesamtfahrzeugs soll untersucht werden.

Durch eine zuverlässige Beschlagsdetektion an den Fahrzeugscheiben bei verschiedenen Klimabedingungen und Fahrsituation mit Hilfe eines Beschlagssensors kann der Energiebedarf zur Heizung durch einen maximal möglichen Umluftbetrieb reduziert werden. Die Leistung kann um bis zu 60 % bei 100 % Umluft verringert werden (Erhaltungsklimatisierung, stationärer Betrieb). Der maximal mögliche Umluftanteil kann jedoch durch die geforderte Beschlagsfreiheit der Scheiben und der Luftqualität in der Kabine z.T. deutlich reduziert sein.

Eine Wärmepumpe alleine kann bei 0°C gegenüber einer Kabinenbeheizung mit elektrischem Zuheizung die Reichweite um ca. 30% erhöhen (Abbildung 1.2). Die Anforderungen an das Klimasystem sind prinzipiell in Abbildung 1.3 dargestellt.

Im Besonderen soll hierzu der Ansatz einer Kühlmittel-/Kühlmittel-Wärmepumpe einer sog. indirekten Wärmepumpe gewählt werden, um neben der verbesserten Effizienz auch dem Anspruch möglichst geringer Systemkosten gerecht zu werden. Der Kostenvorteil liegt darin begründet, dass die für die Wärmepumpe notwendigen kühlmittelseitigen Ventile durch einen Baukastenansatz von den höheren Stückzahlen der Ventile für konventionelle Fahrzeuge profitieren können. Im Gegensatz dazu müssen bei der direktverdampfenden Wärmepumpe die Kältemittelventile originär für den Wärmepumpeneinsatz adaptiert werden. Die geringen Stückzahlen, auf die die hohen Forschungskosten der Kältemittelventile umgelegt werden müssen, führen zu einer hohen Kostenbelastung des E-Fahrzeugs und damit letztlich zu keiner Kundenakzeptanz.

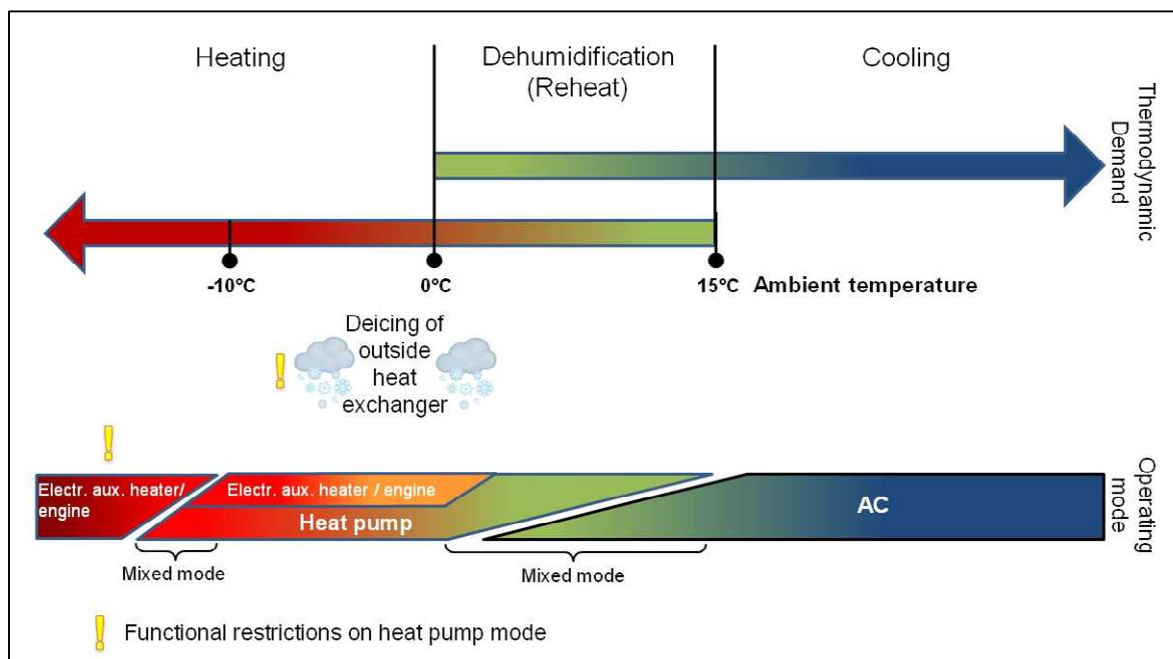


Abbildung 1.3: Funktionale Anforderung eines Klimasystems an eine Wärmepumpe

Weiterhin sind für die optimale Verteilung der Wärmeströme in Antriebsstrang und Wärmepumpe mehrere Kühlmittelventile in verschiedenen Ausführungen notwendig. Ein weiterer Schwerpunkt dieses Vorhabens soll deren Erforschung und Darstellung als Versuchsmuster für den Einsatz im E-Fahrzeug sein.

1.3. Teilvorhaben

Zur Heizung des Innenraums bei Elektrofahrzeugen werden heute fast ausschließlich luft- oder wasserseitige elektrische Hochvolt-Heizer (PTCs) eingesetzt. Diese Heizer haben einen Wirkungsgrad nahe 1. Vergleicht man die benötigte Heizleistung eines Fahrzeugs mit der durchschnittlichen Antriebsleistung des Fahrzeugs im innerstädtischen Anteil eines Referenzzyklus ergeben sich folgende Verhältnisse [5]:

- benötigte Antriebsleistung: ~ 2,5 kW
- benötigte Heizleistung bei 0°C und 100 % Frischluft: ~ 3 kW

Hieraus ist ersichtlich, dass die benötigte Heizleistung ungefähr der Antriebsleistung entspricht. Daraus folgt bei einer Batterie mit 20 kWh Energieinhalt und einem elektrischen Heizer eine Reichweitenreduzierung von ~ 45 % [1]. Ziel des Teilvorhabens ist es mittels der Technologie der Wärmepumpe, und damit der Nutzung der Wärme der Umgebungsluft, die Leistungsziffer auf Werte über 1 zu erhöhen und damit die Reichweitenreduzierung zu minimieren.

Die Wärmepumpe ist momentan hauptsächlich in der Stationärtechnik (Haushalt) verbreitet. Im Automotivebereich wurden immer wieder Anstrengungen unternommen diese Technik in Serie zu bringen. Durchgesetzt hat sich die Wärmepumpe hierbei nicht. Ein Grund hierfür ist die hohe Komplexität und die damit einhergehenden hohen Kosten des Systems.

Der Lösungsweg, den die Firma MAHLE in diesem Förderprojekt verfolgt, ist die Darstellung und Untersuchung einer Kühlmittel/Kühlmittel Wärmepumpe (Wärmequelle und -senke: Kühlmittel) mit einem kompakten und damit sehr viel einfacheren und kostengünstigeren Kältekreislauf sowie die zugehörige Peripherie zum Beheizen und Kühlen sowohl der Kabine als auch der Batterie eines E-Fahrzeugs im Vergleich zu bisherigen Anwendungen.

1.4. Voraussetzungen des Teilvorhabens

Die MAHLE Behr GmbH beschäftigt sich intensiv mit dem effizienten Thermomanagement von Fahrzeugen. 2009 wurden im Rahmen des Projekts „eco-heat“ [5] unterschiedliche Maßnahmen zur schnelleren und effizienteren Aufheizung der Fahrgastzelle untersucht. Darin wurden unter anderem der Teilumlufbetrieb während der Aufheizphase unter Berücksichtigung der Beschlagsbildung an den Scheiben, eine Wärmerückgewinnung aus dem Abgas und die Unterbindung der Motorraumdurchströmung während des Motorwarmlaufs untersucht. Die Versuche ergaben eine Verbesserung des Aufheizverhaltens des Fahrgastinnenraums durch die Implementierung einer auf den Taupunkt der Frontscheibe geregelten Teilumlufschaltung um bis zu 5 K im untersuchten Fahrzyklus.

Am Klimasystemprüfstand wurden grundlegende Messungen zum Betrieb einer Luft/Luft- und einer Luft/Kühlmittel Wärmepumpe mit den Kältemitteln R134a und R1234yf durchgeführt [1]. Dabei wurden unterschiedliche Drosselorgane und Verschaltungsvarianten bezüglich ihrer Leistung und Effizienz bewertet.

Im Fahrzeug wurden 2011/12 Grundlagenuntersuchungen zum Auftreten des Vereisens des Außenwärmeübertragers durchgeführt. Ziel der Untersuchungen war die Ermittlung der statistischen Häufigkeit des Vereisens und die daraus resultierenden Maßnahmen für den Erhalt des Klimakomforts im Fahrzeuginnenraum während Enteisungsphasen bei einer Luft-/Kühlmittel Wärmepumpe.

1.5. Planung und Ablauf des Teilvorhabens

Das Gesamtprojekt „GaTE“ sah die folgenden Meilensteine vor:

Meilenstein 1:

- Abschluss Analyse Nutzerverhalten, Festlegung der Fahrzeugparameter
- Abschluss erste Konzeptuntersuchungen Wärmepumpe
- Eingrenzung Lösungsraum Ventile

Meilenstein 2:

- Konzeptentscheidung Wärmepumpe
- Konzeptentscheidung Ventil
- Festlegung der Kühlkreislaufarchitektur
- Erste Simulationsergebnisse des Kabinenmodells

Meilenstein 3 (Zentraler Meilenstein):

- Funktionsmuster Ventile aufgebaut und funktionsfähig
- Nachweis der Wirksamkeit der optimierten Komponenten der Wärmepumpe
- Anforderungen für Innenraumsensorik konzeptionell umsetzbar
- 1D-Simulation des Gesamtsystems erstellt; Erarbeitung von Optimierungspotenzialen

Projektende:

- Aufbau Systemprüfstand mit Wärmepumpe und Ventilen als Demonstrator
- Funktionsnachweis Innenraumsensor in einem Fahrzeug
- Darstellung der realisierten Verbesserungen

Den zeitlichen Ablauf der Meilensteinplanung zeigt Abbildung 1.4.

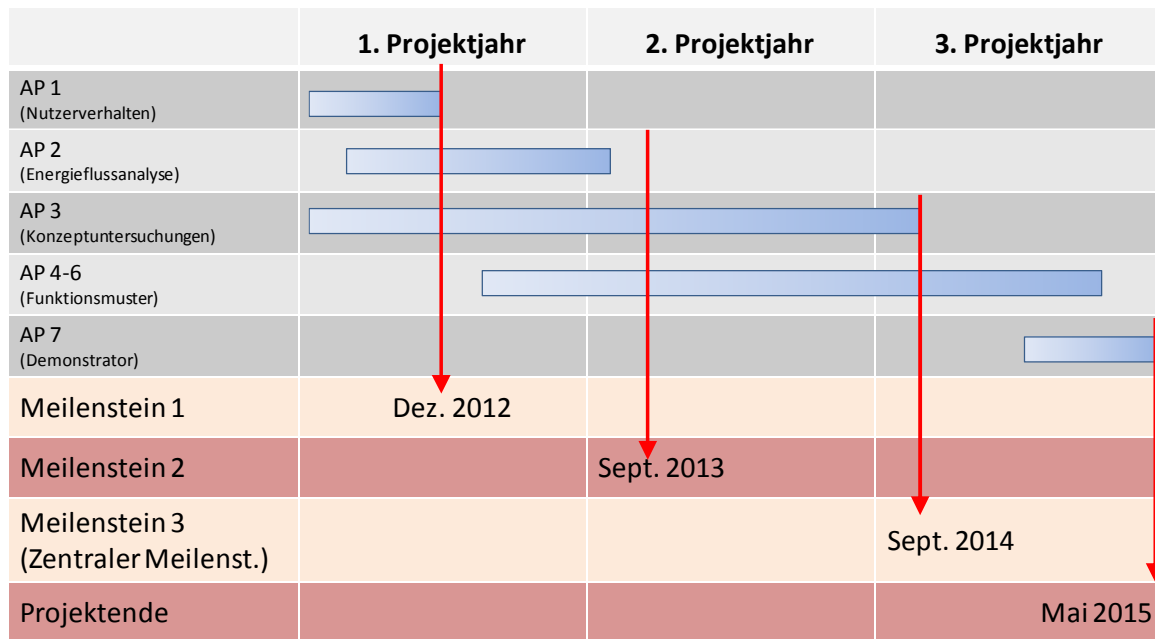


Abbildung 1.4: Meilensteinplanung des Gesamtvorhabens

Hieraus und aus der in der Gesamtvorhabensbeschreibung [7] detailliert aufgeführten Arbeitspaketplanung ergab sich die Planung des Teilvorhabens nach Antragsstand (Vgl. Abbildung 1.5).

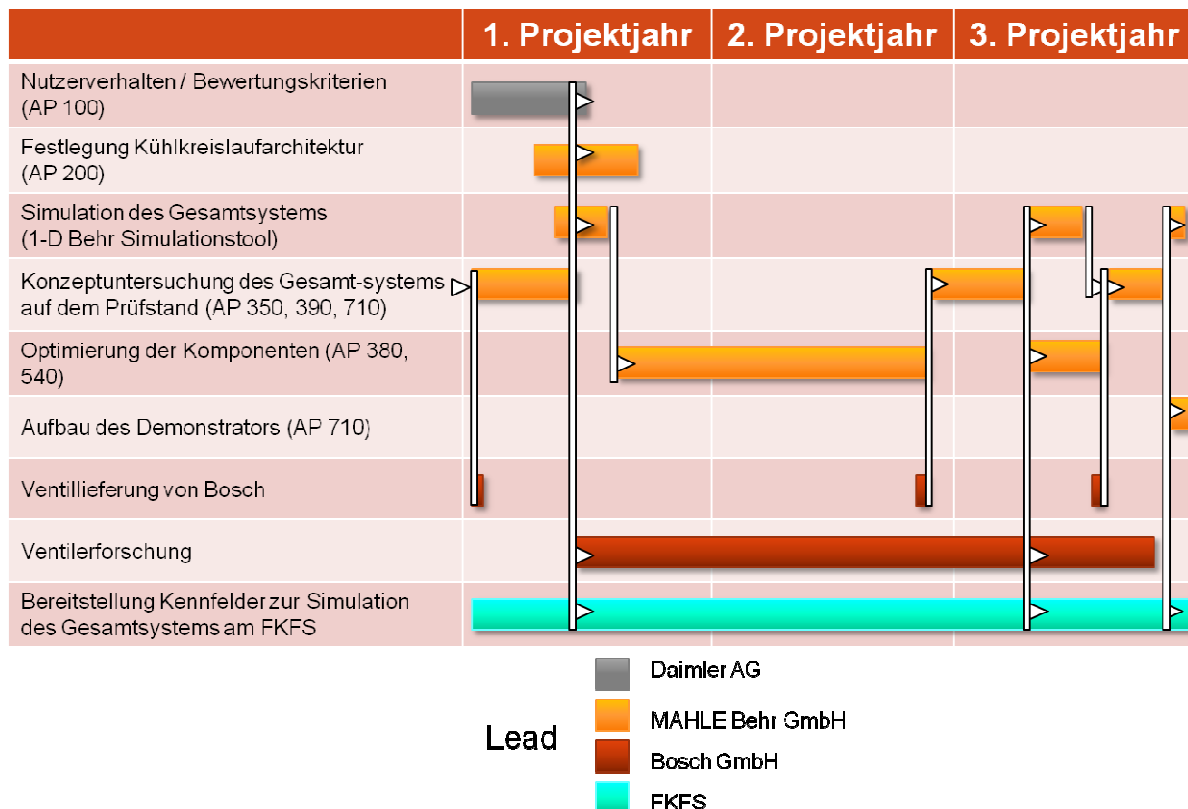


Abbildung 1.5: Planung des Teilvorhabens

Die Arbeitsinhalte der einzelnen Arbeitspakete des Teilvorhabens wurden in der Teilvorhabensbeschreibung [18] detailliert beschrieben.

Zusammengefasst waren inklusive des Demonstratorsystems insgesamt 4 Prüfstandsstaffeln mit 3 Verbesserungsschleifen der Komponenten vorgesehen.

Abweichend von der Planung wurde aufgrund erster Ergebnisse der Messungen ein Wechsel des Kältemittels vollzogen. Die Meilensteinplanung des Gesamtvorhabens war dadurch nicht betroffen. Die Änderung konnte kostenneutral mit einer projektinternen Verschiebung von Mitteln realisiert werden.

Eine weitere Änderung war der Wegfall des Aufbaus des Demonstrators auf dem Systemprüfstand am Ende des Projekts. Die Teilvorhabenziele waren bereits erreicht, eine weitere Untersuchung hätte damit nicht der Angemessenheit der Mittelverwendung entsprochen.

1.6. Anknüpfung an Stand der Wissenschaft und Technik, Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte

Beim konventionellen Fahrzeug mit Verbrennungsmotor wird die beim Verbrennungsprozess entstehende Abwärme entweder an die Umgebung abgeführt, bzw. im Winterbetrieb teilweise zur Innenraumtemperierung genutzt. Diese Abwärme steht beim E-Fahrzeug aufgrund der deutlich gesteigerten Wirkungsgrade der Antriebsstrangkomponenten nicht in ausreichendem Maße zur Verfügung. Dieses „Heizleistungsdefizit“ wird beim Stand der Technik meist durch elektrische Zuheizer (direkt luftseitig oder kühlmittelseitig) ausgeglichen. Diese elektrischen Heizer haben einen Wirkungsgrad elektrisch zu thermisch von nahezu 1. Geht man entsprechend der in Abbildung 4 dargestellten Betrachtung von einer benötigten Heizleistung von 3 kW aus, einer Batteriekapazität von 20 kWh und einer Antriebsleistung von 2,5 kW bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 18,3 km/h lässt sich vereinfacht folgende Rechnung aufstellen.

$$\text{Reichweite[km]} = \frac{\text{Batteriekapazität[kWh]}}{(\text{Antriebsleistung[kW]} + \text{Heizleistung})} \cdot \text{Durchschnittsgeschwindigkeit[km/h]}$$

Damit ergibt sich ohne Heizung des Innenraums eine theoretische Reichweite des E-Fahrzeugs von 146 km. Mit der Temperierung des Innenraums und einem Wirkungsgrad von eins verringert sich dieser Wert auf 81 km, d.h. die Reichweite sinkt auf 55 % ihres Wertes. Solche elektrische Heizer sind momentan beispielsweise beim Mitsubishi i-MiEV [2] verbaut. Eine weitere Möglichkeit Heizleistung bereitzustellen ohne die Fahrbatterie über Gebühr zu belasten ist der Einsatz eines Brennstoffheizers. Hierbei wird durch die Verbrennung von Kraftstoff (fossile Brennstoffe, Bioethanol,...) Kühlwasser erwärmt und kann damit die Tem-

perierung der Batterie und des Innenraums übernehmen. Der Kraftstoffverbrauch eines solchen Brennstoffheizers beträgt ca. 0,4 - 0,6 l/h (Quelle: Eberspächer [3], [4]).

Der in diesem Teilvorhaben betrachtete Ansatz ist die Steigerung der Effizienz des Heizprinzips. Bei einem Wirkungsgrad der bereits nahe eins liegt, gelingt eine Steigerung lediglich über die Verfügbarmachung einer zusätzlichen Wärmequelle, die keine elektrische Energie aus der Traktionsbatterie entnimmt. Bei einem PKW sind diese nutzbaren Energien stark beschränkt, lediglich solare Energie und die in der Umgebungsluft vorhandene Energie sind verfügbar. Die Sonnenenergie wird hier nicht weiter betrachtet, da mit den bisher technisch einsetzbaren Mitteln die benötigte Heizleistung bei weitem nicht erreicht werden kann [6]. Die Wärme aus der Luft zu nutzen kann in einem Wärmepumpenprozess gelingen. Darin wird zusätzlich zu der vom Kältemittelverdichter aufzubringenden Energie (die aus der Batterie stammt) Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau aus der Umgebung aufgenommen und über die Verdichtung auf ein höheres Temperaturniveau „gepumpt“. Der sogenannte „coefficient of performance“ (COP), der über die Nutzleistung zur eingesetzten Leistung berechnet wird und damit einem Wirkungsgrad entspricht, kann so je nach Außentemperatur Werte von deutlich über eins annehmen, da die verwendete Wärme der Außenluft quasi umsonst entnommen wird.

Bisherige Patentanmeldungen und Offenlegungen (US 2006/0137853 A1; WO 2011039275 A1; WO 2011026847 A1, DE 43 41 756 C2, DE 010301006 A1) zur Wärmepumpe gehen meist von einer Erweiterung der bisherigen Klimaanlage um eine Wärmepumpenfunktion aus. Dadurch ergeben sich komplexe kältemittelseitige Verschaltungen, die zur Abbildung des Heizens, des Kühlens sowie des Entfeuchtens der Fahrgastkabine notwendig sind (Abbildung 1.6). Durch die Einbindung einer Batteriekühlplatte zur Temperierung der Batterie (hier nicht dargestellt) wird die Verschaltung nochmals komplexer.

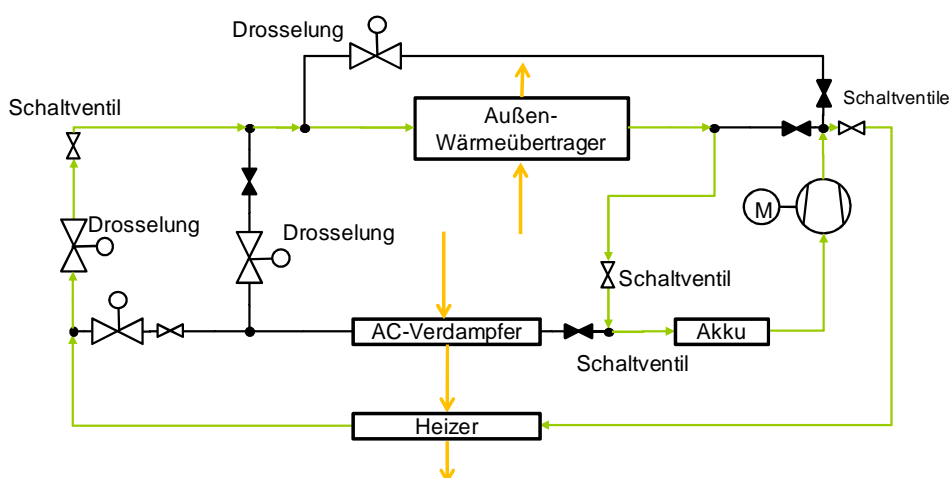


Abbildung 1.6: Kältemittel dominiertes Kreislaufschema einer Fahrzeugklimaanlage mit Wärmepumpe [1]

Im angestrebten Teilvorhaben soll die Reduzierung der Komplexität des Systems durch die Verlagerung der Umschaltmöglichkeit zwischen Wärmepumpenmodus und Kühlmodus auf der Kühlmittelseite realisiert werden (siehe Abbildung 1.7).

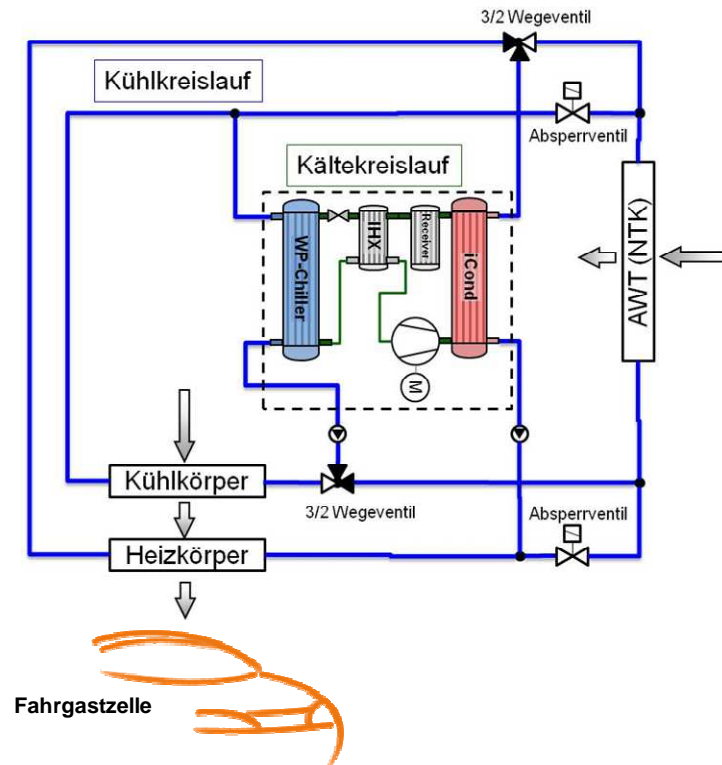


Abbildung 1.7: Kühlmittelseitig dominiertes Kreislaufschema einer Fahrzeugklimaanlage mit Wärmepumpe

2. Verwendung der Zuwendung und des erzielten Ergebnisses im Einzelnen, mit Gegenüberstellung der vorgegebenen Ziele

Das Gesamtprojekt GaTE ist in einzelne Arbeitspakete gegliedert, die in der Gesamtvorhabensbeschreibung [7] beschrieben sind.

Tabelle 2-1: Arbeitspakete des Gesamtvorhabens GaTE

AP 100: Definition des Nutzerverhaltens
Das erste Arbeitspaket dient der Ermittlung und Festlegung einer Referenz, die zum objektiven Vergleich und einer Bewertung der zu erforschenden Komponenten und Systeme herangezogen werden kann. Dazu dienen einerseits kritische Betriebspunkte als Auslegungsfälle, die aus Überlegungen zur Bauteilsicherheit abgeleitet werden können. Andererseits ist die vom Nutzer zu erwartende Beanspruchung des Gesamtsystems hauptsächlich ausschlaggebend für die Effizienz des Fahrzeugs.
AP 200: Analyse der Energieflüsse
Basierend auf den in AP100 definierten Referenzzyklen werden die Energieflüsse in einem E-Fahrzeug nach dem heutigen Stand der Technik untersucht und Optimierungspotenziale für das Thermomanagementsystem abgeleitet.
AP 300: Konzeptuntersuchungen
Die Anforderungen an das Gesamtsystem werden anhand der Ergebnisse aus AP 200 definiert und festgehalten. Die Einzelkomponenten werden ausgelegt und aufgebaut. Die unterschiedlichen Gesamtsysteme werden auf dem Prüfstand (Wärmepumpensysteme und Ventile) oder im Fahrzeug (Feuchtesensorik) vermessen. Anhand der Ergebnisse werden Optimierungsmaßnahmen abgeleitet und durch Versuch und Simulation in die einzelnen Komponenten eingearbeitet. Eine weitere Messung der optimierten Systeme (Wärmepumpengesamtsystem, Sensorik, Ventile) zur Feststellung der Wirksamkeit der Maßnahmen wird durchgeführt.
AP 400: Funktionsmuster Ventile
In AP 400 werden basierend auf AP300 die Funktionsmuster erforscht und für den Einsatz im Systemprüfstand Wärmepumpe aufgebaut.
AP 500: Funktionsmuster Wärmepumpe
Mittels der in den AP 300 und AP 400 dargestellten Komponenten wird ein Gesamtwärmepumpensystem mit Ventilen am Prüfstand aufgebaut und an relevanten Betriebspunkten vermessen. Dazu sollten die Komponenten erprobten Charakter haben und bzgl. beispielsweise Leistung und Package optimiert sein.
AP 600: Funktionsmuster Kabinensensorik
Dieses Arbeitspaket „Funktionsmuster Kabinensensorik“ beinhaltet die Gesichtspunkte, die bei der GaTE-Systemerforschung zu bearbeiten sind, um die optimale Wirksamkeit des Systems im Betrieb zu gewährleisten. Hierfür sind die Aktivitäten auf den Gebieten, Systemwirksamkeit, Qualität, Zuverlässigkeit, Prüfbarkeit/Prüfung, Wartbarkeit/Wartung und Elektromagnetische Verträglichkeit durchzuführen.
AP 700: Demonstrator

Es wird das Wärmepumpengesamtsystem mit Ventilen auf dem Prüfstand demonstriert und die Funktion nachgewiesen. Das optimierte Feuchtmanagement in der Kabine wird anhand eines Fahrzeugs demonstriert.

2.1. Festlegung der Fahrzeugkomponenten des Basisfahrzeugs (AP240)

Die typische Fahrzeugarchitektur des Basisfahrzeugs wurde durch die Projektpartner festgelegt (siehe Abbildung 2.1).

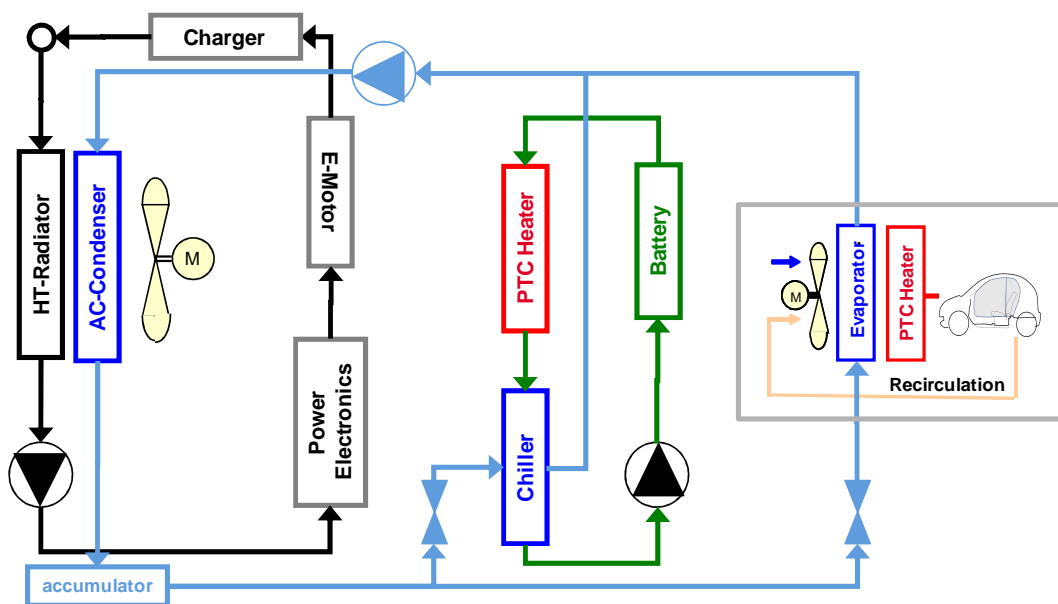


Abbildung 2.1: Festlegung der Fahrzeugkomponenten

Hierbei ist in schwarz der Hochtemperaturkreislauf des E-Fahrzeugs dargestellt, in blau der Kältekreislauf, in grün der Niedertemperaturkreislauf zur Temperierung der Batterie und in orange der Luftpfad für die Kabinentemperierung. Somit ergibt sich für den Kältekreislauf eine Zwei-Verdampfer Situation mit Kabinenverdampfer und Batteriechiller.

Die Daten bezüglich Anforderungen an das Thermomanagement, Betriebsbedingungen, Arbeitstemperaturbereiche der Leistungselektronik, des Elektromotors, der Batterie, etc. sind im Lastenheft (s. [13]) beschrieben.

2.2. Aufbau des Wärmepumpensystems mit verfügbaren Komponenten (Messstaffel 1)

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Arbeitspakete 240, 320 und 350 entsprechend der Teilvorhabensbeschreibung [18] beschrieben.

Zur Darstellung des Wärmepumpensystems und der Peripherie zur Temperierung des Fahrgastinnenraums und der Fahrbatterie sind folgende Komponenten notwendig (s. auch Abbildung 1.7):

	MAHLE Komponenten	Weitere Komponenten
kältemittelseitig	indirekter Kondensator (i-Cond)	Expansionsventil
	indirekter Verdampfer (Chiller);	Kältemittelverdichter mit Ansteuerbox
	Innerer Wärmeübertrager (IHX)	Kältemittel
	Kältemittelsammler, Kältemittel R134a	Verrohrung
kühlmittelseitig	Niedertemperaturkühler (Außenwärmeübertrager)	Kühlmittelventile
	Kühlkörper	Kühlmittelpumpen
	Heizkörper	Schläuche

Der indirekte Kondensator und der indirekte Verdampfer waren zu Beginn des Projekts im Hause MAHLE bereits als Demonstratorbauteile vorhanden. Die ursprüngliche Zielrichtung für beide Bauteile entspricht jedoch nicht der Funktion in einem Wärmepumpensystem. So wurde der indirekte Kondensator als möglicher Ersatz für den luftgekühlten Kondensator angedacht, der Chiller dient der Batteriekühlung.

Im Gegensatz dazu ist der innere Wärmeübertrager, beispielsweise in Stapelscheibenbauweise, noch nicht als Demonstrator bei MAHLE verfügbar. Bisherige Erfahrungen mit dieser Art Bauteil wurden nur in der Wärmeträgerpaarung einphasig flüssig und zweiphasig flüssig/gasförmig gemacht.

Ähnlich verhält es sich mit der Komponente Kühlkörper. Der Kühlkörper, in der im ersten Schritt angedachten Bauweise, entspricht äußerlich einem Verdampfer der Fa. MAHLE. Durch die veränderte Funktionsweise des Bauteils (kältemitteldurchflossen mit Verdampfung vs. kühlmitteldurchflossen) werden sich aus ersten Erfahrungen im Betrieb des Systems neue Anforderungen ergeben, die bisher nur sehr schwer abzuschätzen sind.

Dasselbe gilt für den Niedertemperaturkühler, der im Portfolio der Fa. MAHLE durchaus vorhanden ist. Allerdings ist die Funktion des Kühlers bisher die Wärmeabgabe, nicht die Wärmeaufnahme.

Der Sammler und der Heizkörper aus dem Hause MAHLE werden unverändert übernommen, da sie bei der Betriebsweise des Wärmepumpensystems dieselbe Funktion wie bisher innehaben.

Die restlichen, für das System notwendigen, Bauteile sind Standardkomponenten, die frei auf dem Markt verfügbar sind.

Bei den angesprochenen Komponenten ist das Funktionsprinzip bekannt, die Auslegung auf die erwarteten Betriebsverhältnisse musste im vorliegenden Förderprojekt durchgeführt werden. Diese Auslegungen werden bei Standardkomponenten im Hause MAHLE mit dem hausinternen, eindimensionalen Simulationstool durchgeführt. Das vorliegende Projekt sah hierbei keine Standardkomponenten vor, so dass im Einklang mit den Teilvorhabenszielen eine Anpassung des Simulationsprogramms erfolgen musste.

2.3. Auslegung Kühlmittelpumpen

Im Simulationstool konnten vor Projektstart unterschiedliche Kühlmittelpumpen simuliert werden. Haupteinsatzgebiet im Hause MAHLE sind dabei Kühlmittelkreisläufe des Verbrennungsmotors, das Fluid ein Gemisch aus Wasser/Glykol im Mischungsverhältnis 50/50 Vol.-%. Diese Kreisläufe werden meist bei hoher Temperatur (70 – 100°C) betrieben, die Viskosität des Fluides ändert sich in diesem Betriebsbereich nur geringfügig. Aufgrund dessen wurde bis zum Beginn dieses Projekts das Verhalten der Pumpe unabhängig von der Viskosität berechnet. Beim Einsatz in einer Wärmepumpenarchitektur ergibt sich auf der wärmeaufnehmenden Seite ein Temperaturniveau deutlich unterhalb der Umgebungstemperatur. Hier spielt der Viskositätseinfluss auf das Betriebsverhalten eine entscheidende Rolle. Mittels detaillierter Pumpenkennlinien, die der Verbundpartner Bosch bereitstellte, konnte erstmals der Einfluss im Simulationsmodell berücksichtigt und validiert werden.

2.4. Auslegung Außenwärmeübertrager

Im Gesamtvorhaben GaTE wurde kein reales Fahrzeug aufgebaut, lediglich eine Fahrzeuggrößenklasse (B-Segment) wurde festgelegt. Die Abmaße des Außenwärmeübertragers, der im fiktiv angenommenen E-Fahrzeug im Frontend verbaut ist, hängt maßgeblich von der Größe und des Designs des Fahrzeugs ab. Ohne ein reales Fahrzeug wird daher auf eine Größe des Außenwärmeübertrages aus einem MAHLE internen Projekts mit Wärmepumpe zurückgegriffen, um eine Referenz des angestrebten Wärmepumpensystems nutzen zu können. Für die Auslegung waren die Leistungsfähigkeit bei geringer Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft und Kühlmittel, der kühlmittelseitige Druckabfall bei tiefen Kühlmitteltemperaturen (-10°C und weniger) und das Wasserablaufverhalten bei Auskondensation von Wasser aus feuchter Luft maßgeblich.

2.5. Auslegung indirekter Verdampfer (iEvap)

Die Auslegung von Chillern zur Kühlung von Batterien beruht auf einer Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Kältemittel von ca. 30 K. Dieser Wert folgt aus der Annahme einer optimalen Betriebstemperatur der Batterie zwischen 20 und 30 °C und einer Verdampfungstemperatur des Kältemittels beim normalen Klimaanlagebetrieb von 0°C.

Bei der Verdampfung im Verdampfer der Klimaanlage ändert sich die Temperatur des Kältemittels aus thermodynamischen Gründen wenig. Beim Übergang von einer kältemittel- auf eine kühlmitteldominierte Verschaltung wird der Verdampfer (kältemitteldurchflossen) von einem Kühlkörper (kühlmitteldurchflossen) ersetzt. Das Kühlmittel wird nicht verdampft, es erwärmt sich mit steigender Lauflänge immer weiter. Aus Komfort- und regelungstechnischen Gründen ist der maximale Temperaturunterschied über den Wärmeübertrager derzeit auf ca. 5 -10 K begrenzt. Das heißt das Kühlmittel darf auf der Eintrittsseite 5 bis 10 K kälter sein als auf der Austrittsseite. Bei einem geschlossenen Kreislauf ist damit diese sogenannte Temperaturspreizung über den indirekten Verdampfer (iEvap) ebenfalls auf 5 bis 10 K festgelegt; verglichen mit der Temperaturspreizung eines Batteriechillers damit nur 1/3 bis 1/6. Diese geringe Spreizung wirkt sich maßgeblich auf die Baugröße des iEvap aus, im Vergleich zum Batteriechiller muss die wärmeübertragende Oberfläche in erster Näherung das 3 bis 6 fache betragen. Dementsprechend wurde das Bauteil für die ersten Messungen dimensioniert und aufgebaut.

2.6. Innerer Wärmeübertrager

Der innere Wärmeübertrager ist dem Stand der Technik entsprechend in sogenannter koaxialbauweise mit einem Rohr-in-Rohr System aufgebaut. Nachteilig an dieser Bauweise ist die relativ lange Lauflänge von 500 bis 1000 mm. Für die angestrebte Dimension des Wärmepumpensystems ist diese Bauweise nicht zielführend. Die Auslegung eines kompakten Wärmeübertragers ähnlich des indirekten Verdampfers oder des indirekten Kondensators konnte nicht im Simulationstool erfolgen, da keine Erfahrung/Messungen mit diesem Bauteil vorlagen. Aufgrund dessen wurde für die ersten Messungen im Wärmepumpensystem das bereits bekannte Bauteil „Batterie-Chiller“ entgegen der bisherigen Nutzung nicht mit der Stoffpaarung Kältemittel/Kühlmittel sondern mit Kältemittel/Kältemittel aufgebaut.

2.7. Indirekter Kondensator

Ziel der ersten Messungen war, eine möglichst hohe Leistung und Effizienz des Wärmepumpensystems zu realisieren. Aufgrund der systeminhärenten zusätzlichen Wärmeübertragungen wird hinsichtlich des indirekten Kondensators das zu diesem Zeitpunkt leistungsstärkste Bauteil herangezogen.

2.8. Heizkörper und Kühlkörper

Es wird erwartet, dass das Wärmepumpensystem sowohl beim Heizen als auch beim Kühlen gegenüber direkten Systemen Leistungs Nachteile hat. Aufgrund dessen wurde beim Heizkörper und beim Kühlkörper darauf geachtet die Komponenten mit der höchsten spezifischen

Leistung einzusetzen. Die Wahl fiel dabei beim Heizkörper auf ein System mit der höchsten spezifischen Leistung aus dem Hause MAHLE. Der Kühlkörper wurde aus diesem System abgeleitet, der zusätzlichen Anforderung des Kondensatabscheidens wurde mit einer aus dem Verdampfer bekannten Wellrippe Rechnung getragen.

2.9. Weitere Komponenten

Der Verdichter, das Expansionsorgan sowie die Kühlmittelventile sind keine MAHLE eigenen Komponenten. Aufgrund dessen wurden im Automotive Bereich übliche Komponenten verwendet.

2.10. Ergebnisse der ersten Messstaffel (AP 350)

2.11. Zu vermessende Betriebszustände

Für die Vermessung des Wärmepumpensystems auf dem Prüfstand sind fünf unterschiedliche Zustände der Wärmepumpe relevant.

Zustand	Beschreibung
1. Sommerbetrieb („Kühlen“)	Die Wärmepumpe wird als Klimaanlage analog Standardklimaanalgen benutzt; Abwärme wird an die Umgebung abgegeben
2. Winterbetrieb („Heizen“)	Die Wärmepumpe wird als Heizung für das Fahrzeug benutzt, die Wärme wird der Umgebung entnommen
3. Übergang Sommer/Winter („Reheat“)	Die Wärmepumpe wird zum Entfeuchten der Umgebungsluft mit anschließender Wiederaufheizung zum Erreichen der Komforttemperatur im Fahrzeug genutzt
4. Abtaubetrieb („Enteisen“)	Bei Temperaturen um den Gefrierpunkt wird Eis am Außenwärmeübertrager ausfallen und den Luftpfad versperren; es kann keine Wärme mehr aus der Umgebung aufgenommen werden. Der Außenwärmeübertrager wird periodisch abgetaut werden müssen
5. Abwärmennutzung	Die E/E-Komponenten des E-Fahrzeugs geben bei Lastanforderung Abwärme ab. Diese Abwärme kann in der Wärmepumpe genutzt werden

Diese unterschiedlichen Betriebszustände sind in den folgenden Kreislaufschemas (Abbildung 2.2) qualitativ dargestellt.

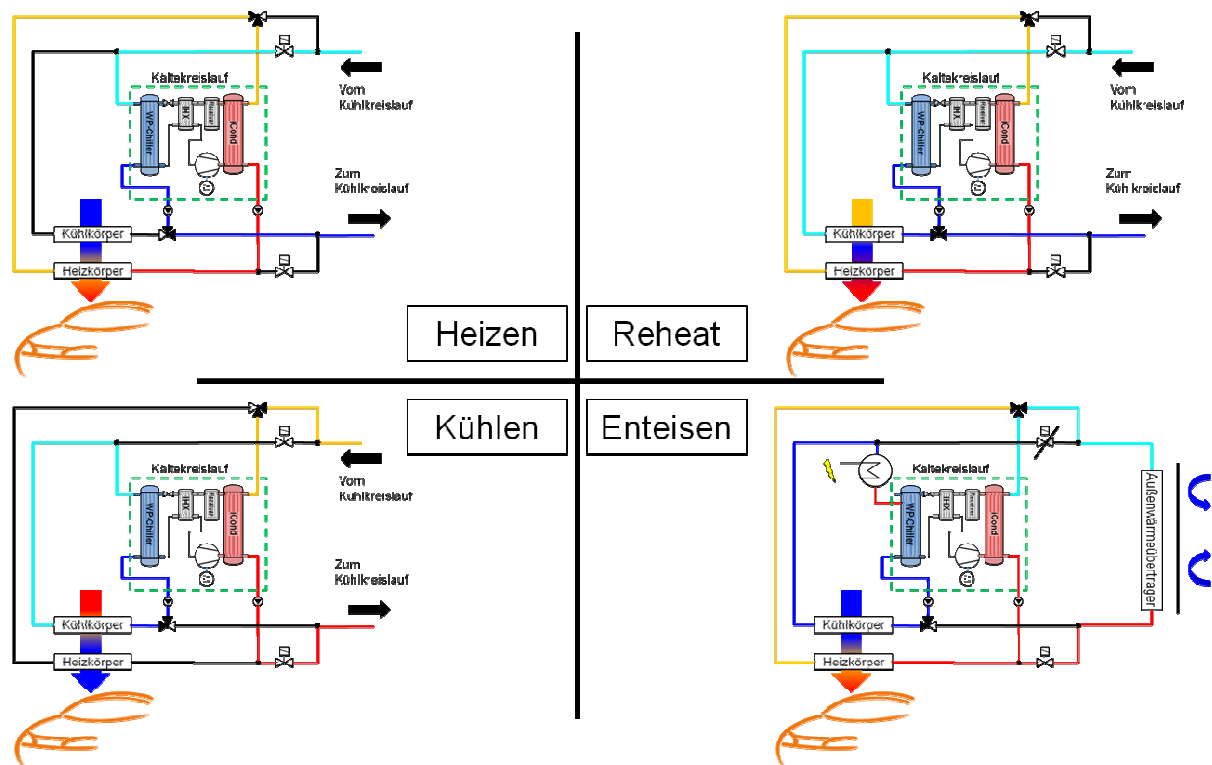


Abbildung 2.2: Verschaltungsvarianten des Wärmepumpensystems

Um ein möglichst umfassendes Kennfeld der Leistungsfähigkeit und Effizienz des Wärmepumpensystems zu erhalten wurde in den beiden Betriebszuständen Heizen und Kühlen folgende Randbedingungen variiert.

- Außentemperatur**
Je nach Außentemperatur muss mehr oder weniger Heiz- oder Kälteleistung zum Erreichen der Komforttemperatur in der Fahrzeugkabine bereitgestellt werden. Die Außentemperatur wird von 40 °C (Kühlen) bis -10°C (Heizen) variiert.
- Drehzahl des Kältemittelverdichters**
Je nach Leistungsanforderung an das System wird mehr oder weniger Kältemittel im System gefördert, vergleichbar mit dem betätigen eines Gaspedals beim PKW. Die Drehzahl des elektrischen Kältemittelverdichters wird von 900 bis 8000 1/min variiert.
- Luftmassenstrom in die Fahrzeugkabine**
Abhängig von der Außentemperatur wird eine bestimmte Luftgeschwindigkeit in die Kabine von den Insassen als angenehm empfunden. Diese Geschwindigkeit hängt nicht nur von den Automobilherstellern, sondern auch maßgeblich von den Gewohnheiten der Fahrzeuginsassen. So wird in Nordamerika vor allem in Sommerlastfällen eine im Vergleich zu Europa höhere Luftgeschwindigkeit bevorzugt. Der Luftmassenstrom ins Fahrzeug wird zwischen 2 bis 9 kg/min variiert.
- Fahrgeschwindigkeit**
Die Fahrgeschwindigkeit wirkt sich über die Luftgeschwindigkeit am Außenwärmeübertrager auf das Wärmepumpensystem aus. Die Luftgeschwindigkeit über den Außenwärmeübertrager wird von 1 bis 3 m/s variiert.

Insgesamt ergaben sich 86 Messpunkte, die ein Kennfeld der Leistungsfähigkeit und Effizienz des Wärmepumpensystems widerspiegeln. Im Hinblick auf das Gesamtprojekt wurden diese Messpunkte für eine Simulationsvalidierung für ein weitaus größeres Kennfeld (ca.

2300 Punkte) zur Simulation des Gesamtfahrzeugs durch den Projektpartner FKFS herangezogen.

Im Reheat Betrieb wurden bei einer repräsentativen Temperatur des Übergangs zwischen Sommer- und Winterbetrieb von 15 °C unterschiedlich starke Luftentfeuchtungen dargestellt um ein Verständnis des Systems, etwaigen Schwächen und ein Maßnahmenpaket für die weiteren Messungen zur besseren Darstellung des Reheat Betriebs zu erforschen.

Die Vereisung und das Abtauen des Außenwärmeübertragers wurde anhand eines Messpunkts qualitativ erarbeitet um etwaige Abhilfemaßnahmen zu erkennen und für zukünftige Messungen zu nutzen.

2.12. Ergebnisse des Heizbetriebs

Die Verschaltung des Systems für den Wärmepumpenbetrieb ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Die Luft am Außenwärmeübertrager bzw. die Abwärme der elektronischen Komponenten (im Schaubild als „vom Kühlkreislauf“ bezeichnet) dienen als Wärmequelle für den Kältekreislauf, der die Wärme auf ein höheres Temperaturniveau bringt und über den indirekten Kondensator dem Heizkörper zur Verfügung stellt.

Bei Außentemperaturen größer als 0°C ist die Heizleistung bei allen gemessenen Messpunkten ausreichend, um den geforderten Wärmeeintrag in die Fahrgastkabine zu gewährleisten. Bei tieferen Außentemperaturen ist die bereitgestellte Heizleistung des Systems zur Beheizung der Fahrgastzelle nicht mehr ausreichend, obwohl der Verdichter die Drehzahl betreffend noch nicht bei der Höchstdrehzahl angelangt ist.

Hintergrund der nicht ausreichenden Heizleistung bei tieferen Außentemperaturen im Kältekreislauf ist die Begrenzung des tiefsten zulässigen Drucks von 1 bar absolut. Der Kältekreislauf ist bezüglich des Dichtkonzepts auf Überdruck ausgelegt. Wird beim Betrieb des Kältekreislaufs aufgrund der äußeren Anforderungen an das System 1 bar im System unterschritten, ändert sich die Richtung der Druckbeanspruchung im Kältekreislauf, es können Undichtheiten entstehen. Diese Undichtheiten in Richtung des Kreislaufs müssen vermieden werden, da darüber Fremdgase oder Wasser in den Kältekreislauf eindringen können und die Komponenten bis zum Ausfall hin schädigen.

Eine Möglichkeit die notwendige Heizleistung zu reduzieren ist der Umluftbetrieb. Dabei wird ein gewisser Anteil an schon temperierter Luft aus dem Fahrgastraum zur Frischluft gemischt. Wie viel Umluft der Frischluft zugemischt werden kann, um kein Sicherheitsrisiko bezüglich des Scheibenbeschlags herauszufordern wird im Teilvorhaben der Firma Daimler untersucht. Zum Zeitpunkt der ersten Messungen mit dem Wärmepumpensystem lagen diese Ergebnisse noch nicht vor und wurde in den nachfolgenden Messstaffeln untersucht.

Eine weitere Lösung dieses Problems kann im Einsatz einer zusätzlichen Heizquelle, die bei diesen tiefen Temperaturen die restliche noch fehlende Leistung dem System zuführt, liegen.

2.13. Ergebnisse des Kühlbetriebs

Die Systemverschaltung für den AC-Betrieb ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Der Kühlkörper übernimmt die Funktion des klassischen Verdampfers im Klimagerät, stellt die für die Verdampfung im indirekten Verdampfer notwendige Energie allerdings indirekt über das Kühlmittel zur Verfügung. Der Außenwärmeübertrager (im Schaubild nicht dargestellt, als „zum Kühlkreislauf“ bezeichnet) dient zur Wärmeabgabe dieser Energie an die Umgebung.

Die maximale Kälteleistung des Systems beträgt bei 40°C Außentemperatur und 40% relativer Luftfeuchtigkeit ca. 83 % derer eines vergleichbaren direkten Kältekreislaufs.

Im AC-Betrieb des Systems ist die Kälteleistung am Kühlkörper oft durch die festgelegte maximale Kältemitteltemperatur von 130°C nach Kältemittelverdichter begrenzt. Die für diesen Standardbetrieb des Kreislaufs hohen Heißgastemperaturen sind bedingt durch den sehr leistungsstarken kompakten inneren Wärmeübertrager. Dies war im Vorfeld der Messungen nicht abzusehen, da, wie bereits im Kapitel 2.6 beschrieben, noch keinerlei Erfahrungen mit diesem Bauteil vorlagen.

Weiteres Potential die Kälteleistung zu steigern liegt in einem leistungsstärkeren indirekten Verdampfer.

2.14. Ergebnisse des Reheat Betriebs

Der Reheat-Betrieb dient zur Entfeuchtung der Luft im Wärmepumpenbetrieb, um Scheibenbeschlag im Fahrzeug zu vermeiden. Das bedeutet, dass gleichzeitig Kälteleistung zur Entfeuchtung der Luft und Heizleistung zum Wiederaufheizen der Luft bereitgestellt werden muss.

Ausgehend vom Wärmepumpenmodus ist eine mögliche Reheat-Verschaltung der Modus „Reheat 1“, siehe Abbildung 2.3 links oben. Zusätzlich zur Luft am Außenwärmeübertrager dient die feuchte Luft am Kühlkörper als Wärmequelle für den Kältekreislauf. Bei dieser Verschaltung ist es möglich, dass am Kühlkörper zu wenig Kälteleistung zur Entfeuchtung der Luft zur Verfügung steht oder bei Drehzahlerhöhung am Verdichter ausreichend Kälteleistung dann aber zu viel Heizleistung bereit steht.

Als weitere Möglichkeit ist der Modus „Reheat 2“ ohne Interaktion mit der Umgebung über den Außenwärmeübertrager denkbar, siehe Abbildung 2.3 rechts oben. Da die Kälteleistung zur Abkühlung und Entfeuchtung der Luft gleichzeitig die Energiemenge ist, die der Kältekreislauf mit Hilfe der Verdichterleistung auf höherem Temperaturniveau als Heizleistung bereitstellt, ist dies eine energieeffiziente Verschaltungsvariante des Systems.

Wird wenig Heizleistung benötigt, ist eine Verschaltung im Modus „Reheat 3“ denkbar, siehe Abbildung 2.3 unten.

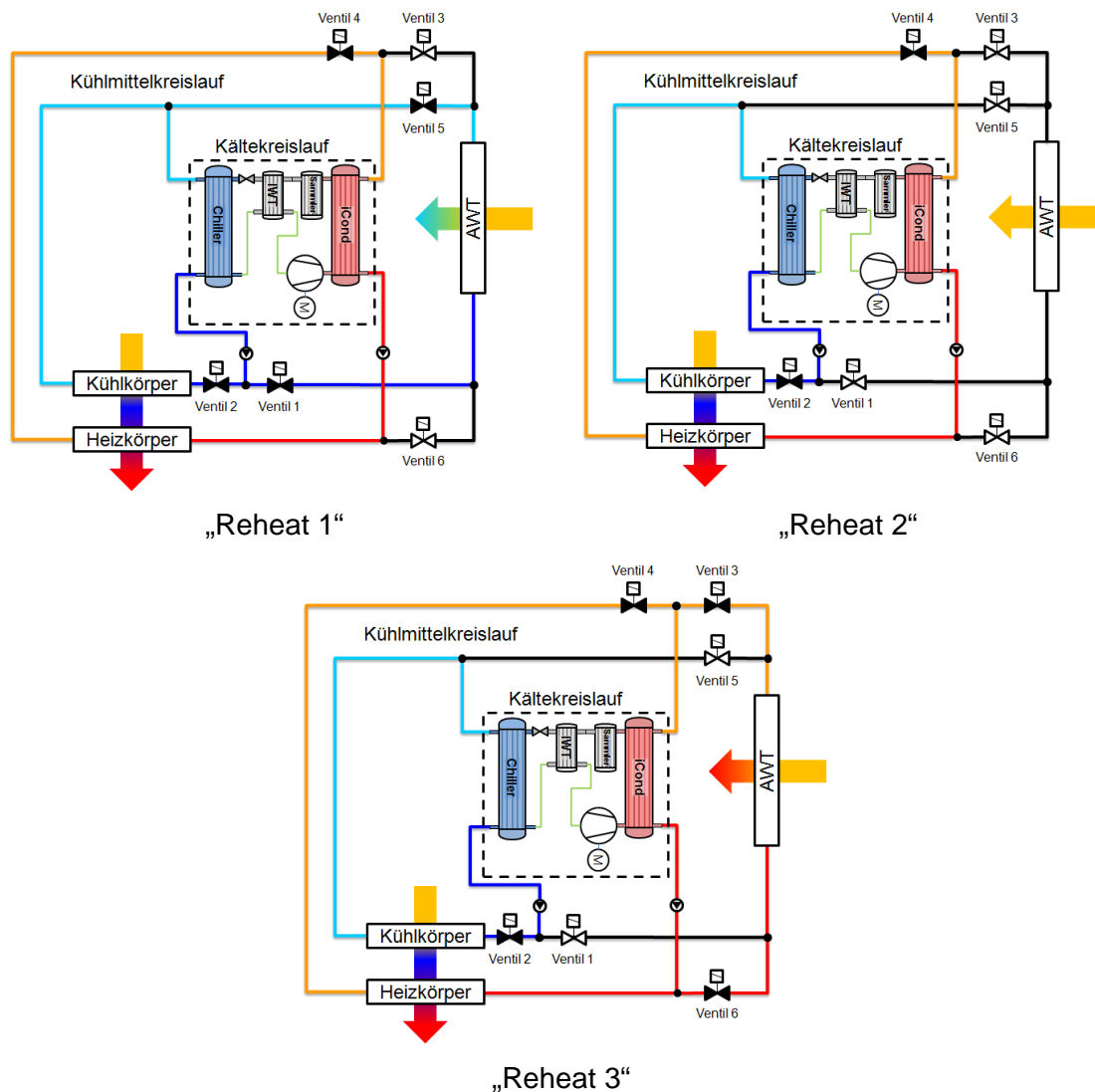


Abbildung 2.3: Verschaltungen des Systems im Reheat

Wie bereits in 2.10 beschrieben, wurde der Reheat Betrieb exemplarisch bei einer Außentemperatur von 15 °C untersucht. Für eine qualitative Untersuchung des Systemverhaltens wurde bei gleichbleibender Lufttemperatur nach Heizkörper der Grad der Entfeuchtung, das heißt die Lufttemperatur nach Kühlkörper, variiert. Aus Effizienzgründen sind hohe Kühlkörperaustrittstemperaturen und damit ein geringer Entfeuchtungsgrad wünschenswert, um die Heizleistung zur Wiederaufheizung der Luft am Heizkörper zu minimieren.

In Abbildung 2.4 sind die Ausblastemperaturen von Kühlkörper und Heizkörper bei den drei diskutierten Verschaltungsvarianten dargestellt. Reheat 3 stellt bei 15°C Außentemperatur zu wenig Heizleistung zur Verfügung. Ohne Interaktion mit der Umgebung durch den Außenwärmeübertrager im Modus Reheat 2 wird die Solltemperatur am Heizkörper zufällig bei der Solltemperatur der Ausblastemperatur am Kühlkörper erreicht. Wird die Solltempera-

tur am Kühlkörper erhöht, ist die Heizleistung nicht mehr ausreichend. Im Modus Reheat 1 ist die Solltemperatur am Heizkörper bereits bei minimaler Verdichterdrehzahl zu hoch.

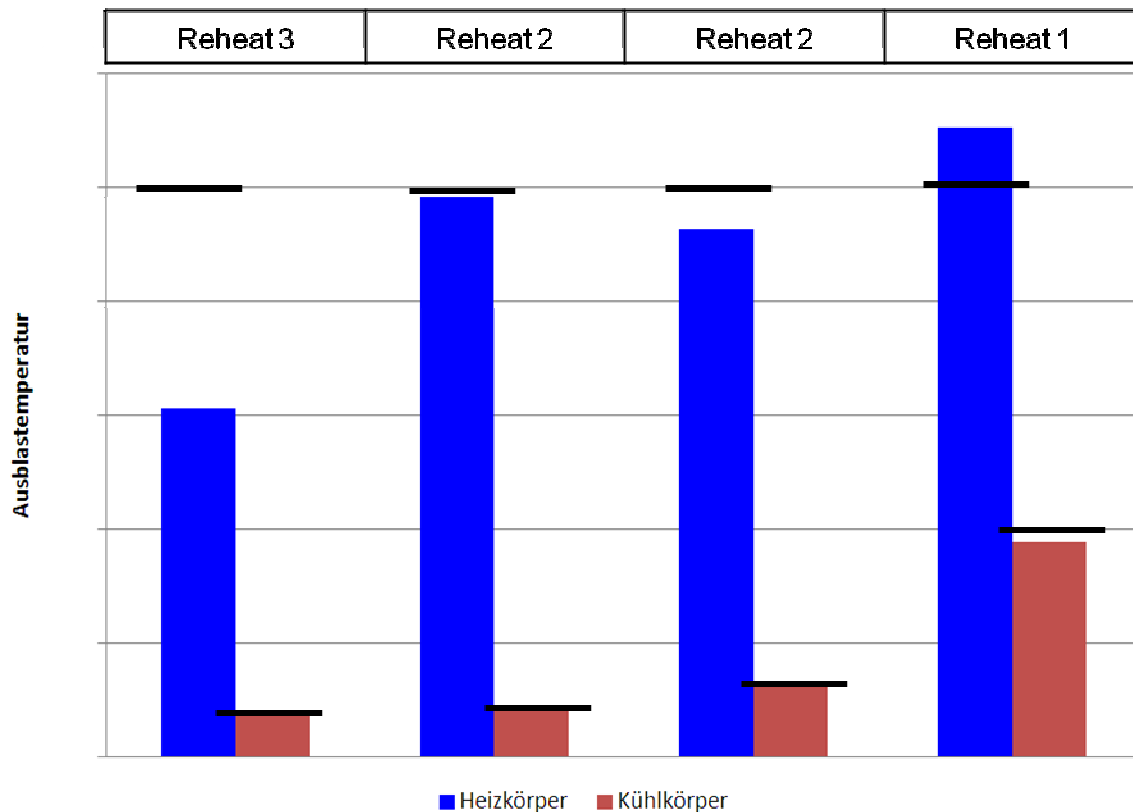


Abbildung 2.4: Ausblasttemperaturen bei den verschiedenen Reheat-Verschaltungsvarianten bei 15°C Außentemperatur; schwarze Balken entsprechen dem Sollwert des Messpunkts

Um genügend Heizleistung bei höheren Kühlkörpersollaustrittstemperaturen zu erreichen, scheint ein Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1 sinnvoll. Ausgehend von der Verschaltung Reheat 2 wird durch zeitweises Öffnen das Ventil 1 (siehe Abbildung 2.3) getaktet. Entsprechend der Taktzeit können unterschiedliche Ausblasttemperaturen eingestellt werden. Durch den Taktbetrieb wird zusätzlich Leistung aus der Luft am AWT aufgenommen. Außerdem ist eine höhere Drehzahl am Kältemittelverdichter und damit mehr Heizleistung möglich, da die Drehzahl nicht durch die Kühlkörperaustrittstemperatur wie im Modus Reheat 2 limitiert ist. Allerdings steigt dadurch die elektrische Energieaufnahme am Verdichter. Durch das Takten steigt sowohl die Ausblasttemperatur am Heizkörper als auch die am Kühlkörper an. Abbildung 2.5 zeigt den Anstieg der Ausblasttemperaturen, wenn das Ventil 1 5 % der Zeit geöffnet ist und Abbildung 2.6 bei 10 % der Zeit. Durch längeres Öffnen des Ventils werden die Ausblasttemperaturen stärker angehoben, jedoch droht durch längere Taktzeiten ein Anstieg der Ausblasttemperatur am Kühlkörper über den Taupunkt. Bei Überschreiten des Taupunktes wird das Ziel „Entfeuchten“ des Reheat-Betriebs verfehlt. Durch eine höhere

Verdichterdrehzahl besteht die Möglichkeit die geforderte Ausblastemperatur am Heizkörper zu erreichen, während die Ausblastemperatur am Kühlkörper durch das Takten nicht zu weit abgesenkt wird, siehe Abbildung 2.7.

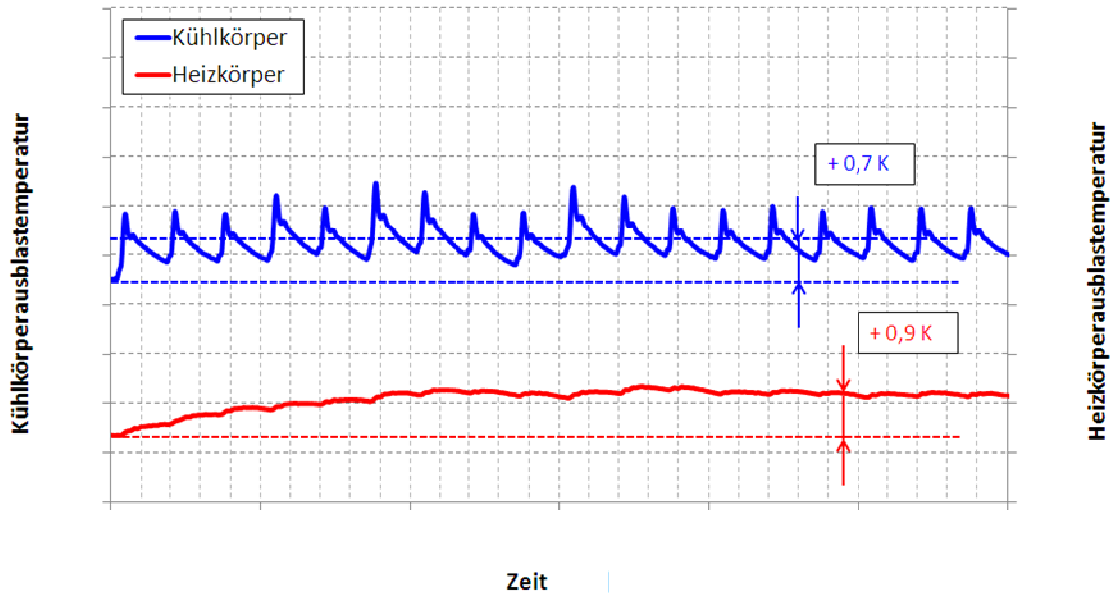


Abbildung 2.5: Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1, Ventil 1 5 % der Zeit offen

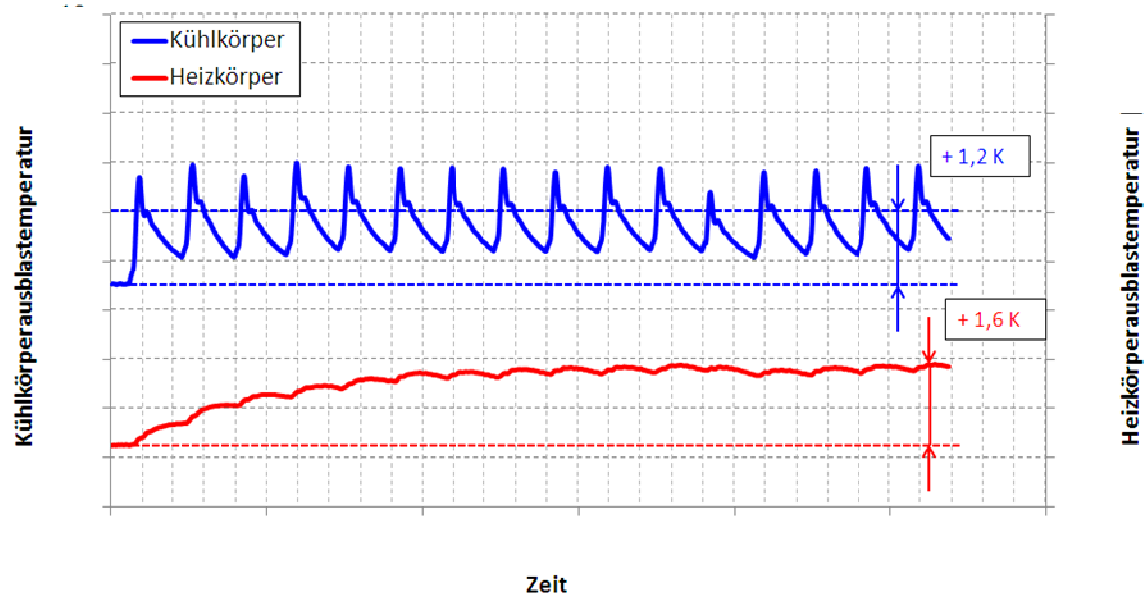


Abbildung 2.6: Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1, Ventil 1 10 % der Zeit offen

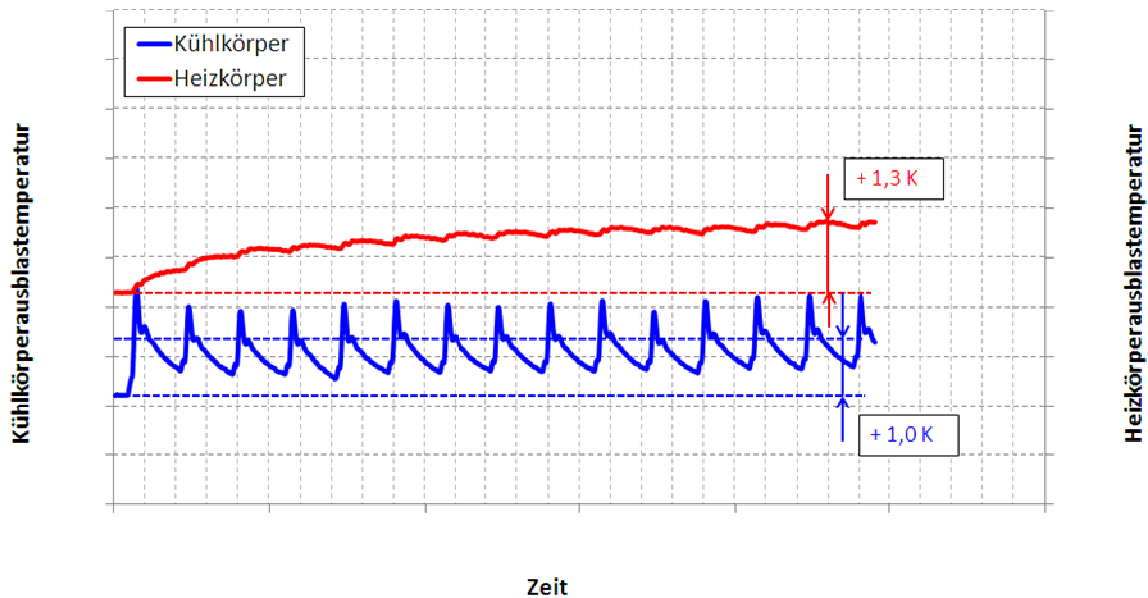


Abbildung 2.7: Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1, Ventil 1 5 % der Zeit offen, Verdichterdrehzahl erhöht

Der Taktbetrieb ist nur bedingt erfolgreich. Der Anstieg der Ausblastemperatur am Heizkörper ist sehr träge und beim Schwanken der Ausblastemperatur am Kühlkörper besteht die Gefahr, dass die Entfeuchtung durch eine Taupunktüberschreitung immer wieder unterbrochen wird. Des Weiteren wird beim Takten nahezu eine Parallelverschiebung der Ausblastemperaturen am Heiz- und Kühlkörper erreicht. Dies bedeutet, dass sie durch einen Taktbetrieb nicht unabhängig voneinander steuerbar sind.

Daher werden die Absperrventile für weitere Untersuchungen durch Kugelhähne ersetzt, um die gewünschten Temperaturen über einen definierten Volumenstrom über den Außenwärmeübertrager zu erreichen. Das Ventil wird ausgehend von der Verschaltung im Modus Reheat 2 (Ventil vom indirekten Verdampfer in Richtung Außenwärmeübertrager geschlossen) stetig weiter geöffnet. Durch die Handsteuerung des Volumenstroms ist eine Regelung der Kühlkörperaustrittstemperatur ohne größere Auswirkung auf die Heizkörperausblastemperatur möglich.

Dieses Ergebnis hat Auswirkung auf das Teilvorhaben der Fa. Bosch, die Kühlmittelmittelventile für den Einsatz bei E-Fahrzeugen und der vorliegenden Wärmepumpe erforscht. Durch die stufenlose Lenkung der Kühlmittelvolumenströme kann der Reheat Betrieb erfolgreich realisiert werden. Dies hat zur Folge, dass für das vorliegende Wärmepumpenkonzept Abschalt- beziehungsweise Umschaltventile nicht ausreichen, regelbare Proportionalventile sind unumgänglich.

Dieses Ergebnis trägt maßgeblich zum Systemverständnis und zum weiteren Kompetenzaufbau der Regelung und Steuerung eines indirekten Wärmepumpensystems bei.

Im Reheat Betrieb kann sowohl die Heizleistung als auch die latente Leistung zur Entfeuchtung der Luft als nutzbare Leistung betrachtet werden. Daher wird für das vorliegende Vorhaben ein COP ähnlicher Wert im Reheat nach Gl 2.1 definiert:

$$COP = \frac{\text{Heizleistung} + \text{latente Kühlleistung}}{\text{elektrische Leistungen (Verdichter, Pumpen, Ventile)}} \quad \text{Gl 2.1}$$

2.15. Ergebnisse des Abtaubetriebs

Um einen Betrieb des Wärmepumpensystems bei Temperaturen um den Gefrierpunkt zu gewährleisten, ist es notwendig eine Abtaufunktion des Außenwärmeübertragers (AWT) im System vorzusehen. Zu einer Vereisung des AWTs kann es kommen, wenn feuchte Luft über diesen strömt und die Kühlmitteltemperatur im AWT unter null Grad Celsius liegt. Durch die Vereisung des AWTs reduziert sich der freie Strömungsquerschnitt für die Luft und der luftseitige Druckabfall über den AWT steigt. Dadurch sinkt der Luftmassenstrom am AWT. Der geringere Luftmassenstrom und der zusätzliche Wärmeübergangswiderstand durch das Eis führen zu einer reduzierten Wärmeabgabe an das Kühlmittel.

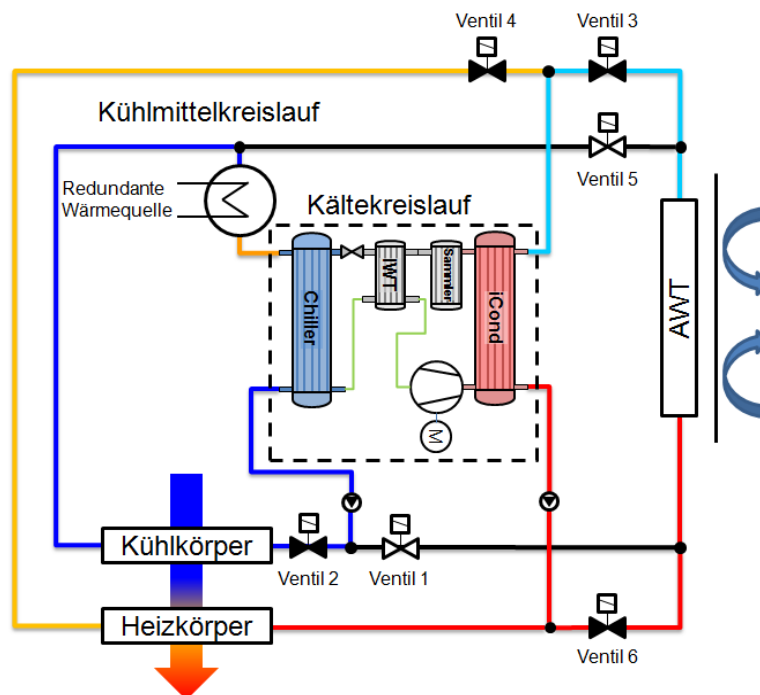


Abbildung 2.8: Verschaltung des Systems im Abtaubetrieb

Ist der AWT vereist, wird vom Wärmepumpenmodus (Ventil 2, 3, 6 geschlossen) in den Abtaumodus (Ventil 1, 5 geschlossen) umgeschaltet, siehe Abbildung 2.8. Gleichzeitig wird die Umströmung des AWT mit kalter Außenluft unterbunden um das Abtauen des AWTs mit warmem Kühlmittel nicht zu verzögern. Im Fahrzeug kann dafür eine Art Jalousie vor dem Wärmeübertrager eingesetzt werden, die bei aktuellen Fahrzeugen bereits zur Verringerung des Luftwiderstands eingesetzt wird. Da der AWT und damit die Umgebungsluft während des

Abtauens als Wärmequelle nicht mehr zur Verfügung steht, ist eine redundante Wärmequelle notwendig.

Der Abtaubetrieb wird bei einer Außentemperatur von 0°C am Prüfstand überprüft. Um in relativ kurzer Zeit den Abtaubetrieb zu testen, wird die Luftfeuchtigkeit der Zuluft zum AWT mit einem Dampfbefeuchter auf eine relative Feuchte von 94 % eingestellt. Es handelt sich daher bei den hier untersuchten Abtauzyklen um eine Worst-Case Betrachtung. Im realen Heizbetrieb werden die Vereisungszeiten länger ausfallen.

In einem ersten Abtauversuch hat sich gezeigt, dass ein Aufteilen des Kühlmittelvolumenstroms auf den Heizkörper und den AWT entsprechend der Druckabfälle im warmen Kühlmittelkreislauf, was einem Öffnen der in dieser Prüfstandsstaffel verbauten Kühlmittelabschaltventile entspricht, nicht sinnvoll ist, da am Heizkörper zu wenig Heizleistung zur Verfügung steht. In einem zweiten Versuch wird der Volumenstrom über den AWT reduziert. So kann am Heizkörper mehr Heizleistung zur Verfügung gestellt werden. Damit ergibt sich ein weiteres Argument für den Einsatz eines stufenlos regelbaren Proportionalventils wie sich bereits in Kapitel 2.14 abgezeichnet hat.

In Abbildung 2.9 ist links der Außenwärmeübertrager vor dem Abtauen und rechts nach dem Abtauen dargestellt. Der freie Querschnitt zwischen den Rippen wird durch die Vereisung deutlich reduziert.



Abbildung 2.9: Außenwärmeübertrager vor und nach dem Abtauen

In Abbildung 2.10 ist der zeitliche Verlauf der Vereisungs- und Abtauzyklen bei 0°C Außentemperatur dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Heizkörperausblastemperatur beim Umschalten vom Heizbetrieb in den Abtaubetrieb deutlich absinkt.

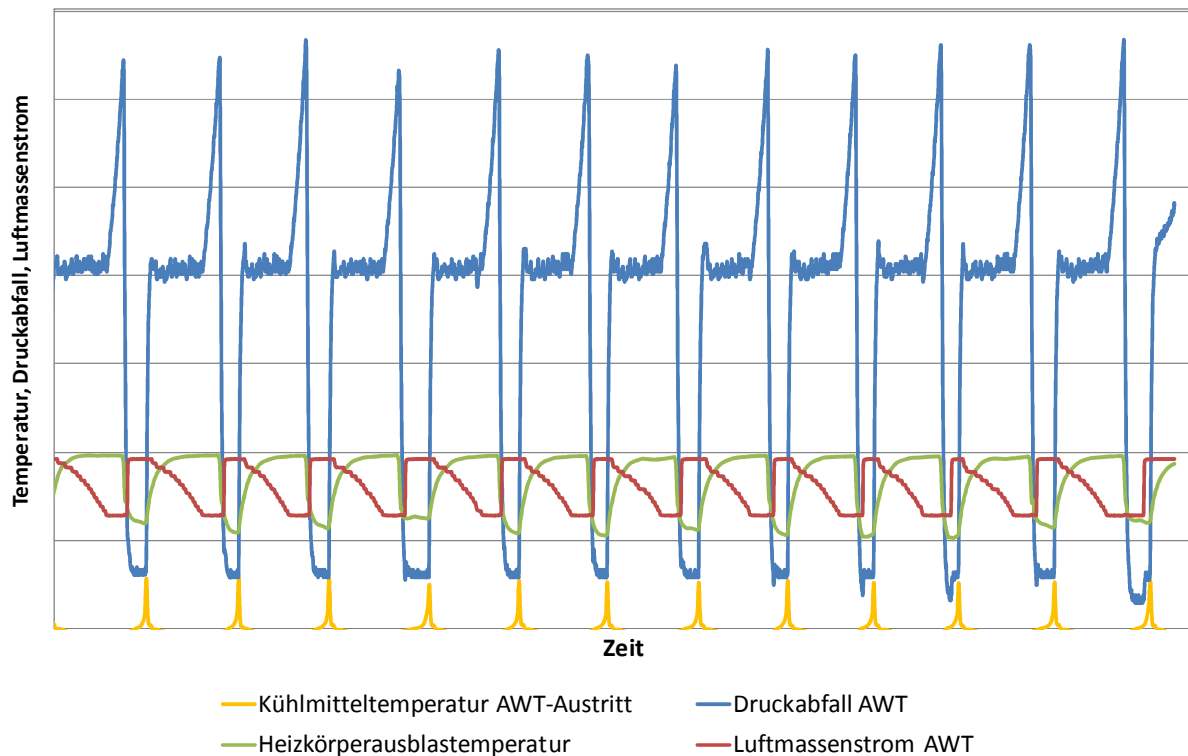


Abbildung 2.10: zeitlicher Verlauf beim Vereisen, Abtauen bei 0°C Außentemperatur

In diesem worst-Case Szenario ergeben sich für die Zyklen Vereisen/Abtauen ein Verhältnis von 77 % der Zeit im Wärmepumpenmodus und 23 % der Zeit im Abtaumodus.

Durch den aus Komfortgründen nicht akzeptablen starken Abfall der Heizkörperausblastemperatur während des Abtauens sind weitere Maßnahmen für den Abtaubetrieb notwendig. Eine Maßnahme ist eine Reduktion des Luftmassenstroms durch den Heizkörper während des Abtauens um 40 %. Hier steigt die Heizkörperausblastemperatur an, das Komfortempfinden der Insassen bleibt nahezu gleich obwohl der Wärmeeintrag ins Fahrzeug geringer ist.

Des Weiteren ist es denkbar die Systemverschaltung dahingehend zu ändern, dass der Außenwärmeübertrager über einen Bypass nach Heizkörper abgetaut wird. Dadurch würde der Heizkörper mit dem gesamten Volumenstrom an warmem Kühlmittel durchströmt werden.

Prinzipiell ist auch eine zusätzliche luftseitige Zuheizung nach Heizkörper über einen PTC möglich, um ein Absinken der Ausblastemperatur während des Abtauens zu verhindern.

2.16. Übertrag der Ergebnisse auf die Kältekreislaufsimulation (AP 380)

Ziel des Gesamtvorhabens ist ein gesamtheitliches Thermomanagement im E-Fahrzeug darzustellen. Dem Projektpartner FKFS werden daher alle in den anderen Teilprojekten erzielten Ergebnisse für eine Gesamtfahrzeugsimulation zur Verfügung gestellt.

Für das hier vorliegende Teilvorhaben bedeutet dies die Bereitstellung von Kennfeldern der Leistungsfähigkeit und Effizienz des Wärmepumpensystems. Zur Abdeckung vieler unterschiedlicher Betriebszustände muss das Kennfeld eine ausreichende Anzahl an Stützstellen aufweisen, die eine Interpolation und, in engen Grenzen, eine Extrapolation der relevanten Werte zulassen. Anhand Messungen kann ein solches Kennfeld nur mit sehr großem zeitlichem Aufwand generiert werden. Aufgrund dessen war eine Simulation des Wärmepumpensystems unumgänglich.

2.17. Validierung der Simulation im Reheat Betrieb

Das Simulationsmodell des Wärmepumpensystems wurde auf den Wärmepumpenmodus kalibriert. Das heißt, die thermophysikalischen Effekte, wie zum Beispiel mehrere dreidimensionale Rohrbiegungen kurz hintereinander, die nicht in einer eindimensionalen Simulation abbildbar sind wurden mittels physikalisch sinnvollen Faktoren angepasst.

Zur Überprüfung der Güte der Anpassung wurde die Komplexität des Simulationsmodells durch abbilden des Reheat Betriebs gesteigert. Die Komplexitätssteigerung wird dadurch erreicht, dass sowohl die Kühlmittelkreisläufe als auch die Temperaturen der Luftströmungen sich gegenseitig beeinflussen und somit jede Änderung der Randbedingungen eine Änderung des kompletten Kreislaufs nach sich zieht. Abbildung 2.11 zeigt die Ergebnisse der Validierung.

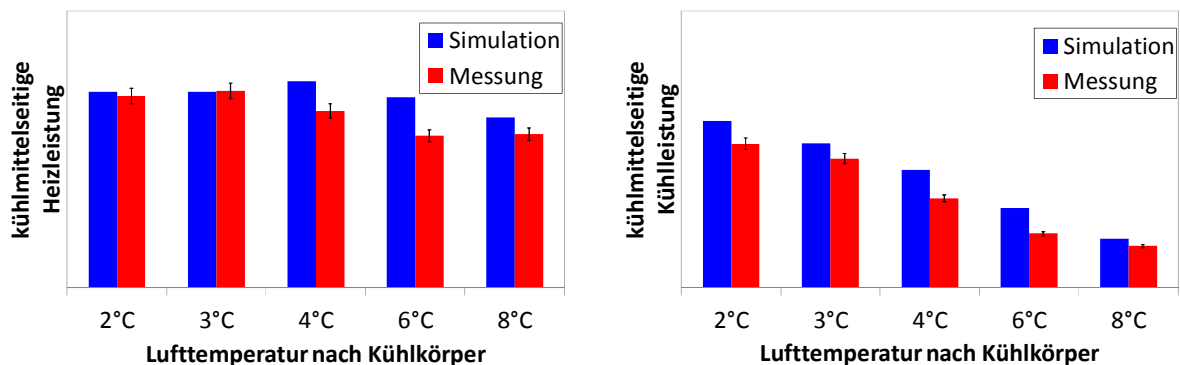


Abbildung 2.11: Vergleich der Simulation mit der Messung im Reheat Betrieb

Die Fehlerindikatoren zeigen den mittleren Fehler der Messung von 4 % an, der in einer Fehlerrechnung ermittelt wurde [11]. Die simulierten Punkte entsprechen bei sinkendem Entfeuchtungsbedarf (die Luft nach Kühlkörper steigt an) einer konstanten Lufttemperatur nach Heizkörper.

Der mittlere Fehler der Simulation sowohl der Heiz- als auch der Kühlleistung betreffend gegenüber der Messung liegt im akzeptablen Bereich von im Schnitt 140 W (Kühlleistung) und 130 W (Heizleistung).

Insgesamt ist der Fehler in Anbetracht der Komplexität des Systems als zufriedenstellend anzusehen, damit wurde es möglich im hauseigenen Simulationstool Reheatstrategien mit einiger Verlässlichkeit zu simulieren.

2.18. Validierung der Simulation des Abtaubetriebs

Die bisherigen Simulationen basieren auf stationären Rechnungen, das heißt instationär relevante Größen wie Massen und Verweilzeiten spielten eine untergeordnete Rolle. Der Abtaubetrieb des Wärmepumpensystems ist ein instationärer Vorgang, aufgrund dessen muss die Simulation auf diese Anforderungen hin überprüft werden. Beispielhaft wird diese Überprüfung am Temperaturverhalten des Kühlmittels am Außenwärmeübertrager dargestellt.

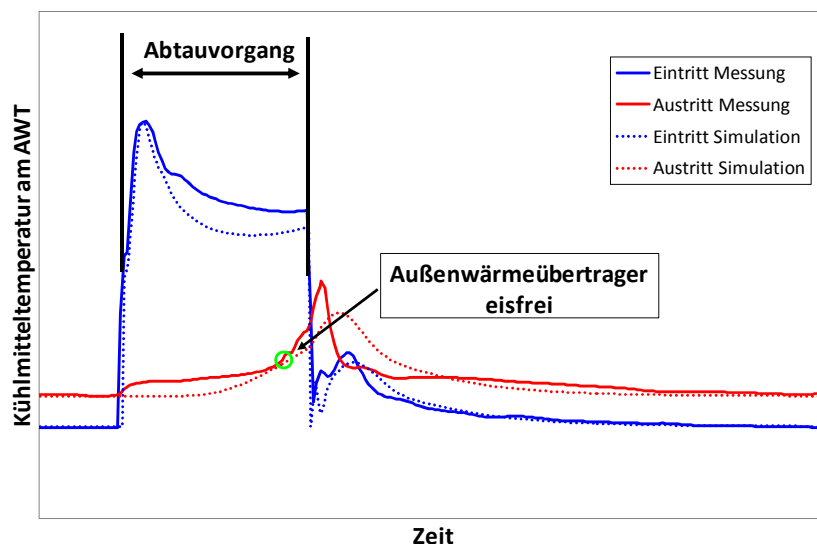


Abbildung 2.12: Vergleich der kühlmitteleitigen Temperaturverläufe am

Außenwärmeübertrager zwischen der Simulation und der Messung

Erkennbar ist die gute Übereinstimmung zwischen der Messung und der Simulation der Eintrittstemperatur des Kühlmittels des Außenwärmeübertragers während des instationären Vorgangs, sowie die gute Übereinstimmung der sich einstellenden stationären Werte. Auch das überschreiten der Grenztemperatur, ab der der Außenwärmeübertrager in der Messung nach visueller Überprüfung eisfrei war stimmt weitestgehend überein.

Schlussfolgernd kann damit ein Vereisen und Abtauen des Außenwärmeübertragers in der untersuchten Konfiguration simuliert werden.

Anhand dieser Ergebnisse des Reheat Betriebs und des Abtaubetriebs, die hinsichtlich der Genauigkeit höhere Anforderungen an die Simulation stellen als stationäre Punkte, wird darauf geschlossen, dass die Simulation für energetische Untersuchungen herangezogen werden kann.

Anhand dieser Validierungen konnte dem Projektpartner FKFS ein Kennfeld des Wärmepumpensystems mit ausreichend vielen Stützstellen zur Simulation des Gesamtfahrzeugs zur Verfügung gestellt werden.

2.19. Simulationsergebnisse des Wärmepumpensystems

2.20. Sensitivitätsanalyse der Komponenten

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des Arbeitspakets 320 und 380 entsprechend der Teilvorhabensbeschreibung [18] beschrieben.

Im Anschluss an die Messungen des Wärmepumpensystems auf dem Prüfstand wurde im hauseigenen Simulationstool der Firma MAHLE der Kreislauf nachgebildet (vgl. Kapitel 2.16). Die verfolgte Zielsetzung war dabei zweigeteilt. Einerseits sollte mittels der Simulation eine Anpassung/Verbesserung der Einzelkomponenten identifiziert und als hinsichtlich ihrer Wirksamkeit die Effizienz und Leistung betreffend erforscht werden. Dies wurde anhand einer Sensitivitätsanalyse im Simulationstool durchgeführt. Andererseits musste, wie in Kapitel 2.18 angesprochen, ein Leistungskennfeld des Systems für den Projektpartner FKFS zur Gesamtsystemsimulation im FKFS eigenen Teilvorhaben erzeugt werden.

Für die Sensitivitätsanalyse des Wärmepumpensystems wurde bei exemplarischen Randbedingungen jede Komponente um 10% verbessert beziehungsweise verschlechtert und jeweils einzeln die Auswirkung im Gesamtsystem betrachtet. Am indirekten Kondensator und am Heizkörper konnte an der Komponente keine Verbesserung um + 10 % mehr erreicht werden, die Austauschgrade dieser Komponenten befinden sich bereits in einer Sättigung. Daher werden die beiden Komponenten in der Sensitivitätsanalyse nicht mit berücksichtigt. In Abbildung 2.13 ist die Abweichung der Heizkörperausblastemperatur der Variationen zur Basis der Sensitivitätsanalyse dargestellt. Den größten Einfluss haben das Hubvolumen des Verdichters sowie die Leistung am Außenwärmeübertrager.

Abschließend wurden alle Maßnahmen, die eine Verbesserung bewirken, gemeinsam im Gesamtsystem umgesetzt, siehe Abbildung 2.13 ganz rechts.

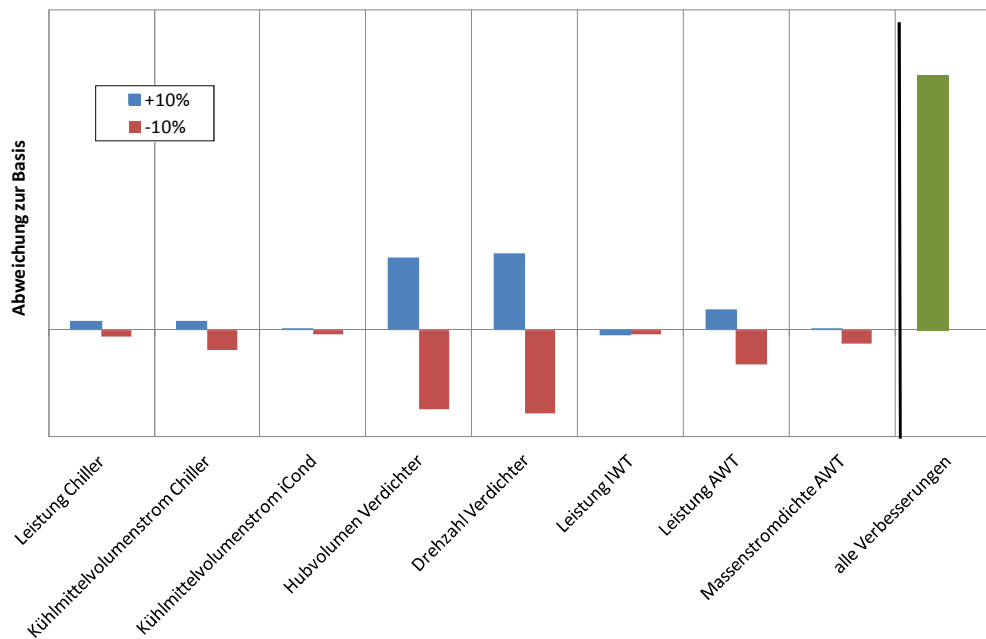


Abbildung 2.13: Sensitivitäten der Komponenten und Parameter auf die Heizkörperausblaster-temperatur

Für die Prüfstandsmessungen wurde als Expansionsventil ein elektronisches Expansionsorgan zur Simulation eines Thermostatischen Expansionsorgan mit 5 K Überhitzung verwendet. Durch Simulationen im hauseigenen Simulationstool sollte der Einsatz eines Orifice Tubes (Blende) als Expansionsventil im Gegensatz zu einem elektronischen Expansionsorgan untersucht werden. Im Ergebnis müsste für einen leistungs- und effizienzorientierten Betrieb zwischen Orifices mit zwei unterschiedlichen Durchmessern gearbeitet werden, was dem Teilvorhabenziel einen möglichst einfachen Kältekreislauf zu realisieren entgegen steht. Der Einsatz von Orifice Tubes wird daher nicht weiter verfolgt.

2.21. Untersuchung der Eignung von Taktmagnetventilen zur Sicherstellung der Funktionalität des Reheat und Abtau Betriebs

Auf Anfrage des Projektpartners Bosch wird über eine Simulation des Wärmepumpensystems untersucht, ob es weitere Lösungen außerhalb eines kontinuierlich veränderbaren Volumenstroms über die Wärmeübertrager und damit eines Kühlmittelproportionalventils zur Sicherstellung der Funktionalität des Wärmepumpensystems im Reheat und Abtaubetrieb gibt.

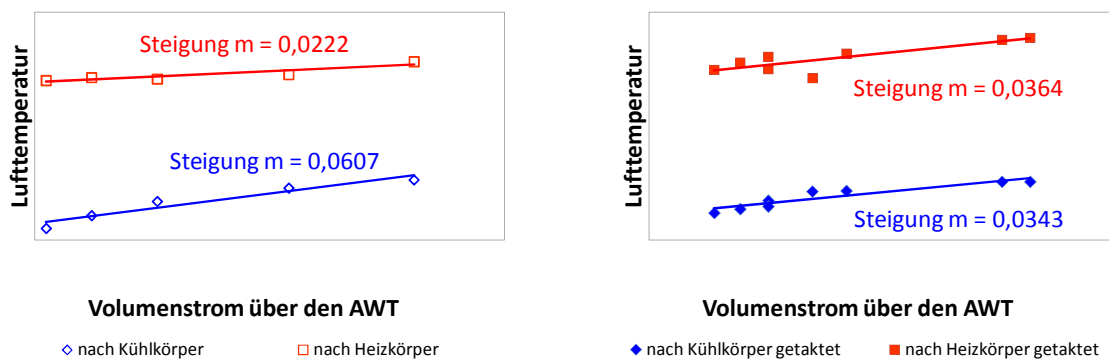
Hintergrund ist, dass bei den durchgeführten Messungen des Systems auf dem Systemprüfstand sich für die eingesetzten Kühlmittelventile vor allem im Reheat und Abtau Betrieb die Anforderung den Volumenstrom kontinuierlich zu regeln ergab (s. 2.14 und 2.15).

Dies widerspricht teilweise dem Ziel des Förderprojekts möglichst einfach und kostengünstig eine Reichweitensteigerung des E-Fahrzeugs darzustellen, da Proportionalventile in der Herstellung deutlich teurer sind als Taktmagnetventile. Aufgrund dessen soll mittels der Simulation erforscht werden, welche Auswirkungen der Einsatz von Taktmagnetventilen im Vergleich zu kontinuierlich öffnenden Proportionalventilen haben.

2.22. Untersuchung Reheat Konzepte - Taktmagnetventil gegenüber Proportionalventil

Zur Darstellung eines Reheatbetriebs wird bei konstanter Heizleistungsanforderung die Anforderung an die Kälteleistung variiert. Hintergrund ist die Realisierung einer gleitenden Verdampfer temperaturregelung bei unterschiedlichem Entfeuchtungsbedarf. Das heißt die Voraussetzung für den Einsatz des Reheatbetriebs ist eine unabhängige Regelung der Lufttemperatur nach Heizkörper von der Lufttemperatur nach Kühlkörper.

In der in der 1. Messstaffel realisierten Verschaltung des Wärmepumpensystems konnte dies in gewissem Maße mittels eines stufenlos verstellbaren Ventils dargestellt werden (vgl. 2.14). Als Maß für die Unabhängigkeit der beiden Zielwerte dienen dabei Diagramme die die beiden Zielwerte auf der Ordinate und den sich verändernden Wert auf der Abszisse darstellen. Legt man durch die zugehörigen Punkte eine lineare Ausgleichsgerade und vergleicht deren Steigungen, so sind die beiden Zielwerte genau dann gut voneinander unabhängig einstellbar, wenn die Steigungen sich stark unterscheiden. Beispielhaft wird dies in Abbildung 2.14 deutlich.



Stufenlos einstellbarer Volumenstrom

Getakteter Volumenstrom

Abbildung 2.14: Vergleich eines stufenlos einstellbaren Volumenstroms (mittels Proportionalventil) über den Außenwärmeübertrager (AWT) gegenüber einem getakteten Volumenstrom (mittels Taktmagnetventil)

Beim Reheatbetrieb mit stufenlos einstellbarem Volumenstrom sind die Steigungen der Ausgleichsgeraden um den Faktor 3 unterschiedlich, d.h. bei einer Änderung des Volumen-

stroms über den AWT um 100 Liter pro Stunde reagiert die Lufttemperatur nach Kühlkörper 3-fach so stark wie die Temperatur nach Heizkörper. Damit ist eine gewisse Unabhängigkeit der Zielwerte voneinander gegeben.

Beim Betrieb mit Taktmagnetventil reagieren die Zielwerte nahezu gleich, eine unabhängige Einstellung der beiden Temperaturen ist nicht gegeben. Dies bestätigt in der Simulation den sich bei den Messungen bereits abzeichnenden Trend hin zu einem Proportionalventil um die Regelung des Wärmepumpensystems zu gewährleisten.

2.23. Untersuchung Abtau Konzepte - Taktmagnetventil gegenüber Proportionalventil

Während des Abtauens des Außenwärmübertragers muss als Wärmequelle ein zusätzlicher, elektrischer Heizer zur Verfügung stehen, da die primäre Energiequelle Außenluft wegfällt. In der bisherigen Schaltung wird bei einer Abtau Anforderung das Ventil vom indirekten Kondensator in Richtung des Außenwärmeübertragers geöffnet, das Kühlmittel kühlt sich sehr stark ab, die Lufttemperatur nach Heizkörper sinkt stark, da der Heizkreis in einem parallelen Zweig angeordnet ist (vgl. Abbildung 2.10). Dies beeinträchtigt maßgeblich den Komfort. Aufgrund dessen bestanden Überlegungen, das Ventil nur zeitweise zu öffnen, den Außenwärmeübertrager langsam abzutauen und damit die Lufttemperatur nach Heizkörper hoch zu halten.

Beim Taktbetrieb des Außenwärmeübertragers wird das System alternierend zwischen Heizen und Abtauen betrieben. Die Zeitspanne der einzelnen Schaltstellungen orientiert sich zunächst an den Randbedingungen, die bei einem Standardventil dauerhaft darzustellen sind. Die Zykluszeit beträgt dabei 3 Sekunden (Information des Projektpartners Bosch). Verglichen wird dabei die Simulation mit Taktmagnetventil gegenüber einem kontinuierlich öffnenden Proportionalventil. In Abbildung 2.15 ist die Kühlmitteltemperatur vor Außenwärmeübertrager über der Zeit aufgetragen.

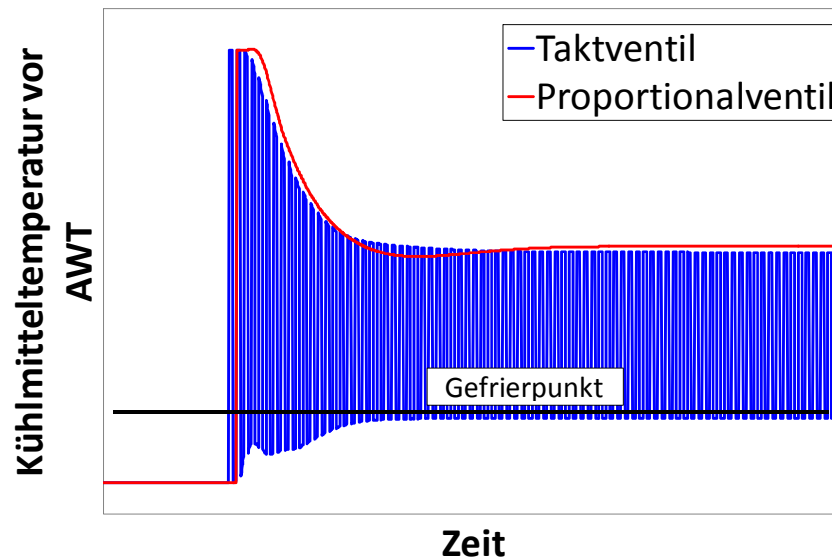


Abbildung 2.15: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der kühlmitteleitigen Eintrittstemperatur vor Außenwärmeübertrager

Es ist zu erkennen, dass durch die Taktung zyklisch Kühlmittel mit einer Temperatur unter dem Gefrierpunkt in Richtung des Außenwärmeübertragers fließt. Dies hat zur Folge, dass in Realität das abgetaute Eis wieder in seinen festen Zustand übergeht. Dieser Vorgang ist in der Simulation nicht abgebildet, wird aber rein physikalisch so stattfinden.

Eine Verkürzung der Taktzeit, die momentan nicht dauerhaft darzustellen ist, sowie eine Veränderung der Aufteilung der Volumenströme ergibt dabei keine signifikante Änderung des Sachverhalts.

Damit ist für das Wärmepumpensystem ein Abtaubetrieb mit einem Taktmagnetventil nicht zielführend und wie bereits beim Reheat Betrieb ein Proportionalventil zur stufenlosen Einstellung des Volumenstroms notwendig.

2.24. Platzierung der sekundären Wärmequelle zur Optimierung des Abtauens

Wie bereits in Kapitel 2.15 beschrieben steht beim Abtauen die Außenluft als Wärmequelle nicht zur Verfügung. Daher muss eine redundante Wärmequelle vorgesehen sein um die Abtauzeiten zu überbrücken. Im Messaufbau der ersten Messstaffel war diese redundante Wärmequelle entsprechend Abbildung 2.16 in das Wärmepumpensystem integriert.

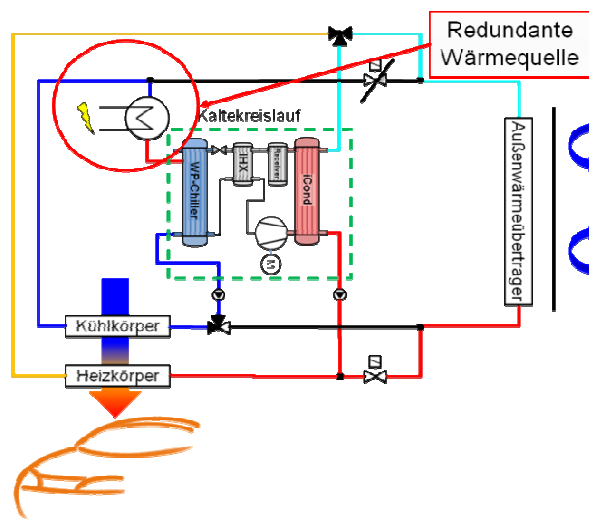


Abbildung 2.16: Platzierung der redundanten Wärmequelle in der ersten Messstaffel Wärmequellen, die bislang in E-Fahrzeugen eingesetzt sind, weisen eine Leistungsfähigkeit von ca. 5 kW auf. Aufgrund dessen wurde bei den in [11] durchgeführten Messungen diese 5 kW als Zuheizleistung angestrebt.

Anhand der Simulation wird zunächst eine Studie zur optimalen Platzierung der redundanten Wärmequelle beim Abtauen durchgeführt. Folgende Varianten werden betrachtet:

Tabelle 2-2: Varianten zur Platzierung der redundanten Wärmequelle

Variante	Platzierung red. Wärmequelle	Status Kältekreislauf
1	Vorlauf Heizkörper	Aus
2	Vorlauf Heizkörper, AWT in Reihe zum Heizkörper	
3	Wie Var. 2, Kühlmittelvolumendurchfluss auf 30 % reduziert	
4	Wie Var. 3, Kühlmittelvolumendurchfluss auf 30 % reduziert Luftmenge am Heizkörper um 25 % reduziert	
5	Vorlauf des AWT	An
6	Wie Var. 5, red. Drehzahl am Verdichter	

Die Varianten 2 – 4 wurden vor dem Hintergrund der sich einstellenden Temperaturniveaus untersucht. Am Heizkörper wird die höchste Temperatur benötigt (ca. 40 °C), daher scheint eine Anbindung der Wärmequelle vor Heizkörper sinnvoll. Das Kühlmittel wird im Heizkörper abgekühlt und strömt weiter Richtung AWT. Die Temperatur am AWT muss nur über 0°C liegen um die Eisschicht abtauen zu können, das heißt das Temperaturniveau gegenüber

der Heizkörperseite ist deutlich geringer. Durch eine Abstimmung der Luftmenge und des Kühlmittelvolumenstroms kann eine optimale Strategie ermittelt werden.

Der Kältekreislauf kann bei diesen Varianten während des Abtauvorgangs nicht eingesetzt werden, sowohl die Wärmequelle als auch die Wärmesenke fehlen.

Bei den Varianten 5 und 6 wird die Wärmequelle Luft am AWT durch die redundante Wärmequelle ersetzt, der Kältekreislauf arbeitet weiterhin im „Heizen“ Modus, was für eine Gestaltung des Kühlkreislaufs vor allem hinsichtlich der Ventile vorteilhaft ist. Allerdings wird ein Teil der eingesetzten Wärmeenergie durch luftseitige Leckage um die Kühlerjalousie nicht zum Abtauen zur Verfügung stehen. Dies wird in der Simulation berücksichtigt.

In der Nachbildung der Messung in der Simulation, die Verschaltung entsprechend Abbildung 2.16, im folgenden als Basis bezeichnet, wird kühlmittelseitig am Eintritt des Außenwärmeübertragers die höchste Temperatur erreicht, das heißt hier wird ein Großteil der ins System eingebrachten Energie eingesetzt. Die Energiemenge, die im System umgesetzt werden kann ist durch die Leistungsfähigkeit der redundanten Wärmequelle begrenzt. Dadurch wird die eigentliche Nutzenergie am Heizkörper geringer, die Luftaustrittstemperatur am Heizkörper während des Abtauvorgangs sinkt drastisch.

In Variante 1 ist die Vorlauftemperatur am AWT im Vergleich zur Basis etwas geringer, das heißt der Abtauvorgang wird etwas länger dauern. Die Lufttemperatur nach Heizkörper reagiert aufgrund der örtlichen Nähe zur Wärmequelle sehr spontan auf deren Aktivierung, der quasistationäre Endwert der Lufttemperatur liegt um 5 K höher als bei der Basis.

In Variante 2 wird der gesamte Volumenstrom über den AWT geleitet. Dadurch sinkt das Temperaturniveau im Heizkörperzweig insgesamt stark ab, die erforderliche Temperaturschwelle für einen erfolgreichen Abtauzyklus wird allerdings auch sehr schnell erreicht.

Der Versuch der Kompensation des starken Absinkens der Heizkörpertemperatur wurde mit Variante 3 durchgeführt, indem der Volumenstrom im Heizkörperzweig – und in dieser Verschaltung auch im AWT-Zweig – während des Abtauvorgangs stark gedrosselt wird. Dadurch kann der Abfall der Lufttemperatur nach Heizkörper auf Kosten der Spontaneität des Abtauens teilweise kompensiert werden.

Eine Reduzierung des Luftmassenstroms am Heizkörper verkürzt die Abtauzeit nicht wesentlich. Die Lufttemperatur nach Heizkörper steigt ebenfalls nicht in starkem Maße an, der Energieeintrag in die Fahrgastkabine sinkt dabei.

In Variante 5 bleibt der Kältekreislauf im Modus Heizen in Betrieb, das heißt, die Lufttemperatur am Heizkörper hängt direkt vom Wärmeeintrag der redundanten Wärmequelle ab. Die Außenluft als Wärmequelle liefert im betrachteten Betriebspunkt ca. die Hälfte dessen, was die redundante Wärmequelle maximal an Heizleistung zur Verfügung stellen kann. Das bedeutet, beim Abtauen steht mehr Heizleistung als beim normalen Heizen zur Verfügung, al-

lerdings muss auch die Schmelzenthalpie des Eises aufgebracht werden. In der Simulation zeigt sich, dass die Heizleistung insgesamt höher als benötigt ist, die Lufttemperatur nach Heizkörper steigt.

In Variante 6 wird die Drehzahl des Kältemittelverdichters beim Abtauen um 25 % verringert. Dies hat im Kreislauf zwei Auswirkungen. Einerseits wird weniger Überschuss an Heizleistung, die nicht benötigt wird, am Heizkörper generiert. Andererseits steigen aufgrund der geringeren Drehzahl der Verdampfungsdruck und damit die Verdampfungstemperatur, die Temperatur des Kühlmittels, das vom Chiller in Richtung AWT fließt, steigt ebenfalls, was eine Verkürzung des Zeitraums bis zur Temperaturschwelle bedeutet.

Anhand der Ergebnisse wurden die relevanten Kriterien auf einer Punkte-Skala von 1 bis 5 bewertet. Sollte ein Kriterium den Komfort betreffend nicht hinnehmbare Folgen haben wird die gesamte Variante mit 0 Punkten bewertet.

Variante 2 fällt daher aufgrund der deutlich zu geringen Lufttemperatur nach Heizkörper unter dieses Kriterium.

Das Ergebnis stellt Tabelle 2-3 dar.

Tabelle 2-3: gewichteter Vergleich der Entscheidungskriterien bei der Platzierung der redundanten Wärmequelle

Variante	Lufttemperatur nach Heizkörper (an Schwelle)	Eingesetzte Energie	Zeit bis zur Schwelle	Tauglichkeit für Taktmagnetventil	Gesamtbewertung
Basis	3	1	4	3	2,75
1	3	2	3	3	2,75
2	1	5	5	5	0
3	3	3	4	3	3,25
4	3	3	4	3	3,25
5	5	1	4	5	3,75
6	5	3	4	5	4,25

Somit ergibt sich das beste Ergebnis für Variante 6. Die favorisierte Verschaltung ist in Abbildung 2.17 dargestellt.

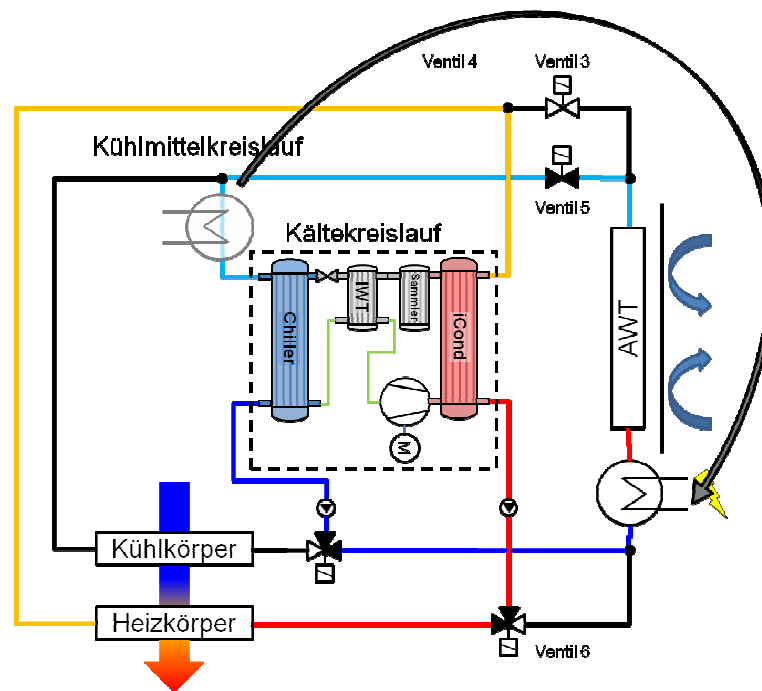


Abbildung 2.17: Neue Verschaltung des Wärmepumpensystems mit der besten Platzierung der redundanten Wärmequelle im Abtaumodus

Als Ergebnis kann festgehalten werden, dass die Platzierung der redundanten Wärmequelle im Vorlauf des AWT bezüglich des Komforts und der Abtauzeit momentan die beste Lösung darstellt.

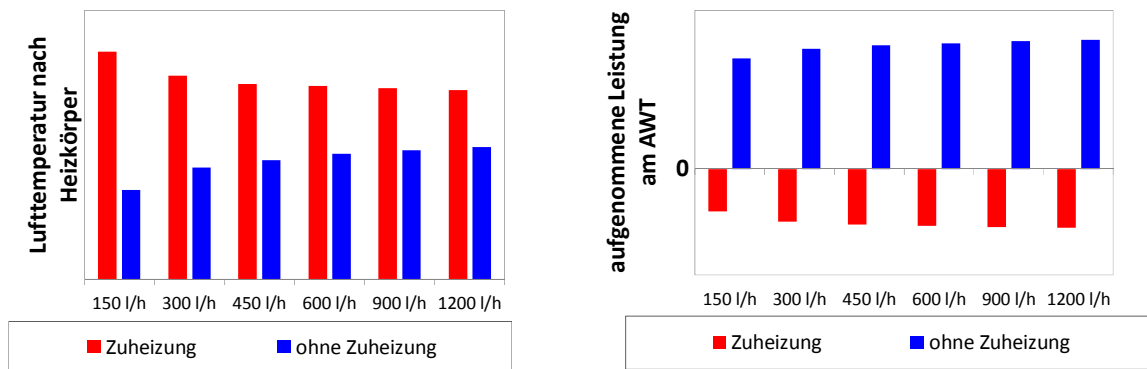
2.25. Ansätze zur energetischen Optimierung des Wärmepumpensystems

2.26. Variation des Volumenstroms

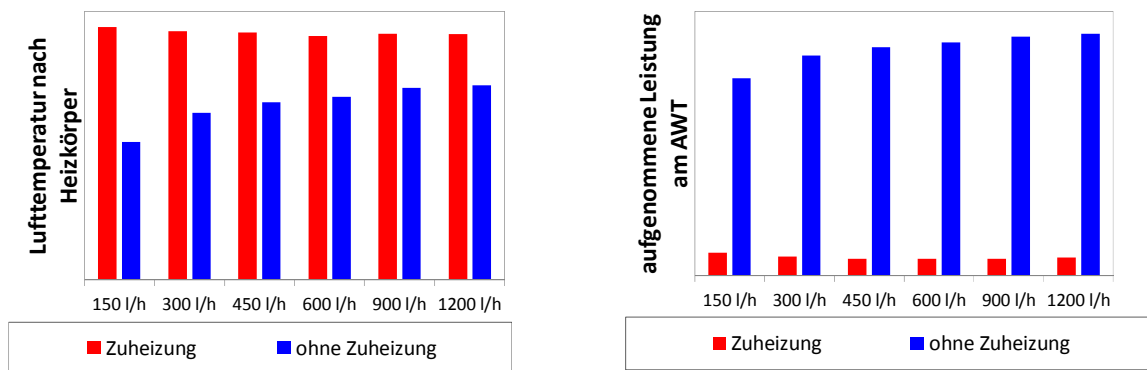
Simulationen und Messungen der Einzelkomponenten zeigten einen starken Zusammenhang der Leistungsfähigkeit der Komponenten vom Volumenstrom. Die Pumpen beim Prüfstands-aufbau kamen bei den vorliegenden Messpunkten an ihre Leistungsgrenze. Aufgrund dessen wurden vor der folgenden Prüfstandsstaffel leistungsstärkere Pumpen beschafft. So konnte eine Variation des Volumenstroms über einen weiten Bereich am Prüfstand nicht gewährleistet werden. Dies wurde in der Simulation nachvollzogen.

Simuliert wurden bei unterschiedlicher Kompressordrehzahl ($1/3$, $1/2$ und $2/3$ der maximalen Drehzahl des Verdichters). Der Volumenstrom am indirekten Kondensator blieb konstant, der Volumenstrom über den indirekten Verdampfer wird in einem breiten Band variiert.

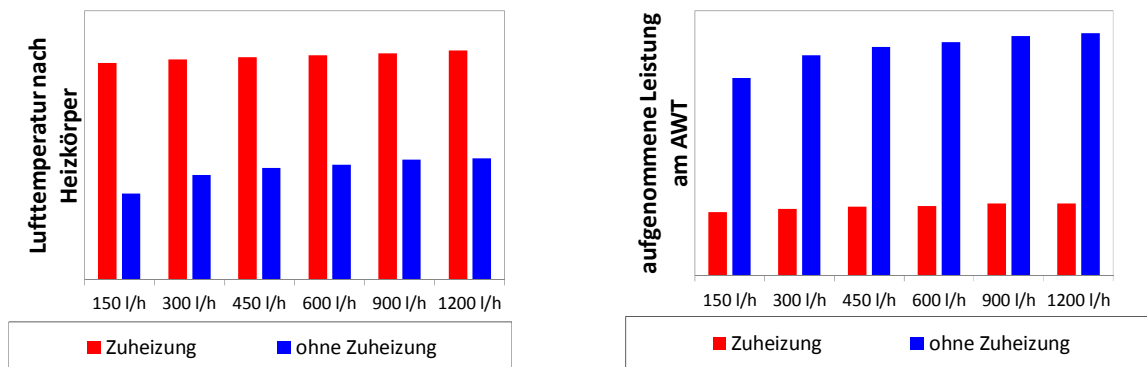
Gleichzeitig wird ein Vergleich mit Zuheizung entsprechend der Verschaltung in Abbildung 2.16 und mit den Werten ohne Zuheizung verglichen.



Verdichterdrehzahl 1/3 der maximalen Drehzahl



Verdichterdrehzahl 1/2 der maximalen Drehzahl



Verdichterdrehzahl 2/3 der maximalen Drehzahl

Abbildung 2.18: Vergleich der Lufttemperatur nach Heizkörper (links) und der aufgenommenen Leistung am AWT bei unterschiedlichen Verdichterdrehzahlen

Die Variation des Volumenstroms wirkt sich bei den Simulationen ohne Zuheizung zu niedrigen Volumenströmen hin aus, ab ca. 450 l/h stellt sich eine Sättigung ein. Das heißt aufgrund von Sekundäreffekten aus den gekoppelten Kreisläufen wird hier entgegen den Messungen der Einzelkomponenten auf dem Komponentenprüfstand keine erhebliche Verbesserung der Leistungsfähigkeit beobachtet. Exemplarisch kann dies bei 2/3 der maximalen Drehzahl am Kompressor folgendermaßen erklärt werden. Bei geringem Volumenstrom wird das Kühlmittel im indirekten Verdampfer sehr stark abgekühlt, nach indirektem Verdampfer

herrscht eine Temperatur von ~ 10 K unter der Außentemperatur. Ebenfalls durch den geringen Volumenstrom strömt das Kühlmittel relativ langsam durch den Außenwärmeübertrager, die Luft kann das Kühlmittel nahezu auf die Außentemperatur erwärmen. Das treibende Temperaturgefälle ist hoch, die geringe Turbulenz im Kühlmittel wird dadurch teilweise ausgeglichen.

Bei hohen Volumenströmen ist der konvektive Wärmeübergang ins Kühlmittel deutlicher ausgeprägt, das Temperaturniveau nach indirektem Verdampfer liegt lediglich ~ 5 K unter der Außentemperatur, die Austrittstemperatur aus dem AWT liegt mit ~ 3 K deutlicher von der Umgebungstemperatur weg. Das heißt um einen Effekt wie bei geringen Volumenströmen auch bei höheren Volumenströmen zu erreichen, müsste der AWT einen höheren Austauschgrad haben um das Kühlmittel auf die Umgebungstemperatur zu erwärmen.

Bei Komponentenmessungen dagegen wird bei veränderbarem Volumenstrom mit konstanter Eintrittstemperatur gemessen, was nicht den realen Einsatz im geschlossenen Kreis widerspiegelt.

Die Zuheizung vor indirektem Verdampfer ist nur sinnvoll, wenn die Temperatur im Kühlmittel nach indirektem Verdampfer kleiner als die Umgebungstemperatur ist, da sonst am AWT Wärme abgegeben und nicht aufgenommen wird. Dies ist in Abbildung 2.18 bei einer Verdichterdrehzahl von $1/3$ der maximalen Drehzahl zu erkennen. Bei geringem Volumenstrom kann der indirekte Verdampfer einen großen Teil der Wärme, die über den Zuheizener eingbracht wird, zur Verdampfung nutzen. Das Temperaturniveau nach indirektem Verdampfer liegt oberhalb der Umgebungstemperatur, das heißt es wird Wärme an die Umgebung abgegeben. Bei hohem Volumenstrom liegt die Eintrittstemperatur in den AWT auf ähnlichem Niveau, die Austrittstemperatur allerdings höher, so dass in Summe in etwa die gleiche Energiemenge an die Umgebung abgeführt wird. Das heißt in diesem betrachteten Fall ist eine Erhöhung des Volumenstroms weder sinnvoll noch notwendig.

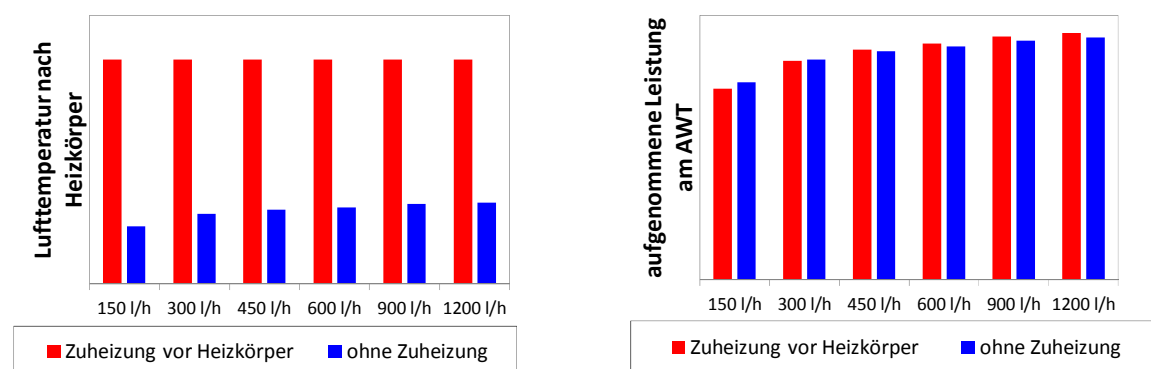
Im Umkehrschluss lässt sich aus den Betrachtungen die Erkenntnis gewinnen, dass der Einsatz des Zuheizers an dieser Stelle des Wärmepumpensystems mit engen Grenzen verbunden ist. Auch bei $2/3$ der maximalen Drehzahl am Verdichter und einem mittleren und realistisch darstellbaren Kühlmittelvolumenstrom von 600 l/h wird die zu erreichende Komforttemperatur nach Heizkörper nicht erreicht. Eine höhere Wärmezufuhr am Zuheizener ist an diesem Betriebspunkt energetisch nicht sinnvoll, da ansonsten Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Aufgrund dessen wird, ähnlich wie unter Kapitel 2.24 beschrieben eine Untersuchung zur optimalen Platzierung des Zuheizers durchgeführt.

2.27. Platzierung des Zuheizers

Im ersten Schritt wurde der Zuheizung entsprechend der in Kapitel 2.24 identifizierten, für das Abtauen des AWT sinnvollen, Stelle in der Simulation angebracht; stromaufwärts des AWT. Beim normalen Heizen wird allerdings, anders als beim Abtauen, die Jalousie am Frontend des Fahrzeugs nicht geschlossen, da Wärme aus der Umgebung aufgenommen werden soll. Das heißt die Zuheizung kann energetisch sinnvoll wiederum nur in dem Maße betrieben werden, in dem die Temperatur nach Zuheizung die Außentemperatur nicht überschreitet. Mit dieser Zuheizleistung wird die Problematik der fehlenden Heizleistung nicht entschärft, es ergibt sich eine Erhöhung der Lufttemperatur nach Heizkörper von maximal 2 K bei 2/3 der maximalen Drehzahl am Verdichter und 600 l/h Kühlmittelvolumenstrom über den indirekten Verdampfer. Dabei wird mit Zuheizung in etwa die gleiche Wärmemenge am AWT weniger aufgenommen als bei der Simulation ohne Zuheizung. Das heißt, energetisch ist diese Verschaltung nicht sinnvoll.

Im nächsten Schritt wird der Zuheizung stromaufwärts des Heizkörpers platziert. Dieser Schritt verfolgt dreierlei Ziele. Zum einen wird die Wärme an der Stelle in das System eingebracht, an der sie benötigt wird. Zum anderen wird der Kondensationsdruck im Kältekreislauf durch den Wärmeeintrag auf ein höheres Niveau gehoben. Und drittens kann durch die weiterhin niedrige Temperatur am indirekten Verdampfer und Außenwärmeübertrager das Maximum an Wärme aus der Umgebung aufgenommen werden.

Beispielhaft wird diese Verschaltung bei gleichen Randbedingungen wie in Kapitel 2.26 bei 2/3 der maximalen Verdichterdrehzahl simuliert und mit den Simulationen ohne Zuheizung verglichen (Abbildung 2.19). Hierbei wird die Heizleistung des Zuheizers so geregelt, dass eine Lufttemperatur nach Heizkörper entsprechend der Komforttemperatur erreicht wird. Maximal werden 5 kW an Heizleistung zur Verfügung gestellt.



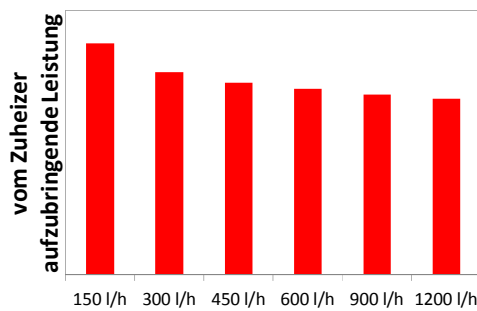
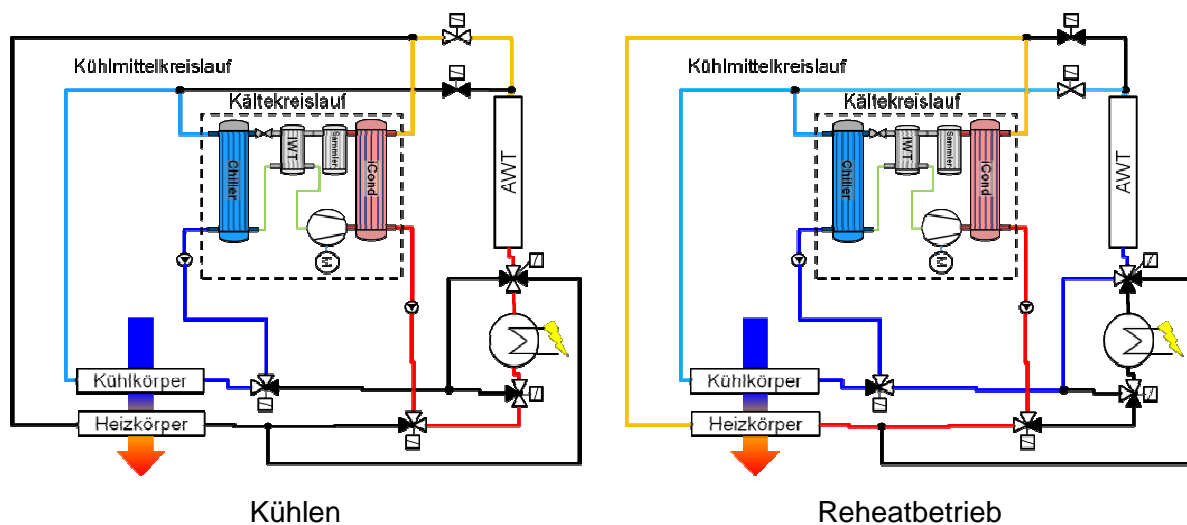


Abbildung 2.19: Vergleich der Luftaustrittstemperaturen nach Heizkörper (links) sowie die aufgenommene Leistung am AWT mit und ohne Zuheizung bei Platzierung des Zuheizers stromaufwärts des Heizkörpers

Die geforderte Lufttemperatur nach Heizkörper wird bei allen simulierten Volumenströmen erreicht. Die aus der Luft aufgenommene Leistung am AWT verändert sich im Vergleich zur Simulation ohne Zuheizung nur marginal. Das heißt, aus der Luft wird das für diesen Fall maximal mögliche Potential ausgenutzt. Die hierfür vom Zuheizer aufzubringen Leistung fällt mit steigendem Volumenstrom am indirekten Verdampfer, ab einem Volumenstrom von 450 l/h geht die Kurve in eine Sättigung über.

Die weiteren Platzierungsmöglichkeiten wurden bereits im Kapitel 2.24 näher beleuchtet, es ergaben sich bei den unterschiedlichen Varianten zum Teil gravierende Einschnitte die Heizleistung betreffend. Das heißt, sollte nicht eine weitere Wärmequelle bei diesen tiefen Temperaturen zur Verfügung stehen (der Verbrennungsmotor bei normalen Fahrzeugen bzw. Hybridfahrzeugen oder die E/E-Komponenten beim E-Fahrzeug, respektive eine weiterer Zuheizer beispielsweise als Heizdraht direkt vor dem AWT in den Einteisungsphasen) ist eine Verschaltung, die sowohl die Zuheizung als auch den Enteisungsmodus optimal unterstützen kann notwendig. Ein Vorschlag ist in Abbildung 2.20 dargestellt.



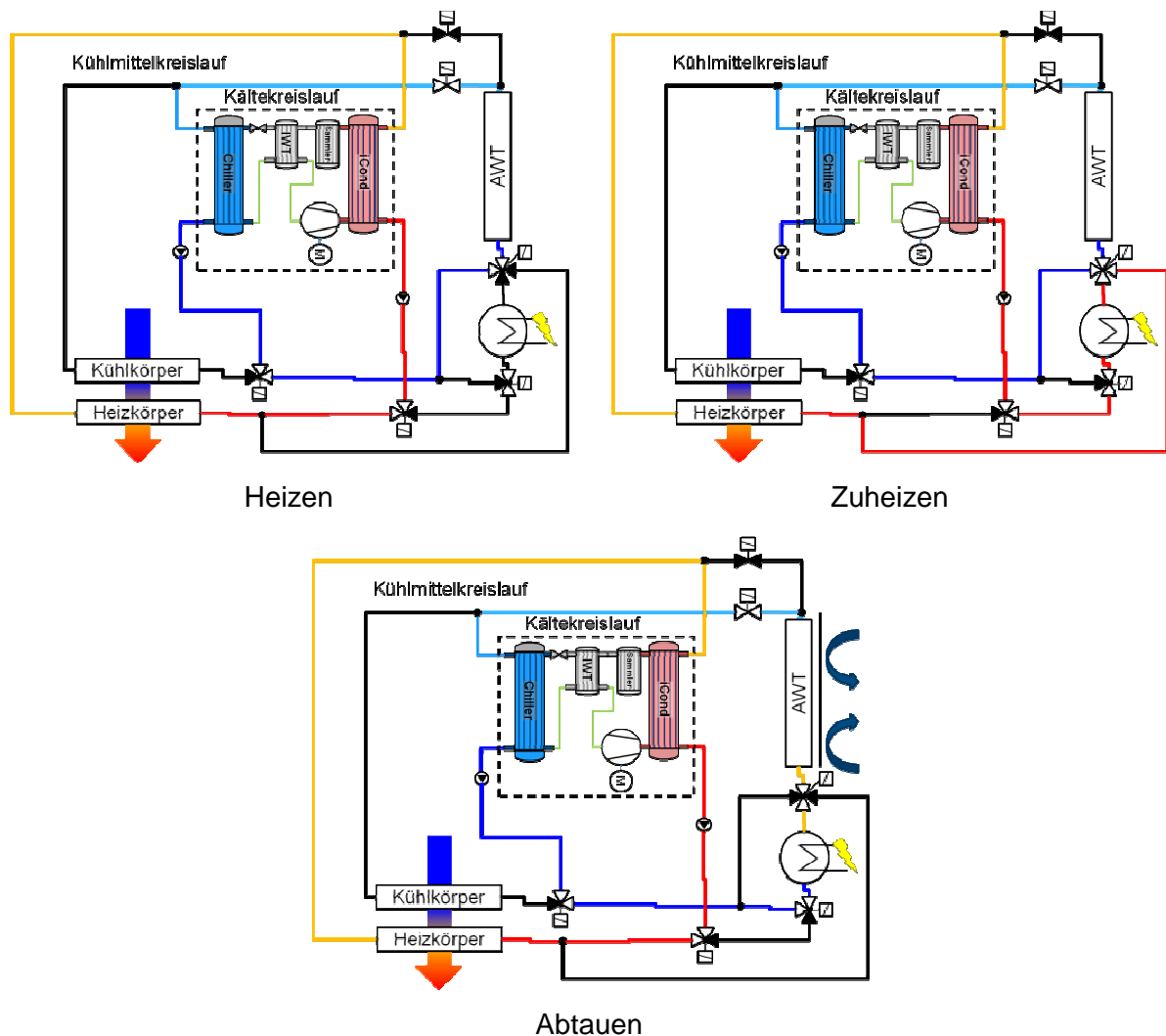


Abbildung 2.20: Vorschlag der Verschaltung des Moduls zur optimalen energetischen Ausnutzung des Zuheizers

Bei der Verschaltung entsprechend Abbildung 2.20 werden zusätzlich zur bisherigen Verschlauchung 2 weitere Verbindungsschläuche als auch ein weiteres 3/2 Wege-Ventil, ein 4/3 Wegeventil sowie ein weiteres T-Stück benötigt.

Diese Anordnung der zusätzlichen Wärmequelle kann als unabhängig vom Kältemittel gesehen werden, da sie in erster Näherung lediglich den Kühlmittelkreislauf betrachtet.

2.28. Reheat

Ähnlich der Vorgehensweise im Kapitel 2.22 wird über unterschiedliche Maßnahmen im Wärmepumpensystem versucht die Lufttemperatur nach Heizkörper unabhängig von der Lufttemperatur nach Kühlkörper einzustellen. Untersuchte Ansätze sind dabei die Änderung

- des Volumenstroms über den indirekten Kondensator,
- des Volumenstroms über den indirekten Verdampfer,
- des Volumenstroms vom indirekten Kondensator über den Außenwärmeübertrager,

- der Drehzahl des Kältemittelverdichters.

Abbildung 2.21 zeigt die Ergebnisse der Untersuchungen.

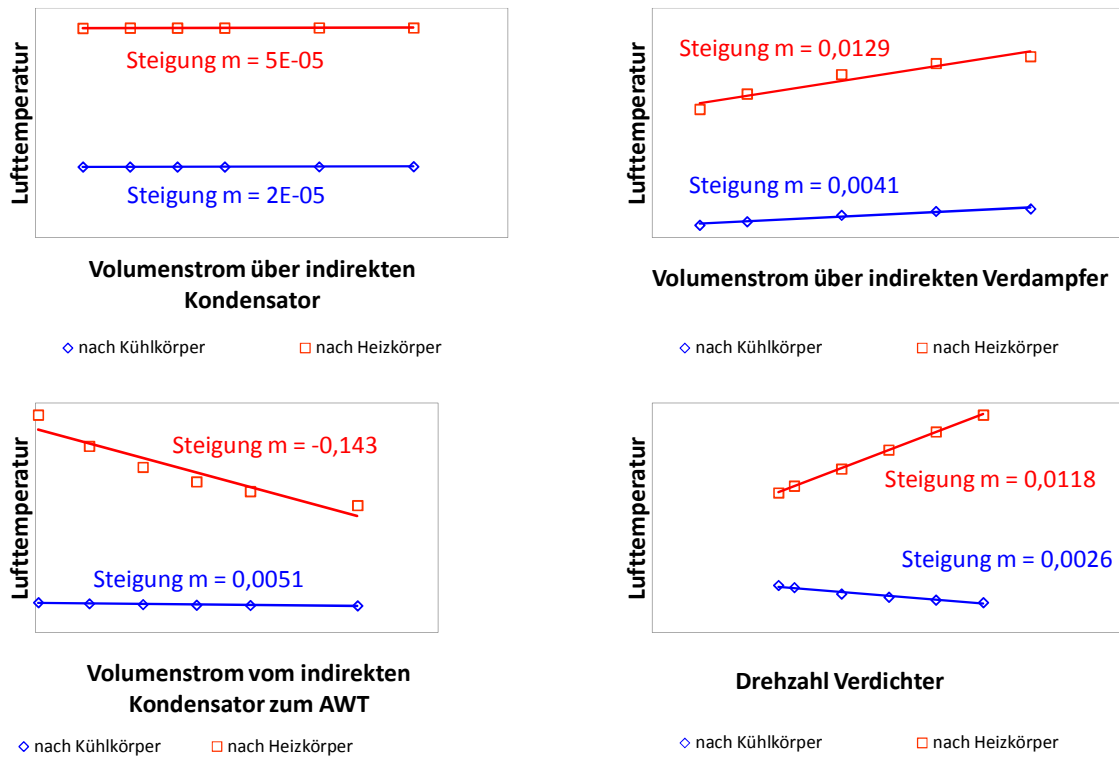


Abbildung 2.21: Vergleich der unterschiedlichen Maßnahmen zur unabhängigen Einstellung der Lufttemperaturen nach Kühlkörper und Heizkörper

Erkennbar ist, dass bei einer Änderung des Kühlmittelvolumenstroms über den indirekten Kondensator (links oben) keinerlei Veränderung der jeweiligen Temperaturen zu erkennen ist. Dieses Ergebnis kann durch Erkenntnisse vom Prüfstand bestätigt werden.

Bei der Änderung des Kühlmittelvolumenstroms über den indirekten Verdampfer (Abbildung 2.21 oben rechts) kann eine gewisse Unabhängigkeit der Temperaturen festgestellt werden, die Steigungen der Ausgleichsgeraden der Lufttemperaturen sind um den Faktor 3 unterschiedlich.

Im Reheatbetrieb wird zunächst der gesamte Volumenstrom, der über den indirekten Kondensator geht, über den Heizkörper geleitet (vgl. Abbildung 2.20). Wird nun ein Teilvolumenstrom zusätzlich noch in Richtung des kalten Zweigs über den AWT geleitet kann eine konstante Lufttemperatur nach Kühlkörper bei beliebig einstellbarer Lufttemperatur nach Heizkörper realisiert werden (vgl. Abbildung 2.21 links unten). Bedingung für diese Einstellmöglichkeit ist ein weiteres Proportionalventil zu dem bereits in Kapitel 2.22 angesprochenen notwendig, um den Kühlmittelvolumenstrom stufenlos einstellen zu können. Die Energieeffizienz wird bei diesem Verfahren nicht maximal sein, da man Energieströme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus mischt.

Eine weitere Möglichkeit ist die Veränderung der Drehzahl des Kältemittelverdichters (vgl. Abbildung 2.21 unten rechts). Es wird deutlich, dass bei steigender Drehzahl die Lufttemperatur nach Kühlkörper sinkt, die Lufttemperatur nach Heizkörper steigt. Es ergibt sich somit immer eine Paarung an Lufttemperaturen, sie sind nicht unabhängig voneinander einstellbar. Durch die Kombination der Maßnahmen Volumenstrom über den indirekten Verdampfer und Drehzahl am Verdichter kann durch eine Überlagerung der Funktionen einerseits aufgrund der positiven Steigung der Ausgleichsgeraden der Lufttemperatur nach Kühlkörper bei steigendem Volumenstrom über den indirekten Verdampfer und der negativen Steigung ebenderselben Temperaturen bei Erhöhung der Drehzahl am Verdichter eine konstante Temperatur nach Kühlkörper eingestellt werden. Andererseits wird durch die Überlagerung der Funktionen der Lufttemperaturen nach Heizkörper eine Verstärkung der Erhöhung dieser Temperaturen hervorgerufen. Somit können über einen weiten Bereich die Lufttemperaturen unabhängig voneinander eingestellt werden.

Damit ergibt sich der Ansatz einer energieeffizienten Einstellung der Lufttemperaturen nach Heizkörper und Kühlkörper im Reheat Betrieb, die in der folgenden Prüfstandsstaffel auf Tauglichkeit überprüft wurde.

2.29. Tieftemperaturkühlmittel

Bereits bei der ersten Messstaffel zeigte sich, dass der Druckabfall der einzelnen Komponenten im kalten Zweig des Aufbaus hoch ist. Grund hierfür ist die Viskosität des verwendeten Kühlmittels. Sie steigt bei Fluiden mit fallender Temperatur des Mediums entsprechend der Arrhenius-Andrade Beziehung (s. Gl 2.2)

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\frac{E_a}{R \cdot T}} \quad \text{Gl 2.2}$$

Dabei ist η_0 eine Materialkonstante, E_a die Aktivierungsenergie R die Gaskonstante und T die absolute Temperatur. Für Wasser Glysantin mit einem Mischungsverhältnis von 50 Vol-% ergibt sich der in Abbildung 2.22 dargestellte Verlauf.

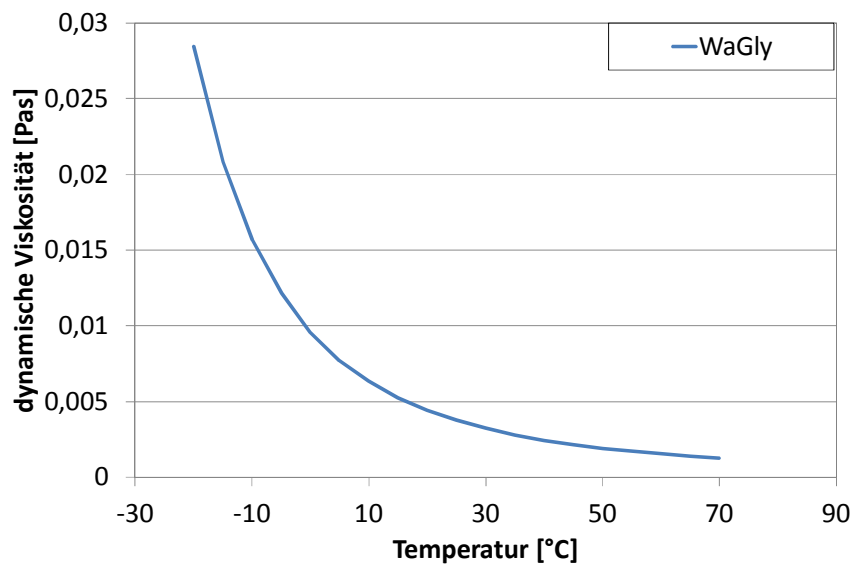


Abbildung 2.22: dynamische Viskosität von Wasser-Glysantin im Mischungsverhältnis 50 Vol-% in Abhängigkeit der Temperatur

Der kalte Zweig in der vorliegenden Verschaltungsvariante bewegt sich vor allem im Modus Heizen meist ca. 10 K unterhalb der Außentemperatur. Anhand der Abbildung lässt sich erkennen, dass dieser Betriebsbereich im Heizmodus in dem Teil der Kurve liegt, in dem die Steigung stark zunimmt. Der Druckabfall ist im laminaren Strömungsbereich proportional abhängig von der dynamischen Viskosität, er steigt damit entsprechend der dargestellten Kurve an.

Der Wärmeübergang bei diesen tiefen Temperaturen ist ebenfalls beeinträchtigt. Die Nusseltzahl ist abhängig von der Reynoldszahl, bei der Reynoldszahl steht die Viskosität im Nenner, das heißt je größer die dynamische Viskosität ist, desto geringer wird die Reynoldszahl und damit verschlechtert sich der Wärmeübergang.

Anhand dieser Überlegung liegt der Versuch ein anderes Kühlmittel mit anderen Stoffwerten zumindest in der Simulation zu untersuchen nahe. Besonderes Augenmerk bei der Suche nach anderen Stoffen wurde hierbei auf eine geringe Viskosität bei noch hoher Wärmeleitfähigkeit und hoher spezifischer Wärmekapazität gelegt.

Im hauseigenen Simulationstool ist ein Stoff mit diesen Eigenschaften hinterlegt. Es handelt sich hierbei um ein Silikat Ester mit dielektrischen Stoffeigenschaften, dass unter dem Namen „Coolanol®“ geführt wird. Haupteinsatzgebiet dieses Stoffes sind die Kühlung von sicherheitsrelevanten Komponenten in der Luft- und Raumfahrt. Die Stoffeigenschaften dieses Fluids sind in Abbildung 2.23 im Vergleich zu Wasser Glysantin mit einem Mischungsverhältnis von 50 Vol-% dargestellt.

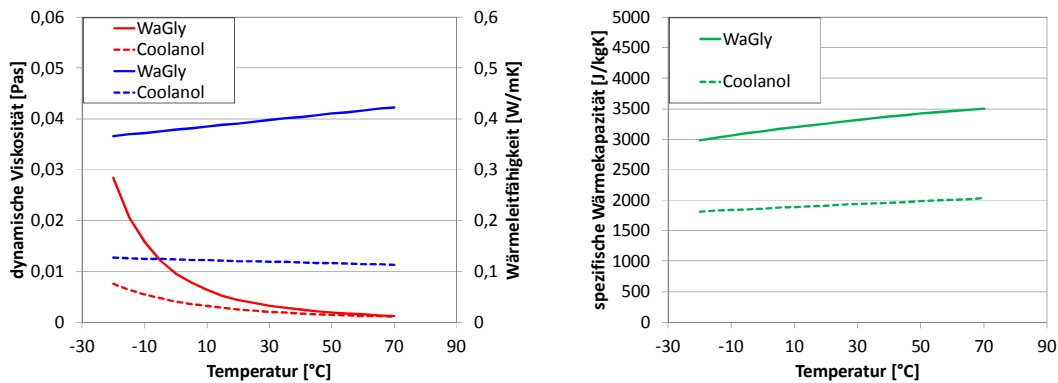


Abbildung 2.23: Vergleich der Stoffdaten von Wasser Glysantin (Mischungsverhältnis 50 Vol-%) und Coolanol®

Die dynamische Viskosität von Coolanol liegt wie gewünscht vor allem im Tieftemperaturbereich unter der Viskosität von Wasser Glysantin. Allerdings liegt sowohl die Wärmeleitfähigkeit als auch die spezifische Wärmekapazität von Coolanol unterhalb derer von Wasser Glysantin.

Die durchgeführten Simulationen zeigen das in Abbildung 2.24 dargestellte Bild. Die Simulationspunkte entsprechen den Punkten in Kapitel 2.26 mit zusätzlicher Verdichterdrehzahl 1/10 der maximalen Drehzahl. Der Gesamtdruckabfall im kalten Zweig verringert sich mit Coolanol im Vergleich zu Wasser Glysantin um ca. den Faktor 3. D.h. die Pumpenleistung bei konstantem Volumenstrom wird abnehmen. Die Heizleistung bei konstantem Volumenstrom verringert sich. Begründet ist dies in den Stoffdaten, die Nusseltzahl in den Wärmeübertragern nimmt ab.

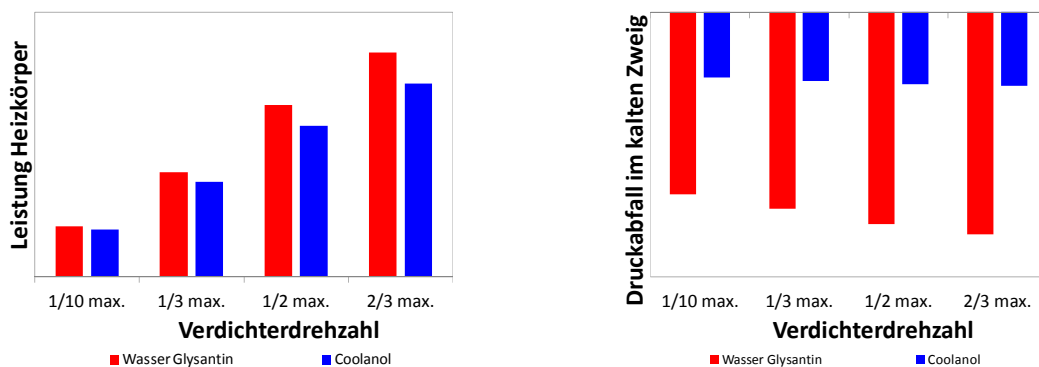


Abbildung 2.24: Heizleistung am Heizkörper und Gesamtdruckabfall im kalten Zweig des Wärmepumpensystems

Um den Vorteil des geringeren Druckabfalls von Coolanol zu beziffern ist eine Simulation mit einem Pumpenmodell notwendig. Hierbei wird der Volumenstrom nicht konstant gehalten, die Führungsgröße übernimmt die maximale Pumpendrehzahl. Mit dem Pumpenmodell einer PCE-XL Pumpe der Fa. Bosch ergeben sich bei maximaler Pumpendrehzahl die in Abbildung 2.25 dargestellten Ergebnisse.

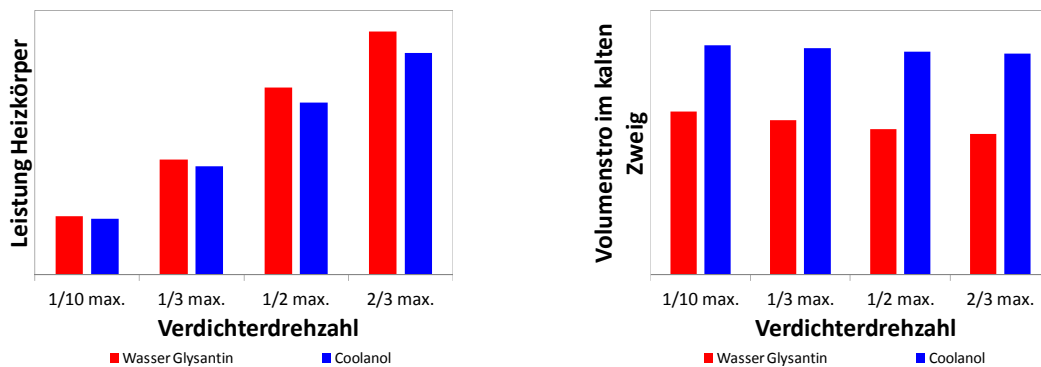


Abbildung 2.25: Heizleistung am Heizkörper und Volumenstrom im kalten Zweig des Wärmepumpensystems bei maximaler Pumpendrehzahl

Insgesamt steigt die Heizleistung im Vergleich zum konstant gehaltenen Volumenstrom, Wasser Glysantin erreicht allerdings weiterhin höhere Heizleistungen. Der Grund hierfür liegt ebenfalls in den Stoffdaten begründet. Die Pumpen fördern einen Volumenstrom, maßgeblich für die Leistung ist jedoch der Massenstrom. Die Dichte der Stoffe vor den Pumpen ist in Abbildung 2.26 dargestellt.

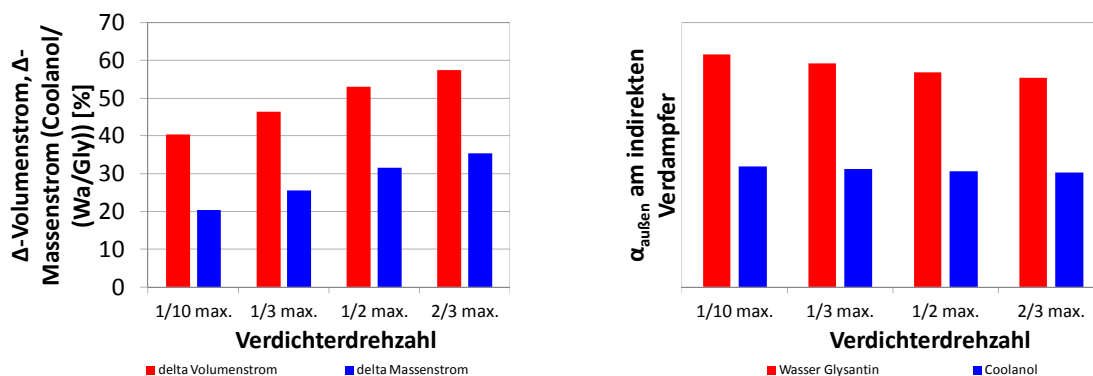


Abbildung 2.26: prozentualer Unterschied des Volumenstroms bzw. des Massenstroms im kalten Zweig des Wärmepumpensystems und spezifischer Wärmeübergangskoeffizient auf der Wasserseite am indirekten Verdampfer

Der Volumenstrom mit Coolanol erhöht sich im kalten Zweig um 40 – 60 %, der maßgebliche Massenstrom dabei lediglich um 20 – 35 %. Die Reynoldszahl erhöht sich in den Rechnungen mit Coolanol zwar, unter Berücksichtigung des Einflusses der restlichen Stoffdaten erniedrigt sich der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{\text{außen}}$ mit Coolanol im indirekten Verdampfer auf ca. die Hälfte.

Eine anschließende Literaturrecherche zu weiteren Ersatzkühlmitteln ergab 2 weitere sinnvolle Medien, Novec 7200 und Novec 7500. Die Stoffdaten im Vergleich zu den bislang untersuchten Medien sind in Abbildung 2.27 dargestellt und versprechen auf den ersten Blick eine Verbesserung der Situation.

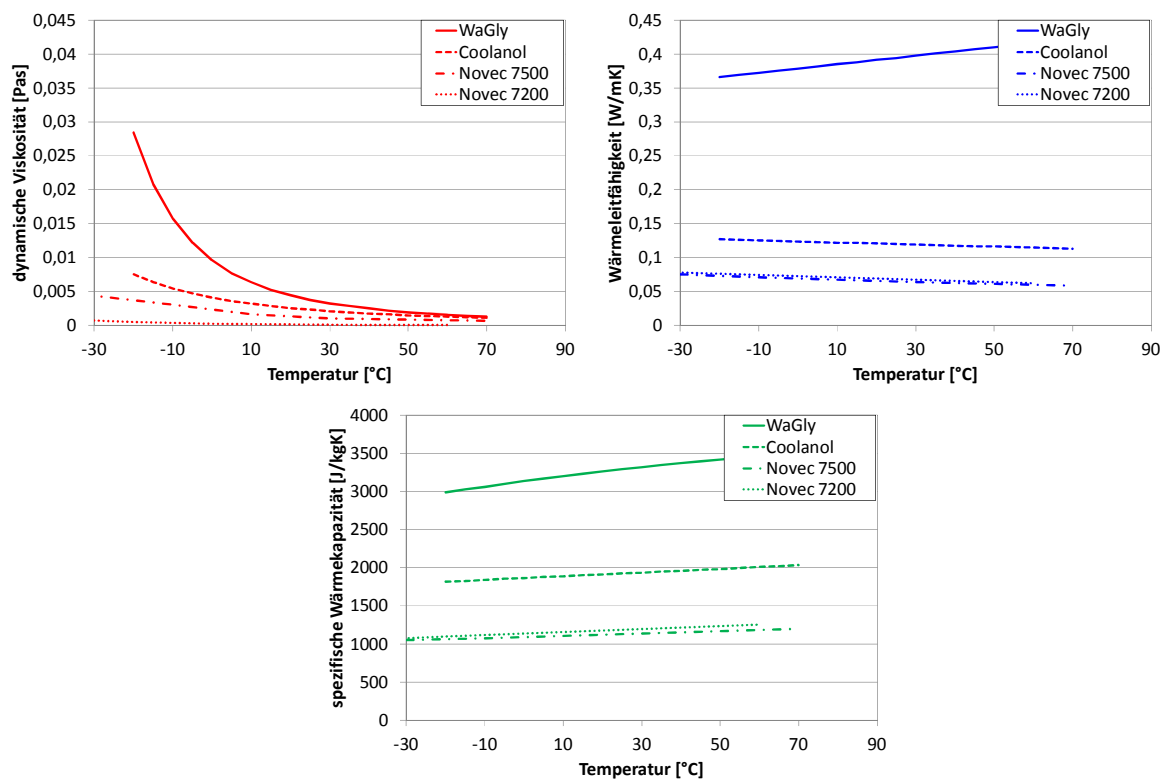


Abbildung 2.27: Vergleich der relevanten Stoffdaten von Wasser/Glyserin, Coolanol, Novec 7200 und Novec 7500

Die dynamische Viskosität ist bei Novec 7500 im relevanten Temperaturbereich extrem gering, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität liegt um den Faktor 4 – 10 unterhalb von Wasser/Glyserin. Der Wärmestrom wird sich somit nicht erhöhen können. Zusammenfassend ergibt sich keine Verbesserung des Systems aufgrund dieser alternativen Kühlmittel.

2.30. Begründung für den Wechsel des Kältemittels von R134a auf R744 (CO₂)

2.31. Ausgangssituation

Bei Messungen des Wärmepumpensystems auf dem Prüfstand wurde festgestellt, dass mit den bis dato verfügbaren Komponenten die Heizleistungsanforderungen eines Fahrzeugs bei Temperaturen unter 0 °C nicht erreicht werden konnten vgl. Abbildung 2.28.

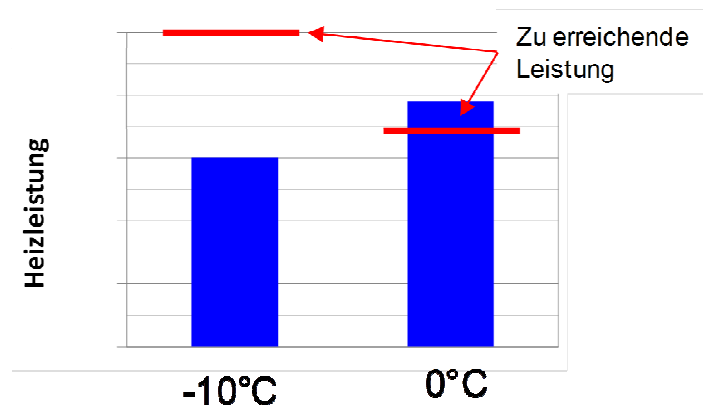


Abbildung 2.28: Vergleich der gemessenen Heizleistung des Wärmepumpensystems mit der benötigten Heizleistung

Bei der anschließenden Optimierung der Einzelkomponenten und der daraus folgenden theoretischen Betrachtung ergab sich, dass das Ziel mit dem Kältemittel R134 und der im Projekt favorisierten Verschaltung nicht erreicht werden kann.

2.32. Volumetrische Kälteleistung

Die Eignung verschiedener Kältemittel für unterschiedliche Anwendungen wird durch die Einführung der volumetrischen Kälteleistung miteinander vergleichbar. Die volumetrische Kälteleistung ist das Produkt aus der Verdampfungsenthalpie $h_{\text{Verdampfung}}$ und der Dichte des Kältemittels auf der Taulinie bei einer bestimmten Verdampfungstemperatur.

$$\text{Volumetrische Kälteleistung} = \Delta h_{\text{Verdampfung}} \cdot \rho_{\text{Taulinie}} \quad \text{Gl 2.3}$$

Vergleicht man beispielsweise die beiden Kältemittel R134a und R744 ergeben sich bei einer definierten Verdampfungstemperatur die in Tabelle 2-4 dargestellten Verhältnisse.

Tabelle 2-4: Vergleich der volumetrischen Kälteleistungen

	Enthalpie auf der Siedelinie [kJ/kg]	Enthalpie auf der Taulinie [kJ/kg]	Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	Dichte [kg/m ³]	Volumetrische Kälteleistung [kJ/m ³]
R134a (0°C Verdampfung)	200	398	198	14,4	2.867
R744 (0°C Verdampfung)	200	431	231	97,6	22.523
R134a (-20°C Verdampfung)	174	387	213	6,8	1.445
R744 (-20°C Verdampfung)	155	437	282	45,7	12.881

Anhand der Tabelle wird ersichtlich, dass bei 0°C Verdampfung (typischer Betriebspunkt in der Klimaanlage) zwischen dem Kältemittel R744 im Vergleich zu R134a der Faktor 8 in der volumetrischen Kälteleistung liegt. Das heißt, würde man bei beiden Kältemitteln Verdichter mit dem gleichen Verdrängungsvolumen einsetzen, bekäme man bei R744 die 8-fach höhere Kälteleistung. Bei gleich bleibender Kälteleistung könnte man das Verdrängungsvolumen des Verdichters um den Faktor 8 verkleinern.

Bei -20°C Verdampfung (typischer Betriebspunkt bei der Wärmepumpe), steigert sich das Verhältnis sogar auf das 9-fache.

Daraus folgt, dass R744 deutliche Vorteile bei tiefen Temperaturen die Kälteleistung betreffend hat. Dass R134a trotzdem bei mobilen Klimaanlage Verwendung findet ist an anderer Stelle begründet, und wird hier nicht dargestellt.

2.33. Druckbegrenzung

Betrachtet man die Stoffeigenschaften des Reinstoffs R134a (s. Punkt 1 in Abbildung 2.29) wird ersichtlich, dass bei Temperaturen kleiner -26 °C der Verdampfungsdruck des Fluides kleiner 1 bar absolut beträgt.

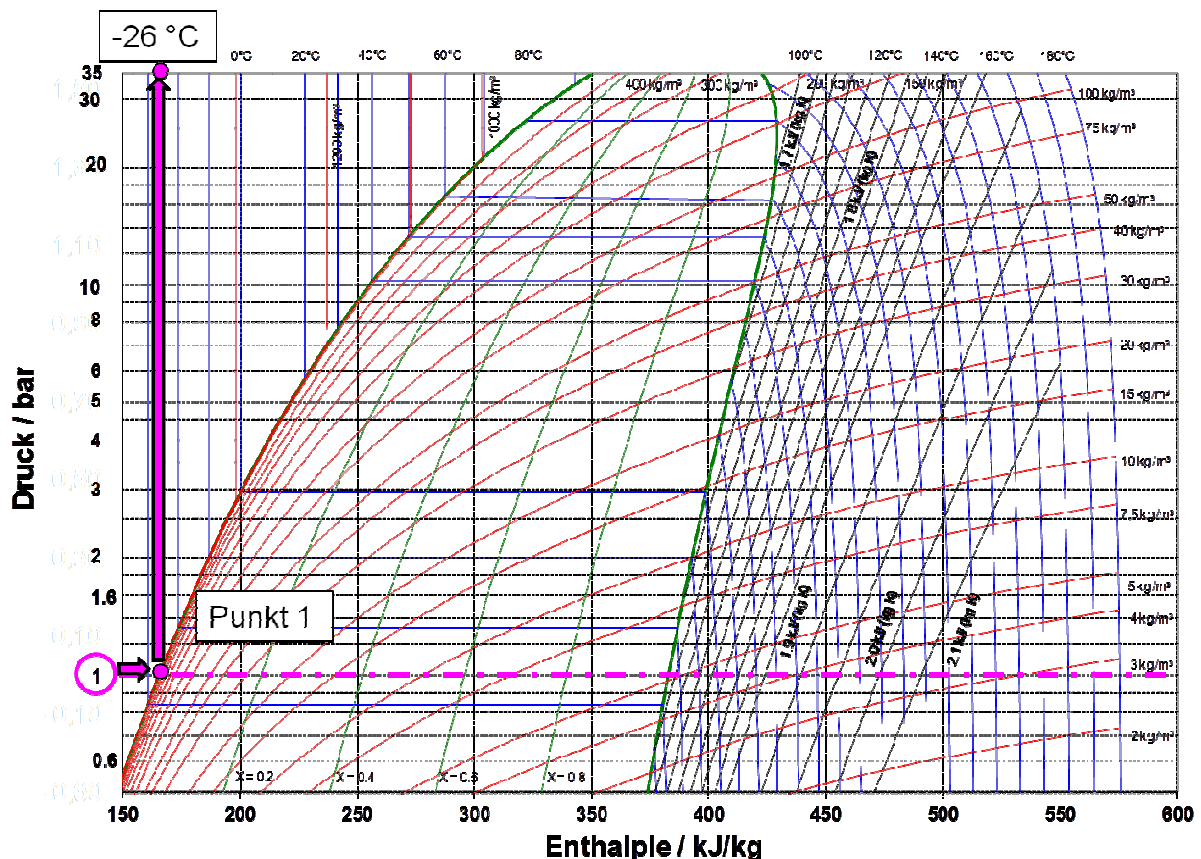


Abbildung 2.29: Druck-Enthalpie Diagramm des Reinstoffes R134a

Bisherige Kältekreisläufe sind bezüglich ihres Dichtkonzepts auf Überdruck ausgelegt. Wird beim Betrieb des Kältekreislaufs aufgrund der äußeren Anforderungen an das System 1 bar im System unterschritten, ändert sich die Richtung der Druckbeanspruchung im Kältekreislauf, es können Undichtheiten entstehen. Diese Undichtheiten in Richtung des Kreislaufs müssen vermieden werden, da darüber Fremdgase oder Wasser in den Kältekreislauf eindringen können und die Komponenten bis zum Ausfall hin schädigen.

Bei den bisher im Hause MAHLE untersuchten Wärmepumpen für den Automotive Bereich war diese Eigenschaft des Kältemittels R134a prinzipbedingt aus folgendem Grund ein geringes Hemmnis für den Einsatz:

Bei der direkten Wärmepumpenschaltung wird das Kältemittel direkt durch die Wärmeaufnahme aus der Luft verdampft. Bei einem notwendigen treibenden Temperaturgefälle zwischen der Luftseite und der Kältemittelseite von beispielsweise 5 K kann somit bei Luft mit einer Temperatur von -21 °C noch Wärme aufgenommen werden, ohne dass man hierbei auf der Kältemittelseite unter das oben angesprochene begrenzende Druckniveau von 1 bar bzw. -26 °C fällt.

Bei indirekter Wärmeaufnahme, das heißt es wird ein weiteres Wärmeträgermedium zwischen der Luft und dem Kältemittel verwendet, gilt dieser Abstand von den oben bereits angesprochenen 5 K nicht mehr. Hier müssen zwei Wärmeübergangswiderstände überwunden werden: von der Luft an das Wärmeträgermedium, vom Wärmeträgermedium ans Kältemittel. Geht man nun bei beiden Wärmübergängen von einem notwendigen treibenden Temperaturgefälle von 5 K aus, so kann Luft mit einer Temperatur von lediglich -16 °C zum Betrieb der Wärmepumpe genutzt werden (vgl. Gl 2.4).

Minimale Kältemitteltemperatur am indirekten Verdampfer:	-26 °C
Notwendiges Temperaturgefälle:	<u>5 K</u>
Kühlmitteltemperatur nach indirektem Verdampfer:	-21 °C

Gl 2.4

Kühlmitteltemperatur vor Außenwärmeübertrager:	-21 °C
Notwendiges Temperaturgefälle:	<u>5 K</u>
Minimale Außentemperatur der Luft:	-16 °C

Das bedeutet der Betriebsbereich verkleinert sich.

Die Bestimmung der tatsächlichen Betriebsgrenze des im Förderprojekt angestrebten Wärmepumpenkonzepts kann durch den Austauschgrad vorgenommen werden. Der Austauschgrad ist eine Größe, mit der man die Effizienz von Wärmeübertragern bestimmen kann. Der Austauschgrad ist wie folgt definiert:

Austauschgrad (Φ)

$$\begin{aligned} &= \frac{\text{tatsächliche Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Fluids}}{\text{maximal mögliche Temperaturdifferenz}} && \text{Gl 2.5} \\ &= \frac{\text{Temperatur Fluid 1 Eintritt} - \text{Temperatur Fluid 1 Austritt}}{\text{Temperatur Fluid 1 Eintritt} - \text{Temperatur Fluid 2 Eintritt}} \end{aligned}$$

Kann die Wärme aus dem Fluid 1 vollständig an das Fluid 2 übergeben werden, so ist der Austauschgrad 1, der Wärmeübertrager ist ideal. Wird die Wärme nicht vollständig übertragen, wird der Austauschgrad kleiner 1.

2.34. Folgen der Druckbegrenzung für das Wärmepumpensystem

Die Prüfstandsmessungen zeigten bei Temperaturen unterhalb 0 °C Außentemperatur eine nicht ausreichende Heizleistung. Grund hierfür ist die oben angesprochene Grenze von 1 bar im Wärmepumpenkreislauf, die mit dem Kältemittel R134a aufgrund der Stoffeigenschaften (s. Kapitel 2.32) schnell erreicht wird.

Löst man bei gegebenem Austauschgrad des indirekten Verdampfers die Gl 2.5 in Richtung der Temperatur Fluid 2 Eintritt um, was bei einem Verdampfer der Verdampfungstemperatur entspricht (Vgl. Gl 2.6 und Gl 2.7 $T_{\text{Verdampfung, indirekter Verdampfer}}$, $T_{\text{Verdampfung, direkter Verdampfer}}$), kann man die im Betrieb des Kältekreislaufs entstehenden Verdampfungstemperaturen analytisch bestimmen.

Durch den in der ersten Messstaffel gemessenen Austauschgrad des indirekten Verdampfers, der aufgrund des doppelten Wärmeübergangs (von der Luft ins Kühlmittel, vom Kühlmittel an das Kältemittel verglichen mit direkt von der Luft ins Kältemittel beim direkten Systems) ca. halb so groß wie der eines direkten Verdampfers ist ergibt sich im Vergleich zu einem direkten Verdampfer bei -10 °C Außentemperatur folgendes Bild:

$$T_{\text{Verdampfung,indirekter Verdampfer}} = -19,8^{\circ}\text{C} \quad \text{Gl 2.6}$$

Berechnet man mit diesen Angaben die theoretische Verdampfungstemperatur eines direkten Verdampfers bei gleicher Leistung ergibt sich folgendes Bild:

$$T_{\text{Verdampfung,direkter Verdampfer}} = -12,9^{\circ}\text{C} \quad \text{Gl 2.7}$$

Hieran kann man erkennen, dass aufgrund des geringen Austauschgrads und des zweiten Wärmeübergangs bei der indirekten Verschaltung eine deutliche Absenkung der Verdampfungstemperatur zum Erreichen derselben Leistung notwendig ist. Dadurch kommt der oben

angesprochene Bereich, bei dem im Wärmepumpenkreislauf die 1 bar (und damit die Betriebsgrenze) erreicht wird, sehr nahe.

2.35. Konsequenzen aus den Messergebnissen und den Stoffeigenschaften

Theoretische Betrachtungen, die anhand der auf dem Prüfstand durchgeführten Messungen im Förderprojekt durchgeführt wurden, ergaben einen maximal möglichen Austauschgrad des indirekten Verdampfers mit dem bisher favorisierten Konzept und R134a als Kältemittel von ca. 2/3 des Austauschgrads für direkte Verdampfer. Führt man dieselbe Rechnung wie in Kapitel 2.34 durch, ergibt sich eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur um ~ 3 K, die die Problematik nicht in ausreichendem Maße entschärft. Für diese tiefen Verdampfungstemperaturen ist R134a nicht das richtige Kältemittel.

Eine weitere mögliche Maßnahme ist der Einsatz von mehreren parallel geschalteten indirekten Verdampfern. Dies wiederum widerspricht der angestrebten Einfachheit des Kältekreislaufs ohne Kältemittelventile und die damit einhergehenden Konsequenzen, wie sie in [7] beschrieben sind. Diese Maßnahme wurde ebenfalls als nicht zielführend betrachtet.

Die Automobilhersteller einigten sich weltweit in 2010 auf das neue, chemische Kältemittel R1234yf zum Einsatz in automobilen Klimaanlage. Dieses Kältemittel mit einem GWP von 4 gleicht die Stoffeigenschaften betreffend sehr stark R134a. Die Sicherheitsvorkehrungen bei der Handhabung von R1234yf sind momentan aufgrund der geringen Erfahrung und der leichten Brennbarkeit damit noch enorm komplex. Hinzu kommt, dass die Verfügbarkeit des Kältemittels nicht verlässlich gegeben war. Aufgrund dessen, und durch die Erfahrungen im Hause MAHLE, dass eine Übertragbarkeit der Ergebnisse von R134a auf R1234yf gegeben ist, wurden die Messungen mit R134a durchgeführt.

Die oben angesprochene Problematik der Drucklagen bei tiefen Temperaturen unterscheidet sich bei R1234yf zu R134a kaum und bietet somit keinen Ausweg aus der Situation. Auch die volumetrische Kälteleistung von R134a und R1234yf unterscheidet sich nur unwesentlich.

Hinzu kommt, dass dieses bislang favorisierte Nachfolgekältemittel R1234yf durch Untersuchung der Daimler AG stark in die Kritik geraten ist [8], da es sich bei einem schweren Frontalaufprall mit anschließendem Austreten des Kältemittels in den Motorraum entzünden kann. Aufgrund der Untersuchungen wendeten sich die deutschen Automobilhersteller in 2013 vom Nachfolgekältemittel R1234yf ab [9, 10]. Somit kam R1234yf als Ersatzkältemittel nicht in Frage.

Aus diesen oben genannten Gründen erschien der Wechsel des Kältemittels für den Einsatz der im Förderprojekt vorgesehenen Wärmepumpe sinnvoll und notwendig.

Alternative Kältemittel sind, wie in [1] angesprochen, beispielsweise Propan (R290), Isobutan (R600) oder CO₂ (R744) um nur einige verfügbare Kältemittel zu nennen. Eine Übersicht unterschiedlicher Kältemittel ist in [12] zu finden. Abbildung 2.30 aus [12] zeigt, dass sich mit der Einschränkung des GWP auf 150 die Zahl an möglichen Kältemittelalternativen zu R134a/R1234yf für den Einsatz im automotive Bereich deutlich einschränkt. Als mögliche Kältemittel kommen R152a, R717, R723, R600a, R290, R1270, R170 und R744 in Frage.

Aus der genannten Diskussion wird deutlich, dass brennbare Kältemittel - in welcher Form auch immer – sich als nicht tragfähig für die Zukunft erweisen. Die Brennbarkeit der Kältemittel wird aus den sogenannten Sicherheitsgruppen ersichtlich. Hierbei steht A für geringe Toxizität, B für größere Toxizität, 1 für keine Flammausbreitung, 2 für geringe Brennbarkeit und 3 für größere Brennbarkeit.

Aus diesem Grund fallen aus MAHLE Sicht in 2013 von den bislang noch in Betracht kommenden Kältemitteln diejenigen weg, die zur Sicherheitsgruppe mit Brennbarkeit zählen (A2, A3, B2, B3, vgl. Abbildung 2.30).

Kältemittel	Zusammensetzung (Formel)	Ersatz für	Anwendungsbereich	ODP [R11=1,0]	GWP _(100a) ^⑤ ^⑥ [CO ₂ =1,0]	Sicherheitsgruppe ^④	Praktischer Grenzwert [kg/m ³] ^④
HFCKW-Kältemittel							
R22	CHClF ₂	R502 (R12 [Ⓣ])	siehe Seite 38	0,055	1700	A1	0,3
R124	CHClFCF ₃	R114 [Ⓣ] , R12B1		0,022	620	A1	0,11
R142b	CClF ₂ CH ₃			0,065	2400	A1	0,066
HFCKW/HFKW Service-Gemische (Übergangs-Alternativen)							
R401A	R22/152a/124	R12 (R500)	siehe Seite 38	0,037	1130	A1	0,3
R401B	R22/152a/124			0,04	1220	A1	0,34
R409A	R22/142b/124			0,048	1540	A1	0,16
R402A	R22/125/290	R502	siehe Seite 38	0,021	2690	A1	0,33
R402B	R22/125/290			0,033	2310	A1	0,32
R403B	R22/218/290			0,031	4310	A1	0,41
R408A	R22/143a/125			0,026	3020	A1	0,41
HFKW – chlorfrei – Kältemittel (langfristige Alternativen)							
R134a	CF ₃ CH ₂ F	R12 (R22 [Ⓣ])	siehe Seite 38	0	1300	A1	0,25
R152a	CHF ₂ CH ₃	vorzugsweise als Gemisch-Komponenten			120	A2	0,027
R125	CF ₃ CHF ₂				3400	A1	0,39
R143a	CF ₃ CH ₃				4300	A2	0,056
R32	CH ₂ F ₂				550	A2	0,061
R227ea	CF ₃ -CHF-CF ₃		R12B1, R114 [Ⓣ]	3500	A1	0,59	
R236fa	CF ₃ -CH ₂ -CF ₃	R114	9400	A1	0,59		
R23	CHF ₃	R13 (R503)		12000	A1	0,68	
HFKW – chlorfrei – Gemische (langfristige Alternativen)							
R404A	R143a/125/134a	R22 (R502)	siehe Seite 38	0	3780	A1	0,52
R507A	R143a/125				3850	A1	0,53
R407A	R32/125/134a				1990	A1	0,33
R407F	R32/125/134a				1705	A1	0,29
R422A	R125/134a/600a				3040	A1	0,29
R437A	R125/134a/600/601				R12 (R500)	1680	A1
R407C	R32/125/134a	R22	siehe Seite 38	0	1650	A1	0,31
R417A	R125/134a/600				2240	A1	0,15
R417B	R125/134a/600				2920	A1	0,07
R422D	R125/134a/600a				2620	A1	0,26
R427A	R32/125/143a/134a				2010	A1	0,28
R438A	R32/125/134a/600/601a				2150	A1	0,08
R410A	R32/125	R22 [Ⓣ] (R13B1 [Ⓢ])		1980	A1	0,44	
ISCEON M089	R125/218/290	R13B1 [Ⓢ]		N/A	N/A	N/A	
R508A	R23/116	R503		11940	A1	0,23	
R508B	R23/116		11950	A1	0,2		
Halogenfreie Kältemittel (langfristige Alternativen)							
R717	NH ₃	R22 (R502)	siehe Seite 39	0	0	B2	0,00035
R723	NH ₃ /R-E170	R22 (502)			8	B2	N/A
R600a	C ₄ H ₁₀	R114, R12B1			3	A3	0,011
R290	C ₃ H ₈	R22 (R502)			3	A3	0,008
R1270	C ₃ H ₆	R22 (R502)			3	A3	0,008
R170 [Ⓢ]	C ₂ H ₆	R13, R503			3	A3	0,008
R744	CO ₂	Diverse		1	A1	0,07	

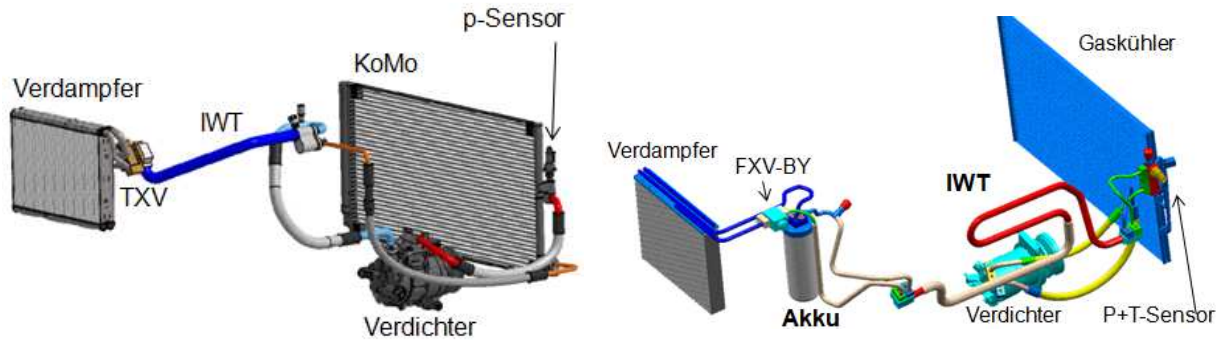
Abbildung 2.30: Aus [12] Abb. 33 – gängige Kältemittel und ihr GWP

Anhand dieser Randbedingungen bleibt R744 als mögliches Kältemittel übrig. Ein weiterer Vorteil ist, dass mit der Kältemitteldiskussion R744 als Kältemittel für die deutschen Automobilhersteller wieder eine Alternative darstellt. Somit erscheint das Kältemittel R744 unter den bisher geltenden Randbedingungen als das Kältemittel der Wahl um den Anforderungen einer Wärmepumpe im Fahrzeugumfeld gerecht zu werden.

Sollte sich der Markt oder die Randbedingungen seitens des Gesetzgebers ändern, muss eine neue Bewertung des Kältemittels durchgeführt werden.

2.36. Folgen des Kältemittelwechsels für die Komponenten des Wärmepumpensystems

Bis zum Jahr 2010 hatte sich der Verband deutscher Automobilhersteller für R744 als Ersatzkältemittel für R134a entschieden. Dadurch wurden im Hause MAHLE zahlreiche Untersuchungen in Richtung mobiler Klimaanlage für den Einsatz im Kraftfahrzeug durchgeführt. Hauptfokus lag dabei auf dem Übertrag der bisherigen Technologie mit R134a auf R744. Verdeutlicht wird dies in Abbildung 2.31.



Kältekreislauf mit R134a als Kältemittel

Kältekreislauf mit R744 als Kältemittel

Abbildung 2.31: Vergleich der Kältekreisläufe mit den Kältemitteln R134a und R744

Bei den Wärmeübertragern handelt es sich hierbei um luftgekühlte/beheizte Wärmeübertrager. Kühlmittelgekühlte oder –beheizte Wärmeübertrager mit dem Kältemittel R744 waren dabei bereits in der Planung, wurden aber noch nicht umgesetzt.

Ab 2009 zeichnete sich bereits ab, dass die Automobilhersteller von ihrem Vorhaben R744 als zukünftiges Kältemittel einzusetzen abrücken würden. Als Folge darauf wurden die MAHLE betreffenden Aktivitäten, die mit der Elektromobilität zusammenhingen (Chiller zur Batteriekühlung etc.) mit dem „neuen“ zukünftigen Kältemittel R1234yf durchgeführt.

Aufgrund dessen konnte in der ersten Messstaffel der Wärmepumpe im Förderprojekt auf bereits vorhandene Designs, die allerdings nicht für den Einsatz in einer Wärmepumpe gedacht waren (vgl. [7]), zurückgegriffen werden.

Durch den angestrebten Wechsel des Kältemittels auf R744 konnten die bisherigen Designs nicht übernommen werden. Auch ergaben sich Änderungen von Komponenten im Kältekreislauf an sich, die in unten stehender Tabelle dargestellt sind (vgl. auch [7]).

Tabelle 2-5: Komponenten des Wärmepumpensystems

	R134a	R744
kältemittelseitig (MAHLE eigene)	indirekter Kondensator in Stapelscheibenbauweise (i-Cond)	indirekter Gaskühler, Design noch zu erforschen

Teile)	indirekter Verdampfer in Stapelscheibenbauweise (Chiller)	indirekter Verdampfer, Design noch zu erforschen
	Innerer Wärmeübertrager in Stapelscheibenbauweise (IHX)	Kombinierte Einheit aus Niederdruckkältemittelsammler und innerem Wärmeübertrager, Design und Funktionsweise noch zu erforschen
	Hochdruckkältemittelsammler	
kältemittelseitige Zukaufteile	Thermostatisches Expansionsventil	Elektrisches Expansionsorgan
	Kältemittelverdichter R134a (Serienteil) mit Ansteuerbox	Kältemittelverdichter R744 (Prototypenbauteil) mit Riementrieb
	Kältemittel R134a	Kältemittel R744
	Verrohrung	Verrohrung
kühlmittelseitig	Niedertemperaturkühler (Außenwärmeübertrager)	keine Veränderung
	Kühlkörper	
	Heizkörper	
kühlmittelseitige Zukaufteile	Kühlmittelventile	keine Veränderung
	Kühlmittelpumpen	
	Schläuche	

2.37. Aufbau des Wärmepumpensystems mit ersten Funktionsmustern und dem Kältemittel R744 (2. Messstaffel; „R744/1“)

2.38. Auslegung der R744 Komponenten

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des Arbeitspakets 390 entsprechend der Teilvorhabensbeschreibung [18] beschrieben.

Die Randbedingungen zur Auslegung der R744 Komponenten unterscheiden sich nicht von denen der R134a Komponenten. Das Design der Komponenten verändert sich aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften des natürlichen Kältemittels, am augenscheinlichsten der Druck, grundlegend (vgl. Abbildung 2.32).

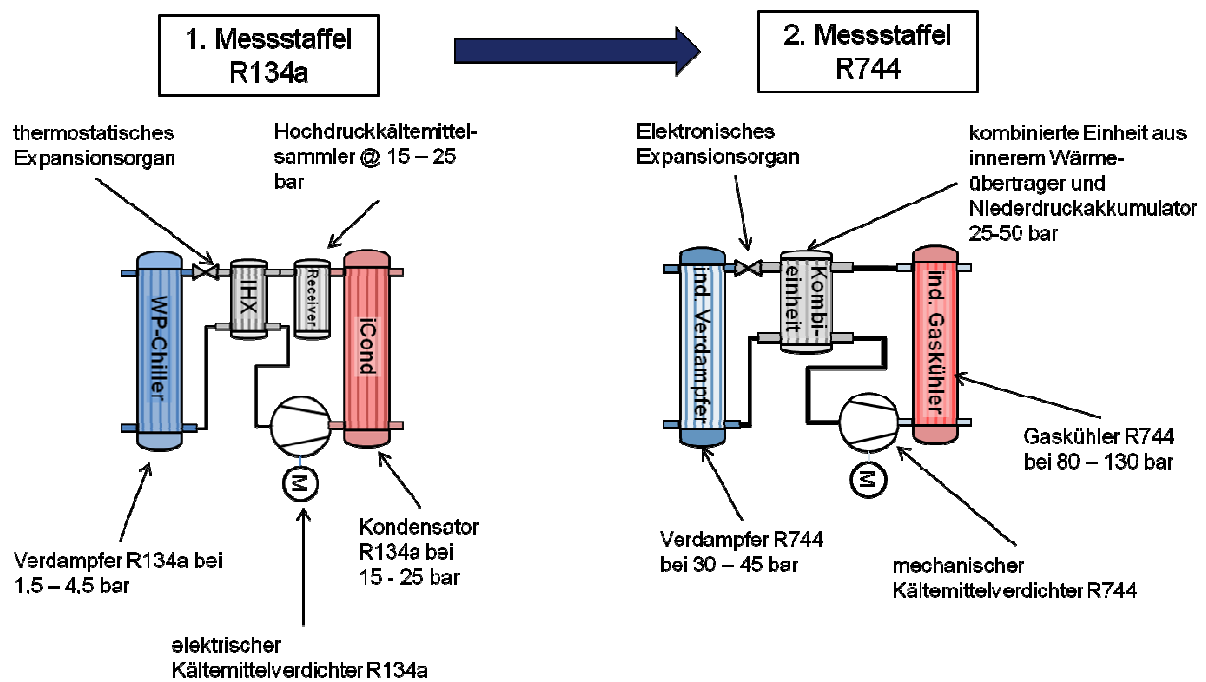


Abbildung 2.32: Änderungen des Druckniveaus beim Wechsel von R134a auf R744

Durch die im Hause MAHLE bereits in 2007 gemachten Erfahrungen mit dem Kältemittel R744 konnte der indirekte R744 Verdampfer für die 2. Messstaffel basierend auf einem luftbeaufschlagten Verdampfer recht schnell aufgebaut werden. Statt der Luftbeaufschlagung wurde der Verdampfer mit einem Blechmantel zur Gewährleistung der Durchströmung mit Kühlmittel versehen.

Der indirekte Gaskühler konnte nicht auf dem luftbeaufschlagten Gaskühler fußen, da die Dimensionen nicht mit denen eines kompakten Moduls zu vereinbaren waren. Aufgrund dessen wurde ein neues Design mittels des hauseigenen Simulationstools erforscht. Die Grundlegenden Problematiken ergaben sich hierbei nicht in der thermodynamischen Auslegung, vielmehr in der Darstellung der Komponente. Es mussten Lötversuche mit dem gegenüber R134a veränderten Werkstoff durchgeführt werden, um Undichtigkeiten auf der Kältemittel-seite der ersten aufgebauten Funktionsmuster auszuschließen. Desweiteren musste das Materialkonzept hinsichtlich der Verträglichkeit des Werkstoffs in Verbindung mit Kühlmittel erforscht werden.

Die kombinierte Einheit aus Niederdruckkältemittelsammler und innerem Wärmeübertrager war prinzipiell aus den Untersuchungen in 2007 bereits bekannt. Beim Aufbau der ersten Funktionsmuster ergaben sich verschiedene Problemstellungen wie zum Beispiel die Kältemitteldichtheit der Niederdruckseite oder die Größe und Positionierung der Ölbohrung zur Gewährleistung einer Ölrückführung zum Kältemittelverdichter. Zu Beginn der 1. Messstaffel mit R744 waren diese Themen nicht abgearbeitet, es wurde mit einem Zwischenstand gearbeitet.

Das System mit R134a wurde in 2012 mit einem elektrischen Scrollkompressor betrieben. Zum Zeitpunkt der 2. Messstaffel gab es für CO₂ keinen elektrischen Verdichter in dieser Leistungsklasse. Es wird auf einen riemengetriebenen, intern geregelten, extern angesteuerten Hubkolbenverdichter zurückgegriffen. Um bei Hochlastpunkten keinen Leistungs Nachteil aufgrund des geringen Fördervolumens im Vergleich zum Scrollverdichter zu erhalten, wird eine mittlere Drehzahl von 1800 1/min als Standarddrehzahl festgelegt. Nachteilig an dieser Drehzahl ist, dass in Teillast eine starke Abregelung des Verdichters erfolgt. Damit geht ein gewisser COP-Nachteil aufgrund des größeren Regelmassenstroms im Vergleich zum Vollhub einher. Der eingesetzte Verdichter war ein erstes Funktionsmuster, das bis zu einem Saugdruck von 30 bar, das entspricht einer Verdampfungstemperatur von $-5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, vom Verdichterhersteller freigegeben war. Hier wurde bereits deutlich, dass der Wärmepumpenbetrieb mit diesem Verdichter auf Umgebungstemperaturen bis minimal 0°C möglich sein würde. Für Untersuchungen zur Regelung des Reheatbetriebs, sowie ersten Erfahrungen mit den neuen R744 Komponenten wurde diese Einschränkung hingenommen.

Ein weiterer Unterschied ist die Art der Kühlung des riemengetriebenen Verdichters im Vergleich zum E-Verdichter. Beim R134a E-Verdichter wird die Elektronik intern durch das Sauggas gekühlt. Damit wird die Abwärme ans Kältemittel übergeben und steht im Wärmepumpenbetrieb als Nutzwärme zur Verfügung. Der riemengetriebene Verdichter hat diese Sauggaskühlung nicht, da er zum Einen den Antrieb nach außen verlagert hat (im Fahrzeug mit Verbrennungsmotor eben den Verbrennungsmotor) zum anderen gibt er Wärme über Kühlrippen an der Mantelfläche an die Umgebungsluft ab. Dieser Vorteil des E-Verdichters im Wärmepumpenmodus kann im AC-Betrieb zum Nachteil werden, da der Kondensator diese Wärme zusätzlich abführen muss. Abbildung 2.33 verdeutlicht den Pfad des Sauggases eines E-Verdichters mit R134a der Firma Denso Automotive.

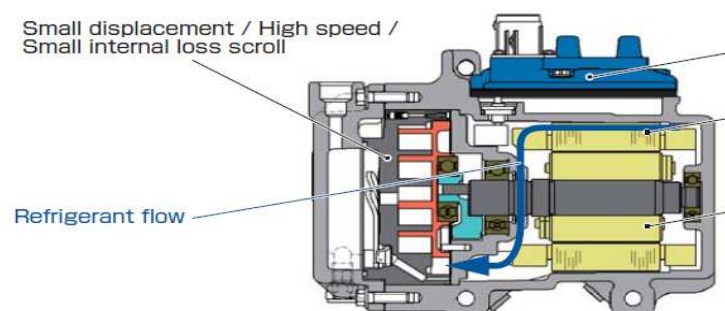


Abbildung 2.33: schematischer Weg des Kältemittels beim Denso E-Verdichter ES34, Quelle: Denso Automotive Homepage

Aufgrund der Ergebnisse der ersten Messstaffel wurde auf der Kühlmittelseite auf leistungstärkere Pumpen der Firma Bosch zurückgegriffen.

2.39. Ergebnisse des AC Betriebs der 2. Messstaffel („R744/1“)

Der AC Betrieb liegt im vorliegenden Teilvorhaben nicht im Fokus der Betrachtungen. Der Vollständigkeit halber wurde dieser Betrieb ebenfalls betrachtet, er soll an dieser Stelle nur sehr kurz behandelt werden.

Im AC-Betrieb ergibt sich mit R744/1 ein Leistungsachteil von 7 bis 15 % im Vergleich zum System mit R134a. Hauptgründe sind die jeweils schlechteren temperature approaches (vgl. Gl 2.9) des indirekten Gaskühlers (iGC) und des indirekten Verdampfers (iEvap) sowie die engen Grenzen, in denen der R744 Verdichter betrieben werden darf.

$$\text{temperature approach} = T_{\text{Kältemittel,Austritt}} - T_{\text{Kühlmittel,Eintritt}} \quad \text{Gl 2.8}$$

Den COP betreffend ist der Kreislauf mit R744 im Schnitt um 44 % niedriger als der R134a Kreislauf. Gründe sind dieselben wie in Volllast, zusätzlich ist der Gesamtwirkungsgrad des R744 Verdichters deutlich geringer als der des E-Verdichters mit R134a.

2.40. Ergebnisse der 2. Messstaffel im Wärmepumpenbetrieb („R744/1“)

Bei der Inbetriebnahme des Systems im Wärmepumpenmodus wurde bei 0 °C Außentemperatur festgestellt, dass aufgrund der Limitierung des Saugdrucks des Verdichters auf 30 bar eine nicht akzeptable Heizleistung erreicht werden konnte. Um die Leistungsgrenze des Systems mit diesem Verdichter im Wärmepumpenbetrieb festzustellen wurden die Randbedingungen entsprechend Tabelle 2-6 sukzessive von warmen Temperaturen auf Temperaturen, die für den Wärmepumpenbetrieb relevant sind, gesenkt.

Tabelle 2-6: Temperaturen vor Außenwärmeübertrager und vor Kühlkörper zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit des Systems

Lufttemperatur vor AWT [°C]	Lufttemperatur vor Kühlkörper [°C]
20	20
20	10
20	0
10	0
5	0
3	0
0	0

Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 2.34 dargestellt.

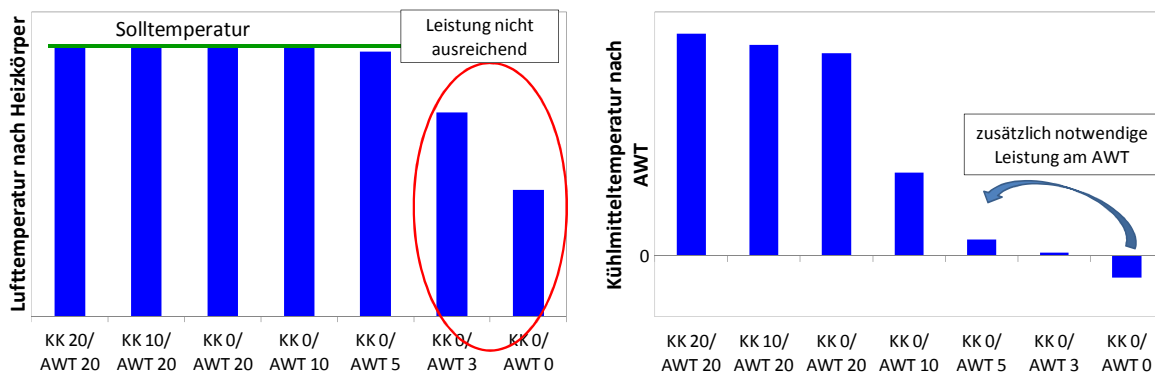


Abbildung 2.34: Lufttemperaturen nach Heizkörper (links) und Kühlmitteltemperaturen nach Außenwärmeübertrager bei unterschiedlichen Außentemperaturen im Wärmepumpenmodus

Es ist erkennbar, dass unterhalb einer Quellentemperatur von 5 °C die geforderte Heizleistung nicht mehr erreicht werden kann.

Wird davon ausgegangen, dass ein elektrisches Zuheizsystem an Bord ist, müssen der „kalten“ Seite ca. 200 W zusätzlich zugeführt werden um eine ausreichend hohe Quellentemperatur nach Außenwärmeübertrager und damit Solltemperatur nach Heizkörper zu halten. Abbildung 2.35 zeigt die COPs der Messpunkte. Mit der zusätzlich eingerechneten elektrischen Heizleistung sinkt der gemessene COP von 1,9 auf berechnet 1,7. Somit wird die geforderte Leistungsziffer von 2 bei diesen Randbedingungen mit diesem Verdichter nicht erreicht.

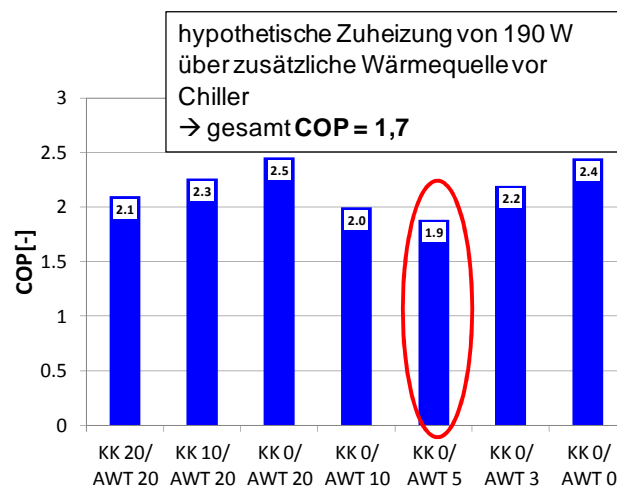


Abbildung 2.35: COP bei unterschiedlichen Außentemperaturen im Wärmepumpenmodus mit dem Verdichter LA31K

Weitere Punkte bei 0°C Außentemperatur wurden mit diesem Verdichter aufgrund der Saugdruckproblematik nicht gemessen.

Um dennoch aussagefähige Ergebnisse die ersten Komponentenfunktionsmuster der Firma MAHLE im Wärmepumpen Betrieb in der ersten Messstaffel mit R744 zu generieren wurde ein weiterer Verdichter, der von seinen Abmaßen und seinem Gewicht nicht automotive tauglich ist, in das System integriert. Mit diesem Verdichter konnte gegenüber dem vorgegeben Ziel einen COP von ca. 2 bei 0°C Außentemperatur ein COP von 1,8 erreicht werden. Zieht man in Betracht, dass der zu diesem Zeitpunkt im System integrierte Verdichter ein riemengetriebener Hubkolbenverdichter war, zukünftige R744 Elektroverdichter aber nach einem anderen Wirkprinzip arbeiten und die unter 2.37 angesprochene Sauggaskühlung besitzen, kann mittels des mechanischen Wirkungsgrads des R134a Verdichters nach Gl 2.9 auf einen theoretischen COP des zukünftigen R744 E-Verdichters geschlossen werden.

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{m}_{\text{Kältemittel}} \cdot \Delta h_{\text{Kompressor, real}}}{P_{\text{Antrieb}}} \quad \text{Gl 2.9}$$

Unter diesen Annahmen ergibt sich für das R744 System bei 0°C ein berechneter COP von 3,2 der über dem Ziel von 2 liegt.

2.41. Ergebnisse der 2. Messstaffel des Reheat Betriebs („R744/1“)

Für die unabhängige Regelung der Kälte- von der Heizleistung kommen ohne Eingriffe in die Systemarchitektur folgende Stellhebel in Betracht:

- der Kältemittelmassenstrom
=> regelbar über die Verdichteransteuerung bzw. die Drehzahl des Verdichters
- der Hochdruck
=> regelbar über das elektronische Expansionsorgan
- in geringem Maße der Kühlmittelvolumenstrom
- die Stellung der Kühlmittelventile

Wie bereits in [11] gezeigt wurde, sind unterschiedliche Reheatschaltungen möglich.

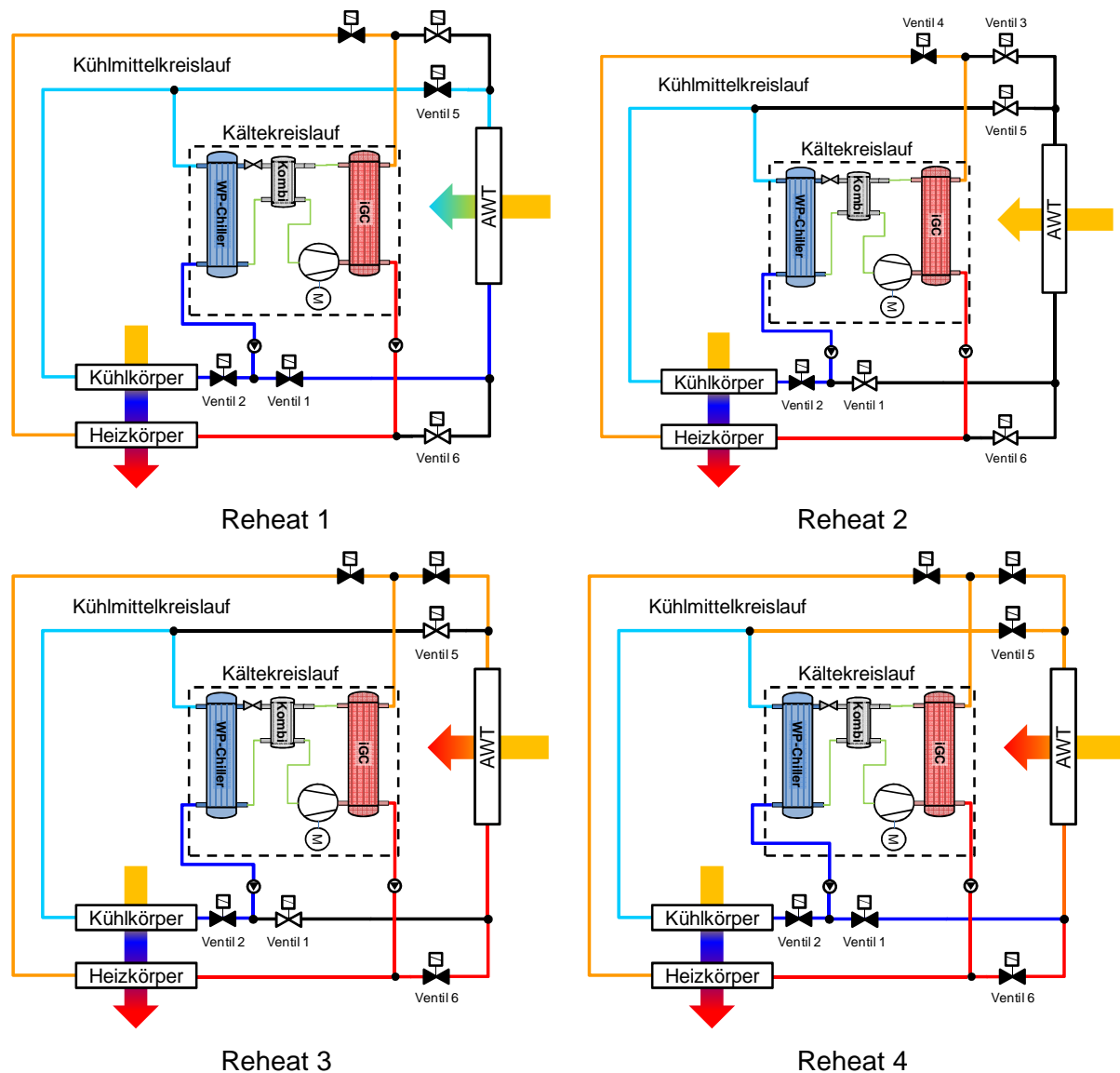


Abbildung 2.36: unterschiedliche Reheat Betriebsmodi

Dabei sind die Schaltungen 1 – 3 bereits in 2012 untersucht worden, eine weitere Schaltung 4 wurde in 2014 hinzugefügt. Diese Schaltung ist aus energetischer Sicht nicht zu bevorzugen, Simulationen im hauseigenen eindimensionalen Simulationstool im Vorfeld ergaben eine gute Regelbarkeit dieser Verschaltung. Aufgrund dessen wurde sie in dieser Messstaffel mit betrachtet. Die Messpunkte der Untersuchungen im Reheatfall entsprechen den Messpunkten aus Kapitel 2.14.

In Kapitel 2.28 wurde gezeigt, dass mittels eines Proportionalventils anstelle des Ventils 1 (Wechsel von Reheat 2 stufenlos in Richtung Reheat 1) die Lufttemperatur nach Verdampfer eine geringe Abhängigkeit von der Heizleistung hat. Mit dem hier vorliegenden System wurde diese Untersuchung wiederholt um das Verhalten des R744 Wärmepumpensystems mit dem des R134a Systems zu vergleichen und festgestellt, dass die Temperaturen nach Heiz-

körper und nach Kühlkörper zwar einen unterschiedlichen Gradienten mit steigender Kühlmittelmenge über den Außenwärmeübertrager aufweisen, ab einem Volumenstrom von ca. 100 l/h gleichen sie sich allerdings soweit an, dass keine unabhängige Einstellung der Temperaturen mehr möglich ist (vgl. Abbildung 2.37). Die Ansteuerung des Verdichters und der Öffnungsgrad des Expansionsorgans blieben während der Versuche konstant.

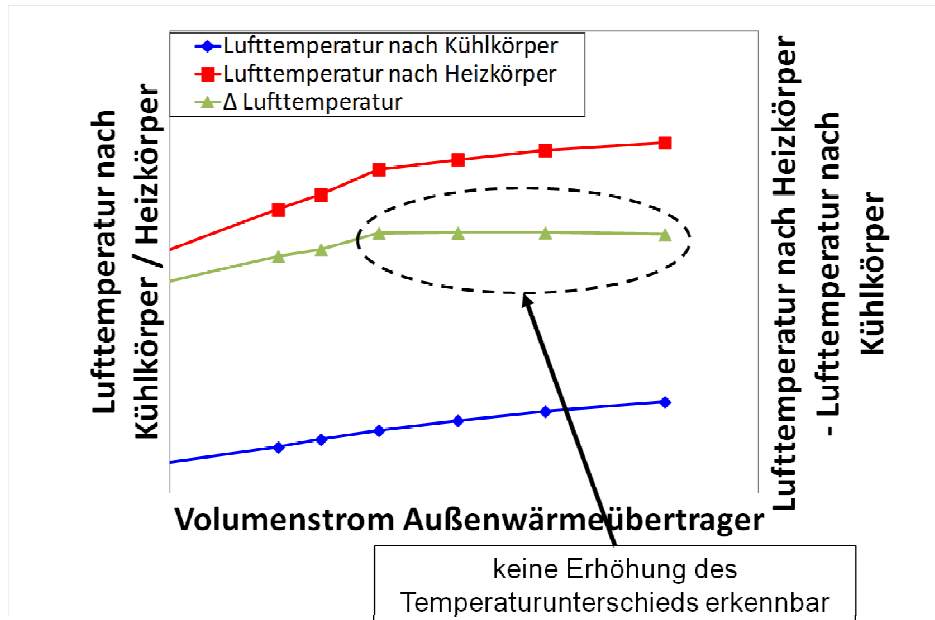


Abbildung 2.37: Verlauf der Lufttemperaturen nach Heiz- bzw. Kühlkörper bei Erhöhung des Volumenstroms vom iEvap zum Außenwärmeübertrager

Grund für die Änderung des Gradienten vor allem bei der Luftaustrittstemperatur nach Heizkörper ist das Erreichen des Taupunkts am Kühlkörper. Überschreitet die Soll Lufttemperatur nach Kühlkörper den Taupunkt fällt keine latente Leistung mehr an, das Übertragungsverhältnis der Leistung, die auf die „warme“ Seite transportiert wird, verändert sich, der Gradient der Lufttemperatur nach Heizkörper ändert sich.

Durch den Einbau eines weiteren Kugelhahns anstelle des Ventils V6 wird es ermöglicht den Kreislauf stufenlos zwischen den Modi Reheat 2, Reheat 1 und Reheat 4 zu betreiben. Das Ergebnis der Messung ist eine 3-dimensionale Funktion mit den Kühlmittelvolumenströmen vom indirekten Gaskühler in Richtung des Außenwärmeübertragers und vom indirekten Verdampfer zum Außenwärmeübertrager auf der Abszisse und der jeweiligen Temperatur auf der Ordinate. Zur besseren Übersichtlichkeit wird dieses 3D Diagramm auf 2 Diagramme aufgeteilt (s. Abbildung 2.38).

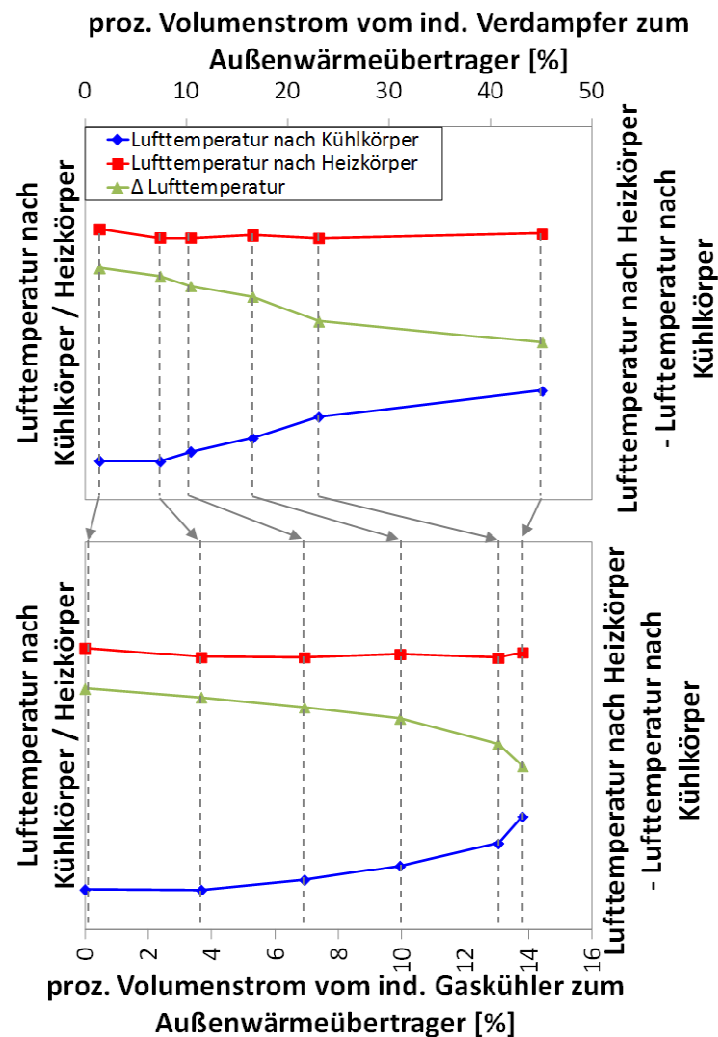


Abbildung 2.38: Kennlinien der Lufttemperaturen nach Kühlkörper / Heizkörper bzw. deren Differenz über dem Volumenstrom vom indirekten Gaskühler zum AWT bzw. vom indirekten Verdampfer zum AWT

Es ist erkennbar, dass die Abhängigkeit des Volumenstroms vom indirekten Gaskühler zum AWT auf die Kühlkörpereraustrittstemperatur sensibler ist als die Abhängigkeit des Volumenstroms vom indirekten Verdampfer zum AWT. Der Hintergrund ist der Folgende:

Soll die Kühlkörpereraustrittstemperatur bei konstanter Ansteuerung des Verdichters und konstantem Öffnungsquerschnitt des Expansionsorgans erhöht werden muss das Ventil V1 etwas geöffnet werden um einen geringeren Kühlmittelvolumenstrom über den Kühlkörper zu leiten. Dadurch fließt ein Teil des Kühlmittels über den AWT und nimmt aufgrund dessen größerer wärmeübertragender Oberfläche und Luftmenge mehr Wärme auf als die gleiche Kühlmittelmenge dies über den Kühlkörper aufnehmen würde. Dadurch erhöht sich die kühlmittelseitige Eintrittstemperatur in den indirekten Verdampfer, die Leistung über den indirekten Verdampfer verändert sich dabei nicht, lediglich das Temperaturniveau im „kalten“ Zweig wird erhöht. Die Leistungsaufnahme des Verdichters bleibt ebenfalls konstant, damit

auch die übertragene Leistung im indirekten Gaskühler. Durch die höhere Lufttemperatur nach Kühlkörper, was das Ziel dieses Konzepts ist, muss der Heizkörper die Luft nicht so stark aufheizen. Es wird weniger Heizleistung benötigt, das Ventil vom indirekten Gaskühler Richtung Außenwärmeübertrager muss geöffnet werden. Dieser Wärmestrom muss dabei nur so groß sein, wie die Differenz der Wärmeaufnahme vom Kühlkörper bei vollem Volumenstrom und der Wärmeaufnahme des Kühlkörpers bei an diesem Punkt reduziertem Volumenstrom entsprechend der Öffnung des Ventils plus der Leistungsaufnahme am Außenwärmeübertrager. Diese Differenz der Leistungen ist kleiner, als die verminderte Kälteleistung durch den höheren Sollwert der Lufttemperatur nach Kühlkörper. Damit ist die Sensitivität des Volumenstroms des „warmen“ Zweigs auf die Lufttemperatur nach Heizkörper vom indirekten Gaskühler in Richtung Außenwärmeübertrager größer als der Einfluss im „kalten“ Zweig.

Der Betrieb des Wärmepumpensystems im Reheatmodus 4 ist energetisch nicht optimal, da Temperaturen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus vermischt werden und Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Aufgrund dessen wurde eine weitere Untersuchung mit verringerter Verdichteransteuerung durchgeführt.

Dabei wurde folgende Vorgehensweise verfolgt:

1. Verdichteransteuerung entsprechend Soll-Lufttemperatur nach Kühlkörper einstellen
=> zu geringe Heizleistung am Heizkörper
2. Ventil vom indirekten Verdampfer Richtung AWT öffnen bis Lufttemperatur nach Heizkörper (über-)erreicht ist ggf. PWM etwas nachregeln
3. Feineinstellung der Heizkörperausblastemperatur mit Ventil vom indirekten Gaskühler zum AWT

Damit wird sichergestellt, dass die niedrigste mögliche Verdichteransteuerung für die gegebenen Randbedingungen aus dem überbestimmten System erhalten wird und damit energetisch so optimal wie möglich zu agieren. Abbildung 2.39 zeigt den Vergleich aus der vorangegangenen Untersuchung mit fester Verdichteransteuerung (rechter Punkt) und dem nach der oben beschriebenen Vorgehensweise eingestellten Punkt. Erkennbar sind die deutlich verringerten Volumenströme aus beiden Zweigen über den Außenwärmeübertrager. Die Leistungsaufnahme des Verdichters verringert sich vom Punkt rechts zum Punkt links um 30 %. Diese Vorgehensweise wird daher für den Betrieb des Wärmepumpensystems in Reheatfällen empfohlen.

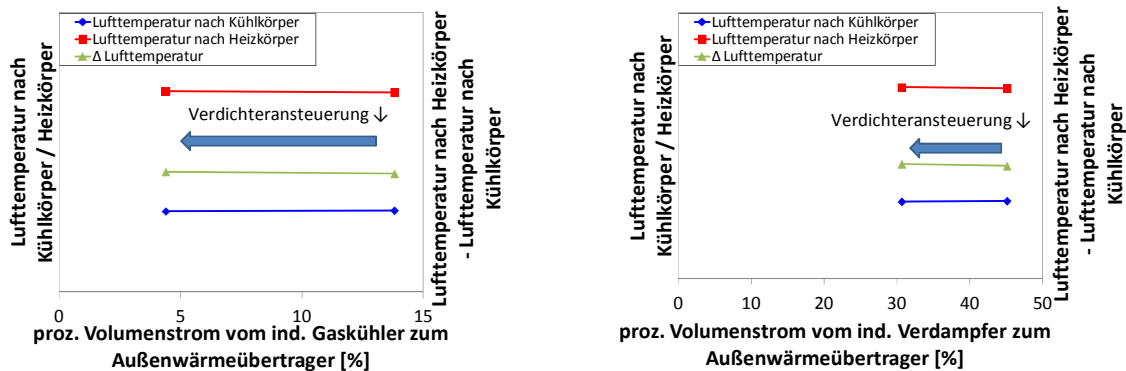


Abbildung 2.39: Vergleich der Punkte der Lufttemperaturen nach Kühlkörper / Heizkörper bzw. deren Differenz über dem Volumenstrom vom iGC zum AWT bzw. vom iEvap zum AWT bei unterschiedlichen Verdichter PWM

2.42. Kennfeld zur Simulation des Wärmepumpensystems mit R744

Analog zur Vorgehensweise der ersten Messstaffel wurde das System im hauseigenen ein-dimensionalen Simulationstool abgebildet. Anhand dieser Simulationsdaten, inklusive der zu diesem Zeitpunkt in der Simulation bereits vorhandenen verbesserten Funktionsmustern zur Vorbereitung der dritten und letzten Messstaffel des Wärmepumpensystems, konnte dem Projektpartner FKFS ein Kennfeld des Systems mit dem Kältemittel R744 zur Integration in die Gesamtfahrzeugsimulation zur Verfügung gestellt werden.

2.43. Aufbau des Wärmepumpensystems mit verbesserten Funktionsmustern und dem Kältemittel R744 (3. Messstaffel; „R744/2“)

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Arbeitspakete 510, 520 und 530 entsprechend der Teilvorhabensbeschreibung [18] beschrieben.

2.44. Veränderte Komponenten gegenüber der 2. Messstaffel

Anhand der Ergebnisse der 2. Messstaffel („R744/1“) und aufgrund des Fortschritts um Gesamtvorhaben wurden folgende Komponenten des Wärmepumpensystems gegenüber der zweiten Messstaffel verändert (vgl. Tabelle 2-7).

Tabelle 2-7: veränderte Komponenten der 3. Messstaffel ("R744/2") zur 2. Messstaffel ("R744/1")

Komponente	R744/1	R744/2
Indirekter Verdampfer	Ableitung des indirekten Verdampfers aus dem luftbeaufschlagten System	Eigenständiges Design mit thermodynamisch optimierter Kühl- und Kältemittelführung
Indirekter	Neuartiges indirektes Gaskühlerde-	Übernahme des indirekten

Gaskühler	sign basierend auf thermodynamischen Auslegungen	Gaskühlerdesigns aus R744/1 mit Neuerungen aufgrund der Erkenntnisse aus der 2. Messstaffel
Verdichter	Erstes Funktionsmuster R744 Verdichter, riemengetrieben, intern geregelt, extern angesteuert, Saugdruckbegrenzung, Heißgasbegrenzung	Weiteres Funktionsmuster R744 Verdichter, Aluminiumgehäuse, riemengetrieben, intern geregelt, extern angesteuert, keine Saugdruckbegrenzung, Heißgasbegrenzung
Kühlmittelventile	Bosch Taktmagnetventile Stand der Technik bzw. Kugelhähne (Darstellung Reheat Betrieb)	Bosch Funktionsmuster Abschaltventile mit Haltestromregelung, Bosch Funktionsmuster Proportionalventile

2.45. Ergebnisse des Wärmepumpen Betriebs der 3. Messstaffel („R744/2“)

Um die unterschiedlichen Stände des Wärmepumpensystems miteinander vergleichen zu können, wurde in allen drei Messstaffeln weitgehend gleiche Randbedingungen des Wärmepumpensystems hinsichtlich Leistung und Effizienz überprüft. Wie in Kapitel 2.40 dargestellt, konnte das System im Wärmepumpenbetrieb in der 2. Messstaffel nur in einigen wenigen Punkten betrieben werden ohne an die Leistungsgrenze des Verdichtersfunktionsmusters zu gelangen. Aufgrund dessen wurde hauptsächlich der Vergleich zwischen der ersten Messstaffel mit dem Kältemittel R134a („R134a“) und der dritten Messstaffel („R744/2“) gezogen.

Abbildung 2.40 veranschaulicht die Ergebnisse im Vollastbetrieb, das heißt der Kältekreislauf wird bis an die Leistungsgrenze belastet. Grenzen des Betriebs sind hierbei beispielsweise eine maximale Kältemitteltemperatur nach Verdichter, die maximale Ansteuerung des Verdichters oder der Hochdruck.

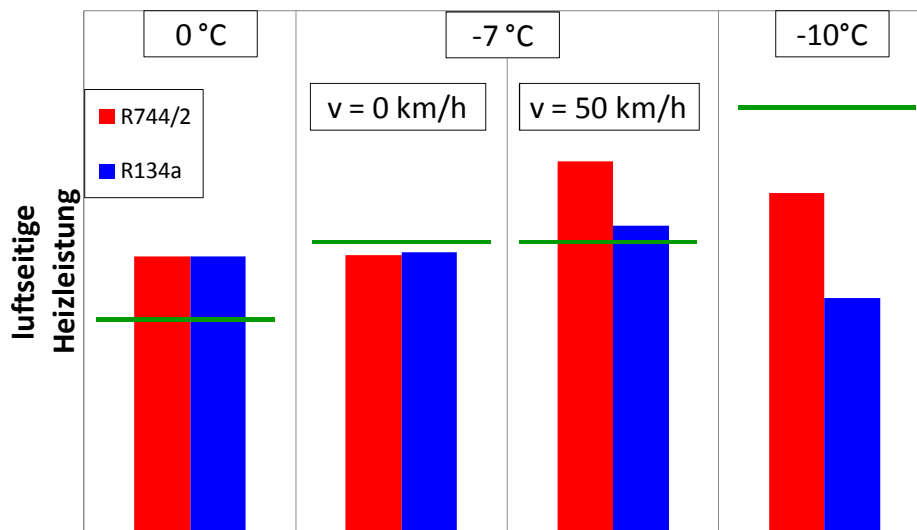


Abbildung 2.40: Vergleich der maximalen Leistungsfähigkeit des Wärmepumpensystems R134 gegenüber R744/2 im Wärmepumpenbetrieb

Erkennbar ist, dass das System mit dem Kältemittel R744 bei tiefen Temperaturen eine höhere Leistungsfähigkeit hat als mit dem Kältemittel R134a. Dies war entsprechend Kapitel 2.30 das Ziel des Kältemittelwechsels, das sich hier bestätigt. Die grünen Balken repräsentieren hierbei die Zielleistungen, wie sie entsprechend der im Projekt erarbeiteten Lastfalltabelle [13] definiert wurden. Bei 0 °C und -7 °C Außentemperatur konnte die Zielleistung erreicht werden, bei -10 °C konnte das Leistungsdefizit von 45 % auf 20 % reduziert werden. Damit ist das Hauptziel während des Wärmepumpenbetriebs auf eine elektrische Zuheizung zu verzichten nicht erreicht worden.

Für einen validen Vergleich der Effizienz des Wärmepumpensystems müssen die zu vergleichende Systeme die gleiche Leistung aufweisen. Der coefficient of performance, kurz COP, der die Effizienz von Kältekreisläufen beschreibt, wird in diesen Systemen im Wärmepumpenbetrieb nach Gl 2.10 und Gl 2.11 bestimmt.

$$COP = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{aufzubringen Leistung}} \quad \text{Gl 2.10}$$

$$COP = \frac{\text{Heizleistung}}{\text{Summe Leistungen (Verdichter, Ventile, Pumpen)}} \quad \text{Gl 2.11}$$

In Abbildung 2.41 werden die COP der Systeme miteinander verglichen. Die Basis, zu der verglichen wird, ist in rot die Messung des Wärmepumpensystems mit R134a, in gold die Messung der zweiten Messstaffel, der ersten mit R744 („R744/1“). Balken nach oben bedeuten bei dieser Auftragsung eine Verbesserung der aktuellen betrachteten Messstaffel R744/2 zur Basis, Balken nach unten entsprechend einer Verschlechterung.

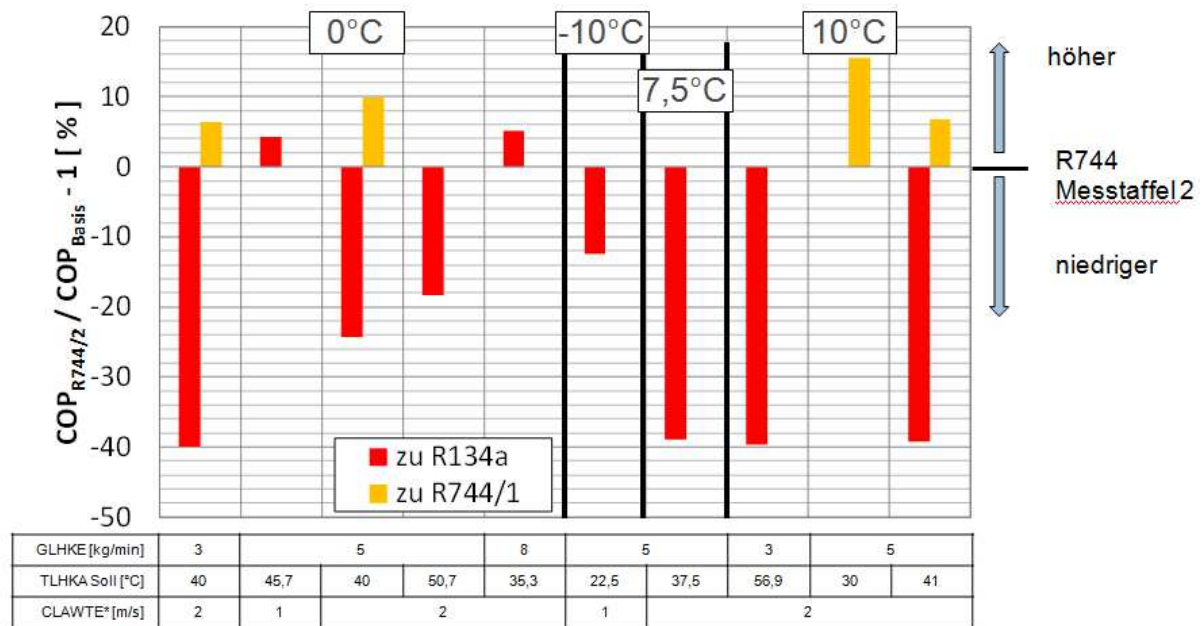


Abbildung 2.41: Vergleich des COP zwischen R134a, R744/1 und R744/2 des Wärmepumpenbetriebs in Teillast (GLHKE: Luftmenge vor Heizkörper; TLHKA Soll: Zieltemperatur der Luft nach Heizkörper; CLAWTE: Luftgeschwindigkeit vor Außenwärmeübertrager)

Entsprechend den Stoffeigenschaften von R744 wird der COP zu niedrigeren Außentemperaturen und hoher Luftmenge hin im Vergleich zu R134a besser, das Niveau insgesamt ist bei R744/2 niedriger, im Vergleich zu R744/1 höher. Bei der Detailanalyse zeigte sich, dass die Verdampfungstemperatur bei R744/2 im Schnitt 1 K geringer ist als bei R134a, das heißt die Temperaturspreizung zwischen Außentemperatur und „Arbeitstemperatur“ des Sauggases muss zum Erreichen derselben Leistung bei R744/2 höher sein. Dies lässt auf eine geringere Effizienz des Systems schließen, kann allerdings nicht allein der Grund für die massive Verschlechterung im COP sein.

Zieht man einen Bilanzraum um das Wärmepumpensystem ergibt sich folgender Zusammenhang (vgl. Gl 2.12).

$$Q_{\text{Heiz}} = Q_{\text{AWT}} + P_{\text{tech, Verdichter}} + (P_{\text{tech, Pumpen}} + P_{\text{tech, Ventile}}) \quad \text{Gl 2.12}$$

Da die Therme $P_{\text{tech, Pumpen}}$ und $P_{\text{tech, Ventile}}$ im Vergleich zu den restlichen Thermeneinheiten kleiner sind, werden sie in den folgenden Überlegungen nicht mehr berücksichtigt. Trägt man diesen Zusammenhang für die oben angesprochenen Punkte auf stellt er sich folgendermaßen dar (Abbildung 2.42).

Zum Erreichen der notwendigen Heizleistung (hellblau) wird beispielsweise im ersten Punkt bei R134a und R744/2 gleich viel Leistung über den Außenwärmeübertrager aufgenommen. Der Verdichter muss zum Erreichen der notwendigen Heizleistung deutlich mehr Leistung

erbringen. Das System ist, die Kühlmittelseite betreffend, bei beiden Messstaffeln nahezu identisch aufgebaut, zur besseren Vergleichbarkeit der Messstaffeln untereinander waren die Kühlmittelschläuche isoliert um thermische Verlusten aufgrund geringfügig veränderter Leitungsführung ausschließen zu können. Die Komponenten der Kühlmittelseite waren identisch, der Austauschgrad des indirekten Gaskühlers bei R744/2 entsprach weitgehend dem des indirekten Kondensators mit R134a, somit bleibt als Ursache der Verdichter beziehungsweise die Verdichtung.

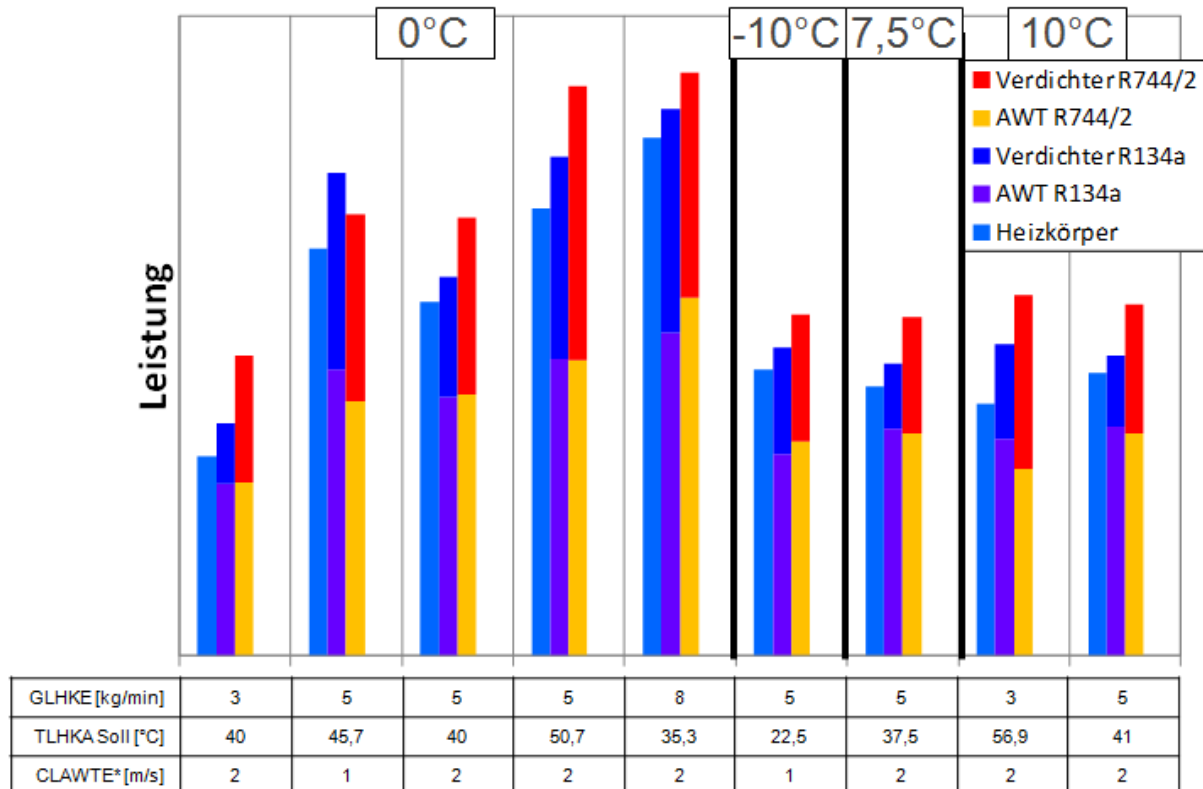


Abbildung 2.42: Bilanzierung der Leistungen R134a und R744/2 im Wärmepumpenbetrieb in Teillast (GLHKE: Luftmenge vor Heizkörper; TLHKA Soll: Zieltemperatur der Luft nach Heizkörper; CLAWTE: Luftgeschwindigkeit vor Außenwärmeübertrager)

Wie bereits in Kapitel 2.38 angesprochen beruht der Hauptunterschied in der Wärmeabgabe des riemengetriebenen Verdichters an die Luft bei R744 im Vergleich zu Elektroverdichter bei R134a, der den E-Motor mittels Sauggas kühlt. Somit bleibt im R134a Verdichter die Verlustwärme der Verdichtung im System, bei R744 wird sie an die Umgebung abgegeben. Das bedeutet für das System, dass ein großer Teil der Verbesserung der Effizienz aus dem Wechsel des riemengetriebenen Verdichters auf einen elektrisch angetriebenen Verdichter folgen kann. Einen solchen Verdichter gibt es aktuell auf dem Markt nicht. Ist er verfügbar, sollten weitere Untersuchungen mit dem vorliegenden System zur Erhärtung dieser These durchgeführt werden.

Im Zuge der Gesamtfahrzeugsimulation beim Projektpartner FKFS wurde das Basisfahrzeug bei unterschiedlichen Außentemperaturen und in unterschiedlichen Fahrzyklen simuliert. Ein im vorliegenden Teilvorhaben nutzbares Ergebnis waren dabei die Abwärmen aus den E/E-Komponenten, die für das Wärmepumpensystem zusätzlich zur Wärme aus der Umgebung nutzbar gemacht werden kann.

Geht man von einem vor Fahrtantritt nicht auf Betriebstemperatur vorkonditionierten E-Fahrzeug aus, ergaben die Messdaten Abwärmen auf einem im Vergleich zur Außentemperatur unwesentlich höheren Niveau. Aufgrund dessen ist eine Einkopplung dieser Abwärmen im Wärmepumpenbetrieb nur an derselben Stelle wie die der Außenluft sinnvoll, vor indirektem Verdampfer.

Zur Evaluierung des Einflusses der Abwärmen wurden im Wärmepumpensystem Messpunkte mit der Einbindung dieser in der Simulation ermittelten Abwärmen betrachtet. Da bei den simulierten Randbedingungen die Heizleistung des Systems ausreichend war, wurde eine Effizienzverbesserung angestrebt, das heißt das System wurde bei gleicher Leistungsfähigkeit, einmal mit und einmal ohne Einbindung des zusätzlichen Wärmeeintrags vermessen.

Über die betrachteten Punkte gemittelt konnte eine COP Verbesserung von 4,5 % erreicht werden.

2.46. Ergebnisse des AC-Betriebs der 3. Messstaffel („R744/2“)

Im AC-Betrieb ergibt sich mit R744/2 ein Leistungsnachteil von im Schnitt 3,8 % im Vergleich zum System mit R134a, im Vergleich zu R744/1 ein Leistungsvorteil von 16 %. Hauptgründe sind die jeweils geringfügig schlechteren temperature approaches des indirekten Gaskühlers (iGC) und des indirekten Verdampfers (iEvap) sowie der Gesamtwirkungsgrads des Verdichters.

Den COP betreffend ist der Kreislauf R744/2 im Schnitt um 28 % niedriger als der R134a Kreislauf, gegenüber dem System R744/1 um 18 % besser. Zu beachten ist, dass der COP der Systeme zwischen 1 und 3 liegt und damit eine geringfügige absolute Änderung zu einer großen prozentualen Änderung führt.

2.47. Ergebnisse des Reheat Betriebs der 3. Messstaffel („R744/2“)

Wie bereits in den Kapiteln 2.22, 2.28 und 2.41 angesprochen ist es sinnvoll und notwendig die Kühlmittelvolumenströme stromabwärts der Kältemittel-/Kühlmittelwärmeübertrager bedarfsgerecht an die jeweils richtigen Stellen zu leiten. Aufgrund dessen wurden beim Projektpartner Bosch Funktionsmuster an Proportionalventilen für das vorliegende Teilvorhaben erstellt. Mit diesen Proportionalventilen ist es möglich den Volumenstrom stufenlos einzustel-

len. Beispielhaft ist dies an Abbildung 2.43 zu sehen, hier wird der Volumenstrom vom indirekten Gaskühler zwischen Heizkörper und Außenwärmeübertrager verändert.

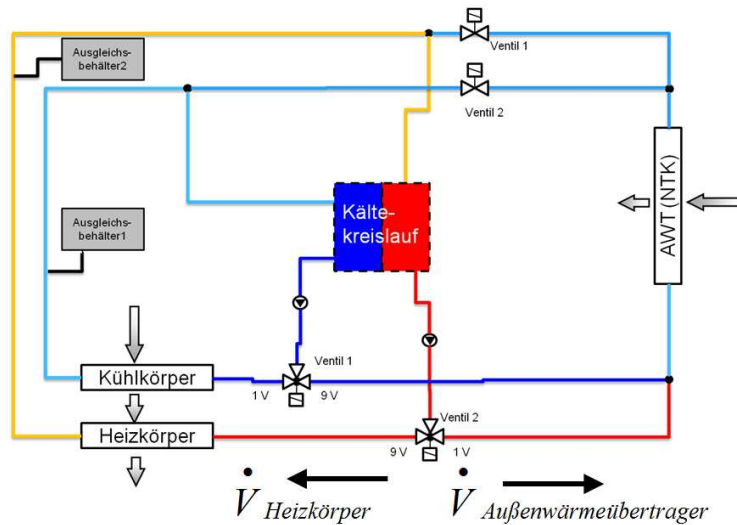


Abbildung 2.43: Kreislafschemata im Reheatbetrieb mit Proportionalventilen

Nach Einbau der Ventile wurden im Wärmepumpensystem Kennlinien der Volumenströme Richtung Außenwärmeübertrager und Heizkörper sowie Richtung Kühlkörper und Außenwärmeübertrager (nicht dargestellt) als Funktion der Steuerspannung aufgenommen (Vgl. Abbildung 2.44).

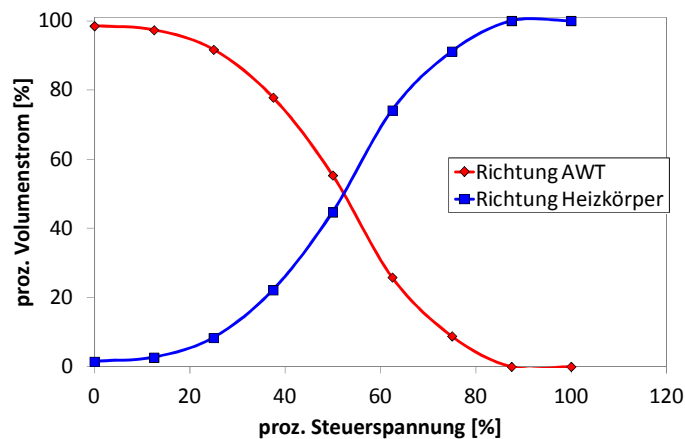


Abbildung 2.44: prozentualer Volumenstrom als Funktion der prozentualen Steuerspannung des Bosch Funktionsmusters des Proportionalventils im Wärmepumpensystem

Erkennbar ist ein flacher Anstieg des Volumenstroms zwischen 0 % Steuerspannung und ca. 30 %. Aus den vorangegangenen Messstaffeln ist bekannt, dass zur effizienten Regelung des Reheat Betriebs kleine Änderungen der Kühlmittelvolumenströme notwendig sind. Aufgrund dessen scheint das vom Projektpartner gelieferte Ventil den Anforderungen zu genügen.

Das Ergebnis der Messung ähnlich der Ergebnisse im Kapitel 2.41 eine 3-dimensionale Funktion mit den Kühlmittelvolumenströmen vom indirekten Gaskühler in Richtung des Außenwärmeübertragers und vom indirekten Verdampfer zum Außenwärmeübertrager auf der Abszisse und der jeweiligen Temperatur auf der Ordinate. Zur besseren Übersichtlichkeit wird dieses 3D Diagramm auf 2 Diagramme aufgeteilt. Dabei entsprechen sich die Zahlen an den einzelnen Messpunkten in beiden Diagrammen (Abbildung 2.45).

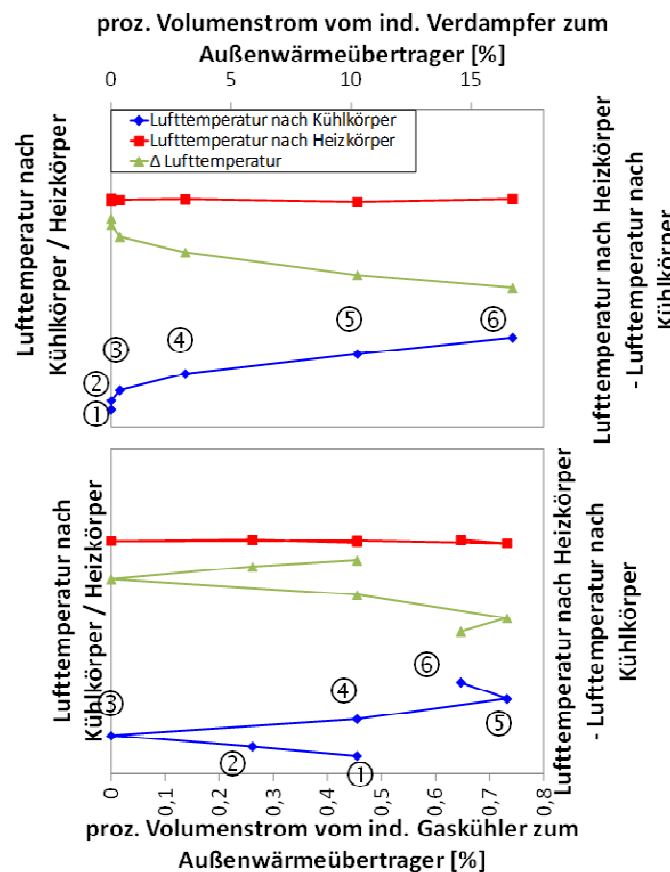


Abbildung 2.45: Ergebnisse des Reheat Betriebs mit Proportionalventilen

Die Punkte wurden entsprechend der in Kapitel 2.41 erarbeiteten effizienten Vorgehensweise eingestellt.

Es wird ersichtlich, dass das Ventil vom indirekten Gaskühler in Richtung des Außenwärmeübertragers im einstelligen Prozentbereich des Gesamtvolumenstroms verfahren wird. Daraus könnte geschlossen werden, dass mit geringen Komforteinbußen dieses zweite Proportionalventil nicht notwendig sei.

2.48. Ergebnisse der Klimastfälle der 3. Messstaffel („R744/2“)

Im Arbeitspaket 100 des Gesamtvorhabens war die Analyse des Nutzerverhaltens ein Hauptaspekt. Hintergrund dafür war realistische Randbedingungen unter denen ein E-Fahrzeug bewegt wird herauszuarbeiten. Für den Betrieb des Wärmepumpensystems waren dabei die Umgebungstemperaturen, die benötigte Heiz-/Kälteleistung bei diesen Temperatu-

ren sowie der Zustand der Fahrzeugkabine von Belang. Aufgrund dessen wurden sogenannte Klimalastfälle erarbeitet, die auch für die Gesamtfahrzeugsimulation herangezogen wird. Anhand dieser Klimalastfälle wurde seitens des Projektpartners Daimler maximal mögliche Umluftraten im Winterbetrieb bestimmt (vgl. Tabelle 2-8).

Tabelle 2-8: Klimalastfälle abgeleitet aus der Nutzeranalyse

		Heizen				
T-Umgebung	[°C]	-20	-7	0	7,5	15
rel. Feuchte Umgebung	[%]	85	85	80	70	60
Luftmassenstrom	[kg/min]	3,5	3,2	3	2,3	2,1
Strahlung	[W/m²]	0	0	0	0	300
Heiz/Kälteleistung Frischluft (sensibel ohne latente Wärme)	[kW]	4,7	3,1	2,4	0,9 (4P) 1,2 (1P)	ca. 0-0,3
Latente Wärme/Kälteleistung	[kW]	0	0	0	0	0
Verdampferaustrittstemperatur	[°C]	-	-	-	-	-
Verdampferaustrittstemperatur	[°C]				2	2
Reheat Kälteleistung sensibel	[kW]	-	-	-	0,2	0,5
Reheat Kälteleistung latent	[kW]	-	-	-	0,012	0,19
Reheat Heizleistung (sensibel)	[kW]	-	-	-	1,2	0,8
Verdampferaustrittstemperatur	[°C]				8	8
Reheat Kälteleistung sensibel	[kW]	-	-	-	0	0,2
Reheat Kälteleistung latent	[kW]	-	-	-	0	0
Reheat Heizleistung (sensibel)	[kW]	-	-	-	0,9	0,6
HVAC Lüfter	[W]	60	50	45	30	25
Umluftanteil (ca.)	[%]	0	0	0	0	0
mittlere Blastemperaturen	[°C]	60	51	47	32 (4P) 40 (1P)	24
mittlere Kabinentemperatur	[°C]	28	27	26	24	23
T-Umgebung	[°C]	-20	-7	0	7,5	15
Simulationsergebnisse 4 Personen						
Mittlere Kabinentemp. (4 Pers.)	[°C]	33,7	31,9	31,4	25,7	25,7
Mittlere PMV-Werte (4 Pers.)		0,79	0,8	0,98	-0,23	0,52
Umluft-Ansaugtemperatur (4 Pers.)	[°C]	41	35,8	34,5	26,9	25
Beschlagsgrenze Umluft (4 Pers.)	[%]	10	25	30	40	65
Simulationsergebnisse 1 Person						
Mittlere Kabinentemp. (1 Pers.)	[°C]	32,2	30,1	29,7	27,1★	23,4
Mittlere PMV-Werte (1 Pers.)		0,64	0,39	0,56	0,20	-0,32
Umluft-Ansaugtemperatur (1 Pers.)	[°C]	40	35,2	32,2	28,5	23,4
Beschlagsgrenze Umluft (1 Pers.)	[%]	40	60	70	70★	90

★ **Sonderfall:**

Lastfall 7,5°C, 1 Person, Heizleistung 0,9kW: PMV-Wert liegt unter -1, daher Anpassung der Heizleistung auf 1,2 kW für PMV=0, mittlere Blastemp. = 40°C, mittlere Kabinentemp. = 24°C, Umluft-Ansaugtemp. = 28,5°C, Beschlagsgrenze Umluft (70%).

Für diese Lastfälle wurden seitens MAHLE den Projektpartnern Kennfelder bezüglich Leistung, Temperaturen und COP des Wärmepumpensystems bereitgestellt. Beim Projektpartner FKFS werden die Kennfelder im Anschluss daran in die Gesamtsystemsimulation integriert und Vergleiche zum Basiskreislauf gezogen. Für eine leichtere Vergleichbarkeit wurde die Leistungsaufnahme des Basisfahrzeugs zu 100 % gesetzt und die jeweiligen Leistungen der anderen Systeme darauf bezogen. Es ergibt sich für die Systeme das in Abbildung 2.46 dargestellte Bild.

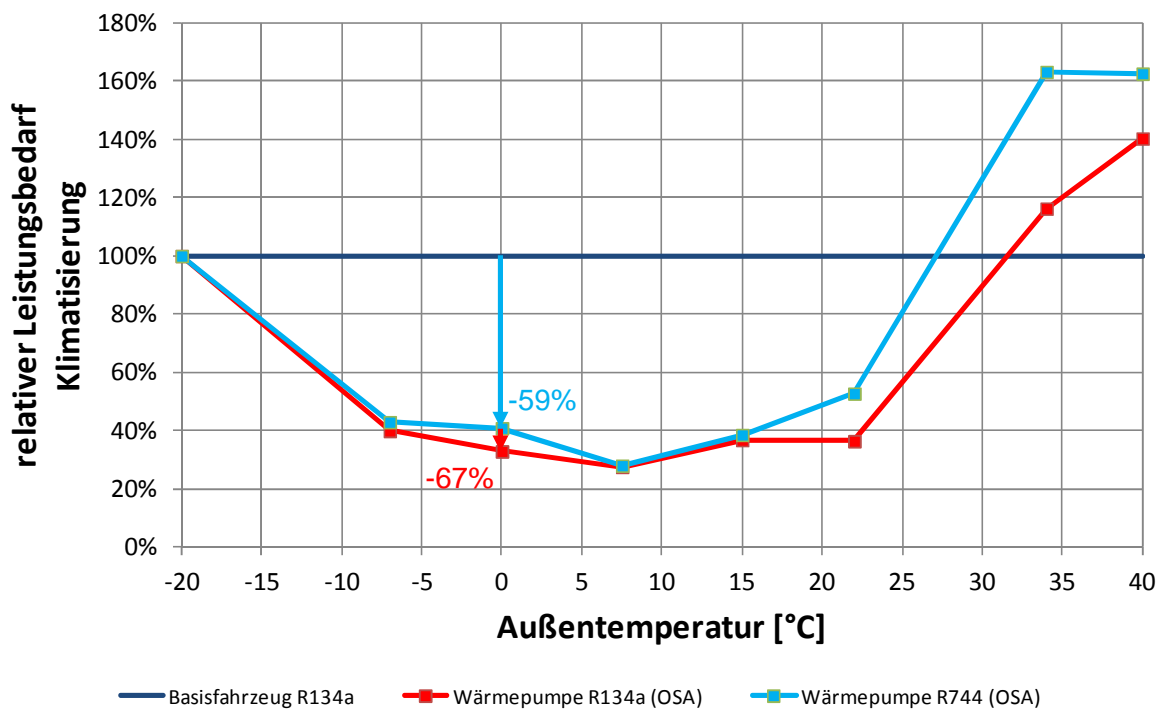


Abbildung 2.46: relativer Leistungsbedarf der Klimatisierung der unterschiedlichen Wärmepumpensysteme in Frischluft

Bei -20 °C konnten beide Wärmepumpensysteme nicht betrieben werden, das System mit R134a erreichte die Saugdruckgrenze von einem bar (vgl. Kapitel 2.33), das System R744/2 wurde durch die nicht mehr vorhandene Ölrückführung des Kältemaschinenöls Richtung Verdichter begrenzt. Aufgrund dessen kann gegenüber dem Basisfahrzeug keine Energieeinsparung ausgewiesen werden, die redundante Wärmequelle, die für den Abtaubetrieb vorgehalten werden muss, mit demselben COP wie im Basisfahrzeug übernimmt die Klimatisierung des Fahrgastinnenraums.

Entgegen den Ergebnissen aus 2.6.2 ergibt sich mit dem System R744/2 keine größere Einsparung bei -7 °C trotz höherer absoluter Kälteleistung. Hintergrund ist hierbei der geringere Reifegrad des Kältemittelverdichters gegenüber dem Elektroverdichter mit dem Kältemittel R134a und damit bei gleicher Heizleistung eine geringere Effizienz.

Durch die CFD-Simulationen seitens des Projektpartners Daimler konnten Umluftraten und damit veränderte Lufttemperaturen vor Heizkörper bestimmt werden, die die notwendige Heizleistung bei den gegebenen Lastenheftpunkten unter 7,5 °C signifikant reduziert (vgl. Tabelle 2-8). Geht man weiterhin vom Basisfahrzeug aus, kann allein durch die Teilumlufte eine Verringerung des relativen Leistungsbedarfs der Klimatisierung ausgewiesen werden. Mit dem zusätzlichen Einsatz des Wärmepumpensystems kann diese Verringerung noch weiter gesteigert werden (vgl. Abbildung 2.47).

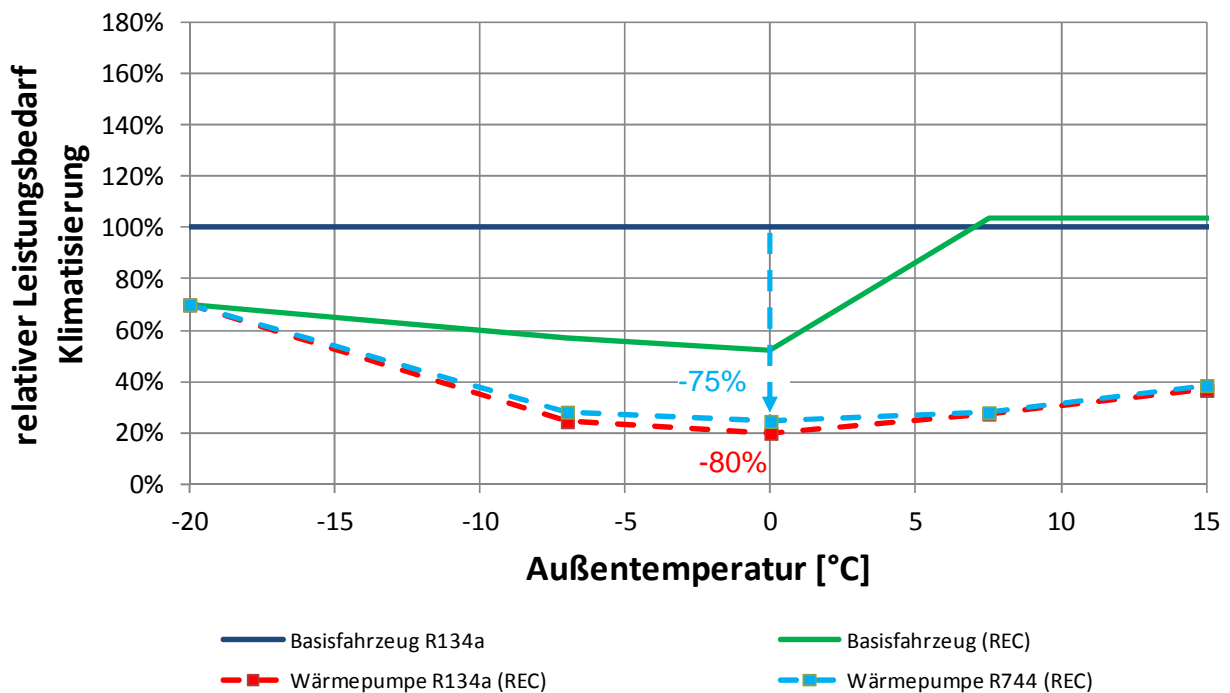


Abbildung 2.47: relativer Leistungsbedarf der Klimatisierung der unterschiedlichen Wärmepumpensysteme inklusive Teilumluft

Die Teilumluft ist bereits bei -20 °C als leistungsreduzierende Maßnahme wirksam, analog zu den Punkten ohne Teilumluft sind die Wärmepumpensystem bei diesen Temperaturen nicht funktionsfähig, die zusätzliche Wärmequelle stellt die Heizleistung bereit.

Wie bereits angedeutet reduziert sich die notwendige Heizleistung mit steigenden Umluftraten. Dadurch verringert sich bei den Wärmepumpensystemen die notwendige Antriebsleistung zum Erreichen der Komforttemperatur, allerdings nicht in gleichem Maße wie die Heizleistung. Aufgrund dessen sind die Maßnahmen Teilumluft und Wärmepumpe nicht direkt addierbar.

Anhand der vorliegenden Ergebnisse zeigte sich, dass der Wechsel des Kältemittels von R134a auf R744 die maximale Leistung betreffend erfolgreich war (vgl. Abbildung 2.40). Auf eine Zuheizung zum Erreichen der Komforttemperatur kann bei -10 °C auch mit R744 nicht gänzlich verzichtet werden.

Aufgrund von nicht vorhandenen Elektroverdichtern mit R744 konnte die Verlustwärme der Antriebsleistung bei R744 nicht in den Kältekreislauf eingekoppelt werden, was eine deutlich geringere Effizienz in Teillastpunkten und in den Klimastfällen zur Folge hatte. Das Ziel, bei 0°C Außentemperatur einen COP von mindestens 2 zu erhalten konnte mit dem R134a Wärmepumpensystems gut (COP = 2,7) mit dem R744/2 System knapp (COP = 1,98) eingehalten werden.

Insgesamt kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass mit den hier untersuchten Verdichtern ein Wechsel des Kältemittels von R134a auf R744 nicht sinnvoll ist.

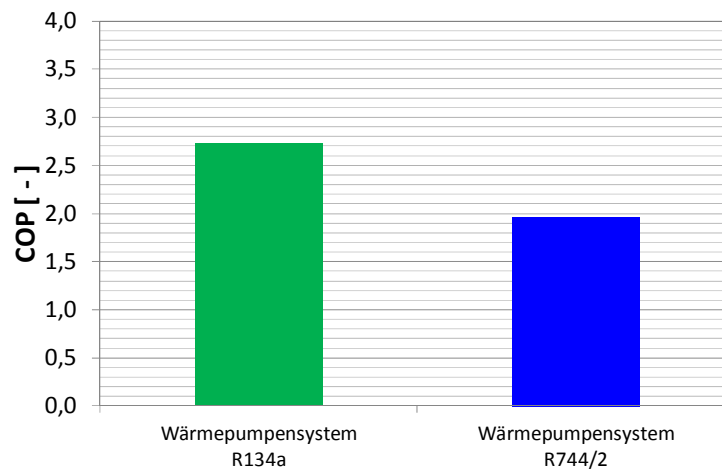


Abbildung 2.48: COP der Wärmepumpensystem mit R134a und R744/2 bei 0°C Außentemperatur und mittlerem Luftmassenstrom über den Heizkörper

Mit der Einführung von R744 Elektroverdichtern wird die Effizienz des R744 Wärmepumpensystems steigen.

2.49. Package- und Gewichtsanalyse

Entsprechend der Arbeitspakete 380 und 510 wurde mit dem dargestellten System eine Package und Gewichtsanalyse durchgeführt.

2.50. Packageanalyse

In der Teilvorhabensbeschreibung wurde für die maximale Größe des Kältekreislaufs das Ziel eines Würfels mit einer Kantenlänge von 500 mm beschrieben. Anhand der in der Messstaffel R744/1 eingesetzten Komponenten wurde ein Packageanalyse durchgeführt. Sie hat für die Messstaffel R744/2 ebenfalls Gültigkeit, da sich die Anschlusssituation und die Außenengeometrie der einzelnen Komponenten zwischen den Staffeln nicht geändert haben.

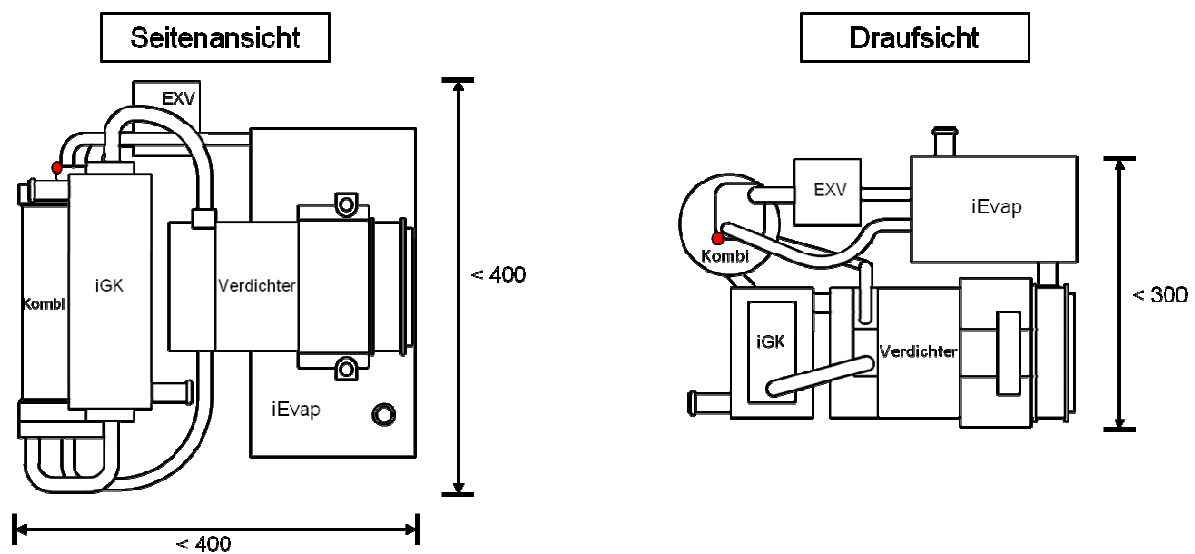


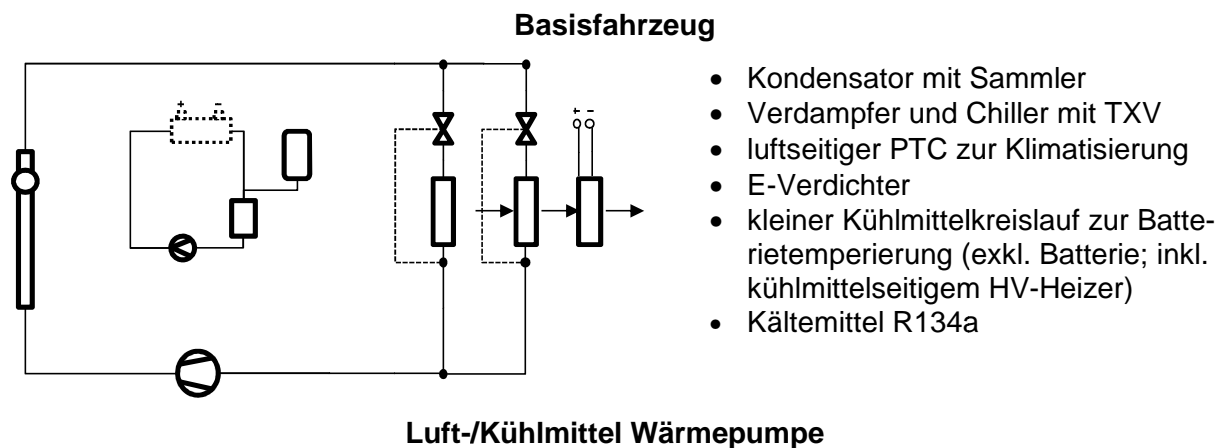
Abbildung 2.49: Packageanalyse des Wärmepumpensystems der Staffel R744/1

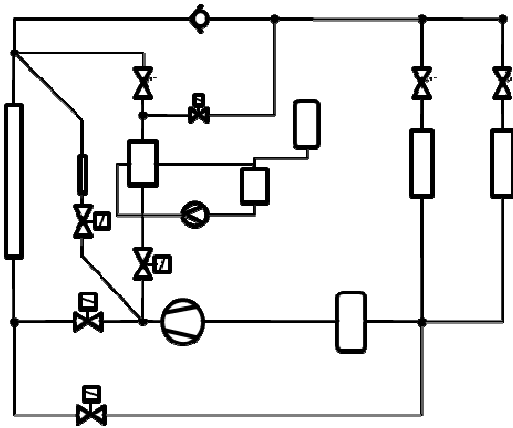
Es ist erkennbar, das mit einem Quader von 400 x 400 x 300 das Ziel der Teilvorhabensbeschreibung unterschritten wurde.

2.51. Gewichtsanalyse

Für einen Gewichtsvergleich der unterschiedlichen Wärmepumpensysteme ist eine genaue Abgrenzung der betrachteten Systemlayouts notwendig (vgl. Tabelle 2-9).

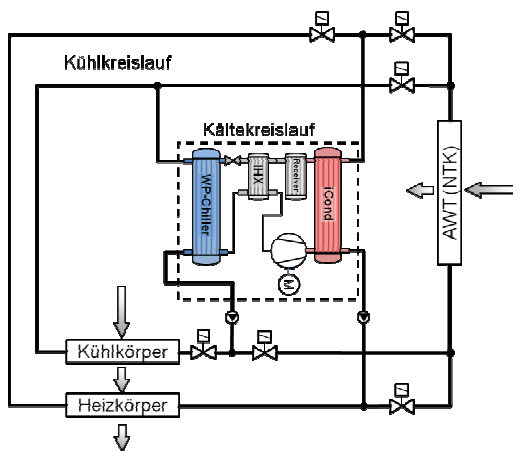
Tabelle 2-9: Für den Gewichtsvergleich betrachtete Systemlayouts des Basisfahrzeugs, einer Luft-/Kühlmittel Wärmepumpe und der indirekten Systeme





- AWT und ND-seitiger Sammler
- AC-Verdampfer, Außen-WüT und Chiller mit EXV
- riemengetriebener Verdichter
- iCond mit kompaktem Heizkreislauf
- Kühlen*, Heizen, Reheat*, Abtauen AWT(* incl. Batteriekühlung)
- inkl. redundantem kühlmittelseitigem HV-Heizer (nicht dargestellt)
- Kältemittel R134a

Indirekte Wärmepumpensysteme mit R134a bzw. R744



- Wärmeübertrager als Stapelscheiben/Flachrohr im Kältekreislauf mit Sammler, innerem Wärmeübertrager und elektronischem Ex-Organ
- Heizkörper, Kühlkörper, AWT
- riemengetriebener Verdichter
- Kühlen*, Heizen, Reheat*, Abtauen AWT (* incl. Batteriekühlung)
- inkl. redundantem kühlmittelseitigem HV-Heizer (nicht dargestellt)
- Kältemittel R134a/R744

Die Längen der sowohl kälte- als auch kühlmittelseitigen Leitungen basieren auf Erfahrungswerten von Packagesituationen in realen Fahrzeugen. Das Ergebnis der Gewichtsanalyse stellt sich entsprechend Abbildung 2.50 dar.

Gewichtvergleich Basisfahrzeug vs. L/KM Wärmepumpe vs. indirektes System R134a und R744

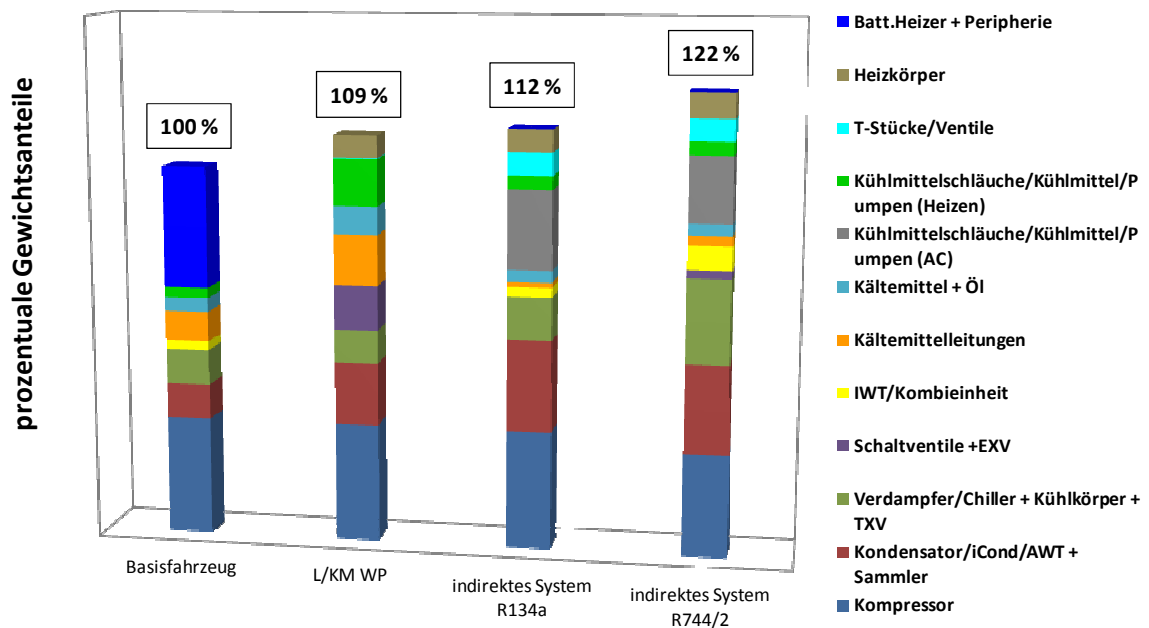


Abbildung 2.50: Gewichtvergleich unterschiedlicher Wärmepumpensysteme

Das Gewicht des Basissystems wurde zu 100 % gesetzt, die restlichen Systeme werden daran gemessen.

Im Vergleich zwischen der kältemitteldominierten Verschaltung der L/KM Wärmepumpe und den indirekten Systemen ist eine Verschieben der Gewichte weg von Kältemittelventilen hin zum Kühlmittel und dessen Schläuchen erkennbar. Ebenfalls ergibt sich bei den indirekten Systemen eine Zunahme des Gewichts durch die zusätzlichen prinzipbedingten indirekten Komponenten. Diese Gewichtszunahme fällt aufgrund der hohen Dichte des Kühlmittels gegenüber reinem Kältemittel in einem Standardkältekreislauf hoch aus. Gewichtszunahmen beispielsweise des indirekten Verdampfers sind noch dem geringen Reifegrad des ersten Funktionsmodells gegenüber einem Jahrzehnte bewährten und optimierten direkten System geschuldet.

Aufgrund dieser Randbedingungen ist eine Gewichtszunahme des neuen Systems um 22 % als Erfolg anzusehen.

2.52. Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Aufgrund der Änderung des Kältemittels wurde eine kostenneutrale Verschiebung der Mittel in 09/2013 beantragt und genehmigt. Insgesamt blieb das Projekt im beantragten Kostenrahmen.

2.53. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Das Teilvorhaben wurde entsprechend der Planung durchgeführt. Änderungen, die sich im Laufe des Projekts ergaben, sind im Kapitel 2.30 detailliert beschrieben. Alle geplanten Arbeitspakete wurden adressiert.

Insgesamt wurde das Teilvorhaben gemäß der Planung durchgeführt so dass neue detaillierte beziehungsweise umfassende Erkenntnisse hinsichtlich indirekter Wärmepumpensysteme vorliegen.

2.54. Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere der Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans

2.55. Wirtschaftlicher Nutzen

Durch das Teilvorhaben konnte seitens MAHLE wichtige Erkenntnisse zum grundlegenden thermodynamischen Verhalten von Kühlmittel/Kältemittelwärmeübertragern erarbeitet werden. Das Ergebnis waren indirekte Verdampfer sowie indirekte Kondensatoren/Gaskühler sowohl in R134a als auch in R744 die vor dem Vorhaben in dieser Form und Leistungsklasse noch nicht vorhanden waren. Damit wurde der Grundstein für unterschiedliche Anwendungen wie das vorgesehene indirekte Wärmepumpensystem gelegt. Um Skaleneffekte zu nutzen können diese neuen Komponenten aber auch für die Batteriekühlung bzw. Fahrgastraumheizung von Plug-In Hybriden bei abgeschaltetem Verbrennungsmotoreingesetzt werden. Auch bei rein verbrennungsmotorischer Anwendung können indirekte Systeme Vorteile bringen, wie z.B. die Reduzierung der Kühlungsebenen beim Klimakondensator von derzeit drei (Kondensator, Niedertemperaturkühler/Ladeluftkühler, Hochtemperaturkühler) auf zwei (indirekter Kondensator über Niedertemperaturkühler gekühlt), vgl. [14]. Eine weitere mögliche Nutzung für einen leistungsstarken indirekten Verdampfer kann sich auch für den Einsatz von indirekter Ladeluftunterkühlung (vgl. [15, 16]) ergeben.

2.56. Wissenschaftlicher Nutzen

Es konnte gezeigt werden, dass die Wärmepumpe mit R134a eine deutliche Verbesserung der Problematik der Reichweitenreduktion aufgrund der Klimatisierung im E-Fahrzeug leisten kann. Der Übertrag auf das R744 System gelang hauptsächlich im vorliegenden Teilvorhaben aufgrund des (noch) nicht Vorhandenseins eines sauggasgekühlten elektrischen Verdichters nur bedingt. Dies war zu Beginn des Vorhabens so nicht erwartet worden.

Der Nachteil des doppelten Wärmeübergangs bei indirekten Systemen konnte erstmals beziffert werden und kann zukünftig bei ersten Auslegungen von Wärmepumpensystemarchitekturen berücksichtigt werden.

Durch den Übertrag in die Kältekreislaufsimulation konnte nicht nur die direkt im Teilvorhaben benötigten Wärmeübertrager sondern auch beispielsweise die Kühlmittelpumpen (vgl. Kapitel 2.3) in das hauseigene Simulationstool übertragen werden. Dadurch können weitere Forschungsprojekte effizienter und in besserer Güte erforscht werden.

2.57. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Anschlussfähigkeit

Anhand der Versuche konnte ein Übertrag der Messungen auf die Kältekreislaufsimulation durchgeführt werden (Kapitel 2.16). Aufgrund des Übertrags konnte hinsichtlich des Abtauverhaltens eine optimierte Position der redundanten Wärmequelle erarbeitet werden. Das Verständnis des Zusammenspiels der Wärmepumpensysteme konnte unter anderem in einer energieeffizienten Regelstrategie des Reheatbetriebs unter Beweis gestellt werden. Insgesamt konnte somit das Verständnis eines indirekten Wärmepumpensystems gesteigert werden. Mit diesem Know-How kann die Firma MAHLE im Rahmen von Vorentwicklungsprojekten die Diskussion mit E-Fahrzeugherstellern suchen.

Durch den Wissensaufbau bezüglich der Thermodynamik nicht nur der indirekten Komponenten mit dem Kältemittel R134a sondern auch mit R744 kann die zukünftige Umstellung auf das nachhaltige, natürliche Kältemittel schnell erfolgen sollten sich die deutschen Automobilhersteller so schnell dafür aussprechen wie 2013 avisiert war. Ist dies nicht so schnell der Fall wurde mit dem R134a System trotzdem die Grundlagen geschaffen ein nachweislich funktionsfähiges System darzustellen.

2.58. Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Die Entwicklung an anderen Stellen wurde während der Projektlaufzeit verfolgt und beobachtet. Die Aufmerksamkeit vieler Veröffentlichungen lag dabei auf der theoretischen Untersuchung und der Simulation unterschiedlicher Wärmepumpenkonzepte und deren Auswirkungen auf das E-Fahrzeug. Wenige beschäftigten sich mit einer Umsetzung des Konzepts in Hardware. Die favorisierten Systeme waren hierbei kältemitteldominiert und/oder wurden isoliert als Einzelsystem betrachtet. Der in diesem Teilvorhaben adressierte Aspekt der ganzheitlichen Betrachtung kann daher als hoch innovativ in dieser Forschungsrichtung eingestuft werden.

2.59. Veröffentlichungen

Die Inhalte des Gesamtvorhabens wurden im Rahmen des Spitzenclusters Elektromobilität auf einer Vielzahl an Messen vorgestellt. Eine Sonderveröffentlichung in der ATZ (ATZ Extra,

September 2014 [17]) zu ersten Ergebnissen des Projekts wurde ebenfalls im Rahmen des Spitzenclusters erstellt.

Die Ergebnisse des Gesamtvorhabens sollen im Februar 2016 auf dem Internationalen Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik vorgestellt werden.

3. Literaturverzeichnis

- [1] JUNG, M.; KEMLE, A.; STRAUß, T.; WAWZYNIAK, M.: *Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen*. ATZ 113. Jahrgang, Band 05, S. 396 – 401, Springer Automotive Media/ Springer Fachmedien Wiesbaden AG, Wiesbaden 2011
- [2] NOYAMA, H.; UMEZO, K.: *Air-Conditioning Systems for Electric vehicle (i-MiEV)*, 2010 SAE Phoenix Refrigerant and System Efficiency Symposium, Phoenix, USA 13.-15.06.2010
- [3] J. EBERSPÄCHER GMBH & CO.KG: *IAA 2011 - Innovation für CO2-neutrale E-Mobilität: Bioethanol-Heizung garantiert Komfort und Reichweite*;
<http://www.eberspaecher.com/presse/pressemitteilungen/einzelansicht/article/iaa-2011-innovation-fuer-co2-neutrale-e-mobilitaet-bioethanol-heizung-garantiert-komfort-und-reic/419.html>, abgerufen am 08.02.2012
- [4] KOHLE, U.; PFISTER, W.; APFELBECK, R.: *Bio-Ethanol Heizer für den Innenraum von Elektroautos*, ATZ 114. Jahrgang, Band 01, S. 58 – 63, Springer Automotive Media/ Springer Fachmedien Wiesbaden AG, Wiesbaden 2012
- [5] WEINBRENNER, M.; LINK, J.; STRAUß, T.; KRONER, P.: *Senkung des Kraftstoffverbrauchs im Winterbetrieb. PKW-Klimatisierung VI*, Haus der Technik Fachbuch: Band 107, S. 47, Tagungsband, Expert-Verlag, Renningen, 2010
- [6] <http://de.wikipedia.org/wiki/Photovoltaik#Wirkungsgrad>, abgerufen am 15.02.2012
- [7] HARTINGER, M., MAUÉ, J., FLÖGEL, H., MILAKOVIC, S., ROTHFUSS, J., FRITZ, H., HAUG, J., *Gesamtvorhabensbeschreibung, Ganzheitliches Thermomanagement im E-Fahrzeug GaTE*, 2012
- [8] <http://media.daimler.com/dcmedia/0-921-658892-49-1536147-1-0-0-0-1-11700-0-0-1-0-0-0-0.html?TS=1348674925103>, abgerufen am 20.06.2013
- [9] <http://www.automobilwoche.de/article/20121109/NACHRICHTEN/121109950/1276/piech-das-richtige-kaltemittel-ist-co2>, abgerufen am 20.06.2013

- [10] <http://www.autoservicepraxis.de/neues-klimaanlagen-kaeltemittel-1078383.html?skip=0>, abgerufen am 20.06.2013
- [11] BREIDENBACH, L.: *Aufbau und Messung eines Systems zur Klimatisierung eines Kraftfahrzeugs mit Kühlmittel gekühlten Wärmeübertragern am Klimasystemprüfstand*, Diplomarbeit, Februar 2013
- [12] BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH, *Kältemittel-Report 16. Auflage*, 09/2010
- [13] HARTINGER, M., MAUÉ, J., FLÖGEL, H., MILAKOVIC, S., ROTHFUSS, J., FRITZ, H., HAUG, J., *Lastenheft im Förderprojekt GaTE*, 2015
- [14] CHARBONELLE, F.; JOUANNY, P.; SAAB, S.; GESSIER, B.; *wassergekühlte Kondensation für effizientes Energiemanagement*, ATZ 116. Jahrgang, Band 07-08, S. 24 – 29, Springer Automotive Media/ Springer Fachmedien Wiesbaden AG, Wiesbaden 2014
- [15] WIESKE, P.; DINGELSTADT, R.; WARTH, M.; STEHLIG, J.; EILEMANN, A.; TREMBLE, P.; *Improvement of transient response with charge air subcooling: An integrative approach 23*. Aachen Colloquium 2014
- [16] EILEMANN, A.; WIESKE, P.; WARTH, M.; STEHLIG, J.; *Kältemittelunterstützte Ladeluftkühlung – Ein Beitrag zur Steigerung von Fahrdynamik und Kraftstoffeffizienz*, Wiener Motoren-symposium 2015
- [17] HARTINGER, M., MAUÉ, J., MILAKOVIC, S., ROTHFUSS, J., HAUG, J., *Klares Ziel: Mehr Reichweite*, ATZ Extra September 2014, S. 24 – 29, Springer Automotive Media/ Springer Fachmedien Wiesbaden AG, Wiesbaden 2014
- [18] HAUG, J.; *Teilvorhabensbeschreibung zum Projekt GaTE*, 2012

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Erklärung
AP	Arbeitspaket
COP	Coefficient of Performance

Akku	Akkumulator
AWT	Außenwärmeübertrager
NTK	Niedertemperaturkühler
PTC	Positive Temperature Coefficient
HT	Hochtemperatur
AC	Air Conditioning
iCond	Indirekter Kondensator
IHX / IWT	Internal heat exchanger / Innerer Wärmeübertrager
m	Steigung einer Geraden in der Geradengleichung $y = mx + b$
FXV-BY	Fixe Drosselstelle mit Bypass
KK	Kühlkörper
iEvap	Indirekter Verdampfer
Kombi	Kombinierte Einheit aus Kältemittelsammler und innerem Wärmeübertrager
iGK	Indirekter Gaskühler
EXV	Elektronisches Expansionsorgan
HV	Hochvolt
TXV	Thermostatisches Expansionsorgan
L/KM	Luft-/Kühlmittel

4. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Temperaturanforderungen von Kabine, Batterie, Leistungselektronik und E-Maschine.....	7
Abbildung 1.2: Reichweitenreduktion durch Fahrzeugklimatisierung [Quelle: MAHLE]	8
Abbildung 1.3: Funktionale Anforderung eines Klimasystems an eine Wärmepumpe.....	9
Abbildung 1.4: Meilensteinplanung des Gesamtvorhabens	12
Abbildung 1.5: Planung des Teilvorhabens.....	12
Abbildung 1.6: Kältemittel dominiertes Kreislaufschema einer Fahrzeugklimaanlage mit Wärmepumpe [1].....	14
Abbildung 1.7: Kühlmittelseitig dominiertes Kreislaufschema einer Fahrzeugklimaanlage mit Wärmepumpe.....	15
Abbildung 2.1: Festlegung der Fahrzeugkomponenten.....	17
Abbildung 2.2: Verschaltungsvarianten des Wärmepumpensystems.....	22
Abbildung 2.3: Verschaltungen des Systems im Reheat.....	25
Abbildung 2.4: Ausblasttemperaturen bei den verschiedenen Reheat-Verschaltungsvarianten bei 15°C Außentemperatur; schwarze Balken entsprechen dem Sollwert des Messpunkts ..	26
Abbildung 2.5: Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1, Ventil 1 5 % der Zeit offen	27
Abbildung 2.6: Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1, Ventil 1 10 % der Zeit offen ..	27
Abbildung 2.7: Taktbetrieb zwischen Reheat 2 und Reheat 1, Ventil 1 5 % der Zeit offen, Verdichterdrehzahl erhöht	28
Abbildung 2.8: Verschaltung des Systems im Abtaubetrieb	29
Abbildung 2.9: Außenwärmeübertrager vor und nach dem Abtauen.....	30
Abbildung 2.10: zeitlicher Verlauf beim Vereisen, Abtauen bei 0°C Außentemperatur.....	31
Abbildung 2.11: Vergleich der Simulation mit der Messung im Reheat Betrieb.....	32
Abbildung 2.12: Vergleich der kühlmittelseitigen Temperaturverläufe am Außenwärmeübertrager zwischen der Simulation und der Messung	33
Abbildung 2.13: Sensitivitäten der Komponenten und Parameter auf die Heizkörperausblastemperatur.....	35
Abbildung 2.14: Vergleich eines stufenlos einstellbaren Volumenstroms (mittels Proportionalventil) über den Außenwärmeübertrager (AWT) gegenüber einem getakteten Volumenstrom (mittels Taktmagnetventil).....	36
Abbildung 2.15: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der kühlmittelseitigen Eintrittstemperatur vor Außenwärmeübertrager.....	38
Abbildung 2.16: Platzierung der redundanten Wärmequelle in der ersten Messstaffel.....	39

Abbildung 2.17: Neue Verschaltung des Wärmepumpensystems mit der besten Platzierung der redundanten Wärmequelle im Abtaumodus.....	42
Abbildung 2.18: Vergleich der Lufttemperatur nach Heizkörper (links) und der aufgenommenen Leistung am AWT bei unterschiedlichen Verdichterdrehzahlen.....	43
Abbildung 2.19: Vergleich der Luftaustrittstemperaturen nach Heizkörper (links) sowie die aufgenommene Leistung am AWT mit und ohne Zuheizung bei Platzierung des Zuheizers stromaufwärts des Heizkörpers	46
Abbildung 2.20: Vorschlag der Verschaltung des Moduls zur optimalen energetischen Ausnutzung des Zuheizers	47
Abbildung 2.21: Vergleich der unterschiedlichen Maßnahmen zur unabhängigen Einstellung der Lufttemperaturen nach Kühlkörper und Heizkörper	48
Abbildung 2.22: dynamische Viskosität von Wasser-Glysantin im Mischungsverhältnis 50 Vol-% in Abhängigkeit der Temperatur	50
Abbildung 2.23: Vergleich der Stoffdaten von Wasser Glysantin (Mischungsverhältnis 50 Vol-%) und Coolanol®	51
Abbildung 2.24: Heizleistung am Heizkörper und Gesamtdruckabfall im kalten Zweig des Wärmepumpensystems.....	51
Abbildung 2.25: Heizleistung am Heizkörper und Volumenstrom im kalten Zweig des Wärmepumpensystems bei maximaler Pumpendrehzahl	52
Abbildung 2.26: prozentualer Unterschied des Volumenstroms bzw. des Massenstroms im kalten Zweig des Wärmepumpensystems und spezifischer Wärmeübergangskoeffizient auf der Wasserseite am indirekten Verdampfer.....	52
Abbildung 2.27: Vergleich der relevanten Stoffdaten von Wasser/Glysantin, Coolanol, Novec 7200 und Novec 7500	53
Abbildung 2.28: Vergleich der gemessenen Heizleistung des Wärmepumpensystems mit der benötigten Heizleistung	54
Abbildung 2.29: Druck-Enthalpie Diagramm des Reinstoffes R134a	55
Abbildung 2.30: Aus [12] Abb. 33 – gängige Kältemittel und ihr GWP	60
Abbildung 2.31: Vergleich der Kältekreisläufe mit den Kältemitteln R134a und R744.....	61
Abbildung 2.32: Änderungen des Druckniveaus beim Wechsel von R134a auf R744.....	63
Abbildung 2.33: schematischer Weg des Kältemittels beim Denso E-Verdichter ES34, Quelle: Denso Automotive Homepage.....	64
Abbildung 2.34: Lufttemperaturen nach Heizkörper (links) und Kühlmitteltemperaturen nach Außenwärmeübertrager bei unterschiedlichen Außentemperaturen im Wärmepumpenmodus	66

Abbildung 2.35: COP bei unterschiedlichen Außentemperaturen im Wärmepumpenmodus mit dem Verdichter LA31K.....	66
Abbildung 2.36: unterschiedliche Reheat Betriebsmodi	68
Abbildung 2.37: Verlauf der Lufttemperaturen nach Heiz- bzw. Kühlkörper bei Erhöhung des Volumenstroms vom iEvap zum Außenwärmeübertrager	69
Abbildung 2.38: Kennlinien der Lufttemperaturen nach Kühlkörper / Heizkörper bzw. deren Differenz über dem Volumenstrom vom indirekten Gaskühler zum AWT bzw. vom indirekten Verdampfer zum AWT	70
Abbildung 2.39: Vergleich der Punkte der Lufttemperaturen nach Kühlkörper / Heizkörper bzw. deren Differenz über dem Volumenstrom vom iGC zum AWT bzw. vom iEvap zum AWT bei unterschiedlichen Verdichter PWM	72
Abbildung 2.40: Vergleich der maximalen Leistungsfähigkeit des Wärmepumpensystems R134 gegenüber R744/2 im Wärmepumpenbetrieb.....	74
Abbildung 2.41: Vergleich des COP zwischen R134a, R744/1 und R744/2 des Wärmepumpenbetriebs in Teillast (GLHKE: Luftmenge vor Heizkörper; TLHKA Soll: Zieltemperatur der Luft nach Heizkörper; CLAWTE: Luftgeschwindigkeit vor Außenwärmeübertrager)	75
Abbildung 2.42: Bilanzierung der Leistungen R134a und R744/2 im Wärmepumpenbetrieb in Teillast (GLHKE: Luftmenge vor Heizkörper; TLHKA Soll: Zieltemperatur der Luft nach Heizkörper; CLAWTE: Luftgeschwindigkeit vor Außenwärmeübertrager)	76
Abbildung 2.43: Kreislaufschema im Reheatbetrieb mit Proportionalventilen.....	78
Abbildung 2.44: prozentualer Volumenstrom als Funktion der prozentualen Steuerspannung des Bosch Funktionsmusters des Proportionalventils im Wärmepumpensystem	78
Abbildung 2.45: Ergebnisse des Reheat Betriebs mit Proportionalventilen	79
Abbildung 2.46: relativer Leistungsbedarf der Klimatisierung der unterschiedlichen Wärmepumpensysteme in Frischluft.....	81
Abbildung 2.47: relativer Leistungsbedarf der Klimatisierung der unterschiedlichen Wärmepumpensysteme inklusive Teilumluft.....	82
Abbildung 2.48: COP der Wärmepumpensystem mit R134a und R744/2 bei 0°C Außentemperatur und mittlerem Luftmassenstrom über den Heizkörper	83
Abbildung 2.49: Packageanalyse des Wärmepumpensystems der Staffel R744/1	84
Abbildung 2.50: Gewichtsvergleich unterschiedlicher Wärmepumpensysteme	86

5. Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Arbeitspakete des Gesamtvorhabens GaTE	16
Tabelle 2-2: Varianten zur Platzierung der redundanten Wärmequelle	39
Tabelle 2-3: gewichteter Vergleich der Entscheidungskriterien bei der Platzierung der redundanten Wärmequelle	41
Tabelle 2-4: Vergleich der volumetrischen Kälteleistungen.....	54
Tabelle 2-5: Komponenten des Wärmepumpensystems.....	61
Tabelle 2-6: Temperaturen vor Außenwärmeübertrager und vor Kühlkörper zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit des Systems	65
Tabelle 2-7: veränderte Komponenten der 3. Messstaffel ("R744/2") zur 2. Messstaffel ("R744/1").....	72
Tabelle 2-8: Klimalastfälle abgeleitet aus der Nutzeranalyse	80
Tabelle 2-9: Für den Gewichtsvergleich betrachtete Systemlayouts des Basisfahrzeugs, einer Luft-/Kühlmittel Wärmepumpe und der indirekten Systeme	84

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN geplant	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Schlussbericht
3. Titel Ganzheitliches Thermomanagement im E-Fahrzeug, Akronym: GaTE, Teilvorhaben: Untersuchung eines Kältekreislaufmoduls zum Heizen und Kühlen der Fahrgastzelle eines E-Fahrzeugs	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Haug, Joachim	5. Abschlussdatum des Vorhabens Juni 2015
	6. Veröffentlichungsdatum geplant
	7. Form der Publikation Schlussbericht
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) MAHLE Behr GmbH & Co. KG Mausenstr. 3 70469 Stuttgart	9. Ber. Nr. Durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen 16N12325
	11. Seitenzahl 96
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) 53170 Bonn	13. Literaturangaben 18
	14. Tabellen 9
	15. Abbildungen 57
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)	
18. Kurzfassung <p>Beim konventionellen Fahrzeug mit Verbrennungsmotor wird die beim Verbrennungsprozess entstehende Abwärme entweder an die Umgebung abgeführt, bzw. im Winterbetrieb teilweise zur Innenraumtemperierung genutzt. Diese Abwärme steht beim E-Fahrzeug aufgrund der deutlich gesteigerten Wirkungsgrade der Antriebsstrangkomponenten nicht in ausreichendem Maße zur Verfügung. Dieses „Heizleistungsdefizit“ wird beim Stand der Technik meist durch elektrische Zuheizter mit einem Wirkungsgrad nahe 1 ausgeglichen. Mittels der Wärmepumpentechnologie soll diese Leistungsziffer erhöht werden. Zusätzlich soll überschüssige Wärmeenergie an verschiedenen Stellen des Fahrzeugs geschickt an den Ort des Bedarfs, vor allem den Innenraum, transportiert werden.</p> <p>Im Teilvorhaben der Firma MAHLE Behr wird die effiziente Bereitstellung der Heizleistung bearbeitet. Mittels der Wärmepumpentechnologie soll einerseits die Leistungsziffer über 1 angehoben werden andererseits die Reduzierung der Komplexität des Wärmepumpensystems im Vergleich zu bisherigen Systemen angestrebt. Im Projekt wurden in drei aufeinander aufbauenden Prüfstandsphasen die Wirksamkeit neuartiger Kühlmittel/Kältemittel Wärmeübertrager und deren thermohydraulisches Verhalten als Grundlage von aussagekräftigen Simulationen erforscht. Mit dem Kältemittel R134a ergab sich eine signifikante Reduktion der Leistungsaufnahme der Klimatisierung. Das Ziel die elektrische Leistungsaufnahme zur Kabinenbeheizung bei 0°C um 50% zu reduzieren konnte mit 67% deutlich übererfüllt werden. Mit dem Kältemittel R744 fiel die Reduktion mit 59% etwas geringer aus. Jedoch muss bei beiden Kältemitteln eine zusätzliche elektrische Wärmequelle weiterhin eingesetzt werden. Die Komplexität ging signifikant zurück, die Regelbarkeit des Wärmepumpensystems erhöhte sich. Eine Umsetzung der Versuche in die Simulation gelang. Das Gewicht im Vergleich zum Basissystem erhöhte sich bei den Wärmepumpensystemen mit beiden Kältemitteln. Der Einsatz von R744 als Kältemittel sollte wieder aufgegriffen werden sobald ein elektrischer Verdichter verfügbar ist. Die Anwendungsmöglichkeiten der Wärmeübertrager belaufen sich nicht nur auf Wärmepumpensysteme, auch die kombinierte Kühlung der Batterie von Plug-In Hybriden als auch der Einsatz bei Ladeluftunterkühlung bei Verbrennungsmotoren ist denkbar.</p>	
19. Schlagwörter Indirekte Wärmepumpe, E-Fahrzeug, R744, R134a, Elektromobilität, Thermomanagement	
20. Verlag	21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN planned	2. type of document (e.g. report, publication) report
3. title Holistic thermal management in E-Vehicles (GaTE); sub-project: Investigation of an air-conditioning module for heating and cooling of the passenger compartment of an electric vehicle	
4. author(s) (family name, first name(s)) Haug, Joachim	5. end of project June 2015
	6. publication date planned
	7. form of publication final report
8. performing organization(s) (name, address) MAHLE Behr GmbH & Co. KG Mauserstr. 3 70469 Stuttgart	9. originator's report no.
	10. reference no. 16N12325
	11. no. of pages 96
12. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) 53170 Bonn	13. no. of references 18
	14. no. of tables 9
	15. no. of figures 57
16. supplementary notes	
17. presented at (title, place, date)	
18. abstract In a conventional vehicle with internal combustion engine the excess heat of the combustion is dissipated to the ambient or during winter months partly used to condition the passenger compartment. In comparison the excess heat in an E-vehicle is not sufficient to heat the cabin due to highly efficient drive train components. In state of the art E-vehicles this "heating deficit" is addressed with an electrical heater with an effectiveness of 1. By using the heat pump technology this effectiveness is planned to be increased. Additionally the small amounts of excess energy are planned to be transported from different spots of the vehicle to places where it can be used. In the sub-project of MAHLE Behr the efficient supply of heating power is addressed. On the one hand the effectiveness of creating the heat is planned to be increased, on the other hand the complexity is expected to be decreased in comparison to the state of the art. In this sub-project 3 step by step measurement periods were carried out to study the effectiveness of novel coolant/refrigerant heat exchangers and their thermo-hydraulic performance as basis for a simulation of the full vehicle. With R134a as refrigerant, there was a significant reduction in power consumption of the air-conditioning. The aim was to reduce the electrical power for cab heating at 0 °C by 50%. In this operation point a saving of 67% was achieved. With the R744, the reduction was slightly lower at 59%. However, in both refrigerants additional electrical heat source was mandatory. The complexity was notably reduced; the controllability of the heat pump system was considerably increased. The implementation of the system into the simulation succeeded. The weight of the heat pump system with the refrigerant R134a as well as with R744 was increased in comparison to the system of the state of the art. As soon as an electrical refrigerant compressor is available the application of R744 as refrigerant should be re-evaluated. The possible uses of the refrigerant/coolant heat exchangers are not limited to heat pump systems. A combined cooling of the battery and climatization of the cabin in Plug-In Hybrids is also feasible as sub-cooling of charge air in vehicles with internal combustion engines.	
19. keywords Indirect heat pump, E-vehicle, R744, R134a, electric mobility, thermal management	
20. publisher	21. price