

Alexander Rauch, B.Sc.

Flexible PKW Klima-Versuchsanlage zur Komponentenvermessung

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Peter Schrank

Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Mai 2017

In Kooperation mit:

VIRTUAL VEHICLE Research Center
Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug (ViF)
Forschungsgesellschaft mbH, Graz



Im Rahmen des Projekts:



Unterstützt durch:



EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

28.05.2017

Datum / Date



Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Flexible PKW Klima-Versuchsanlage zur Komponentenvermessung

Autor: Alexander Rauch

1. Stichwort: mobiler Kältekreislauf
2. Stichwort: PCM Speicherverdampfer
3. Stichwort: Vermessung

Zu Beginn wird auf die Grundlagen von Kompressionskälteanlagen und deren Ausführungen eingegangen. Ausgehend vom reversiblen Carnot-Prozess, wird der Zusammenhang zum realen Kaltgasprozess hergestellt. Die zurzeit verwendeten Kältemittel im PKW-Bereich werden erläutert und in diesem Zusammenhang wird auf die Sicherheitsvorschriften eingegangen. In Kapitel 3 wird die Auslegung einer mobilen Versuchsanlage beschrieben. Es handelt sich dabei um eine Kompressionskälteanlage mit Anschlüssen für den externen Betrieb an einem Komponentenprüfstand. Das Kapitel umfasst die Anforderungen an die Anlage, Berechnungen und die Komponentenauswahl. Abgeschlossen wird mit einem Überblick der Inbetriebnahme einer solchen mobilen Kälteanlage. Der an der Anlage verbaute Speicherverdampfer wird im folgenden Kapitel 4 genauer beschrieben. Es wird auf die Grundlagen von thermischen Speichermaterialien, wie auch auf den konstruktiven Aufbau eben dieses Speicherverdampfers eingegangen. Neben der theoretischen Auseinandersetzung mit dem speziellen Verdampfer des Herstellers Behr-Hella, wurde dieser auf einem Prüfstand in einer Klimakammer vermessen. Speziell wurde das transiente Verhalten nach dem Verdichterstopp untersucht. Dazu wurden Messungen bei verschiedenen Randbedingungen getätigt, welche am Ende dieser Arbeit verglichen und diskutiert werden.

ABSTRACT

Title: Mobile refrigeration unit for automotive component measurements

Author: Alexander Rauch

1st keyword: mobile refrigeration unit

2nd keyword: PCM storage evaporator

3rd keyword: operational-test measurement

The first chapter deals with basic principles of refrigeration systems, their operation and the definition of system efficiency. The most important refrigerants for automotive-use are listed and explained, together with some information about safety guidelines and statutes. In chapter 3 all the calculation, dimensioning and construction layout for the mobile refrigeration unit is described. The used components, their attributes and mounting location are listed and shown. The procedure before the first start-up of the mobile refrigeration unit is described. In chapter 4 a closer look on the used evaporator is taken – a storage evaporator from the manufacturer Behr-Hella. Materials for thermal energy storage are listed and the design of the used evaporator is shown in detail. In order to know how this evaporator behaves under real usage conditions, it was tested on a refrigeration test bench inside a climate chamber. Especially the transient behaviour of the evaporator, after the refrigerant compressor stopped, was analysed. The chapter ends with a discussion of these results.

VORWORT

Die vorliegende Masterarbeit entstand im Rahmen zweier Projekte am Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH (kurz: ViF oder VIRTUAL VEHICLE). Im Projekt „Tes4set“, rund um das Thema „Energiespeicher für effiziente Energiesysteme in Schienenverkehrsfahrzeugen“, ziehen neben dem VIRTUAL VEHICLE auch Projektpartner wie das Institut für Wärmetechnik an der TU Graz oder Liebherr – Transportation Systems an einem Strang, um diese Entwicklung voranzutreiben. Im Rahmen dessen entstand mittels Förderungen des Österreichischen Klima- und Energiefonds, die hier vorliegende Arbeit.

Ich möchte mich ganz herzlich bei meinem Betreuer Dipl.-Ing. Peter Schrank für seine fortwährende Unterstützung im Laufe dieser Arbeit bedanken. Seine Impulse in entscheidenden Momenten waren mir stets willkommen.

Mein Dank gilt auch Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer, für sein Engagement beim Zustandekommen dieser Arbeit, der wissenschaftlichen Unterstützung und dem zur Verfügung stellen von Infrastruktur des Institutes für Wärmetechnik der TU Graz.

Vielen, vielen Dank an meine Eltern, welche mich das ganze Studium über unterstützt haben und an alle Freunde, die auch in stressigen Phasen zu mir gehalten haben.

Danke an alle!

Graz, Mai 2017

Alexander Rauch

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN DES KÄLTEPROZESSES</u>	3
2.1	Kreisprozess	3
2.1.1	Idealer Prozess	5
2.1.2	Vergleichsprozess	5
2.1.3	Realer Prozess	8
2.2	Leistungsregelung	9
2.2.1	Saugdrosselung	9
2.2.2	Heißgas-Bypass	10
2.2.3	Aussetzbetrieb	10
2.2.4	Verdichter-Drehzahlregelung	11
2.3	Kältemittel im PKW	11
2.3.1	R744 Kohlenstoffdioxid	13
2.3.2	R134a Tetrafluorethan (Norfluran, C ₂ H ₂ F ₄)	13
2.3.3	R1234yf Tetrafluorpropylen	13
2.4	Klimadaten Österreich	14
2.5	Sensible und latente Wärme	15
3	<u>AUSLEGUNG MOBILE VERSUCHSANLAGE</u>	18
3.1	Lastenheft	18
3.2	Auslegungspunkt	20
3.3	Verdichter	21
3.3.1	Allgemein	21
3.3.2	Hubkolbenverdichter	22
3.3.3	Scrollverdichter	23
3.3.4	Betrieb	24
3.3.5	Auswahl Verdichter	25
3.4	Verdampfer	27
3.5	Kondensator	28
3.6	Entspannungsorgan / Expansionsventil	29
3.7	Hochdrucksammler	33
3.8	Flüssigkeitsabscheider	34
3.9	Rohrleitungen und Armaturen	34
3.10	Kältemittel-Füllmenge	38
3.11	Grundgerüst	39
3.12	Elektrischer Anschluss und Absicherung	41
3.13	Frequenzumrichter (FU)	43
3.14	Luftführung und Lüfter	44
3.15	Messtechnik	48
3.15.1	Versorgungsnetzteil	48
3.15.2	Temperaturmessung: Luft und Kältemittel	49
3.15.3	Druckmessung	50
3.15.4	Luftvolumenstrommessung	51
3.15.5	Messdatenerfassung und Speicherung	52
3.16	Gesamtkonstruktion	56
3.17	Inbetriebnahme der mobilen Anlage	59

4	PCM-SPEICHERVERDAMPFER	61
4.1	Thermische Speicherfähigkeit gewöhnlicher Verdampfer	61
4.2	PCM-Speicherverdampfer	62
4.3	Ausführungen von PCM-Speicherverdampfern	65
4.4	PCM Füllmenge Behr-Hella Verdampfer	67
5	VERMESSUNG PCM-SPEICHERVERDAMPFER	69
5.1	Ziel der Messung	69
5.2	Aufbau und Messstellen	69
5.2.1	Kondensator	70
5.2.2	Verdampfer	71
5.2.3	Verdichter	73
5.2.4	Messstellenbenennung	73
5.2.5	Verwendete Messgeräte und Sensoren	74
5.3	Kalibrierung	79
5.4	Prüfstandssteuerung	80
5.5	Füllmengenbestimmung R134a	81
5.6	Messablauf	83
5.7	Messunsicherheit	86
5.8	Auswertung	89
5.8.1	Temperaturverteilung in der Luftströmung	90
5.8.2	Leistungsfähigkeit	90
5.8.3	Einfluss flüssige Kältemittelmenge	94
5.8.4	Einfluss PCM Entladezustand	95
5.8.5	Einfluss Lufteintrittstemperatur	98
5.8.6	Einfluss Luftmassenstrom	101
5.8.7	Messpunkt „Delphi Automotive SAE Paper“	102
5.9	Druckverluste des Speicherverdampfers	105
5.10	Druckverlust in Ringwellenschläuchen	107
6	SCHLUSSFOLGERUNGEN	109
6.1	Aufbau der mobilen Anlage	109
6.2	Vermessung Speicherverdampfer	110
6.3	Ausblick	112
7	LITERATURVERZEICHNIS	113
8	ANHANG	117
8.1	Kalibrierung	118
8.2	Abkürzungsverzeichnis	119
8.3	Symbolverzeichnis	120

1 EINLEITUNG

Wurde die Kältetechnik in ihren Anfängen hauptsächlich von großen Betrieben zur Kühlung von verderblichen Lebensmitteln benutzt, hat diese heute den Einzug in viele Bereiche des Alltags gefunden. Auf die mobile Klimatisierung von Fahrzeugen, keine junge Erfindung mehr, wird in Forschung und Entwicklung nach wie vor ein großes Augenmerk gelegt. Machbarkeit, Fertigungskosten und Zuverlässigkeit waren die großen Ziele der vergangenen Jahrzehnte. Getrieben von den geforderten CO₂-Einsparungen im Verkehrssektor, muss die Gesamteffizienz von Fahrzeugen aller Art gesteigert werden. Die Verbesserung der energieaufwendigen Klimatisierung von Fahrzeugen kann hier ihren guten Beitrag dazu leisten. Der Verzicht wird in der Gesellschaft dabei kaum als Lösungsweg anerkannt und somit bedarf es des Einsatzes neuer Technologien. Ansätze basierend auf thermischen Energiespeichern machen es möglich, eine gewisse Kühlleistung aufrecht zu halten, während der Kältemittelverdichter stillsteht. Diese kommt bereits bei PKW mit Verbrennungsmotor und automatischem Start-Stopp-System zum Einsatz. Dazu werden in PKW-Klimakreisläufen Wärmetauscher mit integriertem Energiespeichermedium, sogenannte Speicherverdampfer, eingesetzt. So kann bei Motorstillstandsphasen, z.B. an der Ampel, der Klimatisierungskomfort im Innenraum des PKW aufrecht gehalten werden. Auch für schienengebundene Verkehrsmittel lässt sich ein sinnvoller Einsatz für thermische Energiespeicher erkennen. Für die Wärmeabgabe von z.B. U-Bahn-Zügen können Strategien entwickelt werden, um den Wärmeeintrag in den Tunnel, mittels thermischer Energiespeicher, zu verringern. In vielen Großstädten sind die Temperaturen in den U-Bahn-Tunnels im Sommer ein Problem. Abseits von Untergrundsystemen, bietet ein Energiespeicher die Möglichkeit, den Betrieb in einem ineffizienten Teillastbereich zu vermeiden. Ein lange getakteter Verdichter-Aussetzbetrieb in Kombination mit einem thermischen Energiespeicher, kann für konventionelle HVAC-Systeme angedacht werden.

Um solche thermischen Energiespeicher möglichst effizient nutzen zu können, ist eine gewissenhafte Auslegung und Vorausberechnung nötig. Mittels Einbindung eines Simulationsmodelles, z.B. eines Speicherverdampfers, in ein bestehendes Kälteanlagenmodell kann in einer geeigneten Simulationsumgebung das Gesamtsystem Fahrzeugklimatisierung optimiert werden. Diese Modelle bedürfen einer gewissenhaften Validierung durch Messdaten. Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit dem Aufbau einer mobilen Versuchsanlage für PKW-Klimaanlagenkomponenten und anschließender Vermessung eines Speicherverdampfers. Die Messdaten eines Speicherverdampfers aus dem Automotivbereich werden dem VIRTUAL VEHICLE im Anschluss dieser Arbeit dienlich sein, ein solches Simulationsmodell abzustimmen.

Gliederung der vorliegenden Arbeit:

Kapitel 2 behandelt die Funktionsprinzipien von Kompressionskälteanlagen, im speziellen Hinblick auf Innenraumklimatisierung. Die Abweichungen zum idealen Vergleichsprozess werden erläutert und die Zusammenhänge von Wirkungsgrad und Temperaturniveau mittels Gleichungen beschrieben. Das Kapitel befasst sich auch mit Betriebsstrategien von Verdichtern

im Hinblick auf die Leistungsregelung eines Kältekreislaufes. In einem Unterkapitel werden die typischen Kältemittel in der Fahrzeugklimatisierung erklärt sowie die Sicherheitsvorschriften beim Einsatz dieser.

Kapitel 3 „Auslegung mobile Versuchsanlage“ beschreibt die Konstruktion einer mobilen Versuchsanlage. Es handelt sich dabei um einen funktionstüchtigen Kältekreislauf mit Wärmetauschern aus dem PKW-Bereich. Die verbauten Messtechnik und Anschlüsse machen es möglich, einen externen Kältekreislauf zu betreiben, um Klimaanlagenkomponenten zu vermessen. Weiters wird im Detail auf die Auswahl der Komponenten eingegangen und die Inbetriebnahme erläutert.

Das Kapitel 4 mit dem Titel „PCM-Speicherverdampfer“ widmet sich detaillierter dem in der mobilen Anlage verbauten Verdampfer. Dabei handelt es sich um einen sogenannten Speicherverdampfer, mit einem integrierten Medium zur thermischen Energiespeicherung. Es wird sowohl auf den konstruktiven Aufbau einer solchen Komponente eingegangen als auch auf thermische Speichermaterialien allgemein. Kapitel 4 dient als Einleitungskapitel für die in Kapitel 5 beschriebene Vermessung eines Speicherverdampfers.

Kapitel 5 „Vermessung PCM-Speicherverdampfer“ beschreibt den Messaufbau, die verwendeten Messmittel und den Messplan der Speicherverdampfervermessung. Ein Grundrissplan der Klimakammer inklusive des Prüfstandsbaus und Komponentenbilder beschreiben den Aufbau im Vorfeld der Vermessung. Nach einer kurzen Beschreibung der Inbetriebnahme und der zu erwartenden Messunsicherheiten einzelner Messgrößen, folgt die Auswertung der Messdaten. Die Auswertung gliedert sich in diverse Unterpunkte, in welchen das transiente Verhalten des Speicherverdampfers bei Änderung eines Parameters beschrieben wird.

Kapitel 5.10 zeigt den Druckverlust bei der Verwendung von Ringwellenschläuchen im Kältemittelkreislauf auf. Diese Ringwellenschläuche werden zum Anschluss der mobilen Versuchsanlage an einen externen Kältekreislauf verwendet. Bei einer zukünftigen Auslegung eines externen Kreislaufes können diese Werte miteinfließen.

Das inhaltlich abschließende Kapitel 6 „Schlussfolgerungen“ fasst Erkenntnisse aus dieser Arbeit zusammen und zeigt einen kurzen Ausblick.

2 GRUNDLAGEN DES KÄLTEPROZESSES

Der Kälteanlagenprozess ermöglicht es durch das Einbringen einer Antriebsleistung einen Wärmestrom bei niedrigem Temperaturniveau aufzunehmen und bei höherem Temperaturniveau wieder abzugeben. Das grundlegende Schema ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Dieser Wärmefluss ist entgegen dem physikalischen Wärmefluss von hohen Temperaturniveaus zu niedrigen Temperaturen, welcher in der Natur beobachtet werden kann. Durch Zuhilfenahme einer höherwertigen Energieform ist es jedoch möglich, innerhalb eines Kreisprozesses den Wärmefluss umzukehren. Bei der im Folgenden behandelten Kompressionskälteanlage ist die mechanische Energie, welche dem Verdichter zugeführt wird, diejenige höherwertige Energie, die den Prozess antreibt und eine Wärmemenge auf ein höheres Niveau hebt. Bei Raum- oder Fahrzeugklimatisierung liegt zwischen diesen beiden Temperaturniveaus im Allgemeinen die Umgebungstemperatur. Der Wärmestrom, welcher dem zu kühlenden Medium entzogen wird, hier meist Luft, wird als Kühlleistung bezeichnet. Der in Folge besprochene Prozess, auch Kaltdampfprozess genannt, nimmt den Wärmestrom durch Verdampfen eines Kältemittels bei niedrigem Druck auf und gibt diesen bei hohem Druck durch Kondensieren wieder ab. Deswegen werden diese Wärmeströme auch Verdampferleistung bzw. Kondensatorleistung genannt.

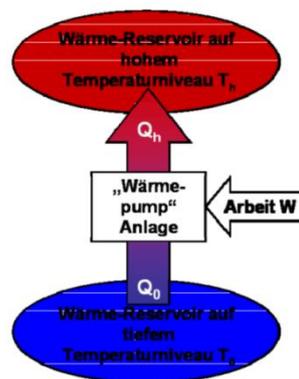


Abbildung 2-1: Grundlegende Funktion einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe (Rieberer 2014)

2.1 Kreisprozess

Um den Prozess einer Kälteanlage in einem kontinuierlich arbeitenden Prozess überzuführen, kommt der Begriff des Kreisprozesses zur Anwendung. Kälteanlagen sind im Regelfall geschlossene Kreisläufe, in denen das Kältemittel thermodynamische Zustandsänderungen in verschiedenen Komponenten durchläuft. Der Kälteanlagenprozess, genauer der Kaltdampfprozess, ist grundsätzlich – wie in Abbildung 2-2 zu sehen – aufgebaut und mit folgenden elementaren Komponenten versehen: Im Verdichter (a) wird dem Prozess mechanische Energie, um ihn anzutreiben, zugeführt. Es handelt sich also um eine Arbeitsmaschine. Der Kondensator (b) hat die Aufgabe, die aufgenommene Wärme, zusammen mit der im Verdichter geleisteten Arbeit, abzuführen. Die Wärmeabfuhr passiert bei hohen Temperaturen T_c durch Kondensieren des Kältemittels. Das Drosselorgan (c) ist nach dem Kondensator angeordnet, um das Kältemittel vom hohen Druck im Kondensator auf den

niedrigen Druck im folgenden Verdampfer zu drosseln. Komponente (d) ist der so genannte Verdampfer, also ein Wärmetauscher, welcher Wärme bei niedrigen Temperaturen T_0 aufnimmt. Dies passiert, wie eben erwähnt, durch Verdampfung des Kältemittels. Die Nummerierungen in Abbildung 2-2 verweisen auf thermodynamische Zustandsänderungen:

- 1→2: möglichst isentrope Verdichtung mit Antriebsleistung P
- 2→3: Kondensation mit dem Kondensator-Wärmestrom \dot{Q}_c
- 3→4: isenthalpe Drosselung
- 4→1: Verdampfung mit dem Verdampfer-Wärmestrom \dot{Q}_0

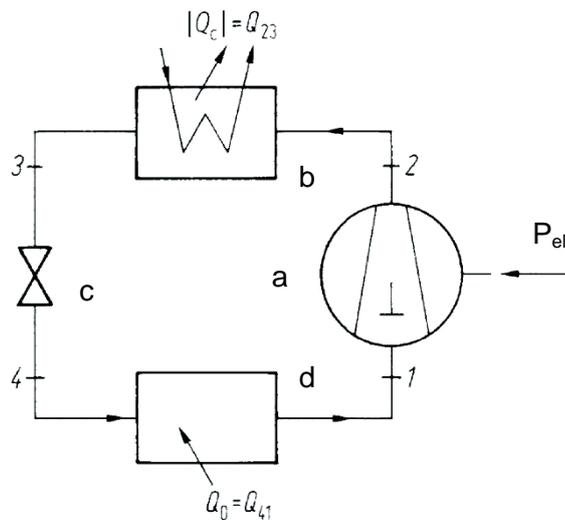


Abbildung 2-2: Einstufige Verdichterkälteanlage (Dubbel 2011)

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Systems eignet sich die Leistungsziffer ε , gemäß Gl. 2-1. Diese setzt den zugeführten Wärmestrom \dot{Q}_0 (=Nutzen) zur Leistung P welche am Kältemittel verrichtet wird (=Aufwand) ins Verhältnis. Mit Kenntnis über mechanischen und elektrischen Wirkungsgrad des Verdichters (η_m bzw. η_{el}), lässt sich Gl. 2-1 auch mit der el. zugeführten Leistungen des Verdichters P_{el} anschreiben. Die Leistungszahl wird oft auch als COP (engl. Coefficient of Performance) bezeichnet. Dies lässt sich auch in den spezifischen Energiegrößen q_0 und w , bezogen auf 1 kg Kältemittel, darstellen. Spezifische Größen eignen sich vor allem für Aussagen über ein System, ohne die Größe des Systems miteinzubeziehen. Somit können ähnliche Prozesse und Systeme beliebiger Größer verglichen werden.

$$COP = \varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el} * \eta_m * \eta_{el}} = \frac{q_0}{w} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad \text{Gl. 2-1}$$

$$\dot{Q}_0 = q_0 * \dot{m} \quad \text{Gl. 2-2}$$

2.1.1 Idealer Prozess

Als erste Vergleichsgrundlage eines Wärmekreisprozesses gilt der Carnot-Prozess, benannt nach Nicolas Léonard Sadi Carnot. Da dieser nur aus reversiblen Zustandsänderungen besteht, definiert er die Grenze des bestmöglichen Wirkungsgrades. Die isentrope Verdichtung und Expansion bzw. die isotherme Wärmezufuhr und -abfuhr ist in der Realität schwer umsetzbar. Somit ist der Carnot-Prozess mehr als Gedankenexperiment zu sehen und als Obergrenze des Wirkungsgrades eines thermischen Kreisprozesses. Die benötigte Arbeit für den linksläufigen Carnot-Prozess lässt sich durch Differenz der ab- und zugeführten Wärmemengen berechnen (Gl. 2-3). Die Leistungszahl ε_{Carnot} (Gl. 2-4) des Carnot-Prozesses hängt somit ausschließlich von den beiden Temperaturniveaus T_C & T_0 , abgeleitet aus Abbildung 2-3, ab.

$$w = q_c - q_0 = (T_C - T_0) * \Delta s \quad \text{Gl. 2-3}$$

$$\varepsilon_{Carnot} = \frac{q_0}{w} = \frac{T_0 * \Delta s}{(T_C - T_0) * \Delta s} = \frac{T_0}{(T_C - T_0)} \quad \text{Gl. 2-4}$$

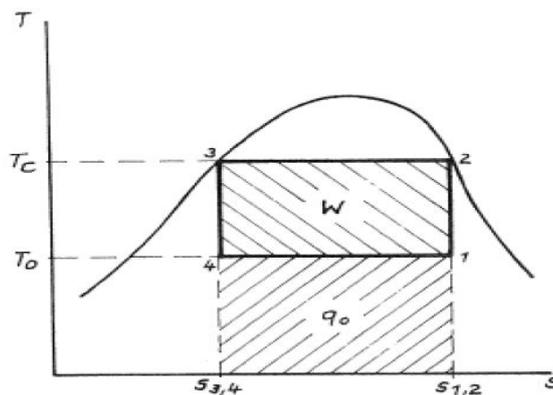


Abbildung 2-3: Kälteanlagen-Carnot-Prozess im T/s-Diagramm (Rieberer 2014)

Der Carnot-Prozess würde sich, angewendet auf die thermodynamischen Eigenschaften typischer Kältemitte, wie in Abbildung 2-3 ersichtlich, darstellen: Die Probleme des „nassen“ Carnot-Kälteprozesses sind das genaue Einhalten des Punktes 1 sowie die Gefahr von Flüssigkeitsschäden durch Tröpfchen im Verdichter. Auch ist die Verdichtung entlang einer Isentropen in der Realität nur durch Kühlung möglich. Die bei dieser Kühlung abgeführte Wärme wäre aber ein Verlust im System und so ist diese Verdichtung nicht reversibel. Außerdem ist der Expansionsprozess $3 \rightarrow 4$ in der Realität nicht verlustfrei durchführbar, der Verlauf würde somit nicht entlang einer Isentropen verlaufen.

2.1.2 Vergleichsprozess

Um den Kreisprozess in der Realität darstellen zu können, muss er auf Hinblick der oben genannten Probleme adaptiert werden. Eine typische Expansion verläuft entlang einer Linie

konstanter Enthalpie, die sogenannte isenthalpe Expansion. Dazu wird aus dem unterkühlten Zustandspunkt 3 expandiert. Das flüssige Kältemittel befindet sich also im flüssigen Zustand, einige Kelvin unter seiner Kondensationstemperatur. Die Drosselung mit konstanter Enthalpie ist in Abbildung 2-4 zwischen Punkt 3 und 4 dargestellt. Der Prozess wird auch dahingehend verändert, dass die Verdichtung (1 → 2) vollständig im überhitzten Gebiet stattfindet (Jungnickel 1990). Die in Abbildung 2-4 durch Nummerierung getrennten Bereiche im T/s-Diagramm lassen sich als Zustandsänderungen beschreiben: 1' → 1 die isobare Sauggasüberhitzung; 1 → 2 isentrope Verdichtung; 2 → 2' isobares Abführen der Überhitzungswärme nach Verdichter; 2' → 3' abführen der Kondensationswärme bei konstanter Temperatur und Druck im Zweiphasengebiet; 3' → 3 isobare Unterkühlung des flüssigen Kältemittels; 3 → 4 isenthalpe Drosselung; 4 → 1' Aufnehmen der Verdampfungswärme bei konstanter Temperatur und Druck.

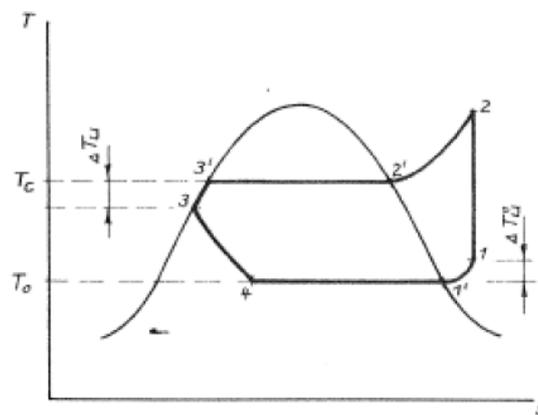


Abbildung 2-4: Vergleichsprozess mit Überhitzung und Unterkühlung im T/s-Diagramm (Rieberer 2014);

Die Leistungsziffer ε errechnet sich somit umständlich über ein Integral der Temperatur über der Entropie. Einfacher und gebräuchlicher ist die Berechnung über die Enthalpiedifferenzen, siehe Gl. 2-5, mit den Indizes aus Abbildung 2-4. Die Enthalpie eines Stoffes bei gegebenen Bedingungen lässt sich in Tabellen nachschlagen oder aus hinterlegten Datenbanken ausgeben.

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Die kleinere Leistungsziffer des Vergleichsprozesses im Gegensatz zum Carnot-Prozess lässt sich zum Teil mit der fehlenden Möglichkeit einer isothermen Rückkühlung von Verdichtungsendtemperatur T_2 auf Kondensationstemperatur T_C begründen, aber auch mit den Drosselverlusten von Punkt 3 auf Punkt 4 des als isenthalp angenommenen Drosselventils. Im Carnot-Prozess wurde diese Drosselung als reversible isentrope Drosselung angenommen. Im Vergleichsprozess sind Verluste beim Verdichten und in den Rohrleitungen noch nicht berücksichtigt. Das Verhältnis der Leistungsziffer zur Carnot-Leistungsziffer wird Gütegrad (ν)

genannt (Gl. 2-6). Sie ist abhängig vom Kältemittel und kann somit als erste Entscheidungshilfe dienen. Einen kleinen Überblick über Gütegrade von Kältemitteln bietet Tabelle 2-1.

$$\nu = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{Carnot}} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Tabelle 2-1: Gütegrad eines Kompressionskältemaschinenprozesses für $t_0=5\text{ °C}$ und $t_c=30\text{ °C}$ (Jungnickel 1990)

	NH₃	R134a	H₂O
Gütegrad ν	0,903	0,870	0,856

Die Notwendigkeit eines überhitzten Eintrittes in den Verdichter wurde bereits zuvor erwähnt, nicht aber die der Unterkühlung. Eine Unterkühlung ist nötig, um bei folgenden Druckwiderständen im Kreislauf (Druckverlust in Armaturen, Rohrleitungen u. Ä.) die Dampfblasenbildung zu unterbinden. Es kann aber auch eine erhebliche Erhöhung der massenstrombezogenen Kälteleistung erreicht werden. Die Erhöhung der spezifischen Wärme q_0 durch Unterkühlung ist gleich der Enthalpiedifferenz, welche bei der Unterkühlung abgeführt wurde. Im p/h-Diagramm in Abbildung 2-5 kann der direkte Zusammenhang von Unterkühlung und Kälteleistungsgewinn gut dargestellt werden. Verschiebt sich der Punkt h_2 durch unterkühlen nach links, so verschiebt sich auch der Punkt h_1 (aufgrund der isenthalpen Drosselung) nach links, zu geringerer spezifischer Enthalpie. Die Differenz der Enthalpie vor und nach dem Verdampfer h_1-h_1' vergrößert sich dementsprechend (Jungnickel 1990).

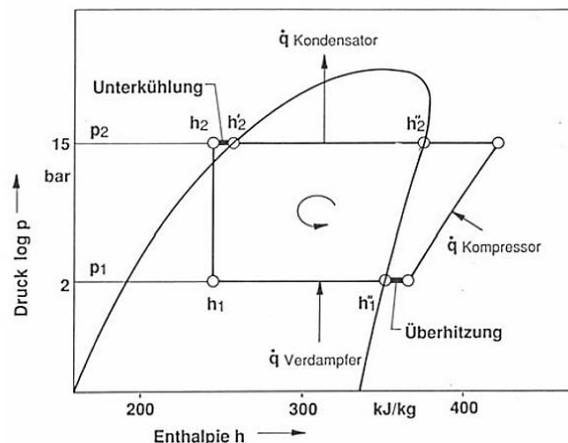


Abbildung 2-5: Praktischer Vergleichsprozess mit Überhitzung und Unterkühlung im logarithmischen p/h-Diagramm (Großmann 1999)

Die Überhitzung des Kältemittels, sofern sie im Verdampfer passiert, führt auch zu einer Erhöhung der spez. Wärme q_0 . Zur Leistungssteigerung (\dot{Q}_0) eines Systems ist dies im Allgemeinen nicht geeignet, da viel Wärmetauscherfläche im Verdampfer dafür benötigt wird. Dies ist bedingt durch den schlechten Wärmeübergang des gasförmigen Kältemittels im Verdampfer und der sinkenden treibenden Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und

Wärmequelle. Zusätzlich führt eine geringere Sauggasdichte zu einem geringen Kältemittelmassenstrom im System und folglich zu einer geringeren Kälteleistung.

2.1.3 Realer Prozess

Durch Druckverluste in Rohrleitungen und in den Kanälen der Wärmetauscher, verläuft der Prozess im Verdampfer und im Kondensator nicht ideal entlang einer Isobaren. Diese Druckabfälle müssen bereits bei der Auslegung so gut als möglich berücksichtigt werden. Hier spielen Rohrdurchmesser, Rohrlängen und sehr wesentlich auch die verwendeten Armaturen (Ventile, Knie- oder Abzweigstücke) eine Rolle. Kommt es in der Hochdruckleitung zwischen Kondensator und Drosselorgan zu hohen Druckverlusten, entstehen Dampfblasen. Diese verändern wesentlich den Massenstrom durch das Drosselorgan und somit den Massenstrom \dot{m}_{KM} durch den gesamten Kreislauf. Kritisch ist auch die Niederdruckleitung vom Verdampfer zum Verdichter. Durch den niedrigen Saugdruck ist die Dichte des gasförmigen Kältemittels sehr gering. Dies führt zu hohen Volumenströmen und bei zu kleinen Rohrquerschnitten zu unerwünscht hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Der sich dadurch einstellende Druckabfall in der Saugleitung führt (siehe auch Abschnitt 2.2.1) zu einer Absenkung der Kälteleistung. Durch die mechanische Reibung, Strömungsverluste und Wärmeübertragung im Verdichter, ist diese im Allgemeinen nicht als isentrope Verdichtung darzustellen (siehe Abbildung 2-6). Die Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Verdichter ist somit deutlich höher als die isentrope Verdichtungsendtemperatur, welche im idealen Prozess angenommen wurde.

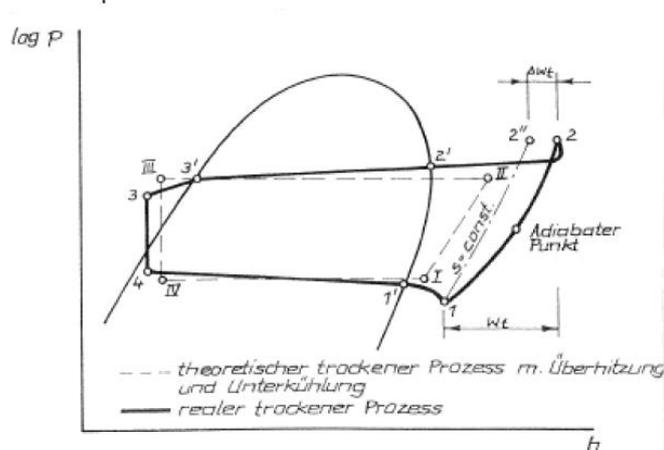


Abbildung 2-6: Realer Kälteprozess im log. p/h-Diagramm (Rieberer 2014)

Beim Verdichtungsprozess wird die Abweichung zur isentropen Verdichtung über den inneren isentropen Wirkungsgrad (η_{is}) errechnet. Dieser ergibt sich nach Gl. 2-7 als Verhältnis der isentropen Verdichtungsarbeit ($w_{t, is}$) zur tatsächlichen Verdichtungsarbeit (w_t). Dieser Ausdruck kann auch als Quotient der Enthalpiedifferenzen angeschrieben werden.

$$\eta_{is} = \frac{w_{t, is}}{w_t} = \frac{h_{2''} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Bei sauggasgekühlten hermetischen Verdichtern muss in die Enthalpiedifferenz $h_2 - h_1$ auch die Motorabwärme und mechanische Reibungswärme miteingerechnet werden. Somit geht der

Großteil der zugeführten elektrischen Leistung eines solchen Verdichters in den Kältekreislauf und muss im Kondensator abgeführt werden (Jungnickel 1990). Daraus kann ein effektiver isentroper Wirkungsgrad definiert werden, welcher sich auf die zugeführte elektrische Leistung P_{el} des Verdichters bezieht. Für die Auslegung eines Systems bietet sich diese Rechengröße an, da Hersteller im Regelfall die elektrische Leistung ihrer Verdichter, bei bestimmten Betriebsbedingungen (t_c & t_0), angeben.

$$\eta_{i\ eff} = \frac{\dot{m}_{KM} * w_{t,is}}{P_{el}} = \frac{\dot{m}_{KM} * (h_{2''} - h_1)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

2.2 Leistungsregelung

Durch sich ändernde Bedingungen, bei der Klimatisierung sind das in der Regel die Wetterbedingungen und das unterschiedliche Empfinden von Personen, ergibt sich die Notwendigkeit die Leistung des Systems anzupassen. Die in Abbildung 2-7 gezeigten Möglichkeiten sollen dazu dienen, den Massenstrom des Kältemittels im Kreislauf abzusenken und somit die Kälteleistung zu reduzieren. Die Leistung könnte aber auch durch Anpassen der Temperaturniveaus verändert werden. Steigt die Kondensationstemperatur oder sinkt die Verdampfungstemperatur, sinkt der Wirkungsgrad des Prozesses nach Gl. 2-4. Dies kann durch die Absenkung des Luftdrucksatzes bei Kältemittel-Luft Wärmetauschern erreicht werden.

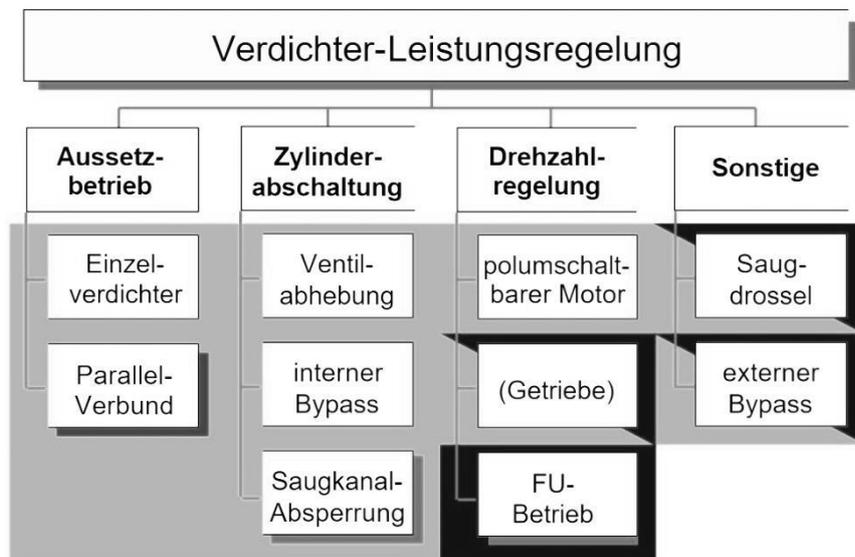


Abbildung 2-7: Leistungsregelung von Verdichtern nach dem Verdrängungsprinzip
(Hendriks 2002)

2.2.1 Saugdrosselung

Bei der Saugdrosselung wird der Saugdruck vor dem Verdichter abgesenkt. Die Drosselung erfolgt am besten durch ein elektrisch gesteuertes Drosselventil. Die Sauggasdichte für den Verdichter sinkt und bei konstanter Drehzahl des Verdichters sinkt somit der Massenstrom. Bei einem gegebenen gleichbleibenden Hochdruckniveau steigt gleichzeitig das Druckverhältnis π ,

welches der Verdichter aufbringen muss. Verdichter nach dem Verdrängungsprinzip weisen eine Abnahme des Liefergrades λ mit zunehmendem Druckverhältnis auf. Der Liefergrad setzt den effektiven Sauggas-Volumenstrom durch den Verdichter \dot{V}_{eff} in Verhältnis zum theoretischen Hubvolumenstrom \dot{V}_{hub} . Der Hubvolumenstrom von Verdrängermaschinen ist der aus der Geometrie und der Drehzahl errechnete Volumenstrom.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{eff}}{\dot{V}_{hub}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{Saug}}{p_{Druck}} \quad \text{Gl. 2-10}$$

Der Verdampfungsdruck wird nicht direkt beeinflusst, wird sich bei unregulierten Systemen aber durch den verminderten Kältemittelmassenstrom zwangsweise verschieben. Die Drosselung stellt einen wesentlichen Verlust im System dar, welcher den Wirkungsgrad verschlechtert. Bei sauggasgekühlten Verdichtern ist wegen des geringen Massenstromes die interne Kühlung verschlechtert. Die Einsatzgrenzen einer Saugdrossel sind somit an die thermischen Anforderungen des Verdichters gebunden.

2.2.2 Heißgas-Bypass

Beim Heißgas-Bypass wird entweder intern oder extern die Druckseite des Verdichters mit der Saugseite zeitlich getaktet kurzgeschlossen. Der über den Bypass geleitete Massenstrom steht dem Rest des Kältekreislaufes nicht zur Verfügung. Der verringerte Massenstrom im Kreislauf führt somit zu einer Reduzierung der Kälteleistung. Da sich die aufgenommene Leistung des Verdichters kaum ändert, kann der über den Bypass geführte Massenstrom direkt als Verlust bezeichnet werden. Ein ungekühlter Bypass stellt zusätzlich ein thermisches Problem für den sauggasgekühlten Verdichter dar. Die effektive Sauggastemperatur steigt durch das Zumischen von heißem Bypassgas und verliert somit an Fähigkeit den Verdichter zu kühlen. Diese Kühlung ist speziell für das Schmieröl im Ölsumpf und die elektrischen Windungen des Verdichters wichtig.

2.2.3 Aussetzbetrieb

Für Anwendungen mit geringen Anforderungen an Effizienz, hohem Kostendruck bei Komponenten und stark variierenden Kälteleistungen, kommt der Aussetzbetrieb zur Anwendung. Heute weitgehend in Kühlschränken und Gefrierschränken angewendet, wird bei Überschreiten der oberen Grenztemperatur der Wärmequelle (hier: Gefriergut) der Verdichter gestartet. Der Verdichter läuft in der Regel mit konstanter Drehzahl bei voller Last, jedoch oft abseits seines Auslegungspunktes. Beim Aussetzbetrieb wird abseits des Nennleistungspunktes, eine unzureichende Regelgüte erreicht, da sich kein stationäres Verhalten einstellen kann. Viele Schaltzyklen und kurze Einschaltzeiten verringern die

Lebensdauer des Verdichters beträchtlich. Bei sehr kurzen Taktzeiten verschlechtert sich auch die Ölrückführung vom Kreislauf in den Verdichter zurück. Ein überdimensionierter Verdichter hat deutlich höhere Schaltzyklen und damit eine erhöhte mechanische Belastung. Diese wird sich auf den Zustand des Verdichters, dessen Verschleiß und damit auf die Lebensdauer auswirken. Darüber hinaus arbeitet der überdimensionierte unregelmäßige Verdichter auf einem tieferen Verdampfungstemperaturniveau. Dieser Umstand verringert die Leistungszahl ε des Kreisprozesses. Für große Anlagen mit mehreren Verdichtern im selben Kältekreislauf bietet sich der Aussetzbetrieb jedoch an, da einzelne Verdichter unter Umständen länger stillstehen können. Die Regelbarkeit des Systems nimmt mit der Anzahl der Verdichter naturgemäß zu und die Verdichter in Betrieb arbeiten näher an ihrem Auslegungspunkt. Als weiterer Vorteil zu sehen ist, dass im Falle des Ausfalls einer Maschine, die Anlage mit verringerter Leistung weiter in Betrieb sein kann. Betriebssicherheit stellt speziell in der Industrie einen wichtigen Aspekt dar.

2.2.4 Verdichter-Drehzahlregelung

Die Drehzahlregelung stellt eine der effizientesten Methoden dar, den Massenstrom in einem Kältekreislauf zu regeln und somit die Kälteleistung anzupassen. In den letzten Jahren ist vor die Verwendung von Frequenzumrichtern (kurz: FU) für Asynchronmotoren üblich geworden. Die fallenden Preise für solche FU haben dies möglich gemacht. Eine Drehzahlregelung eines Asynchronmotors über einen FU ist in der Anschaffung mit erheblichen Kosten verbunden, erlaubt aber über weite Leistungsbereiche einen effizienten Betrieb. Durch spezielle Anfahrprogramme ist ein das Versorgungsnetz schonender und mechanisch weniger beanspruchender Anlauf realisierbar. Es ist auch möglich im ganzen Leistungsbereich den Saugdruck konstant zu halten und somit eine große Bandbreite von stationären Betriebspunkten für den Verdampfer darzustellen. Bei geregelten Systemen mit elektronischem Expansionsventil (EXV) oder thermostatischem Expansionsventil (TXV) ist zu beachten, dass sich zwei Regelkomponenten in einem Regelkreis gegenseitig beeinflussen können. So ein System kann bei einem nicht ausgereiften Regelkonzept instabil werden (Hendriks 2002).

2.3 Kältemittel im PKW

Die geplante Versuchsanlage wird als direktes System bezeichnet, da die Luft/Kältemittel-Wärmetauscher direkt für Personen zugänglich sind. Im Schadensfall könnten Personen in direkten Kontakt mit dem Kältemittel kommen. Bei indirekten Systemen wird im Kältemittelverdampfer die Wärme auf ein Transportmedium übertragen. Typische Medien wären Wasser, Wasser-Frostschutz-Gemische oder andere – wenn möglich ungiftige – Flüssigkeiten. Diese Flüssigkeiten, teilweise als Sole bezeichnet, liefern dann die „Kälte“ an die geforderte Stelle. Dort ist dann meist ein weiterer Wärmetauscher, welcher die Wärme dem eigentlich zu kühlendem Medium entzieht.

Kältemittel werden für eine Sicherheitsbetrachtung von Kälteanlagen, gemäß österreichischer Norm (ÖNORM EN 378-1), in Sicherheitsgruppen eingeteilt. Die Einteilung erfolgt nach Brennbarkeit und Toxizität. Die Bezeichnung „A“ für ein Kältemittel besagt die geringe Toxizität

eines Kältemittels. Die Ziffer „1“ bedeutet nicht brennbar (bei 60°C und atmosphärischem Druck) und „2“ steht für geringe Brennbarkeit. Der Wert des „praktischen Grenzwertes“ besagt eine Konzentration, bei der Personen im Aufenthaltsbereich noch fähig sind sich in Sicherheit zu bringen. Wird die Anlage in einem für nicht unterwiesene Personen zugänglichen Raum aufgestellt, gilt für Kältemittel der Sicherheitsgruppe „A1“ die maximale Füllmenge nach Gl. 2-11. Wird die Anlage im ebenerdigen Labor betrieben, gilt keine Einschränkung für die Füllmenge. Für Kältemittel der Sicherheitsgruppe A2 gilt jedoch ein weiterer Grenzwert in öffentlich zugänglichen Bereichen. Nämlich die untere Explosionsgrenze LFL (engl.: lower flammability limit) in kg/m³, multipliziert mit einem fiktiven Rauminhalt V_{Raum} von 38 m³, nach Gl. 2-12. In einem Labor beträgt die max. Kältemittelfüllmenge 10 kg für Kältemittel der Gruppe A2. (ÖNORM: EN 378-1, 2013)

$$m_{max} = \text{prak. Grenzwert} * V_{Raum} \quad \text{Gl. 2-11}$$

$$m_{maxLFL} = 38 * LFL \quad \text{Gl. 2-12}$$

Als weiterer Anhaltspunkt für den sicheren Einsatz von Kälteanlagen ist die österreichische Kälteanlagenverordnung einzuhalten. Diese besagt für Kältemittelfüllmengen von mehr als 1,5 kg: In Gebäuden oder abgeschlossenen Gebäudeteilen in denen sich auch Wohnräume befinden, dürfen nur Kälteanlagen mit Kältemitteln der Gruppe 1 aufgestellt werden (BGB 305, 1969). PKW-Klimaanlagen haben in der Regel eine Füllmenge von unter 1 kg Kältemittel, große Anlagen für Transporter/NFZ haben weniger als 1,5 kg (Behr-Hella 2016). Dies soll auch als Anhaltspunkt für die Versuchsanlage und deren sicherheitstechnische Einstufung herangezogen werden. Für die im Automobilssektor erwünschte Verdampfungs- und Kondensationstemperatur ergeben sich für jedes Kältemittel zwei Druckniveaus, welche für die strömungs- und festigkeitstechnische Auslegung eines Kältekreislaufes eine wesentliche Rolle spielen. In Tabelle 2-2 finden sich Stoffdaten für die gängigen Kältemittel im Automotivbereich.

Tabelle 2-2: Stoffdaten für die gängigen Kältemittel in Fahrzeugklimatisierungen (TWK 2010)

	R134a	R1234yf	R744	Einheit
GWP	1300	4	1	-
brennbar, explosiv	nein ¹	ja ²	nein	-
giftige Spaltprodukte beim Verbrennen	ja	ja	nein	-
molare Masse	102	114	44	
Siedetemperatur bei 1,013 bar	-25,6	-29,5	-78,7	°C
kritische Temperatur	101,1	94,7	31,1	°C
kritischer Druck	40,7	33,8	73,8	bar
Druck bei Tripelpunkt	0,004	0,315	5,18	bar
Temperatur bei Tripelpunkt	-103,3	-53,2	-56,6	
Sättigungsdruck bei 0°C	2,93	3,16	34,9	bar
Dichte des Dampfes bei 0°C	14,4	17,7	97,6	kg/m ³
Verdampfungsenthalpie bei 0°C	199	163	231	kJ/m ³
volumetrische Kältearbeit bei 0°C	2867	2882	22546	kJ/m ³
Isentropenexponent bei 1 bar und 20°C	1,12	1,1	1,29	-

2.3.1 R744 Kohlenstoffdioxid

Kohlenstoffdioxid (kurz: Kohlendioxid, CO_2 , oder R744) ist ein natürliches Kältemittel, welches speziell in der Diskussion um das Treibhauspotential von Kältemitteln eine vielversprechende Alternative bietet. Es besitzt einen Treibhauspotentialfaktor (GWP: engl. global warming potential) von 1, da dieser in CO_2 -Äquivalenten gemessen wird. Die günstige Verfügbarkeit von CO_2 als Abfallprodukt bei vielen chemischen Reaktionen macht es gegenüber anderen synthetischen Kältemitteln besonders interessant. R744, die normierte Bezeichnung für Kohlendioxid als Kältemittel, ist in Normen und Gesetzen als Sicherheitskältemittel deklariert. Es ist ungiftig und ungefährlich bis hin zu hohen Konzentrationen, nicht brennbar und allgemein chemisch sehr stabil. R744 in Kältetechnikanwendungen benötigt hohe Prozessdrücke bis 150 bar, weshalb es bisher bei mobiler Klimatisierung in Fahrzeugen aufgrund hoher Systemkosten nur selten Anwendung findet. Die Technologie für Verdichter, flexible Rohrverbindungen und Wärmetauscher unterscheidet sich dadurch wesentlich von den bisher üblichen Kältemitteln. Die hohen Betriebsdrücke führen zu hohen volumetrischen Kälteleistungen für R744. Dadurch können Rohrquerschnitte klein gewählt und auch Verdichter klein gebaut werden. Ein weiterer Unterschied zu Kreisläufen mit fluorierten Kohlenwasserstoffen als Kältemittel, ist die Wärmeabgabe im überkritischen Bereich. Es gibt somit keine definierte Kondensationstemperatur. Die Wärmeabgabe erfolgt bei sinkender Temperatur des Kältemittels bei Drücken oberhalb des kritischen Punktes. In der ÖNORM EN 378-1 ist CO_2 der Sicherheitsgruppe A1 zugeordnet und als praktischer Grenzwert ist $0,1 \text{ kg/m}^3$ festgelegt. Für die maximale Füllmenge nach Gl. 2-11 ergibt sich für einen Raum mit 38 m^3 , welcher z.B. für eine Fahrzeuggarage repräsentativ ist, $3,8 \text{ kg CO}_2$.

2.3.2 R134a Tetrafluorethan (Norfluran, $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$)

Hierbei handelt es sich um ein synthetisches Kältemittel welches als Nachfolger für das chlorhaltige Kältemittel R12 in den 1990ern eingeführt wurde. Es besitzt ähnliche thermodynamische Eigenschaften und konnte mit kleinen Abänderungen bezüglich Materialverträglichkeit in bestehende Anlagen gefüllt werden. R134a ist nicht ozonschädlich wie sein Vorgänger, ist jedoch ein starkes Treibhausgas. Eben wegen seinem hohen GWP von 1300 bis 1450 wird beginnend mit 2011 aus neuen Fahrzeugklimaanlagen verbannt. Diese Frist war vorerst nur für Neutypisierungen gültig. Somit konnten bereits typisierte Neuwagen bis Ende 2016 mit R134a-Anlagen neu zugelassen werden. Die Nachfüllung mit R134a bleibt bis auf weiteres ohne Einschränkungen möglich (ÖAMTC 2014). Das Kältemittel ist ungiftig und nicht brennbar, bildet aber bei thermischer Zersetzung gefährliche Stoffe wie Fluorwasserstoff. Die Drucklagen von R134a Kälteanlagen erstrecken sich bei Fahrzeugklimatisierungen zwischen einem Verdampfungsdruck von ungefähr 3 bar und einem Kondensationsdruck von ungefähr 20 bar. In der ÖNORM EN 378-1 ist es der Sicherheitsgruppe A1 zugeordnet, mit einem praktischen Grenzwert von $0,25 \text{ kg/m}^3$. Für die maximale Füllmenge nach Gl. 2-11 ergibt sich für einen Raum mit 38 m^3 ein Wert von $9,5 \text{ kg R134a}$.

2.3.3 R1234yf Tetrafluorpropylen

Das synthetische Kältemittel R1234yf dient seit 2011 wiederum als direkter Nachfolger für R134a. Es besitzt ähnliche thermodynamische Eigenschaften und somit bedarf es nur kleinen

Änderungen an den Anlagen, welche die Zulieferer schnell bereitstellten. Dies galt als Zielsetzung für die Entwicklung dieses Kältemittels, zusammen mit der Anforderung einen GWP kleiner 150 zu haben. R1234yf wurde bei der Einführung mit einem GWP von rund 4 eingestuft und ist somit nur gering treibhausfördernder als CO₂. Neuere Quellen (Honeywell 2015) sprechen sogar von einem GWP<1. Jedoch sind die Zersetzungsprodukte von R1234yf, welche sich in der Atmosphäre bilden, nicht unumstritten. Dabei handelt es sich um Trifluoressigsäure, welche für Tiere und Pflanzen eine Belastung darstellen. Im Brandfall bildet es gefährliche Zerfallsprodukte, wie Halogenwasserstoff, Carbonylhalogenide und fluorhaltige Pyrolyseprodukte. Der entstehende Fluorwasserstoff reagiert daraufhin mit Wasser zu ätzender Flusssäure. Es ist in der ÖNORM EN 378-1 der Sicherheitsgruppe A2 zugeordnet, mit einem praktischen Grenzwert von 0,06 kg/m³ und einer LFL-Zahl von 0,299 kg/m. Die Explosivität von R1234yf zur Beurteilung genommen, würde der Grenzwert für die Füllmenge einer Anlage nach Gl. 2-12, bei 11,3 kg liegen. Dieser hohe Grenzwert käme nur für die Aufstellung in großen Hallen zur Anwendung. Die maximale Füllmenge nach Gl. 2-11 ergibt sich für einen Raum mit 38 m³, mit 2,3 kg.

2.4 Klimadaten Österreich

Für die Kreisprozessauslegung der Anlage soll anhand von verfügbaren Klimadaten aus Österreich, ein repräsentativer Sommertag herangezogen werden. Das linke Diagramm in Abbildung 2-8 zeigt mit dem Graphen „rel14“ die mittlere relative Luftfeuchte (kurz: r. F.) um 14 Uhr in Wien zum besagten Monat an. Es handelt sich wiederum um eine Mittelung von 30 Jahren, nämlich von 1971 bis 2000. Es kann über die Sommermonate ein mittlerer Wert von 55 % r. F. abgelesen werden. Dem ergänzend, zeigt das rechte Diagramm von Abbildung 2-8 eine Vielzahl von Temperaturverläufen, auch als Mittelwerte dieser 30 Jahre. Graphen aus Abbildung 2-8 und deren Bedeutung:

- *rel7*: mittlere relative Luftfeuchte um 7 Uhr [%]
- *rel14*: mittlere relative Luftfeuchte um 14 Uhr [%]
- *e*: mittlerer Dampfdruck [hPa]
- *t*: Tagesdurchschnittstemperatur [°C]
- $m t_{max} / m t_{min}$: Monatsmittelung der Tageshöchst.- bzw. Tagestiefstwerte [°C]
- t_{max} / t_{min} : Monatshöchst- bzw. Monatstiefstwerte für die Lufttemperatur [°C]

Als relevante Bedingungen für den Betrieb einer Klimaanlage in einem PKW stellen sich die über einen Monat gemittelten Tageshöchstwerte dar. Diese bewegen sich in den Sommermonaten von 25 °C bis 27 °C. Für die folgende Auslegung der mobilen Versuchsanlage soll eine Lufttemperatur von 27 °C mit 55 % r. F. als Einsatzbedingung angewandt werden.

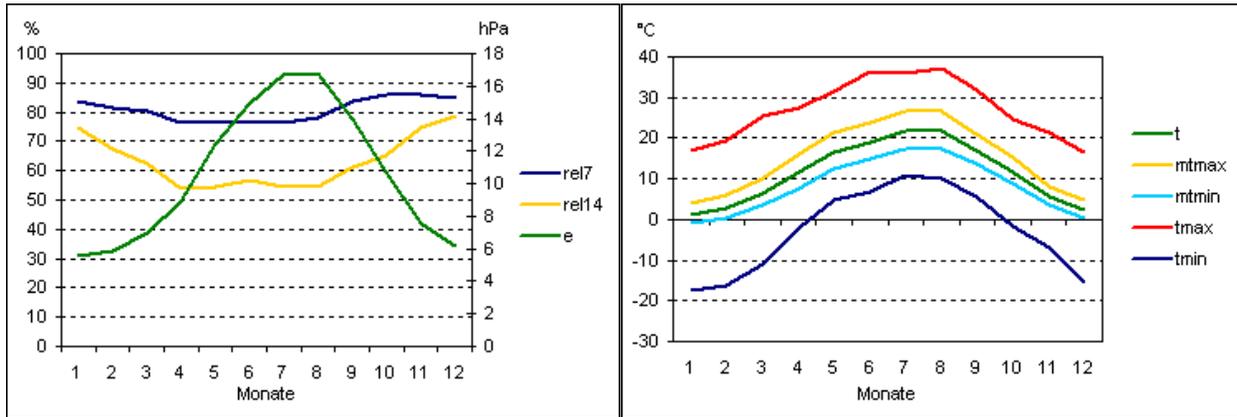


Abbildung 2-8: Klimadaten Wien: Links die Werte für relative Luftfeuchte und Luftdruck, rechts gemittelte Lufttemperaturen; jeweils als 30 Jahre Mittelwert (ZAMG 2002)

2.5 Sensible und latente Wärme

Als sensibler Wärmestrom $\dot{Q}_{sensibel}$ wird der fühlbare Wärmestrom bezeichnet. Er berücksichtigt nur die Temperaturdifferenz der Luft durch den Verdampfer $\Delta T_{Luft, Verd.}$, den Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} und eine mittlere spezifische Wärmekapazität \bar{c}_p der Luft (Gl. 2-15). Dieser Wärmestrom kann direkt zum Kühlen, z.B. eines Fahrzeuginnenraumes, genutzt werden (Großmann 2013). Der sensible Wärmestrom unterscheidet sich durch den latenten Wärmestrom \dot{Q}_{latent} vom gesamten Wärmestrom, wie in Gl. 2-13 beschrieben und graphisch im Mollier-Diagramm dargestellt. Der Gesamtwärmestrom lässt sich auch durch eine Differenzbildung der Enthalpie h , multipliziert mit dem Massenstrom trockener Luft $\dot{m}_{tr. Luft}$, errechnen. In Abbildung 2-9 wird von einem Ausgangspunkt 40 °C und 30 % r. F. auf eine unter dem Taupunkt liegende Temperatur von 16 °C gekühlt. Der Taupunkt von 19 °C wird unterschritten und es kondensiert Wasser aus. Der latente Wärmestrom (\dot{Q}_{latent}) ist zum Verflüssigen des Kondensates nötig und kann für die Kühlung des PKW-Innenraumes nicht genutzt werden. Die Einflussparameter sind hier die Kondensationswärme von Wasser, welcher mit $r \approx 2454$ kJ/kg bei 20 °C (Stoffwert aus Bell 2016) hoch ist und der Kondensatmassenstrom \dot{m}_W . Somit hat die Luftfeuchte einen wesentlichen Einfluss auf die sensible Kühlleistung einer Klimaanlage (Großmann 1999). Der Kondensatmassenstrom \dot{m}_W errechnet sich aus der Differenz der absoluten Luftfeuchte x des Eintritts- und des Austrittsluftstromes multipliziert mit dem Luftmassenstrom $\dot{m}_{tr. Luft}$ nach Gl. 2-16. Für die übertragene Wärmemenge Q in einem bestimmten Zeitraum τ , muss der jeweilige Wärmestrom \dot{Q} über die Zeit integriert werden (Gl. 2-17).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{gesamt} &= \dot{m}_{tr. Luft} * (h_{1+x, aus} - h_{1+x, ein}) \\ &= \dot{Q}_{sensibel} + \dot{Q}_{latent} \end{aligned} \quad \text{Gl. 2-13}$$

$$\dot{Q}_{latent} = \dot{m}_W * r \quad \text{Gl. 2-14}$$

$$\dot{Q}_{\text{sensibel}} \approx \dot{m}_{\text{Luft}} * \bar{c}_p * \Delta T_{\text{Luft, Verd.}} \quad \text{Gl. 2-15}$$

$$\dot{m}_W = (x_{\text{ein}} - x_{\text{aus}}) * \dot{m}_{\text{tr. Luft}} \quad \text{Gl. 2-16}$$

$$Q = \int_0^\tau \dot{Q}(t) dt \quad \text{Gl. 2-17}$$

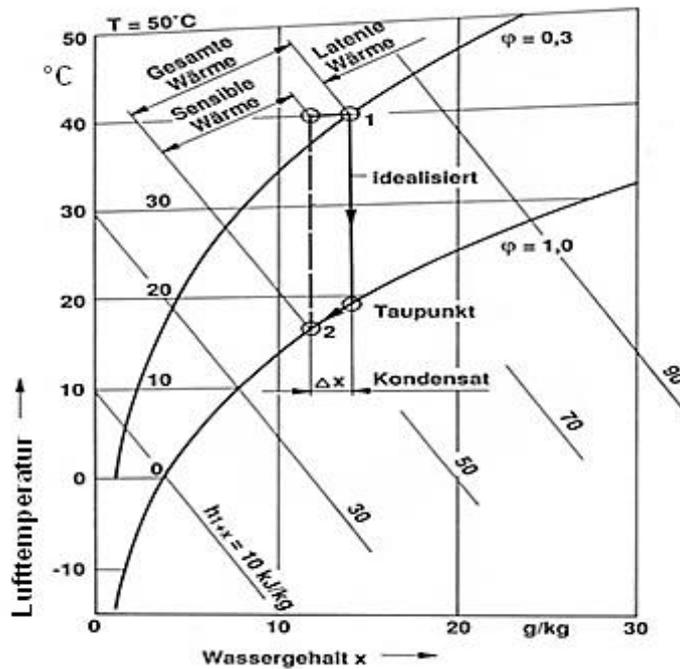


Abbildung 2-9: Sensible und latente Wärme im Mollier h/x-Diagramm (Großmann 1999)

Bei den klimatischen Bedingungen für den Auslegungspunkt 27 °C und 55 % r. F. (siehe Abschnitt 2.4 Klimadaten Österreich), fällt bei den Randbedingungen (Luftmassenstrom: 250 kg/h, Kühlleistung: 3 kW) eine Kondensatmenge von 1,9 kg/h aus. Es können bis zu 300 g im Verdampfer, also auf der Verdampferoberfläche, verbleiben (Großmann 2013). Bedingt durch die große Oberfläche, von den in der Automobilbranche verwendeten Hochleistungsverdampfern, kann angenommen werden, dass die Luft im gesättigten Zustand mit 100 % r. F. austritt. Beim Betrieb der Anlage mit 100 % Frischluft fällt somit eine enorme latente Wärmeleistung (hier: 1,3 kW von gesamt 3 kW) am Verdampfer an, welche für die Kühlung des Innenraumes nicht zur Verfügung steht. Der Betrieb mit Umluft beim PKW bietet sich also an, da die Wasserdampfmenge bedingt durch den Umlauf der Luft, gering ist und nur durch innere Feuchtelasten bestimmt wird. Somit muss weniger latente Wärmeleistung aufgebracht werden. Die verbleibende latente Wärmeleistung im Umluftbetrieb hat ihren Ursprung bei den Insassen. Personen im Ruhezustand sondern, durch Atmung und Schweiß bei 24 °C Raumtemperatur, rund 0,06 kg/h Wasserdampf ab. Wobei für Personen in

Fahrzeugen eher mit mehr gerechnet werden kann. Bedingt durch den zusätzlichen Wärmeeintrag auf die Insassen durch Sonneneinstrahlung und die hohe Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Innenraum. Beides fördert das Transpirieren beim Menschen und somit die Feuchtigkeitsabgabe. Die Gesamtwärmeabgabe pro Person wird mit 116 W beziffert, wovon 42 W auf die latente Wärmeabgabe, z.B. Schweißabsonderung, zurückzuführen sind. Somit vermindert sich im Umluftbetrieb der latente Anteil der Kühlleistung erheblich. Daraus ergibt sich auch erheblich weniger Gesamtkühlleistung bzw. Antriebsleistung für den Verdichter erforderlich, um dieselbe Innenraumtemperatur zu halten. Die Kühlleistung ist beim Umluftbetrieb im Wesentlichen nur mehr von der Sonneneinstrahlung abhängig (Großmann 2013).

3 AUSLEGUNG MOBILE VERSUCHSANLAGE

3.1 Lastenheft

Eine mobile Versuchsanlage soll, wie der Name schon vermuten lässt, innerhalb von Gebäuden einfach zu manövrieren sein. Hier spielt im Wesentlichen die Türbreite in Gebäuden eine Rolle, welche in Österreich (gemäß OIB 2015) mit mindestens 800 mm festgeschrieben ist. Weiters soll der Transport in einem üblichen PKW, sinnvollerweise einem Kombinationskraftwagen (ugs. „Kombi“), möglich sein. Der Kofferraum eines 2005er VW Passat (hier gewählt als Referenz, aufgrund der weiten Verbreitung des Fahrzeuges) hat grob die Abmaße BxLxH 1000x850x690 mm, wobei bei über 400 mm Höhe nicht mehr die volle Breite zur Verfügung steht (ADAC 2005). Diese Abmaße, verringert um 50 mm als Sicherheitsabstand, sollen als zulässiger Bauraum für die mobile Versuchsanlage dienen. Der vorgegebene Bauraum beläuft sich somit auf 950x750x640 mm.

Die Leistungsfähigkeit, im Hinblick auf die Kälteleistung, soll der einer R134a-PKW-Klimaanlage entsprechen. Das Ziel ist, die im KFZ-Bereich üblichen Wärmetauscher (Kondensator, Verdampfer) zu verwenden. Über zusätzliche Anschlussmöglichkeiten am elektrischen Verdichter soll es möglich sein, einen externen Kältekreislauf im Zuge eines Komponentenprüfstandes zu betreiben. Sowohl ein einfacher Anschluss der externen Kältemittelleitungen als auch die Stromversorgung der mobilen Anlage, sollen die Versuchsanlage zu einer, umgangssprachlich bezeichnet, „Plug & Play“-Anlage machen. Mögliche Schaltbilder für diese beiden Betriebsweisen sind in Abbildung 3-1 und Abbildung 3-2 dargestellt.

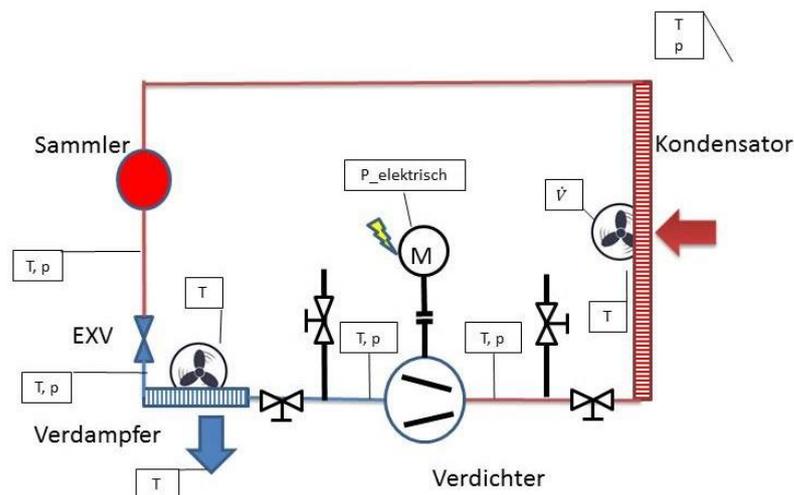


Abbildung 3-1: Mögliches Schaltbild für den mobilen Versuchsstand mit Messstellen für Druck (p) und Temperatur (T) des Kältemittels, sowie Messpunkt für die Luftparameter Druck (p), Temperatur (T) und Volumenstrom (\dot{V})

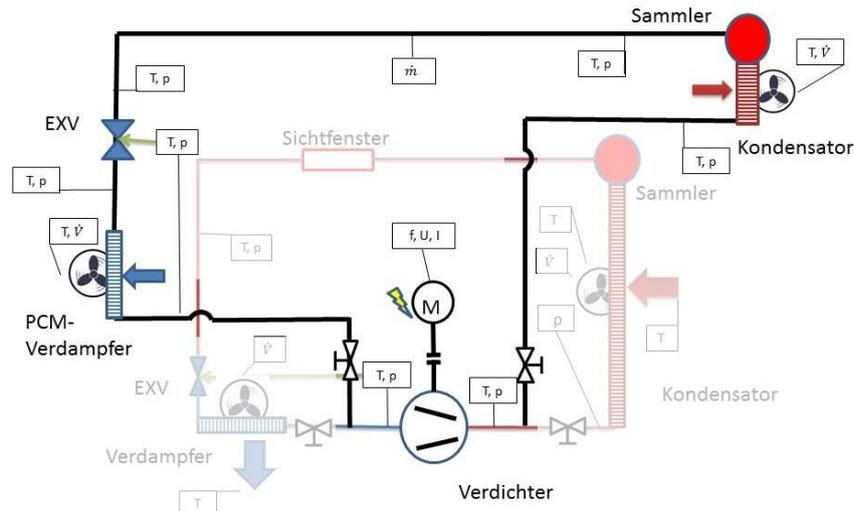


Abbildung 3-2: Schaltbild für den externen Prüfstandbetrieb mit Messstellen für Druck (p), Temperatur (T) und Massenstrom (\dot{m}) des Kältemittels sowie Volumenstrom (\dot{V}) und Temperatur für die Luftströmung nach Verdampfer bzw. Kondensator

Die mobile Versuchsanlage soll zukünftig als Demonstrationsobjekt eines Kältekreislaufes dienen. Daraus ergibt sich die Anforderung den Kältekreislauf übersichtlich und „aufgeräumt“ aufzubauen. Geradlinige, in einer Ebene verlaufende Rohrleitungen und freie Sicht auf die Komponenten sind hier wichtig. Dies ist des Weiteren von Relevanz, da die Anlage zukünftig mittels „Augmented Reality“ visualisiert werden soll. Beim Betrachten der Anlage durch eine spezielle Brille (Abbildung 3-4), werden dem Betrachter Informationen (z.B. Drücke, Temperaturen etc.) eingeblendet, welche mit den jeweiligen Komponenten im Blickfeld verknüpft sind. Die grundlegenden Komponenten des Kältekreislaufes werden zusätzlich eingefärbt, um sie hervorzuheben (Abbildung 3-3). Die Arbeiten in Bezug auf die Visualisierung sind nicht Teil dieser Arbeit bzw. Projekts. Es wird den Forschern am VIRTUAL VEHICLE jedoch ein akkurates Computermodell (CAD) der Anlage, welches im Zuge der Planung entstanden ist, zur Verfügung gestellt.

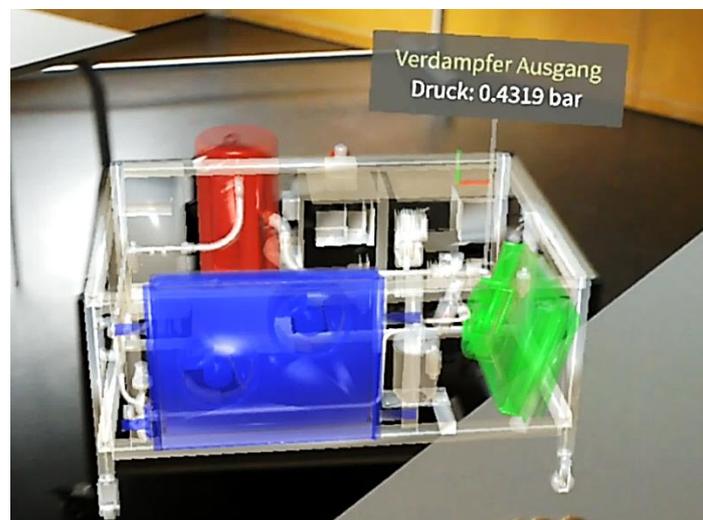


Abbildung 3-3: Blick durch die Brille: Visualisierung mittels „Augmented Reality“

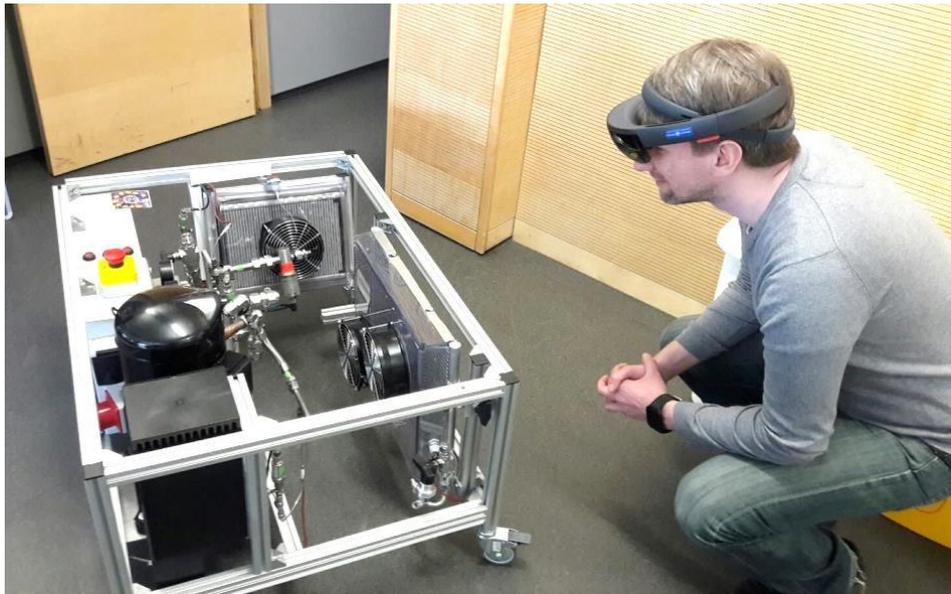


Abbildung 3-4: Einsatz der „Augmented Reality“ Brille an der mobilen Versuchsanlage

3.2 Auslegungspunkt

Für die Dimensionierung von Rohrleitungen, Lüftern und dem Verdichter wurde ein Auslegungspunkt definiert. Als Ausgangsgröße wurde eine Kälteleistung von 2,5 kW angenommen. Der isentrope Wirkungsgrad des elektrisch angetriebenen Verdichters wurde, nach einem Betriebspunktvergleich mit dem Datenblatt (Copeland 2001), mit $\eta_{is} = 0,5$ angenommen. Dieser beinhaltet sowohl mechanische Reibung, Verluste bei der Verdichtung als auch die Abwärme des Antriebsmotors. Druckverluste in Komponenten oder Rohrleitungen bleiben unberücksichtigt. Für den Verdampfer wird eine Überhitzung von 5 K vorgesehen, welche später durch eine Regelung eingehalten werden soll. Der Eintritt in das EXV erfolgt ohne nennenswerte Unterkühlung, da knapp davor ein Hochdrucksammler verbaut ist. Aus der Enthalpiedifferenz vor und nach Verdampfer, errechnet sich ein Massenstrom von 78 kg/h für die geforderte Kälteleistung. Die errechnete elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters liegt bei 1,62 kW und die Leistungsziffer bei 1,55. In Abbildung 3-5 ist der Kreisprozess in ein p/H-Diagramm eingezeichnet.

Tabelle 3-1: Zustandswerte für den Auslegungspunkt mit Nummerierung aus Abbildung 3-5
(Stoffwerte gemäß Bell 2016)

	Einheit	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4
Druck	[bar]	2,93	16,8	16,8	2,93
Temperatur	[°C]	5	103	60	0
Dichte	[kg/m ³]	14,1	65,5	1053	32,3
Entropie	[kJ/kg/K]	403	478	288	288
$\Delta T_{\text{Sattdampf}}$	[K]	5	43	0	0

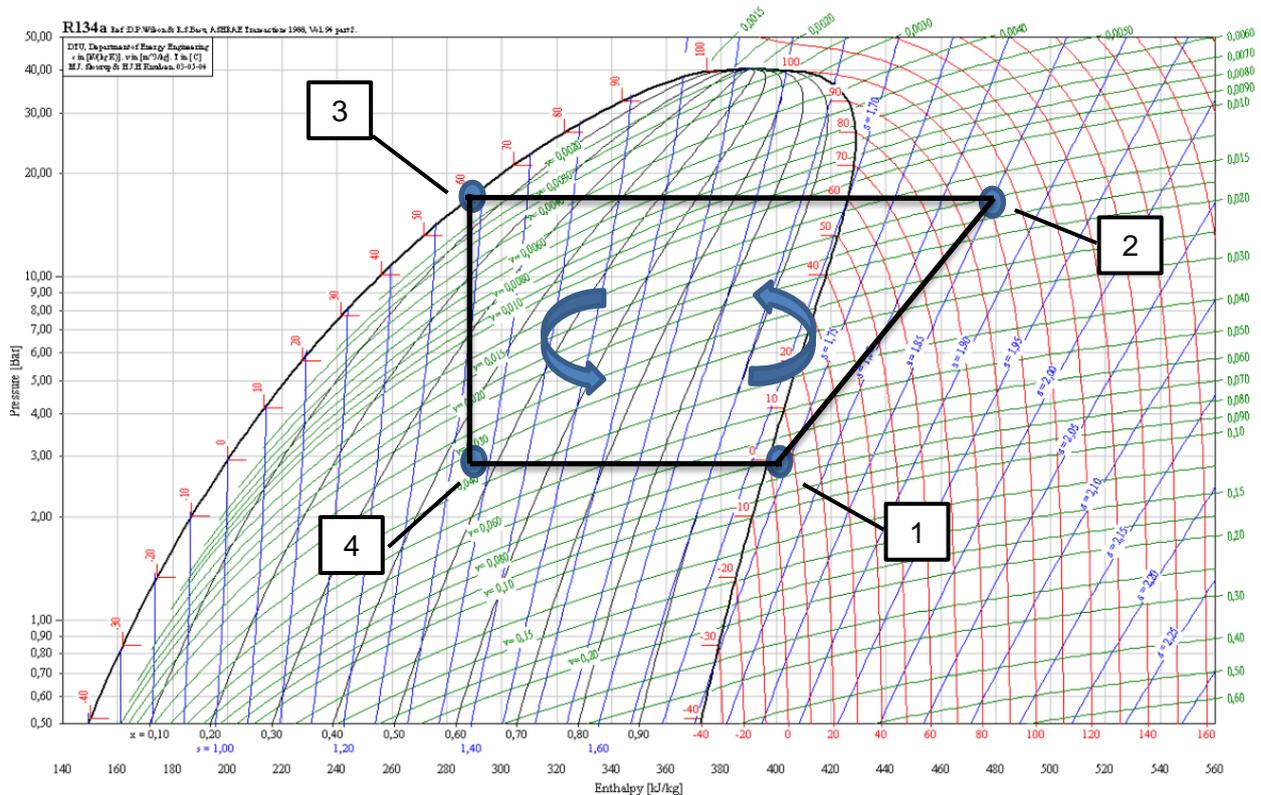


Abbildung 3-5: p/h-Diagramm für R134a mit den Zustandsänderungen des Kreisprozesses im Auslegungspunkt (p/h-Diagramm gemäß Lorraine 2016)

3.3 Verdichter

3.3.1 Allgemein

Konstruktiv lassen sich drei verbreitete Varianten innerhalb der Verdrängermaschinen ausmachen: Kolben-, Schrauben- und Scrollverdichter. Es gibt sie, das Gehäuse betreffend, in jeweils drei Bauarten. Bei den offenen Verdichtern sind der Verdichter und der Antriebsmotor in getrennten Gehäusen und nur durch eine Antriebswelle bzw. einen Keilriemen verbunden. Am Verdichter ist eine drehende Wellendichtung erforderlich, an welcher eine kleine Leckage des Kältemittels unvermeidbar ist. Das Schmieröl im Verdichter hat hier die Zusatzaufgabe, die Dichtung vor mechanischer Zerstörung zu schützen, wie auch eine gewisse Dichtfunktion zu übernehmen. Bei der Klimatisierung von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor ist diese Art von Verdichter vorherrschend. Eingesetzt werden hier Taumelscheibenverdichter mit mehreren axial gerichteten Kolben. Riemengetriebene Verdichter im PKW können bis zu 6 kW Antriebsleistung aufnehmen und zählen somit zu den größten Abnehmern von Hilfsenergie am Verbrennungsmotor (Bräss 2005).

Die halbhermetischen Verdichter packen den Verdichter und den Antriebsmotor in ein verschraubtes Gehäuse. Es sind keine drehenden Wellendichtungen erforderlich, jedoch besteht an den abgedichteten Verschraubungsflächen des Gehäuses immer ein Risiko einer Leckage. In Elektrofahrzeugen kommen für die Klimatisierung unter anderem halbhermetische

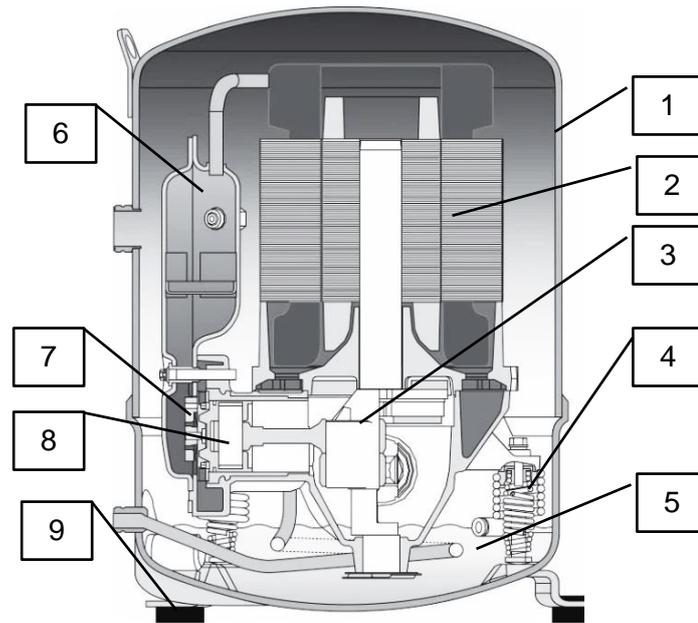
Scrollverdichter mit Hochvolt-Gleichstrommotoren zum Einsatz. Diese werden direkt mit der Gleichspannung aus dem Hochvolt-Akkumulator versorgt.

Für kleine stationäre Anlagen, welche ohne externe Kühlung auskommen, haben sich hermetisch gekapselte Verdichter durchgesetzt. Hierbei befinden sich alle relevanten Komponenten in einer verschweißten Kapsel. Dies macht jegliche Abdichtung nach außen unnötig und hat die höchst mögliche Sicherheit gegen Leckage zur Folge. Ein weiterer Vorteil der gekapselten Verdichter ist auch die verbesserte Laufruhe, da die Kapsel auch als akustische Abschirmung dient (Dubbel 2011). Die Kühlung eines solchen Verdichters erfolgt dann üblicherweise über das Sauggas. Somit schränkt die max. Verdichtungsendtemperatur hermetische Verdichter stärker in ihren Einsatzgrenzen ein, als dies der Fall bei Verdichtern mit externer Kühlung ist (Jungnickel 1990).

Bei der Auswahl eines Verdichters finden sich in Herstellerdatenblätter zu gegebener Kondensation- bzw. Verdampfungstemperatur, die jeweils erbringbare Kälteleistung des Modells. Weiters wird die dabei vom Verdichter aufgenommene elektrische Leistung angegeben und daraus können über die Kreisprozessrechnung unbekanntes Wirkungsgrade abgeschätzt werden.

3.3.2 Hubkolbenverdichter

Für mittlere, kleine und kleinste Leistungen findet vor allem der Hubkolbenverdichter (Abbildung 3-6) Anwendung. Ihre bewährte Konstruktion mit federbelasteten, selbsttätigen Arbeitsventilen, robuste Konstruktion des Kurbeltriebes und die enormen Stückzahlen machen diese günstig und robust. Da der vollständige Massenausgleich der oszillierenden Massen, vor allem der Kolben, praktisch nicht umsetzbar ist, spielt ausreichender Schutz vor Vibrationen und Körperschallübertragung eine wesentliche Rolle. Hier kommen Elastomer-Zwischenstücke an den Befestigungspunkten zur Verringerung der Körperschallübertragung zum Einsatz. Vibrationen höherer Amplituden können durch eine gefederte Aufhängung der Verdichter-Motoreinheit abgefangen werden. Die Abstimmung dieser Elemente bezieht sich immer auf einen kleinen Frequenzbereich und somit Drehzahlbereich des Verdichters. Eine nicht vom Hersteller vorgesehene Drehzahlveränderung kann zu starken Einbußen bezüglich Laufruhe führen. Die periodische Arbeitsweise eines Hubkolbenverdichters, im Speziellen von Einzylinder-Ausführungen, führt zu Drehschwingungen während des Arbeitstaktes, welche man durch Schwungmassen abzumildern versucht. Diese starke Unförmigkeit des Drehmomentes in einem Arbeitsspiel, führt besonders beim Anfahren mit Elektromotoren zu sehr hohen Startströmen. Unter Umständen sind Maßnahmen zur Begrenzung des Anlaufstromes eines solchen elektrisch angetriebenen Hubkolbenverdichters zu treffen, um die Stromversorgung nicht kurzfristig zu überlasten.



*Abbildung 3-6: Zweizylinder-Hubkolbenverdichter in hermetischer Bauart (Danfoss 2005)
1 Gehäuse (Kapsel), 2 Elektromotor, 3 Kurbeltrieb, 4 gefederte Aufhängung der Verdichter-Elektromotor Baugruppe, 5 Ölsumpf, 6 Schalldämpfer, 7 Arbeitsventile, 8 Kolben, 9 Elastomer-Befestigungssatz*

3.3.3 Scrollverdichter

Die Scrollverdichter, auch als Spiralverdichter bekannt, finden zurzeit vor allem in hermetischer Ausführung von 5 bis 45 m³/h Sauggasvolumenstrom Anwendung. Es bedarf keiner Arbeitsventile für das Arbeitsprinzip des Scrollverdichters (Abbildung 3-7) und in Bezug auf Bauvolumen und Liefergrad ist dieser dem Hubkolbenverdichter etwas überlegen (Dubbel 2011).

Das Funktionsprinzip nach Abbildung 3-7 ist wie folgt: Der Aufbau besteht im Wesentlichen aus einer stehenden Spirale und einer orbitierenden Spirale. Die beiden Spiralen kämmen ineinander und sperren so mehrere veränderliche Volumina dazwischen ein. Eine Bilderabfolge in Abbildung 3-7 von links nach rechts zeigt wie in der Reihe a) angedeutet, eine Umdrehung der Antriebswelle. In der Bilderreihe b) zeigt sich, wie sich an zwei gegenüberliegenden Stellen Volumina auftun, Sauggas einströmt und das Gasvolumen schließlich zwischen den Spiralen eingeschlossen wird. Die folgenden beiden Bildreihen c) und d) zeigen, wie über zwei Umdrehungen, das eingeschlossene Volumen der Spirale Richtung Zentrum entlangwandert. Dabei wird das Volumen immer kleiner und komprimiert somit das Gas. Die letzten Bilder der Bilderreihe d) zeigen, wie das komprimierte Gas normal auf die Spiralebene im Zentrum dieser ausgestoßen wird. Die geometrisch kontinuierliche Verdichtung, zusammen mit der Parallelisierung dieses Arbeitsablaufes führt zu einem sehr gleichmäßigen Drehmomentverlauf eines Scrollverdichters. Ein weiterer, sehr wesentlicher Vorteil dieses Verdichters, ist der Wegfall von oszillierenden Massen. Die Unwucht, welche durch die kreisende Spirale hervorgerufen wird, kann durch gezielte Platzierung von Ausgleichsgewichten an der Antriebswelle, vollständig ausgeglichen werden.

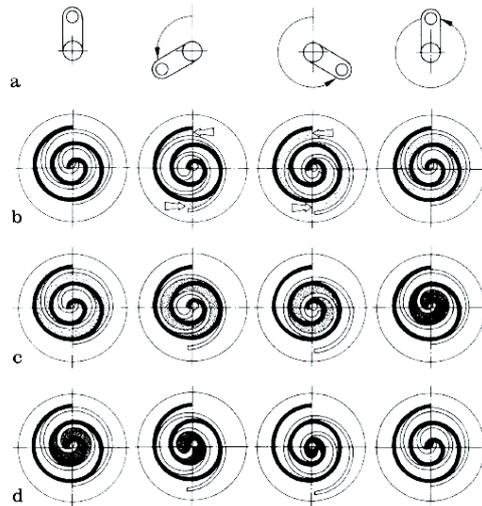


Abbildung 3-7: Arbeitsprinzip eines Scrollverdichters (Dubbel 2011)

3.3.4 Betrieb

Verdichter kommen vom Hersteller meist mit vormontierten Elastomer-Befestigungssätzen. Diese schwächen die Übertragung der Verdichtervibrationen auf den Grundrahmen erheblich und sind bereits auf die typischen Vibrationsfrequenzen ausgelegt (Danfoss 2005).

Um den Verschleiß zu minimieren und ausreichende Ölrückführung und Motorkühlung zu erreichen, soll die Anzahl der Verdichterstarts auf 10 pro Stunde begrenzt werden und eine Mindesteinschaltdauer garantiert sein (Copeland 2001). Es ist zu verhindern, dass flüssiges Kältemittel angesaugt wird, da es das Öl im Verdichter aus den Lagerstellen wäscht.

Jeder Verdichter hat ein Betriebsfenster oder auch Einsatzgrenzen genannt, welche die Kondensationstemperatur und die Verdampfungstemperatur betrifft. In Abbildung 3-8 sind solche Einsatzgrenzen für einen Scrollverdichter eingezeichnet. Die Grenzen ergeben sich durch verschiedene Phänomene, wie minimale Sauggasdichte, um einen sauggasgekühlten Verdichter noch kühlen zu können, oder maximale Sauggasdichte, um den elektrischen Antriebsmotor nicht zu überlasten. Die Obergrenze für die Kondensationstemperatur kommt einerseits aus einer sicherheitsbedingten Druckobergrenze des Systems, andererseits wegen zu hoher Verdichtungsendtemperaturen zustande. Bei hohen Verdichtungsendtemperaturen kann es zur chemischen Zersetzung des Schmieröles oder auch des Kältemittels kommen.

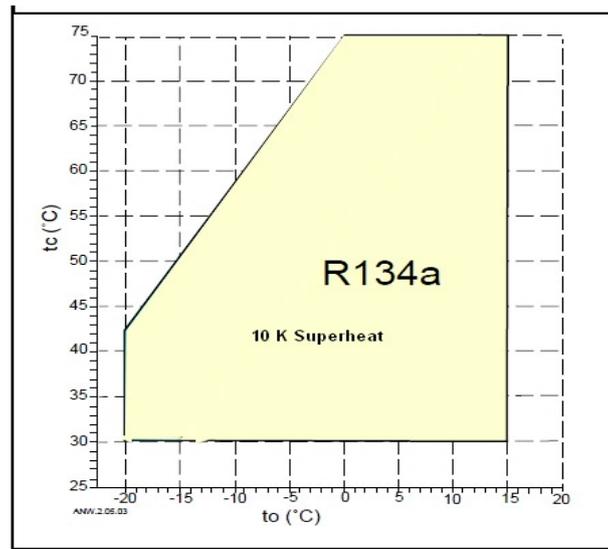


Abbildung 3-8: Einsatzgrenzen Scrollverdichter ZR72 (Copeland 2001)

3.3.5 Auswahl Verdichter

Die mobile Versuchsanlage soll am Stromnetz am Stromnetz betrieben werden können und wenn möglich, keine für Personen zugänglichen, bewegten Komponenten aufweisen. Letzteres ist für die Betriebssicherheit der Anlage zwingend notwendig und somit bieten sich hermetische Verdichter an. Für die mobile Versuchsanlage kommen im Wesentlichen ein Hubkolben- oder ein Scrollverdichter in Betracht. Auf diese beiden Konzepte wurde zuvor etwas genauer eingegangen. Der mobile Versuchsstand soll für eine Kühlleistung (latent + sensibel) von 2,5 kW dimensioniert werden. Die Möglichkeit im externen Prüfstandsbetrieb eine höhere Leistung abrufen zu können, ist aber erwünscht. In Tabelle 3-2 finden sich die Leistungsdaten von drei Verdichtern, welche drei Leistungsbereiche umschließen.

Tabelle 3-2: R134a-Kältemittelverdichter verschiedener Leistungsgrößen im Vergleich
(Daten gemäß Cubigel 2017, Danfoss 2005, Copeland 2001)

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Herstellerbezeichnung	Cubigel GS34TB	Danfoss MTZ028	Copeland ZR72
Arbeitsprinzip	Hubkolben	Hubkolben	Scroll
Elektrischer Anschluss	230 VAC/1p/50 Hz	230 VAC/1p/50 Hz	400 VAC/3p/50 Hz
Kondensationstemp.	45 °C	45 °C	50 °C
Unterkühlung	9 K	0 K	0 K
Verdampfungstemp.	0 °C	0 °C	0 °C
Überhitzung	35 K	10 K	10 K
Elektrische Leistung	0,74 kW	2,3 kW	3,23 kW
Kälteleistung	2,5 kW	5,6 kW	8,45 kW
Gewicht	23 kg	28 kg	38 kg

a) Variante 1: $\dot{Q}_0 < 3 \text{ kW}$

Die Leistung des hermetischen Hubkolbenverdichter GS34TB von Cubigel ist relativ klein und somit für den Einsatz an einer einphasigen Haushaltssteckdose geeignet. Die erreichbare Kälteleistung ist für eine Vermessung eines typischen PKW-Verdampfers nur in einem stationären Teillastbereich geeignet. Die transienten Bedingungen bei der Inbetriebnahme einer PKW-Klimaanlage, können leistungsbedingt nicht richtig abgebildet werden. Eine Drehzahlregelung ist nicht vorgesehen, somit ist das Einregeln eines genau vorgegebenen Leistungspunktes nicht möglich.

b) Variante 2: $3 \text{ kW} < \dot{Q}_0 < 8 \text{ kW}$

Der hermetische Hubkolbenverdichter MTZ028 von Danfoss könnte durch seine 5,6 kW Kälteleistung bei den in Tabelle 3-2 genannten Bedingungen, eine PKW-Klimaanlage gut abbilden. Eine Drehzahlregelung wäre nicht vorgesehen, unter anderem da Hubkolbenverdichter außerhalb ihrer Einsatzdrehzahl zu Vibrationen neigen. Auch ist die breite Baugröße ($\varnothing 230 \text{ mm}$) dieses Verdichters ein platztechnisches Hindernis für einen Frequenzumrichter (FU). Das Platzangebot bezüglich Länge und Breite der mobilen Versuchsanlage ist, wie schon erwähnt, stark begrenzt. Die Vermessung eines genau vorgegebenen Leistungspunktes, z.B. im externen Prüfstandsbetrieb, ist ohne Drehzahlregelung somit nicht möglich. Für den Einsatz an einer einphasigen Haushaltssteckdose wäre dieser Verdichter gerade noch geeignet. Jedoch wäre der hohe Anlaufstrom für viele Standard-Haushalts-Leitungsschutzschalter ein Problem.

c) Variante 3: $\dot{Q}_0 > 8 \text{ kW}$ (gewählt)

Der hermetische Scrollverdichter ZR72 von Copeland ist auf Grund fehlender oszillierender Massen vibrationsärmer und leiser als ein Hubkolbenverdichter. Die Kälteleistung von 8,45 kW, bei den in Tabelle 3-2 genannten Einsatzbedingungen, ist für den Betrieb an der mobilen Versuchsanlage überdimensioniert und kann dort nur mit einer Drehzahlabsenkung, durch einen FU eingesetzt werden. Die schmalere Bauform des Scrollverdichters ($\varnothing 180 \text{ mm}$) ließe Platz für einen FU. Speziell für den Betrieb an einem externen Prüfstand, ist eine Drehzahlregelung des Verdichters sehr wünschenswert. Damit können beliebige Betriebspunkte dargestellt werden. Der Betrieb ist jedoch nur am Drehstromnetz mit 400 V AC möglich. Trotz dieser Einschränkung wurde dieser elektrisch betriebene R134a-Verdichter gewählt. In Abbildung 3-9 sind die Außenmaße des Verdichters dargestellt und in Tabelle 3-3 einige ausgewählte Daten.

Das Modell ZR72 besitzt, gemäß Copeland (2001), ein Überströmventil, welches bei einem Differenzdruck zwischen der Hoch- und Niederdruckseite von ungefähr 28 bar öffnet. Zusätzlich ist eine "Thermoschutz" verbaut welche bei Druckgastemperaturen über 140 °C öffnet und den Thermoschutz des Elektromotors betätigt (Copeland 2001).

Tabelle 3-3: Gewählter Verdichter für die mobile Anlage

Hersteller	Teilenr.	Kälteleistung	Anschlussleistung	Masse
Copeland	ZR72- KCE-TFD522	8,45 kW	3,23 kW	38 kg

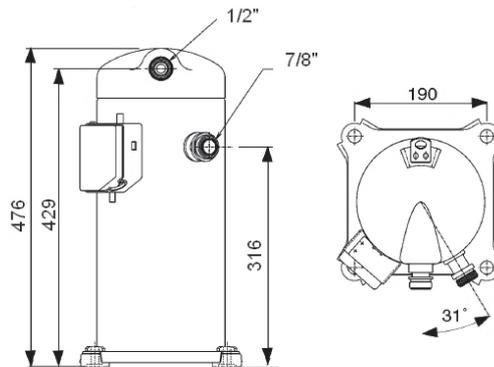


Abbildung 3-9: Abmessungen des Copeland ZR72 Scrollverdichters (Copeland 2011)

3.4 Verdampfer

Bei halogenisierten Kältemitteln und allgemein bei kompakten Anwendungen, werden bevorzugt trockene Verdampfer eingesetzt. Das bedeutet, dass nur so viel Kältemittel in den Verdampfer gelangen soll, welches auch vollständig verdampfen kann. Die Regelung des überhitzten Austrittszustandes erfolgt über ein thermostatisches oder elektronisch geregeltes Expansionsventil (TXV bzw. EXV). Hochleistungsverdampfer kommen auf einen Wärmedurchgangskoeffizienten von bis zu $40 \text{ W/m}^2\text{K}$, bei einer mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz von 10 K (Jungnickel 1990). Eine Mindestverdampfungstemperatur von $2 \text{ }^\circ\text{C}$ gewährleistet die Sicherheit gegen Vereisen. Diese sollte über eine Mindestdrucküberwachung an der Saugleitung und durch Abschalten des Verdichters gewährleistet werden. Die Vereisung oder zuvor die Bereifung der Verdampferoberfläche führt zu einer wesentlichen Änderung des Wärmeüberganges auf der Luftseite. Grundsätzlich sollte der abzukühlende Luftstrom aber mit einer Temperatur von über $12 \text{ }^\circ\text{C}$ Düsenausblastemperatur in einen PKW-Innenraum strömen, dem Wohlbefinden der Insassen geschuldet (Großmann 1999). Somit ergibt sich eine sinnvolle Verdampfungstemperatur von $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Eine Sauggasüberhitzung von ungefähr 8 K gilt als Richtwert und ist ein guter Kompromiss zwischen Systemeffizienz (nahezu vollständige, flüssige Benetzung des Verdampfers) und unerwünschtem Flüssigkeitstransport (Kältemittel) zum Verdichter (Danfoss 2005). Ein schräges Einbauen des Verdampfers soll den Kondensatablauf in Richtung der Luftströmung begünstigen. Die Ansammlung von Wasser in den feinen Lamellen des Verdampfers erhöht den luftseitigen Druckabfall und verschlechtert durch Senkung der wärmeübertragenden Oberfläche den Wärmedurchgang.

Die Verwendung des aus dem PKW-Bereich stammenden Speicherverdampfers des Herstellers „Behr-Hella“ (Tabelle 3-4) war bereits zu Beginn dieser Masterarbeit fixiert. Eine genauere Beschreibung des Aufbaus und Funktionsprinzips dieses Speicherverdampfers ist unter Kapitel 4.2 zu finden.

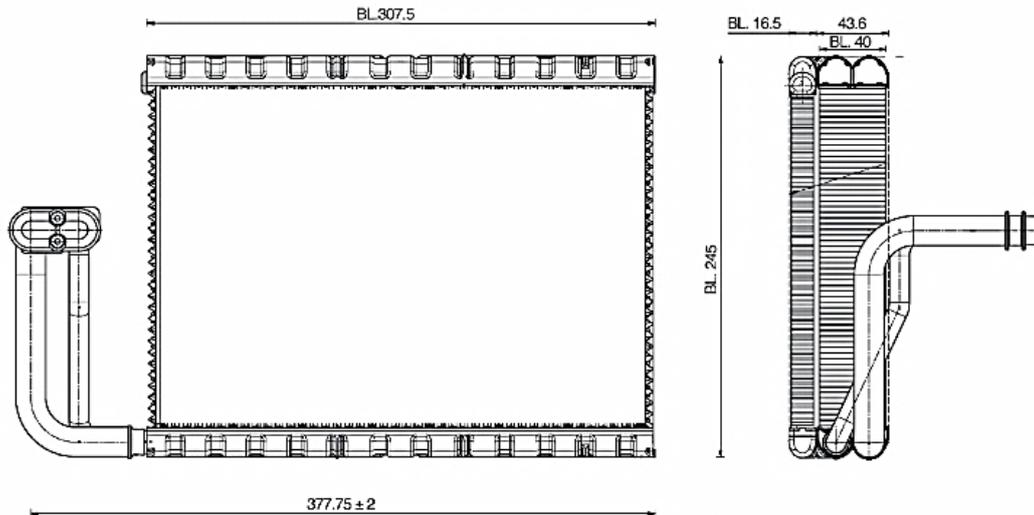


Abbildung 3-10: Abmessungen des verwendeten Speicherverdampfers (Behr-Hella 2017)

Tabelle 3-4: Verwendeter Verdampfer

Hersteller	Teilnr.	Verbaut in:	Material	Masse
Behr-Hella	8FV 351 331-111	u.a. BMW F10	Aluminium	2,2 kg

3.5 Kondensator

Da der Kältemitteldampf im überhitzten Zustand in den Kondensator eintritt, gibt es drei Zonen im Kondensator: Abführen der Überhitzungswärme, Kondensieren und Unterkühlung. Räumlich können diese Zonen aber nicht immer festgemacht werden, da sie örtlich verschmelzen und sich je nach Betriebspunkt verschieben. Wird im Anschluss an den Kondensator ein Sammler verwendet, zwingt dieser dem Kondensator den gesättigten Kältemittelaustritt auf. Mehr dazu im Kapitel 3.7 Hochdrucksammler. Die konstruktive Integration eines Kältemittelhochdrucksammlers in den Kondensator ist im PKW-Segment durchaus üblich. Meist ist ein kleiner Teil der Wärmetauscheroberfläche für eine Kältemittelunterkühlung nach dem Sammler vorgesehen.

Je nach Betriebspunkt liegen gängige Kondensationstemperaturen im Automotivbereich zwischen 50 und 60 °C, bei einer Unterkühlung von 10 bis 20 K. Eine Unterkühlung ist nötig, um bei den folgenden Druckwiderständen im Kreislauf (Armaturen, Rohrleitungen u. Ä.), die Dampfblasenbildung zu unterbinden. Eine Unterkühlung von 5 K benötigt bei luftgekühlten Kondensatoren etwa 4 % der Wärmetauscherfläche (Pohlmann 2010). Für den mobilen Versuchsstand war die Baugröße das entscheidende Auswahlkriterium für diese Komponente. Dazu wurden die Kondensatoren von bekannten Kleinwagen auf ihre Größe hin verglichen. Die Anschlüsse sind bei Fahrzeugkondensatoren üblicherweise auf einer Seite angeordnet. Das ist für die allgemeine Übersichtlichkeit des Kältekreislaufes nachteilig, aber wegen fehlender Alternativen in Kauf zu nehmen. Der gewählte Kondensator (Daten in Tabelle 3-6) ist in Abbildung 3-11 dargestellt und verfügt über keinen integrierten Sammler.

Tabelle 3-5: Größen von Klimakondensatoren von einigen PKW Kleinwagen

PKW Kleinwagen	Netto-Wärmetauscherfläche
	BxH [mm]
Ford Ka (RB)	431x343 (gewählt)
Fiat 500	506x370
Smart Fortwo	518x376
VW Polo	575x331
Suzuki Swift	485x345
Mazda 2	550x365
Hyundai i10	475x350
Citroën C1	345x420

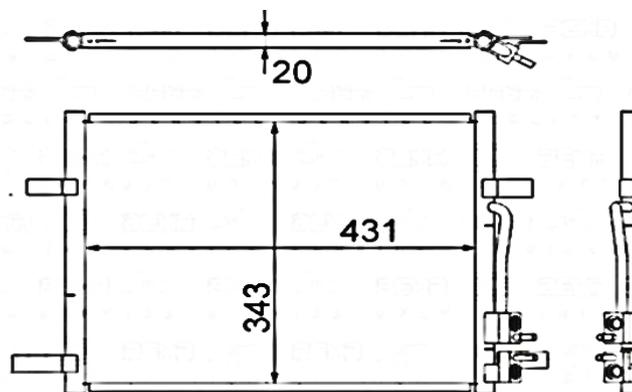


Abbildung 3-11: Abmessungen des verwendeten Kondensators ohne integriertem Sammler
(Behr Hella Service 2017)

Tabelle 3-6: Gewählter Kondensator, ohne Sammler

Hersteller	Teilenr.	Verbaut in	Material	Masse
Behr-Hella	8FC 351 304-791	Ford Ka (RB)	Aluminium	2,6 kg

3.6 Entspannungsorgan / Expansionsventil

In den Kälteanlagen von Fahrzeugen und auch bei stationären Anlagen, kommen im Wesentlichen drei verschiedene Entspannungsorgane, auch Drosselorgane genannt, zum Einsatz:

- a. Das Kapillarrohr ist das einfachste und auch älteste Drosselorgan in der Kältetechnik. Auch heute findet es noch in großer Stückzahl in hermetischen Kreisläufen von Kühlschränken und Gefrierschränken Verwendung. Während der Stillstandszeit des Verdichters, findet ein Druckausgleich zwischen Hochdruckseite und Niederdruckseite statt, welcher den neuerlichen Anlauf des Verdichters vereinfacht. Das Kapillarrohr ist eine unveränderliche Drossel, welche auf einen bestimmten Arbeitstemperaturbereich (T_c , T_0) abgestimmt ist (Pohlmann 2010). Die fehlende Möglichkeit der Veränderung des

Drosselquerschnitts und somit der durchtretenden Kältemittelmenge, zwingt Systemen mit stark veränderlichen Bedingungen einen saugseitigen Flüssigkeitsabscheider auf, siehe auch Abschnitt 3.8. Denn es kann nicht ausgeschlossen werden, dass Kältemitteltröpfchen den Verdampfer verlassen und in den Verdichter gelangen. Bei älteren und günstigen Fahrzeugklimaanlagen kommt dieses System zum Einsatz. Das Kapillarrohr wird zumeist direkt in den Verdampfer geschraubt, siehe Abbildung 3-12.

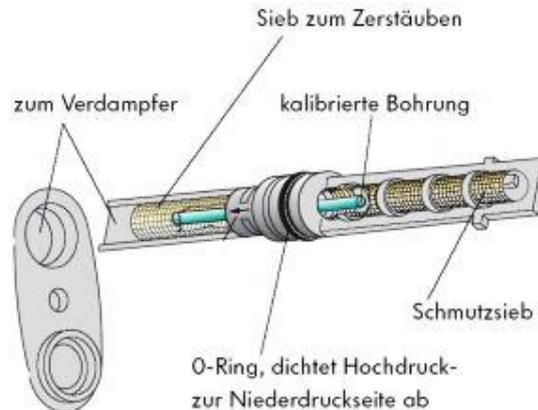


Abbildung 3-12: Kapillarrohr einer PKW-Klimaanlage (Kfztech 2015)

b. Thermostatisches Expansionsventil (TXV)

Das thermostatische Expansionsventil ist ein durch den Verdampfungsdruck gesteuertes Regelventil, welches die Temperatur mitberücksichtigt und somit in der Lage ist, auf eine fixierte Überhitzung zu regeln. Es gibt nur jenen Kältemittelmassenstrom frei, welcher im Verdampfer vollständig verdampft werden kann. Für viele Kältetechnikanwendungen, sowie auch im PKW-Bereich, ist das TXV ein sehr guter Kompromiss zwischen Regelstabilität und Kosten (Pohlmann 2010). Im PKW wird der Verdampfereintritt und -austritt durch das kompakte TXV geleitet (siehe Abbildung 3-13). Somit erspart man sich etwaige Messleitungen zwischen Ventil und Verdampfereintritt. Die Anordnung macht es platz- und kostengünstig. In Fahrzeuganwendungen ist das TXV zurzeit die vorherrschende Technik.

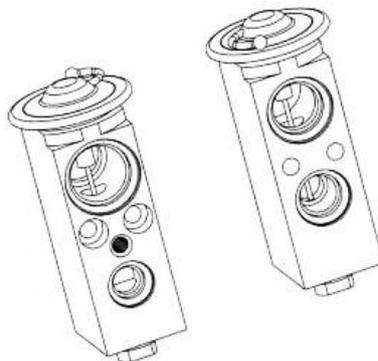


Abbildung 3-13: Kompaktes TXV für PKW-Anwendungen (Autodoc 2017)

c. Elektronisches Expansionsventil (EXV)

Ab den 1980er Jahren wurden elektronische Expansionsventile entwickelt. Sie sind eine Kombination eines elektrisch angetriebenen Ventils, mit einer elektronischen Regelung im Hintergrund. Ein Beispiel für ein derartiges Ventil ist in Abbildung 3-14 zu sehen. Diese zeichnen sich im Vergleich zu den thermostatischen Expansionsventilen dadurch aus, dass sie eine geringere Überhitzung über weite Betriebsbereiche ermöglichen. Sie lassen sich der Dampfdruckkurve besser anpassen, da keine von einer Feder bestimmte Öffnungskraft nötig ist. Mit selbstadaptiven Reglern wird diese Überhitzung laufend überprüft und optimiert. Als Ergebnis zeigen sich im Betriebsverlauf höhere mögliche Verdampfungstemperaturen, insbesondere bei wechselnden Lastverhältnissen. Geregelt kann über den Druck und die Temperatur nach dem Verdampfer werden. Dazu bedarf es aber einer Stoffwerttabelle im Hintergrund, um beim gemessenen Druck die Verdampfungstemperatur zu ermitteln. Über die gemessene Temperatur nach dem Verdampfer, ist die tatsächliche Überhitzung zu errechnen. Einfacher gestaltet sich der Vergleich der Temperatur vor und nach dem Verdampfer. Durch nahe Anordnung der Messstellen zum Verdampfer, gibt diese Temperaturdifferenz ungefähr die Überhitzung wieder. Diese Methode legt den gleichen Kältemitteldruck vor und nach dem Verdampfer zu Grunde. Dies ist wegen dem Druckverlust durch den Verdampfer aber nicht der Fall.

Neben der Regelung der Überhitzung, ist auch eine Vielzahl weiterer Anwendungsmöglichkeiten damit abbildbar. Durch verändern der Überhitzung kann die Verdampfungstemperatur beeinflusst werden. Ein Optimieren der Verdichteranlaufphase und allgemein das Verhalten von transienten Verläufen kann verbessert werden. Die sich mit einem EXV ergebende Komplexität, beschränkt dessen Anwendung auf energetisch höchst optimierte Anlagen und Prüfstände. Um den vollen Vorteil eines EXV in der Praxis nutzen zu können, bedarf es sorgfältiger Planung und aufwendiger Parametrisierung des Reglers (Pohlmann 2010).

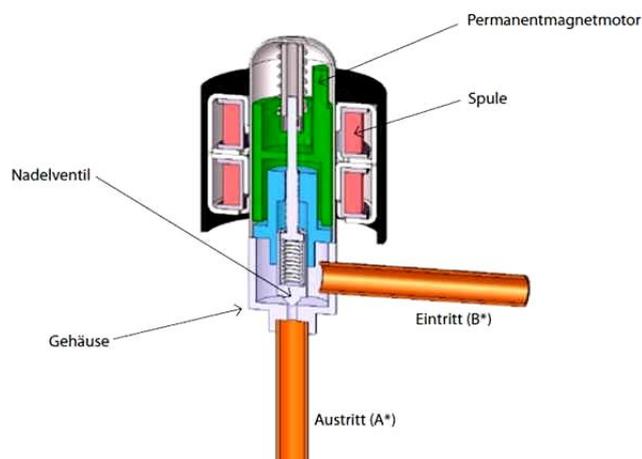


Abbildung 3-14: Elektronisches Expansionsventil (Haustechnik 2010)

Für die mobile Versuchsanlage würde sich aus Kostengründen, Bauraum und verminderter Komplexität im Betrieb, ein TXV anbieten. Das zum Speicherverdampfer von Behr-Hella passende TXV war bei der Beschaffung des Verdampfers auf unbegrenzte Zeit nicht lieferbar. Dies und die erweiterten Möglichkeiten eines EXV, speziell im Hinblick auf den externen Prüfstandsbetrieb, führten zur Entscheidung zu Gunsten eines elektronischen Expansionsventils, in Abbildung 3-16 zu sehen. So kann die Überhitzung „beliebig“ geregelt werden und somit ein weiterer Parameter zum Darstellen eines genauen Betriebspunktes genutzt werden. Das verwendete EXV (Tabelle 3-7) benötigt ein eigenes Steuermodul. Dieses ist im Abschnitt 3.12 unter den Komponenten im Schaltkasten gelistet. Für das EXV-Steuermodul mussten vor dem Betrieb einige Einstellungen getätigt werden. In Abbildung 3-15 sind die kleinen Schalter (Switches) am Gerät, zusammen mit den benötigten Stellungen, dargestellt. Das EXV ist in der Lage 750 Vollschrte innerhalb der Öffnungsgrenzen zu unterscheiden und eine maximale Schließ- bzw. Öffnungszeit von 1,5 s einzuhalten.

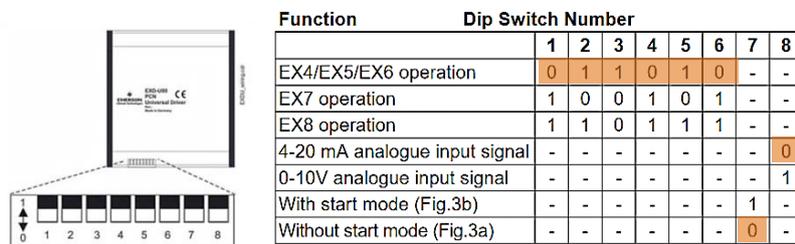


Abbildung 3-15: EXV-Steuermodul mit den benötigten Einstellungen an den Switches (=farblich markierte Felder) (Emerson 2008)

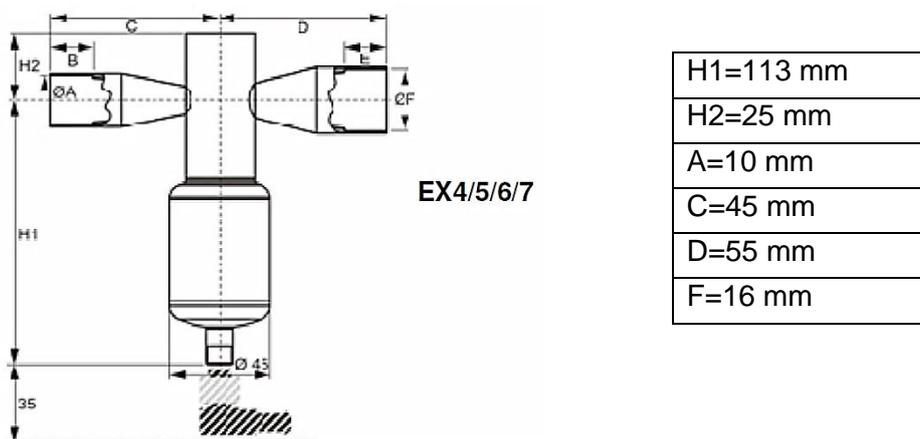


Abbildung 3-16: Gewähltes Elektronisches Regelventil Alco EX4-M21 (Alco 2013)

Tabelle 3-7: Drosselorgan der mobilen Anlage

Hersteller	Teilenr.	Kälteleistung	Einsatzgrenzen	Masse
Alco	EX4-M21	1 - 12,8 kW	100 °C / 40 bar	0,5 Kg

3.7 Hochdrucksammler

Der Hochdrucksammler, welcher im Kältekreislauf vor dem Expansionsventil angeordnet wird, hat zwei wesentliche Aufgaben: Er dient als Flüssigkeitsreserve im Kreislauf für stark veränderliche Betriebsbedingungen. Mit steigendem Verdampfungsdruck befindet sich mehr und mehr Kältemittel im Niederdruckbereich des Kältekreislaufes. Unter Umständen kann nicht mehr sichergestellt werden, dass das Kältemittel vor dem Expansionsventil in flüssiger Phase vorliegt. Zur sicheren Trennung von gasförmiger und flüssiger Phase wird hier ein Hochdrucksammler eingesetzt. Es soll sich im Sammler ein Flüssigkeitsspiegel einstellen, welcher die Trennung der Phasen sicherstellt. Darum muss bei der Auslegung sichergestellt werden, dass zwischen maximalem und minimalem Füllstand im Sammler, immer noch ein Flüssigkeitsspiegel mit einem Gaspolster darüber vorhanden ist. An der tiefsten Stelle wird dann das flüssige Kältemittel wieder aus dem Sammler entnommen. Gleichzeitig garantiert ein Hochdrucksammler, dass das flüssige Kältemittel mit Kondensationstemperatur von diesem austritt. In Abbildung 2-4 wäre das der mit 3' bezeichnete Punkt, nahe der Siedelinie. Oft übernimmt die Komponente des Hochdrucksammlers noch weitere Funktionen, wie in Abbildung 3-17 zu sehen ist. Ein Filter reinigt das Kältemittel von unerwünschten Partikeln und ein Trockenmittel entzieht dem Kältemittel Feuchtigkeit (Wasser). Für die mobile Versuchsanlage wurde der in Tabelle 3-8 genannte Hochdrucksammler verwendet.

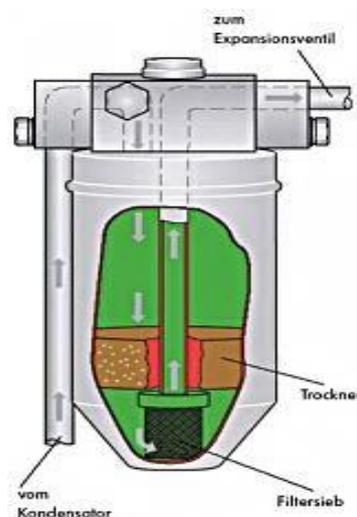


Abbildung 3-17: Kombinationseinheit im KFZ: Filter, Trockner und Hochdrucksammler (KFZtech 2015)

Tabelle 3-8: Hochdrucksammler mit Filter, Trockner und Füllmengen-Schauglas

Komponente	Vertrieb	Teilenr.	Abmessungen	Masse
Hochdrucksammler	Kälte-Klima Center	TS 4001	Ø 90 x 195 mm	0,82 kg

3.8 Flüssigkeitsabscheider

Kann nicht verhindert werden, dass durch fehlerhafte Regelung am Expansionsventil flüssiges Kältemittel in den Verdichter gelangt oder in Stillstandszeiten sich das Kältemittel im Niederdruckbereich sammelt, ist ein Flüssigkeitsabscheider zwischen Verdampfer und Verdichter vorzusehen. Es wird eine Aufnahmekapazität von mindestens 50 % der Systemfüllung empfohlen (Danfoss 2005). Wegen der kleineren Empfindlichkeit von Scrollverdichter gegen flüssiges Kältemittel (gemäß Copeland 2001) und der geodätisch gesehen höheren Platzierung des Sauggasanschlusses in Bezug auf die flüssigkeitsführenden Rohrleitungen, wird auf einen Flüssigkeitsabscheider an der mobilen Versuchsanlage verzichtet

3.9 Rohrleitungen und Armaturen

Für die Rohrleitungen des Kältekreislaufes sollen nahtlose, rostfreie Stahlrohre zur Anwendung kommen. Diese sind beständig gegen aggressive Substanzen, hohe Temperaturen und hohe Drücke. Gegenüber dem Kältemittel und dem enthaltenen Schmieröl ist rostfreier Stahl völlig beständig, sowie auch gegen Oxidation mit Luftsauerstoff. Letzteres hat vor allem für die mobile Anlage Relevanz, da sich dies wesentlich auf die Optik der Anlage auswirken würde. Die Verbindung der Rohre mit den Komponenten im Kreislauf erfolgt über druck- und hitzebeständige Klemmringverschraubungen. Diese in rostfreiem Stahl ausgeführten Verbindungen sind in Abbildung 3-18 dargestellt und lassen eine druckdichte Verbindung mit Rohren verschiedener Materialien zu. Eine Überprüfung der Leckagefreiheit ist im verbauten Zustand dennoch durchzuführen, siehe Kapitel 3.17.

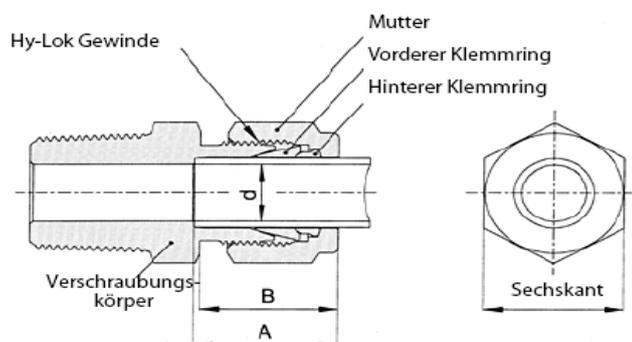


Abbildung 3-18: Klemmringverschraubung (Hylok 2017)

Bei der Dimensionierung der Rohrleitungen im Kältemittelkreislauf sind neben den Investitionskosten auch der Druckverlust, die Strömungsgeschwindigkeit und durch diese die Ölrückföhrfähigkeit wesentlich. Es soll ein Optimum gefunden werden bezüglich eines Druckverlustes, welcher vom Verdichter überwunden werden muss, und einer Mindestströmungsgeschwindigkeit, um das kältemittellösliche Schmiermittel sicher mitzutransportieren. Im Speziellen sind die Verdichtersaug- und Verdichterdruckleitung davon betroffen, da nur hier das Kältemittel durchgehend gasförmig vorherrscht und das Schmiermittel als separierte Phase vorliegt. Es wird in horizontalen Leitungen eine Strömungsgeschwindigkeit von 4 bis 20 m/s empfohlen, wobei der Maximalwert nur für große Rohrdurchmesser gültig ist. In Flüssigkeitsleitungen sind 0,5 m/s ein Richtwert für die Dimensionierung der

Rohrdurchmesser (Pohlmann 2010). Vertikale Saugleitungen sollten eine Strömungsgeschwindigkeit von 8 bis 12 m/s aufweisen. Geschwindigkeiten über 12 m/s bringen kaum eine Verbesserung bei der Ölrückführung, eher führen sie zu höherem Geräuschpegel und Druckabfall. Es muss des Weiteren sichergestellt werden, dass die Mindestgeschwindigkeiten auch in der kleinstmöglichen Teillaststufe erreicht werden (Danfoss 2005). In Tabelle 3-9 sind die Rechenwerte für die Auslegung der jeweiligen Rohrquerschnitte gelistet. Mit einem Kältemittelmassenstrom im Auslegungspunkt von $\dot{m} = 78 \text{ kg/h}$ wurde über die Dichte ρ des Kältemittels (in der jeweiligen Komponente im Kreislauf), die mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{c}_m berechnet. Der betrachtete Betriebspunkt entspricht dem in Abschnitt 3.2 besprochenen Zustandspunkte. Die oben genannten Richtwerte dafür, wurden für alle Querschnitte im Kreislauf eingehalten.

$$\bar{c}_m = \frac{\dot{m} * 4}{\rho * D_i^2 * \pi} \quad \text{Gl. 3-1}$$

*Tabelle 3-9: Auslegung der Rohrquerschnitte für den Auslegungspunkt, 78 kg/h R134a
(Stoffwerte gemäß Bell 2016)*

	Saugleitung Verdichter	Druckleitung Verdichter	Flüssigkeitsleitung	Zweiphasengebiet nach EXV (x=0,4)
Druck	2,93 bar	16,8 bar	16,8 bar	2,93 bar
Dichte	14,1 kg/m ³	65,5 kg/m ³	1053 kg/m ³	32,3 kg/m ³
Volumenstrom	5,5 m ³ /h	1,2 m ³ /h	0,07 m ³ /h	2,4 m ³ /h
Innendurchmesser Rohr	13 mm	8 mm	8 mm	13 mm
Strömungsgeschw.	11,6 m/s	6,6 m/s	0,4 m/s	5 m/s

Die Saugleitung soll in Richtung Verdichter leicht abfallend sein, grundsätzlich aber höher als der höchste Punkt des Verdampfers verlaufen. Somit wird der Rücktransport des Schmieröls in den Verdichter verbessert. Die Leitung aus dem Kondensator sollte 3 ° Gefälle aufweisen, um den Abtransport des flüssigen Kältemittels zu optimieren. Vertikale Rohrabschnitte sollten am besten mit einem engen U-Bogen (ähnlich Siphon) am Anfang und am Ende ausgeführt werden, um das rücklaufende Öl aufzufangen (Danfoss 2005). Da dies speziell für lange Steigleitungen gültig ist und es mit großem Fertigungsaufwand verbunden wäre, wird dies bei der mobilen Anlage keine Berücksichtigung finden. Es muss weiters verhindert werden, dass in Stillstandszeiten flüssiges Kältemittel vom Kondensator in den Verdichter läuft oder dort kondensiert. Bei großen Anlagen kann das mit elektrisch angesteuerten Magnetventilen geschehen, welche die Hochdruckleitung absperren. Der geodätisch höher liegende Hochdruckausgang des Verdichters, in Bezug auf den Kondensator, bietet bereits eine Absicherung gegen dieses Phänomen. Große Mengen von Kältemittel im Verdichter würden sich in der Ölwanne sammeln und verdünnten das dort befindliche Öl. Es würde Öl aus den Lagerstellen gewaschen werden und es könnte eine Mangelschmierung dieser eintreten. Bei einem neuerlichen Start kommt es auch zum sogenannten „Auskochen“ des Kältemittels. Dabei

bildet sich Ölschaum, der angesaugt wird und es wird sehr viel Schmieröl in den Kältekreislauf eingetragen (Danfoss 2005). Saug- und Druckleitungen des Verdichters müssen äußerst flexibel in alle Richtungen gestaltet werden, um die Schwingungen auszugleichen und Geräuschübertragung auf das Gestell zu unterbinden (Pohlmann 2010).

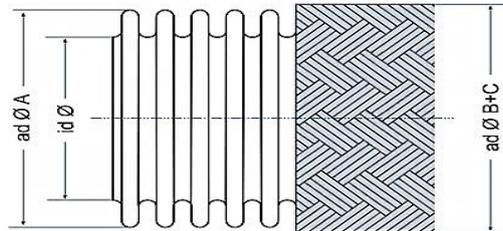


Abbildung 3-19: Aufbau eines Ringwellenschlauches (kurz: RWS) mit Geflechtummantelung (Berghofer 2017)

Dies wird durch den Einsatz von flexiblen Ringwellenschläuchen (Abbildung 3-19) aus rostfreiem Stahl gewährleistet. Die Ausführung aus rostfreiem Stahl sichert das Standhalten hoher Drücke und eine Beständigkeit gegen Luftoxidation oder Reaktionen mit dem Kältemittel. Für den einfachen externen Anschluss der mobilen Versuchsanlage an einem Komponentenvermessungsprüfstand sollen auch Ringwellenschläuche zur Anwendung kommen. Mit einer Länge von je 2 m soll ein problemloser Anschluss innerhalb einer Klimakammer an die bestehende Verrohrung möglich sein. Deren Einfluss bezüglich Druckverlust im Betrieb wird im Kapitel 5.10 anhand von Messdaten beziffert. Dies ist für das spätere Auslegen eines externen Versuchsaufbaus ein Parameter, welcher berücksichtigt werden muss. Der Anschluss der externen Ringwellenschläuche an die mobile Versuchsanlage erfolgt an zwei Absperrventilen. Mit zwei weiteren Absperrventilen wird der Rest des Kreislaufes der mobilen Anlage vom äußeren Kreislauf abgetrennt (siehe Abbildung 3-1 und Abbildung 3-2). Das österreichische Gesetz für Kälteanlagen in Arbeitsstätten besagt, dass bei Absperrventilen an der Saug- und Druckleitung einer Kompressionskältemaschine die Stellung des Ventils deutlich erkennbar sein muss, gemäß BGB 305. Besser wäre es jedoch, wenn diese Ventile im normalen Betrieb nicht zu betätigen wären. Somit soll angedacht werden, nach der Inbetriebnahme der mobilen Anlage die Betätigungsgriffe der Ventile abzunehmen und in einem der Schaltschränke aufzubewahren. Jedenfalls werden auf die Ventile für den externen Anschluss, Endverschlussstücke montiert. Ein unbeabsichtigtes Entleeren des Kreislaufes wird somit verhindert. Einen Überblick über den Kältekreislauf bietet Abbildung 3-20. Die Verbauten Komponenten sind in Tabelle 3-10 gelistet.

Für den Anschluss der Drucksensoren werden Kapillarrohre (Innendurchmesser 3 mm) vom Kältekreislauf bis zu den Druckaufnehmern verlegt. Dies hat den Vorteil, dass die verwendeten Absolutdrucktransmitter an einer beliebigen Stelle am Grundgerüst montiert werden können. Mehr dazu im Abschnitt 3.15.3 Auch die zur visuellen Kontrolle angebrachten analogen Manometer werden über solche Leitungen angeschlossen.

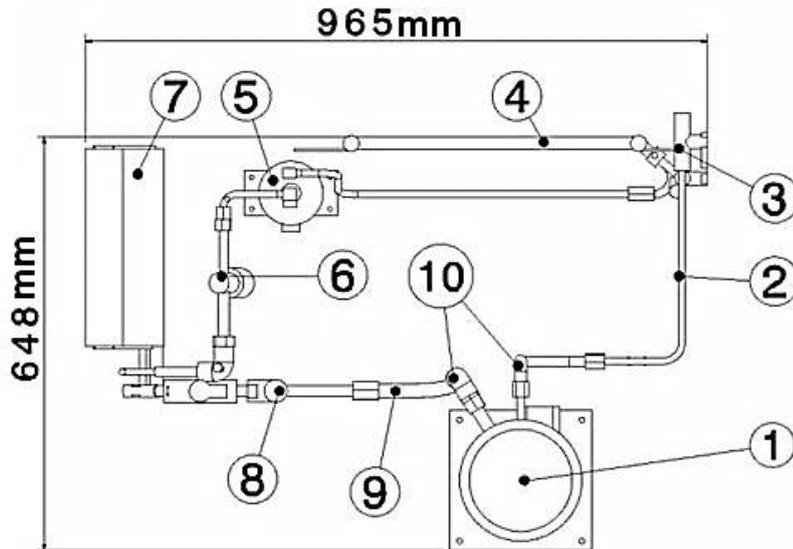


Abbildung 3-20: Ansicht von Oben; Aufbau des Kältekreises: 1 Verdichter, 2 HD-Leitung, 3 Absperrventil für den externen HD-Anschluss, 4 Kondensator, 5 HD-Sammler, 6 EXV, 7 Verdampfer, 8 Absperrventil für externen ND-Anschluss, 9 ND-Leitung, 10 Schwingungsentkoppelung (RWS)

Tabelle 3-10: Komponenten des Kältekreislaufes

Bezeichnung	Hersteller	Teilenr.	Material	Stück
Ringwellenschlauch	Parcom	1U-DN6-N-2:8x1x30-200	1.4541	1
Ringwellenschlauch	Parcom	1U-DN12-H-2:16x1,5x30-200	1.4541	1
Ringwellenschlauch	Parcom	1U-DN6-N-2:8x1x30-2000	1.4541	1
Ringwellenschlauch	Parcom	1U-DN12-H-2:16x1,5x30-2000	1.4541	1
Absperrventil	Dk-lok	VH86C-D-16M-S	S316	2
Absperrventil	Dk-lok	VH86B-D-10M-S	S316	2
Nahtlos Rohr	Zultner	16x1	1.4541	1 m
Nahtlos Rohr	Zultner	10x1	1.4541	2 m
Nahtlos Rohr	Zultner	3x1	1.4541	4 m
90° Rohrknien	Dk-lok	DL-10M-S	1.4541	1
90° Rohrknien	Dk-lok	DL-16M-S	1.4541	2
Rohrverbinder	Dk-lok	DU-10M-S	1.4541	5
Rohrverbinder	Dk-lok	DU-16M-S	1.4541	2
Rohrverbinder	Dk-lok	DU-18M-S	1.4541	1
T-Stück	Dk-lok	DT-03M-S	1.4541	2
Endverschlussstück	Dk-lok	DP-10M-S	1.4541	1
Endverschlussstück	Dk-lok	DP-16M-S	1.4541	1
Anschweißadapter - Druckmessleitung	Dk-lok	DCW 3M-2P-S	1.4541	4
Klemmring für Pt100	PMR	TAC-CF-G18.16.Ptfe.VA	1.4305	4

3.10 Kältemittel-Füllmenge

Um vor der Inbetriebnahme bereits einen Richtwert für die Kältemittelfüllmenge zu haben, wird im folgenden Abschnitt eine Abschätzung durchgeführt. Für die Kältemittelmasse ist nur der in flüssiger Phase vorliegende Anteil des Kältemittels ausschlaggebend. Für die Füllmengenabschätzung wird auf eine im Betrieb auftretende Flüssigkeitsverteilung hin, abgeschätzt. Hier kommt der Parameter des Füllgrades zur Anwendung. Hier wird laut das Volumen des flüssigen Kältemittels (in einer Komponente) in Verhältnis zum inneren Volumen der jeweiligen Komponente gesetzt.

$$\varphi_{\text{füll}} = \frac{V_{\text{fl.Kältemittel}}}{V_{\text{Komponente}}} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Es gibt für gängige Komponenten und Betriebsweisen Richtwerte für deren Füllgrade im Betrieb. Diese Werte sind vor allem für die Komponenten, in denen ein Kältemittelphasenwechsel stattfindet, wie Verdampfer und Kondensator, interessant. In den anderen Komponenten und in den Rohrleitungen kann auf Grund des bekannten thermodynamischen Zustandes auf die Dichte geschlossen werden. Für den mit Luft beaufschlagten Verdampfer mit überhitztem Kältemittelaustrittszustand, kann ein Füllungsgrad von 0,2 und für den luftgekühlten Kondensator 0,6 angenommen werden (Breidert 2009). Für die mobile Anlage ergibt sich nach der Abschätzung (in Tabelle 3-11) eine Kältemittelmasse von 0,545 kg R134a. Eine wesentliche Einflussgröße für die Füllmenge ist der flüssige Füllstand des verbauten Hochdrucksammlers. Dieser wurde mit etwa 30 % Füllstand bewusst niedrig angenommen, um die Füllmenge in Grenzen zu halten. Die experimentelle Bestimmung der Füllmenge während der ersten Inbetriebnahme, ergab eine Füllmenge von 1 kg R134a. Der Hochdrucksammler ist dabei im Betrieb, dem Schauglas nach zu urteilen, zu einem Drittel mit flüssigem Kältemittel gefüllt.

auf unebenen Untergrund drastisch verschlechtern. Das Gerüst, wie in Abbildung 3-21 dargestellt, wiegt samt diversen Befestigungsschrauben 14,5 kg. Die verwendeten Komponenten für den Aufbau sind in Tabelle 3-13 gelistet.

$$u_{max} = \frac{F * L^3}{48 * E * W_x * \frac{B}{2}} \quad \text{Gl. 3-3.}$$

$$\sigma_{b,max} = \frac{F * L}{\frac{4}{W_x}} \quad \text{Gl. 3-4}$$

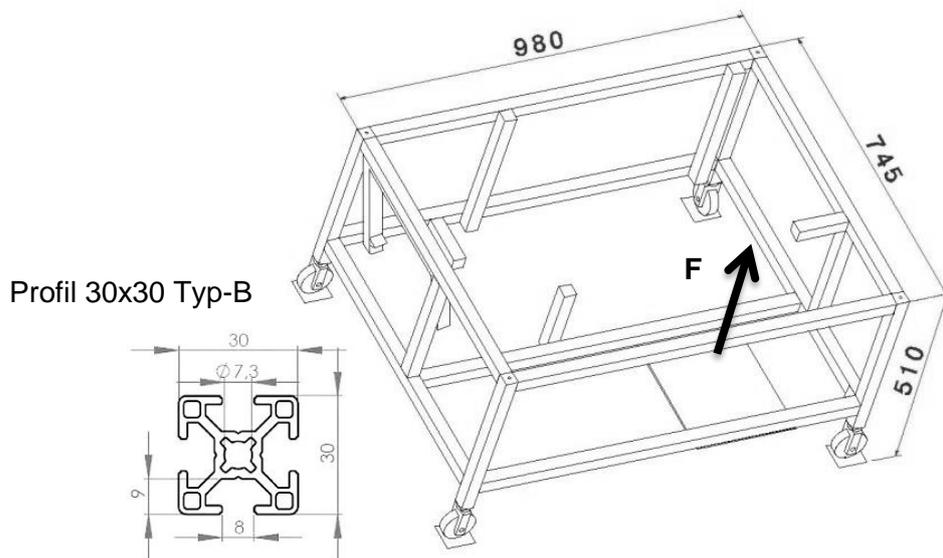


Abbildung 3-21: Tragendes Grundgerüst aus Aluminium-Systemprofilen (Typ-B) auf vier Lenkrollen

Tabelle 3-12: Auswahl von Aluminium Systemprofilen Typ-B

			20er	30er	40er
Abmessungen	B	mm	20x20	30x30	40x40
Spez. Masse		kg/m	0,44	0,9	1,5
Widerstandsmoment	W_x	cm ³	0,7	1,8	4,5
Verschraubung		metrisch	M5	M6	M8
Max. Durchbiegung	u_{max}	mm	33	8,6	2,6
Max. Biegespannung	$\sigma_{b,max}$	N/mm ²	329	128	51
Ges. Masse Profile		kg	5,1	10,4	17,3

Tabelle 3-13: Verwendete Profile und Verschraubungselemente

Bezeichnung	Vertrieb	Abmessungen	Material	Ges. Masse	Menge
Strebenprofil	Fetrik GmbH	30x30 mm	Aluminium	10,4 kg	11,5 m
Winkel	Fetrik GmbH	30x30 mm	Zink	1,2 kg	30
Innenwinkel	Fetrik GmbH	35x35 mm	Stahl	0,5 kg	10
Lenkrolle	Obi GmbH	ø75 mm	Stahl	1,4 kg	4
Bodenblech	-	330x240x4	Aluminium	0,8 kg	1

3.12 Elektrischer Anschluss und Absicherung

Die elektrische Versorgung der mobilen Versuchsanlage erfolgt wegen der hohen Leistungsaufnahme des Verdichters am Drehstromnetz bzw. Dreiphasenwechselstromnetz. Die Absicherung der Anlage erfolgt im kleineren Schaltschrank (Nr. 1 in Abbildung 3-23). Nach österreichischem Gesetz müssen alle Stromkreise in Arbeitsstätten, mit Haushaltssteckdosen (wie eine an der mobilen Anlage verbaut wurde: Nr. 3 in Abbildung 3-23) mit 16 A Nennstrom abgesichert sein. Weiters müssen sie mit einer Fehlerstrom-Schutzeinrichtung mit einem Nennfehlerstrom von maximal 0,03 A ausgestattet sein. (BGB 450) Um diese Anforderungen an die Sicherheit unabhängig von der Absicherung der Versorgungsinfrastruktur zu gewährleisten, werden diese Schutzeinrichtungen direkt an der mobilen Anlage eingesetzt. Die Schutzeinrichtungen (Nr. 5 und Nr. 8) sichern den Stromkreis für den Frequenzumrichter (FU) und die Lüfter. Das Relais (Nr. 10) schaltet die Spannungsversorgung für die Steuermodule der Lüfter. Die Spannungsversorgung der Lüfter erfolgt mittels Steuermodul (Nr. 14) über die dazugehörigen Klemmen (Nr. 16). Der Stromkreis für die 230 V AC Steckdose (Nr. 3) und das Gleichspannungsnetzteil (Nr. 13) wird über die Schutzeinrichtung (Nr. 9) abgesichert. Das Relais (Nr. 7) dient zum Auslösen des Motorschützes (Nr. 6), welcher die Spannungsversorgung des FU schaltet. Beide Relais sind von Schaltern an der Oberseite des linken größeren Schaltschranks bedienbar. Der an der Oberseite vom größeren Schaltschrank befindliche Notausschalter (Nr. 4) kappt die Versorgung der Relais (Nr. 7 und Nr. 10) und unterbricht somit die Spannungsversorgung der Lüfter, des FU und in weiterer Folge die des Verdichters. Im österreichischen Gesetz für Kälteanlagen in Arbeitsstätten ist die Absicherung der Kompressionskältemaschine (Verdichter) gegen das Überschreiten des vom Hersteller festgelegten höchsten Betriebsdruckes gefordert. (BGB 305) Ein in der Hochdruckleitung nach dem Verdichter befindlicher Druckschalter löst bei einem Kältemitteldruck von 24 bar (relativ) aus und öffnet damit den Motorschutz (Nr. 6). Die Stromversorgung für den FU wird unterbrochen und der Verdichter kommt zum Stillstand. Der Aufbau der beiden Schaltschränke ist als Foto in Abbildung 3-23 dargestellt. Die beschriebenen und weitere Komponenten sind in Tabelle 3-14 aufgelistet.

3 Auslegung mobile Versuchsanlage

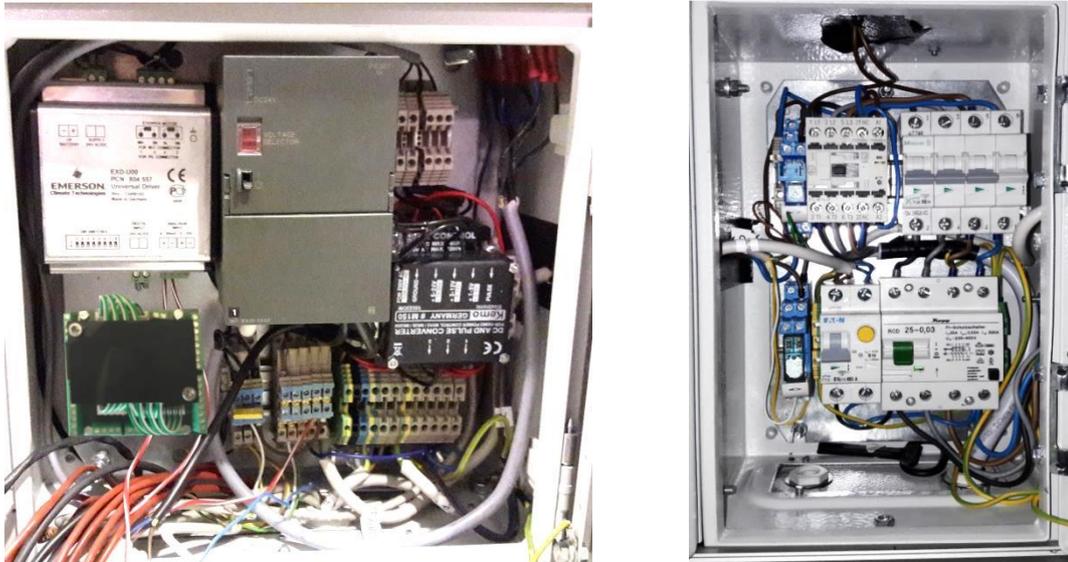


Abbildung 3-22: Linker Schaltschrank mit Messdatenerfassung, Netzteil und Steuermodule für Lüfter und EXV. Rechter Schaltschrank mit den Absicherungseinrichtungen und Relais

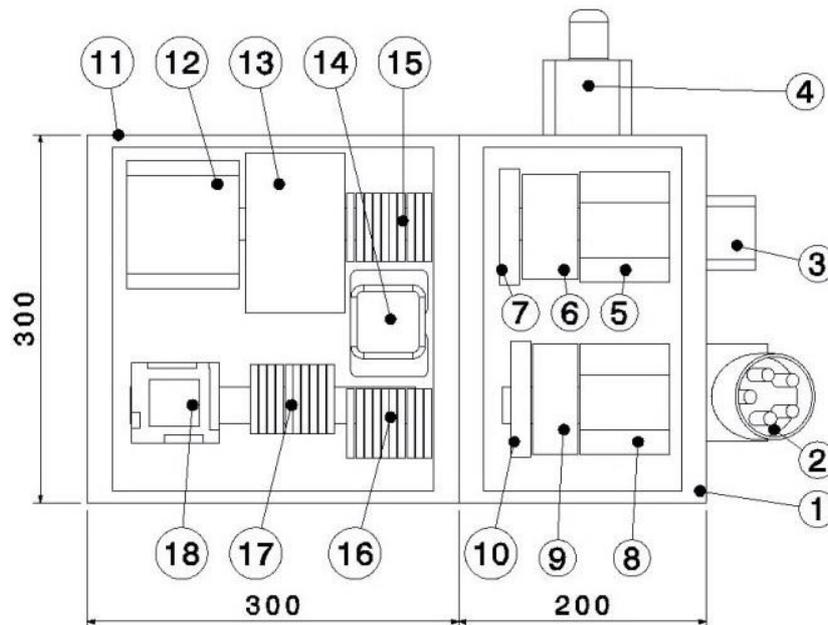


Abbildung 3-23: Elektrische Komponenten in den beiden Schaltkästen

Tabelle 3-14: Elektronikkomponenten (gereiht nach Abbildung 3-23)

Nr.	Komponente	Hersteller/ Vertrieb	Teilenr.	Eigenschaften
1	Schaltkasten 1	Rittal	1036500	200x300x150 mm
2	Wandkraftsteckdose	Obi Gmbh	CEE 400V-16 A	5-polig IP44
3	Aufputzsteckdose	Obi Gmbh	250 V- 16 A	IP44
4	Notausschalter	Schneider	XB4BS9445	
5	Leitungsschutzschalter	Moeller	PLSM-B16/3N	16 A
6	Motorschütz	Moeller	DILM15-01	$U_{\text{Schalt}} = 230 \text{ VAC}$
7	Relais	Finder	48.62.7.024.0050	$U_{\text{Schalt}} = 24 \text{ VDC}$
8	Fehlerstromschutz	Eaton	PXF-25/4/003-A	25 A, 0,03 A
9	Leitungsschutz+ Fehlerstromschutz	Eaton	PXK-B16/1N/003-A	16 A, 0,03 A
10	Relais	Finder	48.62.7.024.0050	$U_{\text{Schalt}} = 24 \text{ VDC}$
11	Schaltschrank 2	Mehler	RM-2030/155	300x300x150 mm
12	EXV Steuermodul	Emerson	EXD-U00	
13	Gleichstromnetzteil	Siemens	PS307-5A	24 VDC
14	Lüftersteuermodul	Kemo	M150 & M012	$U_{\text{Steuer}} = 10 \text{ VDC}$
15	Durchgangsklemmen	Weidmüller	WDU2,5 102000	
16	Durchgangsklemmen	Weidmüller	WDU2,5 102000	
17	Durchgangsklemmen	Weidmüller	WDU2,5 102000	
18	Messdatenerfassung	VIRTUAL VEHICLE	VifDAQ	
-	Druckschalter	Ford	F68H19D594AA	24 bar
-	Kabelkanal	Dietzel	16/25 2M WS	25x16 mm
-	Installationsrohr	Pipelife	TRL 20 HGR	Ø 20 mm
-	Wippschalter	Conrad	R13-112B8W	
-	Kabel USB / MicroUSB	Conrad	1227325 - 62	

3.13 Frequenzumrichter (FU)

Für die Leistungsregelung des Kältekreises wurde auf Grund der erweiterten Möglichkeiten ein Dreiphasen-FU verwendet. Die Veränderung der Versorgungsfrequenz einer Asynchronmaschine verschiebt ihre Kennlinie zu niedrigeren bzw. höheren Drehzahlen, siehe Abbildung 3-26. Somit wäre auch bei einer drehzahlunabhängigen Last an der Maschine eine Drehzahlsteuerung möglich. Bedingt durch den belastungsabhängigen Drehzahlschlupf einer Asynchronmaschine lässt sich, ohne Rückkopplung der gemessenen Drehzahl, keine genaue Drehzahl einregeln. Die genaue Kenntnis der Drehzahl war im Fall der mobilen Anlage nicht von Relevanz und somit wurde kein Drehzahlgeber am Verdichter verbaut. Die Frequenzwandlung für den Verdichter übernimmt das Gerät „VLT 2855“ von Danfoss (siehe

Abbildung 3-24 bzw. Tabelle 3-15). Die Leistung wurde bewusst über der des Verdichters gewählt, um den Anlaufstrom des Motors sicher aufbringen zu können. Die Ansteuerung der Soll-Frequenz erfolgt über ein analoges 4 bis 20 mA Stromsignal. Zusätzlich besteht die Möglichkeit die elektrisch aufgenommene Leistung auszulesen und als ebenso analoges 4 bis 20 mA Stromsignal an die Messdatenerfassung zu übertragen. Dieser Wert kann zur Berechnung des COP (gemäß Gl. 2-1) der Kälteanlage herangezogen werden.



Abbildung 3-24: Frequenzumrichter Danfoss VLT 2800 Serie (Algoritm 2015)

Tabelle 3-15: Daten des verwendeten Frequenzumrichters

Komponente	Hersteller	Teilenr.	Leistung	Abmessungen	Masse
Frequenzumrichter	Danfoss	VLT 2855	5,5 kW	365x140x168 mm	6,0 kg

3.14 Luftführung und Lüfter

Bei luftdurchströmten, stationären Wärmetauschern ist, mit Ausnahme in der Blütezeit, mit wenig Verschmutzung zu rechnen. Diese zeitlich begrenzte Verschmutzung, welche eher den feuchten Verdampfer betrifft, ist einfach zu entfernen und für den Wärmeübergang durch den Wärmetauscher nicht von großer Bedeutung (Pohlmann 2010). Für die mobile Anlage wurde keinerlei Filter vor dem Verdampfer eingeplant, da der Betrieb ausschließlich in Gebäuden vorgesehen ist. Außerdem würde ein Filter zu einem erhöhten Druckabfall führen und den Luftmassenstrom bei einer gegebenen Lüfterleistung mindern. Um den vom Gebläse geförderten Luftstrom möglichst gleichmäßig auf die Wärmetauscheroberfläche auftreffen zu lassen, bedarf es einer Abdeckung des Wärmetauschers. Für die mobile Versuchsanlage wurde diese aus transparentem Acrylglas gefertigt (Abbildung 3-25), auch um die Sicht auf Kondensator und Verdampfer nicht zu versperren. Der Verdampferlüfter ist drückend angeordnet um vor ablösenden Kondenswassertropfen geschützt zu sein. Der Kondensatorlüfter ist saugend angeordnet. Dies verbessert einerseits die Gleichmäßigkeit der Durchströmung und ermöglicht die Montage von Miniatur-Prandtlsonden (siehe Abschnitt 3.15.4).

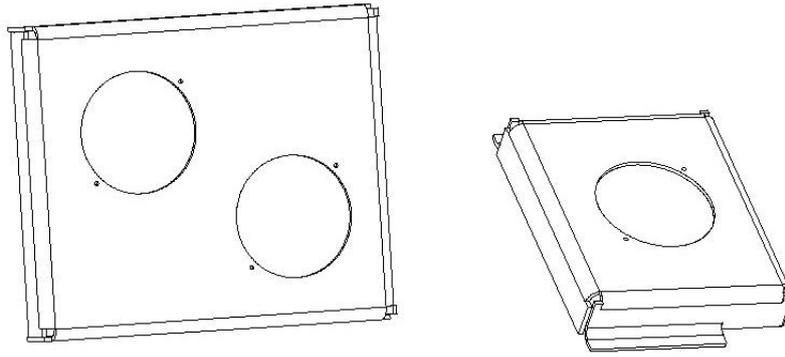


Abbildung 3-25: Abdeckungen der Wärmetauscher aus transparentem Acrylglas mit den kreisrunden Ausnehmungen für die Lüfter; links für Kondensator, rechts für Verdampfer

Bei der Auswahl der Lüfter war eine Entscheidung bezüglich der Versorgungsspannung zu treffen. 12 VDC bzw. 24 VDC oder 230 VAC standen zur Wahl. Im PKW kommen bedingt durch die Bordspannung, 12 VDC zum Einsatz. Übliche Axiallüfter am Kühlerpaket eines PKW haben eine nominelle Leistung von etwa 120 W und einen Leerlauf-Luftdurchsatz von rund 1800 m³/h. Diese müssen aber neben dem Kondensator, vor allem den Motorkühler und eventuell weitere Wärmetauscher mit Kühlluft versorgen. Für den Innenraum kommt wegen der erhöhten Druckabfälle über Filter, Verdampfer, Heizwärmetauscher und das Verteilungrohrsystem, ein Radialgebläse zum Einsatz. Diese können bauartbedingt größere Druckdifferenzen überwinden und werden in PKW bis 200 W Leistung, bei 480 kg/h Luftdurchsatz, verbaut (Grossmann 2013). Um bei der mobilen Anlage ein großes 12 oder 24 VDC Netzteil einzusparen, fiel die Wahl auf einen 230 VAC Lüfter. Viele dieser 230 VAC Lüfter im unteren Leistungssegment, sind auf Grund der langen Betriebsdauern, als wartungsfreie Kondensatormotoren ausgeführt. Sie besitzen keine Kohlebürsten wie Reihenschlussmaschinen und sind somit auch frei von Kohlestaubemission und Bürstenfeuer. Wird speziell in Laborbereichen mit explosiven Gasen hantiert, wäre ein Reihenschlussmotor eine mögliche Zündquelle.

Eine effektive Steuerung eines Asynchronmotors ist über einen FU möglich. Die Kennlinie der Maschine wird somit im Drehmoment-Drehzahl-Diagramm horizontal verschoben (linkes Diagramm in Abbildung 3-26). Die Asynchronmaschine wird somit mit wenig Schlupf (nahe der Synchrondrehzahl) in ihrem stabilen Kennfeldbereich betrieben. Somit ist auch ein guter Wirkungsgrad gegeben. Durch die steile Drehmomentflanke in diesem Kennfeldbereich, bleibt die Drehzahl bei kleinen Änderungen der Last annähernd konstant. FU sind aber ein wesentlicher Kostenfaktor und benötigen viel Bauraum.

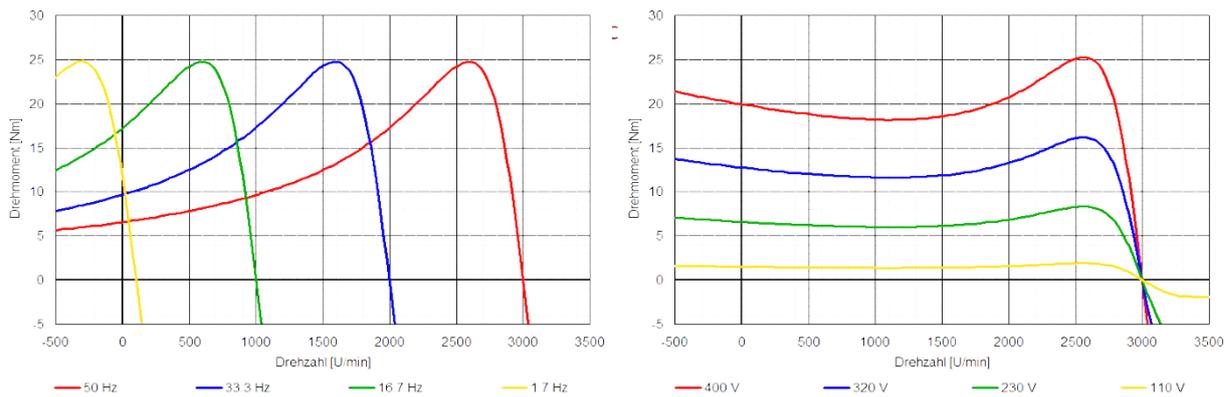


Abbildung 3-26: Regelmöglichkeiten an einer Asynchronmaschine: Links mittels Frequenzänderung, rechts mittels Spannungsabsenkung (Gloor 2017)

Erfolgt die Steuerung eines Wechselstrommotors über eine Spannungsabsenkung (einfach über einen Spannungsteiler oder aufwendig über einen Transformator) oder mit einer Phasenanschnittsteuerung, ist sie deutlich günstiger darstellbar. Sie verschieben die Kennlinie mit sinkender Speisespannung nach unten zu kleinerem Drehmoment; siehe rechtes Diagramm in Abbildung 3-26. Der Asynchronmotor wird dann in einem Kennfeldbereich mit viel Schlupf und niedrigem Wirkungsgrad betrieben. Die Variante mit einem Vorschaltwiderstand (Spannungsteiler) verursacht zudem eine hohe Verlustleistung, welche dort als Wärme abgeführt werden muss. Eine Phasenanschnittsteuerung als Drehzahlsteuerung ist für Motoren mit Kondensatoren oder Spaltpolmotoren nur dann geeignet, wenn die Last stark drehzahlabhängig ist. Durch den quadratischen Anstieg des Druckabfalles bei steigender Strömungsgeschwindigkeit, ist dies bei Lüftern gegeben. Somit fiel die Wahl auf eine preislich günstige und klein bauende Phasenanschnittsteuerung. Je eine Ansteuerung für die Kondensatorlüfter und den Verdampferlüfter, um beide Luftmassenströme steuern zu können. Die Ansteuerung wurde mit einem üblichen 0 bis 10 V Gleichspannungssignal realisiert. Somit kann es aus jeder gängigen analogen Steuerung generiert werden. Das Lüftersteuermodul ist in Abbildung 3-27 dargestellt und besteht aus zwei Steuermodulen „Kemo M150“ und zwei Phasenanschnittsteuerungen „Kemo M012“.



Abbildung 3-27: Aufbau der beiden Lüftersteuermodule

Für die Auswahl der Lüfter wurde eine überschlägige Abschätzung des nötigen Luftmassenstromes, für den in Kapitel 3.2 festgelegten Betriebspunkt, durchgeführt. Die klimatischen Randbedingungen wurden unter Kapitel 2.4 festgelegt. In Tabelle 3-16 sind die Rechenwerte der Abschätzung für die benötigten Luftmassenströme zu finden. Ausgehend von den Kältemitteltemperaturen in den Wärmetauschern, wurden die benötigten Luftmassenströme berechnet. Die Luftströmung durch die Wärmetauscher wurde hierbei als gleichmäßig angenommen. Für den Verdampfer wurde die Luft am Ausgang als gesättigt und mit einer Austrittstemperatur 5 K über der Verdampfungstemperatur angenommen. Mit der schlanken Bauweise des Kondensators begründet, wurde die mittlere Austrittstemperatur aus dem Kondensator um 10 K niedriger als die Kondensationstemperatur angenommen. Mit der jeweils zu übertragenden Wärmeleistung (auch in Tabelle 3-16 zu finden) ergibt sich ein benötigter Luftmassenstrom. Umgerechnet in einen Luftvolumenstrom kann mit Hilfe von Herstellerdatenblättern ein geeigneter Lüfter ausgewählt werden.

Das gewählte Modell, „Papst 7856ES“, besitzt eine Lüfterkennlinie wie in Abbildung 3-28 zu sehen. Dort eingezeichnet ist auch ein grauer Bereich für typische Anlagenkennlinien, in dem sich auch die verwendeten Wärmetauscher einordnen lassen. Für die mobile Anlage wurden zwei Stück dieser Lüfter für den Kondensator und ein Stück für den Verdampfer ausgewählt. Die in diesem Kapitel genannten Komponenten sind nochmals in Tabelle 3-17 gelistet.

Tabelle 3-16: Abschätzung der Luftmassenströme der Wärmetauscher

	Verdampfer	Kondensator
Wärmetauschertemperatur	0 °C	60 °C
Lufteintritt	27 °C, 55 % r. F.	27 °C, 55 % r. F.
Luftaustritt	5 °C, 100 % r. F.	50 °C
Mittlere Wärmekapazität Luft (20 °C)	1007 J/kg/K	1007 J/kg/K
Dichte Luft (25 °C, 1 atm)	1,17 kg/m ³	1,17 kg/m ³
Zu übertragende Wärmeleistung	2500 W	4118 W
Benötigter Luftmassenstrom	221 kg/h	630 kg/h
Benötigter Luftvolumenstrom	190 m ³ /h	540 m ³ /h

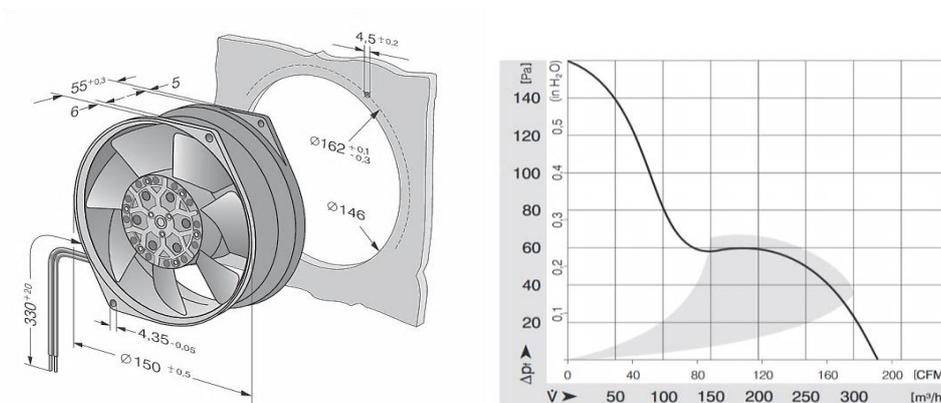


Abbildung 3-28: Papst 7856 Lüfter und dessen Lüfterkennlinie (Papst 2016)

Tabelle 3-17: Verbaute Lüfter und diverse Anbauteile der Luftführung

Komponente	Hersteller	Teilenr.	Eigenschaften	Anzahl
Lüfter	Papst	7856ES	45 W, 48 dB(A)	3
Abdeckgitter	Sepa	FG172	-	3
Phasenanschnittsteuerung	Kemo	M012	600 W	2
Ansteuermodul	Kemo	M150	-	2
Kondensator-Abdeckung	Cecon	-	Acrylglas	1
Verdampfer-Abdeckung	Cecon	-	Acrylglas	1

3.15 Messtechnik

Um einen kontrollierten Betrieb der mobilen Anlage zu gewährleisten, bedarf es einer Reihe an Sensorik und Aktorik. Die verwendeten Messstellen sind in Abbildung 3-29 schematisch am Kältekreislauf eingezeichnet. Auf die ausgewählten Komponenten wird in den folgenden Unterkapiteln genauer eingegangen.

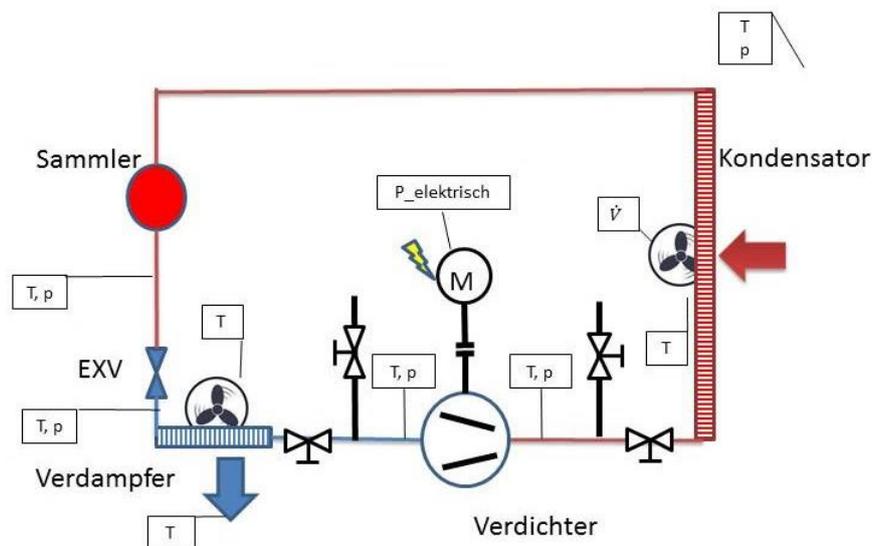


Abbildung 3-29: Messstellenplan mobile Versuchsanlage

3.15.1 Versorgungsnetzteil

Für ein Netzteil, welches die Gleichspannungsversorgung für Messaufnehmer und Messdatenerfassung gewährleistet, sind gewisse erhöhte Anforderungen zu stellen. Elektromagnetische Störaussendungen können Messsignale im Mikroamperebereich, wie z.B. bei Niedrigstrom-Pt100 Speisungen, beträchtlich stören. Viele Messaufnehmer mit integriertem Signaltransmitter erlauben einen weiten Eingangsspannungsbereich, z.B. 8 bis 32 VDC, jedoch kann die Genauigkeit des Ausgangssignals, durch Schwankungen der Versorgungsspannung, gestört werden. Die folgende Aufzählung umfasst einige Kennwerte, welche die Einsatztauglichkeit eines Gleichstromnetzteiles in der Messtechnik charakterisieren. Weiters beinhaltet sie auch die Werte für das gewählte Netzteil (gemäß Siemens 2012):

- Einhaltung der Normen für Störaussendung: EN 55022 Klasse B
- Großer Eingangsspannungsbereich: 170 bis 264 VAC
- Ausgang kurzschluss- und überlastfest
- Tolerant auf Netzfrequenzschwankungen: 47 bis 63 Hz
- Geringe max. Toleranz der Ausgangsspannung: $\leq \pm 3 \%$
- Geringe Restwelligkeit der Gleichspannung: 10 mV
- Max. Ausschlag Spitze-Spitze: 20 mV
- Keine Überspannung beim Einschaltvorgang: Soft-Start
- Kurze Ausregelzeit bei Lastsprung: 0,3 ms

Tabelle 3-18: Verwendetes Versorgungsnetzteil (24V)

Komponente	Hersteller	Teilenr.	Ausgangsleistung	Abmessung
24 VDC-Gleichspannungsnetzteil	Siemens	PS307-5A	120 W	125x60x123 mm

3.15.2 Temperaturmessung: Luft und Kältemittel

Für die Messung der Temperatur kommen Pt100 Widerstandstemperturfühler in Mantelbauweise zum Einsatz. Das Mantelrohr aus rostfreiem Stahl ermöglicht den druckdichten Einbau in den Kältekreislauf. Um die Versperrung im Rohrquerschnitt, durch den eintauchenden Sensor zu minimieren und die thermische Trägheit des Sensors gering zu halten, wurde eine Bauart mit Durchmesser = 1,6 mm gewählt. Die Einbaulänge (nach Abbildung 3-30) wurde mit 100 mm und die Kabellänge mit 2000 mm gewählt. Die genaue Handelsbezeichnung dieser Komponente siehe Tabelle 3-19. Für die Lufttemperatur vor bzw. nach dem Verdampfer und nach dem Kondensator wurde dieselbe Art von Sensor verwendet. Für die Temperaturmessung von Luft ist die thermische Trägheit des Sensors besonders von Bedeutung. Die schematische Platzierung der Sensoren an der mobilen Versuchsanlage ist in Abbildung 3-29 zu sehen. Die maximale Grenzabweichung (Fehler) in Kelvin eines solchen Typ A-Sensorelements, wird mit der Formel nach Gl. 3-5 angegeben. Wobei für Pt100 die Bezugstemperatur $\vartheta_0 = 0^\circ\text{C}$ beträgt (Parthier 2008).

$$\Delta\vartheta = 0,15 + |\vartheta - \vartheta_0| \quad \text{Gl. 3-5}$$

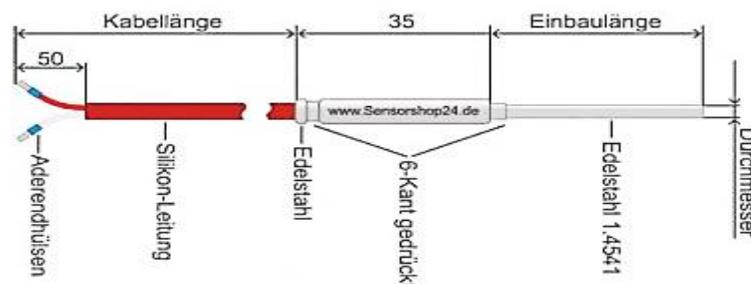


Abbildung 3-30: Mantelrohr-Widerstandstemperturfühler (Sensorshop 2017)

Tabelle 3-19: Verwendete Pt100 Senorelemente

Komponente	Vertrieb	Teilenr.	Anzahl
Pt100	PMR	PTS-C-M.Pt100.A4L.100.016.FSI.2000.OKE	7

3.15.3 Druckmessung

Für das Erfassen der Drücke im Kältemittelkreislauf kommen die in Abbildung 3-32 gezeigten Absolutdrucktransmitter zum Einsatz. Sie wandeln den anliegenden Druck in ein analoges 4 bis 20 mA Stromsignal um. Die Messung mittels Absolutdrucksensoren bietet sich an, da somit ein Umgebungsluftdrucksensor bei der Errechnung des Absolutdruckes entfallen kann. Um den Einfluss der Kältemitteltemperatur auf das Sensorelement zu verringern, wurde der Drucktransmitter nicht direkt an der Verrohrung angebracht. Vom Kältemittelrohr führt zuerst eine Druckmesskapillare (Innendurchmesser 1 mm, Länge > 100 mm) weg und erst dort wird die Messzelle mit dem Druck beaufschlagt. Durch den fehlenden Einfluss der Temperatur auf das Sensorelement, steigt die Genauigkeit dieses. Der kleine Querschnitt der Kapillare und die Länge dieser hat überdies eine dämpfende Wirkung. Druckpulsationen, z.B. vom Verdichter kommend, werden abgedämpft und das Ausgangssignal somit geglättet. Die Genauigkeit wird vom Hersteller mit $\pm 0,25\%$ FS angegeben. FS bedeutet „full scale“ und bezieht sich auf den maximal erlaubten Wert der Messgröße, hier 30 bar. Die Versorgung des Drucktransmitters erfolgt durch eine 8 bis 32 VDC Gleichspannung im 2-Leiter Prinzip, wie in Abbildung 3-31 dargestellt. Für die optische Darstellung der beiden Druckniveaus im Kreislauf, wurden zwei analoge Zeigermanometer montiert, vergleiche Abbildung 3-33. Diese messen den Druck vor und nach dem Verdichter und dienen zusätzlich als optische Kontrolle der elektronisch ausgewerteten Drücke. Diese Manometer messen jedoch den Relativdruck zur Umgebung und nicht den relevanten Absolutdruck. Die in diesem Abschnitt genannten Komponenten sind in Tabelle 3-20 nochmals angeführt.

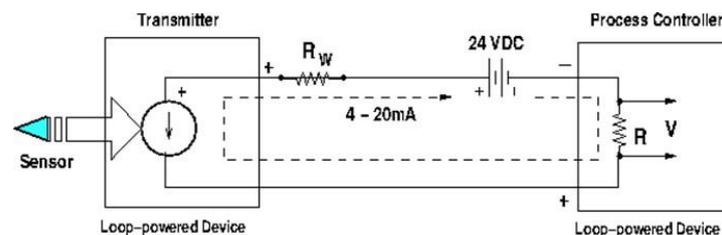


Abbildung 3-31: Schaltung von Stromsignal-Transmittern im 2-Leiter Prinzip „Loop-powered“ (GlobalSpec 2017)

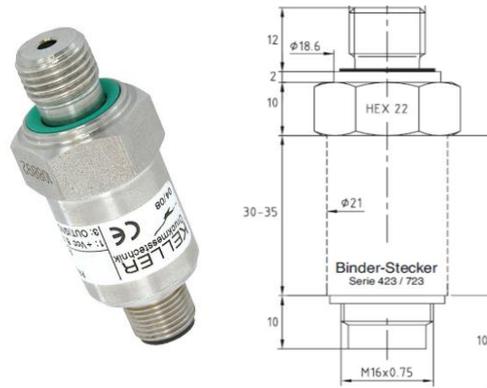


Abbildung 3-32: Piezoresistiver Drucktransmitter (Keller 2016)



Abbildung 3-33: Analoge Zeigermanometer als optische Kontrolle des elektronischen Messsystems

Tabelle 3-20: Druckmesseinrichtungen im Kältekreislauf

Komponente	Hersteller	Teilenr.	Bereich	Anschluss	Anzahl
Drucktransmitter	Keller AG	PAA 23 SY	0-30 bar	1/8"	4
Manometer	Jako	NG 40	0-25 bar	1/8"	2

3.15.4 Luftvolumenstrommessung

Für eine Luftvolumenstrommessung am Kondensator, wurde ein Messgitter aus Miniatur-Prandtlsonden montiert, Herstellerangaben in Tabelle 3-21. Die Sonden sind in einem Prinzipbild in Abbildung 3-34 dargestellt. Die sechs Sonden, in gleichmäßigen Abständen auf der 431x343 mm Luftdurchtrittsfläche des Kondensators montiert (vergleiche Abbildung 3-41), messen die dortige Luftgeschwindigkeit und Lufttemperatur. Mittels einer vorhergehenden Kalibrierung dieser Luftdurchtrittsgeschwindigkeit auf einen Luftvolumenstrom, lässt sich später auf diesen schließen. Durch die Anordnung als Messgitter lassen sich Rückschlüsse auf Geschwindigkeitsverteilung und Temperaturverteilung am Kondensator treffen. Zusammen mit dem abseits montierten Umgebungsdrucksensor und Umgebungstemperatursensor, ist eine Umrechnung auf den Luftmassenstrom möglich. Auf Grund von fehlender Hardware und Software zum Betrieb dieser Miniatur-Prandtlsonden zum Zeitpunkt des Aufbaus der mobilen Anlage, fällt deren Inbetriebnahme zeitlich außerhalb dieser Masterarbeit.

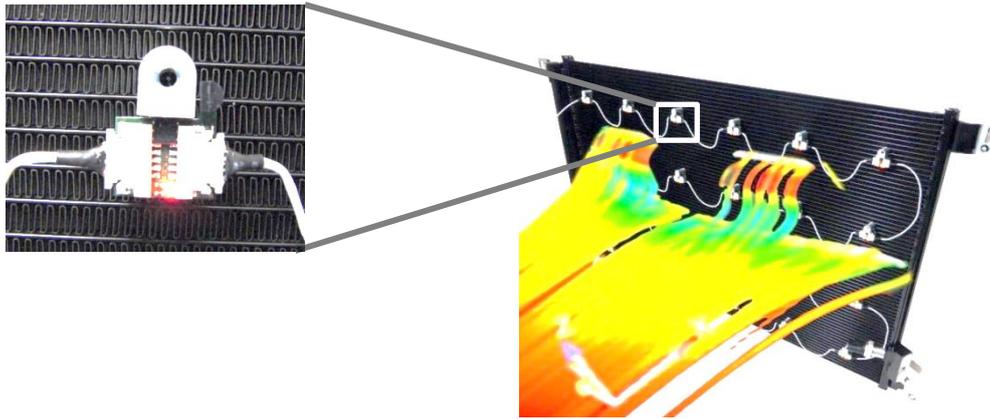


Abbildung 3-34: Prinzipbild der Miniatur-Prandtlsonde mit Temperaturfühler „VifProbes“
(ViF 2017)

Tabelle 3-21: Verbaute Miniatur-Prandtlsonde

Komponente	Hersteller	Teilenr.	Abmessungen	Anschluss	Anzahl
Prandtlsonde	VIRUTUAL VEHICLE	VifProbes	30x20x15 mm	CAN-bus	6

3.15.5 Messdatenerfassung und Speicherung

Für die Erfassung und Weiterverarbeitung von analogen Messsignalen ist die Wandlung in ein digitales Signal (A/D-Wandlung), Speicherung und Filterung dieser nötig. Über eine geeignete Software Oberfläche (vergleiche Abbildung 3-35) können anschließend Messwerte graphisch auf einem Computer dargestellt werden. Die Messwerte und Stellgrößen in Abbildung 3-35 stellen einen stabilen, stationären Betriebspunkt der mobilen Versuchsanlage dar. Für die Aufgabe der Messdatenerfassung und Speicherung wurde die modular aufgebaute Miniatur-Messplattform „VifDAQ“ verwendet (Tabelle 3-24). Sie zeichnete sich durch ihren Bauraum von nur 71x66x55 mm aus. Mit dem Funktionsumfang von 14 analogen Eingängen und 4 analogen Ausgängen sind kommerziell etablierte Messsysteme um ein Vielfaches größer. Der beschränkte Platz in den möglichst klein gewählten Elektronikschaltkästen forderte eine platzsparende Lösung wie diese. Die Beschaltung der Ein- bzw. Ausgänge ist in Abbildung 3-38 und die Zuordnung zu den jeweiligen Messgrößen in Tabelle 3-23 zu finden. Die Messstellen sind nach folgender Nomenklatur (in englischer Sprache) bezeichnet:

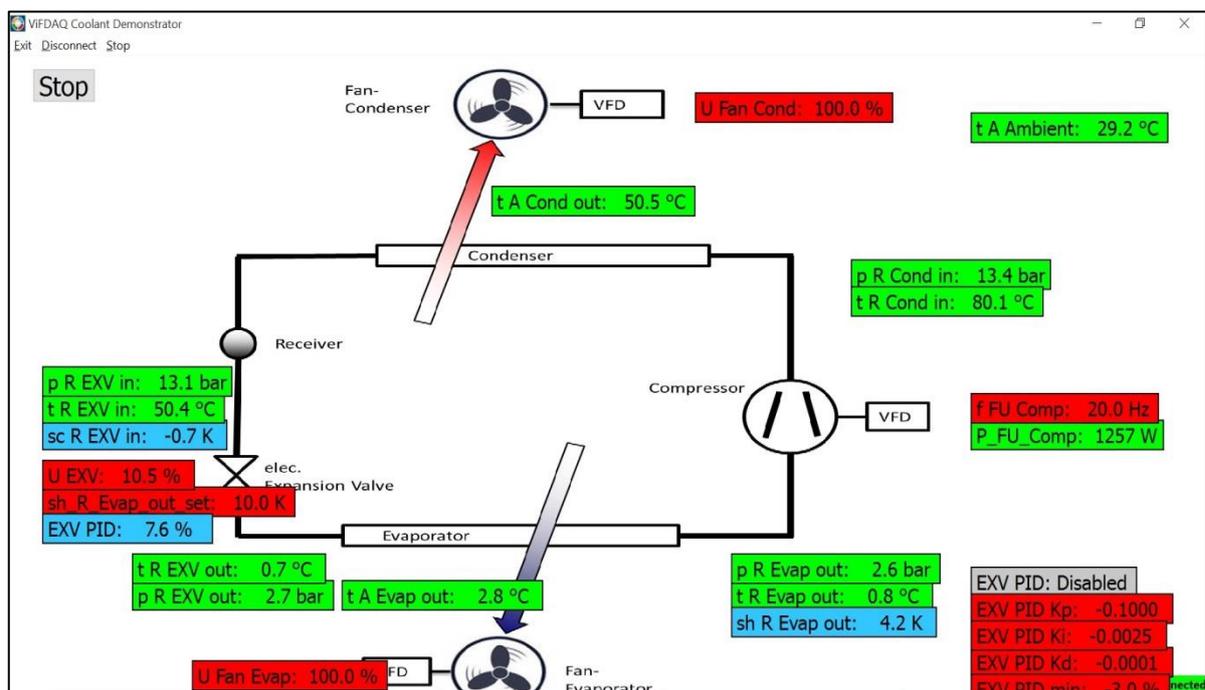
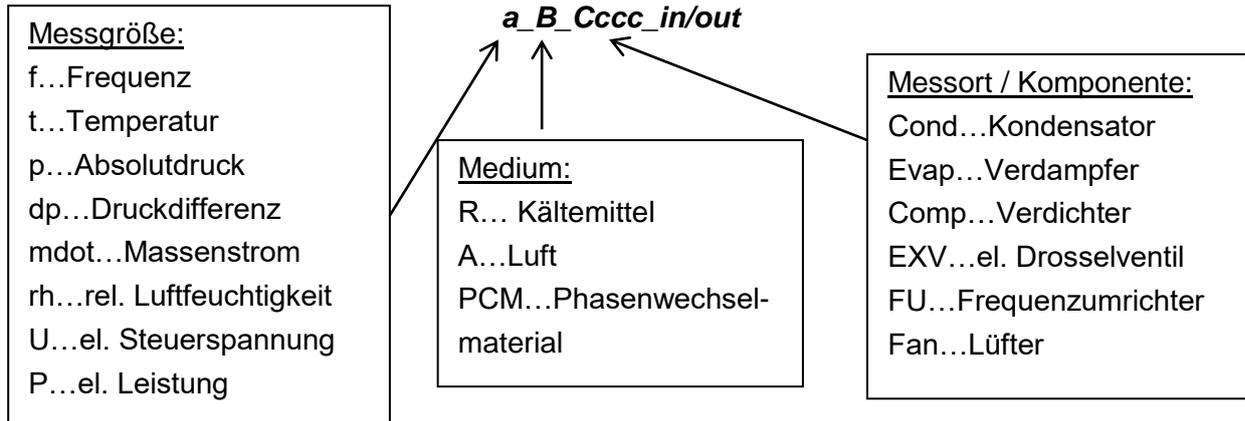


Abbildung 3-35: Software-Oberfläche (GUI) zum Betrieb der mobilen Versuchsanlage; grüne Felder= Messgrößen, blaue Felder=berechnete Größen, rote Felder=veränderbare Stellgrößen

Ein Kältekreis, wie jener der mobilen Versuchsanlage, beinhaltet neben Eingangsmessgrößen (engl. analog input AI) auch diverse Stellgrößen (engl.: analog output AO). Die Stellgrößen sind hier die prozentuale Öffnung des EXV, die Stromfrequenz für den Verdichter und die prozentuale Speisespannung der Lüfter für Kondensator und Verdampfer. Letztere werden in der Software-Oberfläche (GUI: graphical user interface) vom Benutzer vorgegeben, vom Messsystem „VifDAQ“ in ein analoges Stromsignal umgewandelt und an das jeweilige Steuergerät geleitet. Die Ausgangsgröße für die Öffnung des EXV wird von einem auf der „VifDAQ“ rechnenden PID-Regler gesetzt. In der in Abbildung 3-36 schematisch dargestellten Regelstrecke entspricht w der Führungsgröße, welche vom Benutzer durch die gewünschte Überhitzung nach dem Verdampfer gesetzt wird. Mit x wird die Regelgröße benannt, welche der tatsächlichen Überhitzung entspricht. Zur Bestimmung der Überhitzung wird der Absolutdrucksensor ($p_{R_Evap_out}$) und der Temperatursensor ($t_{R_Evap_out}$) in der

Kältemittelleitung am Ausgang des Verdampfers herangezogen. Die für die Berechnung benötigte Verdampfungstemperatur ($t_{s_R_Evap_out}$) wird durch das Polynom in Gl. 3-6 abgeschätzt. Die Koeffizienten für dieses Polynom sind in Tabelle 3-22 gelistet. Das aus unbekannter Quelle stammende Polynom wurde in Tabelle 8-1 mit den Stoffdaten von Bell 2016 abgeglichen. Mit e ist in Abbildung 3-36 die Abweichung bezeichnet, welche sich aus Differenz von Führungsgröße und Regelgröße ergibt. Anhand dieser errechnet der PID-Regelalgorithmus die Stellgröße y , welche in diesem Fall einem 4 bis 20 mA Steuersignal entspricht. Dieses Steuersignal wird von der VifDAQ an das EXV-Steuermodul geleitet.

$$t_{s_R_Evap_out} = A * p^6 + B * p^5 + C * p^4 + D * p^3 + E * p^2 + F * p + G \quad \text{Gl. 3-6}$$

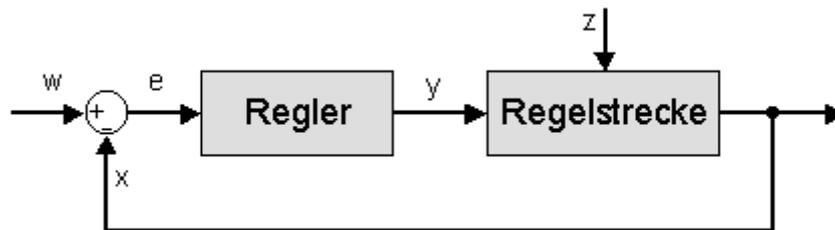


Abbildung 3-36: Allgemeine Regelstrecke (Waste 2014)

Tabelle 3-22: Koeffizienten für das Polynom in Gl. 3-6 (Anon.)

Koeffizient	Einheit	Wert
A	°C/bar ⁶	-0,0000002767493840066800
B	°C/bar ⁵	0,0000396167532442093000
C	°C/bar ⁴	-0,0022928272922462800000
D	°C/bar ³	0,0693864983669275000000
E	°C/bar ²	-1,2104951389512200000000
F	°C/bar	14,3968262265166000000000
G	°C	-33,5345449471666000000000

Tabelle 3-23: Anschlussbelegung für die VifDAQ und Skalierungsfaktoren

Kabel	Anschluss	Variable	IN/OUT	Berechnung
Kabel 1	FU IN	P_FU_Comp	in	4mA=0W 20mA=4130Watt
t_1	PT100_1	t_R_Evap_out	in	PT100
t_2	PT100_2	t_R_Cond_in	in	PT100
t_3	PT100_3	t_R_EXV_in	in	PT100
t_4	PT100_4	t_R_EXV_out	in	PT100
t_5	PT100_5	t_A_Ambient	in	PT100
t_6	PT100_6	t_A_Evap_out	in	PT100
t_7	PT100_7	t_A_Cond_out	in	PT100
Kabel 1	A out 4	f_FU_Comp	out	4mA=0Hz 20mA=50Hz
orange	A out 3	EXV	out	4mA=0% 20mA=100% (Öffnung)
Kabel 3	A out 1	U_Fan_Evap	out	0V=0% 6V=100%
Kabel 3	A out 2	U_Fan_Cond	out	0V=0% 6V=100%
p_1	I IN 1	p_R_Evap_out	in	4mA=0bar 20mA=30bar
p_2	I IN 2	p_R_Cond_in	in	4mA=0bar 20mA=30bar
p_3	I IN 3	p_R_EXV_in	in	4mA=0bar 20mA=30bar
p_4	I IN 4	p_R_EXV_out	in	4mA=0bar 20mA=30bar

Die 16 analogen Eingänge werden vom internen A/D-Wandler mit einer Auflösung von 18 Bit umgesetzt. Die Spannungsmessung an den Eingängen erfolgt differenziell. Somit können auch Spannungsdifferenzen gemessen werden, welche abseits des Spannungspotentials der Messdatenerfassung liegen. Wird ein Sensortransmitter von einer anderen Spannungsquelle gespeist als die Messdatenerfassung, können solche Potentialunterschiede auftreten. Bei der mobilen Anlage war dies der Fall in Bezug auf den FU. Dessen Steuersignale liegen nicht zwingend auf demselben Potential. Der FU besitzt intern eine eigene Gleichspannungsquelle, welche unabhängig vom Siemens Gleichspannungsnetzteil ist, welches die VifDAQ speist.

Die hohe Abtastrate von 2,5 kHz an den Eingängen wird für einen Kältekreislauf nicht benötigt. Die rauschenden Signale werden später in der Software durch einen Tiefpassfilter geglättet, um sie besser darstellbar zu machen. Für die Widerstandsermittlung der Pt100 Sensorelemente, wird das Sensorelement mit einem μA -Konstantstrom gespeist. Diese geringe Speisestromstärke (üblich ist 1 mA) erhöht die Genauigkeit in Bezug auf Eigenerwärmung des Elements. Die vier Ausgänge arbeiten mit einer Auflösung von 12 Bit und können sowohl Konstantstrom 0 bis 25 mA als auch Konstantspannung 0 bis 10 VDC bereitstellen. Die Anbindung an einen Laptop für die Visualisierung der Messdaten und die Parametrierung der Regelung, erfolgt standardmäßig über ein USB-Kabel. Eine Speicherung von Messdaten auf einer SD-Speicherkarte direkt an der VifDAQ ist möglich. Für das Auslesen dieser Messdaten ist jedoch eine gesonderte Software namens „DAQ-Manager“ nötig.

Tabelle 3-24: Verwendetes Messdatenerfassungsmodul „VifDAQ“

Komponente	Hersteller	Teilenr.	Eingänge	Ausgänge	Versorgung
Messdatenerfassung	VIRTUAL VEHICLE	VifDAQ	16 AI	4 AO	24 VDC



Abbildung 3-37: Modular aufgebaute Miniatur-Messplattform "VifDAQ" (ViF 2017)

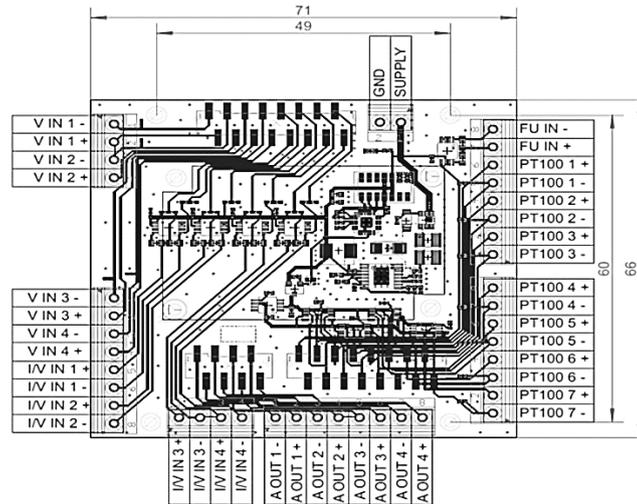


Abbildung 3-38: Anschlüsse der VifDAQ-Platine (ViF 2017)

3.16 Gesamtkonstruktion

Die gesamte mobile Anlage wurde im CAD-Programm CATIA V5 konstruiert (Abbildung 3-39 und Abbildung 3-40). Die knappen Platzverhältnisse konnten so ausgezeichnet genutzt und schon im Voraus etwaige Montageschwierigkeiten erkannt und ausgeräumt werden. Zudem war ein akkurates Modell der Anlage nötig, um (wie in Kapitel 3.1 erwähnt) zukünftig – unabhängig von dieser Masterarbeit– die Visualisierung mit der „Augmented Reality“-Brille zu ermöglichen. Um den Entwicklern früh ein realitätsnahes Bild der Anlage zu verschaffen, wurde auch ein graphisches Rendering mit dem CAD-Programm gemacht (siehe Abbildung 8-1 im Anhang). Die Gesamtmasse der Anlage beträgt 75,3 kg (ohne Kältemittel). Die Gewichtsverteilung ist, bedingt durch den großen Verdichter, eher einseitig. Die mobile Anlage ist in Abbildung 3-41 und Abbildung 3-42 dargestellt und die Komponenten nummeriert. Die Nummerierung wird mittels Tabelle 3-25 erläutert.

3 Auslegung mobile Versuchsanlage

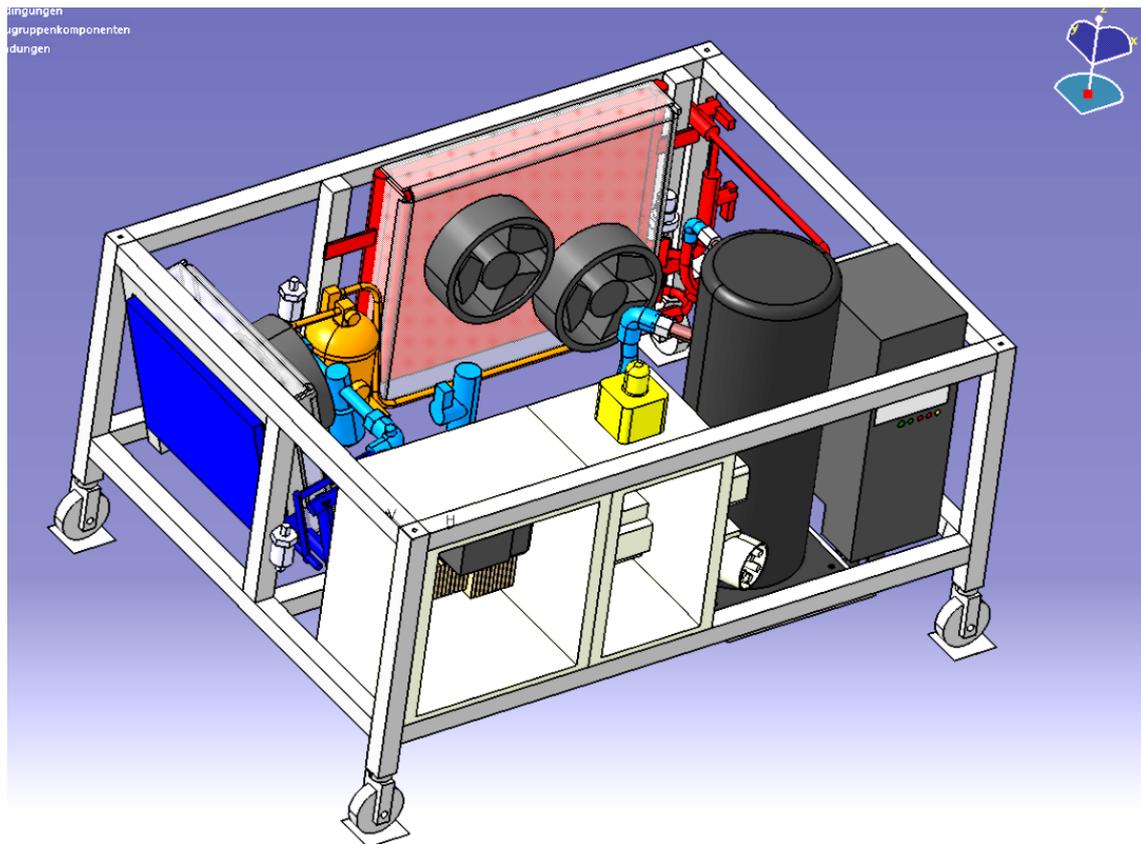


Abbildung 3-39: CAD Modell der Anlage im Programm CATIA V5 (Ansicht von vorne-links)

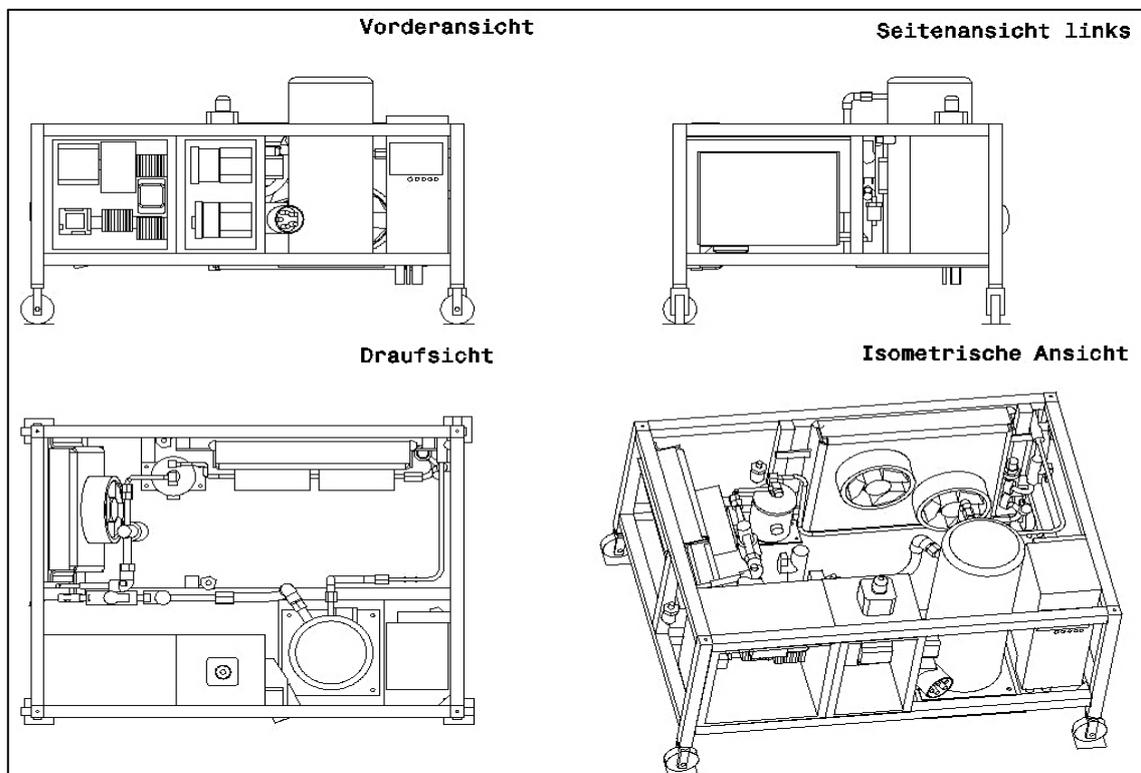


Abbildung 3-40: Zeichnungsansichten der mobilen Versuchsanlage

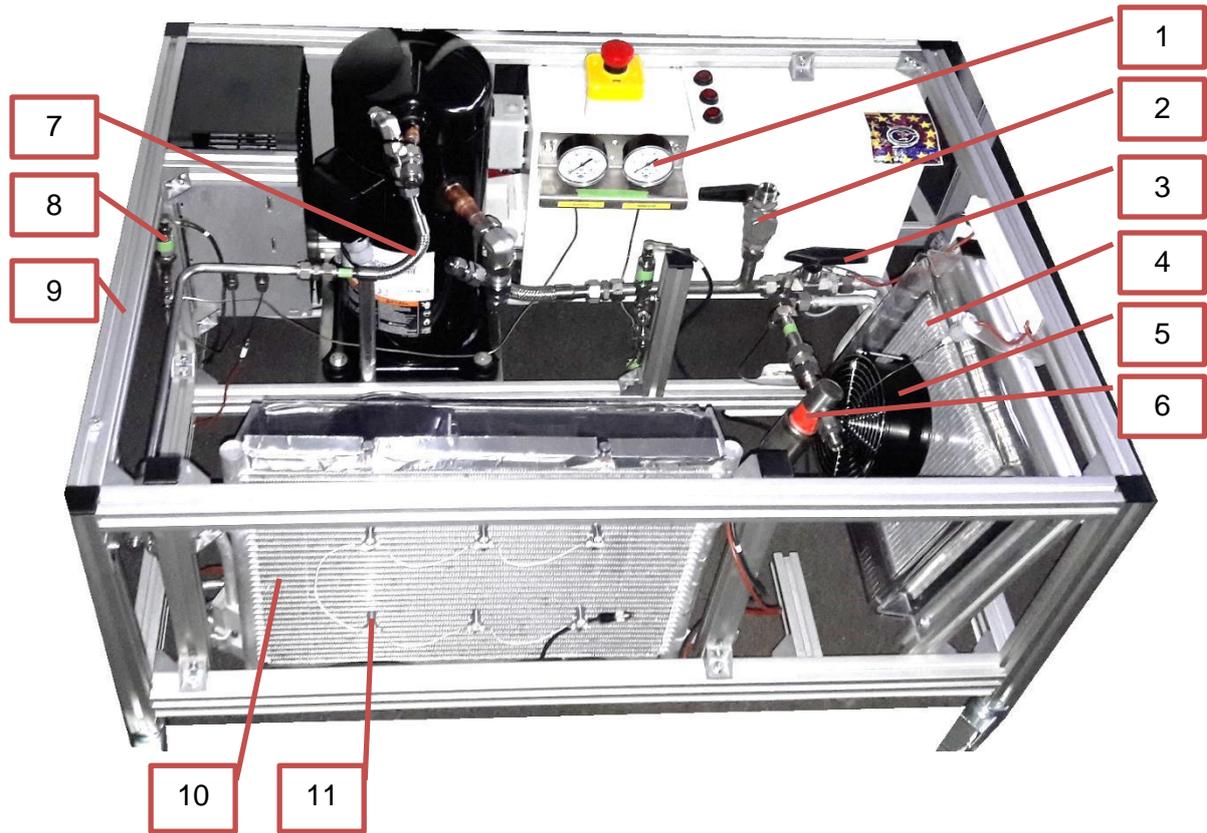


Abbildung 3-41: Rückansicht der mobilen Versuchsanlage

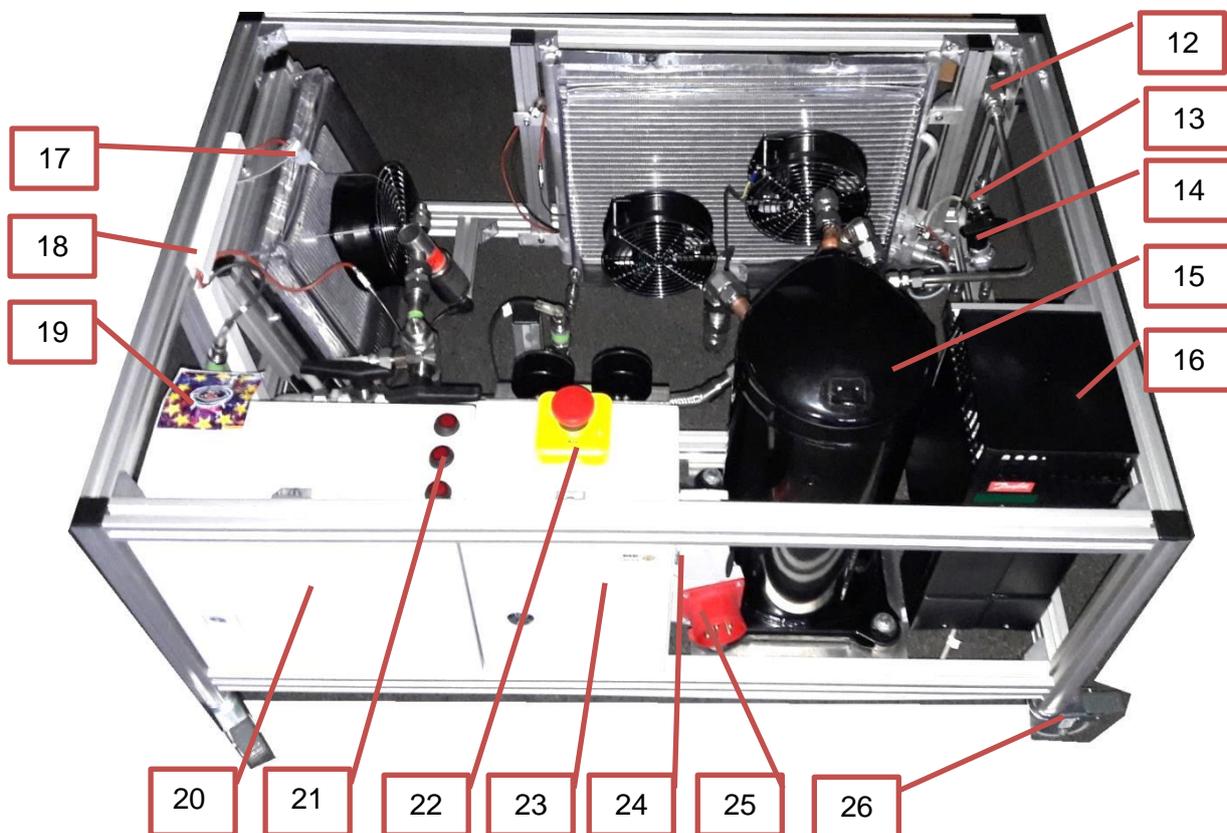


Abbildung 3-42: Vorderansicht der mobilen Versuchsanlage

Tabelle 3-25: Komponenten der in Abbildung 3-41 und Abbildung 3-42 vermerkten Nummerierungen

Nr.	Komponente	Nr.	Komponente
1	Niederdruck Manometer	14	HD-Sicherheitsschalter
2	Absperrventil, externer ND-Anschluss	15	Verdichter
3	Absperrventil, ND-Teil der Anlage	16	Frequenzumrichter
4	Verdampfer samt Acrylglasabdeckung	17	Luft Eintrittstemperatursensor (Verdampfer)
5	Lüfter für Verdampfer	18	Kabelkanäle
6	EXV	19	Positionsmarkierung für Visualisierungsbrille
7	HD-Ringwellenschlauch nach Verdichter	20	Schaltkasten mit Messdatenerfassung und Steuergeräten
8	Drucksensor nach Verdichter	21	Schalter für Lüfterfreigabe, Verdichterfreigabe
9	Gestell	22	Notaus-Schalter
10	Kondensator	23	Schaltkasten mit Absicherungen und Relais
11	VifProp (Miniatur-Prandtlrohr)	24	230 VAC Euro-Steckdose
12	Absperrventil, externer HD-Anschluss	25	400 VAC Dreiphasen CEE Wandstecker (Versorgung)
13	Absperrventil; HD-Teil der Anlage	26	Lenkrolle

3.17 Inbetriebnahme der mobilen Anlage

Bei einem Kältekreislauf mit vielen lösbaren Verbindungen ist vor der Inbetriebnahme die Gasdichtheit zu prüfen. Das Austreten von Kältemittel soll auf Grund von wirtschaftlichen Beweggründen und Umweltschutzmaßnahmen tunlichst vermieden werden. Diese Kontrolle wurde mit einem günstigen, unbedenklichen Prüfgas, hier Stickstoff, vorgenommen. Der Kreislauf wurde dazu mit Stickstoff aus einer Gasflasche mit 25 bar unter Druck gesetzt. Nun wurden alle kritischen Verbindungen, ob Schraub-, Löt- oder Schweißverbindung, mit einem Leckagesuchspray benetzt. Diese Leckagesuchflüssigkeit, ähnlich einer Seifenlauge, produziert an der benetzten Oberfläche Bläschen, sollte an einer Stelle Prüfgas austreten. Bei sorgfältiger Prüfung können so auch kleinste Leckagen aufgespürt werden.

Als nächstes musste der Kreislauf evakuiert werden, um die Umgebungsluft bzw. das Prüfgas aus den Leitungen und Komponenten zu entziehen. Luft als nicht kondensierbares Gas in diesem Kreisprozess, verschlechtert die Effizienz der Anlage drastisch. Ein weiterer Effekt des Evakuierens ist, dass eventuell verbleibendes Wasser bei dem niedrigen Druck verdampft und

aus dem Kreislauf entzogen wird. Wasser im Kreislauf beeinflusst auch die Effizienz negativ und es kann mit dem Kältemittel, dem Schmieröl oder den metallischen Komponenten reagieren. Dies könnte auch ungewollte Effekte, wie das interne Vereisen des Expansionsventiles nach sich ziehen. Der Hersteller Copeland des verwendeten Scrollverdichters schreibt ein Evakuieren bis auf 0,3 mbar vor. Bei viel Feuchtigkeit in der Anlage ist unter Umständen ein Zwischenspülen mit trockenem Stickstoff sinnvoll. Ein beispielhafter Druckverlauf während des Evakuiervorganges ist in Abbildung 3-43 dargestellt. Dabei wurde hier nach 4 Minuten die Vakuumpumpe ausgeschaltet und der Druckverlauf beobachtet. Dieser gibt Aufschluss über Dichtheit oder Restfeuchtigkeit im System.

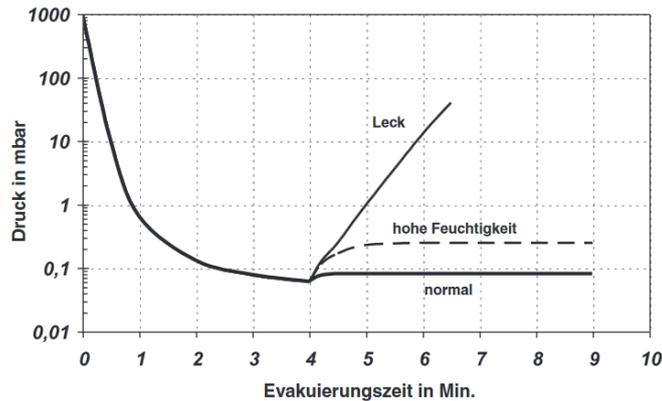


Abbildung 3-43: Druckverlauf beim Evakuieren einer Anlage und mögliche Abweichungen (Danfoss 2012)

Das Evakuieren erfolgte mit dem PKW-Klimaservicegerät Texa 710R (Abbildung 3-44), welches über Schnellkupplungen angeschlossen wurde. Dieses Gerät verfügt neben der Funktion der Kältemittelbefüllung, auch über die Funktionen Evakuieren, Dichtheitsprüfung und Absaugen von Kältemittel. Nach erfolgreicher Dichtheitsprüfung wurde die entsprechende Menge Kältemittel in den Kreislauf eingebracht. Das Einbringen in die Hochdruckleitung bietet sich allgemein an, um beim Start der Anlage das Ansaugen von flüssigem Kältemittel in den Verdichter zu vermeiden. Die Kältemittelmenge wurde (siehe Kapitel 3.9) mit 545 g abgeschätzt.

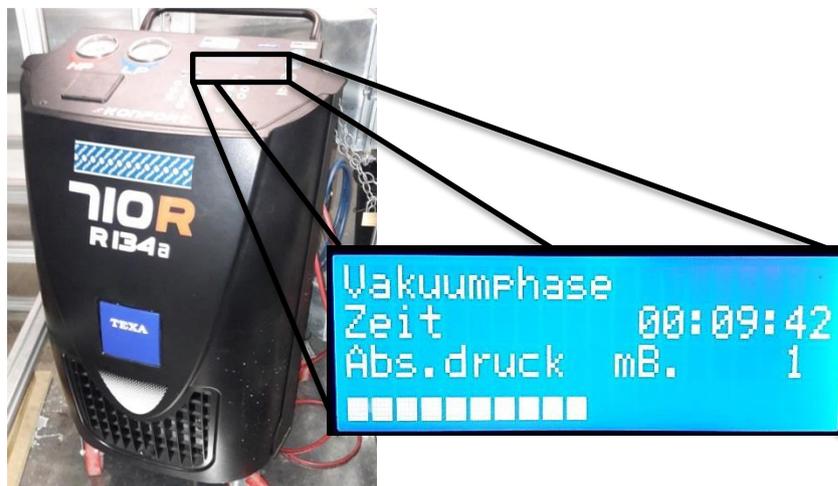


Abbildung 3-44: PKW Klimaservicegerät für R134a Anlagen während der Evakuierphase

4 PCM-SPEICHERVERDAMPFER

In Kapitel 3.4 wurde bereits erwähnt, welcher Verdampfer in der mobilen Versuchsanlage verbaut wurde. In den folgenden Abschnitten wird allgemein auf Verdampfer mit integriertem Speichermedium eingegangen. Auf den inneren Aufbau des verwendeten Verdampfers wird etwas genauer eingegangen und allgemein auf Speichermaterialien. Zusätzlich zu dem theoretischen Teil in diesem Kapitel, wird der verbaute Speicherverdampfer von Behr-Hella am Prüfstand vermessen. Die Ergebnisse dazu sind in Kapitel 5 anzufinden.

4.1 Thermische Speicherfähigkeit gewöhnlicher Verdampfer

Das sensible Speichervermögen eines konventionellen PKW-Verdampfers wird z.B. in einem SAE-Paper (Delphi 2014) mit 30 kJ angegeben. Der Behr-Hella Verdampfer verfügt über ein Gesamtgewicht von 2,2 kg und ist in Aluminium ausgeführt. Rechnet man die eingefüllte PCM-Masse $m_{PCM} = 0,167 \text{ kg}$ und die angeflanschte Verrohrung weg, kommt eine thermisch verwendbare Aluminiummasse $m_{Alu} = 2 \text{ kg}$ zum Tragen. Diese 2,0 kg Aluminium ($c_{p,Alu} = 883 \text{ J/kg/K}$ (Rau 2004)) und eine Temperaturerhöhung im Stillstand des Verdichters von 4 °C auf 15 °C ergibt 19,4 kJ sensible Wärmemenge im Aluminium (nach Gl. 4-1). Die im Moment des Abschaltens kleine verbleibende Kältemittelmenge in trockenen Verdampfern wurde hier noch nicht mitberücksichtigt. Sie wird im Abschnitt 5.8.3 noch genauer beziffert.

$$Q_{Alu} = c_{p,Alu} * \Delta T * m_{Alu} = 883 \text{ J/kg/K} * 11 \text{ K} * 2 \text{ kg} = 19,4 \text{ kJ} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Es wurde in Vergangenheit bereits angedacht, Verdampfer im Betrieb bewusst vereisen zu lassen, um damit Energie zu speichern. Durch Verdampfungstemperaturen unter 0 °C gefriert das ausfallende Kondensat an der Oberfläche. In Zeiten wenn der Motor abgeschaltet ist und der Verdichter nicht läuft (Start-Stopp-Betrieb oder Idle-stop-Betrieb genannt), besteht die Möglichkeit, die Luft durch das infolge abtauende Eis abzukühlen. Die Wassermenge, die in der Luft vorhanden ist und die für die Vereisung des Verdampfers notwendig ist, hängt von den klimatischen Umgebungsbedingungen ab. So kann es vorkommen, dass bei geringer Luftfeuchtigkeit nicht genügend Kondenswasser für die Vereisung zur Verfügung steht. Des Weiteren ist zur Vereisung des Verdampfers in der Regel ein relativ großer Zeitraum notwendig. Somit kann eine solche Klimaanlage erst nach einer relativ langen Fahrzeit im Start-Stopp-Betrieb arbeiten. Ein zusätzliches Problem ergibt sich in der Regel durch ungleichmäßige Vereisung des Verdampfers. Die Vereisung des Speicherverdampfers während dessen Vermessung ist in Abbildung 4-1 zu sehen. Dieser weist vereiste als auch nicht vereiste Bereiche auf. Die dort zu sehende örtlich scharfe Abgrenzung dürfte auf eine ungleiche Verteilung des Kältemittelmassenstromes hinweisen. Eine Inhomogenität der Luftzuströmung kann auch ein Grund für eine ungleichmäßige Vereisung sein. Des Weiteren kann die Vereisung so stark sein, dass die Luft durch den Verdampfer nicht oder nur mit hohem Druckverlust strömen kann. In jedem Fall erzeugt die Eisschicht einen luftseitigen Druckverlust, was zu einer erhöhten Gebläseleistung führt. Vereisen große Wassertropfen innerhalb der Lamellen des Verdampfers, können diese durch die Volumenausdehnung beim Phasenübergang zu Eis, verformt werden.

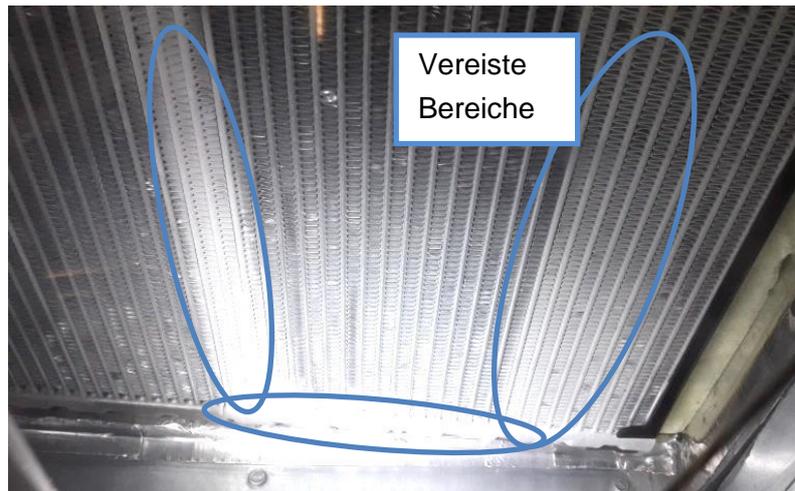


Abbildung 4-1: Vereiste Bereiche beim vermessenen Verdampfer von Behr-Hella (Sicht auf Lufteintrittsfläche)

4.2 PCM-Speicherverdampfer

Um die im Automobilsektor zur Verbrauchersparung eingesetzten Start-Stopp-Technologie (Fahrzeuge werden als sogenannte Mild-Hybride bezeichnet) mit dem gewohnten Komfort einer zeitlich ununterbrochenen Klimatisierung auszustatten, kommen Verdampfer mit Wärmespeicherung zum Einsatz. Ziel ist es, eine durchschnittliche Stillstandszeit von 60 s zu überbrücken, ohne dass sich die Lufttemperatur durch den Verdampfer über eine Komfortgrenze von ungefähr 11 °C erwärmt. Die Temperaturgrenze von 15 °C, als die Grenze für das Entstehen des typischen Geruches des feucht-warmen Verdampfers, sollte auf jeden Fall verhindert werden. Ein Vergleich von zeitlichen Lufttemperaturverläufen am Verdampferaustritt kann Abbildung 4-2 entnommen werden. Diese PCM-Speicherverdampfer (PCM: engl.: phase change material) sind mit einem PCM-Reservoir versehen, in welchem sich eine meist wachsartige Substanz (Paraffinbasis) befindet, die sich in diesem Fall bei etwa 7 °C verfestigt. Die latente Schmelzwärme kann während des Stillstandes von Motor- bzw. Kältemittelverdichter genutzt werden, um dem vorbeistreichenden Luftstrom Wärme zu entziehen (Bräss 2011).

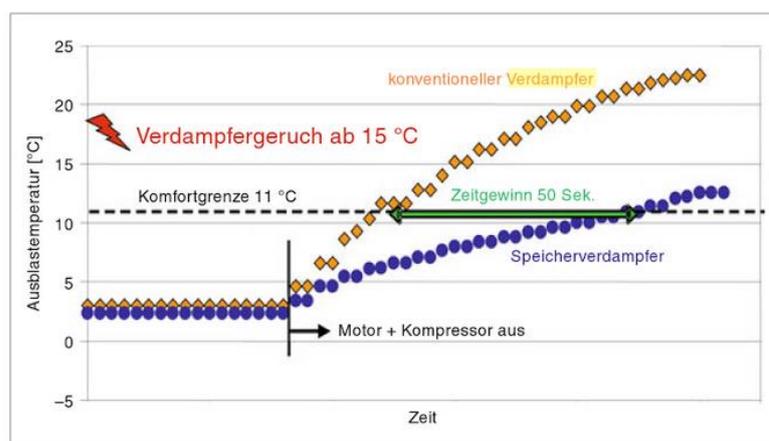


Abbildung 4-2: Vergleich eines PCM-Verdampfers zu einem konventionellem (Bräss 2011)

Hierbei macht man sich den Effekt zu Nutze, dass unter Ausnutzung der Phasenwechselenthalpie des verwendeten Stoffes Wärme in einem Material gespeichert und wieder abgegeben werden kann, ohne dass dieser Vorgang zu einer wesentlichen Temperaturänderung des Materials führt. Dieser als Latentwärmespeicherung bezeichnete Vorgang ist in Abbildung 4-3 dargestellt. Hier wurde die gespeicherte Energie über der Temperatur dargestellt. Einmal nur für eine sensible Wärmespeicherung und einmal mit zusätzlichem latenten Anteil.

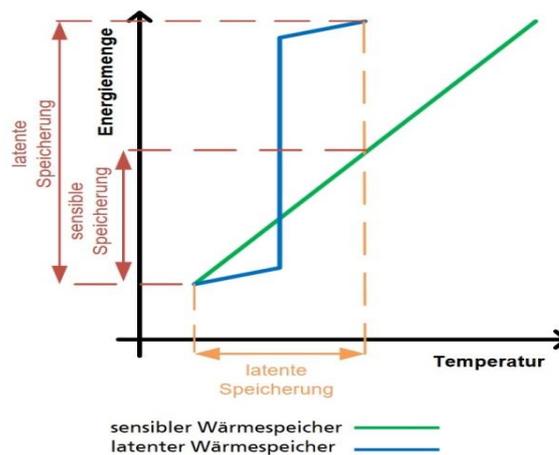


Abbildung 4-3: Vorteil der latenten Wärmespeicherung (Zeidler 2014)

Gemäß einem der Literatur entnommenen Rechenbeispiel (Delphi 2014) wird ausgehend von einer Verdampfungstemperatur im Verdampfer auf die Luftenblastemperatur im Innenraum gerechnet. So ergibt sich bei 7 °C Verdampfungstemperatur des Kältemittels eine kältemittelseitige Wandtemperatur von 8 °C am Verdampfer. Durch den schlechten Wärmeübergang auf Luft, ergibt sich im Mittel eine Temperatur von 12 °C der austretenden Luft, welche sich in den Verteilungskanälen des Fahrzeuges nochmals um rund 3 K erwärmt und mit 15 °C in den Innenraum einströmt. Diese 15 °C sind, wie bereits zuvor erwähnt, die Grenze für einen gewissen Komfortanspruch im Innenraum. Die Luftentrittsbedingungen in den Verdampfer wurden bei dieser Abschätzung mit 27 °C und 35 % r. F. angenommen (Delphi 2014). Um nun eine ähnliche Kühlleistung im Start-Stopp-Betrieb zu gewährleisten, soll der Phasenwechsel eines Speichermaterials also bei 7 °C oder darunter liegen. Hier kommt der gesamte Wärmedurchgang von PCM bis zur vorbeistreichenden Luft noch als bestimmender Einflussfaktor dazu. Je schlechter der Wärmeübergang vom PCM an das umgrenzende Aluminium ist, bzw. je schlechter sich die Wärmeleitung innerhalb des PCM darstellt, desto niedriger soll die Phasenwechseltemperatur liegen. Eine Auswahl von PCM-Materialien ist in Abbildung 4-4 zu sehen, wobei der für die Fahrzeugklimatisierung relevante Bereich in rot markiert ist. Die relevanten Materialien sind in Tabelle 4-1 zusammen mit ihren Eigenschaften aufgelistet.

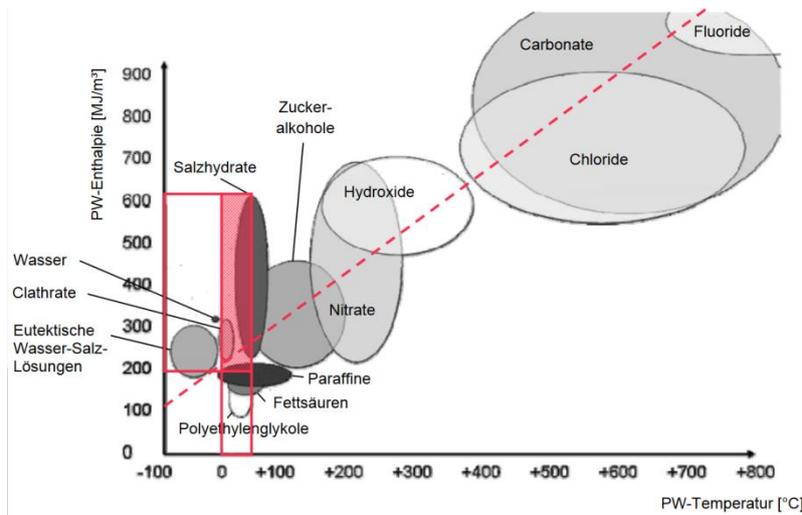


Abbildung 4-4: Spezifische Speicherfähigkeit von PCM-Materialgruppen (Lemke 2011)

Bisher werden Paraffine in der mobilen Klimatisierung bevorzugt, da sie für einen gewünschten Temperaturbereich hergestellt werden können und auch noch nach vielen Zyklen chemisch stabil sind. Da es sich nicht um ein kristallines Medium handelt, gibt es keinen genauen Schmelzpunkt, vielmehr einen Schmelztemperaturbereich. Diese sind verträglich mit den Materialien im Verdampfer (überwiegend Aluminium) und gut recyclebar. Wasser eignet sich auf Grund seines tiefen, nicht verschiebbaren Gefrierpunktes von 0 °C nur beschränkt für diesen Einsatz. Einerseits wirken sich tiefe Verdampfungstemperaturen (<0 °C) negativ auf die Leistungszahl des Kältekreislaufes aus, andererseits kommt es auch zum Einfrieren des Kondenswassers auf der Luftseite des Verdampfers. Dies ist wegen der oben genannten Gründe eher unerwünscht. Auch führt die Volumenänderung von flüssigem Wasser zu Eis zu einem Problem mit der Einhausung von Wasser als Speichermedium. Die Salzhydrate wiederum sind anfällig für chemische Zersetzung, neigen zur Keimbildung und Unterkühlung. Die Unterkühlung ist ein unerwünschter Effekt mancher Materialien während des Erstarrungsvorganges. Hierbei lässt sich die Substanz unter ihre eigentliche Erstarrungstemperatur abkühlen, ohne einen Phasenwechsel zu vollziehen. Dieser erfolgt danach verspätet, wobei die Temperatur dann wieder auf die Erstarrungstemperatur ansteigt (siehe Abbildung 4-5). Ähnlich wie Wasser neigen Salzhydrate zu einer signifikanten Volumenänderung beim Phasenwechsel und können mitunter sehr korrosiv auf die Verdampfermaterialien wirken (Delphi 2014).

Tabelle 4-1: Eigenschaften von Phasenwechselmaterialien (Lemke 2011)

Materialklasse	Vorteile	Nachteile
Salzhydrate	hohe volumetrische Energiedichte, preisgünstig	Unterkühlung, Segregation, korrosiv gegenüber Metallen
Clathrate	hohe volumetrische Energiedichte	Unterkühlung, nicht stabil unter Atmosphärendruck
Paraffine	keine/geringe Unterkühlung, chem. stabil, preisgünstig	geringe volumetrische Energiedichte
Wasser	hohe volumetrische Energiedichte, preisgünstig	Phasenwechseltemperatur nicht anpassbar

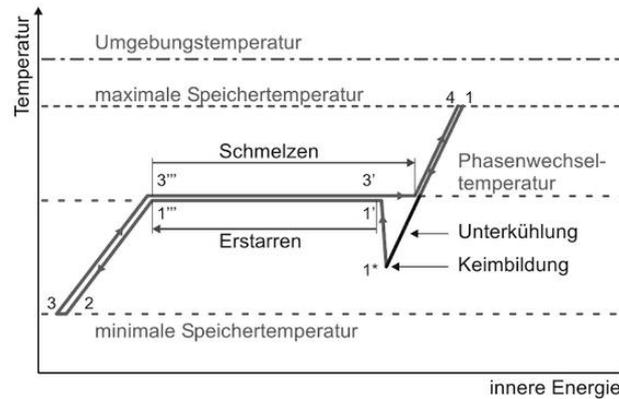


Abbildung 4-5: Keimbildung und Unterkühlung bei PCM-Materialien (Urbaneck 2012)

4.3 Ausführungen von PCM-Speicherverdampfern

Als gewünschte Speicherfähigkeit (Energie) für einen PCM-Speicherverdampfer werden 45 s zu 2 kW Kälteleistung (Valeo 2006) oder 90 s mit 1,1 kW Kälteleistung (Delphi 2014) veranschlagt. Beide Abschätzungen kommen auf rund 100 kJ an gespeicherter Energie, wobei die thermische Masse des Verdampfers davon 20 bis 30 kJ ausmacht (siehe auch 4.1). Die bisher verwendeten paraffinbasierten PCM-Materialien weisen eine spezifische Phasenwechselenthalpie von rund 200 kJ/L (250 kJ/kg) auf, womit sich die benötigte Menge eben jenes Materials auf 350 bis 400 ml (0,28 bis 0,32 kg) abschätzen lässt. Diese Abschätzung berücksichtigt jedoch nicht die Kühlwirkung, welche beim Verdunsten des am Verdampfer angelagerten Kondenswassers entsteht oder im Verdampfer verbleibendes Kältemittel.

Für das konstruktive Unterbringen eines Speichermaterials im beschränkten Bauraum, welcher für einen Verdampfer im Automotivbereich zur Verfügung steht, bedarf es spezieller Lösungen. Der Wärmeübergang vom PCM-Material auf die Wandung stellt sich als wesentliches Kriterium für die Leistungsfähigkeit des Systems dar. Der von Delphi Automotiv entwickelte Speicherverdampfer (Abbildung 4-6) besitzt eine kompakte, außerhalb des Luftstroms befindliche Kammer mit PCM. Dazu wurden im oberen Bereich keine Luftlamellen zwischen die Kältemittelrohre gepackt. Stattdessen wurde eine Kammer mit PCM-Füllung integriert. Während des Betriebes des Verdichters wird Wärme aus dem PCM über extrem dünne Wärmeleitbleche an das Kältemittelrohr geleitet. Das PCM wird entladen und erstarrt zunehmend. Im Start-Stopp-Betrieb bedient sich dieses System eines Thermosyphoneffektes des in den Kältemittelrohren verbleibenden Kältemittels. Das verbleibende Kältemittel kühlt sich im oberen Bereich in der PCM-Kammer ab und sinkt durch Gravitation in den Rohren nach unten. Durch den Wärmeeintrag der Luft im unteren Bereich, steigt das Kältemittel wieder nach oben (Delphi 2014). Der Ablauf ist in der Abbildung 4-6 schematisch dargestellt

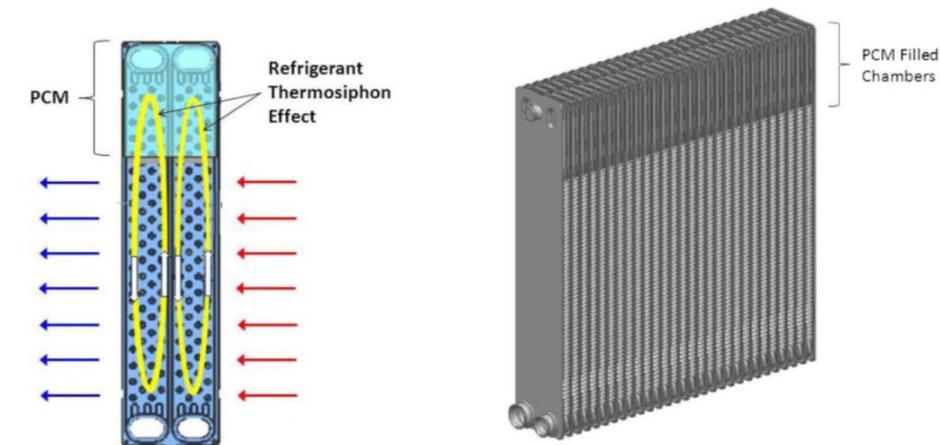


Abbildung 4-6: Ausführung eines PCM-Speicherverdampfers mit Thermosiphoneffekt von Delphi Automotive (Delphi 2014)

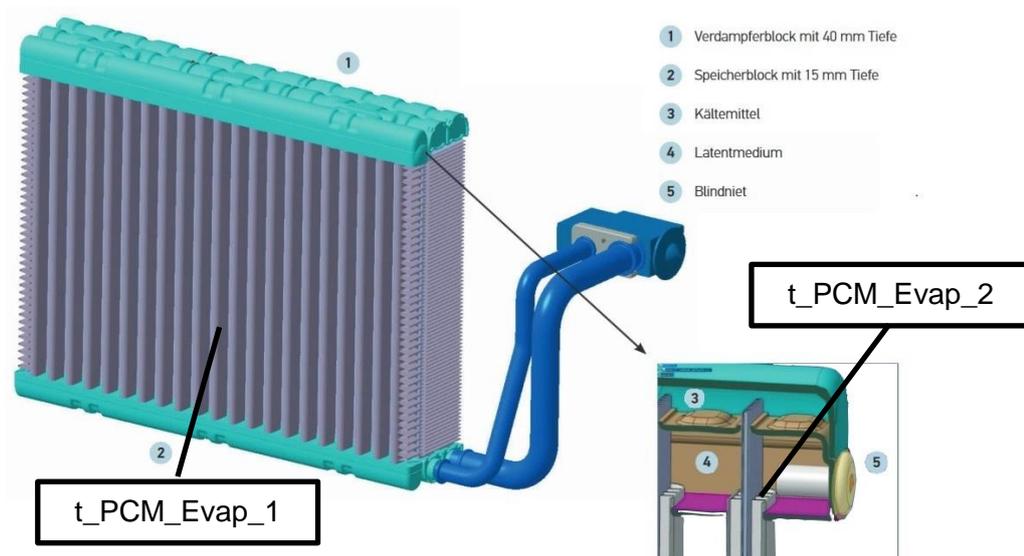


Abbildung 4-7: Ausführung des Behr-Hella PCM-Speicherverdampfers (Behr-Hella 2017) mit den am Prüfstand angebrachten Temperatursensoren $t_{PCM_Evap_1}$ & $t_{PCM_Evap_2}$

Der Speicherverdampfer von Behr-Hella weist eine andere Einbindung des PCM im Verdampfer auf. Es wurden viele kleinere PCM-Kammern direkt in der Luftströmung realisiert. In Abbildung 4-7 ist der Verdampfer zusammen mit einem Längsschnitt durch die PCM-Kammer dargestellt. Für die spätere Vermessung (Kapitel 5) wurden an den markierten Stellen Temperatursensoren angebracht. Die Basis des Behr-Hella Verdampfers bildet ein zweireihiger Verdampfer, welcher in Serie vom Kältemittel durchströmt wird. Die Kältemittelrohre sind als sogenannte MPE-Rohre (MPE: multi-port extrusion) ausgeführt, wie im Schnittbild in Abbildung 4-8 ersichtlich ist.

Für die Unterbringung des PCM wurde eine zusätzliche Verdampferreihe kältemittelseitig parallel geschaltet. Diese dritte Reihe von Verdampferrohren ist von einer mit PCM gefüllten Kammer umgeben. Der kältemittelseitige Druckverlust durch den Verdampfer wird durch diese

parallele Beschaltung geringfügig gesenkt. Luftseitig befindet sich diese dritte mit Lamellen versehene Verdampferrohrreihe in Serie. Der zusätzliche Wärmetauscherblock mit PCM wird von der Luft nach den ersten beiden Lamellenreihen durchströmt (Serienschaltung). Der Luftweg durch die Lamellenpakete verlängert sich, von 40 mm (Tiefe des standard-zweireihigen Verdampfers) auf 56,5 mm (Tiefe des ges. Speicherverdampfers), um 41 %. Die luftseitige Druckverlusthöhung durch die zusätzliche Lamellenreihe erhöht sich durch die serielle Durchströmung um einen ähnlichen Faktor. Die interne Beschaltung des Speicherverdampfers von Behr-Hella ist in Abbildung 4-9 zu sehen.

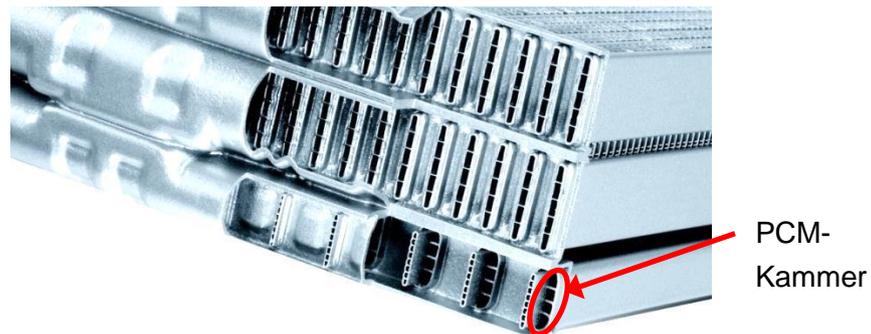


Abbildung 4-8: Schnittansicht des PCM-Speicherverdampfers von Behr-Hella (Ki-Portal 2013)

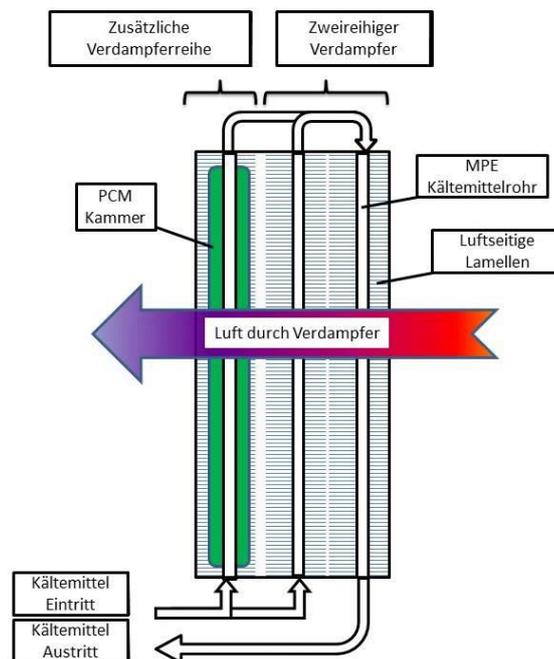


Abbildung 4-9: Interne Verschaltung des Speicherverdampfers von Behr-Hella

4.4 PCM Füllmenge Behr-Hella Verdampfer

Die Füllmenge des Phasenwechselmaterials (PCM) wurde durch Entleeren und Wägen ermittelt. Die geringe Zähigkeit der flüssigen Füllung ließ annehmen, dass die Entleerung beinahe vollständig gelungen war. Es konnte eine Masse von $m_{PCM} = 0,167 \text{ kg}$ gemessen werden. Wie schon in Kapitel 4.1 für das Aluminium ein Energieinhalt errechnet wurde, soll

dieser nun auch für die PCM-Füllung des Verdampfers ermittelt werden. Es waren keine gesicherten Angaben über die Zusammensetzung des PCM im Behr-Hella Verdampfer verfügbar. Aus dem Patent EP1657088A1 geht hervor, dass es sich vermutlich um Tetradecan aus der Paraffingruppe oder Decanol aus der Alkoholgruppe handelt. Es sind auch verwandte Substanzen wie Penta- oder Hexadecan oder Mischungen aus den Genannten möglich, da diese Paraffine in Alkoholen lösbar sind. Die thermischen Eigenschaften von Decanol und Tetradecan sind ähnlich (siehe Tabelle 4-2). Da Phasenwechselenergie $\Delta H_{Schmelz}$ und Wärmekapazität \bar{c}_p ähnliche Werte aufweisen, soll für die Abschätzung eine 50/50 Mischung aus Decanol und Tetradecan angenommen werden. Für die Wärmekapazität waren nur Werte für den flüssigen Zustand (bei 20 °C) verfügbar und werden demnach als Überschlagswerte für den gesamten betrachteten Temperaturbereich von 4 bis 15 °C Anwendung finden. In Gl. 4-2 und Gl. 4-3 wurden die sensiblen und latenten Wärmemengen des PCM getrennt berechnet und in Gl. 4-4 anschließend addiert. Die Ergebnisse für die einzelnen Energiemengen zu verschiedenen Temperaturbereichen finden sich in Tabelle 4-3. Für den im folgenden Kapitel 5, oft herangezogene Temperaturbereich von 4 bis 15 °C ergibt sich eine gesamte gespeicherte thermische Energiemenge von 62,1 kJ. Dies ist bedeutend weniger als für einen solchen Speicherverdampfer im vorherigen Kapitel angedacht wurde. Die Differenz zu den in diesem Abschnitt erwähnten 100 kJ, könnte durch Verdunstung von anhaftendem Kondenswasser aufgebracht werden. Dies setzt die Beaufschlagung des Verdampfers mit „trockner“ Luft aus dem Fahrzeuginnenraum voraus.

$$Q_{PCM,sensibel} = (\bar{c}_{p,PCM} * \Delta T) * m_{PCM} \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$Q_{PCM,latent} = (\Delta h_{Schmelz,PCM}) * m_{PCM} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$Q_{PCM,gesamt} = (\bar{c}_{p,PCM} * \Delta T + \Delta H_{Schmelz,PCM}) * m_{PCM} \quad \text{Gl. 4-4}$$

Tabelle 4-2: Stoffdaten für mögliche Speichermedien in einem Speicherverdampfer (Nist 2017)

Stoffeigenschaft	Tetradecan	Decanol	50/50 Mischung
Summenformel	C ₁₄ H ₃₀	C ₁₀ H ₂₂ O	-
Phasenwechselenergie	226,8 kJ/kg	233,7 kJ/kg	230,3 kJ/kg
Schmelzpunkt	6 °C	7 °C	-
Wärmekapazität (20 °C)	2,19 kJ/kg/K	2,35 kJ/kg/K	2,27 kJ/kg/K
Dichte (20 °C)	0,762 kg/L	0,8297 kg/L	-

Tabelle 4-3: Abgeschätzte Energiemengen im Speicherverdampfer für versch. Temperaturbereiche

Temperaturbereich	$Q_{PCM,sensibel}$	$Q_{PCM,latent}$	Q_{Atu}	$Q_{ges.}$
4 -15 °C	4,2 kJ	38,5 kJ	19,4 kJ	62,1 kJ
3 -11 °C	3,0 kJ	38,5 kJ	14,1 kJ	55,6 kJ
0 -20 °C	7,6 kJ	38,5 kJ	35,3 kJ	81,4 kJ

5 VERMESSUNG PCM-SPEICHERVERDAMPFER

5.1 Ziel der Messung

Das Verhalten eines Verdampfers mit integriertem Medium zur latenten Wärmespeicherung wurde untersucht. Da diese Art von Verdampfer in der Fahrzeugbranche zum Überbrücken von Verdichterstillstandszeiten zur Anwendung kommen, wurde bei der Messung speziell auf den Verlauf der Kühlleistung nach einem Verdichterstopp eingegangen. Es wurde die Leistungsfähigkeit eines solchen Systems überprüft und Rückschlüsse auf die gespeicherte Energiemenge gezogen. Die Einflüsse der Lufteintrittsparameter Temperatur, Massenstrom und Luftfeuchte wurden untersucht. Die Messdaten werden im Anschluss an diese Masterarbeit, dem VIRTUAL VEHICLE zum Validieren eines Simulationsmodelles dienlich sein. Im Projekt „Tes4set“ soll mittels thermischer Energiespeicher, hier in der Ausführung als PCM-Speicherverdampfer, die Klimatisierung von Schienenfahrzeugen effizienter gestaltet werden. Es sind Messdaten wie Temperaturverläufe, Energiemengen und Druckabfälle nötig, um ein belastbares Modell eines Speicherverdampfers zu entwickeln.

5.2 Aufbau und Messstellen

Der Prüfstands Aufbau wurde in einer Klimakammer des Institutes für Wärmetechnik (IWT), der Technischen Universität Graz aufgebaut. In dieser kann mittels Heizregister, Kühlregister und Luftbefeuchter ein definierter Umgebungszustand bezüglich Lufttemperatur und Feuchte eingestellt werden. Die luftseitigen Randbedingungen bei den Versuchen sind in Tabelle 5-6 gelistet. Der Grundriss dieser Klimakammer, zusammen mit den aufgebauten Luftkanälen, findet sich in Abbildung 5-1. Die Kammer besteht aus einer 8,8x5,8 m großen Außenkammer, in welcher sich eine 3,5x3 m große Innenkammer befindet. Die konditionierte Luft von Heizregister, Kühlregister und Luftbefeuchter wird über eine Lochdecke verteilt in die äußere Kammer eingeblasen.

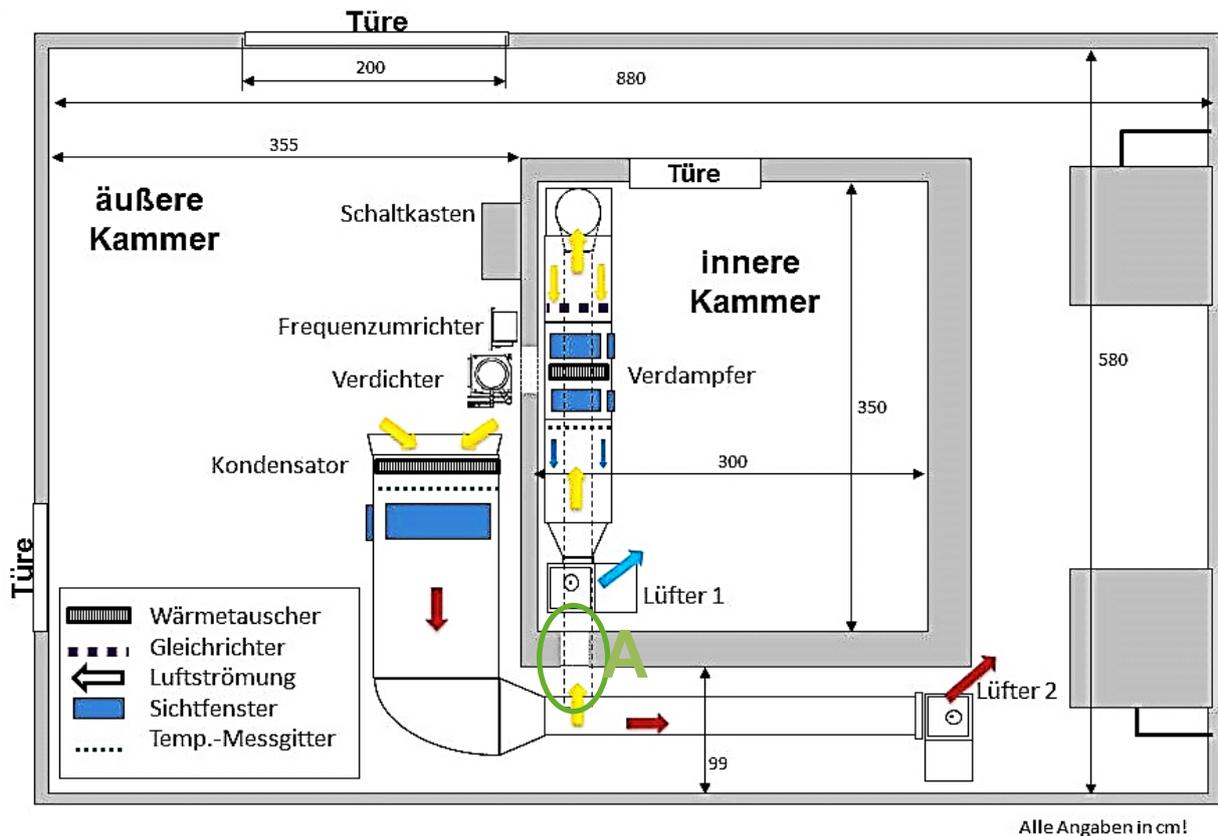


Abbildung 5-1: Grundriss der IWT-Klimakammer (ViF 2017) mit dem Prüfstands Aufbau und einer farblichen Kennzeichnung der Luftströmung: gelb=Umgebungsbedingungen, rot=nach Kondensator, blau=nach Verdampfer

5.2.1 Kondensator

Die Luftführung für den Kondensator wurde in der äußeren Kammer aufgebaut. Die Lufteintrittsbedingungen für den Kondensator sind die Klimakammer-Umgebungsbedingungen. Der saugende Lüfter (Lüfter 2 in Abbildung 5-1) ist am Ende des Kanals angebracht. Direkt nach dem Kondensator ist ein Temperaturmessgitter in der Luftströmung platziert, um die mittlere Luftaustrittstemperatur zu ermitteln. Zwei Sichtfenster erlauben einen Blick auf den Kondensator und das Messgitter. Der 630x330x10 mm große Kondensator (Teilenummer 8W0816411A) von Audi besitzt einen integrierten Hochdrucksammler mit Filter und eine nachgeschaltete Unterkühlungsstrecke im unteren Bereich (siehe Abbildung 5-2).

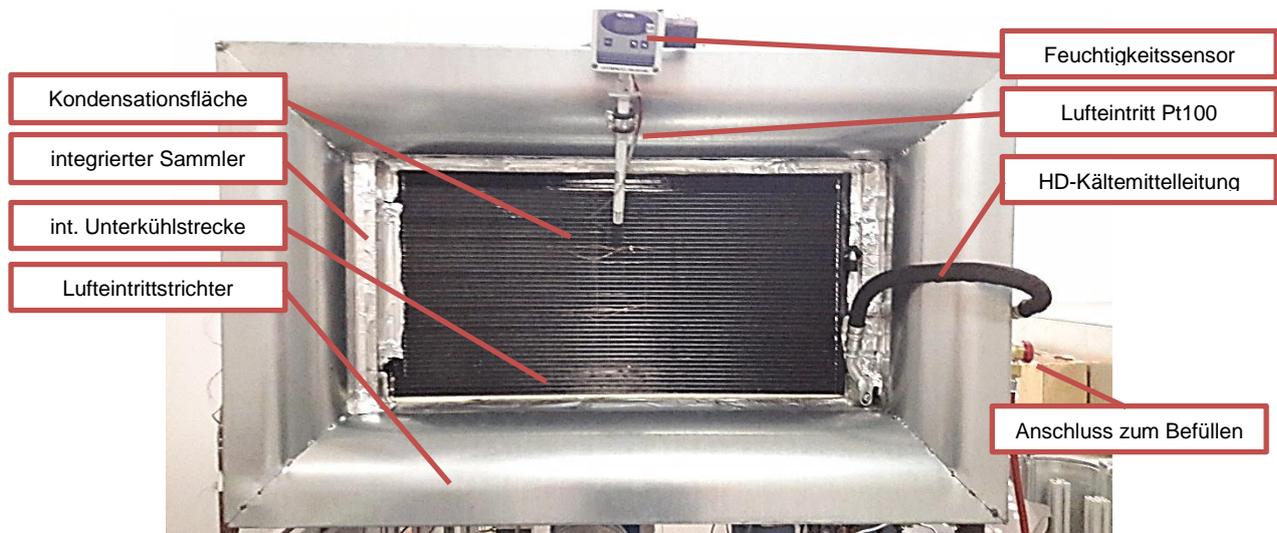


Abbildung 5-2: Verwendeter Kondensator eingepasst in den Luftkanal (Sicht auf Lufteintrittsfläche)

5.2.2 Verdampfer

Der Verdampfer und die dazugehörigen Luftkanäle wurden in der Innenkammer aufgebaut. Die Luftzuführung erfolgt über einen Durchgang in der Wand zur Innenkammer (markierter Bereich A in Abbildung 5-1). Ein an der Innendecke verlaufendes Rohr leitet die Zuluft bis zur anderen Seite in der Innenkammer. Dieses gerade Rohrstück ist für die Luftmassenstrommessung notwendig; siehe Kapitel 5.2.5. Dort mündet die Zuleitung der Luft in den eigentlichen Luftkanal für den Verdampfer. Die Lufteintrittsbedingungen für den Verdampfer sind somit gleich den Klimakammer-Umgebungsbedingungen (entspricht 100 % Frischluftbetrieb im Fahrzeug). Die Strömung vor dem Verdampfer wird dann gleichgerichtet, um eine senkrechte und verwirbelungsarme Anströmung zu erreichen. Wie in Abbildung 5-3 gezeigt, wurde der Verdampfer in einen Luftführungskanal mit einem Querschnitt von 280x300 mm eingepasst. Die Luftdurchtrittsfläche des Verdampfers selbst beträgt 205x295 mm. Sichtfenster dienen der Begutachtung der Kondenswasserbildung und der Kontrolle einer eventuellen Vereisung des Verdampfers.

Zusätzlich wurde der luftseitige Druckabfall über den Verdampfer gemessen, um ein Vereisen frühzeitig in der Prüfstandssoftware zu erkennen. Stromabwärts befindet sich ein saugendes Radialgebläse (Lüfter 1 in Abbildung 5-1). Saugend deswegen, um die Strömung durch die Messstrecken nicht unnötig zu stören und um die thermischen Einträge des Gebläses von der Messstrecke fernzuhalten. Die Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer ($t_{A_Evap_in}$) und die Luftfeuchtigkeiten ($rh_{A_Evap_in}$ bzw. $rh_{A_Evap_out}$) werden zentral in der Luftströmung gemessen. Die Austrittstemperatur ($t_{A_Evap_out}$) ist eine arithmetische Mittelung aus 20 Thermoelement-Messstellen eines Messgitters (50x50 mm Raster) nach dem Verdampfer, siehe Abbildung 5-4. Die Inhomogenität der Strömungsgeschwindigkeit nach Verdampfer wurde nicht ermittelt. Somit sind Zahlenwerte, welche sich aus dem Mittelwert $t_{A_Evap_out}$ errechnen mit höheren Unsicherheiten behaftet. Diese sind nur im Vergleich zueinander für Aussagen belastbar. Mehr dazu in Kapitel 5.7. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Luft (im Luftkanal auf Höhe des Messgitters) nimmt Werte von 0,3 m/s bei 100 kg/h Luftmassenstrom bis 0,9 m/s bei 300 kg/h an. Daraus ergibt sich eine Reynolds-Zahl für diese

Kanalströmung von 5600 bis 16800. Es handelt sich somit um eine Strömungsform im Übergangsbereich zwischen eindeutig laminar und vollständig turbulent.

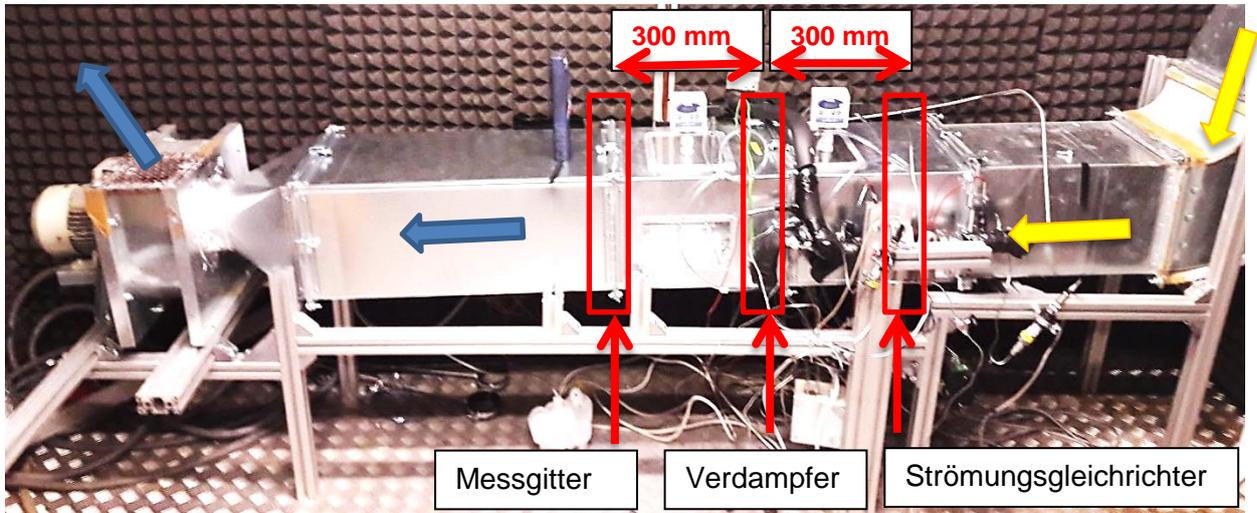


Abbildung 5-3: Luftkanalstrecke für die Verdampfervermessung und farblichen Kennzeichnung der Luftströmung: gelb=Umgebungsbedingungen, blau=nach Verdampfer



Abbildung 5-4: Thermoelemente-Messgitter nach Verdampfer, mit Blick in Strömungsrichtung

Am Verdampfer selbst wurden zwei Thermoelemente ($t_{PCM_Evap_1}$ und $t_{PCM_Evap_2}$) angebracht (siehe Abbildung 4-7 als Skizze und Abbildung 5-5 als Foto), welche zusätzliche Rückschlüsse auf die Temperatur des PCM geben sollen. Das erste „ $t_{PCM_Evap_1}$ “ gibt die luftseitige Oberflächentemperatur der Aluminiumwandung zwischen Luft und PCM wieder, das zweite „ $t_{PCM_Evap_2}$ “ die PCM-seitige Oberflächentemperatur der Aluminiumwandung zwischen PCM und Kältemittel. Aufgrund der unvollständigen Füllung mit PCM, steht dieser zweite Messpunkt nicht mehr in direktem Kontakt mit dem PCM. Wegen der guten Wärmeleitung von Aluminium ist aber ein gewisser Rückschluss auf die Temperatur des PCM dennoch möglich.



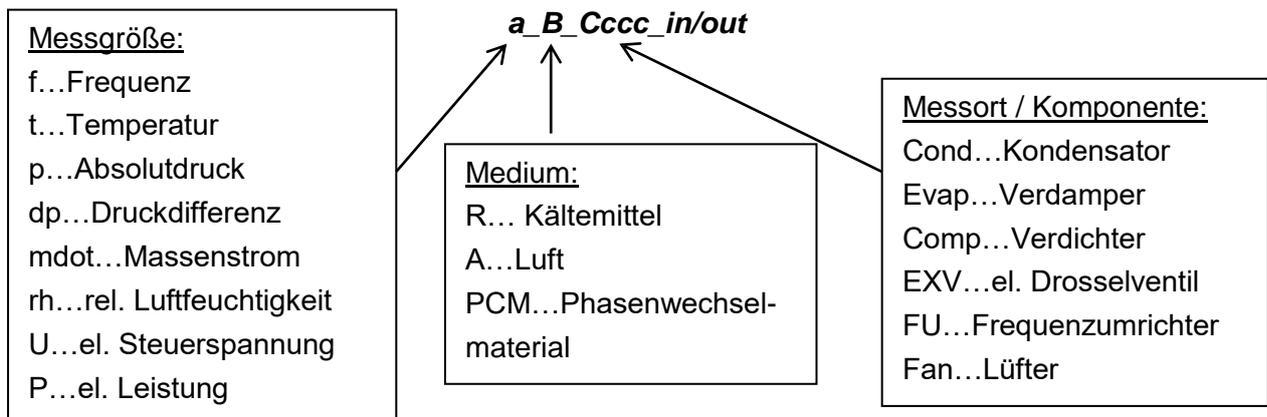
Abbildung 5-5: Platzierung der Thermoelemente direkt am und im PCM-Speicherverdampfer ($t_{PCM_Evap_1}$, $t_{PCM_Evap_2}$)

5.2.3 Verdichter

Der verwendete Verdichter ist der hermetische Scrollverdichter der mobilen Anlage, wie in Kapitel 3.3.5 beschrieben. Die Leistungsregelung, zum Erreichen eines bestimmten Betriebspunktes während der Vermessung, übernimmt der Frequenzumrichter, welcher in Kapitel 3.13 beschrieben ist.

5.2.4 Messstellenbenennung

Der Prüfstands Aufbau beinhaltet eine Vielzahl weiterer Messpunkte und Sensoren, welche zum sicheren Betrieb des Kältekreislaufes notwendig sind, aber nicht direkt mit der Vermessung des Verdampfers in Verbindung stehen. In Abbildung 5-6 ist der Kältekreislauf schematisch dargestellt und die Messstellen sind nach folgender Nomenklatur (in englischer Sprache) bezeichnet:



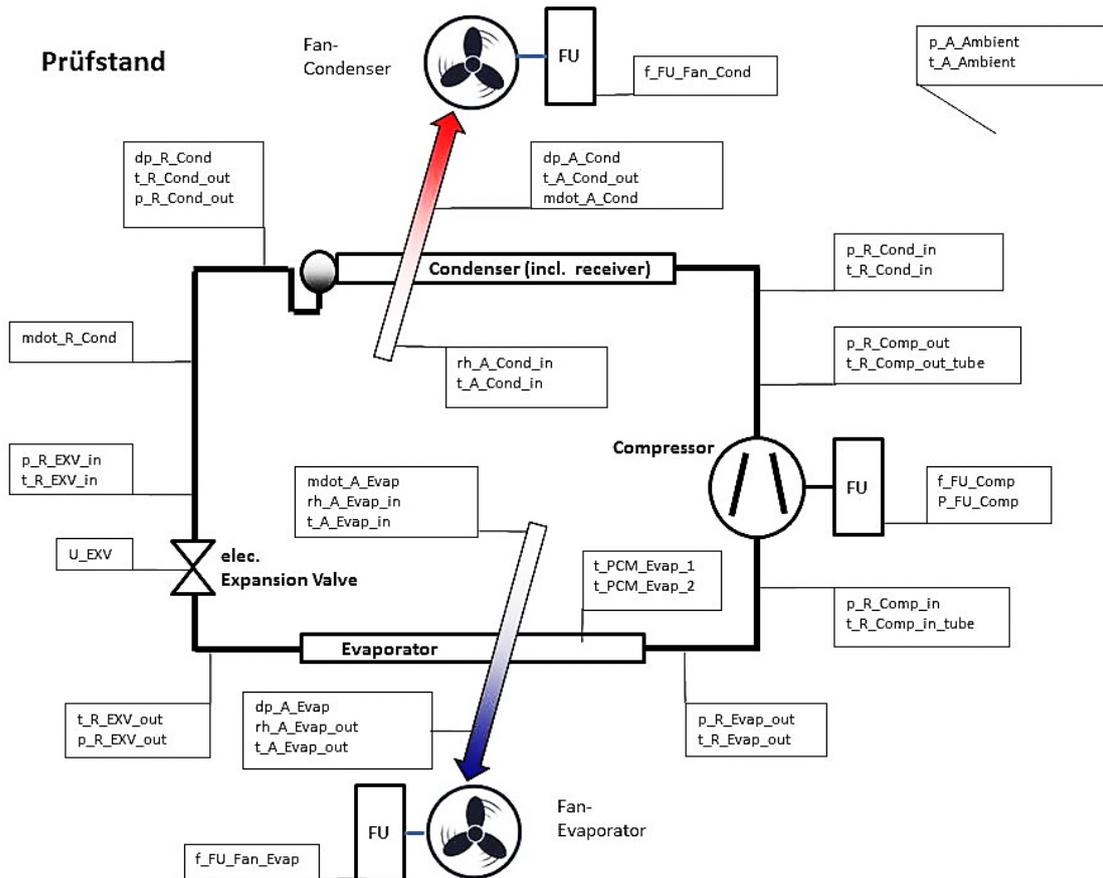


Abbildung 5-6: Schematischer Aufbau des Kältekreislaufes und Messstellen bei der Verdampfervermessung

5.2.5 Verwendete Messgeräte und Sensoren

Im Folgenden werden die verwendeten Sensoren am Prüfstand für die Vermessung des Speicherverdampfers gezeigt und beschrieben. In Tabelle 5-1 findet sich dann nochmals eine Gesamtübersicht mit der zugeordneten Messgröße nach Abbildung 5-6.

Für das Erfassen des Massenstromes im Kältekreis wurde in der Kältemittelleitung nach dem Kondensator ein Coriolis-Massendurchflussmesser verbaut. Diese Stelle im Kreislauf wurde aufgrund des Vorliegens von flüssigem Kältemittel gewählt, was wiederum die Genauigkeit des Messgerätes laut Hersteller deutlich verbessert. Dabei handelt es sich um das Gerät „Promass 83“ des Herstellers Endress+Hauser, mit einer Messrohrinnenweite von 8 mm. Die Messgenauigkeit wird für Flüssigkeiten mit $\pm 0,1\%$ vom aktuellen Messwert angegeben (Endress 2017).



Abbildung 5-7: Verwendeter Coriolis-Massendurchflussmesser „Promass 83“

Für die Messung des Kältemitteldruckverlustes über den Kondensator wurde der Differenzdrucktransmitter „Rosemount 1151HP6E22“ verwendet, siehe linkes Bild in Abbildung 5-8. Die Messunsicherheit wird vom Hersteller mit $\pm 0,25\%$ vom maximalen Anzeigewert (FSO=6,8 bar) angegeben; zusätzlich eine Langzeitstabilität von $\pm 0,25\%$ FSO (Rosemount 2010).

Der kältemittelseitige Druckabfall über den Verdampfer wurde mit dem Differenzdrucktransmitter „PMA PD61-ACA7LB1BAA41“ gemessen; siehe rechtes Bild in Abbildung 5-8. Der Hersteller gibt die Messunsicherheit mit $\pm 0,20\%$ FSO (=5 bar) an und eine Langzeitstabilität von zusätzlich $\pm 0,125\%$ FSO wird angegeben (PMA 2007).

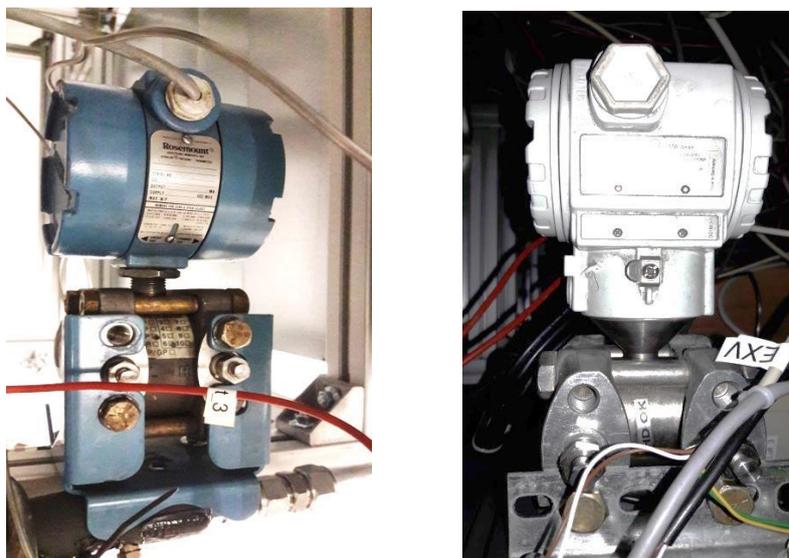


Abbildung 5-8: Verwendete Differenzdrucktransmitter: links Rosemount, rechts PMA

Die hochgenauen piezoresistiven Druckaufnehmer der Firma Keller (Abbildung 5-9), wurden zur Messung der Drücke ($p_{R_EXV_in}$, $p_{R_Evap_out}$ und $p_{R_Cond_in}$) und der Druckdifferenzen ($dp_{R_tube_Comp_in}$ und $dp_{R_tube_Comp_out}$) im Kältekreislauf verwendet. Etwaige Temperaturabhängigkeiten und Nichtlinearitäten des Sensors werden mathematisch, durch einen integrierten Mikroprozessor, kompensiert. Die Genauigkeit lässt sich

somit auf $\pm 0,1\%$ FSO erhöhen (Keller 2015). Die einzelnen Werte für die verwendeten Sensoren von Keller sind in Tabelle 5-1 gelistet.

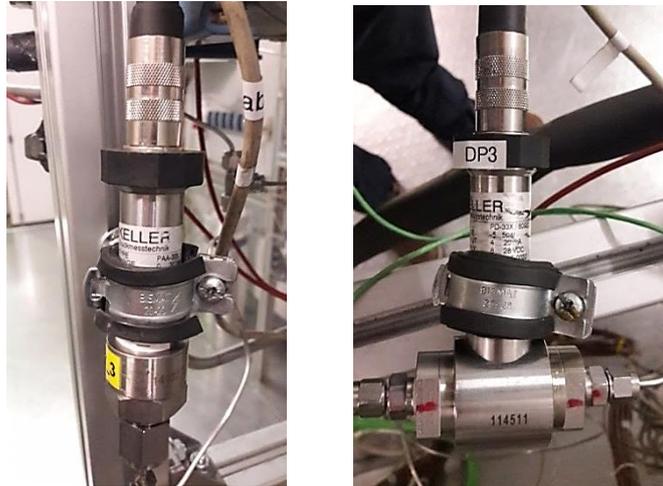


Abbildung 5-9: Keller Drucktransmitter: links PAA-33X, rechts PD-33X

Für die Temperaturmessung im Kältekreislauf und die Lufteintrittsbedingungen der Wärmetauscher kamen Pt100 Messfühler Typ A, wie in Kapitel 3.15.2 beschrieben, zum Einsatz. Genauer handelte es sich um den „PTS-C-M.Pt100.A4L.100.016.FSI.4000.OKE“ Fühler der Firma PMR. Die Genauigkeit nach Norm, lässt sich mit Gl. 3-5 beschreiben. Vor der Kalibrierung mit einem geprüften Referenzsensor, war ein Messfehler von $\pm 0,4$ K bei den verwendeten Pt100 Messfühlern gegeben. Nach der Kalibrierung lag der Fehler bei $\pm 0,15$ K.

Die luftseitigen Temperaturmessgitter nach den Wärmetauschern wurden mit Thermoelementen Typ-K bestückt. Die Toleranzklasse 1 besitzt laut Norm eine Messabweichung von maximal $\pm 1,5$ K (Ahlborn 2017). Nach einer Einpunkt-Kalibrierung war mit den Thermoelementen des Messgitters eine Abweichung von $\pm 0,5$ K zu erreichen. Die Luftaustrittstemperatur ($t_{A_Evap_out}$) wird durch eine arithmetische Mittelung über alle 20 Thermoelemente des Messgitters ermittelt. Diese Mittelung führt wegen des unbekanntes Strömungsprofils im Kanal zu einer großen Messunsicherheit für $t_{A_Evap_out}$. Darum wird für die Größe $t_{A_Evap_out}$ eine Messunsicherheit von ± 1 K angenommen. Für das Messgitter in der Luftströmung nach dem Kondensator sind diese Annahmen gleichermaßen zutreffend.

Für die Luftfeuchtheitsmessung kam der Messumformer „GHTU 1K MP Ho“ von der Firma Greisinger zum Einsatz; siehe Abbildung 5-10. Die Genauigkeit des Sensors wird absolut mit $\pm 2,5\%$ r. F. angegeben im empfohlenen Einsatzbereich von 5 bis 95 % r. F. (Greisinger 2017).



Abbildung 5-10: Verwendeter Luftfeuchtigkeitssensor, speziell für hohe Feuchtigkeit geeignet

Für die Luftmassenstrommessung beim Verdampfer kommt das Messprinzip eines Heißfilm-Anemometers zur Anwendung. Das Gerät „Sensiflow FMT400-VTS-DN100“ von ABB misst mit einer Genauigkeit von $\pm 0,9\%$ vom Messwert und zusätzlich $\pm 1,5$ kg/h als Basisabweichung für die verwendete Baugröße (ABB 2012). Der Einbau eines solchen Heißfilm-Anemometers bedarf einer gewissen Beruhigungsstrecke vor dem Sensorelement, wie in Abbildung 5-11 gezeigt. Dies dient dazu, die Strömung zu vergleichmäßigen und somit die Genauigkeit des Sensors zu gewährleisten.

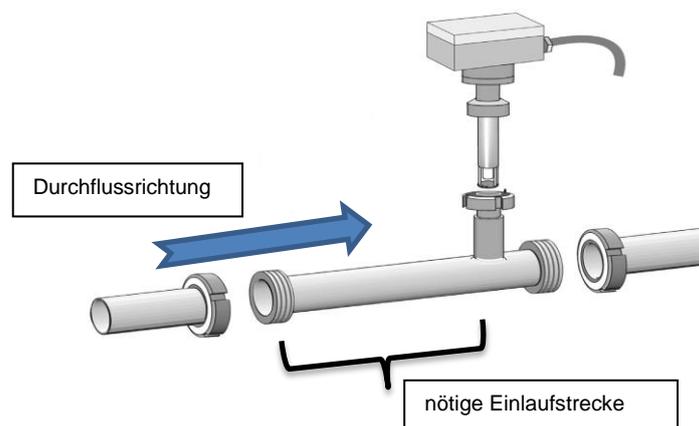


Abbildung 5-11: Einbauvoraussetzungen für Luftmassenstrommessung mit einem Heißfilmanemometers (ABB 2012)

Der luftseitige Druckabfall über die Wärmetauscher wurde mit Hilfe des Differenzdruck-Messumformers „Typ P92“ von Halstrup-Walcher gemessen. (Abbildung 5-12)

Für die Berechnung des Luftmassenstromes über den Kondensator kam das Staudruckmessgitter „Trox VMR-FL-315“ (Abbildung 5-13) zum Einsatz, zusammen mit dem oben erwähnten Differenzdruck-Messumformer „Typ P92“. Mit dem Druckabfall Δp_{Trox} [Pa] über das Staudruckmessgitter lässt sich mit der Gl. 5-1 der Luftvolumenstrom berechnen. Mit einer errechneten Luftdichte ergibt sich dann der gesuchte Luftmassenstrom über den Kondensator. Mit den Eingangsgrößen Luftdruck ($p_{A_Ambient}$), der Lufttemperatur vor dem Staudruckmessgitter (t_{A_Trox}) und der relativen Luftfeuchtigkeit ($rh_{A_Cond_in}$) wurde mit Hilfe des Stoffwertprogramms CoolProp die Dichte der Luft bestimmt. Die Ungenauigkeit des in Gl. 5-1 beschriebenen Zusammenhangs, gibt der Hersteller mit $\pm 5\%$ an (Trox 2017). Von einer Kalibrierung dieses Staudruckmessgitters wurde abgesehen, da der Luftmassenstrom über den Kondensator für die Verdampfervermessung eine untergeordnete Größe darstellt.

$$\dot{V}_{Luft} = 234 \frac{m^3}{h} * \sqrt{\Delta p_{Trox}} \quad \text{Gl. 5-1}$$



Abbildung 5-12: Luftdifferenzdruck-Transmitter "P92" von Halstrup

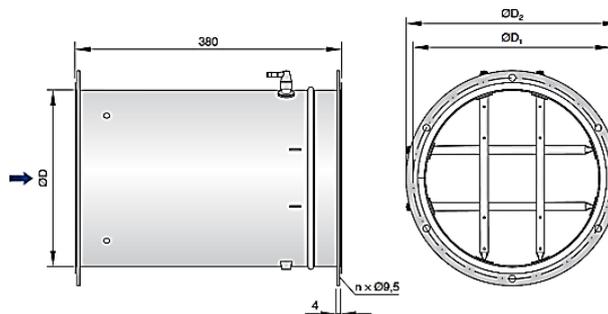


Abbildung 5-13: Staudruckmessgitter Trox VMR-FL-315 (Trox 2017)

Tabelle 5-1: Auflistung aller verbauten Messgeräte am Prüfstand

Messwert	Hersteller	Gerät	FSO*	Messunsicherheit**
dp_R_tube_Comp_out	Keller	PD-33X	5 bar	±0,1 % FSO
p_R_Cond_in	Keller	PAA-33X	30 bar	±0,1 % FSO
dp_R_Cond	Rosemount	1151HP	6,8 bar	±0,5 % FSO
p_R_EXV_in	Keller	PAA-33X	30 bar	±0,1 % FSO
p_R_Evap_out	Keller	PAA-33X	10 bar	±0,1 % FSO
dp_R_Evap	PMA	PD61	5 bar	±0,325 % FSO
dp_R_tube_Comp_in	Keller	PD-33X	5 bar	±0,1 % FSO
t_R_Comp_out_tube		Typ K , Kl. 1	-	±1,5 K
t_R_Cond_in	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_R_Cond_out	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_R_EXV_in	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_R_EXV_out	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_R_Evap_out	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_R_Comp_in_tube		Typ K , Kl. 1	-	±1,5 K
mdot_R_Cond	E+R	Promass 83	2000 kg/h	±0,1 % v. Mw.
P_FU_Comp	Danfoss	VLT 2855	-	-
t_PCM_Evap_2		Typ K , Kl. 1	-	±1,5 K
t_PCM_Evap_1		Typ K , Kl. 1	-	±1,5 K
p_A_Ambient	RCI	PA 9215 SM1	1100 mbar	±2 mbar
t_A_Evap_in	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_A_Cond_in	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_A_Ambient	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_A_Cond_out		Typ K , Kl. 1	-	±1 K
t_A_Trox	PMR	Pt 100 Typ A	-	0,15 K
t_A_Evap_out		Typ K , Kl. 1	-	±1 K
rh_A_Evap_out	Greisinger	GHTU1KMP Ho	100 % r. F.	±2,5 % FSO
rh_A_Evap_in	Greisinger	GHTU1KMP Ho	100 % r. F.	±2,5 % FSO
rh_A_Cond_in	Greisinger	GHTU1KMP Ho	100 % r. F.	±2,5 % FSO
dp_A_Evap	Halstrup-Walcher	P 92	250 Pa	± 1 % FSO
dp_A_Cond	Halstrup-Walcher	P 92	500 Pa	± 0,5 % FSO
dp_A_Trox	Halstrup-Walcher	P 92	250 Pa	± 1 % FSO
mdot_A_Evap	ABB	Sensiflow FMT400-VTS-DN100	3000 kg/h	± 0,9 % v. Mw ± 1,5 kg/h

*FSO= full scale output (max. Anzeigewert des jeweiligen Messgerätes)

** max. Abweichung laut Herstellerangaben

5.3 Kalibrierung

Die Absolut- und Differenzdrucksensoren im Kältekreislauf, sowie alle Pt100-Temperatursensoren wurden vor den Messungen einer Mehrpunkt-Kalibrierung unterzogen. In Tabelle 8-2 bis Tabelle 8-4 im Anhang sind die Kalibrierdaten, wie der Referenzwert und der vom jeweiligen Sensor ausgegebene Wert, gelistet. Die Temperatur-Kalibrierung erfolgte im temperierten Wasser-Glykol Becken zusammen mit einem geprüften Referenzsensor. In Abbildung 8-2 im Anhang ist der Aufbau für die Pt100 Kalibrierung dargestellt. Die Druck-Kalibrierung erfolgte direkt am Kältekreislauf. Dazu wurde die Anlage mit dem Prüfgas Stickstoff unter Druck gesetzt und ein geprüfter Referenzsensor zusätzlich an die Verrohrung des

Kältekreislaufes angeschlossen. Alle Kalibrierwerte wurden anschließend in der Prüfstands Software „Tornado“ für den jeweiligen Sensoreingang hinterlegt. Daraus ergibt sich in der Software eine stückweise lineare Ausgleichskurve, welche den Zusammenhang von Messsignal und Messgröße bildet.

5.4 Prüfstandssteuerung

Für die Mess- und Regelaufgaben am Prüfstand wurde die Software „Tornado“ von Kristl & Seibt Graz verwendet. Das frei konfigurierbare Automatisierungssystem ist für Messdatenerfassung und Verarbeitung, speziell für Entwicklungsprüfstände im Automotivbereich, optimiert. Die graphische Oberfläche wurde bezüglich den Anforderungen an Übersichtlichkeit und Funktionalität angepasst. Die Messdaten wurden geometrisch passend rund um die schematische Darstellung eines Kältekreises angeordnet, wie in Abbildung 5-14 ersichtlich. Grün hinterlegte Felder beinhalten Messwerte das Kältemittel betreffend, wie Drücke, Temperaturen oder Massenstrom. Blau hinterlegte Felder markieren Messdaten der Luftströmung durch den Kondensator oder den Verdampfer. Am linken und am rechten Rand der Benutzeroberfläche befinden sich die Eingabe- und Kontrollfenster für die verwendeten Regler. Mittels PID-Regelalgorithmen wurde z.B. die Überhitzung nach dem Verdampfer, mit Hilfe der prozentualen Öffnung des EXV, auf einem gewissen Wert gehalten. Die Luftmassenströme durch Kondensator und Verdampfer wurden durch die Regelung der beiden Frequenzumrichter der jeweiligen Lüfter konstant gehalten. Im Hintergrund wurden zusätzlich noch Grenzwertüberwachungsalgorithmen implementiert. Um den Verdichter zu schützen, wurden Kältemittelwerte, wie der Saugdruck, Hochdruck und Verdichteraustrittstemperatur überwacht. Bei Überschreiten eines Grenzwertes wird der Verdichter automatisiert abgeschaltet. Der Verdichter lässt sich weiters nur in Betrieb nehmen, wenn die beiden Lüfter der Wärmetauscher einen Mindestluftmassenstrom fördern.

Die Koppelung zwischen dem Prüfstandscomputer und der Messsignalerfassung verlief über die Feldbus-Kommunikationsschnittstelle „PROFIBUS“. Der Computer spricht diese Schnittstelle mittels einer verbauten PC-Kommunikationskarte im PCI-Format an. Die Messsignalerfassung, z.B. Analogeingabebaugruppe oder Analogausgabebaugruppe, kommunizieren mittels dem übergeordneten Interfacebaustein mit dem Feldbusnetzwerk. Die verwendeten Komponenten dazu, finden sich in Tabelle 5-2.

Tabelle 5-2: Verwendete Komponenten für die A/D-Wandung bei der Messsignalerfassung

Komponente	Hersteller	Teilenr.
Interfacebaustein	Siemens	153-1aa03-0xb0
Versorgungsnetzteil	Siemens	307-1EA00-0AA0
Analogausgabebaugruppe	Siemens	332-5HF00-0AB0
Analogeingabebaugruppe	Siemens	331-1KF01-0AB0
Eingangs-Erweiterungsmodul	Siemens	331-7PF11-0AB0
Digitalbaugruppe	Siemens	323-1BL00-0AA0

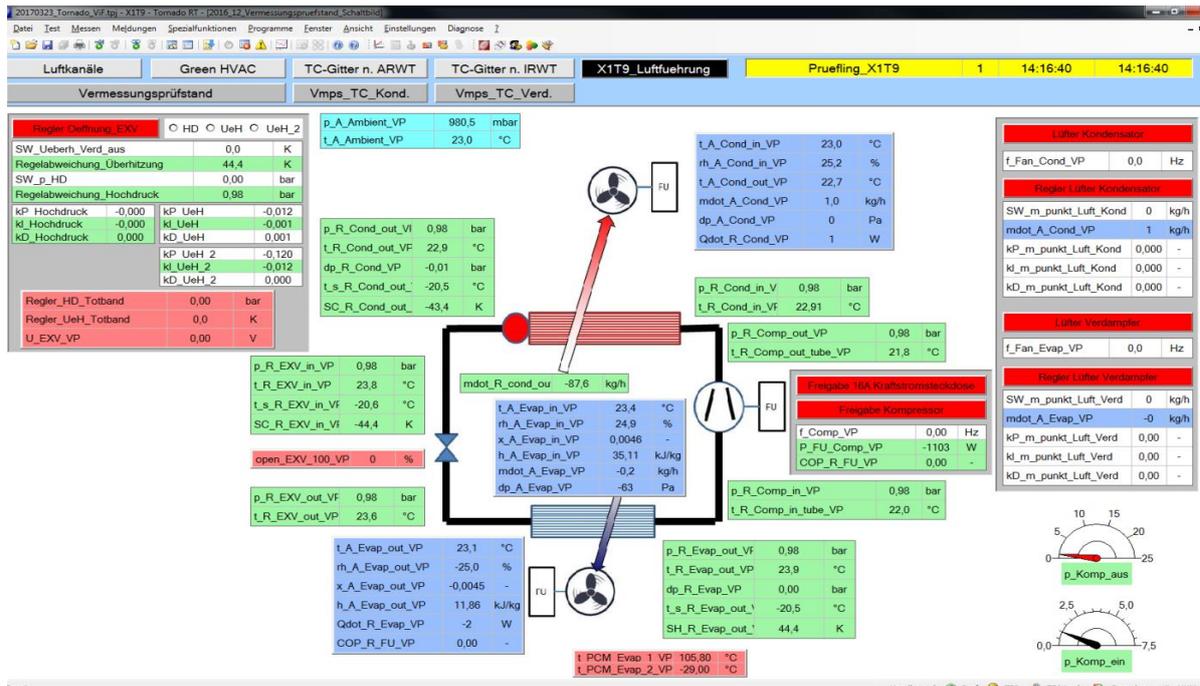


Abbildung 5-14: Graphische Benutzeroberfläche der Prüfstandssoftware "Tornado"

5.5 Füllmengenbestimmung R134a

Das Problem bei einer Vorabschätzung (nach Gl. 3-2) ist der Umstand, dass die internen Volumina von diversen Komponenten nicht bekannt sind. Darum wurde durch Füllen der Anlage mit Stickstoff und wiegen jener Stickstoffflasche ein Richtwert für das interne Volumen der Anlage ermittelt. Durch Umformen der idealen Gasgleichung (Gl. 5-2) lässt sich aus der Massenbilanz für das Füllgas Stickstoff auf ein internes Volumen der Kälteanlage rechnen. Die Messung ergab ein internes Volumen des Kältekreislaufes von ungefähr 8 dm³ (Tabelle 5-4). Durch eine Abschätzung der Rohrquerschnitte, Rohrlängen und internen Komponentenvolumina (Tabelle 5-3) zusammen mit der im Betrieb erwarteten Kältemitteldichte in eben jener Komponente wurde eine Kältemittelfüllmenge für die Prüfstandsanlage von 725 g R134a abgeschätzt.

Als Vergleich: Für die mobile Versuchsanlage wurde eine Füllmenge von 545 g R134a im Voraus rechnerisch ermittelt. Die experimentelle Füllmengenbestimmung der mobilen Versuchsanlage ergab später eine Füllmenge von 1 kg.

5 Vermessung PCM-Speicherverdampfer

Tabelle 5-3: Volumenabschätzung der Verrohrung des Prüfstandaufbaus und erforderliche Kältemittelmasse

	Innendurchmesser	Länge	Querschnitt	Volumen	Dichte	Füllungsgrad	Kältemittelmasse
	[m]	[m]	[m ²]	[m ³]	[kg/m ³]	[-]	[kg]
HD gasförmig							
Rohr 10mm	0,008	0,6	5,0265E-05	0,00003	65,5		0,0020
RWS 10mm	0,009	2,200	6,3617E-05	0,00014	65,5		0,0092
Rohr 16mm Alu	0,012	0,3	0,0001131	0,00003	65,5		0,0019
Verdichter intern HD				0,00140	65,5		0,0917
HD flüssig							
Rohr 16mm Alu	0,012	1,0	0,0001131	0,00011	1052,9		0,1191
Rohr 10mm	0,008	5,0	5,0265E-05	0,00025	1052,9		0,2646
Kapillaren 3mm	0,001	4,0	7,854E-07	0,00000	1052,9		0,0033
ND Zweiphasengebiet							
Rohr 16mm	0,013	0,4	0,00013273	0,00005	32,3		0,0017
Verdampferanschlussrohr	0,01	0,3	7,854E-05	0,00002	32,3		0,0008
ND							
Verdampferanschlussrohr	0,0156	0,3	0,00019113	0,00006	14,1		0,0008
Rohr 16mm	0,013	0,5	0,00013273	0,00007	14,1		0,0009
RWS 16mm	0,013	2,0	0,00013273	0,00027	14,1		0,0037
Verdichter intern ND				0,00480	14,1		0,0675
Kondensator	0,012	0,6	0,0001131	0,00007	1052,9	0,6	0,0446
Sammler	0,02	0,4	0,00031416	0,00011	1052,9	0,7	0,0832
Verdampfer	0,016	0,8	0,00020106	0,00015	1052,9	0,2	0,0303
Summe				V [L] 7,56			M [kg] 0,725

$$V = \frac{\Delta m * R}{\left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1}\right)}$$

Gl. 5-2

Tabelle 5-4: Stickstofffüllung der Anlage

Stickstoff	Gaskonstante	R=296,8	J/kg/K
Druck	Masse Stickstoff	Temperatur	Berechnetes Volumen
[bar]	[g]	[°C]	[dm ³]
1,05	0	18,2	-
5,44	42	18,3	8,28
10,00	82	18,4	7,93
19,39	162	18,5	7,65

Die Vorabschätzung für die Kältemittelfüllmenge, diente als Richtwert für die experimentelle Füllmengenbestimmung. Nach einer Füllung von 450 g wurde die Anlage in Betrieb genommen und dann die Füllmenge stufenweise erhöht. Die Randbedingungen (Tabelle 5-5), wie Lufttemperatur und Luftmassenströme, wurden konstant gehalten. Da im System ein hochdruckseitiger Kältemittelsammler verbaut ist, bleibt das Kondensationsdruckniveau bei einer stetigen Erhöhung der Füllmenge so lange auf konstanten Werten, solange der Sammler

nicht vollgefüllt ist. Ist die maximale Füllmenge erreicht, staut sich das Kältemittel in den Kondensator zurück und verkleinert somit die für die Kondensation zur Verfügung stehende Wärmetauscheroberfläche. Es kommt zum Ansteigen des Kondensationsdruckes. In Abbildung 5-15 ist der Verlauf des Kondensationsdruckes (Messstelle $p_{R_Cond_in}$) während der Füllmengenbestimmung aufgezeichnet. Da der Versuch bei eher niedrigen Umgebungstemperaturen (21 °C) und somit tendenziell niedrigen Kältemitteldrücken vorgenommen wurde, wird die Füllmenge für den späteren Prüfstandslauf mit 1000 g gewählt.

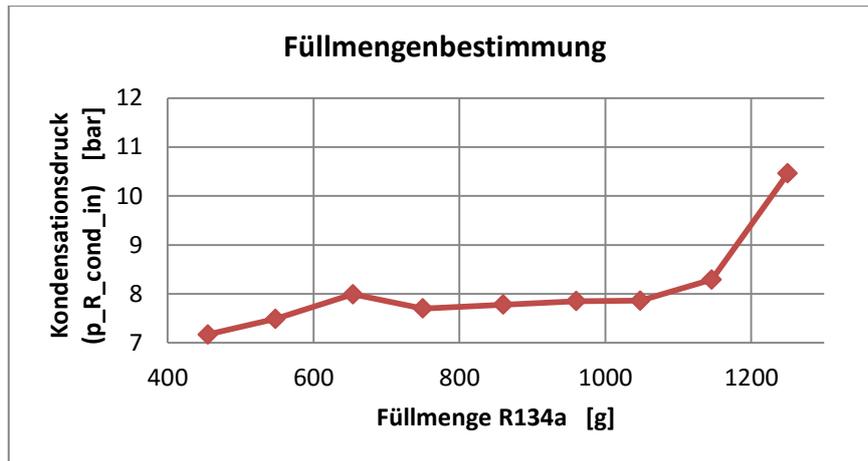


Abbildung 5-15: Füllmengenbestimmung der Prüfstandsanlage mittels Beobachten des Kondensatoreingangsdruckes

Tabelle 5-5: Randbedingungen während der Füllmengenbestimmung

Parameter	Messstelle	Wert	Einheit
Lufttemperatur	t_A_Cond_in	21	°C
rel. Luftfeuchte	rh_A_Cond_in	20,5	%
Luftdruck	p_A_Ambient	987	mabr
Luftmassenstrom Kondensator	mdot_A_Evap	368	kg/h
Frequenz Verdichter	f_FU_Comp	50	Hz
Druck am Verdampferausgang	p_R_Evap_out	1,6	bar
Überhitzung nach Verdampfer**		10	K

** Rechenwert basierend auf t_R_Evap_out, p_R_Evap_out

5.6 Messablauf

Ein Messpunkt soll den Bedingungen entsprechen, welche in einem SAE Paper behandelt wurde (Delphi 2014). Es wurden weiters drei Luftmassenströme und drei Luft Eintrittstemperaturen vermessen. In Tabelle 5-6 sind die Messpunkte mit den jeweils variierten Luftparametern gelistet. Diese Betriebspunkte wurden im Hinblick auf die Luftfeuchtigkeit so gewählt, dass die absolute Feuchtigkeit so gering als möglich gehalten wurde. So sollte der Einfluss von kondensierender Feuchtigkeit am Verdampfer gering gehalten werden. Da eine gezielte Entfeuchtung der Klimakammer mit der verbauten Infrastruktur nicht möglich war, wurde mit dem Prüfstandsaufbau selbst, im Rahmen eines vertretbaren

Zeitaufwandes, die Luft entfeuchtet. Bei jedem Messpunkt in Tabelle 5-6, wurde ein Messzyklus, wie in Abbildung 5-16, durchfahren. Ein Messzyklus lässt sich in einzelne Zyklen mit Verdichterbetriebs- und Verdichterstillsphasen unterteilen. Die einzelnen on-off Zyklen lassen sich durch eine definierte Betriebsdauer des Kältemittelverdichters und einer gewissen Messdauer nach dem Stopp des Verdichters beschreiben. In Abbildung 5-17 ist ein solcher Einzelzyklus dargestellt. Während der Messdauer werden transiente Messgrößen, wie Lufttemperatur und Luftfeuchte, speziell am Verdampferaustritt genau beobachtet. Das reproduzierbare Verhalten nach dem Stopp des Verdichters bildet die Basis, um das Verhalten des Speicherverdampfers zu beschreiben. Um den Einfluss von Kältemittelresten im Verdampfer während der Messdauer auszuschalten, wurde 10 s vor dem Verdichterstopp das EXV geschlossen und das verbleibende flüssige Kältemittel im Verdampfer verdampft. Erst danach wurde der Verdichter gestoppt. Ein Einzelzyklus lässt sich somit in folgende Schritte gliedern:

1. Stationäre Verdichterlaufzeit 1 bis 4 Minuten
2. Verdichterstopp-Prozedere (markierter Bereich A in Abbildung 5-17)
 - a. Schließen des EXV
 - b. Verringern der Verdichterdrehzahl durch eine vorgegebene Drehzahlrampe im Frequenzumrichter
 - c. Verdichterstillsstand $\tau=0$ s
3. Messdauer mit Fokus auf die transienten Luftaustrittsbedingungen am Verdampfer bis Luftaustrittstemperatur 15 °C
4. Trocknen des Verdampfers, damit für den folgenden Einzelzyklus kein Kondenswasser am Verdampfer verbleibt
5. Öffnen des EXV und Starten des Verdichters für einen neuen Einzelzyklus

Tabelle 5-6: Messprogramm bezüglich Lufteintrittsbedingungen am Verdampfer

Beschreibung	Dateibenennung	Umgebungstemp.	Luftfeuchte & Taupunkt	\dot{m}_{Luft}
SAE Paper	Test16-18	27 °C	35 % r. F 10,3 °C	308 kg/h
\dot{m}_{Luft} hoch, T_{Luft} mittel	Test 20	30 °C	23 % r. F 6,6 °C	300 kg/h
\dot{m}_{Luft} mittel	Test 30	30 °C	21 % r. F 5,3 °C	200 kg/h
\dot{m}_{Luft} niedrig	Test 21	30 °C	23 % r. F 6,6 °C	100 kg/h
T_{Luft} niedrig	Test 29	20 °C	31 % r. F 2,4 °C	100 kg/h
T_{Luft} hoch	Test 28	40 °C	22 % r. F. 14,3 °C	100 kg/h
Versch. stationäre Punkte	Test 25	30 °C	28 % r. F 9,5 °C	200 / 400 kg/h

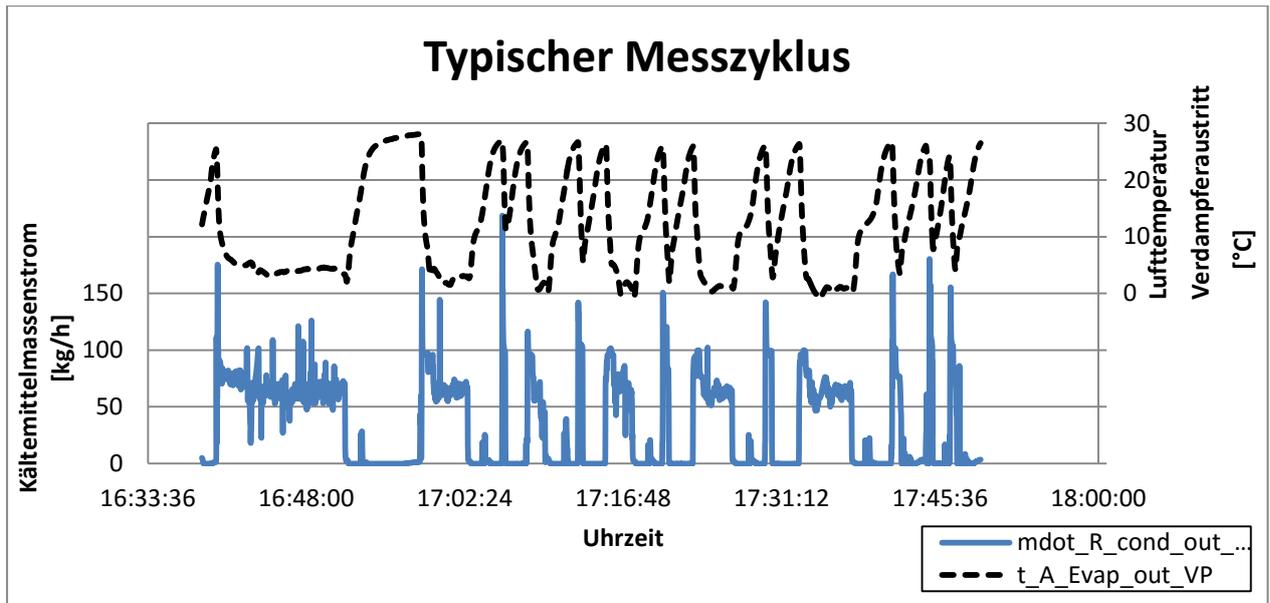


Abbildung 5-16: Typischer Gesamtmeßzyklus für einen Betriebspunkt nach Tabelle 5-6, mit verschieden langen Einschaltzeiten des Kältemittelverdichters

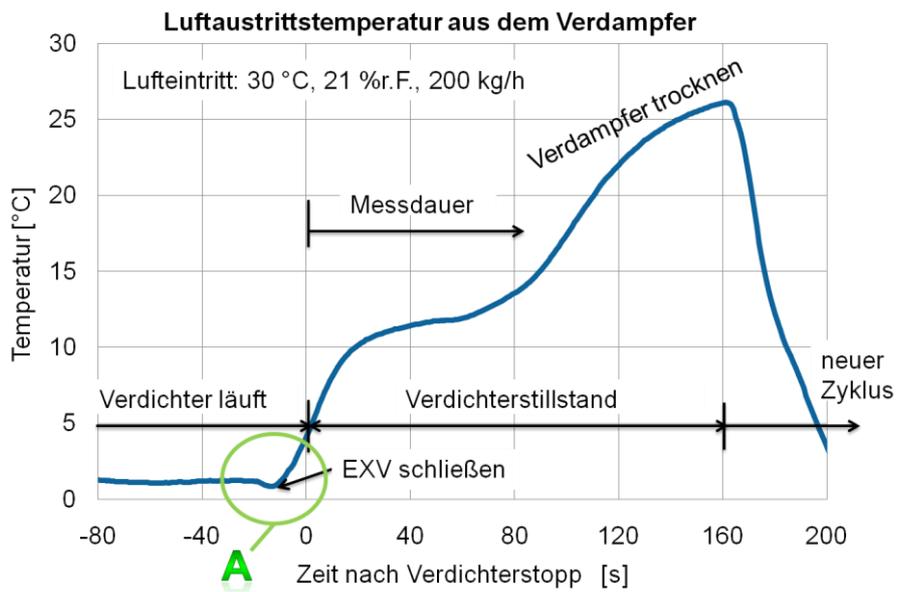


Abbildung 5-17: Ablauf eines Einzelzyklus im Hinblick auf die einzelnen Phasen

5.7 Messunsicherheit

Beim Messen von Größen entstehen durch zufällige und systematische Fehler Abweichungen zwischen den ausgegebenen Werten $x_{a,i}$ und dem wahren Wert x_i der physikalischen Größen. Systematische Fehler beeinflussen das Messergebnis bei gleichen Messbedingungen immer mit gleichem Vorzeichen und ähnlichem Wert. Das können z.B. Kalibrierfehler, Nichtlinearität, Nullpunktdrift, Alterung oder Reibung sein. Diese Arten von Fehlern können durch Wiederholen der Messung nicht erkannt werden, aber durch sorgfältige Versuchsplanung und Einhalten von Herstellervorgaben oft vermieden werden. Zufällige Fehler treten stochastisch bezüglich Betrag und Vorzeichen auf, sind unvermeidlich und nicht exakt erfassbar. Sie entstehen aus nicht beherrschbaren Einflüssen der Messgeräte, der Umgebung oder aus dem Charakter der Messgröße selbst. Eine Abschätzung über deren Einfluss wäre über eine Vielzahl von Wiederholungsmessungen möglich. (Parthier 2008)

Die Angabe der Messunsicherheit ist auf verschiedene Arten möglich und wird von den Sensorherstellern meist als max. auftretende Abweichung angegeben. Als absoluter Fehler F_{abs} ist die Differenz vom ausgegebenen Wert x_a und wahren Wert x nach Gl. 5-3 definiert. Der relative Fehler F_{rel} setzt diesen ins Verhältnis zum wahren Wert x nach Gl. 5-4. Diese Werte werden meist als größter absoluter Fehler oder relativer Fehler, bezogen auf den maximalen Anzeigewert „FSO“ (engl.: full scale output), vom Hersteller eines Messgerätes angegeben. Manche Hersteller geben die Messunsicherheit ihrer Geräte relativ zum Messwert (% v. Mw.) an. Die Tabelle 5-7 listet die jeweiligen Messpunkte (nach Abbildung 5-6), zusammen mit ihren absoluten Fehlergrenzen Δx_i , laut Herstellerangaben.

$$F_{abs} = x_a - x = \Delta x \quad \text{Gl. 5-3}$$

$$F_{rel} = \frac{F_{abs}}{x} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Da nicht immer die gesuchte Größe direkt gemessen wird, sondern z.B. eine berechnete Größe y von mehreren Messgrößen x_i abhängt, ist es wichtig zu wissen, wie sich die einzelnen Fehler Δx_i auf das Endergebnis auswirken. Dieses lässt sich mit der so genannten „Gauß’schen Fehlerfortpflanzung“ ermitteln, nach Gl. 5-6.

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad \text{Gl. 5-5}$$

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 * (\Delta x_i)^2} \quad \text{Gl. 5-6}$$

Die Fehlerfortpflanzung soll anhand der berechneten Größe $\dot{Q}_{Kälte}$, der luftseitigen Kälteleistung am Verdampfer, gezeigt werden. Die Größe errechnet sich wie in aus dem Luftmassenstrom (\dot{m}_{Luft}) und der Enthalpiedifferenz. Die Enthalpie der Luft (h_{aus} bzw. h_{ein}) wird mit Hilfe einer Stoffdatenbank (Bell 2016) berechnet. Die notwendigen Eingangsparameter sind, wie in Gl. 5-5 beschrieben, der Luftdruck p_{Luft} , die relative Feuchtigkeit φ_{Luft} und die Lufttemperatur t_{Luft} . Die Berechnung der Fehlerfortpflanzung wurde für einen repräsentativen Zeitpunkt während eines Messzyklus gemacht. Ausgehend von Lufteintrittsparametern in den Verdampfer von 30 °C mit 23 % r. F. und einem Luftmassenstrom von 200 kg/h, wurde der Zeitpunkt $\tau = 20$ s nach dem Verdichterstopp (als repräsentative Momentaufnahme) gewählt. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit betrug 3 Minuten. Die Luftaustrittsbedingungen, dieser hoch instationären Messung, nahmen beim gewählten Zeitpunkt $\tau = 20$ s folgende Werte an: 10 °C, 100 % r. F. Die luftseitige Kälteleistung betrug für diese Momentaufnahme 900 W, nach Gl. 5-7. In Tabelle 5-8 befinden sich die Einflussgrößen x_i sowie die dazugehörigen Fehlergrenzen Δx_i . Es sind auch die partiellen Ableitungen der Enthalpie nach den Einflussgrößen ($\frac{\partial h}{\partial x_i}$) und die Ableitung der berechneten Größe $\dot{Q}_{Kälte}$ nach den Einflussgrößen ($\frac{\partial \dot{Q}_{Kälte}}{\partial x_i}$) in dieser Tabelle verzeichnet. Der Einfluss der jeweiligen Messunsicherheit auf die gesamte Unsicherheit ist in der rechten Spalte von Tabelle 5-8 zu finden. Hier ist ersichtlich, dass mit großem Abstand die Messgrößen Luftaustrittstemperatur ($t_{A_Evap_out}$) und die Lufteintrittsfeuchtigkeit ($rh_{A_Evap_in}$) die Messunsicherheit der luftseitigen Kälteleistung ($\dot{Q}_{Kälte}$) beeinflussen. Die Berechnung für den gesamten Fehler in der Größe $\dot{Q}_{Kälte}$ ergibt sich nach Gl. 5-6 mit ± 169 W. Somit kann die luftseitige Kälteleistung im betrachteten Zeitpunkt mit $\dot{Q}_{Kälte} = 900 \pm 169$ W bzw. $\dot{Q}_{Kälte} = 900$ W \pm 19 % angegeben werden.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Kälte} = f(x_{i,j,k}) &= |\dot{m}_{tr. Luft} * (h_{aus} - h_{ein})| = && \text{Gl. 5-7} \\ \left| 200 \frac{kg}{h} * \left(46397 \frac{J}{kg} - 30192 \frac{J}{kg} \right) \right| &= 900 \text{ W} \end{aligned}$$

$$h = h_{1+x}(p_{Luft}, \varphi_{Luft}, t_{Luft}) \quad \text{Gl. 5-8}$$

Tabelle 5-7: Messwerte am Prüfstand und deren max. Fehlergrenzen laut Hersteller

Messwert	FSO	Genauigkeit	abs. Fehler Δx_i
$dp_{R_tube_Comp_out}$	5 bar	$\pm 0,1$ % FSO	0,005 bar
$p_{R_Cond_in}$	30 bar	$\pm 0,1$ % FSO	0,03 bar
dp_{R_Cond}	6,8 bar	$\pm 0,5$ % FSO	0,03 bar
$p_{R_EXV_in}$	30 bar	$\pm 0,1$ % FSO	0,03 bar
$p_{R_Evap_out}$	10 bar	$\pm 0,1$ % FSO	0,01bar
dp_{R_Evap}	5 bar	$\pm 0,325$ % FSO	0,02 bar
$dp_{R_tube_Comp_in}$	5 bar	$\pm 0,1$ % FSO	0,005 bar
$t_{R_Comp_out_tube}$	-	$\pm 1,5$ K	1,5 K
$t_{R_Cond_in}$	-		0,15 K
$t_{R_Cond_out}$	-		0,15 K
$t_{R_EXV_in}$	-		0,15 K
$t_{R_EXV_out}$	-		0,15 K
$t_{R_Evap_out}$	-		0,15 K
$t_{R_Comp_in_tube}$	-	$\pm 1,5$ K	1,5 K
\dot{m}_{R_Cond}	2000 kg/h	$\pm 0,1$ % v. Mw.	-
$t_{PCM_Evap_2}$	-	$\pm 1,5$ K	1,5 K
$t_{PCM_Evap_1}$	-	$\pm 1,5$ K	1,5 K
$p_{A_Ambient}$	1100 mbar	$\pm 0,2$ % FSO	2 mbar
$t_{A_Evap_in}$	-		0,15 K
$t_{A_Cond_in}$	-		0,15 K
$t_{A_Ambient}$	-		0,15 K
$t_{A_Cond_out}$	-	± 1 K	1 K
$t_{A_Evap_out}$	-	± 1 K	1 K
$rh_{A_Evap_out}$	100 % r. F.	$\pm 2,5$ % FSO	2,5 % r. F.
$rh_{A_Evap_in}$	100 % r. F.	$\pm 2,5$ % FSO	2,5 % r. F.
$rh_{A_Cond_in}$	100 % r. F.	$\pm 2,5$ % FSO	2,5 % r. F.
dp_{A_Evap}	250 Pa	± 1 % FSO	2,5 Pa
dp_{A_Cond}	500 Pa	$\pm 0,5$ % FSO	2,5 Pa
dp_{A_Trox}	250 Pa	± 1 % FSO	2,5 Pa
\dot{m}_{A_Evap}	3000 kg/h	$\pm 0,9$ % v. Mw. $\pm 1,5$ kg/h	z.B. 3,3 kg/h

Tabelle 5-8: Berechnung der Fehlerfortpflanzung der luftseitigen Kälteleistung $\dot{Q}_{Kälte}$ für den ausgewählten Messzeitpunkt $\tau = 20$ s (Stoffdaten Bell 2016)

	Messgröße	Messwert xi	Fehler Δx_i		h_{ein}		dh/dxi	df/dxi	Einfluss	
h_ein	$t_{A_Evap_in}$	30	°C	0,15	K	46397	J/kg	1959	-391718	0,9%
	$p_{A_Ambient}$	972	mbar	2	mbar	46397	J/kg	-17	3405	0,0%
	$rh_{A_Evap_ein}$	23	% r.F.	2,5	% r.F.	46397	J/kg	712	-142352	34,1%
h_aus	$t_{A_Evap_out}$	10	°C	1	K	30192	J/kg	2387	477414	61,4%
	$p_{A_Ambient}$	972	mbar	2	mbar	30192	J/kg	-21	-4233	0,0%
	$rh_{A_Evap_out}$	100	% r.F.	2,5	% r.F.	30192	J/kg	204	40753	2,8%
m_Luft	Messgröße	Messwert xi	Fehler Δx_i					df/dxi	Einfluss	
	\dot{m}_{A_Evap}	200	kg/h	3,3	kg/h			-16205	0,8%	

5.8 Auswertung

Der Verlauf der Luftaustrittstemperatur aus dem Verdampfer zeigt bei allen Messungen, nahezu unabhängig von Lufteintrittstemperatur, Luftmassenstrom oder PCM Entladezustand, ein ähnliches Verhalten; siehe Abbildung 5-18. Nach Verdichterstopp folgt ein steiler Anstieg der Temperatur (markierter Bereich A), gefolgt von einem Plateau (B) und einem weiteren Anstieg (C), bis zur Annäherung an die Lufteintrittstemperatur. In den folgenden Unterkapiteln wird der Einfluss von verschiedenen Parametern, wie verbleibende Kältemittelmenge im Verdampfer, vorhergehende Verdichterlaufzeit, Lufteintrittstemperatur und Luftmassenstrom gezeigt. In Tabellen finden sich die Auswertungen dieser Tests im Hinblick auf die thermische Energiemenge, welche der Speicherverdampfer während der Verdichter-Stillstandphase aufnimmt. Die Berechnung der Energiemenge erfolgt zwischen definierten zeitlichen Grenzen, wie z.B. vom Verdichterstopp bis zu jenem Zeitpunkt an dem die Luftaustrittstemperatur 15 °C erreicht. Um die Betrachtung der Energiemengen von den Randbedingungen der verschiedenen Messpunkte (gemäß Tabelle 5-6) zu entkoppeln, wurde zusätzlich die Energiemenge der einzelnen Tests von 4 bis 15 °C Luftaustrittstemperatur berechnet. Es wurde jeweils die sensible Wärmemenge durch Integrieren des sensiblen Wärmestromes nach Gl. 2-15 berechnet sowie auch die gesamte Wärmemenge unter Zuhilfenahme von Gl. 2-13. Die Zeitdauer vom Verdichterstopp bis zum Erreichen einer Luftaustrittstemperatur von 15 °C wird zusätzlich zu jedem Betriebspunkt in der jeweiligen Tabelle mitangegeben.

Einschub:

$$\dot{Q}_{gesamt} = \dot{m}_{tr. Luft} * (h_{1+x, aus} - h_{1+x, ein}) \quad \text{Gl. 2-13}$$

$$\dot{Q}_{sensibel} = \dot{m}_{Luft} * \bar{c}_p * \Delta T_{Luft, Verd.} \quad \text{Gl. 2-15}$$

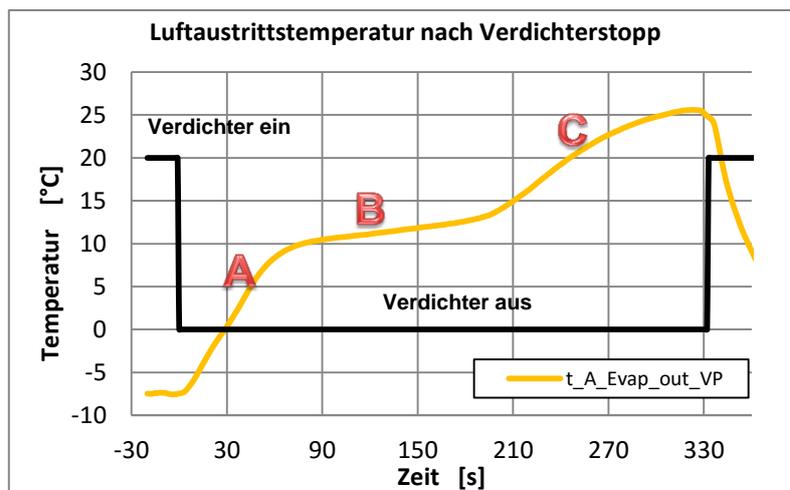


Abbildung 5-18: Bsp.: Luftaustrittstemperatur aus dem PCM-Speicherverdampfer nach dem Verdichterstopp bei Lufteintrittsparametern 30 °C, 23 % r. F., 100 kg/h. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit betrug 2 Minuten

5.8.1 Temperaturverteilung in der Luftströmung

Wie in Kapitel 5.2.2 beschrieben, ist die Luftaustrittstemperatur (Messstelle $t_{A_Evap_out}$) eine Mittelung eines Messgitters in der Luftströmung nach dem Verdampfer. Für einen Betriebspunkt nach dem Verdichterstopp, ist die Temperaturverteilung im Luftstrom in Abbildung 5-19 dargestellt. Dazu wurde eine Momentaufnahme der Luftaustrittstemperaturen für verschiedene Zeitpunkte $\tau=0...30...60...90$ s nach dem Verdichterstopp gewählt. Im Zentrum der Luftströmung wurden die höchsten Lufttemperaturen gemessen. Im unteren Bereich der Strömung, speziell in den Ecken, treten die niedrigsten Temperaturen auf. Eine Erklärung für die geringeren Temperaturen im unteren Bereich, könnte der Kältemiteleintritt im unteren Bereich (Abbildung 4-9) sein. Das Sammelvolumen am Kältemiteleintritt und die dort angeschlossenen MPE-Rohre wiesen vermutlich eine vollständige Benetzung mit flüssigem Kältemittel auf. Der kältemittelseitige Wärmeübergang wäre somit hier sehr hoch.

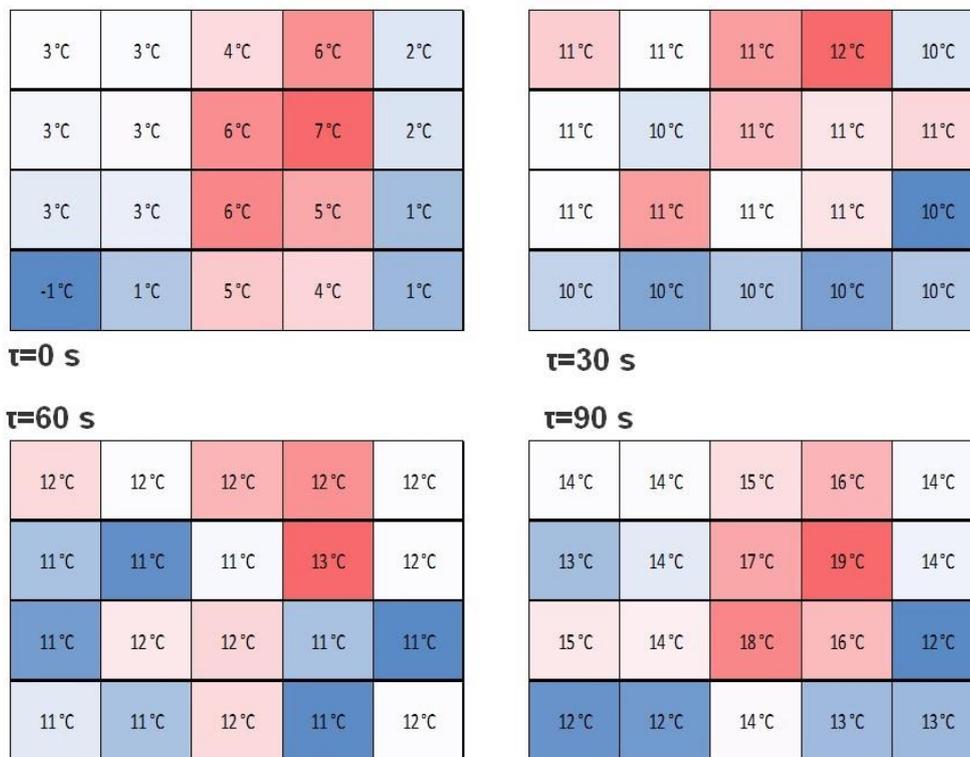


Abbildung 5-19: Temperaturverteilung am Messgitter hinter dem Verdampfer für verschiedene Zeitpunkte nach Verdichterstopp. Blickrichtung in Strömungsrichtung. Randbedingungen: Lufteintritt 30 °C, 23 % r. F., 200 kg/h, vorhergehende Verdichterbetriebszeit 3 Minuten

5.8.2 Leistungsfähigkeit

Wie in Kapitel 4.3 beschrieben, steht das PCM beim vermessenen Speicherverdampfer in thermischen Kontakt mit nur einer Reihe von luftdurchströmten Lamellen. Während der Verdichter-Stillstandphasen steht dem Wärmestrom von der durchströmenden Luft auf das PCM nur ein Drittel der wärmeübertragenden Oberfläche zur Verfügung. Zu den wichtigsten Kenndaten für einen Speicherverdampfer zählt neben der speicherbaren Energiemenge auch die Leistungsfähigkeit in Bezug auf den Wärmeübergang. Dazu wurde mit Hilfe von Gl. 2-13 die

luftseitige Kälteleistung (\dot{Q}_{A_Evap}) und mittels Gl. 2-15 die sensible Kälteleistung ($\dot{Q}_{A_Evap_sensible}$) aus den Messdaten errechnet. Für die mittlere spezifische Wärmekapazität \bar{c}_p der Luft in Gl. 2-15 wurde $1010 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ angenommen. Der Verlauf der Kälteleistung nach dem Verdichterstopp ist für den Betriebspunkt $30 \text{ }^\circ\text{C}$, $23 \text{ } \%$ r. F. und 200 kg/h am Verdampfereintritt in Abbildung 5-20 dargestellt. Der dazugehörige Verlauf der Luftaustrittstemperatur findet sich in Abbildung 5-29. Während der Verdichterlaufzeit (Zeit $\tau < 0 \text{ s}$) kommt die Gesamtkälteleistung von 2950 W deutlich über der sensiblen Kälteleistung von 2300 W zum Liegen. Die Differenz beinhaltet die kondensierende Luftfeuchtigkeit an der Verdampferoberfläche. Wenige Sekunden nach dem Verdichterstopp fällt die Gesamtkälteleistung unter die sensible Kälteleistung. Die Oberflächentemperatur des Verdampfers steigt über den Taupunkt der durchströmenden Luft. Ab diesem Zeitpunkt trägt die verdunstende Wassermenge wesentlich dazu bei, die durchströmende Luft abzukühlen. Die gemittelte sensible Kälteleistung vom Verdichterstopp bis zu einer Luftaustrittstemperatur von $15 \text{ }^\circ\text{C}$ bei $t=100 \text{ s}$ beträgt 1050 W . Im selben Zeitraum beträgt die mittlere Gesamtkälteleistung 750 W . Hier sei angemerkt, dass speziell für die Gesamtkälteleistung (\dot{Q}_{A_Evap}) die Messunsicherheit, wie in Kapitel 5.7 beschrieben, mit $19 \text{ } \%$ hoch ist. Die Gesamtkälteleistung verläuft Richtung Null und wird (ab $\tau > 95 \text{ s}$) negativ für den gesättigten Luftaustritt oberhalb $16 \text{ }^\circ\text{C}$ Luftaustrittstemperatur, vergleiche $\tau=140 \text{ s}$ in Abbildung 5-22. Der Einfluss des Luftmassenstromes auf den Verlauf der sensiblen Kälteleistung ist in Abbildung 5-21 dargestellt.

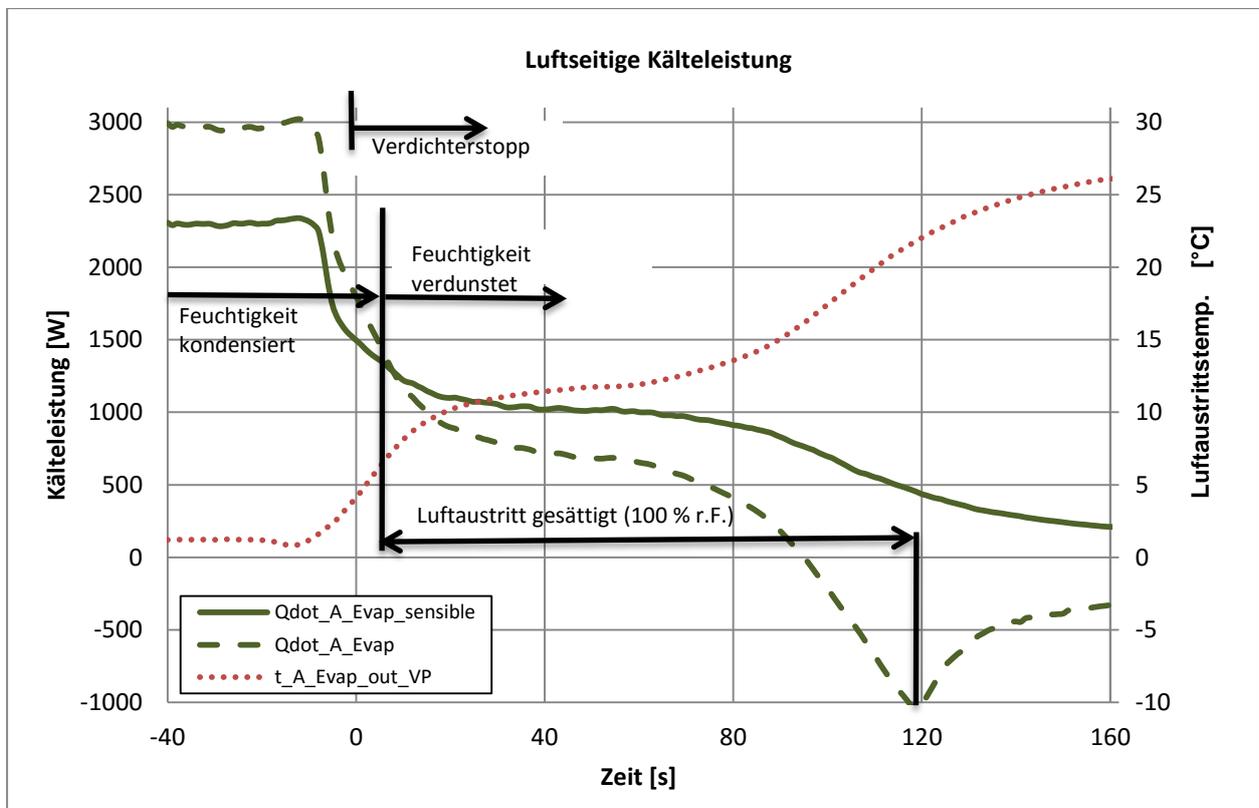


Abbildung 5-20: Sensible und gesamte luftseitige Kälteleistung nach Verdichterstopp für die Lufteintrittsbedingungen $30 \text{ }^\circ\text{C}$, $23 \text{ } \%$ r. F. und 200 kg/h . Die vorhergehende Verdichterbetriebszeit betrug 3 Minuten

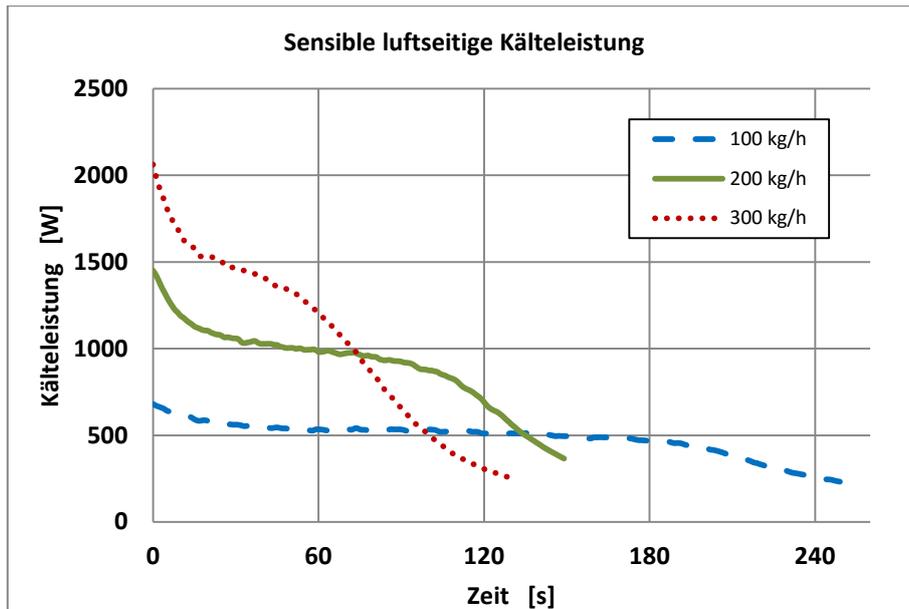


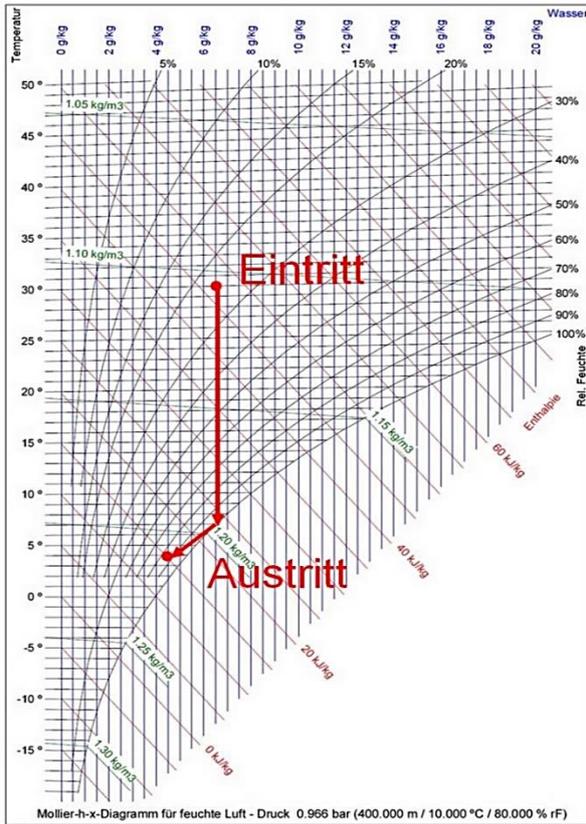
Abbildung 5-21: Verlauf der sensiblen Kälteleistung nach Verdichterstopp für verschiedene Luftmassenströme. Lufteintritt in den Verdampfer mit 30 °C und 23 % r. F.

Zum besseren Verständnis der luftseitigen Kälteleistungen, sensible bzw. gesamte Kälteleistung, sind diese als spezifische Größen im h/x-Diagramm in Abbildung 5-22 dargestellt. Für vier Zeitpunkte wurde im h/x-Diagramm jeweils der Lufteintritt und Luftaustritt eingezeichnet. Die Pfeilrichtungen der spezifischen Wärmemengen $q_{ges.}$, $q_{sens.}$ & $q_{lat.}$ in Abbildung 5-22 sind Hinweis auf das Vorzeichen der jeweiligen Größe. In Tabelle 5-9 sind die luftseitigen Messwerte aus Abbildung 5-22 und weitere gelistet.

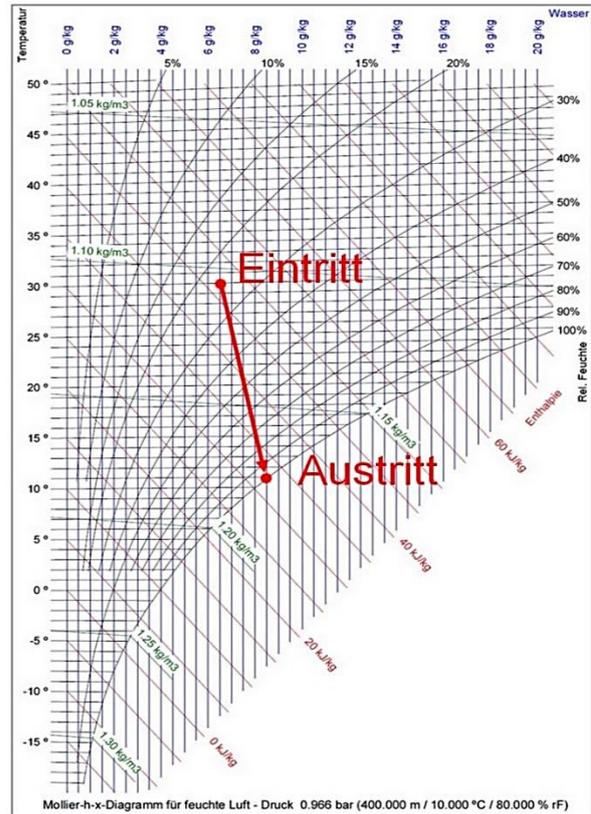
Tabelle 5-9: Messwerte für die Luftaustrittsbedingungen für versch. Zeitpunkte τ zu Abbildung 5-20 (Stoffwerte Bell 2016)

Zeitpunkt τ	[s]	-30	0	30	60	120	140
Temperatur	[°C]	1,2	4,1	11,0	11,9	22,0	24,7
relative Feuchte	[% r.F.]	76	86	100	100	97	57
absolute Feuchte	[g/kg]	3,3	4,5	8,5	9,1	17,0	11,6
Kondenswasser-Massenstrom	[g/h]	930	420	-390	-510	-2070	-1040

5 Vermessung PCM-Speicherverdampfer

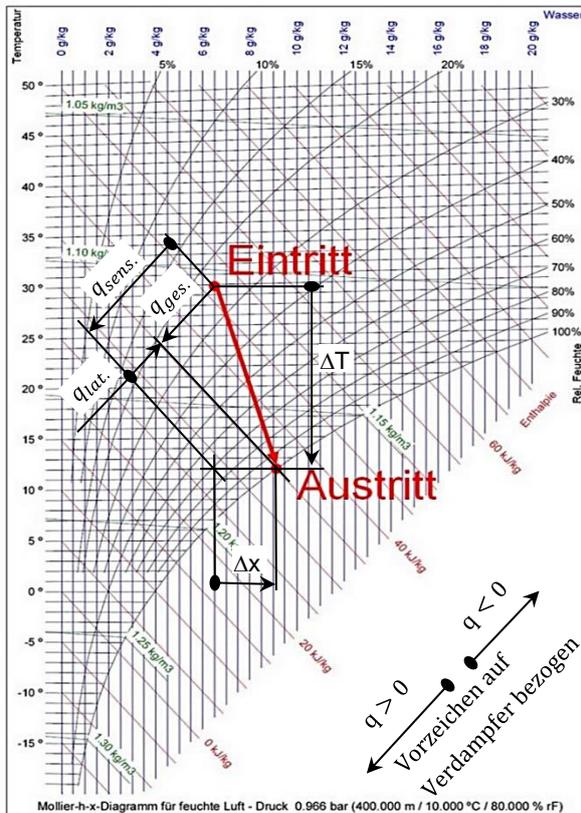


$\tau = 0 \text{ s}$



$\tau = 30 \text{ s}$

$\tau = 60 \text{ s}$



$\tau = 140 \text{ s}$

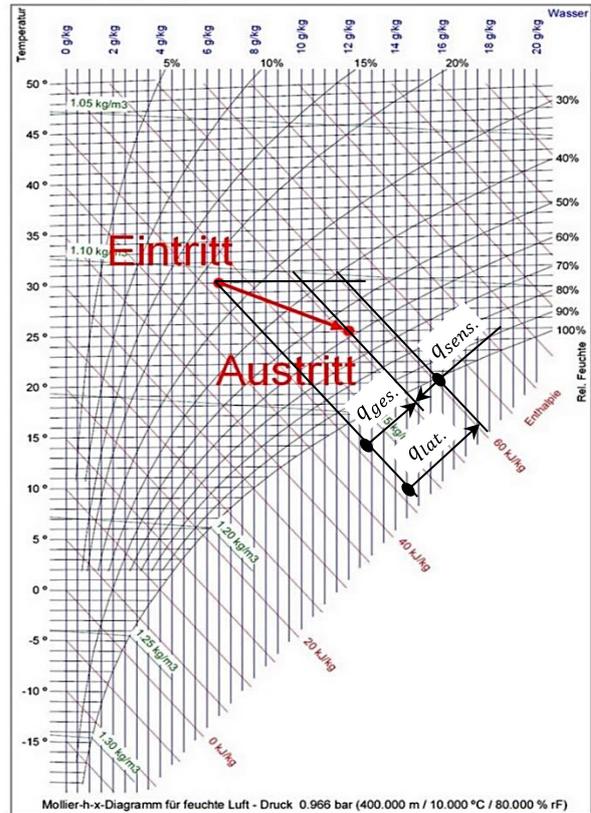


Abbildung 5-22: h/x-Diagramm für vier versch. Zeitpunkte nach Verdichterstopp. Lufteintritt in den Verdampfer mit 30 °C und 23 % r. F. (h/x-Diagramm von Dolder 2017)

5.8.3 Einfluss flüssige Kältemittelmenge

Die im Betrieb im Verdampfer befindliche Kältemittelmenge beeinflusst durch Verdampfen von Kältemittel das thermische Verhalten des Verdampfers nach Verdichterstopp. Das verwendete Kältemittel R134a besitzt eine Verdampfungsenthalpie von 199 J/g bei 0 °C (Stoffwert aus Bell 2016). Es wurde somit zu jedem Betriebspunkt nach Tabelle 5-6 ein Messzyklus gefahren, bei welchen Reste von flüssigem Kältemittel (bei Verdichterstopp) sich im Verdampfer befanden und welche ohne flüssiges Kältemittel im Verdampfer („Pump-down“). Für Zyklen ohne flüssiges Kältemittel im Verdampfer wurde 10 s vor Verdichterstopp das EXV geschlossen („Pump-down“) und somit die flüssigen Kältemittelreste verdampft. Für Messpunkte mit flüssiger Kältemittelbeladung blieb das EXV während der Messdauer unverändert geöffnet. Um das Entladen und Erstarren des PCM zu verhindern, wurde der Kältekreis zuvor nur 30 s in Betrieb genommen. Die Betriebsbedingungen des Kältekreislaufes vor dem Verdichterstopp sind in Tabelle 5-10 gelistet. Die Lufteintrittsbedingungen in den Verdampfer waren 30 °C mit 21 % r. F. und 200 kg/h Luftmassenstrom.

Der Versuch zeigt für beide Varianten, mit und ohne „Pump-down“, bei einer Luftaustrittstemperatur von 9 °C ein Plateau, siehe markierter Bereich A in Abbildung 5-23. Der eigentliche Unterschied der beiden Verläufe lässt sich in der Steigung der Temperaturlinie oberhalb von 10 °C erkennen. Dieser ist für den Fall mit flüssigen Restkältemittel im Verdampfer flacher verlaufend. Dies zeigt sich auch bei anderen Versuchen mit variierenden Lufteintrittsbedingungen. Der Unterschied, mit und ohne „Pump-down“, der gesamten Wärmemenge, welche der Verdampfer der Luft entzieht, ist nach Tabelle 5-11 je nach Betriebspunkt zwischen 7 kJ und knapp 10 kJ. Dies entspräche der Verdampfungsenthalpie von 35 bis 50 g R134a Kältemittel. Die hohe Messunsicherheit der hier zu Grunde liegenden luftseitigen Größe $\dot{Q}_{Kälte}$, siehe Kapitel 5.7, und weitere Unsicherheiten einer transienten Messung, lassen jedoch keinen gesicherten Zusammenhang zwischen einer errechneten, luftseitigen Energiemenge und der tatsächlichen flüssigen Kältemittelbeladung des Verdampfers zu. Es kann sich hierbei nur um einen Richtwert handeln.

Tabelle 5-10: Betriebsbedingungen vor dem Verdichterstopp für den Versuch in Abbildung 5-23

Messwert	Messstelle	Messwert (20 s gemittelt)
Kältemittelmassenstrom	\dot{m}_{R_Cond}	95 kg/h
Frequenz Verdichter	f_{FU_Comp}	30 Hz
Kondensationstemperatur	$t_{s_R_Cond_out}$	43 °C
Unterkühlung vor EXV	$p_{R_EXV_in}$ $t_{R_EXV_in}$	8 K
Luftmassenstrom Kondensator	\dot{m}_{A_Cond}	1550 kg/h
Überhitzung nach Verdampfer	$(t_{R_Evap_out})$	20 K (bei Pump-down) 10 K (ohne Pump-down)
Verdampferausgangsdruck	$p_{R_Evap_out}$	2,7 bar

Tabelle 5-11: Energetische Auswertung für Versuche bezüglich der Kältemittelbeladung des Verdampfers

Temperatur Luft Eintritt	Luftmassenstrom	Pump-down	Gesamte Wärmemenge von 5 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge von 5 bis 15 °C
°C	kg/h	Ja/Nein	kJ	kJ
30	300	Nein	66,7	58,0
30	200	Nein	71,6	57,5
30	100	Nein	73,6	58,5
30	300	Ja	56,9	43,7
30	100	Ja	64,6	56,2
30	200	Ja	64,4	48,9

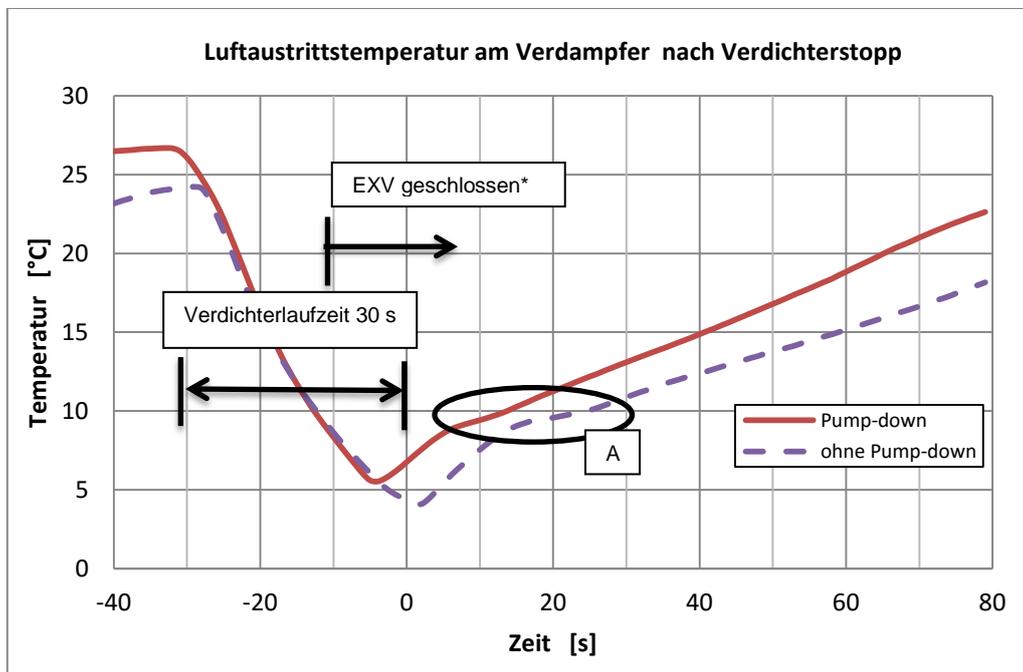


Abbildung 5-23: Verlauf der Luftaustrittstemperatur nach Verdichterstopp für die Lufteintrittsparameter 30 °C, 21 % r. F. und 200 kg/h (*bei Pump-down)

5.8.4 Einfluss PCM Entladezustand

Bei stationären Betriebspunkten des Kältemittelverdichters wird dem Phasenwechselmedium (PCM) im Verdampfer Wärme entzogen (es wird „entladen“) und erstarrt. Es werden mehrere Zyklen verglichen, welche sich durch unterschiedlich lange Verdichterlaufzeiten (1 bis 4 Minuten) unterscheiden. Da die Verdichterlaufzeit bei einem stationären Betriebspunkt der Entladezeit des PCM entspricht wird, ergibt sich die Benennung der Graphen in Abbildung 5-24 und Abbildung 5-25 mit beispielweise mit „PCM 4 min“. Nach dem Stoppen des Verdichters wurde das Verhalten des Verdampfers durch Messen der Luftaustrittsparameter, Temperatur und Luftfeuchte, aufgezeichnet. Der Graph „PCM 0 min“ stellt den sensiblen Wärmeanteil im Verdampfer (Aluminium und PCM) dar, da nur wenig PCM während der kurzen Verdichteranlaufphase erstarrt. „0 min“ deswegen, weil sich bis zum Verdichterstopp noch kein

stationären Betriebspunkt einstellen konnte. Der Umstand, dass sich bei längeren Betriebszeiten des Kältekreislaufes auch mehr Kondenswasser aus Luftfeuchtigkeit an der großen Oberfläche eines Verdampfers niederschlägt, muss berücksichtigt werden.

Bei einer Luft Eintrittstemperatur von 40 °C, in Abbildung 5-24, verlaufen alle Graphen gleich bis hin zu einem Plateau der Luftaustrittstemperatur bei 20 °C. Mit längerer vorhergehender Laufzeit des Verdichters verlängert sich das Temperaturplateau zeitlich. Diese Auffächerung der Temperaturverläufe, zu sehen im markierten Bereich in Abbildung 5-24, lässt sich vor allem durch die Menge an verdunstendem Kondenswasser an der Verdampferoberfläche erklären. Im Luftaustrittstemperaturfenster von 4 bis 15 °C zeigt sich kein eindeutiger Trend bezüglich gesamter Wärmemenge und vorhergehender Verdichterlaufzeit, siehe Tabelle 5-13. Es ergeben sich Werte von 61 bis 67 kJ. Die sensiblen Energiemengen für diesen Temperaturbereich sind durchwegs geringer als jene der gesamten Energiemenge. Das lässt darauf schließen, dass im betrachteten Messzeitraum mehr Wasser auskondensiert als verdunstet ist. Betrachtet man einen größeren Temperaturbereich, von 4 bis 25 °C Luftaustrittstemperatur, ergibt sich für die gesamte Wärmemenge eine Spreizung von 124 bis 148 kJ für die versch. Messpunkte und für die sensible Wärmemenge 136 bis 195 kJ. Die größere sensible Wärmemenge im Vergleich zur gesamten Wärmemenge lässt sich mit dem verstärkten Verdunsten von Kondenswasser an der Verdampferoberfläche erklären.

Die Abbildung 5-25 zeigt die Temperaturverläufe für eine Luft Eintrittstemperatur von 30 °C. Hier zeigt sich auch ein gleicher Anstieg der Temperatur bis zu einem flacheren Plateau zwischen 11 und 14 °C der Luftaustrittstemperatur. Mit längerer vorhergehender PCM-Entladezeit verlängert sich auch der flache Bereich (Markierung in Abbildung 5-25) des Temperaturverlaufes. Beim Vergleich der gesamten Wärmemenge von 4 bis 15 °C Luftaustrittstemperatur für diesen Messzyklus, laut Tabelle 5-12, zeigt sich, dass diese mit zwischen 59 und 78 kJ liegen. Die Spanne für die sensible Energiemenge hingegen, umfasst einen Bereich von 54 bis 112 kJ. Die zeitliche Länge des Temperaturplateaus (Markierung in Abbildung 5-25) ist augenscheinlich mehrheitlich durch verdunstendes Wasser an der Verdampferoberfläche geprägt.

Alle Zahlenwerte der übertragenden Energiemengen sind in Tabelle 5-13 und Tabelle 5-14 gelistet. Dabei zeigt sich, dass die Werte für die gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C Luftaustrittstemperatur (siehe Tabelle 5-14), für den Fall mit 20 °C Eintrittstemperatur, deutlich unter 60 kJ liegt. Dies legt die Vermutung nahe, dass bedingt durch den geringen Wärmestrom bei 20 °C Luft Eintrittstemperatur und 100 kg/h Luftdurchsatz, das PCM noch nicht vollständig geschmolzen war, als die Luftaustrittstemperatur 15°C erreichte. Die sehr ähnlichen Werte für die gesamte Wärmemenge (laut Tabelle 5-14) lassen darauf schließen, dass die längere Verdichterlaufzeit lediglich die Kondenswassermenge an der Verdampferoberfläche erhöht.

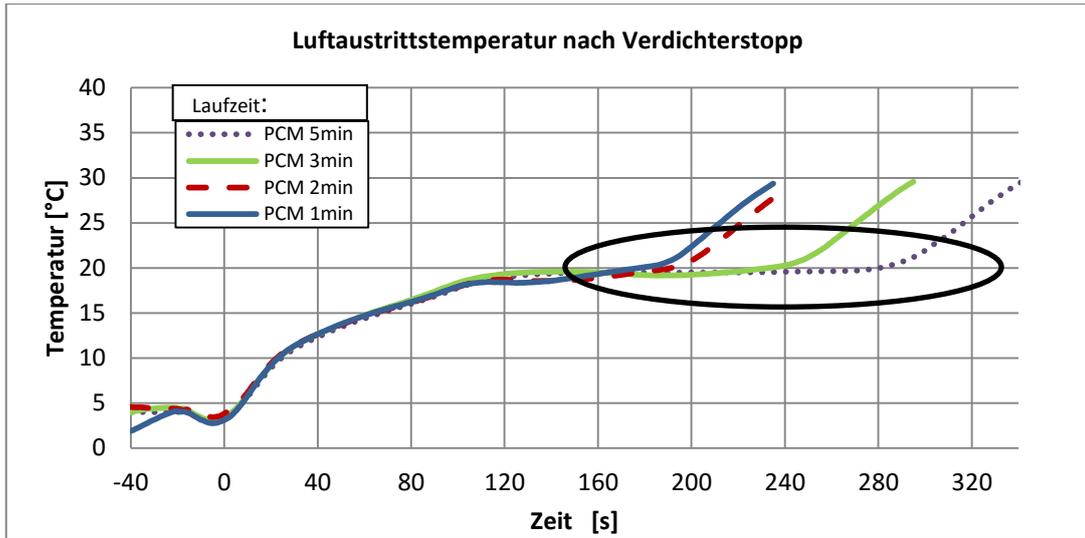


Abbildung 5-24: Verläufe für die Luftaustrittstemperatur für verschieden lange vorhergehende Verdichterlaufzeiten bei den Lufteintrittsparametern: 40 °C, 22 % r. F. und 100 kg/h

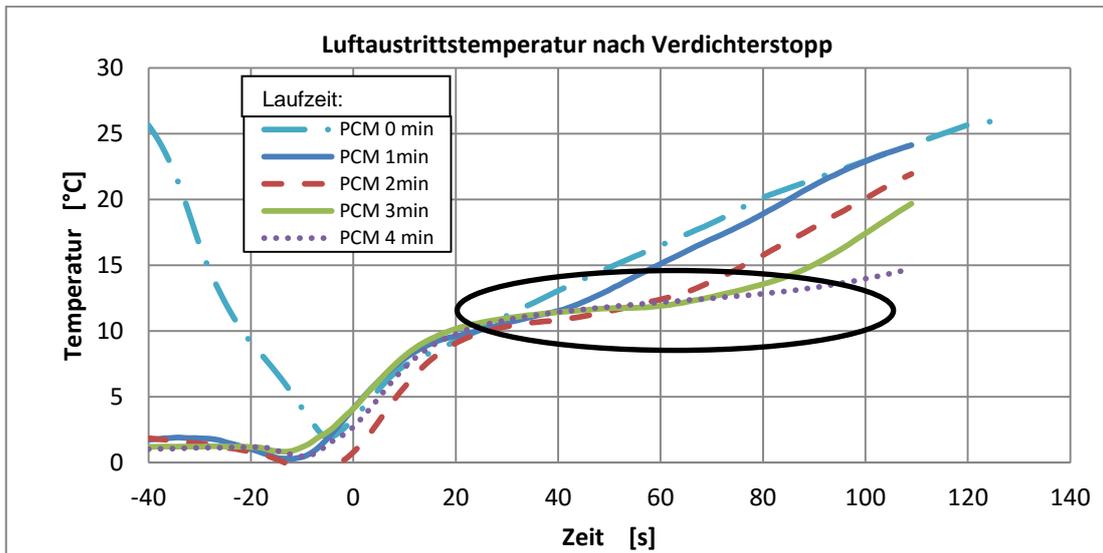


Abbildung 5-25: Verläufe für die Luftaustrittstemperatur für verschieden lange vorhergehende Verdichterlaufzeiten bei den Lufteintrittsparametern: 30 °C, 21 % r. F. und 200 kg/h

Tabelle 5-12: Auswertung für die Randbedingungen: Lufteintrittstemperatur 30°C und Luftmassenstrom 200 kg/h

Laufzeit	Zeit bis 15 °C Luftaustritt	Gesamte Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Sensible Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge von 4 bis 15 °C
min	s	kJ	kJ	kJ	kJ
0	49	69,0	57,1	64,7	54,1
1	60	59,6	65,8	59,6	65,8
2	77	74,0	86,7	59,2	75,6
3	90	69,3	94,9	69,3	94,9
4	111	83,3	116,8	77,5	112,0

Tabelle 5-13: Auswertung für die Randbedingungen: Lufteintrittstemperatur 40 °C und Luftmassenstrom 100 kg/h

Laufzeit	Zeit bis 15 °C Luftaustritt	Gesamte Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Sensible Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge von 4 bis 15 °C
min	s	kJ	kJ	kJ	kJ
1	64	70,0	51,4	61,0	46,4
2	65	68,7	52,0	67,1	51,0
3	63	69,7	51,7	63,2	47,7
5	68	71,3	55,2	65,0	51,2

Tabelle 5-14: Auswertung für die Randbedingungen: Lufteintrittstemperatur 20 °C und Luftmassenstrom 100 kg/h

Laufzeit	Zeit bis 15 °C Luftaustritt	Gesamte Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Sensible Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge von 4 bis 15 °C
min	s	kJ	kJ	kJ	kJ
1	243	53,0	70,2	41,9	60,1
2	252	60,4	77,6	40,6	61,1
3	238	45,2	67,8	38,0	60,7
5	246	37,8	70,7	34,2	67,0

5.8.5 Einfluss Lufteintrittstemperatur

Der Einfluss der Lufteintrittstemperatur auf den Verlauf der Luftaustrittstemperatur nach Verdichterstopp ist in Abbildung 5-26 dargestellt. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit betrug 3 min bei einer Verdichtersfrequenz von 20 Hz. Drei unterschiedliche Lufteintrittstemperaturen wurden vermessen. Mit einer höheren Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer verläuft der Temperaturanstieg nach Verdichterstopp steiler. Durch die höhere treibende Temperaturdifferenz zwischen Eintrittsluft und Verdampfer steigt die der Luft entzogene Wärmeleistung an. Auch verlagert sich das Niveau des Temperaturplateaus zu höheren Temperaturen. Für die Lufteintrittsparameter 20°C, 31 % r. F. und 100 kg/h lässt sich in Abbildung 5-26 keine deutliche Abflachung des Verlaufes der Luftaustrittstemperatur erkennen. Lediglich eine kurzzeitige Änderung der Steigung lässt sich bei einer Luftaustrittstemperatur von 7,5 °C vermuten (markierter Bereich A). Auf die deutlich geringeren Werte für die gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C für den Versuch mit 20 °C Eintrittstemperatur (siehe Tabelle 5-15), wurde bereits in Abschnitt 5.8.4 hingewiesen.

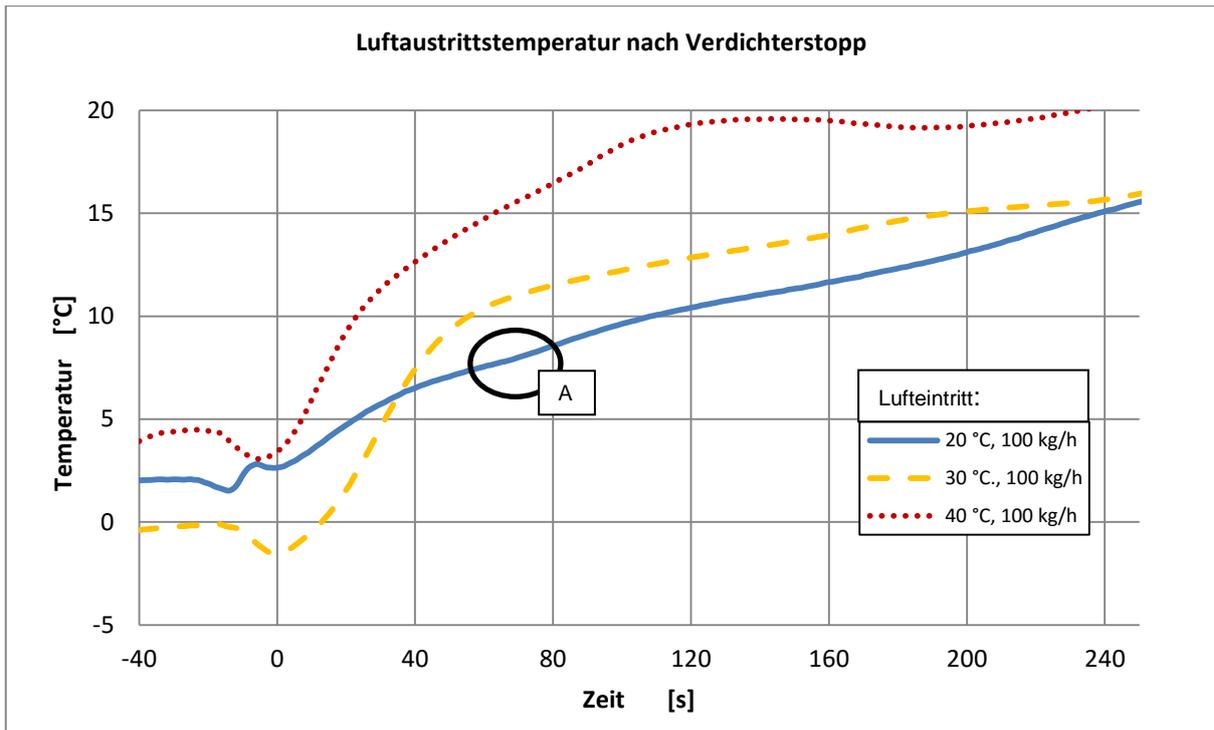


Abbildung 5-26: Verlauf der Luftaustrittstemperatur nach dem Verdichterstopp für verschiedene Lufteintrittstemperaturen. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit betrug 3 min

Tabelle 5-15: Auswertung für die Randbedingungen: Luftmassenstrom 100 kg/h, Verdichterbetriebszeit 3 min

Lufteintritt	Zeit bis 15 °C Luftaustritt	Gesamt Wärmemenge Stopp bis 15 °C	Sensible Wärmemenge Stopp bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge von 4 bis 15 °C
°C	s	kJ	kJ	kJ	kJ
20	240	45,2	67,8	38,0	60,7
30	195	110,3	107,5	70,7	79,9
40	65	69,7	51,7	64,8	48,7

Um Rückschlüsse auf den Zustand des PCM im Inneren des Speicherverdampfers zu ziehen, ist in Abbildung 5-27 der Verlauf der Temperatur im Inneren dargestellt. Im Verdampfer, genauer am Messpunkt $t_{PCM_Evap_2}$ (Abbildung 5-5 und Abbildung 4-7), ist ein markanter Wendepunkt im Temperaturverlauf nach Verdichterstopp auszumachen. Unabhängig von der Lufteintrittstemperatur, in Abbildung 5-27 für 20 °C und 40 °C zu sehen, lässt sich dieser Knick im Verlauf bei einer Temperatur von 9 °C ausmachen. Auch bei variierenden Luftmassenströmen durch den Verdampfer lässt sich ein solcher Wendepunkt im Verlauf von $t_{PCM_Evap_2}$ bei 9 °C feststellen. An der Messstelle dürfte dieser Wendepunkt im Temperaturverlauf von $t_{PCM_Evap_2}$ auf den Phasenübergang des PCM hinweisen. Ein gesicherter zeitlicher Zusammenhang zwischen diesem Wendepunkt und dem tatsächlichen Phasenzustand des gesamten PCM lässt sich daraus aber nicht ableiten. Wegen der

unvollständigen Füllung mit PCM an der Messstelle $t_{PCM_Evap_2}$, dürfte sich hier ein phasenwechselbedingter Wendepunkt im Temperaturverlauf zeitlich verfrüht darstellen.

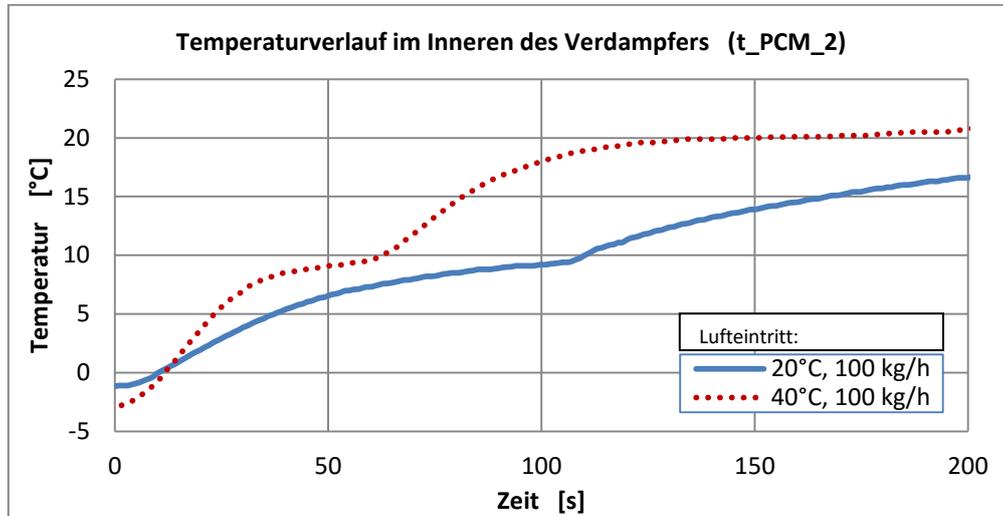


Abbildung 5-27: Temperaturverlauf im Verdampfer ($t_{PCM_Evap_2}$) nach Verdichterstopp für zwei verschiedene Lufteintrittstemperaturen und einem Luftmassenstrom von 100 kg/h

Ein Wendepunkt im Verlauf der Temperatur im Inneren des Verdampfers ($t_{PCM_Evap_2}$) lässt sich auch beim Anfahrvorgang des Verdichters erkennen. Dieser ist auch bei einer Temperatur von 9°C vorzufinden. In Abbildung 5-28 ist dies bei einer Betriebszeit von 40 s zu erkennen. Die berechnete Verdampfungstemperatur ($t_{s_R_Evap_out}$), errechnet aus dem gemessenen Kältemitteldruck am Verdampferaustritt, zeigt beim Anfahrvorgang bei 20 s auch einen markanten Wendepunkt im zeitlichen Verlauf bei 9 °C. Bei Lufteintrittstemperaturen in den Verdampfer von 30 bzw. 20 °C, jeweils bei einem Luftmassenstrom von 100 kg/h, ließ sich dieser Knick im Verdampfungstemperaturverlauf ($t_{s_R_Evap_out}$) bei ca. 0 °C erkennen. In der Luftaustrittstemperatur ($t_{A_Evap_out}$) ist ein solcher Wendepunkt während des Anfahrvorganges nicht erkennbar. Weitere Messungen bei anderen Lufteintrittsparmetern zeigt ein ähnliches Bild. Die Messstelle im Verdampfer ($t_{PCM_Evap_2}$) weist einen Wendepunkt bei 9 °C auf

Tabelle 5-16: Betriebsbedingungen des Kältekreislaufes für den Versuch in Abbildung 5-28

Messgröße	Messstelle	Messwert (vor Verdichterstopp 30 s gemittelt)
Kältemittelmassenstrom	\dot{m}_{R_Cond}	120 kg/h
Frequenz Verdichter	f_{FU_Comp}	50 Hz
Elektr. Leistung Verdichter	P_{FU_Comp}	2800 W
Kondensationstemperatur	$t_{s_R_Cond_out}$	50 °C
Unterkühlung vor EXV	$(t_{R_EXV_in})$	6 K
Luftmassenstrom Kondensator	\dot{m}_{A_Cond}	4600 kg/h
Überhitzung nach Verdampfer	$(t_{R_Evap_out})$	10 K
Verdampferausgangsdruck	$p_{R_Evap_out}$	3,6 bar

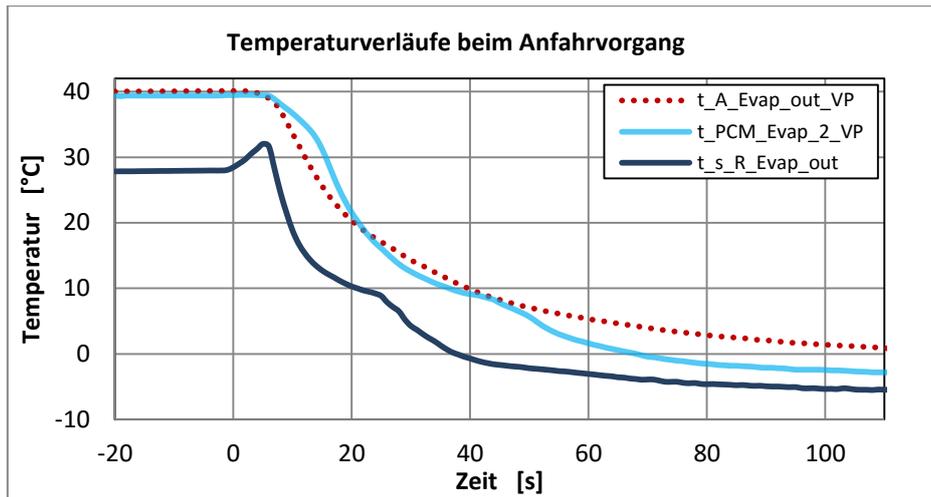


Abbildung 5-28: Temperaturverläufe am Verdampfer beim Anfahren des Verdichters mit den Lufteintrittsparametern 40 °C, 22 % r. F. und 100 kg/h

5.8.6 Einfluss Luftmassenstrom

Um den Einfluss des Luftmassenstromes durch den Verdampfer zu untersuchen, wurden die Testläufe 20, 21 und 30 (laut Tabelle 5-6) bei einer Lufteintrittstemperatur von 30 °C und 23 % r. F. analysiert. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit betrug 2 min bei einer Verdichterfrequenz von 30 Hz. Der Anstieg der Luftaustrittstemperatur nach dem Verdichterstopp ist erwartungsgemäß steiler, desto höher der Luftmassenstrom durch den Verdampfer ist. Durch die erhöhte Strömungsgeschwindigkeit verbessert sich der luftseitige Wärmeübergang, die mittlere treibende Temperaturdifferenz steigt und in Folge erhöht sich der Wärmestrom. Die Zeitdauer des Plateaus der Luftaustrittstemperatur verlängert sich mit sinkendem Luftmassenstrom, wie in Abbildung 5-29 zu erkennen ist. Die Lage des Temperaturplateaus bleibt unverändert zwischen 10 und 15 °C Luftaustrittstemperatur. Um die Verläufe hinsichtlich Gradienten besser vergleichen zu können, wurden in Abbildung 5-30 die Temperaturverläufe für die verschiedenen Luftmassenströme, ab einer Luftaustrittstemperatur von 5 °C, verglichen. Hier ist ersichtlich, dass die Steigung des Temperaturverlaufes während der „Plateauphase“ sehr wohl unterschiedlich ist.

Tabelle 5-17: Auswertung für die Randbedingungen: Lufteintrittsbedingungen 30 °C 23 % r. F. und eine vorhergehende Verdichterlaufzeit von 2 min

Luftmassenstrom	Zeit bis 15 °C	Gesamt Wärmemenge Stopp bis 15 °C	Sensible Wärmemenge Stopp bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge von 4 bis 15 °C
kg/h	s	kJ	kJ	kJ	kJ
100	246	131,9	145,2	81,0	108,4
200	110	83,3	116,8	77,5	112,0
300	58	55,4	88,2 kJ	60,0	92,4

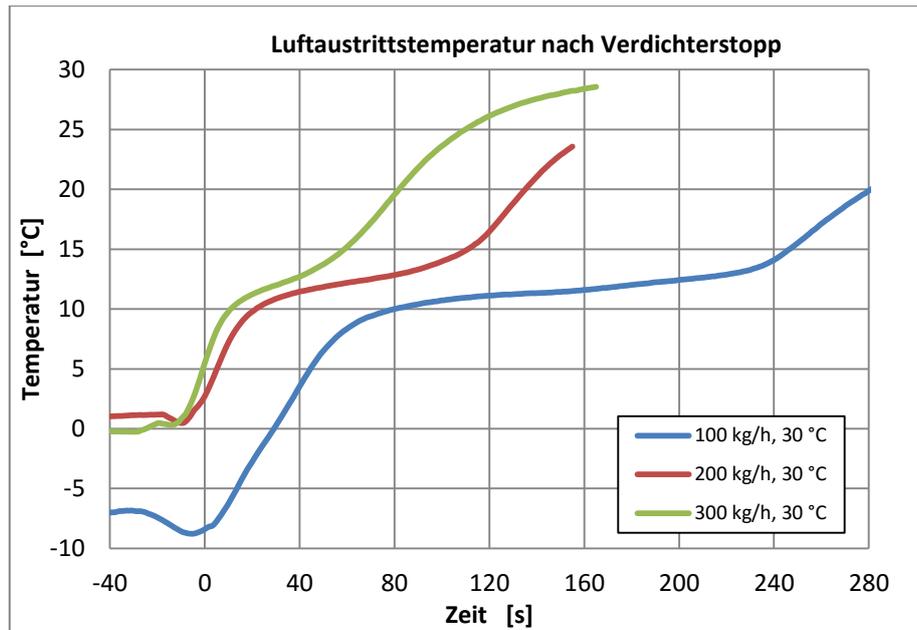


Abbildung 5-29: Verlauf der Luftaustrittstemperatur nach Verdichterstopp für Eintrittsparameter 30 °C und 23 % r. F.. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit betrug 2 Minuten.

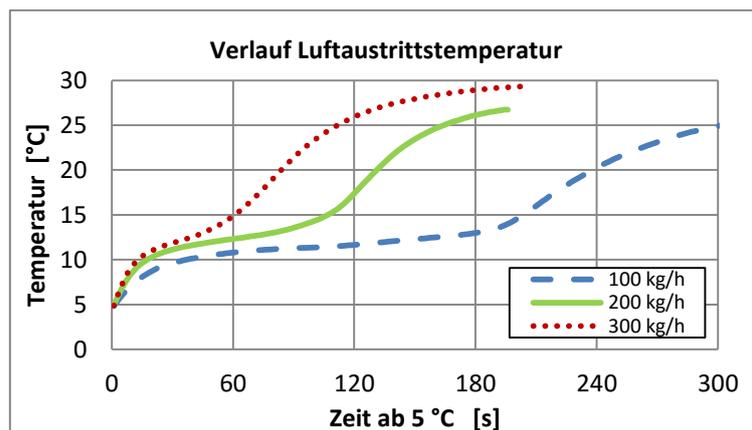


Abbildung 5-30: Vergleich der Temperaturverläufe bei verschiedenen Verdampferluftmassenströmen beginnend bei 5 °C für Eintrittsparameter 30 °C und 23 % r. F.

5.8.7 Messpunkt „Delphi Automotive SAE Paper“

Dieser Messpunkt dient als Vergleich mit einem konstruktiv abweichenden Speicherverdampfer von Delphi Automotive. Der Aufbau dieses PCM-Speicherverdampfers ist in Kapitel 4.3 erklärt. In dem genannten SAE Paper wurde die Simulation und Vermessung dieser Speicherverdampfer bei den Luft Eintrittsbedingungen 27 °C und 35 % r. F. publiziert (Delphi 2014). Der Versuchslauf im Folgenden wurde bei einem Luftmassenstrom von 308 kg/h mit einem abgeänderten Verdichterstopp-Prozedere durchgeführt. Das EXV verharrt während des Verdichterstillstandes im geöffneten Zustand und es kommt zu einem Druckausgleich zwischen der Hochdruck- und Niederdruckseite des Kältekreislaufes. Die Laufzeit des Verdichters vor dem Stopp betrug 5 Minuten (Graph „PCM 5min“). Die Tabelle 5-18 beinhaltet die Energieauswertung, wie sie auch bei allen anderen Betriebspunkten durchgeführt wurde. In

Abbildung 5-31 ist der Verlauf der Luftaustrittstemperatur nach Verdichterstopp dargestellt. Darin ist eine deutliche Abflachung im Temperaturbereich von 10 bis 14 °C (markierter Bereich A in Abbildung 5-31) zu erkennen. Daran anschließend bildet sich ein knapp 120 s langes Temperaturplateau bei ungefähr 15 °C Luftaustrittstemperatur (markierter Bereich B in Abbildung 5-31). Eine Luftauslasstemperatur von 14 °C wird nach 56 s erreicht. In Abbildung 5-32 sind die Verläufe der sensiblen und gesamten luftseitigen Kälteleistungen während der Messdauer für den Graphen „PCM 5min“ abgebildet.

Als Vergleich zum Verhalten des „Behr-Hella“ Speicherverdampfers in Abbildung 5-31, ist in Abbildung 5-33 der Temperaturverlauf des „Delphi Automotiv“ Speicherverdampfers aus dem SAE Paper dargestellt. In Abbildung 5-33 stellen die strichlierten Verläufe die Verdichterdrehzahl dar und die durchgezogenen Linien die Luftauslasstemperatur nach dem Verdampfer. Delphi Automotive hat sowohl den Speicherverdampfer (rote Linien) als auch einen gewöhnlichen Verdampfer (blaue Linien) vermessen (Delphi 2014). Die darin vermerkte Zeitdauer von 95 s repräsentiert den Zeitgewinn (Klimatisierung trotz Motorstillstand) durch die Verwendung eines Speicherverdampfers. Weiters ist in Abbildung 5-33 ersichtlich, dass der Verlauf nach dem Verdichterstopp beim Speicherverdampfer von Delphi weniger schnell ansteigt, als bei dem Modell von Behr-Hella (Abbildung 5-31) und sich ein Temperaturplateau zwischen 8 und 14 °C ausbildet. Es wird eine Luftaustrittstemperatur von 14 °C nach rund 125 s nach Verdichterstopp erreicht und somit 69 s später als beim Behr-Hella Speicherverdampfer. Ein besserer Vergleich ist möglich wenn der Temperaturverlauf des Delphi Speicherverdampfers (in Abbildung 5-33) gedanklich bis hin zu 15 °C verlängert wird und diese bei geschätzt $\tau=135$ s erreicht. Der Speicherverdampfer hingegen weist ein Plateau bei der Luftaustrittstemperatur bei 15 °C auf, welches sich zeitlich über 50 s erstreckt ($100<\tau<150$ s). Es sei hier nochmals angemerkt, dass es sich hier um zwei konstruktiv unterschiedliche Speicherverdampfer handelt und vermutlich auch ein PCM Anwendung gefunden hat.

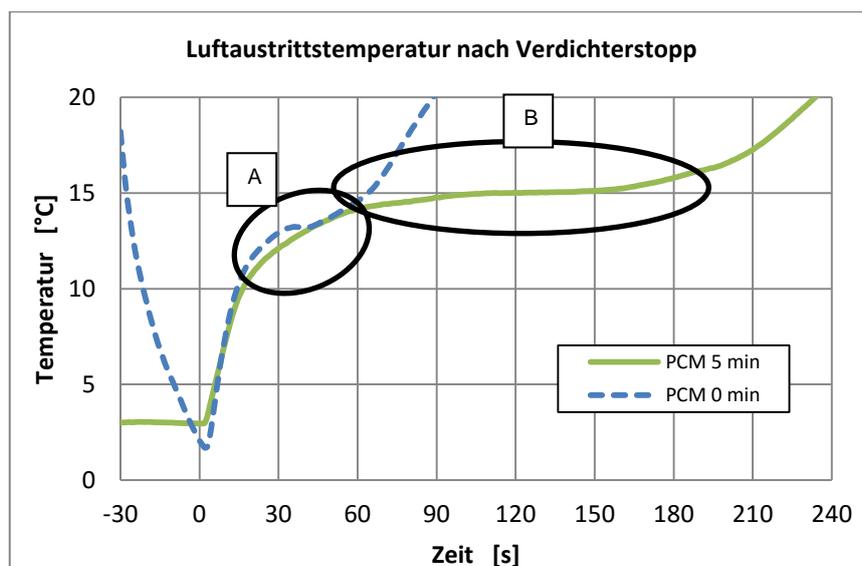


Abbildung 5-31: Verlauf der Luftaustrittstemperatur nach Verdichterstopp für Eintrittsparameter 27°C, 35 % r. F. und 308 kg/h. Die vorhergehende Verdichterlaufzeit bei stat. Betriebspunkt betrug 5 Minuten bzw. 0 min

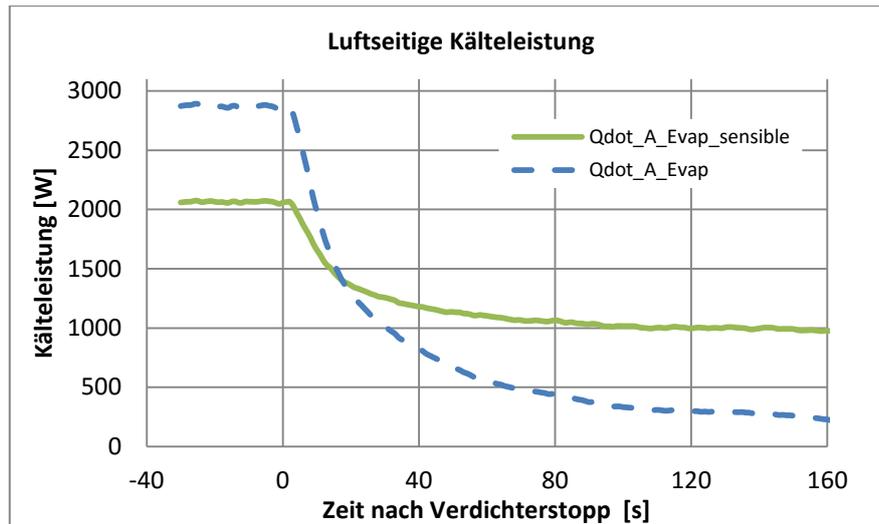


Abbildung 5-32: Sensible und gesamte luftseitige Kälteleistung nach Verdichterstopp für die Lufteintrittsbedingungen 27 °C, 35 % r. F. und 308 kg/h. Die vorhergehende Verdichterbetriebszeit betrug 5 Minuten

Tabelle 5-18: Auswertung für den Verlauf in Abbildung 5-31; bis 15 °C Luftaustrittstemperatur

Laufzeit	Zeit bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Sensible Wärmemenge: Stopp bis 15 °C	Gesamte Wärmemenge 4 bis 15 °C	Sensible Wärmemenge 4 bis 15 °C
min	s	kJ	kJ	kJ	kJ
0	64	91,5	87,5	69,7	74,3
5	99	93,8	140,5	79,2	116,0

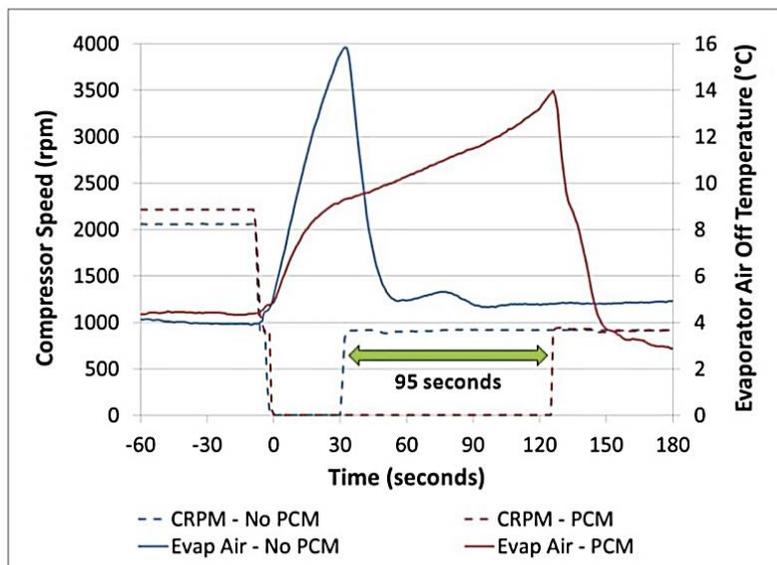


Abbildung 5-33: Verhalten des Speicherverdampfers von „Delphi Automotive“ als Vergleich. Lufteintrittsbedingungen: 28 °C, 35 % r. F. und 308 kg/h (Delphi 2014)

5.9 Druckverluste des Speicherverdampfers

Zu den relevanten Eigenschaften eines Wärmetauschers, hier eines Verdampfers, zählen auch die Druckverluste, die beim Durchströmen des jeweiligen Mediums auftreten. Das Wissen um die Druckverlust-Charakteristik einer Komponente ist für die Auslegung und Optimierung einer Gesamtanlage unabdingbar.

Mittels eines Differenzdrucksensors (Messstelle dp_A_Evap ; siehe Abbildung 5-12) wurde der Druckverlust der Luft durch den Verdampfer gemessen. Der Verdampfer befand sich zum Zeitpunkt der Messung im thermischen Gleichgewicht mit der Umgebung (Lufteintrittstemperatur gleich Austrittstemperatur) und die Luft durchströmten Lamellen waren in trockenem Zustand, ohne anhaftendes Kondenswasser. Der Verdichter war nicht in Betrieb. Die Lufteintrittsbedingungen waren 30 °C und 23 % r. F. bei einem Umgebungsluftdruck von 972 mbar. Der Lüfter war, wie in Kapitel 5.2.2 beschrieben, stromabwärts des Verdampfers angeordnet. Ein Strömungsgleichrichter vor dem Verdampfer sorgte für eine orthogonale und turbulenzarme Zuströmung der Luft zum Verdampfer. Die Messergebnisse für verschiedene Luftmassenströme sind als Punkte in Abbildung 5-34 eingetragen und der Verlauf mittels eines Polynoms 2. Ordnung approximiert. Der dimensionslose Druckverlustbeiwert ζ (Verlustziffer) definiert nach Gl. 5-12, wurde für die Luftpassage durch den Verdampfer aus den Messdaten mit $\zeta = 83$ ermittelt.

An der Messstelle dp_R_Evap (rechtes Messgerät in Abbildung 5-8) wurde die Kältemitteldruckdifferenz an den Anschlussrohren des Verdampfers gemessen. Die Messergebnisse für stationäre Betriebsbedingungen des Verdichters sind als Punkte in Abbildung 5-35 eingetragen und der Verlauf ebenfalls mittels eines Polynoms 2. Ordnung approximiert. Die Betriebsbedingungen des Kältekreislaufes während dieser Messungen sind in Tabelle 5-19 gelistet.

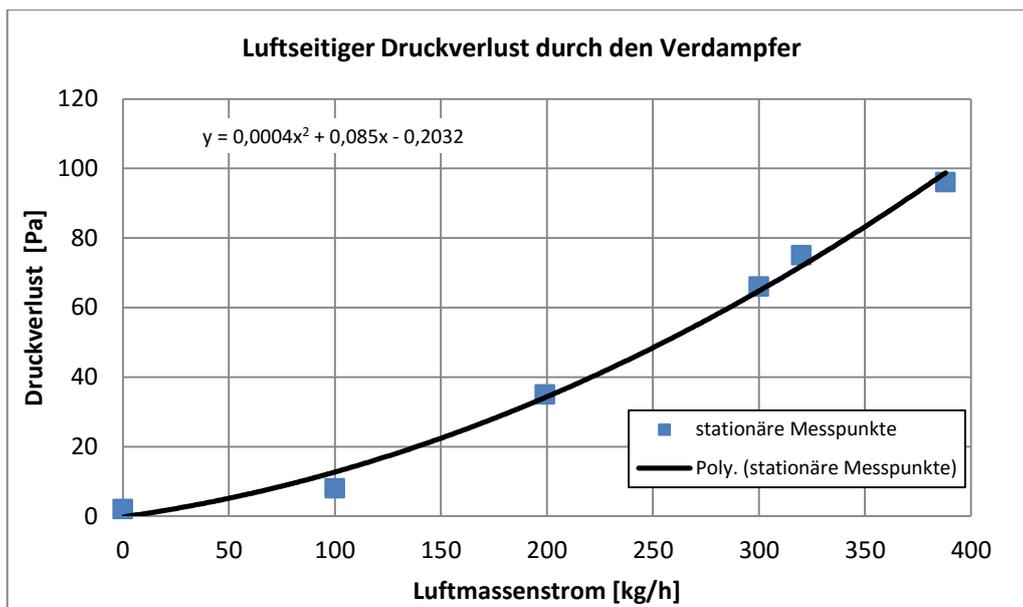


Abbildung 5-34: Druckverlust der Luft (30 °C) durch den Verdampfer mit einem Ausgleichspolynom 2. Ordnung zur Veranschaulichung

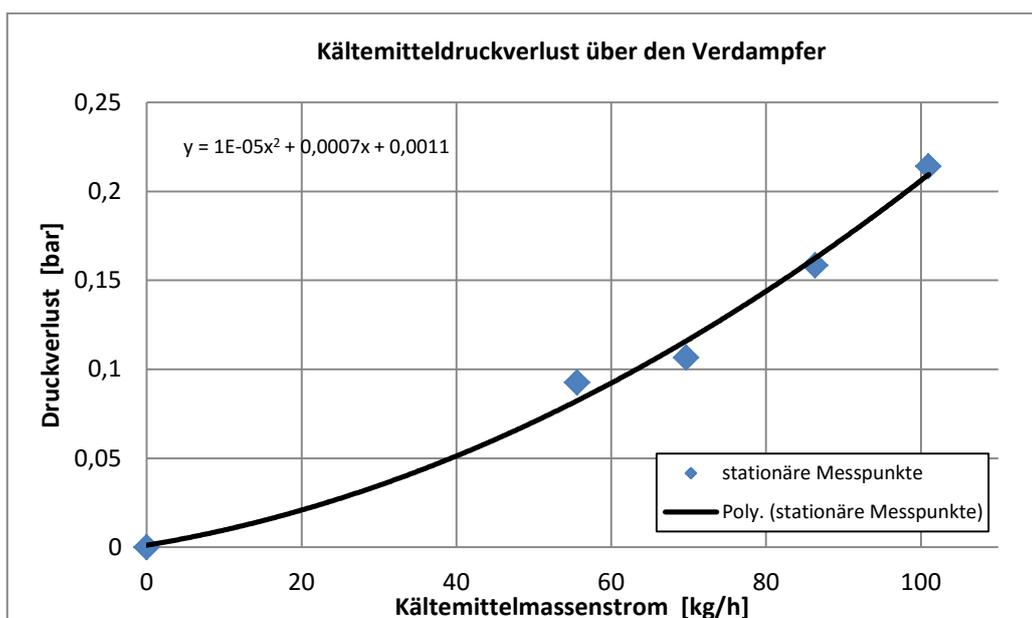


Abbildung 5-35: Kältemitteldruckverlust für den Betriebspunkt in Tabelle 5-19 mit einem Ausgleichspolynom 2. Ordnung zur Veranschaulichung

Tabelle 5-19: Randbedingungen für die Vermessung des kältemittelseitigen Druckverlustes über den Verdampfer

Messgröße	Messstelle	Betriebspunkt
Verdampfungstemperatur	$(p_R_Evap_out)$	-2 °C
Überhitzung nach Verdampfer	$(t_R_Evap_out)$	10 K
Kondensationstemperatur	$(p_R_EXV_in)$	44 °C
Unterkühlung vor EXV	$(t_R_EXV_in)$	6 K
Verdampfungsdruck	$p_R_Evap_out$	2,7 bar

5.10 Druckverlust in Ringwellenschläuchen

Für den kältemittelseitigen Anschluss der mobilen Versuchsanlage an einen externen Prüfstand werden, wie in Kapitel 3.9 erwähnt, Ringwellenschläuche verwendet. In der verwendeten Ausführung aus rostfreiem Stahl und ohne Innenauskleidung aus Kunststoff, treten hohe Druckverluste auf. Die wellige Oberfläche im Inneren führt zu starken Turbulenzen in der Strömung des Kältemittels. Während der Vermessung befand sich ein Ringwellenschlauch mit Nenninnendurchmesser DN 8 mm mit einer Länge von 2 m zwischen Verdichter und Kondensator im Kältekreislauf, zusammen mit der Messstelle $dp_R_tube_Comp_out$. Auf der Niederdruckseite fand zwischen Verdampfer und Verdichter ein Ringwellenschlauch mit DN 12 mit einer Länge von $L=2$ m Anwendung. Der Differenzdruck Δp wurde von der Messstelle $dp_R_tube_Comp_in$ erfasst. Der Nenninnendurchmesser ist der Mindestinnendurchmesser D_i , in Abbildung 3-19 mit „id \varnothing “ bezeichnet. In Abbildung 5-36 ist der Druckverlust der Ringwellenschläuche über der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{c} des Kältemittels aufgetragen und mit einem Polynom 2. Ordnung approximiert. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit errechnet sich nach Gl. 5-10 mit Hilfe des Kältemittelmassenstroms \dot{m} (Messstelle $\dot{m}_R_Cond_out$), der Querschnittsfläche A_{RWS} und der Dichte ρ des gasförmigen Kältemittels am Eintritt in den Ringwellenschlauch. Die Dichte am Eintritt in den Ringwellenschlauch wurde aus den Messwerten der Messstellen $p_R_Evap_out$ und $t_R_Evap_out$ bzw. $p_R_Comp_out$ und $t_R_Comp_out_tube$, mit Hilfe des Stoffwertprogramms CoolProp, errechnet (Bell 2016). Die dimensionslosen Druckverlustbeiwerte, Rohrreibungszahl λ und Verlustziffer ζ definiert nach Gl. 5-11 bzw. Gl. 5-12, wurden für die Ringwellenschläuche aus den Messdaten errechnet und in Tabelle 5-20 festgehalten.

$$A_{RWS} = \frac{D_i^2 \pi}{4} \quad \text{Gl. 5-9}$$

$$\bar{c} = \frac{\dot{m}}{\rho * A_{RWS}} \quad \text{Gl. 5-10}$$

$$\Delta p = \lambda * \frac{L * \rho * \bar{c}^2}{D_i * 2} \quad \text{Gl. 5-11}$$

$$\Delta p = \zeta * \frac{\rho * \bar{c}^2}{2} \quad \text{Gl. 5-12}$$

Tabelle 5-20: Gemittelte Kältemiteleintrittsbedingungen in die Ringwellenschläuche und die rechnerisch ermittelten Druckverlustbeiwerte

	Eintrittsdruck	Eintrittstemperatur	Rohrreibungszahl λ	Verlustziffer ζ
	bar	°C	[-]	[-]
RWS DN12	2,3...3,2	4...12	0,14	23
RWS DN 8	10...14	87...100	0,12	31

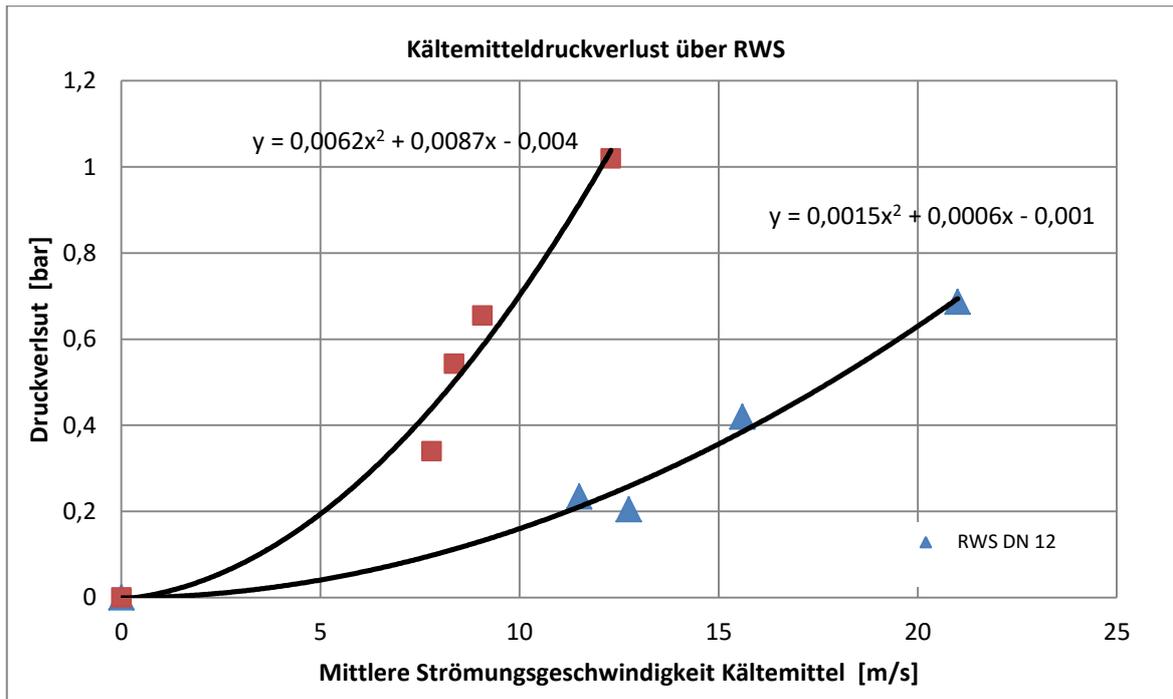


Abbildung 5-36: Messpunkte für den Druckverlust in Ringwellenschläuchen ($L=2\text{ m}$), approximiert mit einem Polynom 2. Ordnung

6 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die vorliegende Arbeit befasste sich einerseits mit dem Aufbau einer mobilen Versuchsanlage und andererseits mit der Vermessung eines Speicherverdampfers. Die Schlussfolgerungen aus beiden Teilbereichen werden im Folgenden getrennt erörtert.

6.1 Aufbau der mobilen Anlage

Dieser Teil der Masterarbeit beschäftigte sich mit der Auslegung, konstruktiven Planung und Aufbau einer mobilen Klima-Versuchsanlage. Die Anlage konnte im Anschluss erfolgreich in Betrieb genommen werden und alle Funktionalitäten getestet werden. Der übersichtliche Aufbau des Kältekreislaufes prädestiniert die mobile Anlage zusätzlich als Vorführobjekt einer Kälteanlage. Zusätzlich ist durch die Kältemittelanschlüsse der Betrieb von externen Kältemittelwärmetauschern, z.B. in einer Klimakammer, möglich.

Die optisch aufbereitete Software-Oberfläche (Abbildung 3-35) zum Betrieb der mobilen Anlage macht das Bedienen dieser einfach. Das automatische Abschalten des Verdichters beim Überschreiten von Temperatur- oder Druckgrenzen schützt diesen vor Beschädigung bei etwaiger Fehlbedienung. Der PID-Regler welcher in der Software implementiert wurde, kann durch Anpassen der EXV-Öffnung den Kältekreislauf auf eine vorgegebene Kältemittelüberhitzung nach Verdampfer regeln.

Der verwendete Verdichter ist für die mobile Anlage zu groß dimensioniert. Dessen Gewicht und in Folge jenes der ganzen mobilen Anlage erschwert das Manövrieren in engen Gängen und beim Durchfahren von Türrahmen. Die mobile Versuchsanlage im stand-alone Betrieb kann nur an der unteren Leistungsgrenze des Verdichters betrieben werden. Dazu speist der FU den Verdichter mit einer Versorgungsfrequenz von 15 bis 25 Hz.

Der verwendete FU (nominelle Leistung 5,5 kW) hätte wohl eine Leistungsstufe kleiner gewählt werden können, da im Betrieb mit einem FU immer mit einer Frequenzrampe angefahren wird. Zusätzlich starten Scrollverdichter laut Herstellerangaben immer entlastet, also mit verringertem Drehmoment. Der Anlaufstrom des internen Elektromotors bleibt somit auch gering. Ein FU mit der nominellen Leistung, welche der nominellen Leistung des Verdichters (3,23 kW) entspricht, wäre ausreichend gewesen.

Das verwendete EXV ist im Hinblick auf sein Leistungsspektrum (von 1 bis 12,8 kW Kälteleistung) groß dimensioniert; es wird im Betrieb also nur ein kleiner Öffnungsbereich wirklich genutzt. Durch eine vorgegebene Auflösung der Öffnungsschrittweite, verschlechtert sich die maximal mögliche Regelqualität etwas.

Die verwendeten Lüfter liefern aus der subjektiven Beurteilung während der ersten Testläufe heraus nicht den erwarteten Luftdurchsatz. Ein möglicher Grund dafür ist ein größerer Druckverlust über die Wärmetauscher als in der Auslegung angenommen. Möglich ist auch, dass die Leistungssteuerung mittels der Phasenanschnittsteuerung im Volllastbetrieb nicht die volle Leistung freigibt. Die beiden Module „M012“ und „M150“ von Kemo bereiteten bei der

Steuerung anfangs Probleme. Bei einer Ansteuerung von 100 % des analogen Steuersignals, gab das Modul nur knapp 50 % der Leistung frei. Die Komponenten wurden danach vom Hersteller auf Kulanz getauscht. Die nun verbauten Komponenten verrichten, soweit überprüfbar, den zu erwartenden Dienst.

Die elektromagnetische Ausstrahlung des Steuerkabels vom EXV-Steuermodul zum EXV störte anfangs das Messsignal der Pt100 Elemente. Da das Pt100 Sensorelement mit einem sehr geringen Konstantstrom im μA Bereich gespeist wird, ist es besonders anfällig für Einstreuungen von außen. Hier mussten nach dem ersten Testlauf der mobilen Anlage besondere Vorkehrungen bezüglich elektromagnetischer Abschirmung getroffen werden.

6.2 Vermessung Speicherverdampfer

Bei den mehrheitlich instationären Messungen der luftseitigen Parameter hinter dem Speicherverdampfer, konnte dessen thermisches Verhalten gut gezeigt werden. Nach dem Verdichterstopp bildete sich im Lufttemperaturverlauf ein Plateau aus, welches zum Teil dem verbauten PCM zu zurechnen ist und zum Teil dem Verdunsten des Kondenswassers an der Oberfläche. Weiters konnten die Einflüsse Luftmassenstrom, Lufteintrittstemperatur und vorhergehende Verdichterlaufzeit untersucht werden. Dabei zeigte sich, wie erwartet, ein großer Einfluss der kondensierenden Luftfeuchtigkeit bzw. das spätere Verdunsten des anhaftenden Kondenswassers.

Die erwartete thermisch gespeicherte Energiemenge im Speicherverdampfer von rund 62 kJ, nach Kapitel 4.4, konnte bei den meisten Messzyklen gut nachgewiesen werden. Die gesamte Wärmemenge von 4 bis 15 °C war für die meisten Messzyklen zwischen 60 und 70 kJ. Die Ausnahme bilden hier die Messzyklen mit einer Lufteintrittstemperatur von 20 °C. Bei diesen war die gemessene gesamte Wärmemenge (zwischen 4 und 15 °C Luftaustrittstemperatur) mit Werten von 34 bis 42 kJ deutlich darunter.

Bei der Vermessung konnte der Speicherverdampfer von Behr-Hella unter Beweis stellen, dass er im Stande ist die Luftaustrittstemperatur im Umluftbetrieb (Eintritt: 27 °C 35 % r. F.) 90 s lange unter 15 °C zu halten, siehe Abbildung 5-31. Dies ist ein mögliches Kriterium für den sinnvollen Einsatz eines solchen Speicherverdampfers in PKWs mit Start-Stopp-System. Wenn auch nur im Zusammenspiel mit verdunstendem Kondenswasser auf dessen Oberfläche. Müsste die durch Verdunstung abgegebene Wärmemenge vom PCM aufgebracht werden, müsste die Speicherfähigkeit des Speicherverdampfers um 50 % erhöht werden. Verdichterstopp bis 15 °C Austrittstemperatur: $Q_{\text{gesamt}} = 93,8 \text{ kJ} \rightarrow Q_{\text{sensibel}} = 140,5 \text{ kJ}$; aus Tabelle 5-18. Wird der Verdampfer mit feuchter Frischluft versorgt, würde sich die notwendige Speicherfähigkeit des Verdampfers, nochmals deutlich erhöhen.

Bei der Vermessung des Speicherverdampfers erwies sich der verwendete Verdichter als zu groß dimensioniert. Er wurde meist mit einer Frequenz von 20 bis 30 Hz betrieben, um die gewünschte Kälteleistung darzustellen. Speziell bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen oder

geringen Luftmassenströmen in den Verdampfer (z.B. in Test #21 siehe Abbildung 5-29) war es nicht möglich, während stationären Betriebspunkten des Verdichters, die Luftaustrittstemperatur über 0 °C zu halten. Derart geringe Luftaustrittstemperaturen führen in Folge der Kondenswasserabscheidung am Verdampfer zu dessen Vereisung. Die Kondenswassermengen waren während den Versuchen gering, die Vereisung für den Kältekreislauf kein Problem, für die Messwerte aus Test #21 jedoch von Relevanz.

Bei der ersten Inbetriebnahme des Prüfstandes kam es zu ungewöhnlicher Lärmentwicklung seitens des Verdichters. Schrille Geräusche im Frequenzbereich von 3 bis 4 kHz (gemessen) waren mit einem Schalldruckpegel von über 90 dB (gemessen) dominant. Auch höhere Frequenzen von 7,5 kHz und 12 kHz (gemessen) waren bei einem Schalldruckpegel von 60 bis 80dB (gemessen) schwer erträglich. Die weniger dominanten hohen Frequenzen konnten Strömungsgeräuschen in den Rohranschlüssen zugeordnet werden. In gewissen Betriebspunkten des Kältekreislaufes traten hier Strömungsgeschwindigkeiten von 20 m/s auf. Die Rohrquerschnitte waren für die dort auftretende niedrige Gasdichte nicht hinreichend groß dimensioniert. Das schrille Geräusch zwischen 3 und 4 kHz dürfte einen mechanischen Ursprung gehabt haben. Der Scrollverdichter wurde vom Verkäufer auf Kulanz getauscht und das Austauschmodell verrichtete anschließend geräuscharm seinen Dienst.

Die Messunsicherheit der Luftfeuchtigkeit am Verdampfereintritt (*rh_A_Evap_in*) beeinflusste die Energiemengenbetrachtung erheblich. Die relative Messunsicherheit des zu Grunde liegenden Wärmestromes ist mit 19 % beziffert; siehe Abschnitt 5.7. Davon ist ein Drittel diesem Feuchtigkeitssensor zu zurechnen. Bei Messungen, welche derart sensibel auf die Luftfeuchtigkeit reagieren, wäre die Auswahl eines höherwertigen Sensors als mögliche Verbesserung denkbar. Den größeren Einfluss auf die Messunsicherheit hatte jedoch die Lufttemperaturmessung nach dem Verdampfer. Das Temperaturmessgitter in der Luftströmung 300 mm stromabwärts vom Verdampfer war gut platziert, um die Temperaturverteilung im Luftstrom aufzulösen. Die für die Energiebetrachtung benötigte mittlere Temperatur war wegen der unbekanntenen Geschwindigkeitsverteilung in der Strömung jedoch mit großer Unsicherheit behaftet. Eine längere, gut gedämmte Durchmischungsstrecke hinter dem Verdampfer und ein dort platziertes Messgitter wären als Verbesserung denkbar. Die Eruiierung eines Strömungsgeschwindigkeitsprofils wäre ein weiterer Zugang zu diesem Problem.

Die Messpunkte bezüglich Lufteintrittsbedingungen in den Speicherverdampfer wurden bewusst mit geringer Luftfeuchtigkeit gewählt. Der Vorteil daraus war eine geringe Kondensatmenge, welche sich während der Verdichterlaufzeit am Verdampfer niederschlägt. Jedoch war es nicht möglich, die Klimakammer soweit hin zu trocknen, dass der Taupunkt der Eintrittsluft unter der Verdampfungstemperatur zum Liegen kommt. Dies bedeutet die Kondenswasserbildung war somit nicht zu vermeiden. In der Messphase, also während dem Verdichterstillstand, war die geringe Eintrittsluftfeuchte nachteilig. Wegen der niedrigen Feuchtkugeltemperatur der eintretenden Luft, konnte das Kondenswasser bereits bei geringen Luftaustrittstemperaturen verdunsten. Die ausgeprägte Fähigkeit der trockenen Luft, Feuchtigkeit aufzunehmen, führte zu

großen latenten Wärmeleistungen in den Stillstandsphasen. Daraus rührte ein großer Einfluss auf die sensible Kälteleistung des Speicherverdampfers während des Verdichterstillstandes.

Für einen Verdampfer aus dem Automobilbereich wäre ein Messpunkt mit höherem Luftmassenstrom, z.B. bis zu 500 kg/h, interessant gewesen. Zumindest für die Druckverlustermittlung auf der Kältemittel- und Luftseite des Verdampfers. Dies war jedoch außerhalb der Leistungsgrenzen des verwendeten Lüfters. Für die Beurteilung des thermischen Verhaltens des Speicherverdampfers nach Verdichterstopp ist ein solch hoher Luftmassenstrom wenig interessant. Für die Überbrückung der Verdichterstillstandszeit im PKW wird oft auf Umluftbetrieb und niedrigen Luftmassenstrom gesetzt.

6.3 Ausblick

Mit der mobilen Anlage wird es in Zukunft möglich sein, einen externen Kältekreislauf anzuschließen und zu betreiben. Die mobile Anlage lässt sich auch alleine betreiben und somit die Funktion des Speicherverdampfers demonstrieren. Sie wird weiters als Objekt zur Veranschaulichung eines Kältekreislauf dienen. In diesem Zuge wird die mobile Anlage, zusammen mit der „Augmented Reality“ Brille des VIRTUAL VEHICLE, zur Darstellung der Möglichkeiten rund um das Thema „Virtual Reality“ Verwendung finden.

Die Vermessungsdaten des PCM-Speicherverdampfers geben dessen thermisches Verhalten unter unterschiedlichsten klimatischen Bedingungen wieder. Mit diesen Erkenntnissen wird es im Anschluss an diese Arbeit möglich sein, einen solchen Speicherverdampfer in einem Simulationsprogramm modellieren und validieren zu können.

Wärmetauscher mit PCM, speziell im Bezug auf die energieaufwendige Klimatisierung von Fahrzeugen, werden in Zukunft sicher vermehrt Anwendung finden. Wie im Kapitel 1 bereits erwähnt, lässt sich ein System mit einem Speicherverdampfer auch auf die Größe von Schienenfahrzeugen skalieren. Längere Überbrückungszeiten und Frischluftbetrieb führen bei einer ähnlichen Systemstruktur (PCM im Verdampfer eingebettet) aber zu einer deutlichen Vergrößerung der Komponente „Verdampfer“.

7 LITERATURVERZEICHNIS

ABB GmbH (2012): „Datenblatt Sensyflow FMT400“.

https://library.e.abb.com/public/4b1bedc779e83d62c1257ac30050be0d/10_14_622_DE_G.pdf
(21.04.2017)

ADAC (2005): „Autotest VW Passat Variant 2.0 TDI“.

<https://www.adac.de/infotestrat/tests/auto-test/detail.aspx?IDTest=1621> (17.03.2017)

Ahlborn GmbH (2017): „Grundlagen der Temperaturmessung“.

http://www.ahlborn.com/de_DE/temperaturmessung (21.04.2017)

Alco Controlls (2013): „Elektrische Regelventile EX4/EX5/EX6/EX7/EX8 Auswahl“.

http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/AlcoLiterature/DE_EX4-8_TB.pdf
(28.04.2017)

Algoritm (2015): http://www.algoritm-tula.ru/upload/iblock/f5a/vlt_2800_p.png (11.04.2017)

Autodoc (2017): <https://cdn.autodoc.de/thumb?id=2389307&lng=de> (17.03.2017)

Behr-Hella GmbH (2016): „Kältemittel- und Ölfüllmengenhandbuch“. Schwäbisch Hall

https://www.hella.com/hella-tech-world-de-de/assets/media_global/1069_AC_Filling_Quantities_2016_DE.pdf (10.10.2016)

Behr-Hella GmbH (2017): „Speicherverdampfer für Micro- und Mild-Hybrid-Fahrzeuge“.

http://www.behrhellaservice.com/beh-hella-service/assets/media/Speicherverdampfer_Micro-Mild-Hybrid-Fahrzeuge_KI_Behr_Hella_Service_DE.pdf (19.03.2017)

Behr Hella Service (2017):

<http://cat.hella.com/pim43/upload/HellaImages/photo/web/35130479.jpg> (19.03.2017)

Bell I.H. (2016): „CoolProp“ - C++ Bibliothek Version 5.1.0,

<http://coolprop.sourceforge.net/index.html> (17.03.2017)

Berghofer 2017: https://www.berghoefer-hamburg.de/img/tech/edstawell_prd.jpg (19.03.2017)

BGB 305: Bundesgesetzblatt Nr. 305/1969, 1969, Kälteanlagen und Wärmepumpen,

http://www.ris.bka.gv.at/Dokumente/BgblPdf/1969_305_0/1969_305_0.pdf (16.03.2017)

BGB 450: Bundesgesetzblatt Nr. 450/1994, Elektroschutzverordnung,

<https://www.ris.bka.gv.at/GeltendeFassung/Bundesnormen/20007682/ESV%202012%2c%20Fassung%20vom%2012.08.2016.pdf> (28.04.2017)

Bräss H. (2005): „Handbuch Kraftfahrzeugtechnik“. Springer Fachmedien, Wiesbaden

Bräss H. (2011): „Handbuch Kraftfahrzeugtechnik“. Springer Fachmedien, Wiesbaden

Breidert H.J. (2009): „Projektierung von Kälteanlagen“. C. F. Müller, Heidelberg

Copeland (2011): „Scroll Klimaverdichter - Produktauswahl“.

http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/CopelandLiterature/PSC_ACScroll_08_EFG_0908_1.pdf (15.05.2017)

- Copeland (2001): "Scroll compressors for air-conditioning ZR 18 K4*... ZR 81 KC**".
<http://www.heronhill.co.uk/pdf/industry4.pdf> (19.03.2017)
- Cubigel (2017): "Technical Data Sheet - GS34TB_T VE09".
<http://www.herkuleskaelte.de/mediafiles//Sonstiges/GS34TB.pdf> (19.05.2017)
- Danfoss GmbH (2005): „Auswahlkatalog Hubkolbenverdichter-Prospekt“.
http://www.ries-gmbh.de/temp/explorer/files/import/kataloge/Kaelte/Verdichter/Katalog_MT_MTZ_deu.pdf
(17.03.2017)
- Danfoss GmbH (2012): „Montagehinweise für Danfoss Verdichter“.
http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/06/montagehinweise_ei620a103.pdf (13.04.2017)
- Delphi Automotive (2014): Kowsky C., Wolfe E., Chowdhury S., Ghosh D., Wang M. :
"PCM Evaporator with Thermosiphon". SAE International, United States,
<https://saemobilus.sae.org/content/2014-01-0634> (12.04.2017)
- Dolder (2017): „Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft“.
http://www.dolder-ing.ch/wissen/Lueftung-Klima/h-x-diagramm/h-x-diagramm-pdf-vorlagen-download/Mollier_h,x-Diagramm_966mbar.pdf (22.05.2017)
- Dubbel (2011): Grote K.-H., Feldhusen J.: „Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau“.
Springer, Berlin Heidelberg
- Emerson (2008): "Universal Driver Module Technical Data".
<http://www.emersonclimate.com/Documents/FlowControls/Final%20FC-TD%20EXD-U00.pdf>
(18.04.2017)
- Endress AG (2017): "Technische Information - Proline Promass 80F & 83F".
https://portal.endress.com/wa001/dla/5000275/1920/000/02/TI00101DDE_1314.pdf
(21.04.2017)
- GlobalSpec (2017): IEEE Engineering360: "Loop Powered Devices Information".
http://www.globalspec.com/learnmore/industrial_computers_embedded_systems/industrial_computing/loop_powered_devices (11.04.2017)
- Gloor R. (2017): "Asynchronmaschine".
<http://www.energie.ch/asynchronmaschine> (27.03.2017)
- Greisinger GmbH (2017): „Messumformer für Luftfeuchte & Temperatur“.
https://greisinger.de/files/upload/de/produkte/bda/GHTU_MP_UNI_DE.pdf (21.04.2017)
- Großmann H. (1999): „Aerodynamik des Automobils“. Springer-Verlag Berlin Heidelberg
- Großmann H. (2013): „Pkw-Klimatisierung“ Springer Vieweg, Berlin Heidelberg
- Haustechnik 2010: <http://www.haustechnikdialog.de/SHKwissen/Images/Bauteile-EEV-Danfoss.jpg> (27.03.2017)
- Hendriks M. (2002) (Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH): „Leistungsregelung von Hubkolben- und Schraubenverdichtern“. Sindelfingen
https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/av-0201-de.pdf (16.03.2017)
- Honeywell Refrigerants (2015): "Solstice® yf (R-1234yf) Properties".
<https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/solstice-yf-refrigerant/> (25.04.2017)

- Hylök 2017: http://www.hy-lok.de/img/Hy-Lok_verschraubung.gif (13.04.2017)
- Jungnickel H. (1990): „Grundlagen der Kältetechnik“ Verlag Technik GmbH, Berlin
- Keller AG (2015): „Hoch genaue(0,01%) Drucktransmitter“.
<http://www.keller-druck.com/picts/pdf/german/33xg.pdf> (21.04.2017)
- Keller AG (2016): „Piezoresistive Drucktransmitter Serie 23 SY/Y“.
http://www.keller-druck.com/picts/pdf/german/23sy_g.pdf (29.03.2017)
- KFZtech (2015): Wiesinger J.: „Die Kfz Klimaanlage (2) - Kältekreislauf und Bauteile“.
<http://www.kfztech.de/kfztechnik/sicherheit/klima/klimazwei.htm#Filtertrockner> (27.03.2017)
- Ki-Portal 2013: http://www.ki-portal.de/wp-content/uploads/sites/14/2013/04/Behr_1726-400x265.jpg (12.04.2017)
- Lemke, J. (2011): „Einsatz von Phasenwechselmaterialien in Sekundärkreisläufen von Pkw-Klimaanlagen“. TU Braunschweig
http://www.transport-research.info/sites/default/files/project/documents/20130823_143749_73681_TIFFE_paper_2_de.pdf (12.04.2017)
- Lorraine 2016: http://ecoconstruction.rpn.univ-lorraine.fr/res/R134A_1.png (13.04.2017)
- MiniTec Maschinenbau GmbH & Co. (2004): „Profilsystem Technische Daten“.
http://www.economia.at/media/profilsystem_technische_daten.pdf (27.03.2017)
- Nist (2017) (National Institute of Standards and Technology): “NIST Chemistry WebBook”.
<http://webbook.nist.gov/> (13.04.2017)
- ÖAMTC (2014): „Kältemittel für PKW-Klimaanlagen“.
<http://www.oamtc.at/media/download/2014.01.02/13886454411710.pdf> (17.03.2017)
- OIB (2015): Österreichischen Instituts Für Bautechnik: „OIB-Richtlinie 4“. Wien
https://www.oib.or.at/sites/default/files/richtlinie_4_26.03.15.pdf (17.03.2017)
- ÖNORM: EN 378-1: Österreichisches Normungsinstitut (2013): „ÖNORM EN 378 Kälteanlagen u. Wärmepumpen“. Wien
- Papst 2016: Ebm-papst Motoren & Ventilatoren GmbH: „AC_Axiallüfter 7856 ES-Prospekt“.
http://img.ebmpapst.com/products/datasheets/AC-Axialventilator-7856ES-GER.pdf?_ga=1.153516024.1192660457.1490632606 (27.03.2017)
- Parthier R. (2008): „Messtechnik“. Vieweg, Wiesbaden
- PMA GmbH (2007): „Transmitter PD61“.
http://pma-xtra.de/en/pdf/db_pd61_e_9498-737-52213.pdf (21.04.2017)
- Pohlmann W. (2010): „Taschenbuch der Kältetechnik“. VDE Verlag, Berlin
- Rau G., Ströberl R. (2004): „Die Metalle: Werkstoffkunde mit ihren chemischen und physikalischen Grundlagen“. Neuer Merkur, München
- Rieberer R. (2014): „Wärmepumpentechnik“ (LV Skriptum). Technische Universität Graz, Graz

Roloff (2005): Muhls D., Wittel H., Jansch D., Voßiek J.: „Roloff/Matek Maschinenelemente“. Vieweg, Wiesbaden

Rosemount (2010): Emerson Climate Technologies: „Product Data Sheet – Rosemount“.
1151, <http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/pm%20rosemount%20documents/00813-0100-4360.pdf> (21.04.2017)

Sensorshop (2017):
<https://www.sensorshop24.de/item/images/21822/498x390/Mantelwiderstandsthermometer-7-1-1.jpg> (29.03.2017)

Siemens AG (2012): „Produktdatenblatt 6ES7307-1EA01-0AA0“.
http://www.produktinfo.conrad.com/datenblaetter/500000-524999/513201-da-01-de-SIEMENS_SIMATIC_PS307_5A_HUTSCHINETZT.pdf (11.04.2017)

Trox GmbH (2017): „Volumenstrom-Messeinrichtungen Serie VMR“.
http://www.trox.de/downloads/47b74a9401004993/00264424_0.pdf?type=product_info
(21.04.2017)

TWK GmbH (2010): „PKW-Klimaanlagen mit R744“ (Schulungsunterlagen). Test und Weiterbildungs-Zentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, Karlsruhe

Urbanek T. (2012): „Kältespeicher“ Oldenbourg Verlag, München

Valeo (2006): Gwenaël; Haller R., Lepetit L., Loup D., Ostad M.: „Kältespeicherung für gleichbleibenden Klimakomfort im Stopp-Start-Betrieb“.
http://www.twk-karlsruhe.de/download/symposium_06/manvaleo.pdf (12.04.2017)

ViF (2017): VIRTUAL VEHICLE Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug
Forschungsgesellschaft mbH, 2017, ViFAQ-Proschüre, Graz

Waste 2014: <http://rn-wissen.de/wiki/index.php?title=Datei:Regelkreis4.png> (11.04.2017)

Zeidler F. (2014): „CryoSolplus“. Fraunhofer UMSICHT, Oberhausen,
https://www.hs-karlsruhe.de/fileadmin/hska/MMT/IKKU/ProSolar/Vortraege/05_Barbara_Zeidler-Fandrich_NEU.pdf (12.04.2017)

ZMAG (2002): Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik:
„Klimadaten von Österreich 1971 – 2000“.
http://www.zamg.ac.at/fix/klima/oe71-00/klima2000/klimadaten_oesterreich_1971_frame1.htm
(19.03.2017)

8 ANHANG

Tabelle 8-1: Vergleich des R134a-Verdampfungstemperatur-Polynoms (Gl. 3-6) mit den Werten aus CoolProp gemäß Bell (2016)

R134a Polynom- Kontrolle			
	CoolProp	Polynom	Abweichung
Druck	Verdampfungstemp.	Verdampfungstemp.	
[bar]	[°C]	[°C]	[K]
1	-26,31	-20,28108085	6,03
2	-10,03	-9,063216276	0,96
3	0,72	0,458619048	-0,26
4	8,98	8,578043834	-0,40
5	15,78	15,54698109	-0,24
6	21,62	21,57971474	-0,04
7	26,76	26,85674692	0,09
8	31,38	31,52845613	0,15
9	35,58	35,71855597	0,14
10	39,44	39,52735481	0,09
11	43,02	43,03481598	0,02
12	46,36	46,30341892	-0,06
13	49,51	49,38082088	-0,13
14	52,47	52,3023195	-0,17
15	55,28	55,09311605	-0,19
16	57,96	57,77037945	-0,19
17	60,51	60,34511101	-0,16
18	62,95	62,82380991	-0,12
19	65,28	65,20993945	-0,07
20	67,53	67,50519398	-0,03
21	69,69	69,71056667	0,02
22	71,78	71,82721789	0,05
23	73,79	73,85714443	0,06
24	75,74	75,80364946	0,06



Abbildung 8-1: Rendering der mobilen Anlage aus dem CAD Programm

8.1 Kalibrierung

Tabelle 8-2: Kalibrierung der PT100 Temperaturfühler mit Burster PT500 als geprüfte Referenz in einem temperierten, zwangsdurchmischten Glykol-Wassergemisch

Lauda_ECO_RE1225	-10 °C	0°C	30°C	60°C
Burster_PT500	-9,98	0,04	30,01	60,01
ET200M_4_BG04_PT100_01	-9,81	0,20	30,19	60,17
ET200M_4_BG04_PT100_02	-9,88	0,16	30,11	60,08
ET200M_4_BG04_PT100_03	-9,79	0,20	30,15	60,08
ET200M_4_BG04_PT100_04	-9,62	0,39	30,32	60,30
ET200M_4_BG04_PT100_05	-10,03	-0,05	29,92	59,86
ET200M_4_BG04_PT100_06	-10,14	-0,13	29,82	59,75
ET200M_4_BG04_PT100_07	-9,96	0,05	30,02	59,97
ET200M_4_BG04_PT100_08	-9,90	0,11	30,08	60,03

Tabelle 8-3: Kalibrierung der Absolutdrucksensoren mit dem LPC300 Druckkalibrator von LR-Cal als geprüfte Referenz und gemessenen Luftdruck von 983 mbar

Referenz	LPC 300 (absolut)	0,98 bar	5,2 bar	9,51 bar	17,75 bar
		[mA]	[mA]	[mA]	[mA]
p_R_Cond_in	ET200M_2_BG05_03	4,5264	6,771	9,067	13,4635
p_R_EXV_in	ET200M_2_BG05_04	4,5264	6,77079	9,0672	13,4635
p_R_Evap_out	ET200M_2_BG05_06	5,585	12,318	19,213	X

Tabelle 8-4: Kalibrierung der Differenzdrucksensoren mit dem LPC300 Druckkalibrator als geprüfte Referenz

Referenz	LPC 300 (relativ)	0 bar	4,22 bar
		[mA]	[mA]
dp_R_Evap	ET200M_2_BG05_05	4,029	17,513
dp_R_Cond	ET200M_2_BG05_07	4,07	17,536

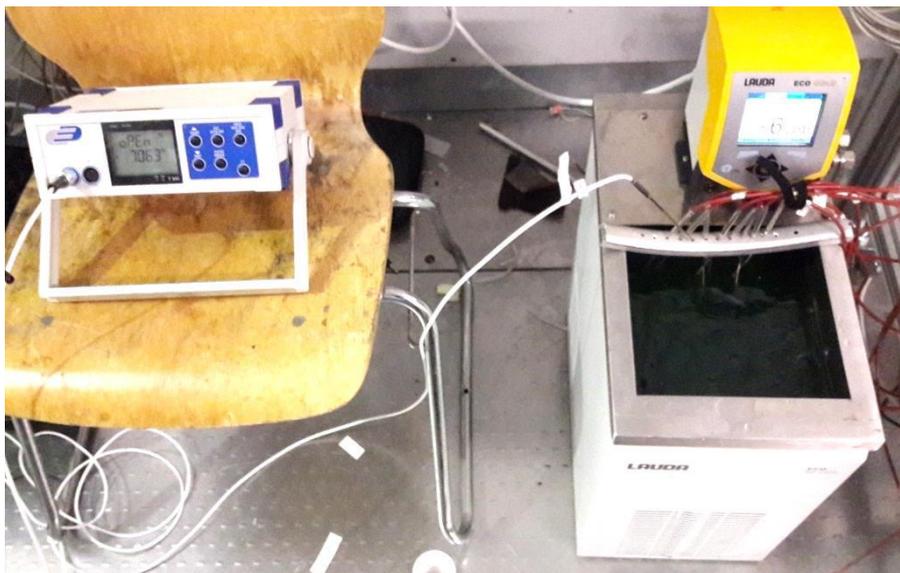


Abbildung 8-2: Aufbau für die Pt100 Kalibrierung im temperierten Wasser-Glykol Becken

8.2 Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	vollwertige Schreibweise oder Bedeutung
A/D	analog/digital
abs.	absolut
AC	Wechselspannung
AI	analog input
allg.	allgemein
Alu	Aluminium
AO	analog output
atm	atmosphärischer Druck
BGB	Bundesgesetzblatt
bzw.	beziehungsweise
CAD	computer-aided design
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
COP	coefficient of performance
DC	Gleichspannung
DN	Nenndurchmesser
eff	effektiv
el	elektrisch
EXV	elektronisches Drosselventil
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
FS	full scale
FSO	full scale output
FU	Frequenzumrichter
ges.	gesamt
Geschw.	Geschwindigkeit
GUI	graphical user interface
GWP	global warming potential
HD	Hochdruck
HFCKW	teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
IWT	Institut für Wärmetechnik
KFZ	Kraftfahrzeug
konst.	konstant
LFL	lower flammable limit
max	maximal
min	minimal
MPE	multi-port extrusion
ND	Niederdruck
NFZ	Nutzfahrzeug
NH ₃	Ammoniak
Nr.	Nummer
ÖNORM	österreichische Norm
PCM	phase change material
PID	proportional-integral-derivative
PKW	Personenkraftwagen
Pt	Platin
r. F.	relative Feuchte
R12	Difluordichlormethan oder Frigen 12
R1234yf	Tetrafluorpropylen
R134a	Tetrafluorethan oder Norfluran
rel.	relativ
RWS	Ringwellenschlauch
SAE	Society of Automotive Engineers
spez.	spezifisch
stat.	stationär
Temp.	Temperatur
TXV	thermisches Expansionsventil
u.a.	unter anderem
u.Ä.	und Ähnliche
versch.	verschiedene
ViF	Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH oder VIRTUAL VEHICLE

8.3 Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\frac{\partial f}{\partial x_i}$		partielles Differenzial
Δ		Differenz
ε	-	Leistungsziffer
η	-	Wirkungsgrad
λ	-	Liefergrad
ν	-	Gütegrad
π	-	Druckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
σ_b	N/mm ²	Biegespannung
τ	s	Zeit
ϑ_0	°C	Bezugstemperatur (Pt100 Messfühler)
φ	-	Füllgrad
A	m ²	Querschnittsfläche
B	mm	Breite
\bar{c}_p	J/(kg*K)	mittlere spezifische Wärmekapazität
\bar{c}	m/s	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
f		allgemeine Funktion
F_{abs}		absoluter Fehler
F_{rel}	-	relativer Fehler
h_{1+x}	J/kg	spezifische Enthalpie der feuchten Luft
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H	mm	Höhe
L	mm	Länge
\dot{m}	kg/kg/h	Massenstrom
m	kg	Masse
p	bar / Pa	Druck
P_{el}	W	elektrische Leistung
q	J/kg	spezifische Wärmemenge
Q	J	Wärmemenge
\dot{Q}_0	W	Verdampferleistung
\dot{Q}_c	W	Kondensatorleistung
R	J/(kg*K)	Gaskonstante
r	J/kg	Verdampfungsenthalpie
$R_{p0,2}$	N/mm ²	Streckgrenze
s	J/(kg*K)	Entropie
T	K	absolute Temperatur
t	°C	Temperatur
T_0	°C	Verdampfungstemperatur
T_c	°C	Kondensationstemperatur
u	mm	Durchbiegung
\dot{V}	m ³ /h	Volumenstrom
V	m ³	Volumen
w	J/kg	Spezifische Arbeit
w_t	J/kg	spezifische technische Arbeit
W_x	mm ³	Widerstandsmoment um die x-Achse
x	kg/kg	Absolute Feuchte
x_i		jeweiliger Messwert