

Christian Kollik, B.Sc.

CO₂ Kälte-/Zuheizanlage für Anwendungen im Schienenverkehr

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Beurteiler

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

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Alois Steiner
Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug
Forschungsgesellschaft mbH

Graz, im Juni 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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.

01.06.2015

Datum



Unterschrift

KURZFASSUNG

Titel: CO₂ Kälte-/Zuheizanlage für Anwendungen im Schienenverkehr

Autor: Christian Kollik

1. Stichwort: Bahnklimatisierung
2. Stichwort: R744
3. Stichwort: Versuchsstand

Ziel dieser Masterarbeit war es, einen Versuchsstand für eine CO₂ Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für Anwendungen im Schienenverkehr aufzubauen und in Betrieb zu nehmen. Da im Bahnsektor zurzeit rein elektrische Heizungen Standard sind, liegt hier ein Reduktionspotenzial durch den Einsatz der Wärmepumpe von bis zu ca. 50 % der aufzubringenden elektrischen Energie. Für die Inbetriebnahme der Anlage und Funktionstests der einzelnen, im kältemittelseitigen Kreislauf verbauten Komponenten kamen vorhandene CO₂-PKW-Gaskühler zum Einsatz. Nach dem Aufbau des Systems und Kalibrierung der eingesetzten Messtechnik, wurde eine Füllmengenbestimmung des Systems durchgeführt, um einen sicheren und effizienten Betrieb zu garantieren. Anschließend wurde die Anlage bei drei ausgewählten Betriebspunkten (zwei im Kühl- und eine im Wärmepumpenbetrieb) vermessen und die Ergebnisse diskutiert.

ABSTRACT

Title: reversible CO₂ heat pump for railway application

Author: Christian Kollik

1st keyword: Railway Air-Conditioning

2nd keyword: R744

3rd keyword: Test Rig

In this master thesis the main task was to assemble a reversible CO₂ heat pump for railway applications and putting it in operation. Due to the fact that solely electrical cabin heaters are currently used within the railway industry, there is a 50% potential for electrical power reduction by implementing a reversible heat pump for both cooling and heating purposes. Existing CO₂ car heat exchangers were used in order to carry out preliminary measurements. Main focus of the initial operation was the overall performance check of the refrigeration cycle itself, as well as tests of its constituent components. After completion of the test rig and calibration of the measurement technique in use, tests were carried out to determine the optimum R744 charge in order to ensure safe and efficient operation under all conditions. Finally the system`s performance was measured at three selected operating points (two for cooling mode, one for heating mode) with a subsequent discussion about the results.

Danksagung

Diese Masterarbeit entstand im Jahre 2015 im Rahmen des Projektes "Gesamtoptimierte emissionsfreie Heating-, Ventilating- und Air Conditioning-Anlage für Rail-Anwendungen" (GreenHVAC4Rail) am Institut für Wärmetechnik an der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit dem Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH (ViF), Liebherr – Transportation Systems GmbH & Co KG, Obrist Engineering GmbH, Rupert Fertinger GmbH und IESTA, Institut für innovative Energie- & Stoffaustauschsysteme. Danken möchte ich an dieser Stelle der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH, welche dieses Projekt mit Fördergeldern unterstützte und ermöglichte.

Ich möchte mich hierbei bei Herrn Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. René Rieberer vom Institut für Wärmetechnik für das Zustandekommen dieser Masterarbeit herzlich bedanken.

Des Weiteren möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des ViFs bedanken, die durch ihre fachliche und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Masterarbeit beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt dabei Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Alois Steiner für seine großartige Betreuung und Unterstützung während der gesamten Zeit dieser Masterarbeit. Weiters möchte ich mich bei Dipl.-Ing. Michael Haindler für seine Unterstützung während des Aufbaus des Versuchsstandes bedanken. Dank gebührt auch Dipl.-Ing. Peter Schrank, Dipl.-Ing. Benedikt Rabl, Dipl.-Ing. (FH) Christian Doppler und Dipl.-Ing. (FH) Michael Waltenberger die sich stets Zeit für mich nahmen um mir weiter zu helfen.

Dankend zu erwähnen sind auch die Mitarbeiter der Institutswerkstatt, insbesondere Heinz Strauss und Markus Raiber, die mir stets hilfreich zur Seite standen.

Herzlich bedanken möchte ich mich auch bei allen Freunden, die immer an mich geglaubt und mich während meiner Studienzeit begleitet haben.

Mein größter Dank gilt meinen Eltern, Waltraud und Heinz, die mich in jeder Lebenslage unterstützt haben, immer hinter mich gestanden sind und ohne deren Hilfe ich nicht so reibungsfrei meine Ziele erreicht hätte.

Graz, 30.05.2015

Christian Kollik

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Funktionsweise einer Kompressions-Kälteanlage bzw. Wärmepumpe	3
2.1.1	Der Carnot Prozess	4
2.1.2	Perkins Evans Prozess	5
2.1.3	Realer Prozess	6
2.1.4	Wichtige Kennzahlen des Verdichters	8
2.1.5	Kälteleistung, Heizleistung, COP	10
2.2	Leistungsregelung bei Kälteanlagen	13
2.2.1	Aussetzregelung	13
2.2.2	Regelung durch Abheben oder Schließen der Ansaugventile	13
2.2.3	Regelung durch Leistungsaufteilung auf mehrere Verdichter	14
2.2.4	Leistungsregelung über die Drehzahl	14
2.2.5	Regelung über Heißgas-Bypass	14
2.2.6	Saugdruckregelung	17
2.3	Kältemittel	17
2.3.1	R1234yf	17
2.3.2	R744 als Kältemittel	18
2.3.3	Eigenschaften von R744	18
2.3.4	R744 im mobilen Bereich (PKW/Zug)	22
3	<u>REGELUNG VON KÄLTEANLAGEN MIT R744</u>	23
3.1	Prozessführung	23
3.2	Hochdruckregelung im überkritischen Fall	24
3.2.1	Einfluss der Umgebungstemperatur	24
3.2.2	Einfluss des Hochdrucks	25
3.2.3	Berechnung des optimalen Hochdrucks für COP_{max}	26
3.2.4	Optimaler Hochdruck für Leistungsmaximum	27
3.2.5	Interner Wärmetauscher	28
3.3	Unterkritischer Fall	29
4	<u>VERSUCHSAUFBAU UND MESSTECHNIK</u>	31
4.1	Systemarchitektur	31
4.1.1	Kühlbetrieb	32
4.1.2	Heizbetrieb	34
4.1.3	Enteisungsbetrieb - Dreiecksprozess	36
4.2	Komponenten	38
4.2.1	Kompressor	39
4.2.2	Elektronische Expansionsventile	40
4.2.3	Fixdrossel	41
4.2.4	Wärmetauscher	42
4.2.5	Niederdrucksammler	46
4.2.6	Interner Wärmetauscher	47
4.2.7	Luftkanäle	50
4.2.8	Rückschlagventile	50
4.2.9	Magnetventile	52

4.2.10	Überdruckventil	52
4.2.11	Schaugläser	53
4.2.12	Rohrleitungen und Verbindungen	54
4.2.13	Vakuumpumpe	55
4.2.14	Lüfter	56
4.2.15	Heizelemente	56
4.3	Messtechnik	57
4.3.1	Widerstandsthermometer - PT100	57
4.3.2	Temperaturgitter	59
4.3.3	Drucksensoren des Kältemittelkreises	60
4.3.4	Volumenstromturbine	63
4.3.5	Coriolis-Durchflussmessgerät	64
4.3.6	Hygrometer	65
4.3.7	Luftmassenstrommessung	66
4.3.8	Leistungsmessung	68
4.3.9	Zusammenfassung der Messtechnik	68

5 MESSUNSICHERHEITSANALYSE **69**

5.1	Messabweichungen	69
5.1.1	Systematische Messabweichungen	70
5.1.2	Zufällige Messabweichung	71
5.1.3	Kombinierte Messunsicherheit	71
5.2	Fehlerfortpflanzung	73

6 MESSERGEBNISSE UND AUSWERTUNG MIT ERSATZWÄRMETASUCHER **76**

6.1	Messmatrix	76
6.2	Füllmengenbestimmung	78
6.3	Vermessung des Systems	84
6.3.1	Kühlbetrieb- Auslegungspunkt	84
6.3.2	Kühlbetrieb - BP5	89
6.3.3	Heizbetrieb – BP2	92
6.4	Diskussion der Messergebnisse	96

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK **98**

LITERATUR **100**

1 EINLEITUNG

Ein dominierendes Thema und Problem unserer Zeit stellt die weltweite Klimaerwärmung dar und die dadurch verbundenen Auswirkungen auf Mensch, Tier und Umwelt. Hauptursache der Veränderungen des Klimas über die letzten Jahrzehnte ist der anthropogene Treibhauseffekt, welcher größtenteils durch den Ausstoß von CO₂ im Zuge der Verbrennung von fossilen Brennstoffen zustande kommt. Auf Grund der weltweiten Erwärmung unserer Atmosphäre und die zunehmende Knappheit der vorhandenen Rohstoffe ist nicht nur eine Reduktion aller Treibhausgase von Bedeutung, sondern ebenfalls ein effizienterer Umgang mit den Ressourcen unserer Erde. In diesem Zusammenhang spielt die Energie-Effizienzsteigerung bestehender und Erforschung neuer Technologien eine äußerst wichtige Rolle, sowie das Konsumverhalten von Energie beim Endverbraucher. Nur durch eine Symbiose der beiden wird es möglich sein, die in Gang gesetzte Klimaerwärmung zu bremsen.

Die Reduktion von Treibhausgasen beschränkt sich aber nicht nur auf CO₂. Im Schienenverkehr, so wie im mobilen Bereich generell, erzeugen Klimaanlage einen nicht zu vernachlässigenden Anteil der, in diesen Sparte auftretenden Treibhausgasemissionen. Einerseits entstehen durch den Betrieb von Klimaanlage indirekte CO₂ Emissionen durch die benötigte elektrische oder mechanische Energie, andererseits treten direkte Emissionen (die meisten Kältemittel haben ein hohes Treibhauspotential) durch austretendes Kältemittel auf (z.B. durch Leckagen oder unsachgemäße Wartung). Im Schienenverkehr werden bis dato meist die zwei Kältemittel R134a und R407C eingesetzt. Beide Kältemittel gehören zu der Gruppe der HFKWs und weisen ein sehr hohes Treibhauspotential auf (GWP_{R134a}=1430, GWP_{R407C}=1600). Mit der F-Gas Verordnung der EU (Nr. 517/2014) erfolgt eine gestufte Reduzierung des Verbrauchs von fluorierten Treibhausgasen um 79% (im Vergleich zum Mittelwert der Jahre 2009-2012) bis zum Jahre 2030. Der Review der F-Gas Verordnung der EU sieht das natürliche Kältemittel CO₂ (GWP_{CO2}=1) als Ersatzoption für die Gruppe der HFKWs vor. Zusätzlich wird eine Marktdurchdringung von Klimaanlage mit dem Kältemittel R744 im Schienenverkehr mit rund 60% für Neuanlagen prognostiziert (Schwarz et al., 2011).

Ein weiterer Schritt zur Reduktion der indirekten Emissionen im Schienenverkehr ist die energieeffizientere Gestaltung der Waggonheizung. Bis heute sind rein elektrische Waggonheizungen der Standard. Hier bietet der Einsatz einer Wärmepumpe ein Reduktionspotenzial von bis zu ca. 50% der derzeit eingesetzten elektrischen Energie. Aus diesem Grund wird in dieser Masterarbeit im Zuge des Projekts GreenHVAC4Rail ein Versuchsstand einer Kälteanlage, welche zusätzlich als Heizanlage für die Waggonkonditionierung Verwendung finden soll, aufgebaut und in weiterer Folge in Betrieb genommen. Die bei der Inbetriebnahme gesammelten Messungen sollen Aufschluss über die Funktionstüchtigkeit einzelner Komponenten und der gesamten Anlage bringen.

Die Masterarbeit ist in folgende Abschnitte unterteilt:

In Kapitel 2 werden die notwendigen Grundlagen und Funktionsweise einer Kompressions-Kälteanlage bzw. Wärmepumpe erklärt. Es wird auf wichtige Kennzahlen des Verdichters, relevante Berechnungsgrößen des Kältemittelkreislaufes, sowie verschiedene Arten der Leistungsregelung eingegangen. Weiters werden die Besonderheiten des Kältemittels R744 sowie seine Vor- und Nachteile erläutert.

Kapitel 3 beschäftigt sich zuerst mit der durch die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels R744 hervorgerufenen Prozessführung im überkritischen Bereich bei höheren Umgebungstemperaturen. Der Einfluss der Umgebungstemperatur und des Hochdrucks auf den COP wird ebenso diskutiert, wie die Berechnung und Regelung des optimalen Hochdrucks im unter- und überkritischen Fall.

Kapitel 4 befasst sich mit dem Aufbau des Versuchsstandes. Nachdem das Auswahlverfahren der ausgewählten Systemarchitektur und die verschiedenen Betriebsarten näher erklärt werden, kommt es zu einer Beschreibung aller, am Versuchsstand verbauten Komponenten, sowie der gesamten Messtechnik.

In Kapitel 5 wird eine Messunsicherheitsanalyse durchgeführt, um die Qualität der Messung zu untersuchen. Diese Analyse wurde mit dem Programm „Engineering Equation Solver“ (EES, 2015) bewerkstelligt.

Kapitel 6 beschreibt die Inbetriebnahme des Kältemittelkreislaufes. Zuerst wird die Messmatrix bestimmt, welche alle relevanten Messpunkte zur Vermessung des Systems angibt. Anschließend kommt es zu einer Füllmengenbestimmung der Anlage in zwei verschiedenen Betriebspunkten (Kühlbetrieb Vollast, Heizbetrieb Teillast), um eine passende Anlagenfüllmenge auswählen zu können. Abschließend werden die Messergebnisse für die ausgewählten Betriebspunkte diskutiert.

Kapitel 7 fasst die vorliegende Masterarbeit zusammen und liefert einen Ausblick.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel wird auf die Funktionsweise einer Kompressions-Kälteanlage bzw. Wärmepumpe eingegangen. Dabei werden die idealen Vergleichsprozesse wie Carnot und Perkins Evans Prozess untereinander verglichen und daraufhin der realen, verlustbehafteten Prozesses erläutert und diskutiert. Des Weiteren werden wichtige Kennzahlen für Verdichter und Kreislauf erklärt und mathematisch festgehalten. Anschließend wird auf mögliche Arten der Leistungsregelung einer Kälteanlage eingegangen. Zu guter Letzt werden thermodynamische Eigenschaften und Sicherheitsaspekte von CO₂ als Kältemittel (R744) näher erklärt und das Einsatzpotenzial von R744 im mobilen Bereich angerissen.

2.1 Funktionsweise einer Kompressions-Kälteanlage bzw. Wärmepumpe

Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik besagt unter anderem, dass Wärmeenergie ohne Zutun nur von einem höheren auf ein niedrigeres Temperaturniveau fließen kann. Dies geschieht zum Beispiel bei allen rechtsdrehenden Arbeitsprozessen in denen Wärme in Arbeit umgewandelt wird, sowie in Wärmetauschern. In einer Kompressions – Kälteanlage oder Wärmepumpe hingegen wird ein linksdrehender Arbeitsprozess verwirklicht, wodurch Wärmeenergie von einem niedrigeren auf ein höheres Temperaturniveau gebracht und dadurch der natürliche Wärmefluss umgekehrt wird. Dieser Prozess macht es durch Zuführen von mechanischer Energie des Kompressors daher möglich, Wärme von einem tieferen auf ein höheres Temperaturniveau zu heben.

Prinzipiell ist der Kreisprozess in einer Kompressions-Kälteanlage oder Wärmepumpe derselbe. Die Bezeichnung hängt nur davon ab, welche Nutzenergie man verwenden möchte. Wird die warme Seite genützt, spricht man von einer Wärmepumpe. Kommt die kalte Seite zum Einsatz, spricht man hingegen von einer Kälteanlage. Abbildung 2-1 zeigt das Schema des Wärmepumpenvorgangs.

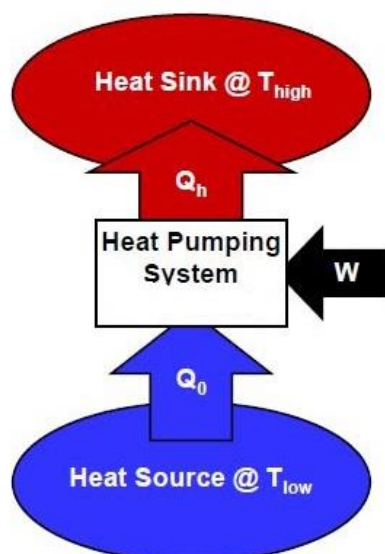


Abbildung 2-1 - Schema Wärmepumpenvorgang (Rieberer et al., 2009)

2.1.1 Der Carnot Prozess

Der Carnotprozess stellt einen idealen Prozess dar, welcher gerne als Vergleichsprozess für reale Prozesse verwendet wird. Dieser Prozess entsteht durch hintereinanderschalten von isentroper Kompression, isothermer Wärmeabgabe, isentroper Expansion und isothermer Wärmeaufnahme. Die benötigten Komponenten für die Realisierung eines Carnotprozesses und das T-s-Diagramm sind in Abbildung 2-2 dargestellt.

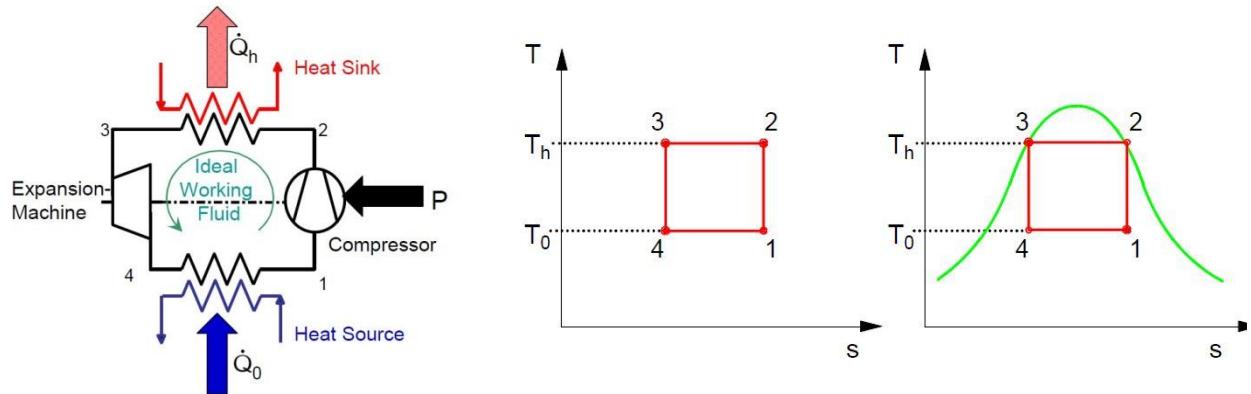


Abbildung 2-2 - Carnot Prozess, Komponenten und T-s-Diagramm (Rieberer et al., 2009)

Anhand des T-s-Diagramms können direkt die zu- und abgeführten Wärmeenergien (Gl. 2-1 und Gl. 2-2) des Prozesses als Fläche abgelesen und damit die spezifische Energiebilanz berechnet werden (Gl. 2-3).

$$q_h = (s_2 - s_3) \cdot T_h \quad \text{Gl. 2-1}$$

$$q_0 = (s_1 - s_4) \cdot T_0 \quad \text{Gl. 2-2}$$

$$w = (T_h - T_0) \cdot (s_1 - s_4) \quad \text{Gl. 2-3}$$

Um die Effizienz der Kälteanlage bzw. Wärmepumpe zu beziffern, nimmt man das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. Dieses Verhältnis wird Leistungszahl oder Coefficient of Performance (COP, Gl. 2-4) genannt. Der Nutzen für eine Kälteanlage besteht aus der Kälteenergie bei T_0 und der des Wärmepumpenprozesses aus der Wärmeenergie bei T_H . Die vom Kompressor in den Kreislauf eingebrachte Kompressionsarbeit stellt den Aufwand dar. Dadurch ergeben sich zwei verschiedene COPs für den Heiz- sowie den Kühlbetrieb (Gl. 2-5 bzw. Gl. 2-6).

$$COP = \frac{\text{genutzte Energie}}{\text{aufgebrachter Energie}} \quad \text{Gl. 2-4}$$

$$COP_{c,H} = \frac{q_h}{w} = \frac{T_h}{T_h - T_0} \quad \text{Gl. 2-5}$$

$$COP_{c,K} = \frac{q_k}{w} = \frac{T_0}{T_h - T_0} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Man sieht, dass die Leistungszahlen für den Carnot Prozess für eine Wärmepumpe sowie für eine Kälteanlage umso größer werden, je kleiner die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeabgabe (T_h) und Wärmeaufnahme (T_0) ist.

2.1.2 Perkins Evans Prozess

Eine Realisierung des Carnot-Prozesses, wie in Abschnitt 2.1.1 dargestellt, ist jedoch aus verschiedenen Gründen nicht möglich. Wie in Abbildung 2-2 aus dem T-s-Diagramm ersichtlich ist, erfolgt die Kompression von Punkt 1 nach Punkt 2 zur Gänze im Naßdampfgebiet. Dafür sind vor allem Kolbenkompressoren nicht ausgelegt und würden durch Flüssigkeitsschläge Schaden nehmen. Daher muss der Carnot Prozess angepasst werden, wodurch sich die Prozessführung des Perkins-Evans-Prozesses wie in Abbildung 2-3

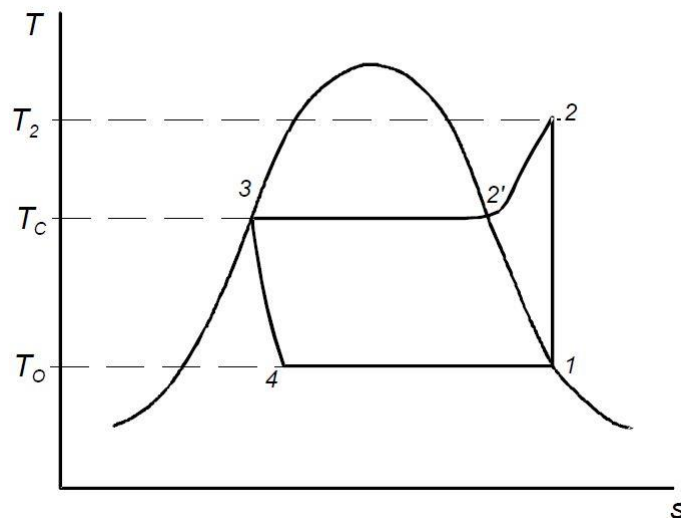


Abbildung 2-3 - Perkins-Evans-Prozess (Rieberer et al., 2009)

Im Gegensatz zum Carnotprozess erfolgt die Verdampfung im Naßdampfgebiet vollständig bis zur rechten Grenzkurve (Punkt 1) damit beim Eintritt in den Verdichter das Kältemittel nur mehr in seiner Gasphase vorliegt und so Flüssigkeitsschläge vermieden werden. Die Kompression erfolgt wieder idealer Weise entlang einer Isentropen, doch diesmal nicht mehr im Naßdampfgebiet sondern im Gasgebiet. Da hier die Isobaren nicht mehr verlaufen, sondern steil ansteigen, kommt es bei der Kompression zu einer Überhitzung, welche mehr oder weniger weit (abhängig vom verwendeten Kältemittel) über der Kondensationstemperatur liegt. Nach der Kompression wird das Gas zuerst isobar bis an die rechte Grenzkurve abgekühlt und anschließend bis zum Punkt 3 isobar und isotherm verflüssigt. Die Expansion (3-4) erfolgt nicht mehr entlang einer Isentropen mittels einer Expansionsmaschine, sondern wird durch eine

einfache Drosselung entlang einer Isenthalpen bewerkstelligt. Dadurch kommt es einerseits zu Exergieverlusten, andererseits schrumpft die spezifische Kälteenergie durch den Anstieg der Entropie auf Grund der verlustbehafteten Drosselung, wodurch Punkt 4 eine größere Dampffizier aufweist als im Carnotprozess.

Auch beim Perkins-Evans-Prozess ist die Leistungszahl von den Temperaturniveaus der Wärmabgabe und Wärmeaufnahme abhängig. Da im Naßdampfgebiet der Druck und die Temperatur korrelieren, besteht daher beim Perkins-Evans-Prozess eine Abhängigkeit der Leistungszahl von der vorhandenen Druckdifferenz von Hochdruck zu Niederdruck. Je kleiner das Druckverhältnis ausfällt, desto besser wird die Leistungszahl sein.

Um den Carnot mit dem (idealen) Perkins-Evans) Prozess zu vergleichen hat man den Gütegrad (Gl. 2-7) definiert. Dieser Gütegrad gibt an, wie nah die Leistungszahl des Perkins-Evans-Prozesses an dem vom Carnotprozess liegt.

$$v_g = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c} \quad \text{Gl. 2-7}$$

2.1.3 Realer Prozess

Im Vergleich zu dem Carnot und Perkins-Evans-Prozess, treten im realen Wärmepumpkreislauf diverse Abweichungen auf, die wiederum Auswirkungen auf die Effizienz des Kreislaufes haben. Ein graphischer Vergleich von realem zu theoretischem Prozess ist in Abbildung 2-4 dargestellt.

Wie schon im Abschnitt 2.1.2 erläutert wurde, muss bei der Prozessführung darauf geachtet werden, dass der Verdichter keine Flüssigkeit in Form von Tröpfchen ansaugt um Flüssigkeitsschläge zu vermeiden. Um dies zu garantieren wird nach der vollständigen Verdampfung des Kältemittels der gesättigte Dampf noch weiter überhitzt bevor er komprimiert wird. Dies kann durch verschiedene Arten geschehen. Oft sind Verdichter darauf ausgelegt, dass sie vom durchströmten Kältemittel gekühlt werden. Eine andere Möglichkeit eine Überhitzung zu erzielen stellt ein interner Wärmetauscher (IWT) dar, welcher dem Kältemittel vor dem Drosselvorgang auf der Hochdruckseite Wärmeenergie entzieht und an den Kältemitteldampf nach dem Verdampfer auf der Niederdruckseite abgibt.

Die Sauggasüberhitzung bringt aber auch Nachteile mit sich. Durch die Temperaturerhöhung ergibt sich eine höhere Kompressoraustrittstemperatur, welche sich wiederum negativ auf das verwendete Schmieröl auswirken kann (Temperaturbeständigkeit). Zusätzlich steigt mit der Temperatur des Sauggases auch das spezifische Volumen wodurch die Dichte fällt. Damit verringert sich mit steigender Überhitzung der geförderte Kältemittelmassenstrom und folglich die Kälte- bzw. Heizleistung.

Durch den Einsatz eines IWTs kommt es im Hochdruckbereich vor dem Drosselorgan zu einer Unterkühlung des flüssigen Kältemittels. Dies hat einen positiven Effekt, da nach der Expansion

auf den Niederdruck durch die Drossel ein Zustand im Naßdampfgebiet mit einer kleineren Dampfziffer erreicht werden kann. Dadurch steigt die Enthalpiedifferenz im Verdampfer und die, der Wärmequelle entzogene spezifische Kältearbeit, steigt. Des Weiteren verhindert eine höhere Unterkühlung eine Blasenbildung im Kältemittel durch Wärmeeinträge vor dem EXV. Ob der gesamt Effekt eines IWTs (Kältemittelunterkühlung, Sauggasüberhitzung) positiv oder negativ auf die Leistung und den COP des Kreislaufs ausfällt, hängt immer von dem verwendeten Kältemittel und der Prozessführung ab. Kälte- und Heizleistung werden ausführlicher in Abschnitt 2.1.5 behandelt,

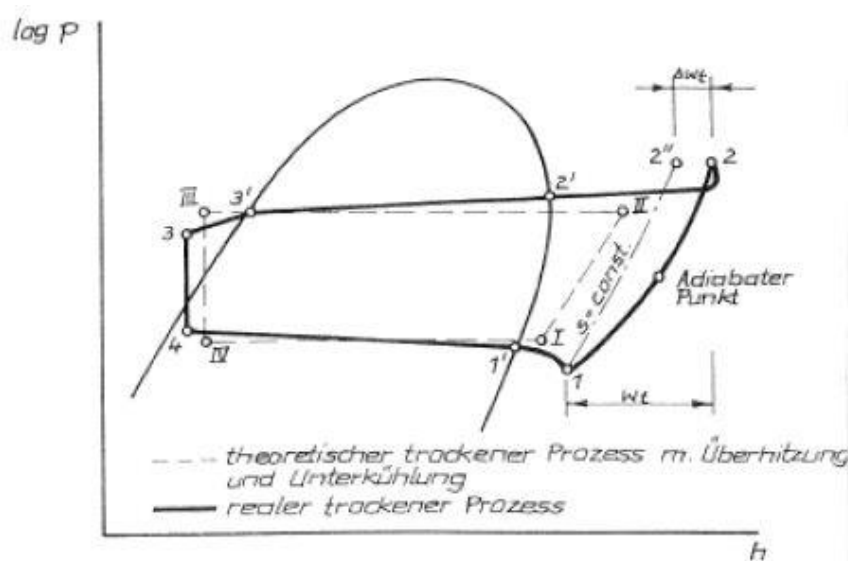


Abbildung 2-4 - realer Prozess (Rieberer et al., 2009)

Druckverluste spielen im realen Prozess auch eine große Rolle und dürfen in der Gestaltung der Anlage (Rohrlänge, Rohrdurchmesser, Bauart der Wärmetauscher, etc.) nicht vernachlässigt werden. In der Sauggasleitung tritt ein Druckverlust auf wodurch, genauso wie bei der Sauggasüberhitzung, die Dichte und damit auch der Kältemassenstrom sinkt. Mit einem kleineren Massenstrom sinkt damit auch die Kälteleistung der Anlage und zusätzlich wird das Druckverhältnis im Verdichter größer, was sich negativ auf den COP auswirkt. Auch im Verdampfer und Kondensator treten Druckverluste auf, was dazu führt, dass der Hochdruck bei Kompressorausstritt höher und der Niederdruck bei Kondensatoraustritt tiefer liegen als beim idealen Prozess. Dadurch wandern die Druckniveaus im realen Fall weiter auseinander und beeinflussen den COP negativ.

Bei der Verdichtung tritt im Allgemeinen auch eine Erhöhung der Entropie auf. Diese Erhöhung der Entropie wird aber quasi von den Wärmeverlusten über den Verdichter kompensiert, wodurch man die Verdichteraustrittstemperatur in der Regel isentrop berechnen kann. Die reale Verdichtung ist in Abbildung 2-4 von Punkt 1 → Punkt 2 dargestellt.

2.1.4 Wichtige Kennzahlen des Verdichters

Liefergrad

Der Liefergrad λ ist definiert als das Verhältnis von effektiv angesaugten Volumen zu Hubvolumen des Verdichters und in Gl. 2-8 dargestellt.

$$\lambda = \frac{\dot{M}_{\text{eff}}}{\dot{M}_{\text{Hub}}} = \frac{\rho_1 \cdot \dot{V}_{\text{eff}}}{\rho_1 \cdot \dot{V}_{\text{Hub}}} = \frac{\dot{V}_{\text{eff}}}{\dot{V}_{\text{Hub}}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Der Liefergrad berücksichtigt alle, im Verdichter auftretenden volumetrischen Verluste wie Ventilverluste, Wärmeaustausch im Verdichter, Rückexpansion von Dampf im schädlichen Raum, Undichtigkeiten zwischen Kolben und Zylinder und in den Leitungen auftretende Strömungsverluste. Für manche Verdichter (Taumelscheibenverdichter) stellt das Hubvolumen V_{Hub} einen Regelparameter dar mit welchem man Einfluss auf den Massenstrom nehmen kann.

Isentroper Wirkungsgrad

Der isentrope Wirkungsgrad eines Kompressors gibt das Verhältnis von isentroper Kompressorarbeit zur inneren Kompressorarbeit an. Der isentrope Wirkungsgrad ist in Gl. 2-9 angegeben.

$$\eta_{is} = \frac{a_{is}}{a_{ki}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Die innere Kompressorarbeit a_{is} kann aus der Energiebilanz für einen stationären Fließprozess (Gl. 2-10) hergeleitet werden.

$$a_t = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) - q_a \quad \text{Gl. 2-10}$$

Darin ist q_a die von außen in das Fluid eingebrachte Wärme und bewirkt eine Verminderung der Kompressorarbeit a_t . Für einen Kältemittelverdichter können jedoch in Gl. 2-10 die Fallhöhe, die kinetischen Energien sowie q_a meist vernachlässigt werden, wodurch man die innere Kompressorarbeit wie folgt erhält:

$$a_{ki} = h_2 - h_1 \quad \text{Gl. 2-11}$$

Die oben angegebene Gleichung für die innere Kompressorarbeit gilt für reibungsfreie und reibungsbehaftete Kompressionsvorgänge und berücksichtigt nur Reibungsverluste welche dem Gas während der Kompression zugeführt werden. Äußere Reibung, welche durch den mechanischen Wirkungsgrad η_m berücksichtigt werden, sind in a_{ki} nicht enthalten. Für die isentrope Kompressorarbeit gilt Gl. 2-12 wobei h_{2s} der Zustand am Kompressorausstritt bei isentroper Prozessführung darstellt.

$$a_{ki} = h_{2s} - h_1 \quad \text{Gl. 2-12}$$

Mit Gl. 2-11 und Gl. 2-12 wird der isentrope Wirkungsgrad wie folgt angeschrieben:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Gl. 2-13}$$

Ein graphischer Vergleich zwischen realem und isentropem Prozess im T-s-Diagramm ist in Abbildung 2-5 zu sehen. Dabei stellt der Prozessverlauf von 1 nach 2 den realen und 1 nach 2s den isentropen Fall dar (reibungsfrei, adiabat).

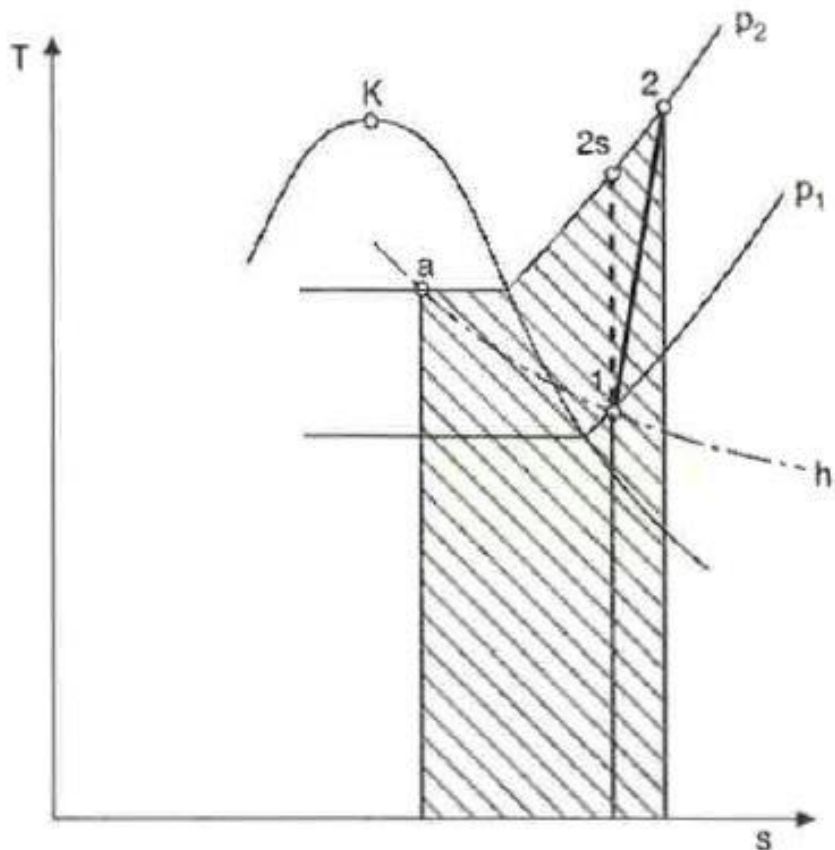


Abbildung 2-5 - reale vs. isentrope Verdichtung im T-s-Diagramm (Eichseder, 2008)

Effektiver isentroper Wirkungsgrad

Der effektive isentrope Wirkungsgrad ($\eta_{is,eff}$) unterscheidet sich vom isentropen Wirkungsgrad nur durch die äußeren mechanischen und elektrischen Reibungsverluste, welche nicht als Wärme in das zu verdichtende Fluid einfließen. Er kann damit durch Erweiterung des isentropen Wirkungsgrades mit dem mechanischen Wirkungsgrad η_m berechnet werden. Die effektive Kompressorarbeit und der effektive isentrope Wirkungsgrad sind in Gl. 2-14, bzw. Gl. 2-15 angeführt.

$$a_{ke} = \frac{a_{ki}}{\eta_m} \quad \text{Gl. 2-14}$$

$$\eta_{is,eff} = \frac{a_{is}}{a_{ke}} = \frac{a_{is}}{a_{ki}} \cdot \eta_m \quad \text{Gl. 2-15}$$

Oft ist der mechanische Wirkungsgrad nicht bekannt. In diesem Fall kann der effektive isentrope Wirkungsgrad als Verhältnis von Leistung, welche ins Kältemittel durch die Verdichtung eingebracht wird, zu elektrisch aufgenommener Leistung des Kompressors angeschrieben werden (Gl. 2-16).

$$\eta_{is,eff} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{2s} - h_1)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-16}$$

2.1.5 Kälteleistung, Heizleistung, COP

Um die Leistungszahl einer Kompressions-Kälteanlage bzw. Wärmepumpe bestimmen zu können, sind mehrere Kennzahlen notwendig die hier angeführt werden. Die Indizes der einzelnen Zustände beziehen sich auf die Darstellung eines Kompressionskältekreislaufes in Abbildung 2-4.

Kälteleistung

Der Nutzen einer Kälte- oder Klimaanlage ist die erzielte Kälteleistung, welche der Wärmequelle (zB. Luft) während der Verdampfung des Kältemittels niederdruckseitig entzogen wird. Diese Leistung kann entweder über die Kältemittel- oder über die Luftseite berechnet werden.

Kältemittelseitig ist die Kälteleistung das Produkt aus Kältemittelmassenstrom und Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Verdampfers, wie in Gl. 2-17 ersichtlich.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_k \cdot (h_1 - h_4) \quad \text{Gl. 2-17}$$

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass ein Verdichter einen bestimmten (effektiven) Volumenstrom ansaugt. Es macht daher für die weitere Betrachtung Sinn, den Kältemittelmassenstrom in Gl. 2-17 sowie in weiteren Gleichungen (Heizleistung, Verdichterleistung, etc.) als Quotient von Sauggas und spezifischem Volumen darzustellen.

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{V}_{eff}}{v_1} = \dot{V}_{Hub} \cdot \frac{\lambda}{v_1} \quad \text{Gl. 2-18}$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{V}_{Hub} \cdot \frac{\lambda}{v_1} \cdot (h_1 - h_4) \quad \text{Gl. 2-19}$$

Die Darstellung in Gl. 2-19 zeigt, dass die Kälteleistung bei gegebenem Verdichter (Hubvolumen konstant) nicht nur vom Liefergrad, sondern auch vom spezifischen Volumen am Verdichtereintritt abhängt. Sinkt das spezifische Volumen, dann steigt damit die Dichte und mit ihr der Kältemittelmassenstrom und die Kälteleistung. Steigt das spezifische Volumen hingegen, ändern sich die genannten Größen genau umgekehrt.

Da der Niederdruck in erster Linie von der Wärmequellentemperatur abhängig ist, fällt mit dieser Temperatur auch der Druck und somit die Dichte des Sauggases, wodurch die Kälteleistung abnimmt. Steigt die Temperatur verhält es sich umgekehrt.

Wie schon in Abschnitt 2.1.3 erläutert, kommt es in der Sauggasleitung des Verdichters zu einem Druckabfall, welcher zusätzlich den Massenstrom (aufgrund des steigenden spezifischen Volumens) und damit auch die Kälteleistung reduziert. Genauso verhält es sich bei Überhitzung des Sauggases, wodurch das spezifische Volumen ebenfalls ansteigt.

Der Hochdruck ist primär von der Temperatur der Wärmesenke (zB. Luft) abhängig. Wenn diese Temperatur steigt, steigen mit ihr der Druck und damit auch das Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck. Da der Liefergrad des Verdichters eine Funktion des Druckverhältnisses ist, sinkt daher auch mit steigendem Druckverhältnis der Massenstrom und mit ihm die Kälteleistung.

Luftseitig wird die Kälteleistung durch das Produkt von Luftmassenstrom und Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt des Innenraumwärmetauschers (IRWT) berechnet (Gl. 2-21). Mit der Berechnung durch Gl. 2-20 erhält man die Enthalpie je Kilogramm trockener Luft (kJ/kg tr. L.).

$$h_{(1+x)} = h_l + x \cdot h_d = c_{pl} \cdot t + x(r_0 + c_{pd} \cdot t) \quad \text{Gl. 2-20}$$

Durch die Messung der Luftfeuchtigkeit und Temperatur vor und nach dem Verdampfer, sowie Luftmassenstrom der trockenen Luft kann man die Enthalpiedifferenz, und damit die Kälteleistung bestimmen. Falls der Massenstrom der feuchten Luft gemessen wird (siehe Abschnitt 4.3.7) muss anhand von Messgrößen wie relativer Luftfeuchte und Umgebungsdruck der Massenstrom der trockenen Luft berechnet werden.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{tr.L.} \cdot [h_{(1+x)IRWTaus} - h_{(1+x)IRWTein}] \quad \text{Gl. 2-21}$$

Heizleistung

Die Heizleistung stellt die Energie dar, welche pro Zeiteinheit an die Wärmesenke (zB. Luft) abgegeben wird und ist der erzielte Nutzen einer Wärmepumpe. Auch die Heizleistung kann wiederum über die Kältemittel- oder Luftseite berechnet werden.

Kältemittelseitig wird die Heizleistung durch das Produkt von Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt des Kondensators und Kältemittelmassenstrom berechnet (Gl. 2-22).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_k \cdot (h_2 - h_3) \quad \text{Gl. 2-22}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_{Hub} \cdot \frac{\lambda}{v_1} \cdot (h_2 - h_3) \quad \text{Gl. 2-23}$$

In Gl. 2-23 ist der Kältemittelmassenstrom wieder als Quotient von Volumenstrom und spezifischem Volumen dargestellt.

Da die Wärmeabgabe im Heizbetrieb auch über den IRWT erfolgt, ist die Berechnung für die luftseitig übertragene Heizleistung mit Gl. 2-21 ident.

Überlegungen über den Einfluss der Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur, des Liefergrades und Sauggasüberhitzung auf die Kälteleistungen wurden schon diskutiert und beeinflussen in gleicher Weise auch die Heizleistung.

Leistungszahl (COP)

Die Leistungszahl oder COP ist in Gleichung 2-4 angeführt und ist das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. In Gl. 2-24 wird der COP des Kühlbetriebs als Quotient von Kälteleistung und Kompressorleistung und in Gl. 2-25 der COP des Heizbetriebes als Quotient von Heizleistung und elektrischer Kompressorleistung angegeben.

$$COP_0 = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-24}$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-25}$$

Seasonal Performance Factor

Da die Leistungszahl bei bestimmten stationären Betriebsbedingungen berechnet bzw. gemessen wird, fließen veränderliche Betriebsbedingungen (Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur) oder Anfahrverluste bei Taktung in die Berechnung für den COP nicht ein. Daher wird die Jahresarbeitszahl oder Seasonal Performance Factor (SPF, Gl. 2-26) bei Kälteanlagen bzw. Wärmepumpen verwendet, um die Effizienz einer Anlage während eines ganzen Jahres beurteilen zu können. Der SPF ist wieder das Verhältnis von Nutzen (über ein Jahr integrierte Kühl- bzw. Heizleistung) zu Aufwand (über ein Jahr integrierte Kompressorleistung).

$$SPF = \frac{\int \dot{Q}_{Nutz} \cdot dt}{\int P_{el} \cdot dt} \quad \text{Gl. 2-26}$$

2.2 Leistungsregelung bei Kälteanlagen

Die Regelung von Heiz- und Kühlleistung in Wärmepumpen- und Kälteanlagen wird primär durch den geförderten Massenstrom des Verdichters realisiert. Ein abnehmender Massenstrom hat eine kleinere Heiz- bzw. Kälteleistung zu Folge und umgekehrt. Zusätzlich ist die Leistung von den Temperaturniveaus der Wärmequelle und Wärmesenke abhängig. Bei steigender Wärmesenktemperatur und fallender Wärmquellentemperatur, wie es zB. Bei Heizungs-Wärmepumpen in den Übergangszeiten der Fall ist, steigen Heiz- bzw. Kälteleistung an Dies wurde schon in Abschnitt 2.1.5 genauer erklärt. .

Der eigentliche Bedarf an Heiz- oder Kälteleistung weist jedoch häufig eine andere Charakteristik auf und ist in den Übergangszeiten geringer als bei sehr hohen oder tiefen Außentemperaturen. Dadurch ist eine Leistungsregelung erforderlich.

2.2.1 Aussetzregelung

Die Aussetzregelung stellt die einfachste Regelung dar. Zur Reduktion der Kälte- bzw. Heizleistung wird der Verdichter ein- und ausgeschaltet. Bei zunehmendem Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle und Wärmesenke (im Sommer für Klimaanlagebetrieb und Winter für Wärmepumpbetrieb) wird die Einschaltdauer zunehmend länger. Zu beachten sind jedoch die maximale Anzahl von Schaltvorgängen des Verdichters pro Zeiteinheit sowie gewisse Ein- und Ausschaltdauern, die vom Kompressorhersteller vorgegeben werden. Für den am Versuchsstand verbauten Kompressor (siehe Abschnitt 4.2.1) beträgt zum Beispiel die maximal zulässige Schalthäufigkeit 8-mal pro Stunde. Für die Mindestlaufzeit dieses Kompressors gilt zusätzlich eine Mindestlaufzeit von 3 Minuten ab Erreichen des Beharrungszustandes.

Die Ein- Aus Taktung ist einfach zu bewerkstelligen, bringt aber große Anfahrverluste mit sich die sich negativ auf die Effizienz auswirken. Zusätzlich muss der Motor häufig gegen Last anfahren, wodurch die Lebensdauer des Verdichters verkürzt wird.

2.2.2 Regelung durch Abheben oder Schließen der Ansaugventile

Falls im Kältekreislauf ein Mehrzylinderkompressor zum Einsatz kommt, kann man die Regelvariante des Abhebens oder Schließen der Ansaugventile wählen. Durch das Abheben eines Ventils, wird der jeweilige Zylinder wirkungslos gemacht. Er saugt dann noch immer Dampf in den Zylinder, stößt diesen aber wieder in die Saugleitung zurück. Durch diese Regelung kann der Verdichter während des Anfahrvorgangs auch effektiv entlastet werden. Da die mechanischen und strömungstechnischen Verluste bestehen bleiben, sinkt die Heiz- bzw. Kälteleistung stärker als die Antriebsleistung was sich negativ auf den COP auswirkt.

Das Schließen von Ansaugventilen hat den gleichen Effekt wie das Abheben, nur dass bei dieser Regelung die auftretenden Strömungsverluste durch Ansaugen und Rückausstoßen des Dampfes in die Saugleitung wegfallen.

2.2.3 Regelung durch Leistungsaufteilung auf mehrere Verdichter

Bei dieser Variante wird die gesamt benötigte Leistung bei Auslegung der Anlage auf 2 oder mehrere Verdichter aufgeteilt. Die Mehrkosten von zusätzlichen Verdichtern werden meist durch die Vorteile dieser Regelung ausgeglichen. Durch die gute Anpassung von Heiz- und Kühlleistung an den vorhandenen Bedarf können größere Leistungszahlen in der Übergangszeit erzielt werden. Außerdem können damit auch die Antriebsleistungsspitzen reduziert werden wodurch die Verdichter einer geringeren Belastung ausgesetzt sind. Zusätzlich kann die Anlage bei Ausfall eines Verdichters ohne Unterbrechung, wenn auch mit weniger Leistung, weiter betrieben werden.

2.2.4 Leistungsregelung über die Drehzahl

Die Drehzahlregelung stellt meist die effizienteste Art dar, den Massenstrom zu regeln und kann auf zwei Arten erfolgen. Die erste ist eine stufenweise Drehzahlregelung durch Polumschaltung wie es oft bei halbhermetischen Verdichtern der Fall ist. Dabei kann beispielsweise die Verdichterdrehzahl von 720 auf 1420 U/min umgeschaltet werden. Dadurch kann man zwei Drehzahlen realisieren und einen Taktbetrieb effizienter gestalten.

Die zweite Möglichkeit ist eine stufenlose Regelung durch einen Frequenzumrichter, womit man Elektromotoren über einen großen Drehzahlbereich effizient regeln kann. Hiermit sind auch Verdichter in vollhermetischer Bauweise regelbar. Da die stufenlose Regelung in der Regel die effizienteste Methode darstellt und Frequenzumrichter stetig kostengünstiger werden, setzt sich diese Methode zur Leistungsregelung immer mehr durch.

2.2.5 Regelung über Heißgas-Bypass

Bei dieser Art der Regelung wird nach dem Kompressoraustritt ein Teil des Kältemittelgases umgeleitet und an einer bestimmten Stelle dem Kältekreislauf wieder zugeführt. Die Ausführung einer Heißgas-Bypassregelung kann auf verschiedene Arten geschehen, drei davon werden hier beschrieben.

Einfacher Heißgas-Bypass

Bei dieser Ausführung wird ein Heißgasanteil nach dem Kompressoraustritt wieder der Saugleitung vor dem Kompressor zugeführt, wobei ein Expansionsventil den Heißgasstrom auf den Niederdruck drosselt. Eine schematische Darstellung eines simplen Heißgas-Bypasses ist in Abbildung 2-6 zu sehen.

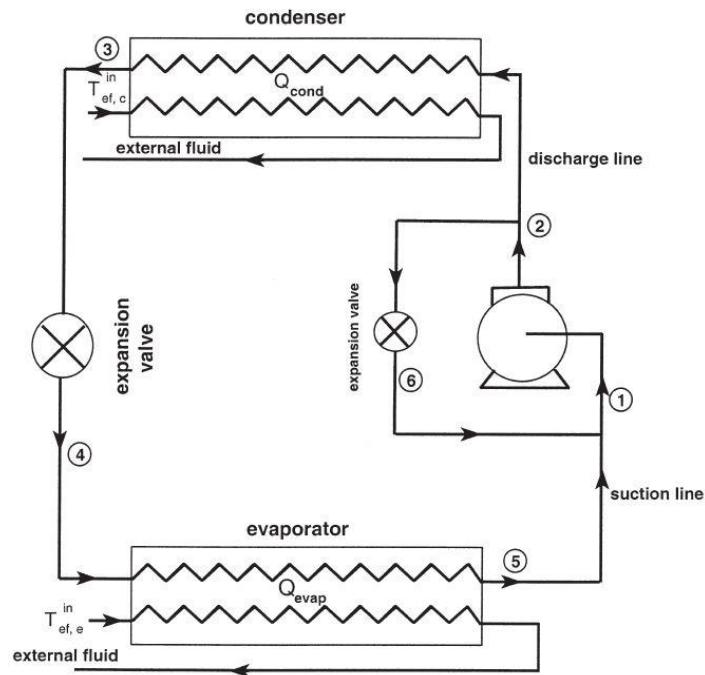


Abbildung 2-6 - Heißgas-Bypass (M. Yaqub et al., 2000)

Der Massenstrom durch den Verdampfer und damit die Leistungsregelung wird einerseits direkt durch den Anteil des Heißgases, welches nach dem Kompressor durch den Bypass abgezweigt wird geregelt. Andererseits bewirkt die Rückführung des Heißgases direkt in die Sauggasleitung vor dem Kompressor einen Temperaturanstieg des Sauggases, wodurch dessen Dichte sinkt und damit der Kältemittelmassenstrom. Die Erhitzung des Sauggases führt außerdem auch zu höheren Kompressoraustrittstemperaturen, wodurch mit dieser Bypassregelung der Teillastbereich nach unten hin begrenzt ist.

Heißgas-Bypass mit Flüssigkeitseinspritzung

Diese Variante (Abbildung 2-7) ist eine Erweiterung des einfachen Heißgas-Bypasses, wobei flüssiges Kältemittel vor dem Expansionsventil abgezweigt, gedrosselt und mit dem Heißgas gemischt wird. Abhängig davon, wie groß das Verhältnis von Heißgas zu flüssigem Kältemittel ausfällt, kommt es zu einer mehr oder weniger großen Sauggasüberhitzung. Die Flüssigeinspritzung ist durch den Umstand limitiert, dass Flüssigkeit in der Sauggasleitung (Flüssigkeitsschläge) vermieden werden muss. Das Verhältnis von Heißgas zu Flüssigkeit ist damit durch die Grenze von gesättigtem Dampf limitiert.

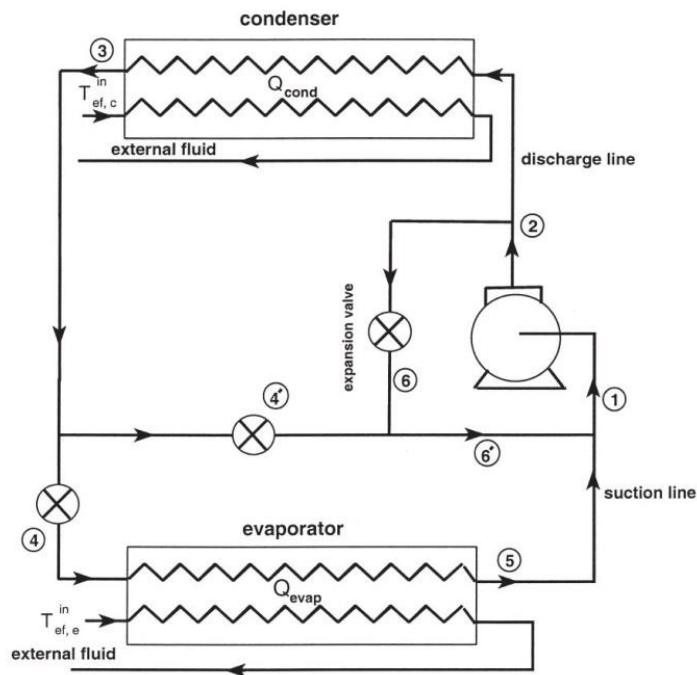


Abbildung 2-7 - Heißgas-Bypass mit Flüssigkeitseinspritzung (M. Yaqub et al., 2000)

Durch diese Variante werden die Sauggasüberhitzung und damit die Kompressorausstrittstemperatur niedriger gehalten, wodurch sich ein viel größerer Teillast-Regelbereich ergibt.

Heißgas-Bypass zum Verdampfereintritt

Hier wird das Heißgas zuerst auf den Niederdruck gedrosselt und dann vor dem Verdampfer eingespritzt. Hier kommt es zu keiner Reduzierung des Massenstroms durch den Verdampfer, sondern zu einer Vergrößerung der Dampfziffer des Kältemittels bei Eintritt in den Verdampfer. Dadurch verringert sich die Enthalpiedifferenz über den Verdampfer und mit dieser die Kälteleistung. Diese Variante ist in Abbildung 2-8 dargestellt.

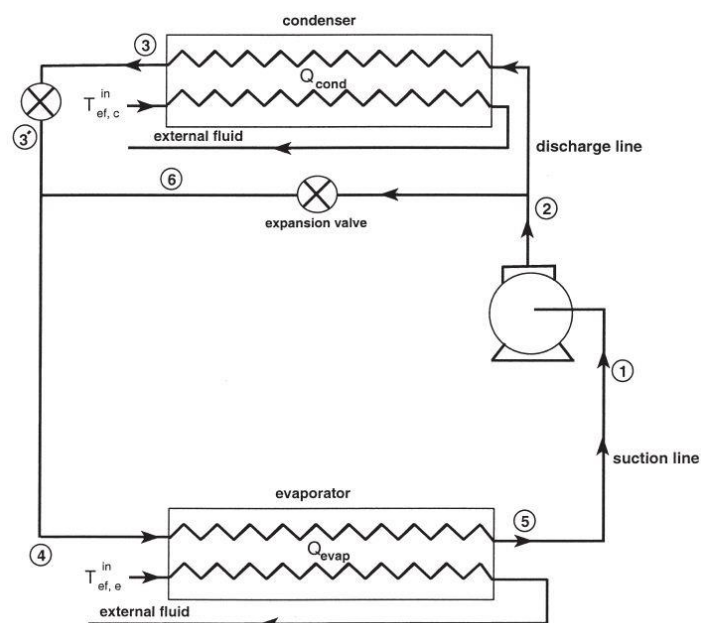


Abbildung 2-8 - Heißgas-Bypass zum Verdampfer ((M. Yaqub et al., 2000)

2.2.6 Saugdruckregelung

Im Fall eines nicht regelbaren Kompressors (konstante Drehzahl) stellt die Saugdruckregelung eine einfach zu bewerkstellende Lösung zur Leistungsregelung dar. Hier muss ein weiteres regelbares Expansionsventil zwischen Verdampfer und Verdichter integriert werden. Durch die Drosselung des Kältemittelvolumenstroms kommt es zu einem Druckabfall wodurch das spezifische Volumen des Kältemittels steigt und dadurch die Dichte und mit ihr der Massenstrom fällt, was wiederum die Kälteleistung reduziert. Zusätzlich steigt im Verdampfer der Druck an und mit jenem auch die Verdampfungstemperatur (siehe Messergebnisse in den Abschnitten 6.3.2 und 6.3.3). Die untere Grenze des Regelbereichs dieser Variante ist durch den minimalen Kältemitteldurchsatz, welcher zwecks Kühlung (bei sauggasgekühlten Verdichtern) und Ölrückführung gewährleistet sein muss, sowie durch die Einhaltung des minimalen Saugdrucks festgelegt. Die exakten Regelgrenzen sind daher abhängig vom verwendeten Kompressor.

2.3 Kältemittel

Aufgrund der europäischen Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlaments und des Rates über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen, welche Kältemittel mit einem Global Warming Potential (GWP) größer als 150 verbietet, ist es notwendig im PKW-Bereich die derzeit verwendeten Kältemittel mit GWP-Wert weit über 150 zu ersetzen. Daraufhin hat die Automobilindustrie schon vor Jahren begonnen, mögliche alternative Kältemittel zu prüfen. In diesem Prozess kristallisierten sich R-744 und R1234yf als beste Alternativen heraus.

2.3.1 R1234yf

Aufgrund der Ähnlichkeit der thermodynamischen Eigenschaften von R1234yf und R134a, können bestehende R134a-Anlagen mit wenigen Anpassungen mit R1234yf betrieben werden. Die daraus entstehenden geringen Entwicklungskosten stellen zum Beispiel für die Automobilindustrie das größte Argument für eine Markteinführung von R1234yf dar. Die thermodynamischen Eigenschaften von R1234yf sind zum Vergleich mit jenen von R134a in Tabelle 2-1 angeführt. Kälteanlagen mit R1234yf würden bezüglich COP und Kälteleistung auf dem heutigen Niveau von Klimaanlage mit R134a bleiben.

Größtes Argument für eine Markteinführung von R1234yf stellt aber die Einsatzfähigkeit des neuen alternativen Kältemittels in bestehende Technologien da, wodurch der heutige Stand der Technik weiterhin verwendet werden könnte und die Automobilbranche keine Entwicklungskosten für neue Technologien treffen würden.

Das Hauptproblem, welches schon früh von Organisationen wie *Pro Klima*, *Deutsche Umwelthilfe* und dem *Verkehrsclub Deutschland* angeprangert und diskutiert wurde, ist die Entzündbarkeit (ab 405°C) von R1234yf und der Umstand, dass bei der Verbrennung hauptsächlich Fluorwasserstoff entsteht. Fluorwasserstoff ist ein stark reizendes Gas und bildet in Berührung mit Wasserdampf oder Sprühwasser (zB. Löschwasser) die sehr gefährliche Fluorwasserstoffsäure. Diese Säure ist beim Menschen schon in sehr kleinen Dosen lebensgefährlich und

kann schwerwiegende, bleibende Verletzungen hervorrufen. Dieser Umstand führt zu einer erheblichen Risikoanhebung für Unfallteilnehmer sowie für Ersthelfer und Rettungskräfte. Als erster Automobilhersteller gab Daimler in einer Presseausendung am 8. August 2013 bekannt, dass nach Vorliegen ihrer Testergebnisse ein erhebliches Sicherheitsrisiko durch Einsatz von R1234yf nicht auszuschließen ist (Pro Kilma, 2013)

Letztes Argument gegen R1234yf ist der Umstand, dass Klimaanlage welche mit R1234yf ausgeliefert werden, ohne weiteres mit R134a befüllt und betrieben werden können. Da R134a um einiges billiger ist als R1234yf, ist es naheliegend, dass viele Klimaanlage bei Wartungsarbeiten aus Kostengründen, wenn auch nicht legal, mit dem billigeren R134a befüllt werden. Damit würde die EU-Richtlinie und die damit verbundenen Verbesserungen der Umweltstandards untergraben werden.

2.3.2 R744 als Kältemittel

CO₂ als natürliches Kältemittel (Bezeichnung R744) stellt durch seine guten thermodynamischen Eigenschaften eine vielversprechende Alternative dar, vor allem bei der Verwendung in einer Klimaanlage, welche auch als Zuheizung (Wärmepumpe) verwendet werden kann. Zusätzlich ist CO₂ ein natürlicher Stoff, hat einen GWP-Wert von 1 bzw. 0 wenn man davon ausgeht, dass es ohnehin als Abfallprodukt bei chemischen Prozessen anfällt. Es benötigt kein Recycling, ist günstig und (fast) überall verfügbar, ist nicht brennbar und entwickelt keine toxischen Verbrennungsprodukte.

2.3.3 Eigenschaften von R744

Kritischer Punkt

Der kritische Punkt einer Flüssigkeit gibt die maximale Temperatur an bei der Verdampfung oder Verflüssigung stattfindet. CO₂ weist am kritischen Punkt, vergleichsweise zu anderen Kältemitteln, eine niedrige kritische Temperatur von 31,1°C und einen hohen kritischen Druck von 73,8 bar auf. Aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur kommt es bei höheren Wärmesenktemperatures zu einer Wärmeabgabe des Kältemittels im überkritischen Bereich und stellt neue Herausforderungen an die Prozessführung dar (siehe Kapitel 3).

Tripelpunkt

Ein zweiter wichtiger Aspekt bei der Auswahl eines Kältemittels ist der Tripelpunkt, welcher den Punkt darstellt, bei dem alle drei Phasen (flüssig, gasförmig und fest) auftreten können. Dieser liegt für CO₂ bei -56,6°C und 5,18 bar. Falls eine sehr schnelle Expansion auf Umgebungsdruck auftritt, kann, abhängig vom Ausgangszustand, zu einem gewissen Prozentsatz festes CO₂ (Trockeneis) auftreten. Dieser Effekt muss bei Sicherheitsventilen und beim Befüllen der Anlage berücksichtigt werden. Die tiefst mögliche Verdampfungstemperatur ist daher durch das Auftreten von Trockeneis limitiert. In Tabelle 2-1 sind die wichtigsten Eigenschaften von CO₂ im Vergleich zu R134a und R1234yf angeführt.

Tabelle 2-1 - Eigenschaften und Stoffdaten von R1234yf, R134a und R744 (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	-

Drucklagen, Druckverhältnisse

Wie in Abschnitt 2.1.4 beschrieben hängt der Liefergrad des Verdichters neben dem Polytropenexponent auch vom Druckverhältnis ab. Bei der Verwendung von R744 treten viel geringere Druckverhältnisse als beispielsweise bei R134a auf. Mit CO₂ hat man typischer Weise Druckverhältnisse von 2,5 bis 4. Bei der Verwendung von R134a treten Druckverhältnisse von 10 und mehr auf. Kleine Druckverhältnisse wirken sich positiv auf den Liefergrad des Verdichters und daher auf das effektiv geförderte Volumen aus und führen zu größeren Leistungszahlen.

Ein Nachteil von CO₂ ist der größere Isentropenexponent im Vergleich zu R134a und R1234yf. Dies führt zu höheren Verdichteraustrittstemperaturen und stellt größere Belastungen an Verdichter, Leitungen und Schmieröl dar.

Aufgrund der hohen Dampfdrücke und dem Verlauf der Isothermen im überkritischen Bereich sind bei hohen Wärmesenktemperatures (45-50°C) sehr hohe Drücke (130-140 bar) notwendig um gute Leistungszahlen für den jeweiligen Kreislauf zu erhalten. Solch hohe Drücke waren in der Kältetechnik bislang nicht üblich und stellen große Herausforderungen bezüglich der Komponenten da (vor allem für flexible Leitungen und Luft/Kältemittelwärmetauscher im mobilen Bereich).

Die hohe Drucklage hat aber auch Vorteile. Zum Beispiel ist die volumetrische Kältearbeit (kJ/m³) von CO₂ bei einer Verdampfungstemperatur von 0°C um ein 7,8 Faches größer als die von R134a, da einerseits die Dichte von CO₂ um ein 6,7 Faches größer ist, andererseits auch die Verdampfungsenthalpie um 16,3% größer ausfällt. Durch die höhere Energiedichte von CO₂ ist es möglich kleinere Wärmetauscher und Rohrquerschnitte einzusetzen und das Hubvolumen

¹ In bestimmten Konzentrationen in Luft bei hohen Drücken zündfähig

² Zündgrenzen: 6,3 – 12,3 Vol.-%

des Verdichters zu reduzieren. Dadurch können prinzipiell kleinere Baumaße für Kälteanlagen mit CO₂ realisiert werden.

Ein weiterer Vorteil der hohen Drucklage von CO₂ ist, dass der Einfluss von Druckabfällen in der Sauggasleitung weniger gravierend ausfällt als bei beispielsweise R134a. Druckabfälle in der Saugleitung führen zu einer Verkleinerung der Sauggasdichte und dadurch zu einem verminderten Massenstrom. Dies wirkt sich negativ auf Leistung und COP der Anlage aus. Obwohl der absolute Druckabfall in der Sauggasleitung bei CO₂ in der Regel größer ist als bei R134a, sinkt die Dichte prozentuell gesehen weniger stark ab. Druckabfälle werden meist in Kelvin entsprechend der Sättigungstemperatur angeführt. Zum Beispiel sinkt die Dichte von R134 bei einem „äquivalenten Druckverlust“ von 0°C auf -5°C um 16,3 % wobei die Dichte von CO₂ hier nur um 14,6 % abfällt.

Sicherheitsaspekte

CO₂ gilt grundsätzlich als Sicherheitskältemittel, da es nicht brennbar ist und keine giftigen oder ätzenden Abbauprodukte bildet. Jedoch ist zu bedenken, dass CO₂ schwerer als Luft ist und durch seine erstickende Wirkung bei circa 10 Vol.-% tödlich sein kann. Bei 1 bar und einer Temperatur von 0°C besitzt Luft eine Dichte von 1,2928 kg/m³, CO₂ hingegen 1,9768 kg/m³ und sinkt dadurch zu Boden und verdrängt die vorhandene Luft. Dies kann vor allem in Bodennähe, Kellern oder Montagegruben eine Gefahr darstellen und zu höheren CO₂ Konzentrationen als erwartet führen. Falls eine gewisse Konzentration von CO₂ in der Atemluft überschritten wird, droht Erstickungsgefahr. In Tabelle 2-2 sind bestimmte Grenzwerte in Volumprozent (0,1 Vol. % entspricht 1000ppm) und deren Auswirkung auf den Menschen angeführt.

Tabelle 2-2 - CO₂ Konzentrationen und deren Auswirkung auf den Menschen (TWK, 2010)

Vol.% CO ₂	Aufenthaltsdauer	Reaktionsmerkmale bei Erreichen der Grenzwerte
0,04	lebenslang	Heutige normale Atemluft, keine Reaktion
1	lebenslang	Keine erkennbare Wirkung
1,5	mehr als 1 Monat	Beginnende Vertiefung der Atmung
3,0	mehr als 1 Monat	Innerhalb etwa einer Stunde: Deutliche Atemfrequenzsteigerung, Ausdehnung der Gehirnbloodgefäße, vergrößerte Sauerstofflieferung ins Gewebe
4,0	mehr als 1 Monat	Innerhalb etwa einiger Minuten: leichte Kopfschmerzen und Schwitzen, bei langsamer Konzentrationszunahme Anpassung möglich
4,5	mehr als 8 Stunden	
5,0	mehr als 4 Stunden	Atemnot, Kopfschmerzen und Herzklopfen, bei Anpassung jedoch zu ertragen
5,5	mehr als 1 Stunde	
6,0	mehr als 30 Minuten	Atemnot, mit Anpassung zu ertragen, eingeschränkte Leistungsfähigkeit, beginnender Schwindel, Taumeln, Zittern, Kopfschmerzen und Herzklopfen, Hörstörungen
6,5	mehr als 15 Minuten	
7,0	mehr als 6 Minuten	Angstzustand infolge von Atemnot, eingeschränkte Leistungsfähigkeit, starker Schwindel, Kopfschmerzen und Herzklopfen
7 - 10	weniger als 6 Minuten	Erhebliche Atmungs- und Pulsbeschleunigung, Atemnot, Blaufärbung der Haut, Apathie, Erbrechen, Kopfschmerzen nach einigen Minuten Bewusstlosigkeit möglich. Die geringste jemals aufgetretene tödliche Dosis ist 9 % für 5 Minuten.
10 - 15	1 Minute	Benommenheit, Schläfrigkeit, Muskelzucken, Bewusstlosigkeit
17 - 30	< 1 Minute	Handlungsunfähigkeit, Bewusstlosigkeit, Krämpfe, Koma und Tod

Bei Konzentrationen unterhalb 1,5 Vol. % sind kaum Einflüsse auf den Menschen und dessen Leistungsfähigkeit zu erwarten. Bei Konzentrationen über 1,5 Vol. % kommt es zu einer merklichen Erhöhung der Atemfrequenz, wobei schon 4 Vol. % zu einer Verdoppelung des eingeatmeten Luftvolumens kommt. Für gesunde Menschen stellen Konzentrationen bis zu 4 Vol. % keine wirkliche Gefährdung dar. Bei höheren Konzentrationen treten jedoch bald Konzentrationsschwierigkeiten und Kopfschmerzen auf. Ab einer Konzentration von 7 Vol. % kann mit einer plötzlich auftretenden Bewusstlosigkeit gerechnet werden. Es muss daher unbedingt darauf geachtet werden, dass kein (bzw. nicht zu viel) CO₂ durch Leckagen direkt in Passagier- oder Fahrzeugräume emittiert wird.

Grenzwerte

Die CO₂ Konzentration in der Luft beträgt um die 400 ppm. Pettenkofer veröffentlichte schon 1858 seine Beobachtungen, bei denen sich Testpersonen bei einer Konzentration unter 1000 ppm (0,1 Vol.%) wohl fühlten. Seitdem ist der Grenzwert von 1000 ppm als Pettenkoferzahl bekannt und stellt einen anerkannten Grenzwert für die Innenraumkonditionierung dar. Die DIN 1946 – Teil 2 gibt einen Grenzwert von 1500 ppm als Behaglichkeitsgrenze für Innenräume vor.

Der Arbeitsplatzgrenzwert für Deutschland liegt bei 5000 ppm, und stellt den Grenzwert dar, welcher ein Arbeiter 8 Stunden pro Tag und 5 Tage die Woche ausgesetzt sein darf. Der maximale, kurzzeitig erlaubte Spitzenwert am Arbeitsplatz beträgt 30 000 ppm (3 Vol.%). Der Arbeitnehmer darf diesem Spitzenwert nicht länger als 15 Minuten und nicht öfter als 4 mal Täglich ausgesetzt werden. Der IDLH Wert (Immediately dangerous to Life or Health) stellt jenen Grenzwert dar, bei dem ein Mensch keine bleibenden Schäden erleidet wenn er diesem weniger als 30 Minuten ausgesetzt wird. Der IDLH Wert beträgt 40 000 ppm (4 Vol.%).

Einflussfaktoren auf CO₂ Konzentration im mobilen Bereich

Bei einer Leckage von CO₂ direkt in die Fahrgastzelle sind der Zeitraum in der die Leckage auftritt und die austretende Menge ausschlaggebend. Jedoch sind neben Leckagen, welche bei Entleerung der gesamten Füllmenge den größten Einflussfaktor darstellt, auch andere Faktoren, wie die Lüftungsrate ausschlaggebend.

CO₂ Permeabilität

CO₂ weist eine hohe Permeabilität (Durchlässigkeit) durch Elastomere auf, was ein Problem für die Dichtigkeit des Systems darstellt und berücksichtigt werden muss. Die Durchlässigkeit nimmt mit steigender Temperatur zu (Elastomere dehnen sich aus, Moleküle sind beweglicher) und mit sinkendem Druck ab (Elastomere wird weniger stark komprimiert). Zusätzlich löst sich bei der dadurch entstehenden Diffusion des Gases auch ein Teil davon in den Elastomeren. Bei einer Entleerung des Systems kann es hier zu einer „explosiven Dekompression“ (TWK, 2010) bei der das diffundierte CO₂ plötzlich aus den Poren der Elastomere austritt und den Kunststoff auf diese Weise zerstört. Dieses stellt ein Problem bei O-Ringen und flexiblen Leitungen. Metalldichtungen und flexible Edelstahlleitungen schaffen hier Abhilfe.

2.3.4 R744 im mobilen Bereich (PKW/Zug)

Um trotz geringer Abwärme von modernen Verbrennungsmotoren eine rasche und vor allem auch energieeffiziente Aufwärmphase zu gewährleisten, stellt die Zu- oder Beheizung mittels einer CO₂ Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion eine vielversprechende Alternative dar.

Wie schon in Abschnitt 2.3.2 diskutiert, zeichnet sich CO₂ durch hohe Sättigungsdrücke, hohe volumetrische Kältearbeit und hoher Dichte bei sehr niedrigen Außentemperaturen aus. Zum Beispiel liegt die Sauggasdichte bei -15°C von CO₂ bei 60,73 kg/m³, die von R134a hingegen nur bei 8,29 kg/m³. Die volumetrische Kältearbeit bei dieser Temperatur liegt für CO₂ bei rund 16453 kJ/m³ was den 9,5 fachen Wert von R134a entspricht. Ein weiterer großer Vorteil von CO₂ ist der Umstand, dass bei sehr tiefen Umgebungstemperaturen der Sättigungsdruck von R134a im Verdampfer unterhalb des Umgebungsdrucks sinkt, und dadurch die Gefahr entsteht, dass Luft in das System dringen kann. Bei -30°C liegt der Sättigungsdruck von CO₂ bei 14,28 bar verglichen von 0,84 für R134a.

CO₂ eignet sich daher besonders gut für die Nutzung in mobilen Klimaanlage mit Wärmepumpenfunktion. Durch die hohe Energiedichte ist es möglich das Hubvolumen des Verdichters, die Rohrquerschnitte und die Wärmetauscher zu verkleinern und dadurch die Klimaanlage kompakter zu gestalten. In Abschnitt 6.3.3 werden Messergebnisse einer CO₂ Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion im Heizbetrieb gezeigt. Hier zeigt sich das Energieeinsparungspotenzial gegenüber der herkömmlichen, rein elektrischen Heizung.

Obwohl die GWP Diskussion und Regulationen im mobilen Bereich sich hauptsächlich PKWs bezieht, ist es wahrscheinlich, dass sich diese bald auf andere Bereiche, wie den Schienenverkehr ausweiten. Mit der neuen EU F-Gas Verordnung Nr. 517/2014 erfolgt eine gestufte Reduzierung („Phase Down“) des Verbrauchs von fluorierten Treibhausgasen (F-Gase) um 79% bis zum Jahre 2030 (Basis stellt ein Mittelwert zwischen 2009 und 2012 dar). In Anbetracht dieser Verordnung, macht es Sinn, schon jetzt neue, zukunftsweisende Technologien im Bereich des Schienenverkehrs zu entwickeln und implementieren.

3 REGELUNG VON KÄLTEANLAGEN MIT R744

In diesem Kapitel wird auf den Unterschied der Prozessführung von Kälteanlagen mit R744 im Vergleich zu „herkömmlichen“ Kälteanlagen mit HFKWs eingegangen. Die damit auftretenden zusätzlichen Regelgrößen und Regelmöglichkeiten, so wie ein vorgeschlagenes Regelkonzept für den unter- und überkritischen Fall werden ebenfalls diskutiert.

3.1 Prozessführung

Den größten Unterschied von R744 zu den heute gängigen Kältemitteln stellt der kritische Punkt dar. Wie schon in Abschnitt 2.3.2 diskutiert, liegt der kritische Druck relativ hoch (73,8 bar) und die kritische Temperatur relativ niedrig (31,1°C). Während der kritische Druck nur ein Problem für die Dichtheit und konstruktive Auslegung der einzelnen Komponenten darstellt, beeinflusst die kritische Temperatur maßgeblich die Prozessführung des Kreislaufs. Für den Betrieb einer Klimaanlage mit R744 liegt die Wärmesenkentemperatur (Temperatur der Umgebungsluft) oft in der Nähe bzw. über der kritischen Temperatur, wodurch die Wärmeabgabe an die Wärmesenke im Wärmetauscher nicht mehr im Nassdampfgebiet vollzogen werden kann. Es kommt daher zu einer Wärmeabgabe im überkritischen Bereich und zu einer Änderung des üblichen Perkins-Evans Prozesses. Im Gegensatz zum Nassdampfgebiet, in welchem Druck und Temperatur voneinander abhängige Zustandsgrößen sind, ist dies im überkritischen Bereich nicht mehr der Fall, sondern es tritt während der Wärmeabgabe bei konstantem Druck des Kältemittels ein Temperaturgleit auf. Zusätzlich findet im überkritischen Gebiet auch kein Phasenwechsel mehr statt und der Unterschied zwischen Flüssigkeit und Gas verschwindet. Stattdessen existiert nur mehr ein hochdichtes Fluid. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass sich deshalb die Bezeichnung „Gaskühler“ anstatt Kondensator im überkritischen Bereich durchgesetzt hat.

Eine prinzipielle Darstellung des überkritischen Prozessverlaufes, wie er von G. Lorentzen (1993) vorgestellt wurde, ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Das Kältemittel wird leicht überhitzt vom Kompressor angesaugt und auf ein höheres Druckniveau gebracht (1→2). Nachdem Wärmeverluste an die Umgebung auftreten (2→2a) wird das Kältemittel bei nahezu konstantem Druck und gleitender Temperatur im Gaskühler durch die Umgebungsluft abgekühlt (2a→3). Nach Austritt aus dem Gaskühler wird das Kältemittel in einem internen Wärmetauscher (IWT) weiter abgekühlt (3→4), um die Effizienz des Kreislaufes zu steigern (Notwendigkeit eines IWT wird weiter unten diskutiert). Die von 3→4 abgegebene Wärme wird dem Kältemittel nach dem Verdampfer zugeführt (6→1) und schützt den Kompressor vor Flüssigkeitsschlägen. Nach Austritt aus dem IWT wird das flüssige Kältemittel durch ein Drosselventil isenthalp auf den Niederdruck in das Nassdampfgebiet entspannt (4→5). Im Verdampfer erfolgt schlussendlich die Wärmeaufnahme bei (annähernd) konstanter Temperatur und konstantem Druck (5→6).

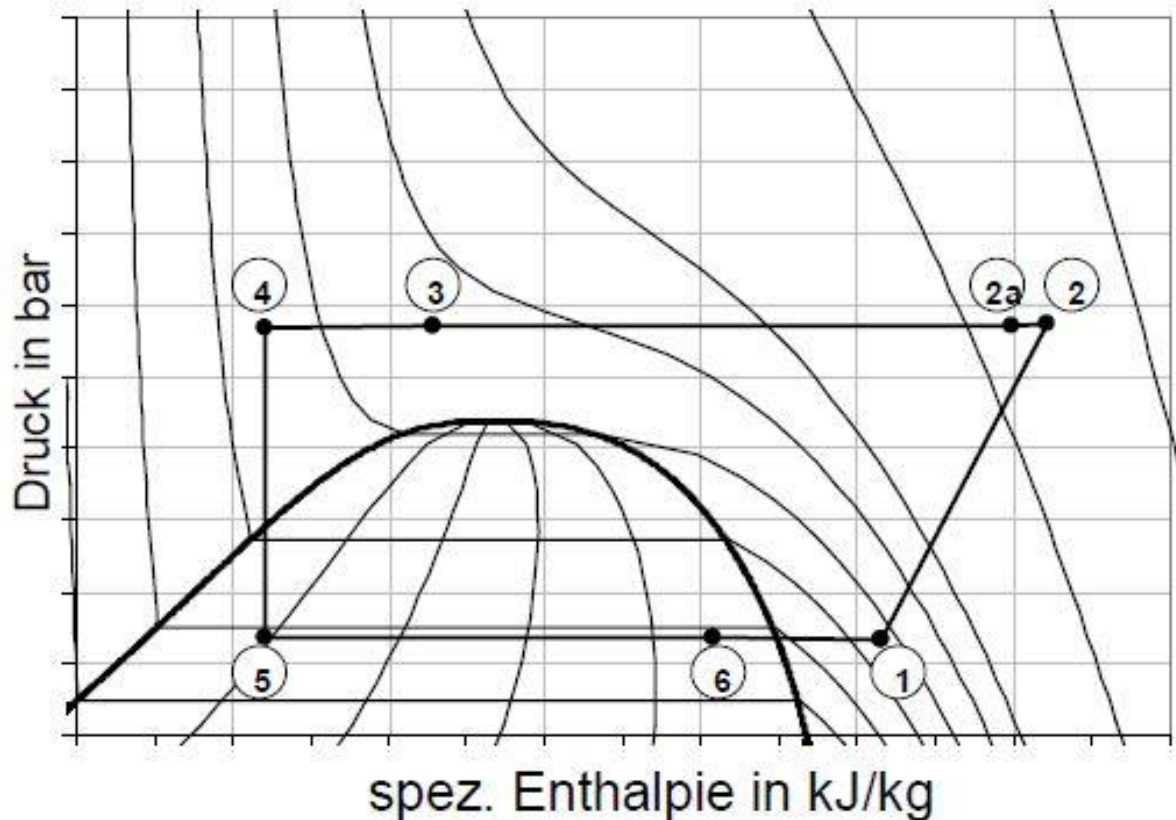


Abbildung 3-1 - überkritischer Prozessverlauf von R744 (Martin, 2009)

3.2 Hochdruckregelung im überkritischen Fall

Wie schon beschrieben, sind im überkritischen Bereich Druck und Temperatur voneinander unabhängig. Dadurch ist ebenfalls die Enthalpie des Kältemittels nach Austritt aus dem Gaskühler eine Funktion von Druck und Temperatur, und nicht nur der Temperatur wie bei herkömmlicher Kondensation. Dadurch hat man mit dem Druck eine weitere Regelgröße. Der S-förmige Kurvenverlauf der Isothermen im p/h Diagramm (Abbildung 3-1) spielt dabei eine wesentliche Rolle.

3.2.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Tritt eine Erhöhung der Umgebungstemperatur auf, so führt dies zu höheren Austrittstemperaturen des Kältemittels aus dem Gaskühler. Wird dabei der Hochdruck konstant gehalten, verschiebt sich der Austrittspunkt im p/h Diagramm weiter nach rechts ($3 \rightarrow 3'$, Abbildung 3-2).

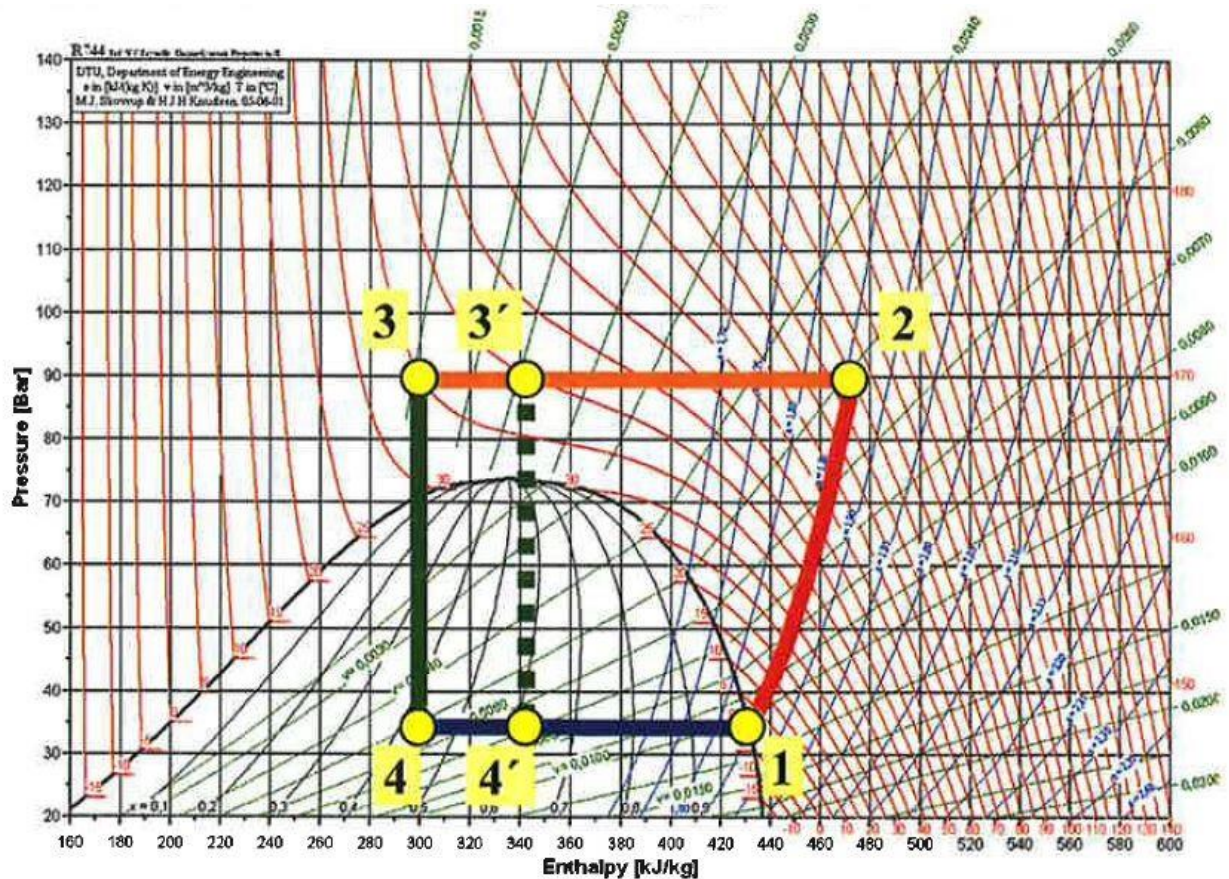


Abbildung 3-2 - Einfluss der Umgebungstemperatur auf den R744 Kreisprozess (TWK, 2010)

Dies ist insofern schlecht, da nun nach der Drosselung ins Nassdampfgebiet weniger Verdampfungsenthalpie zu Verfügung steht (vergleiche $4 \rightarrow 1$ und $4' \rightarrow 1$). Damit sinken die volumetrische Kältearbeit und der COP des Kältekreislaufes.

Nun gibt es zwei grundlegende Maßnahmen um dem negativen Einfluss höherer Umgebungstemperaturen entgegenzuwirken. Die erste ist die Integration eines internen Wärmetauschers (IWT) in den Kreislauf (siehe Abschnitt 3.2.5). Die zweite ist die Anhebung des Hochdrucks und wird im nächsten Abschnitt diskutiert. Beide Varianten haben den Zweck, das Kältemittel nach Austritt aus dem Gaskühler weiter abzukühlen, um dadurch die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz im Verdampfer zu erhöhen.

3.2.2 Einfluss des Hochdrucks

Da im überkritischen Bereich der Druck als freie Regelgröße zur Verfügung steht, ist es nun möglich über eine Erhöhung des Hochdrucks, bei gleichbleibenden kältemittelseitigen Gaskühlerausstrittstemperaturen, die zur Verfügung stehende Verdampfungsenthalpie im Verdampfer und dadurch die Kälteleistung und COP zu erhöhen. Jedoch nimmt dieser positive Effekt bei größer werdenden Drücken hin ab. Einerseits ist dies auf den S-förmigen Verlauf der Isothermen im p/h Diagramm zurückzuführen, andererseits steigen mit dem Hochdruck auch die Kompressorleistung und dessen Verluste, zwei Umstände die sich negativ auf den COP des Kreislaufes auswirken. Es existiert daher ein von den Umgebungsbedingungen und vom Druckverhältnis abhängiger optimaler Hochdruck.

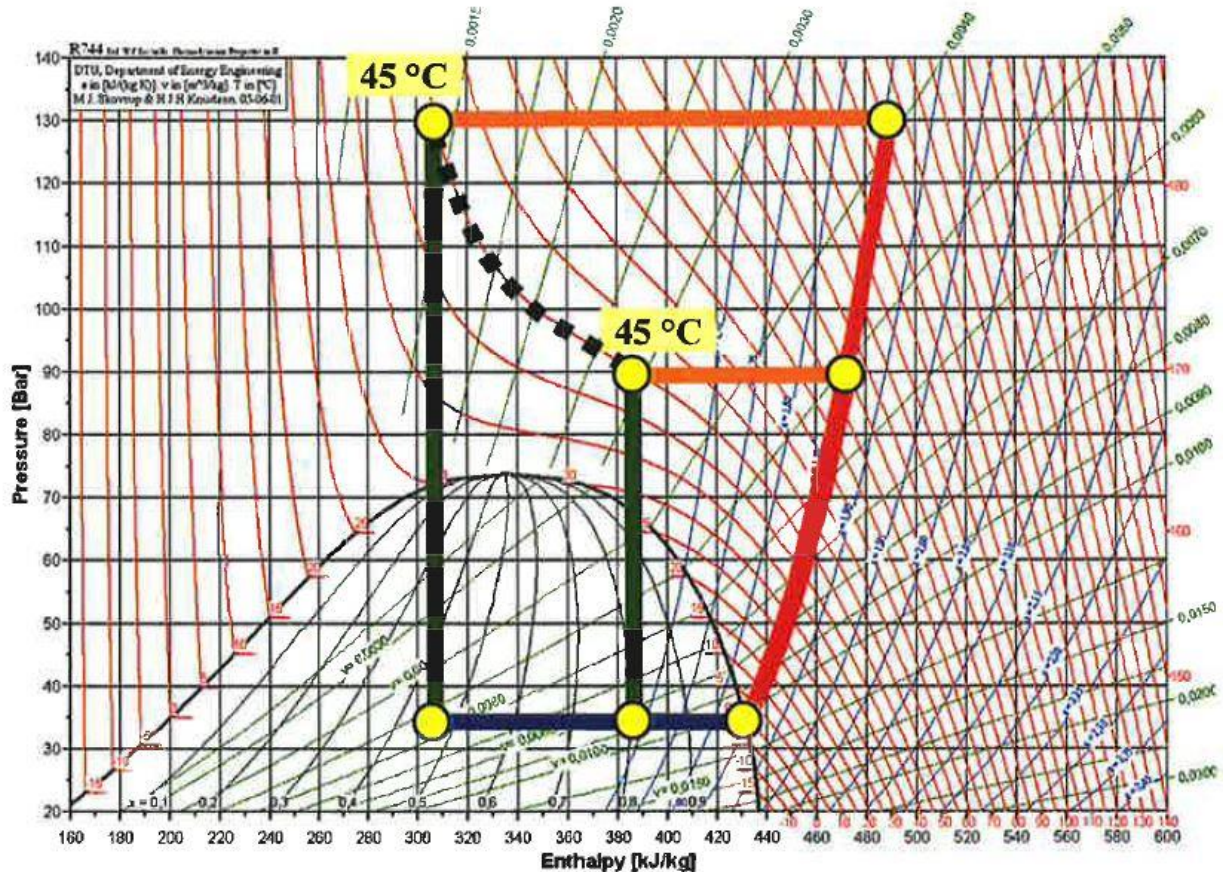


Abbildung 3-3 - Einfluss einer Druckerhöhung auf den R744 Kreisprozess (TWK ,2010)

In Abbildung 3-3 ist der Effekt einer Hochdruckerhöhung im p/h Diagramm anschaulich dargestellt. Es ist gut zu erkennen, wie bei gleichbleibender kältemittelseitiger Gaskühleraustrittstemperatur die Enthalpiedifferenz im Verdampfer zunimmt.

3.2.3 Berechnung des optimalen Hochdrucks für COP_{max}

Zur Berechnung des hinsichtlich COP optimalen Hochdrucks gibt es verschiedene Möglichkeiten. Dies kann auf graphische, rechnerische oder messtechnische Weise durchgeführt werden. Die genaueste aber auch aufwändigste stellt dabei die messtechnische Variante da.

Der optimale Hochdruck bei überkritischer Prozessführung kann beispielsweise nach Gl. 3-1 (TWK, 2010) berechnet werden, welche aus dem idealen Kreisprozess abgeleitet wurde.

$$p_{HD,opt} = (2,778 - 0,0157 \cdot t_0) \cdot t_G + 0,381 \cdot t_0 - 9,34 \quad \text{Gl. 3-1}$$

t_0 = Verdampfungstemperatur [°C]

t_G = Kältemitteltemperatur am Gaskühleraustritt [°C]

$p_{HD,opt}$ = optimaler, überkritischer Hochdruck [bar]

Die Berechnung des optimalen Hochdrucks nach Gl. 3-1 für drei verschiedene Verdampfungstemperaturen ist in Abbildung 3-4 dargestellt. Man sieht, dass die Verdampfungstemperatur t_0 in der Berechnung einen schwachen, aber dennoch nicht zu vernachlässigenden Einfluss hat, besonders bei höheren Gaskühleraustrittstemperaturen. Generell sinkt der optimale Hochdruck mit steigenden Verdampfungstemperaturen.

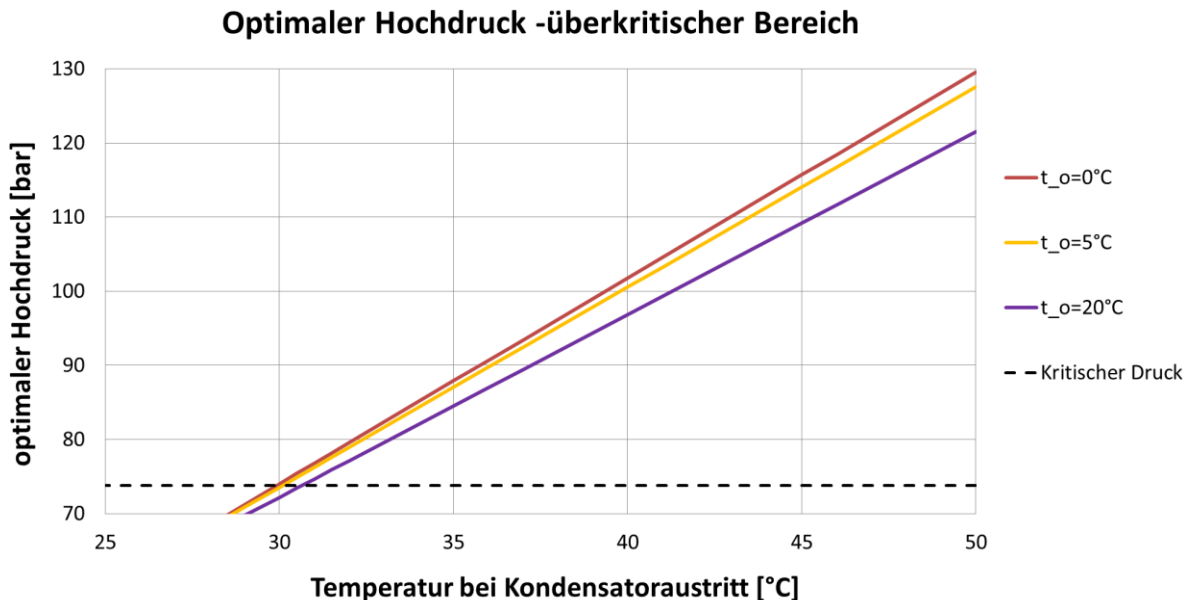


Abbildung 3-4 - optimaler Hochdruck (Gl. 3-1) in Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur im überkritischen Bereich

3.2.4 Optimaler Hochdruck für Leistungsmaximum

Theoretische Überlegungen suggerieren, dass für die Kälteleistungszunahme möglichst hohe Drücke von Vorteil wären. Dies ist aber nur beim idealen Kreisprozess der Fall. In der Realität führen größere Druckverhältnisse im Kompressor zu einer Abnahme des Massenstroms, da der Liefergrad mit steigendem Druckverhältnis abnimmt. Damit liegt bei der realen Anlage auch ein Leistungsmaximum in Abhängigkeit des Hochdrucks vor. Wie hoch dieser leistungsoptimierte Hochdruck liegt, hängt größtenteils von der Güte des Kompressors ab. Im Allgemeinen liegt der leistungsoptimierte Hochdruck über dem optimalen Hochdruck für ein COP_{max} . Der Einfluss des optimalen Hochdrucks auf die relative Kälteleistung und relativen COP ist in Abbildung 3-5 für zwei verschiedene Umgebungstemperaturen dargestellt. Man sieht deutlich, dass der leistungsoptimierte Hochdruck höher als der optimale Hochdruck für ein COP_{max} liegt. Zusätzlich unterstreicht Abbildung 3-5 die Notwendigkeit, den korrekten Hochdruck einzuhalten.

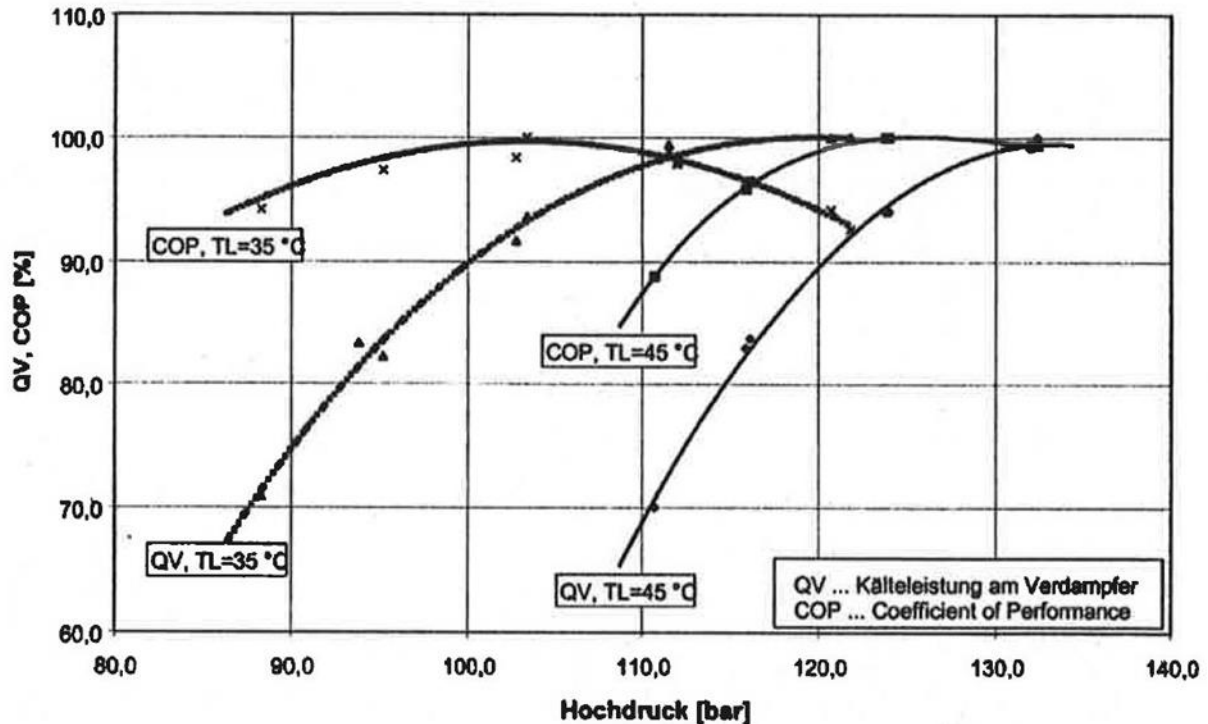


Abbildung 3-5 - Einfluss des Hochdrucks auf Kälteleistung und COP (TWK, 2010)

3.2.5 Interner Wärmetauscher

Der Einsatz eines internen Wärmetauschers (IWT) ist eine weitere Möglichkeit, die Kälteleistung und den COP des Kältekreislaufes zu verbessern und dem negativen Einfluss hoher Umgebungstemperaturen entgegenzuwirken. Dabei wird dem Kältemittel nach Austritt aus dem Gaskühler im IWT hochdruckseitig Wärme entzogen und dem Kältemittel am Verdampferaustritt niederdruckseitig zugeführt. Dadurch kommt es hochdruckseitig zu einer weiteren Abkühlung des Kältemittels, wodurch sich nach der Drosselung in das Nassdampfgebiet die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz vergrößert. Niederdruckseitig kommt es hingegen zu einer Überhitzung des Kältemitteldampfes, was den Kompressor vor Flüssigkeitsschlägen schützt. Zusätzlich senkt der IWT den optimalen Hochdruck und schwächt dessen Einfluss auf den COP des Kreislaufes (Rieberer et al., 2009). Rieberer et al. (2009) hat dies anhand eines Kreislaufes mit einer Verdampfungstemperatur von 0°C und Warmwasseraufbereitung diskutiert.

Dem positiven Effekt der Unterkühlung und Schutz vor Flüssigkeitsschlägen, stehen jedoch die negativen Effekte einer Sauggasüberhitzung gegenüber die zu höheren Kompressorausstrittstemperaturen führt. Dadurch wird das im Kältemittel mitgeführte Kompressorschmieröl thermisch stärker belastet und kann bei zu hohen Temperaturen zur Schmierölverkockung führen. Zusätzlich sinkt mit steigender Sauggastemperatur die Dichte des Kältemittels, was zu einem geringeren Massenstrom und einer geringeren Kälteleistung führt.

3.3 Unterkritischer Fall

Die in Abschnitt 3.2 vorgestellte Gleichung für den optimalen Hochdruck ist nur im überkritischen Bereich gültig. Nun treten aber bei Kälteanlagen und Wärmepumpensystem auch häufig Fälle auf, bei denen der Prozessverlauf unterkritisch verläuft. In dem Fall benötigt man nun einen anderen Ansatz zur Regelung.

Eine häufig verwendete Methode ist die Regelung der Unterkühlung nach dem Gaskühler bzw. Kondensator. Dabei hat sich gezeigt, dass bei einer Unterkühlung zwischen 2-4 K die Effizienz der Kälteanlage am höchsten ist. Bei Betriebspunkten in der Nähe des kritischen Drucks, kann allerdings die Umschaltung zwischen diesen beiden Regelungskonzepten (Hochdruckregelung, Unterkühlungsregelung) zu Instabilitäten führen. Deshalb wird im Folgenden von einer gewünschten Unterkühlung auf den dafür notwendigen Sättigungsdruck zurückgerechnet. Wird zum Beispiel eine Unterkühlung des Kältemittels nach Kondensatoraustritt von 4 K erwünscht, so ergibt der Sättigungsdruck des Kältemittels bei der gemessenen Temperatur am Kondensatoraustritt zuzüglich den 4 K der Unterkühlung den gewünschten Hochdruck. Dadurch ergibt sich folgender einfacher funktioneller Zusammenhang für den optimalen Hochdruck im unterkritischen Fall.

$$p_{HD,sub} = p_{sat}(UK, t_{Kond}) \quad \text{Gl. 3-2}$$

$UK = \text{gewünschte Unterkühlung [K]}$

$t_c = \text{Kältemitteltemperatur am Kondensatoraustritt [}^\circ\text{C]}$

$p_{HD,sub} = \text{optimaler, subkritischer Hochdruck [bar]}$

Abbildung 3-6 zeigt die berechneten Kurven für den optimalen Hochdruck im überkritischen Fall (Gl. 3-1) sowie die von 2 verschiedenen Unterkühlungen berechneten Sättigungsdrücke (Gl. 3-2). Die Kurven für den unterkritischen Fall wurden mit CoolProp (2015) berechnet.

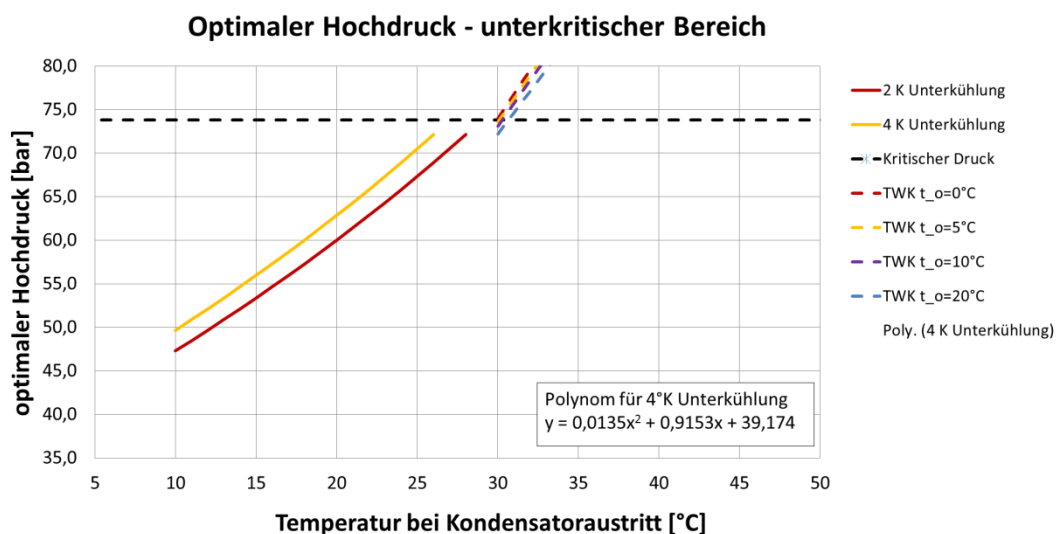


Abbildung 3-6 - optimaler Hochdruck in Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur im unterkritischen Bereich (2 und 4 K Unterkühlung, durchgezogene Linien) und Hochdrucklinien gemäß Gl. 3-1 zum Vergleich (strichliert ausgeführt)

In diesem Diagramm ist ein Polynom 2. Ordnung für die Drucklinie mit 4 K Unterkühlung zu sehen. Dieses Polynom kann nun zur Regelung des Hochdrucks im unterkritischen Fall verwendet werden, wobei die Variable x die Kondensatoraustrittstemperatur darstellt.

Wie in Abbildung 3-6 zu sehen, tritt im Übergang von unterkritischer zu überkritischer Prozessführung eine Unstetigkeit auf. Dadurch kann es bei der Regelung des optimalen Hochdrucks im Grenzbereich zwischen 25 und 30°C zu Instabilitäten kommen. Um dies zu vermeiden, bedarf es experimenteller Untersuchungen um den besten Übergang (hinsichtlich COP) zwischen unter- und überkritischem Fall zu realisieren.

4 VERSUCHSAUFBAU UND MESSTECHNIK

In diesem Kapitel wird zuerst auf die ausgewählte Systemarchitektur eingegangen, wobei alle Betriebsarten genau beschrieben werden. Anschließend kommt es zu einer Beschreibung aller, im Kältekreislauf verbauten Komponenten. Am Ende dieses Kapitels werden die verwendete Messtechnik, Messprinzipien der einzelnen Sensoren und deren Messunsicherheiten diskutiert.

4.1 Systemarchitektur

Im Vorfeld zu dieser Masterarbeit wurden Simulationsrechnungen durchgeführt um zu einer Systemarchitektur zu gelangen, welche einen möglichst effizienten Betrieb des Kältekreislaufs in allen seinen Betriebsarten gewährleisten. Da für diesen Kältekreislauf ein unregelter (fix-frequenter) Kompressor zum Einsatz kommt, wurde ein Hauptaugenmerk auf die Leistungsregelung im Teillastbetrieb gelegt (siehe Saugdruckregelung, Abschnitt 2.2.6). Das Schaltbild der ausgewählten Systemarchitektur im Kühlbetrieb zeigt Abbildung 4-1 (Heizbetrieb siehe Abbildung 4-4)

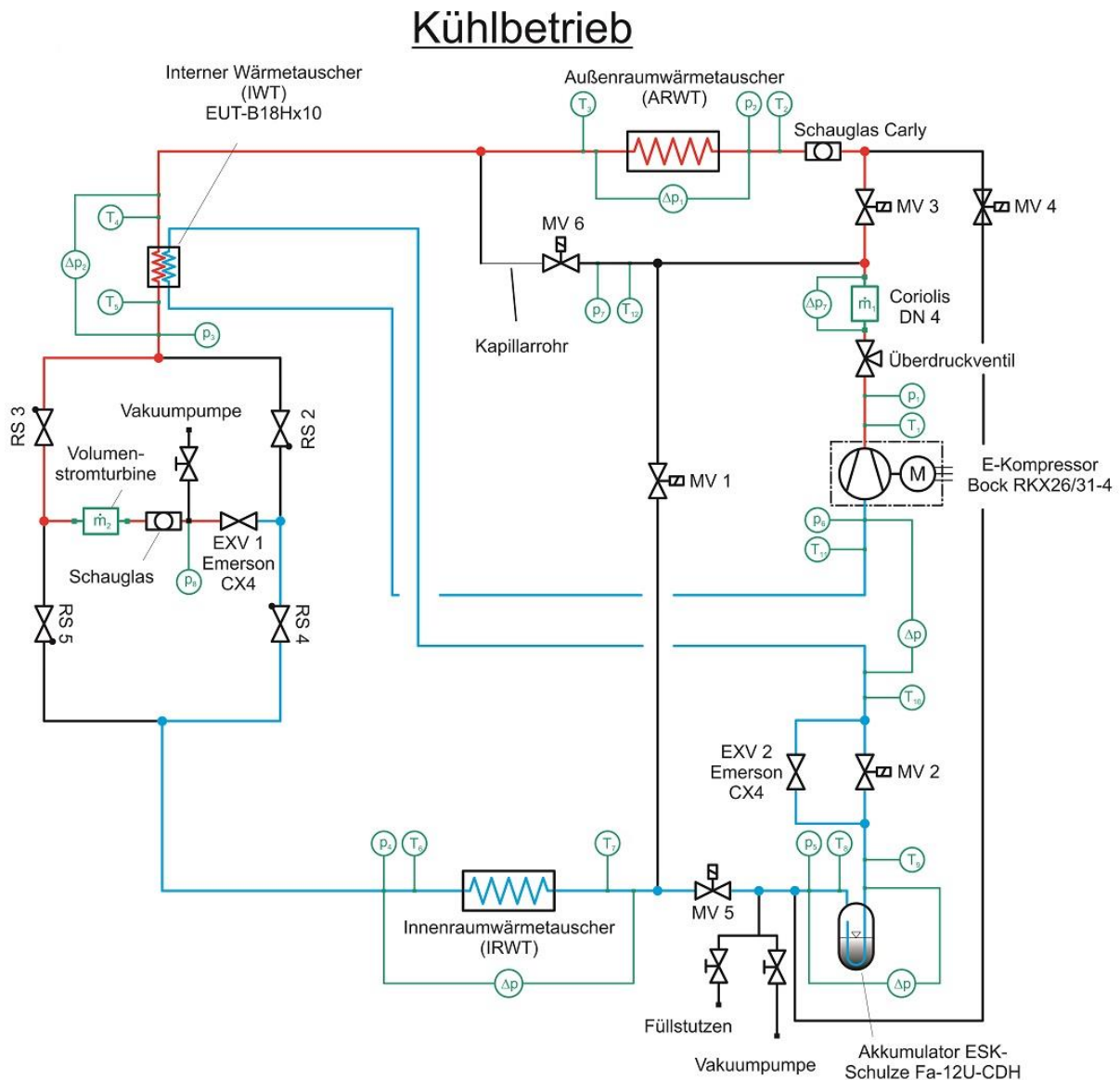


Abbildung 4-1 – ausgewählte Systemarchitektur, Kühlbetrieb

Rot gezeichnete Linien kennzeichnen eine unter Hochdruck stehende Leitung, blaue Linien eine unter Niederdruck stehende Leitung und schwarze Linien nicht durchströmte Bereiche. Um eine automatische Schaltung der jeweiligen Betriebsarten (Kühlbetrieb, Heizbetrieb, Enteisungsbetrieb) zu ermöglichen, wurden sechs Magnetventile (MV) und vier Rückschlagventile in den Kreislauf eingebaut, wobei die Magnetventile je nach Bedarf geschaltet werden (offen, geschlossen) und die Rückschlagventile so verbaut sind, dass sie alle Betriebsarten ermöglichen. Weitere Informationen über die Rückschlag- und Magnetventile sind in Abschnitt 4.2.8 bzw. Abschnitt 4.2.9 zu finden. Die verschiedenen Schaltungsvarianten für den Kühl-, Heiz- und Enteisungsbetrieb werden in den folgenden Abschnitten genauer erklärt.

4.1.1 Kühlbetrieb

Die Schaltung für den Kühlbetrieb ist in Abbildung 4-1 zu sehen. Zusätzlich sind die (idealen) Prozessverläufe exemplarisch bei Vollast (Abbildung 4-2) und bei Teillast (Abbildung 4-3) in T-h-Diagrammen dargestellt. Für den Kühlbetrieb ist es notwendig, dass das Kältemittel nach dem Kompressorausstritt zuerst durch den ARWT strömt. Dafür muss das MV3 geöffnet und MV1, MV4 und MV6 geschlossen sein. Im ARWT wird nun das, nach der Kompression erhitzte Kältemittel durch Wärmeabgabe an die Umgebung abgekühlt. Der Zustand des Kältemittels nach dem ARWT kann hier entweder überkritisch sein (hochdichtes „Gas“) oder unterkritisch (zweiphasig oder unterkühlt). Entscheidend dafür sind die Umgebungstemperatur und der damit verbundene (optimale) Hochdruck (Abschnitt 3). Nach dem ARWT strömt das Kältemittel durch den IWT und wird hier weiter durch Wärmeabgabe an das niederdruckseitige Kältemittel abgekühlt. Die positiven Eigenschaften der hochdruckseitigen Abkühlung des Kältemittels vor dem Drosselvorgang sind bereits in Abschnitt 3.2.5 diskutiert worden.

Als nächstes wird das Kältemittel anhand des Expansionsventils 1 (EXV1) auf den Niederdruck in das Zweiphasengebiet gedrosselt. Damit das Kältemittel im Kühlbetrieb zuerst durch die Volumenstromturbine und dann durch das EXV1 strömt, wurden die Rückschlagventile (RS) wie in Abbildung 4-1 zu sehen verbaut. Der schwarze Punkt bei der Abbildung der RS-Ventile bestimmt den Strömungseintritt und gibt somit die einzig mögliche Strömungsrichtung an. Der minimale Differenz-Öffnungsdruck dieser RS-Ventile liegt bei 1,37 bar. Damit kann das Kältemittel im Kühlbetrieb hochdruckseitig nur durch RS 3 und niederdruckseitig nur durch RS 4 strömen.

Anschließend durchströmt das Kältemittel den IRWT, in welchem das Fluid verdampft und der den IRWT durchströmenden Mischluft (Frisch- und Kabinenluft) Energie entzieht. Dadurch wird die, der Zugkabine zugeführten Luft auf die gewünschte Temperatur abgekühlt.

Nach Austritt aus dem IRWT gelangt das Kältemittel in den Niederdrucksammler. Dieser fungiert einerseits als Kältemittel-Puffer und stellt andererseits sicher, dass (fast) nur gasförmiges Kältemittel vom Kompressor angesaugt wird. Da aber die Ölrückführung an den Kompressor gewährleistet sein muss, ist der Niederdrucksammler mit einer Schnüffelbohrung ausgestattet, wodurch das mit dem flüssigen Kältemittel vermischte Öl im Niederdrucksammler mit der Kältemittelgasströmung mitgerissen wird. Dabei gelangen aber auch

Kältemitteltröpfchen in die Saugleitung, die jedoch durch den nachgeschalteten IWT verdampft werden. Damit die Strömung nach dem IRWT richtig geleitet wird, muss MV 5 geschaltet werden. Das MV 2 kann für den Kühl- und auch für den Heizbetrieb offen oder geschlossen sein, je nachdem wie groß der benötigte Massenfluss für den Teillastbetrieb ist (Saugdruckregelung, Abschnitt 2.2.6).

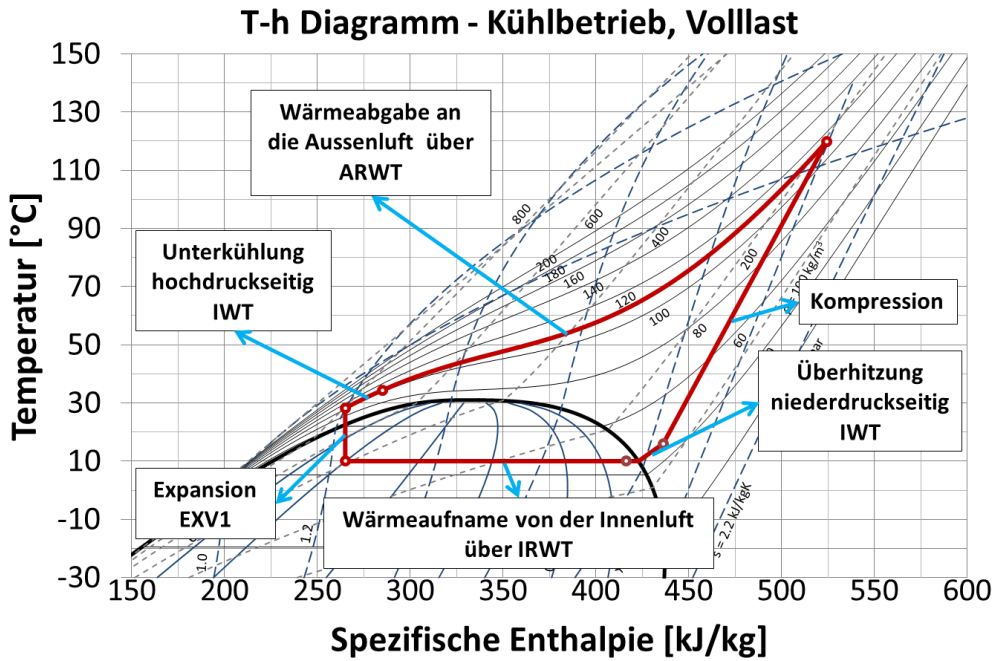


Abbildung 4-2 - überkritischer Prozessverlauf im Kühlbetrieb bei Volllast, ohne Saugdruckregelung

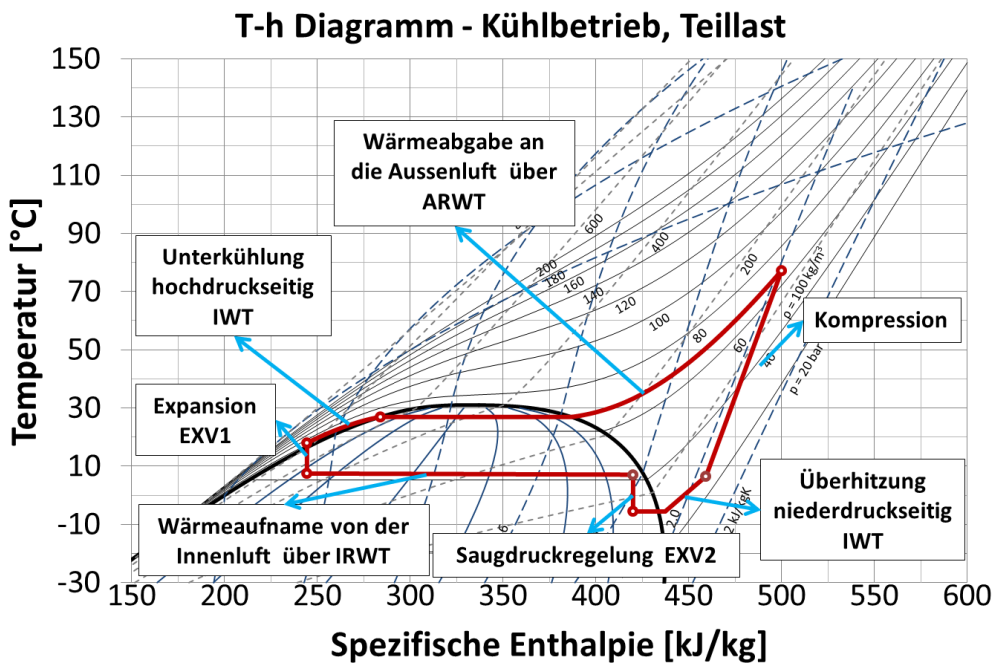


Abbildung 4-3 - unterkritischer Prozessverlauf im Kühlbetrieb bei Teillast, mit Saugdruckregelung

4.1.2 Heizbetrieb

Der Schaltplan für den Heizbetrieb ist in Abbildung 4-4 zu sehen. Die dazugehörige (idealen) Prozessverläufe für den Vollastbetrieb (Abbildung 4-5) und Teillastbetrieb (Abbildung 4-6) sind wieder exemplarischen in T-h-Diagrammen dargestellt. Um die Anlage auf Heizbetrieb zu stellen, müssen MV3, MV6 und MV5 geschlossen, MV1 und MV4 hingegen geöffnet werden. Für MV 2 gilt wieder das gleiche wie im Kühlbetrieb. Je nachdem wie groß die gewünschte Kälteleistung bzw. der Kältemittelmassenstrom (im Teillastbetrieb) sind, wird dieses geöffnet oder bleibt geschlossen (Saugdruckregelung, Abschnitt 2.2.6). Im Heizbetrieb wird nun der IRWT als Kondensator bzw. Gaskühler und der ARWT als Verdampfer betrieben. Das Kältemittel fließt nach dem Kompressorausritt als erstes durch den IRWT, gibt dort Wärme an die Mischluft ab und erwärmt somit die Luft die in die Zugkabine strömt. Im Bereich des EXV1 ergibt sich auch im Heizbetrieb, bedingt durch die Rückschlagventile, nur eine mögliche Flussrichtung. Zuerst durchströmt das Kältemittel das RS5 und in weiterer Folge, nach der Expansion durch das EXV1, das RS2.

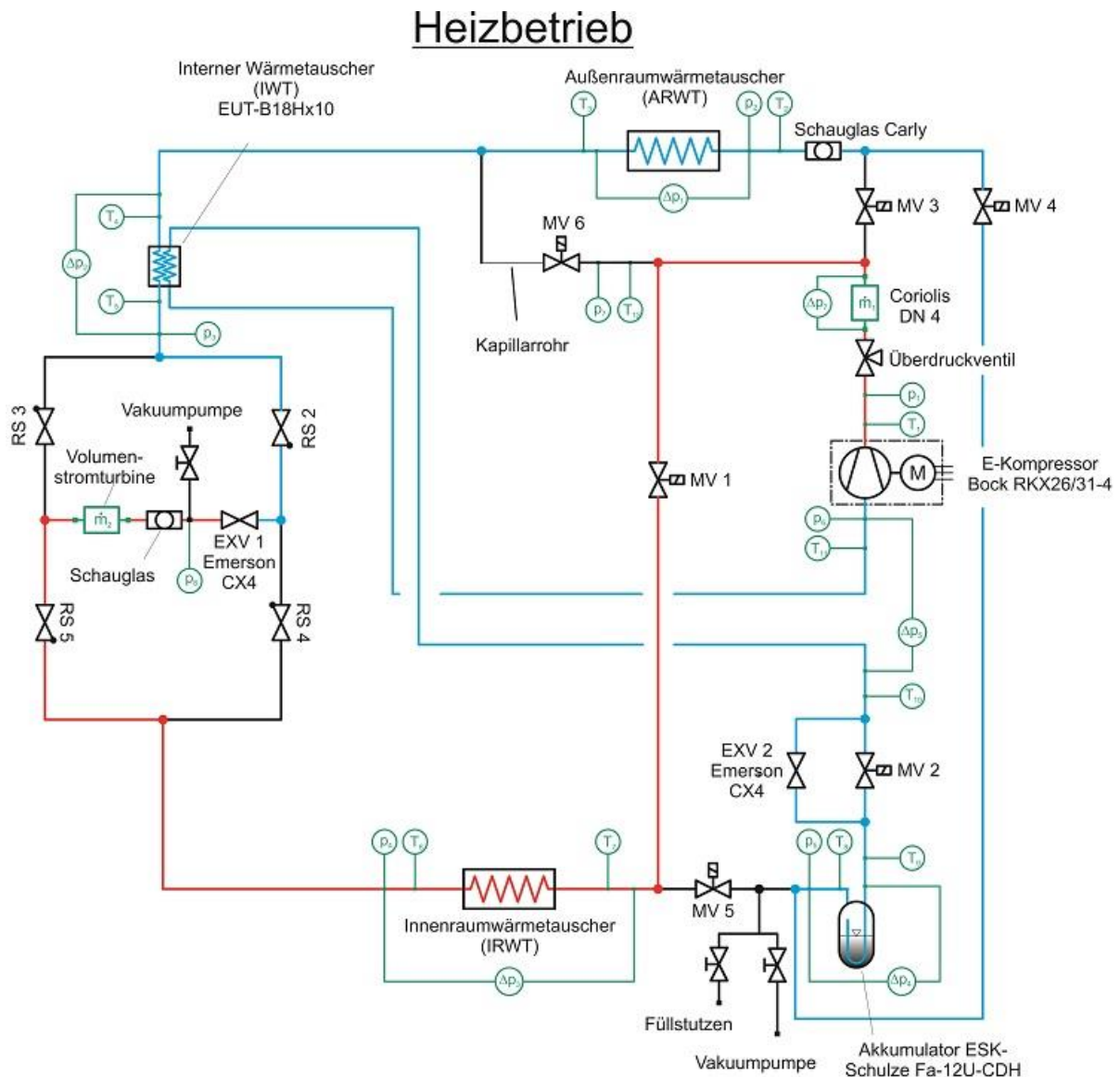


Abbildung 4-4- Schaltung für den Heizbetrieb

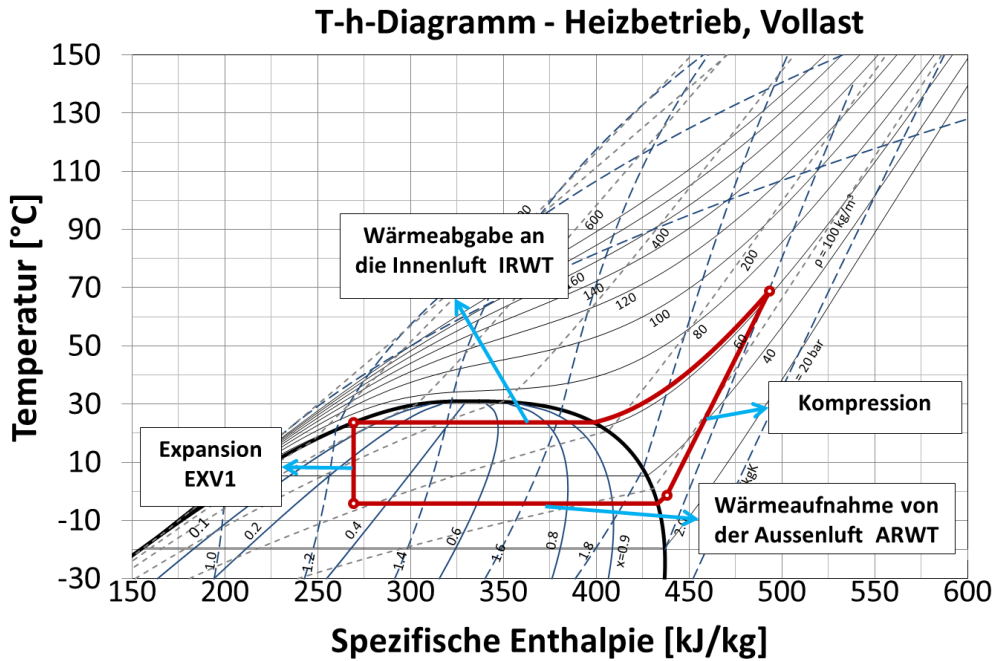


Abbildung 4-5 - unterkritischer Prozessverlauf im Heizbetrieb bei Vollast, ohne Saugdruckregelung

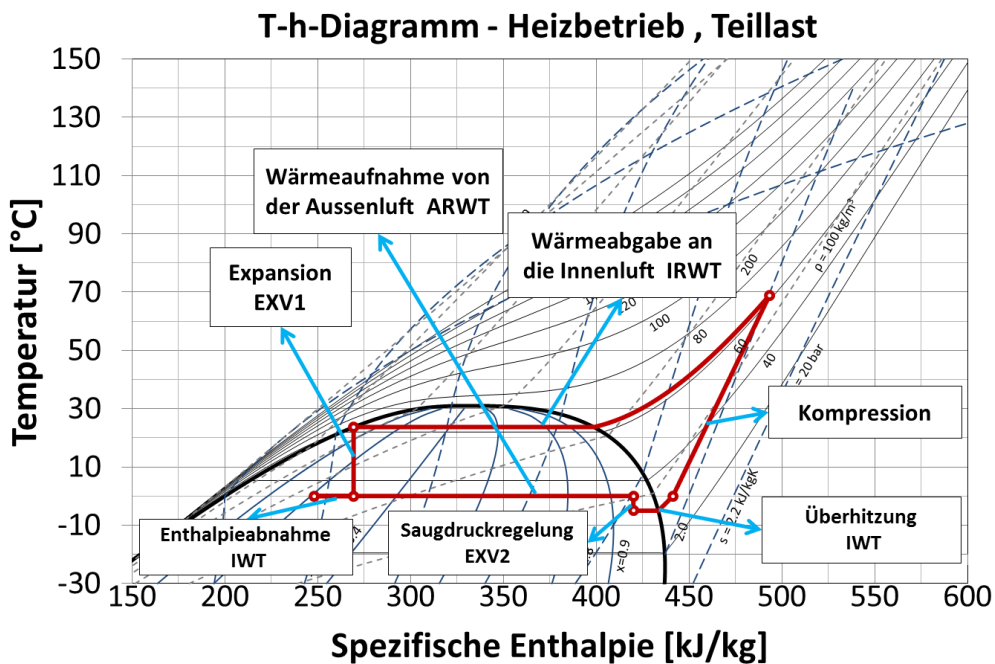


Abbildung 4-6 - unterkritischer Prozessverlauf im Heizbetrieb bei Teillast, mit Saugdruckregelung

Der IWT ist im Heizbetrieb teilweise inaktiv (aktiv bei Saugdruckregelung, Abbildung 4-6), da der Wärmetauscher hier beidseitig mit Kältemittel der Niederdruckseite durchströmt wird. Im Falle eines inaktiven IWTs (Abbildung 4-5) kommt es zu keiner Sauggasüberhitzung nach dem Niederdrucksammler, wodurch die Möglichkeit besteht, dass Flüssigkeitströpfchen den Weg in den Kompressor finden und der Kompressor Flüssigkeitsschläge erleiden könnte. Da der

Kompressor aber sauggasgekühlt ist, ist zu erwarten, dass die geringe Menge an Kältemittelflüssigkeit auf der warmen Wicklung des Motors verdampft. Vorausgesetzt wird hierbei eine für alle Betriebspunkte angepasste Füllmenge des Niederdrucksammlers, wodurch ein Überlaufen des Sammlers ausgeschlossen wird.

4.1.3 Enteisungsbetrieb - Dreiecksprozess

Da der ARWT im Heizbetrieb als Verdampfer agiert, kommt es hier bei unterschreiten des Taupunktes zur Kondensatbildung und falls die Oberflächentemperatur des Verdampfers unter 0°C (Gefrierpunkt von Wasser) sinkt, zum Vereisen des Wärmetauschers. Die Vereisung kann dazu führen, dass der ARWT nur mehr teilweise mit Außenluft durchströmt wird, wodurch Wärmetauscherfläche „verloren“ geht. Dies führt zu einer geringeren Leistungszahl da dem Kreislauf weniger Wärme aus der Umgebungsluft zugeführt wird bzw. die Verdampfungstemperatur absinkt. Um nun einen effizienten Heizbetrieb zu gewährleisten, muss der ARWT bei Eisbildung rechtzeitig enteist werden. Der Prozessverlauf im T-h-Diagramm (Abbildung 4-7) und die dafür notwendige Schaltung (Abbildung 4-8) werden unterhalb gezeigt. Für den Enteisungsprozess ist es notwendig, dass MV1, MV3 und MV5 geschlossen und MV2, MV4 und MV 6 geöffnet werden. Das Kältemittel fließt nun direkt nach dem Kompressor zu der nach MV 6 angeordneten Kapillare (Fixdrossel) wodurch es vor dem Eintritt in den ARWT gedrosselt wird. Danach fließt das Kältemittel durch den Wärmetauscher und führt zu dessen Enteisung. Anschließend strömt das Kältemittel via Niederdrucksammler und IWT zum Kompressor retour.

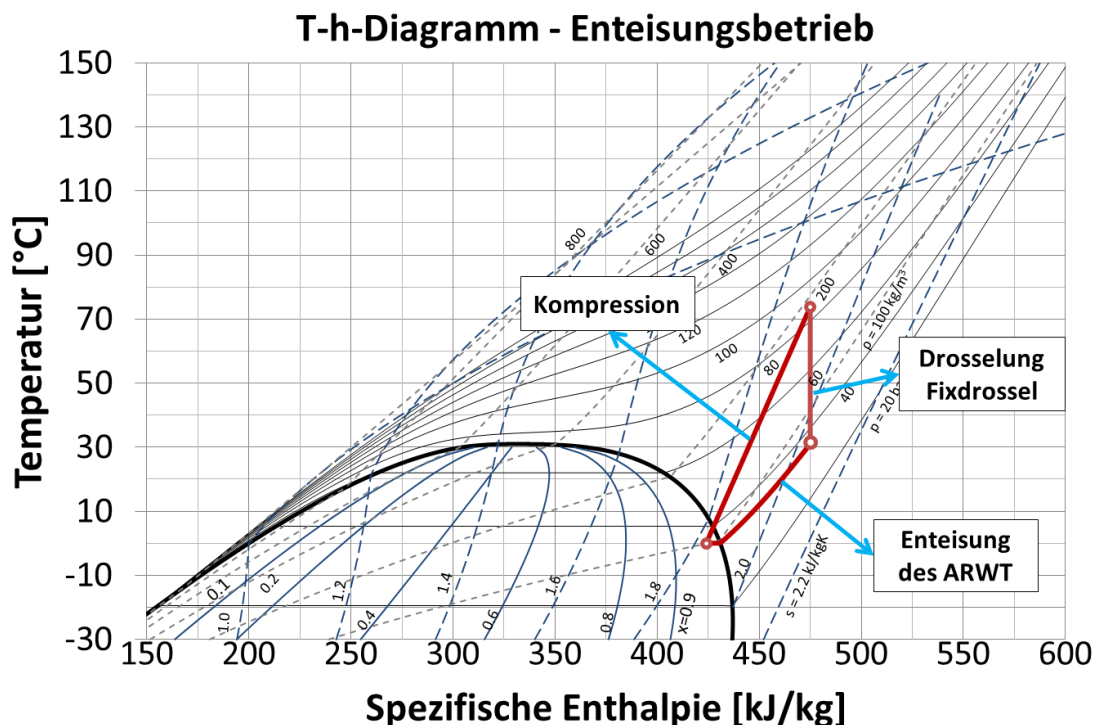


Abbildung 4-7 - Prozessverlauf im T-h-Diagramm für den Enteisungsbetrieb

Enteisungsbetrieb

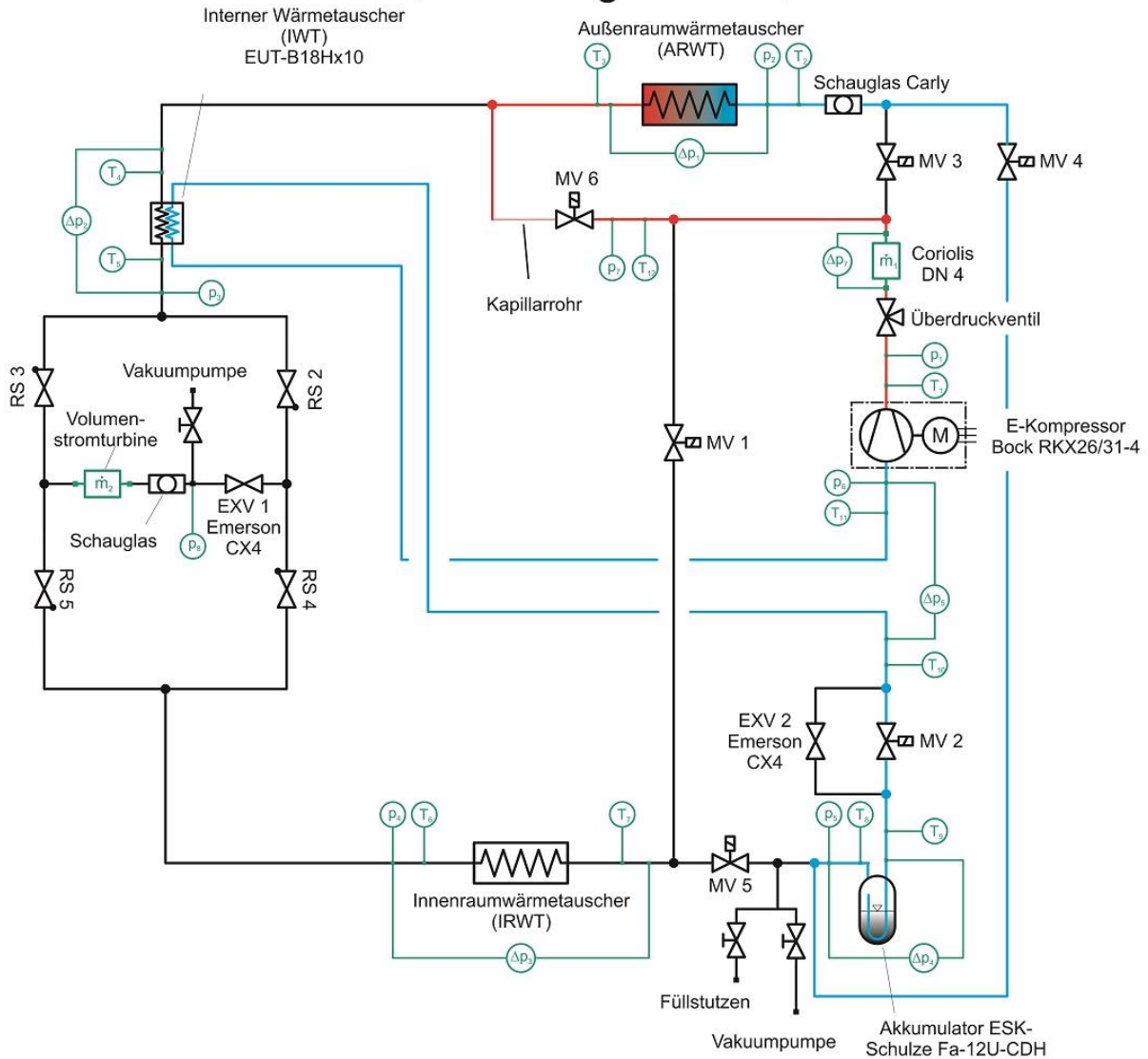


Abbildung 4-8 - Schaltung für den Enteisungsbetrieb

Diese Schaltung ergibt einen Dreiecksprozess, welcher rechtsläufig durchlaufen wird. Prinzipiell könnte der Prozess auch linksläufig ausgeführt werden (Drosselung nach dem ARWT), was aber niederdruckseitig zu sehr niedrigen Temperaturen führt. Steiner (2014) hat den links- und den rechtsläufigen Dreiecksprozess für die Enteisung anhand von Simulationen miteinander verglichen. In Abbildung 4-7 ist der rechtsläufige Enteisungsprozess in einem T-h-Diagramm dargestellt.

4.2 Komponenten

In diesem Abschnitt werden die verwendeten Komponenten der Kälteanlage bzw. Wärmepumpe und deren Funktionen beschrieben. Das in Abbildung 4-9 gezeigte Foto des gesamten Versuchstandes soll als Orientierungshilfe für die nachfolgende Beschreibung aller Komponenten dienen.

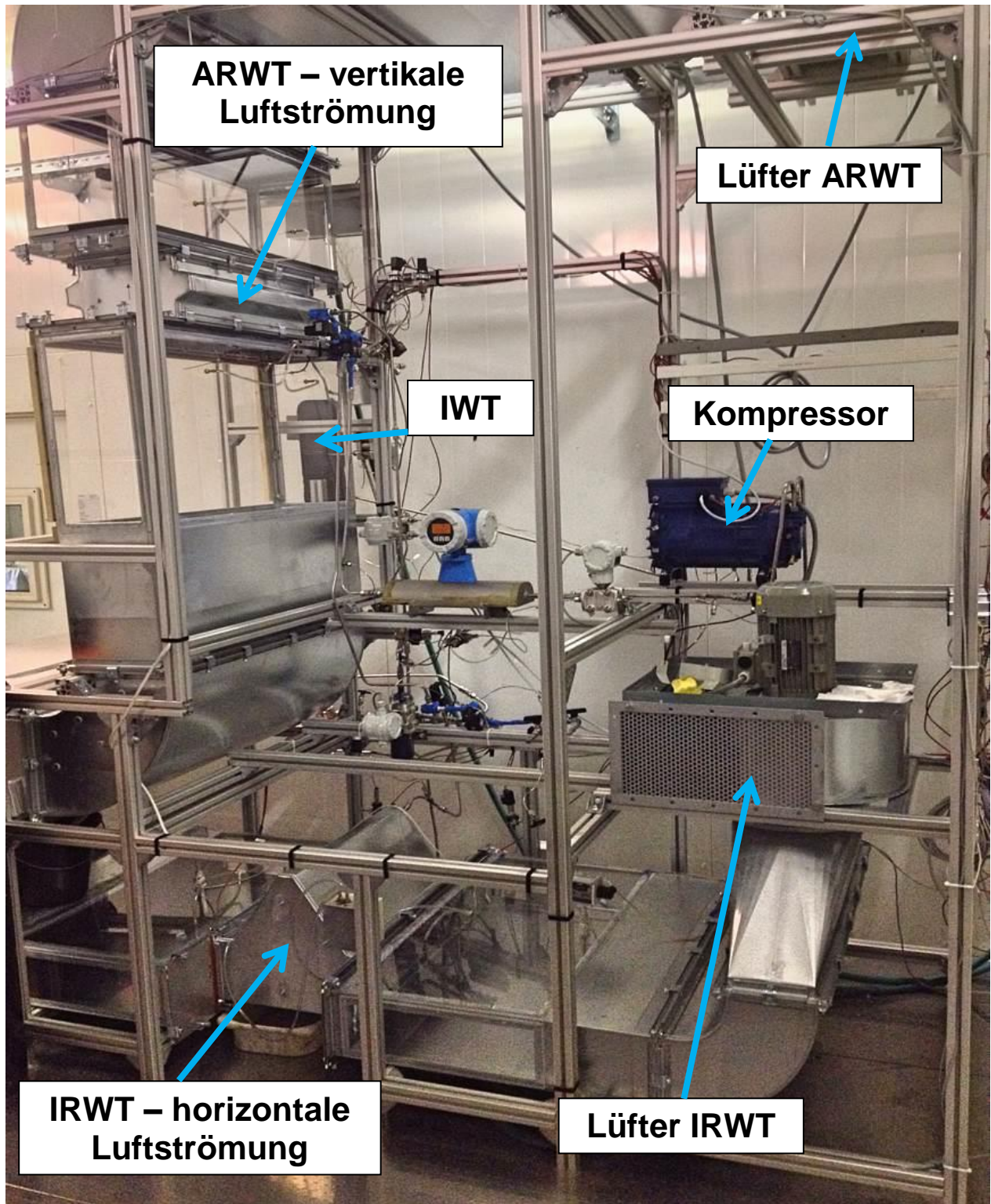


Abbildung 4-9 - Abbildung des Versuchstandes

4.2.1 Kompressor

Das Herzstück einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe stellt der Kältemittelkompressor dar. Für diesen Prüfstand wurde ein CO₂ Radialkolbenkompressor der Firma Bock (RKX 26/31-4) verbaut. Der Verdichter verfügt über 6 Zylinder, welche kreisförmig in einer Ebene angeordnet sind. Durch die bauliche Konstruktion und den Umstand, dass CO₂ als Kältemittel verwendet wird, fallen die Abmessungen dieses Kompressors sehr gering aus. Der Kompressor ist in Abbildung 4-10 dargestellt.

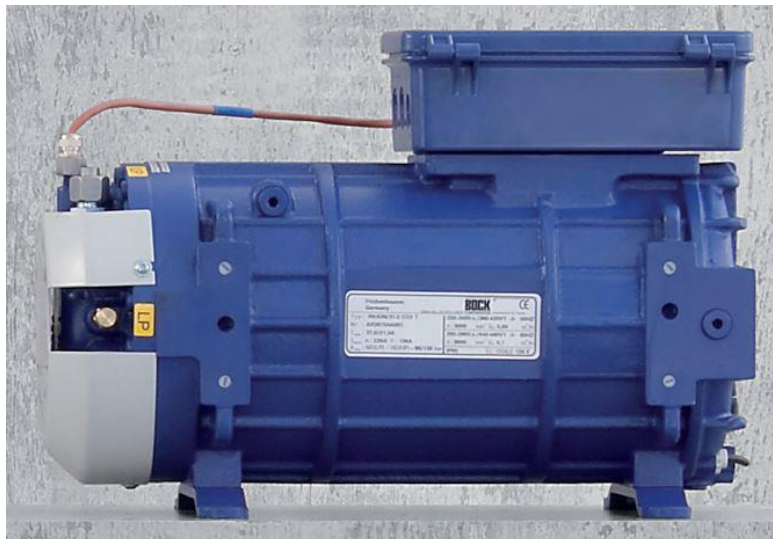


Abbildung 4-10 – Bock Kompressor RKX26/31-4 (GEA Bock, 2015)

Technische Daten

Der Kompressor verfügt über ein Hubvolumen von 2,7 m³/h und wird anhand eines teilsauggekühlten Elektromotors mit konstant 1450 U/min (4 polige Ausführung) angetrieben. Der Motor ist nicht regelbar, wodurch die in Abschnitt 2.2.6 diskutierte Saugdruckregelung des Massenstroms ausgewählt wurde. Die maximalen Betriebsdrücke liegen für die Sauggasleitung bei 90 bar und für die Druckgasleitung bei 130 bar. Im Falle eines unerwarteten Druckanstiegs (zB Schließen der Magnetventile bei Stromausfall) sind Druckentlastungsventile am Kompressor verbaut. Diese haben Öffnungsdrücke von 150 bar (Druckseite) und 120 bar (Saugseite). Die maximal zulässige Verdichtungsendtemperatur liegt bei 160°C. Die vom Hersteller angegebenen Leistungsdaten können dem Datenblatt entnommen werden.

Der Kompressor ist zusätzlich mit einer Ölumpfheizung (erforderlich wegen hoher CO₂-Löslichkeit im Öl) und einer Motorschutzeinrichtung (Übertemperatur, maximaler Druck) ausgestattet. Da der Kompressor vom Sauggas gekühlt wird, ist ein minimaler Kältemittelmassenstrom von 150kg/h zur Motorkühlung im Dauerbetrieb unbedingt erforderlich. Dadurch wird vom Hersteller eine minimale Verdampfungstemperatur von -5°C (entspricht einem Sättigungsdruck von 30,5 bar) angegeben, wobei eine Kältemittelüberhitzung bei Kompressoreintritt von 10 K angenommen wird. Zusätzlich darf ein minimaler Saugdruck von 16,5 bar (Mischungslücken des Kompressor-Öls) nicht unterschritten werden.

4.2.2 Elektronische Expansionsventile

Für Regelungszwecke wurden zwei elektronische Expansionsventile (EXV) der Firma Emerson verbaut (Abbildung 4-11), und zwar jeweils ein CX4 - CO₂ (k_v Wert von 0,21 m³/h) der Emerson Climate Technologie CX Serie für CO₂ Anwendungen. Zum Einsatz kommt dieses EXV einmal als Drossel zur Regulierung des optimalen Hochdrucks (Abbildung 4-12) und einmal zur Saugdruckregelung nach dem Niederdrucksammler (Abbildung 4-13). Der genaue Einbauort beider Ventile ist in Abbildung 4-1 zu sehen.

Das CX4 ist ein schrittmotorgesteuertes elektronisches Expansionsventil, mit sehr hoher Auflösung und hoher Wiederholgenauigkeit. Durch die hohe Auflösung lässt sich der Massenfluss kontinuierlich regeln, was die Gefahr von Flüssigkeitsschlägen minimiert. Der Regelbereich ist sehr groß und liegt zwischen 10% und 100%, wobei 100% die vollkommen geöffnete Stellung darstellt.

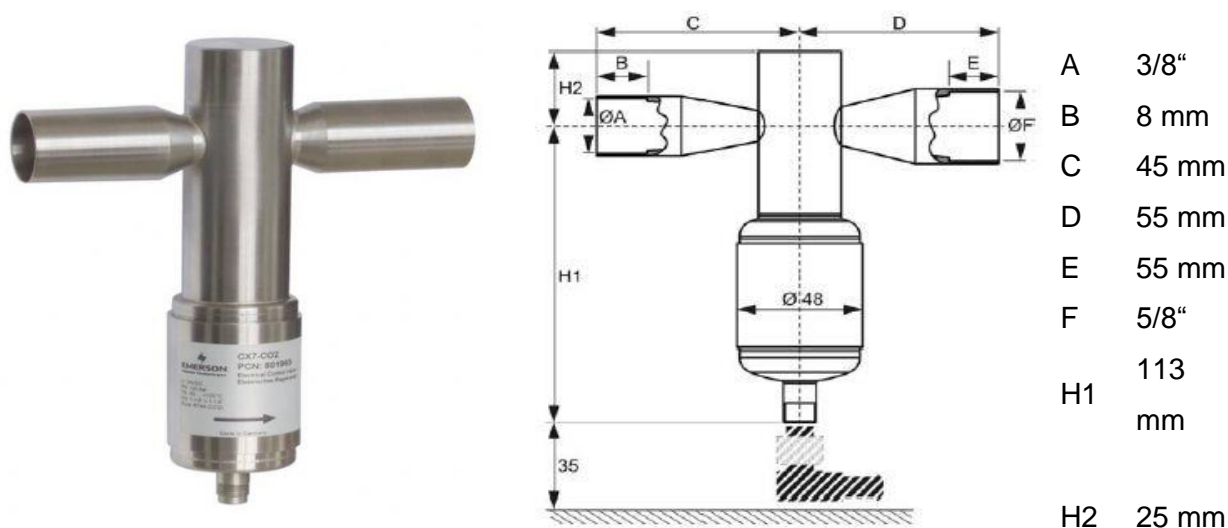


Abbildung 4-11 - CX4 Expansionsventil, Skizze (Emerson, 2015)



Abbildung 4-12 - EXV1 für die Regelung des Hochdrucks

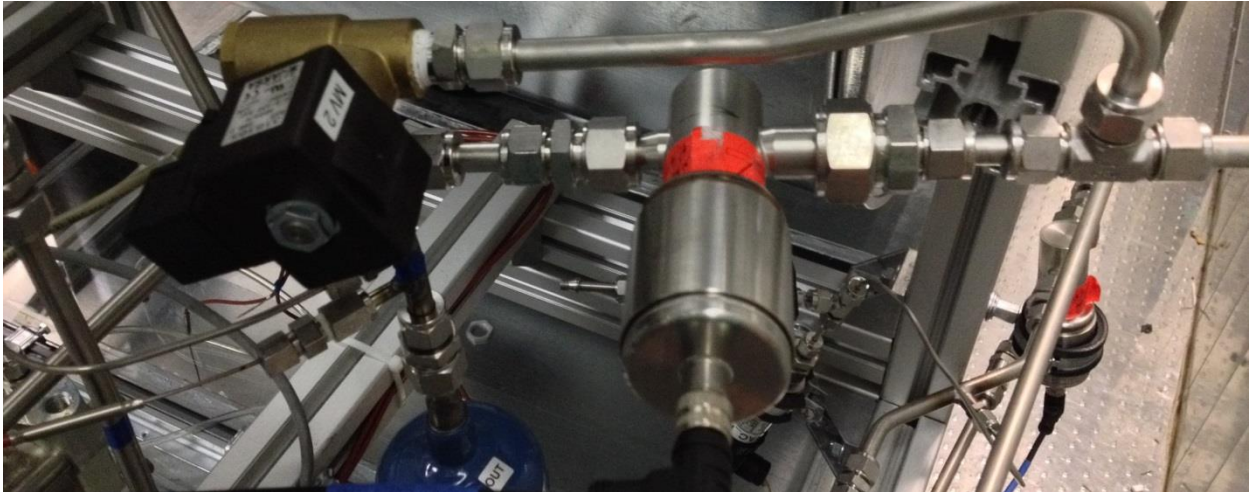


Abbildung 4-13 - EXV2 und MV2 für die Saugdruckregelung

4.2.3 Fixdrossel

Für den Enteisungsbetrieb (Abschnitt 4.1.3) kommt es im Bereich zwischen MV6 und ARWT zu einer Entspannung des Kältemittels anhand einer Fixdrossel. Diese Fixdrossel wird durch ein Kapillarrohr (Edelstahl) von 2 mm Innendurchmesser realisiert. Da die Kältemittelzustände bei Ein- und Austritt der Drosselung beide im gasförmigen Gebiet liegen (siehe Abbildung 4-7) können herkömmliche Kapillar-Modelle nicht verwendet werden. Es wurde daher eine überschlägige Berechnung der Kapillarlänge nach Gl. 4-1 (VDI-Wärmeatlas, 2006) durchgeführt. Der Eintrittszustand wird mit 65 bar und 50°C und der Austrittszustand mit 35 bar und 20°C angenommen (Angabe von Projektpartner). Für die überschlägige Berechnung wurde das Fluid als inkompressibel angenommen. Zusätzlich wurden für die Werte der Dichte und kinematischen Viskosität Mittelwerte zwischen Ein- und Austritt verwendet. Der Massenstrom wurde mit 200 kg/h angenommen.

$$\Delta p_1 = \zeta \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot u_i^2}{2} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Δp = Druckverlust über die Fixdrossel [bar]

ζ = Widerstandsbeiwert

l = Länge der Drossel [m]

d_i = Innendurchmesser [m]

u = Kältemittelgeschwindigkeit [m/s]

ρ = Kältemitteldichte [kg/m^3]

Da die Reynolds-Zahl über einem Wert von 10^6 lag, wurde der Widerstandsbeiwert für die Berechnung der Kapillarlänge (Gl. 4-1) gemäß Gl. 4-2 (VDI-Wärmeatlas, 2006) berechnet.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -0,8 + 2 \cdot \lg \cdot (Re_i \cdot \sqrt{\zeta}) \quad \text{Gl. 4-2}$$

Dabei wurde die Reynolds-Zahl nach Gl. 4-3 (VDI-Wärmeatlas, 2006) berechnet.

$$Re_i = \frac{d_i \cdot u_i}{\nu} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$\nu = \text{dynamische Viskosität [m}^2/\text{s]}$$

Neben den Reibungsverlusten, wurde auch der Druckverlust, welcher durch die plötzliche Querschnittsverengung hervorgerufen wird, mit Gl. 4-4 (VDI-Wärmeatlas, 2006) berechnet.

$$\Delta p_2 = \zeta_E \cdot \frac{\rho \cdot u_i^2}{2} \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$\zeta_E = \text{Widerstandsbeiwert bei kantiger Rohrverengung}$$

Anhand der oben angeführten Berechnungsschritte wurde eine überschlägige Länge einer Fixdrossel mit 2 mm Innendurchmesser von 36 cm berechnet. Diese Länge gilt als Anhaltspunkt und muss anhand von Versuchen am Prüfstand feinadjustiert werden.

4.2.4 Wärmetauscher

Da bei Kälteanlagen mit R744 die Wärmeabgabe meist im überkritischen Bereich stattfindet und hier keine Änderung des Aggregatzustandes wie im Nassdampfgebiet von quasi gasförmig zu flüssig auftritt, hat sich die Bezeichnung Gaskühler (anstatt von Kondensator) durchgesetzt. Da sich die Wärmeaufnahme (Verdampfung) in Kälteanlagen mit R744 nach wie vor im 2-Phasengebiet abspielt, hat sich die Namensgebung für den Verdampfer nicht geändert.

Für das Projekt GreenHVAC4Rail stellt die Entwicklung der Wärmetauscher eine zentrale Rolle. Da der Kühlbetrieb als „Normalbetrieb“ angesehen wird, und der Wärmepumpenbetrieb als „Zugabe“, ist der ARWT als Gaskühler optimiert, und der IRWT als Verdampfer. Jedoch ist es wichtig, dass beide Wärmetauscher auch die jeweils andere Funktion übernehmen kann, damit auch ein effizienter Heizbetrieb gewährleistet werden kann. Die für die Anlage vorgesehenen Wärmetauscher konnten vor Beendigung dieser Masterarbeit vom Industriepartner nicht rechtzeitig fertiggestellt werden, da die Druckfestigkeit und Dichtheit bei den geforderten Drücken unvorhergesehene Änderungen im Lötprozess erforderten.

Um das System dennoch auf seine Funktion bei bestimmten Betriebszuständen zu testen, wurden (bis zum Eintreffen der vorgesehenen Wärmetauscher) zwei vorhandene PKW-CO₂-Gaskühler verbaut. Diese Wärmetauscher sind natürlich nicht für die gegebene Systemarchitektur und gewünschten Leistungen optimiert. Zusätzlich ist nun als IRWT ein für den überkritischen Bereich optimierter Gaskühler verbaut, wodurch hier größere Druckverluste (keine optimale Strömungsgeschwindigkeit) und schlechterer Wärmeübergang zu erwarten sind. Jedoch kann mit diesen Ersatzwärmetauschern die Anlage in Betrieb genommen und die Funktionsweise überprüft werden. In Abbildung 4-14 ist einer der zwei verbauten Wärmetauscher zu sehen, der zweite ist diesem baugleich.

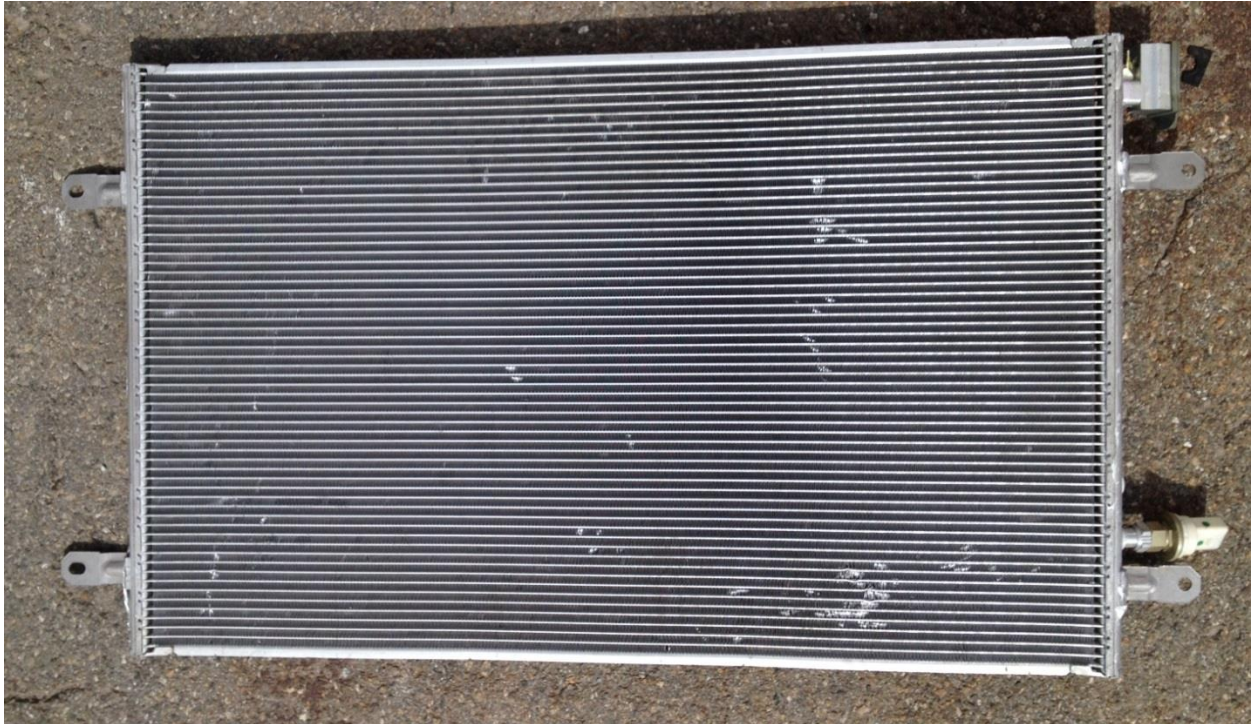


Abbildung 4-14 - PKW CO₂-Gaskühler als Ersatzwärmetauscher

Die Ersatzwärmetauscher sind in Kreuzstrom-Bauweise mit mehreren Pässen ausgeführt. Dabei sind waagrecht angeordnete Flachrohre auf jeder Seite mit Sammlern verbunden, wobei zwischen den Flachrohren zusätzlich Lamellen angebracht sind, um die Wärmeübergangsfläche zwischen dem Kältemittel und der Luft zu vergrößern und damit den Wärmeübergang zu verbessern. Der prinzipielle Aufbau des Wärmetauschers ist in Abbildung 4-15 zu sehen. Zusätzlich ist ein graphischer Vergleich zwischen einem Rundrohr und einem MPE Rohr (extrudiertes Multi Port Rohr) gegeben. Man kann sehen, dass ein MPE Rohr bei gleichem kältemittelseitig durchströmtem Querschnitt eine wesentlich größere luftseitige Oberfläche bietet als das gewöhnliche Rundrohr. Da der Wärmeübergang Großteils von der Luftseite bestimmt wird (Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite ist um ein vielfaches kleiner als jener auf der Kältemittelseite), verbessert die MPE Bauweise den Wärmeübergang und wird daher vorgezogen.

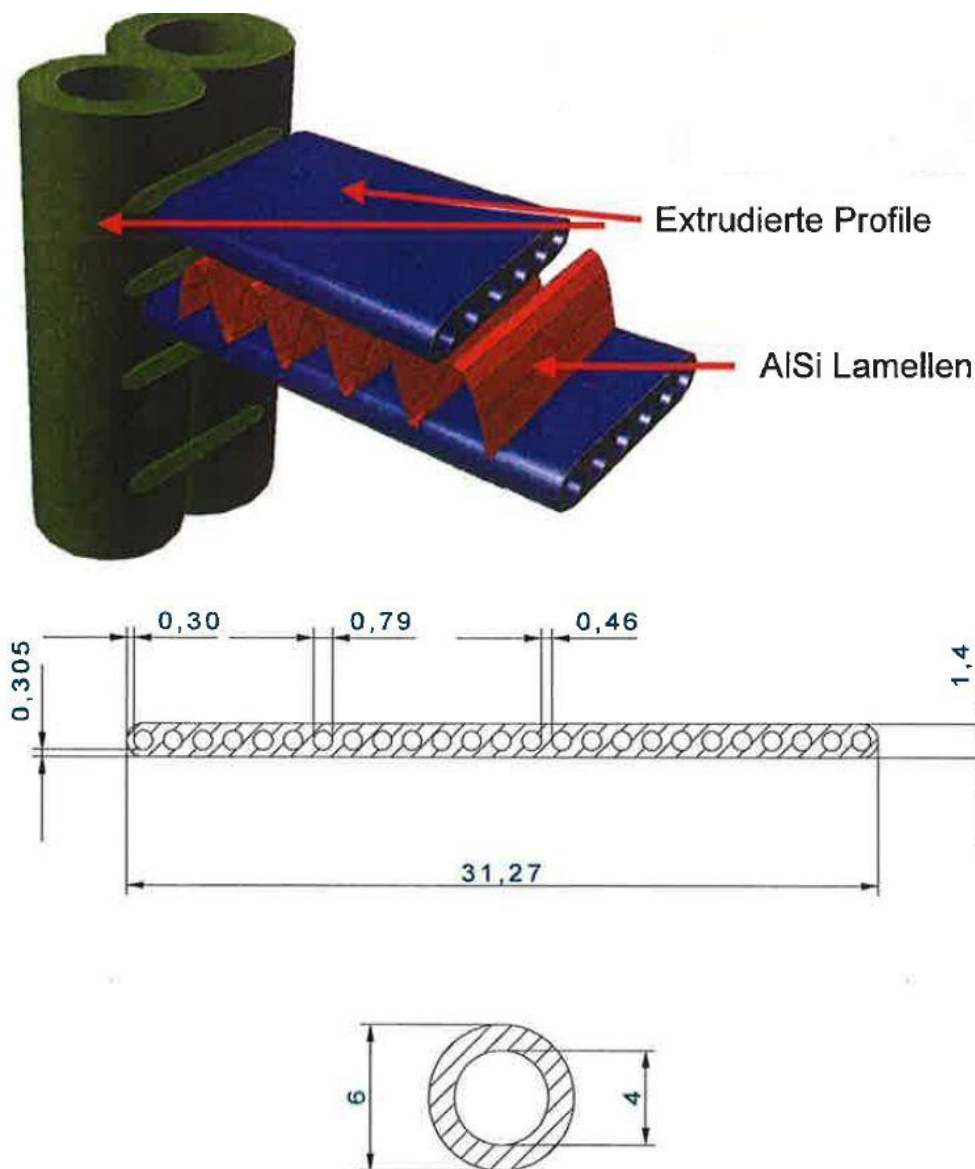


Abbildung 4-15 - Aufbau eines Kreuzstrom- Gaskühlers (oben) und Vergleich zwischen einem Rundrohr und einem MPE Rohr mit gleichem kältemittelseitig durchströmtem Querschnitt (unten) (TWK, 2010)

Bei der Kreuzstrom-Bauweise mit mehreren Pässen wird der Gaskühler in mehrere Teilbereiche unterteilt (Abbildung 4-16), wodurch das Kältemittel nicht nur einmal von einer Seite zur anderen strömt, sondern mehrmals. Dadurch kann das Kältemittel hochdruckseitig weiter abgekühlt und die Effizienz der Anlage gesteigert werden. In jedem Abschnitt wird das Kältemittel im Sammler durch vorhandene Trennbleche aufgeteilt, wodurch die verschiedenen MPE Rohre parallel durchströmt werden. Um die Strömungsgeschwindigkeiten in jedem Teilabschnitt optimal zu halten, reduziert man die Anzahl der parallel geschalteten MPE Rohre zum Austritt des Gaskühlers hin. Diese Reduzierung ist notwendig, da die Dichte im überkritischen Bereich von R744 zu tieferen Temperaturen hin stark zunimmt.



Abbildung 4-16 - Aufbau der verbauten Kreuzstrom-Gaskühlers mit mehreren Pässen (TWK, 2010)

Ein konstruktives Problem stellte die Größe der Ersatzwärmetauscher (380 mm in der Höhe und 670 mm in der Breite) dar, da die Luftkanäle (Dimensionen der Luftkanäle siehe Abschnitt 4.2.7) für längere aber niedrigere Wärmetauscher ausgelegt wurden. Daher mussten Adapter angefertigt werden um die PKW Gaskühler in die Luftkanäle zu integrieren. Die verbauten Adapterstücke für IRWT und ARWT sind in Abbildung 4-17 und Abbildung 4-18 zu sehen. Durch die plötzliche Breiten- und Höhenveränderung des Luftkanals im Bereich beider Wärmetauscher ist anzunehmen, dass starke Einflüsse auf die Luftströmung (Verwirbelungen, erhöhter Druckverlust, Ungleichverteilung etc.) auftreten.



Abbildung 4-17 - Einbausituation des IRWT

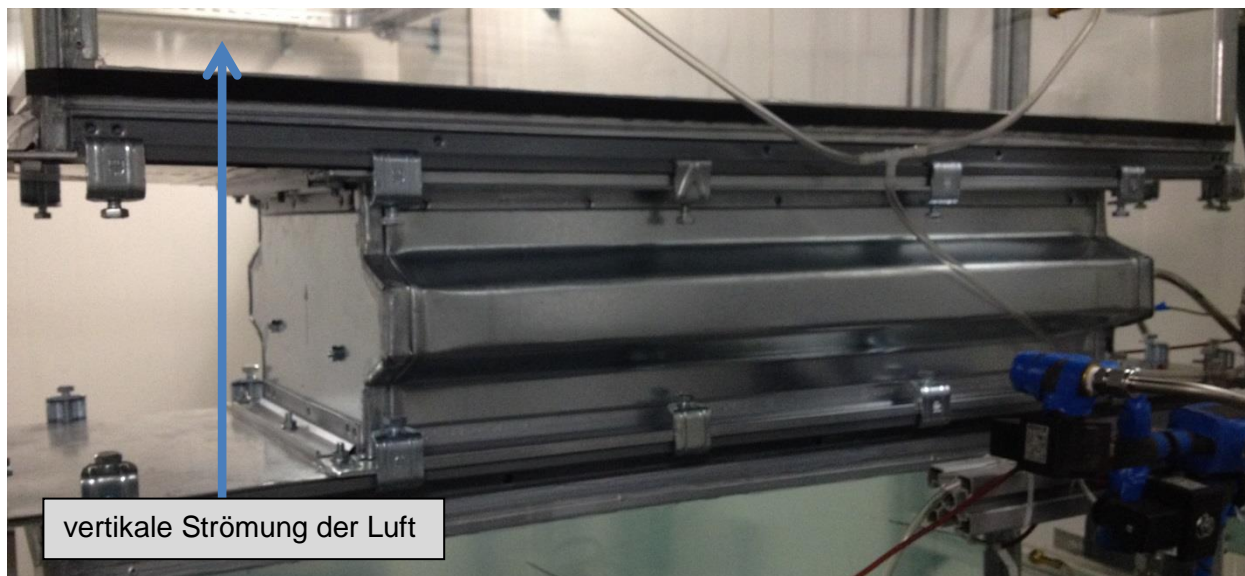
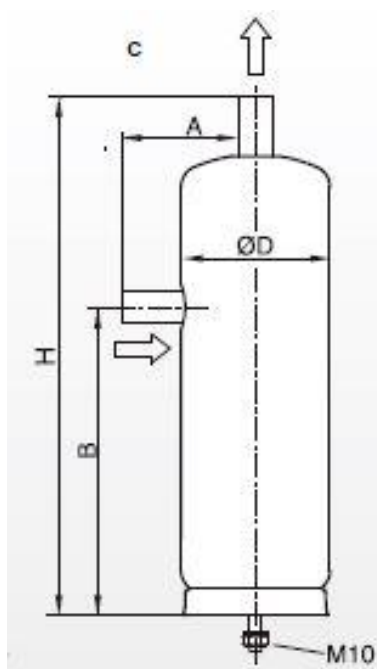


Abbildung 4-18 - Einbausituation des ARWT

4.2.5 Niederdrucksammler

Der Sammler ist für den Ausgleich von verschiedenen Kältemittelmassen in den Systemkomponenten bei verschiedenen Randbedingungen verantwortlich (Pufferwirkung), dient zur Abdeckung von möglichen Leckagen im System und stellt zusätzlich sicher, dass der Kompressor mit (fast) ausschließlich gasförmigem Kältemittel versorgt wird. Für diesen Versuchsstand wurde ein CO₂ Flüssigkeitsabscheider der Marke ESK (Typ: FA-12U-CDH) verbaut. Der Abscheider ist aus Edelstahl gefertigt und speziell für CO₂ Anwendungen ausgelegt. Die maximalen Betriebsdrücke betragen 75 bar für den Temperaturbereich von -50 bis -10°C und 100 bar für den Bereich zwischen -10 und 100°C. Eine integrierte Ölschnüffelbohrung sorgt dafür, dass die Ölrückführung zum Kompressor gewährleistet wird. Der Niederdrucksammler ist in Abbildung 4-19 dargestellt.



ØD [mm]	76,1
H [mm]	290
A [mm]	78
B [mm]	174
Gewicht [kg]	3,0
Volumen [l]	0,8

Abbildung 4-19 - Niederdrucksammler (ESK, 2015)

4.2.6 Interner Wärmetauscher

Für diesen Versuchsstand wurde ein hartgelöteter Plattenwärmetauscher der Marke Swep verbaut (Type B18Hx10/1P-SC-U).

Bauweise

Dieser Plattenwärmetauscher besteht aus einem Plattensatz von profilierten Kanalplatten die zwischen zwei Abschlussplattensätzen verbaut sind. Diese Abschlussplattensätze bestehen aus Dichtplatten, Blindringen und Abdeckplatten. Der Aufbau ist schematisch in Abbildung 4-20 abgebildet.

Während des Hartlötens im Vakuum zieht sich das Lot durch die entstehenden Kapillarkräfte an die Kontaktpunkte zwischen zwei benachbarten Platten zusammen. Auf diese Weise entsteht so ein Plattenwärmetauscher der aus zwei separaten Kreisläufen besteht. Der Blindring ist dazu da, um den Raum zwischen Abdeckplatte und Kanalplatte abzudichten. Für das Plattenmaterial dieses Wärmetauschers wurde Edelstahl verwendet, für das Lötmaterial Kupfer.

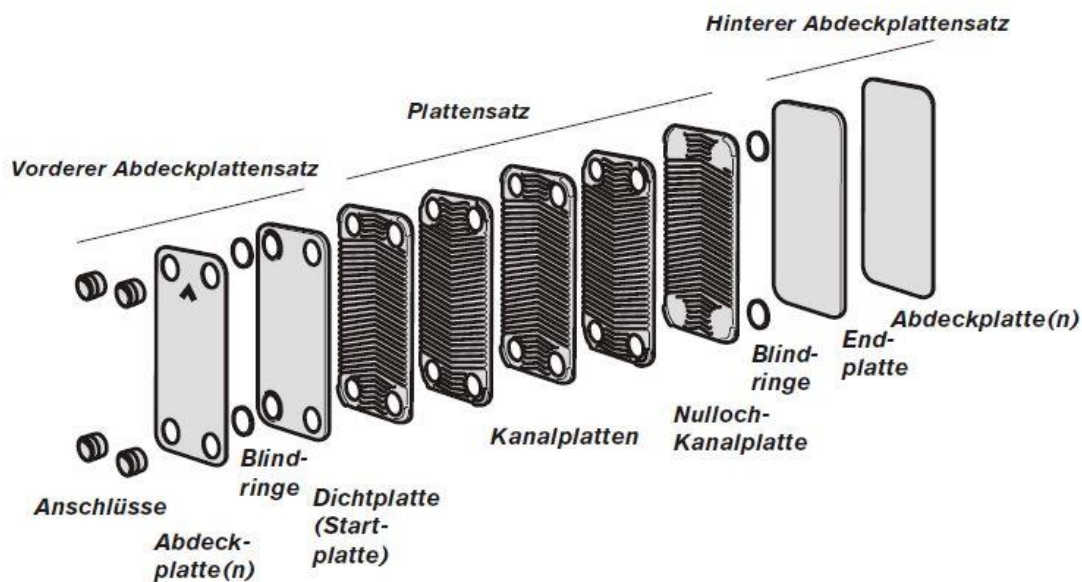


Abbildung 4-20 - Aufbau des IWT (Swep, 2015)

Für Plattenwärmetauscher der Marke Swep sind prinzipiell drei verschiedene Arten von Kanalplatten erhältlich (H,L und M, Abbildung 4-21), die sich durch unterschiedliche Fischgrätenmuster der Oberflächen unterscheiden.

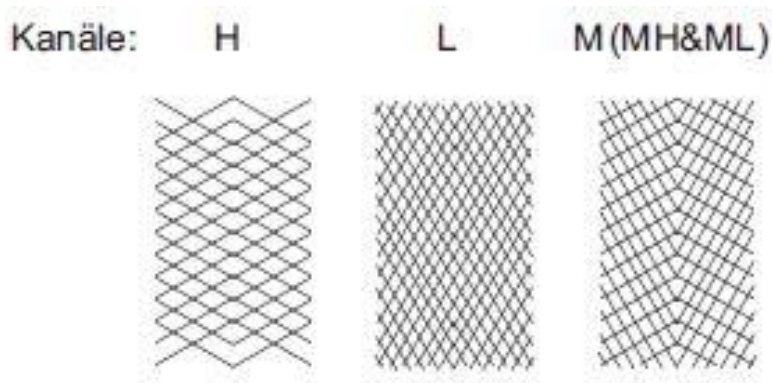


Abbildung 4-21 - Fischgrätenmuster der Kanalplatten (Swep, 2015)

Durch Kombination der unterschiedlichen Fischgrätenmuster, lassen sich die Eigenschaften (Druckverlust, Wärmeübergang) der hartgelöteten Kompaktwärmetauscher verändern. Die Kanalplatten des verbauten Plattenwärmetauschers weisen ein stumpfwinkeliges Fischgrätenmuster auf (Typ H).

Da die Standardanschlüsse für die Einbindung in den Kältekreislauf zu groß ausgefallen sind (Leitungsdurchmesser im Kreislauf beträgt 10mm) wurden an allen 4 Ports 10mm DK-Lock Anschlüsse angeschweißt (Abbildung 4-22). Durch die Auftretende Verjüngung und eventuellen, während des Schweißvorgangs entstandenen Rauigkeiten an der Innenseite ist mit einem zusätzlichen Druckverlust des zu rechnen.



Abbildung 4-22 - IWT mit Schweißadapter

Leistungsmerkmale

Der hier verwendete Plattenwärmetauscher ist für Höchstdruckanwendungen dimensioniert (erkennbar durch das U an letzter Stelle der Typenbezeichnung) und daher für die Verwendung von transkritischen CO₂ Kreisläufen geeignet. Druck- und Temperaturbereiche sind in Tabelle 4-1 angeführt.

Tabelle 4-1 - Druck- und Temperaturbereiche des IWT

	Kreislauf Hochdruckseite	Kreislauf Niederdruckseite
P_{\max} bei 155°C	123 bar	95 bar
P_{\max} bei 225°C	104 bar	80 bar
Testdruck	201 bar	153 bar
T_{\max}	-196°C	
T_{\min}	225°C	

Durchflusskonfiguration

Der Plattenwärmetauscher kann entweder im Gleichstrom- oder Gegenstromprinzip betrieben werden. Je nachdem welche Betriebsart man wählt, erhält man verschiedene Austrittstemperatur auf der Nieder- und Hochdruckseite. Wie aus Abbildung 4-23 ersichtlich, erfährt das Kältemittel im Gegenstrombetrieb hochdruckseitig und niederdruckseitig die größte Abkühlung bzw. Aufheizung. Dabei steht der Index w für das warme Fluid, k für das kalte Fluid, e für Eingang und a für Ausgang. Wie in Abschnitt 3.2.5 erklärt, ist eine hochdruckseitige Absenkung der Kältemittelaustrittstemperatur aus dem IWT immer vorteilhaft. Jedoch steigt damit auch die niederdruckseitige Kältemittelaustrittstemperatur nach dem IWT, was zu höheren Kompressorausstrittstemperaturen, geringeren Massenströmen und dadurch zu reduzierter Kälteleistungen führt. Da der verwendete Plattenwärmetauscher für diesen Kältekreislauf eher überdimensioniert ist (größere Ausführung aufgrund des niedrigeren Druckverlustes gewählt) muss darauf geachtet werden, dass die Sauggasüberhitzung nicht zu groß ausfällt. Dadurch wurde der IWT im Gleichstrombetrieb angeschlossen.

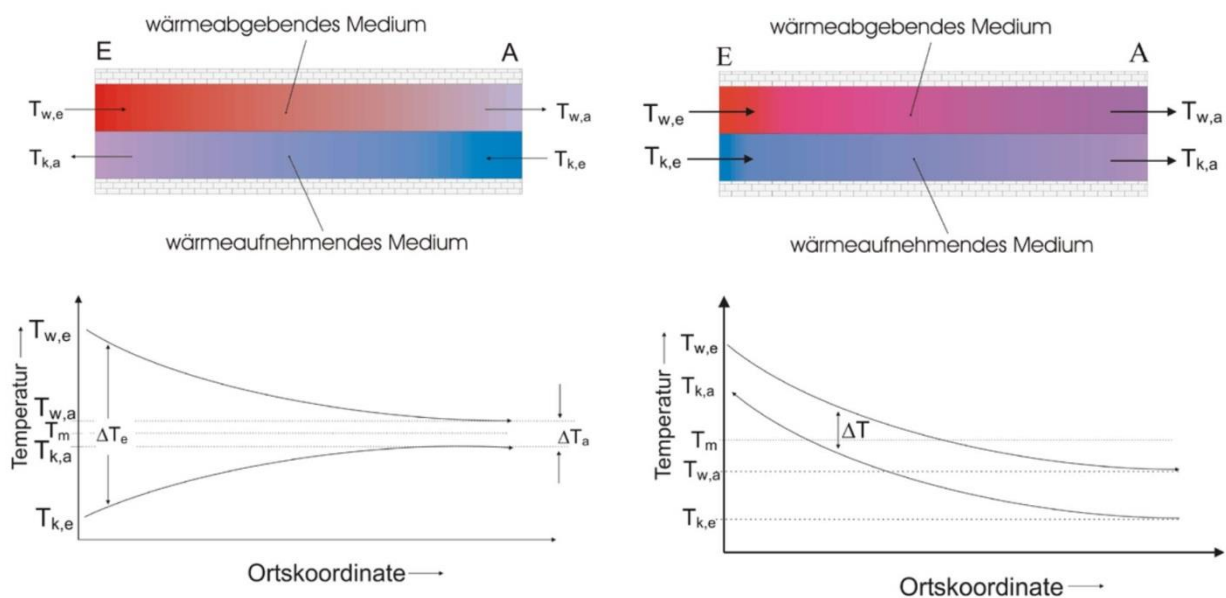


Abbildung 4-23 - links Gegenstromprinzip, rechts Gleichstromprinzip (CemgaPedia, 2015)

4.2.7 Luftkanäle

Die Luftkanäle für diesen Versuchsstand wurden schon im Vorfeld dieser Masterarbeit ausgelegt und verbaut. Alle Lüfter arbeiten saugend, um einen Wärmeeintrag vor den Wärmetauschern durch den Lüfter zu verhindern. Um eine möglichst homogene Luftströmung zu erhalten, wurden die Einlaufängen relativ lange gestaltet (räumliche Begrenzung der Klimakammer) und zusätzlich Luftgleichrichter installiert. Vor allem vor dem ARWT ist dies notwendig, da die Luft hier kurz davor um 90° umgelenkt wird. In Abbildung 4-24 sind die Luftkanäle für ARWT (1) und IRWT (2) im Aufriss dargestellt.

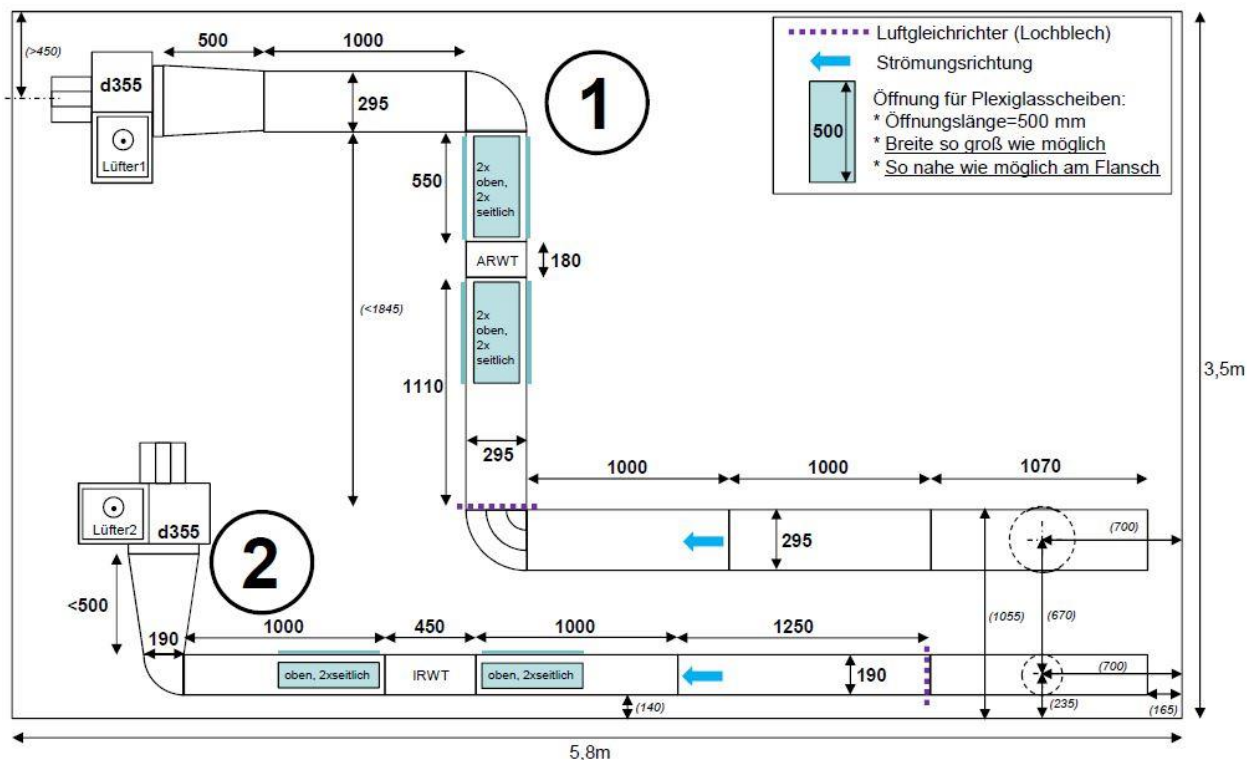


Abbildung 4-24 - Aufriss der Luftkanäle. Dimensionen, wenn nicht anders gegeben, in mm.

Die Dimensionen im Querschnitt betragen 1070mm x 295mm für den Luftkanal des IRWTs und für den Luftkanals des ARWTs 1070mm x 190mm. Die Plexiglasscheiben vor und nach dem ARWT dienen dazu eine Vereisung des Wärmetauschers optisch (Kamera) zu erfassen und Maßnahmen dagegen zu setzen und bewerten zu können (Enteisungsbetrieb).

Der Versuchsstand inklusive Luftkanäle sind in einer Klimakammer untergebracht, wodurch man Umgebungszustände mit Temperaturen von -10°C bis über 50°C mit variabler Luftfeuchte bereitstellen kann. Da aber für die Durchströmung von IRWT und ARWT unterschiedliche Lufttemperaturen und Feuchten gefordert werden, sind in beiden Luftkanaleinlässen Heizregister verbaut, um die Luft gegebenenfalls aufzuheizen.

4.2.8 Rückschlagventile

Um die ausgewählte Systemarchitektur (Abschnitt 4.1) zu realisieren, sind gewisse Komponenten notwendig, um zwischen den drei verschiedenen Betriebsarten (Kühl-, Heiz- und Enteisungsbetrieb) wechseln zu können. Eine einfache Art dies zu bewerkstelligen sind

Rückschlagventile, welche nur eine Durchflussrichtung zulassen und sich ab einer gewissen Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt ($\Delta p_{\min}=1,37$ bar) öffnen. Im System sind vier Rückschlagventile der Firma D-Pro (V33B-D10-KZ-25-S, Abbildung 4-25) im Bereich des EXV1 (siehe Systemarchitektur, Abbildung 4-1) verbaut. Der Arbeitsdruck dieser Ventile liegt bei maximal 206 bar, die maximale Temperatur bei 204°C. Abbildung 4-26 zeigt RV3 im verbauten Zustand.

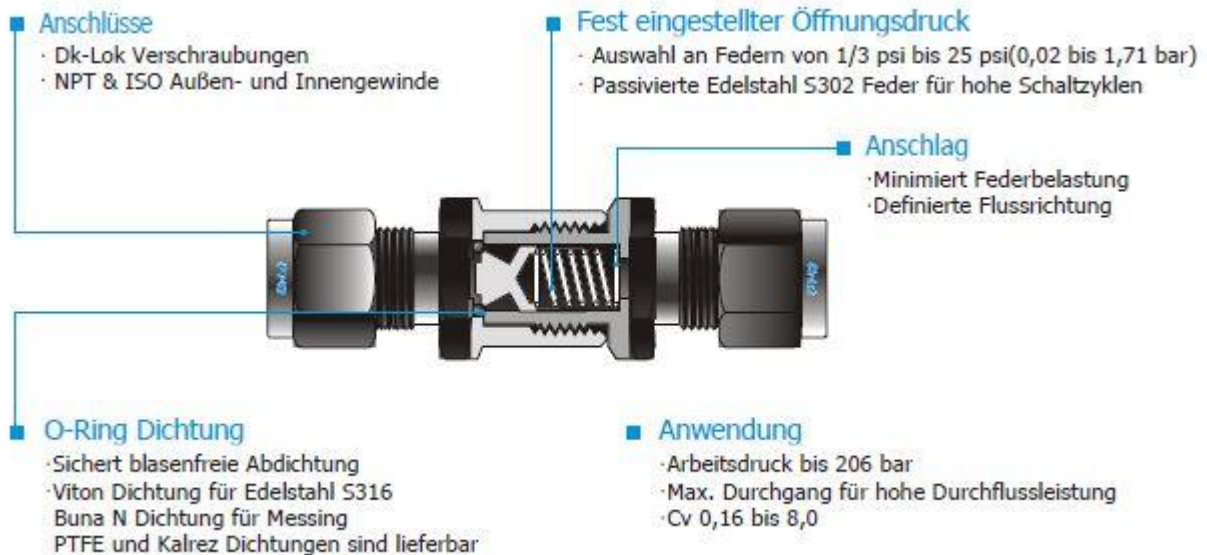


Abbildung 4-25 - Rückschlagventil der Firma D-Pro, Skizze (Dk-Lok, 2015)



Abbildung 4-26 - Rückschlagventil der Firma D-Pro (V33B-D10-KZ-25-S), verbauten Zustand

Anfänglich wurde ein zusätzliches Rückschlagventil zwischen Kompressorausstritt und Coriolis-Messgerät eingeplant, damit nach Abschalten der Anlage kein flüssiges Kältemittel zum Kompressor zurücklaufen kann. Jedoch stellte sich während der Inbetriebnahme heraus, dass es beim Einschaltvorgang zu Problemen kommt, wodurch starke Vibrationen und Geräuschentwicklung auftraten. Dadurch wurde auf ein Rückschlagventil in diesem Bereich verzichtet.

4.2.9 Magnetventile

Um ein Umschalten zwischen den Betriebsarten zu bewerkstelligen, sind zusätzlich ansteuerbare Magnetventile notwendig. Verbaut wurden hier Magnetventile der Firma Jakša (Typ BS3). Diese Ventile sind in einem Druckbereich von 0-150 bar, einem Fluid - Temperaturbereich von -30 bis +150°C und bei Umgebungstemperaturen von -15 bis +60°C einsetzbar. Eine Skizze und Abbildung eines Magnetventils ist Abbildung 4-27 zu sehen. Um die Magnetventile in den Kältekreislauf einzubinden, sind gerade Einschraubverbinder von 3/8 NPT auf 10 mm notwendig (Abbildung 4-28).

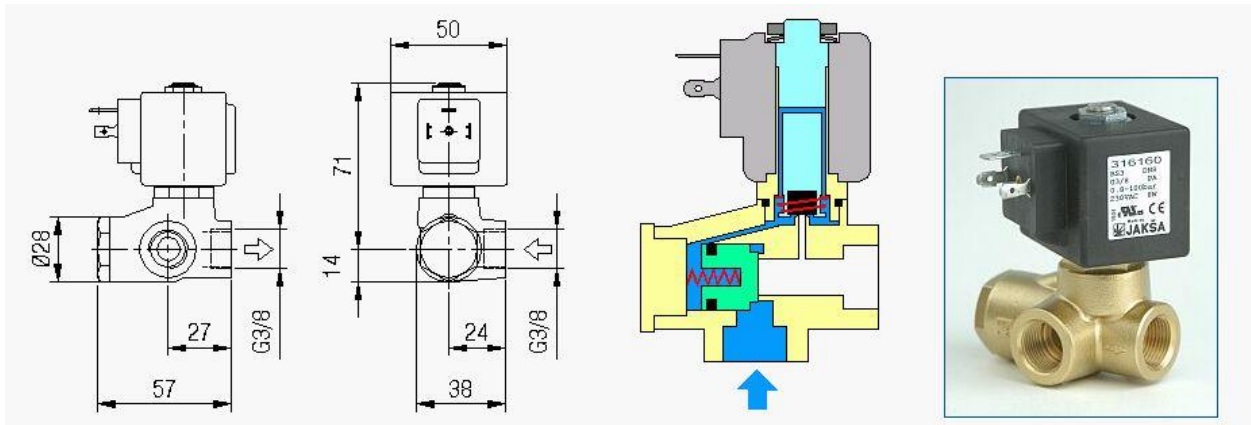


Abbildung 4-27 - Magnetventil BS3 (Dimensionen in mm, Jakša 2015)

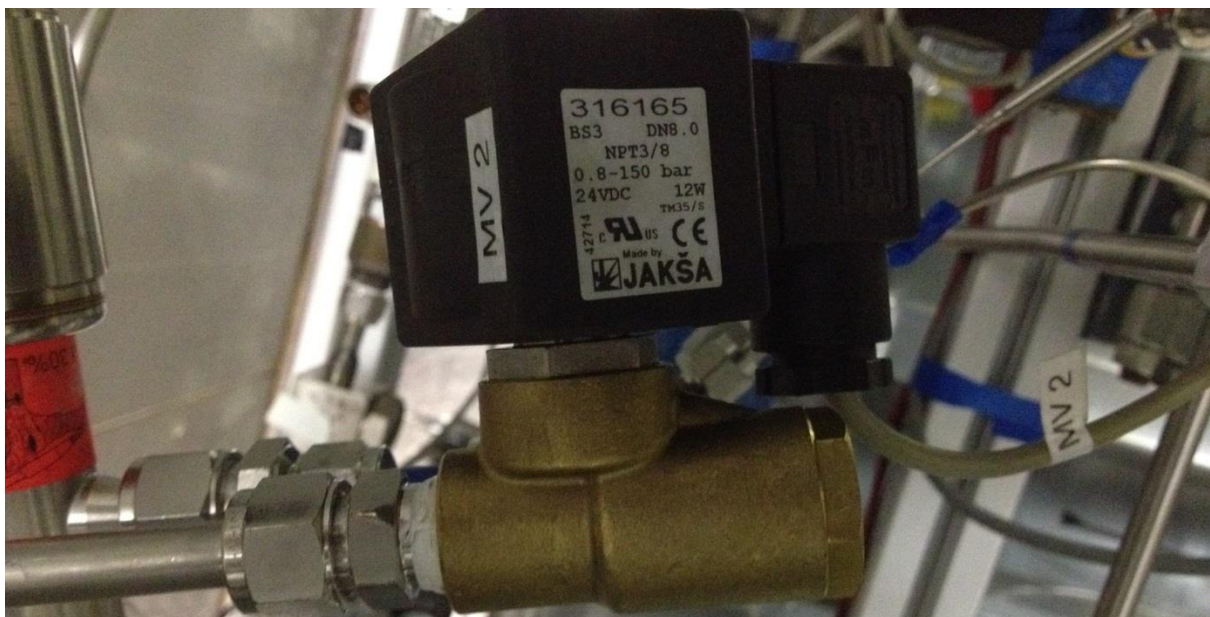


Abbildung 4-28 - MV6 im verbauten Zustand

4.2.10 Überdruckventil

Um den Versuchsstand vor zu hohen Drucklagen zu schützen, ist es vorteilhaft Druckentlastungsventile in das System zu integrieren. Der Kompressor hat zwei Notentlastungsventile (jeweils eines für die Hochdruck- und Niederdruckseite) verbaut. (siehe Abschnitt 4.2.1). Da diese Ventile nach jedem Mal, wo ein Überdruck durch diese Ventile abgebaut wurde, ausgetauscht werden müssen, ist es vorteilhaft, weitere

Druckentlastungsventile in die Kältemittelleitung zu integrieren. Es wurde daher, direkt nach dem Kompressor ein Druckentlastungsventil der Firma DK-Lok (V66-D-6M, Abbildung 4-29) verbaut. Dieses Ventil kann für Drücke bis zu 413 bar bei 20°C eingesetzt werden. Der Öffnungsdruckbereich ist jedoch von der eingesetzten Federhärte abhängig. Die hier verwendete Feder (schwarz) hat einen Öffnungsdruckbereich zwischen 103 und 155 bar. Das Ventil wurde vor der Integration in den Kreislauf auf 145 bar Öffnungsdruck adjustiert. Wird dieser Öffnungsdruck überschritten, kommt es zu einer Druckentlastung, wobei R744 in die Umgebung abgelassen wird.



Abbildung 4-29 - DK-Lok Druckentlastungsventil

4.2.11 Schaugläser

Um in bestimmten Bereichen den Aggregatzustand des Kältemittels zu kontrollieren, sind zwei Schaugläser verbaut worden. Zwischen MV3 und ARWT kommt eine Sonderanfertigung der Firma Carly (Abbildung 4-30) und vor dem EXV1 ein Schauglas der Marke Refrigerera (Abbildung 4-31) zum Einsatz. Beide Schaugläser sind für die hohen Betriebsdrücke (bis zu 120 bar) ausgelegt.

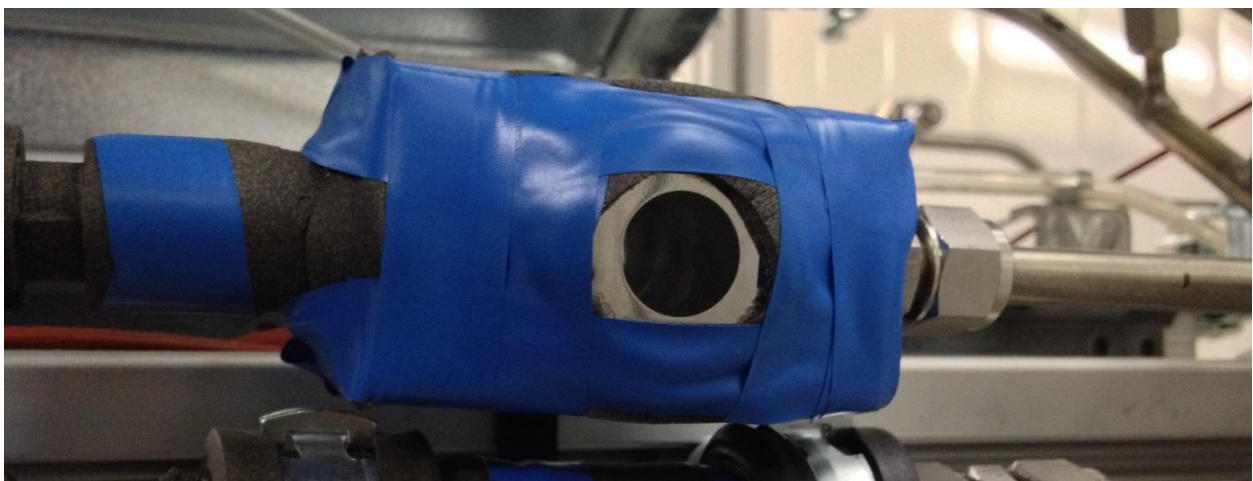


Abbildung 4-30 - Schauglas der Firma Carly vor ARWT

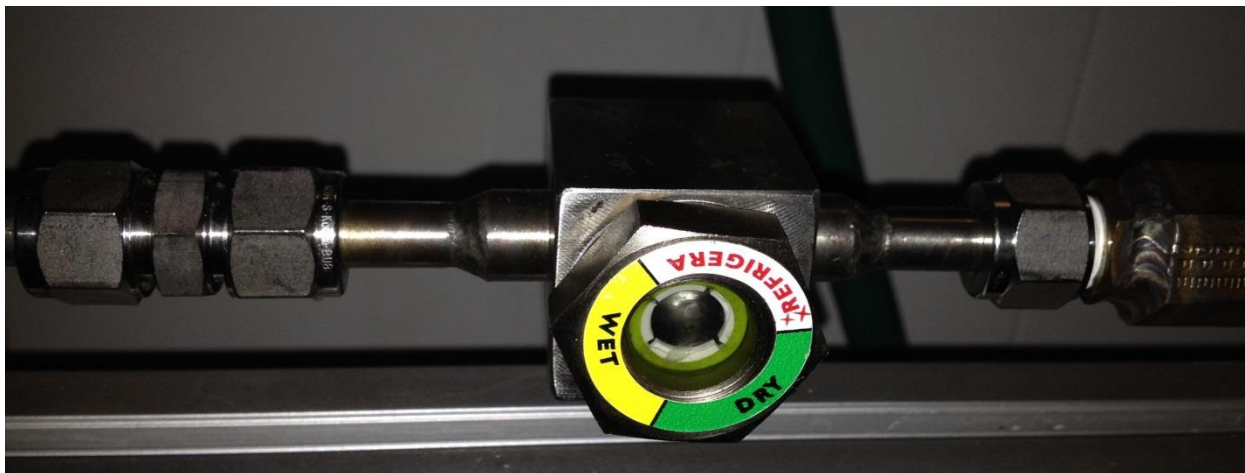


Abbildung 4-31 - Schauglas der Firma Refrigera vor EXV1

4.2.12 Rohrleitungen und Verbindungen

Alle Hauptleitungen im Kältekreislauf sind aus Edelstahl gefertigt und haben einen Innendurchmesser von 8 mm und einen Außendurchmesser von 10 mm. Bei diesen Dimensionen wird sichergestellt, dass einerseits die Strömungsgeschwindigkeit eine lückenlose Ölrückführung gewährleistet und andererseits der Druckverlust, welcher Großteils von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt, klein gehalten wird. Mit einer Wandstärke von 1 mm ist ein Maximaldruck von 250 bar möglich.

Alle Rohrleitungen und Bauteile werden mit Hilfe von DK-Lok Klemmringverbindungen miteinander verbunden (Abbildung 4-32). Bei einigen Bauteilen (IWT, ARWT, IRWT, Schauglas Refrigera, Akkumulator) war es notwendig, Anschlüsse anzuschweißen um eine Integration anhand von Klemmrings in den Kreislauf zu ermöglichen. Für andere Bauteile (Magnetventile, Schauglas Carly, EXVs, Kompressor, Coriolis Durchflussmessgerät) wurden dafür spezielle Verbindungsstücke benötigt (siehe Datenblätter der jeweiligen Komponenten).



Abbildung 4-32 - Rohr mit Klemmring und Mutter

4.2.13 Vakuumpumpe

Vor dem Befüllen der Anlage ist es notwendig, das System zu evakuieren um sicher zu stellen, das keine Luft und Feuchtigkeit vorhanden sind. Um Feuchtigkeit aus dem Kreislauf zu bekommen, muss der Systemdruck den Dampfdruck bei der jeweiligen vorliegenden Umgebungstemperatur unterschreiten damit das Wasser verdampft. Meist liegt die Umgebungstemperatur am Prüfstand um die 20°C, bei welcher der Dampfdruck von Wasser bei 0,023 bar liegt. Der notwendige Unterdruck wird von einer Vakuumpumpe (Abbildung 4-33) der Firma IKS erzeugt.



Abbildung 4-33 - IKS Vakuumpumpe

Diese Pumpe kann das System bis zu einem absoluten Systemdruck von 0,005 bar evakuieren.

Um sicher zu stellen, dass beim Befüllen nur CO₂ in das System gebracht wird, muss die CO₂ Zuleitung ebenfalls in den Evakuierungsprozess eingebunden werden. Dadurch sind im Bereich zwischen MV5 und Akkumulator zwei Anschlüsse, welche durch Absperrhähne geöffnet und geschlossen werden können, integriert worden (Abbildung 4-34). Als Evakuierungsleitung wird eine flexible Edelstahlleitung mit 4 mm Innendurchmesser verwendet. Das Befüllen der Anlage wird mit einer Kapillarleitung bewerkstelligt.

Zusätzlich ist es wichtig, dass innerhalb des Bereiches der Rückschlagventile ebenfalls ein Anschluss zum Evakuieren vorhanden ist. Der Grund dafür ist die minimale Druckdifferenz von 1,37 bar, wodurch dieser Bereich sonst nie vollständig evakuiert werden könnte.

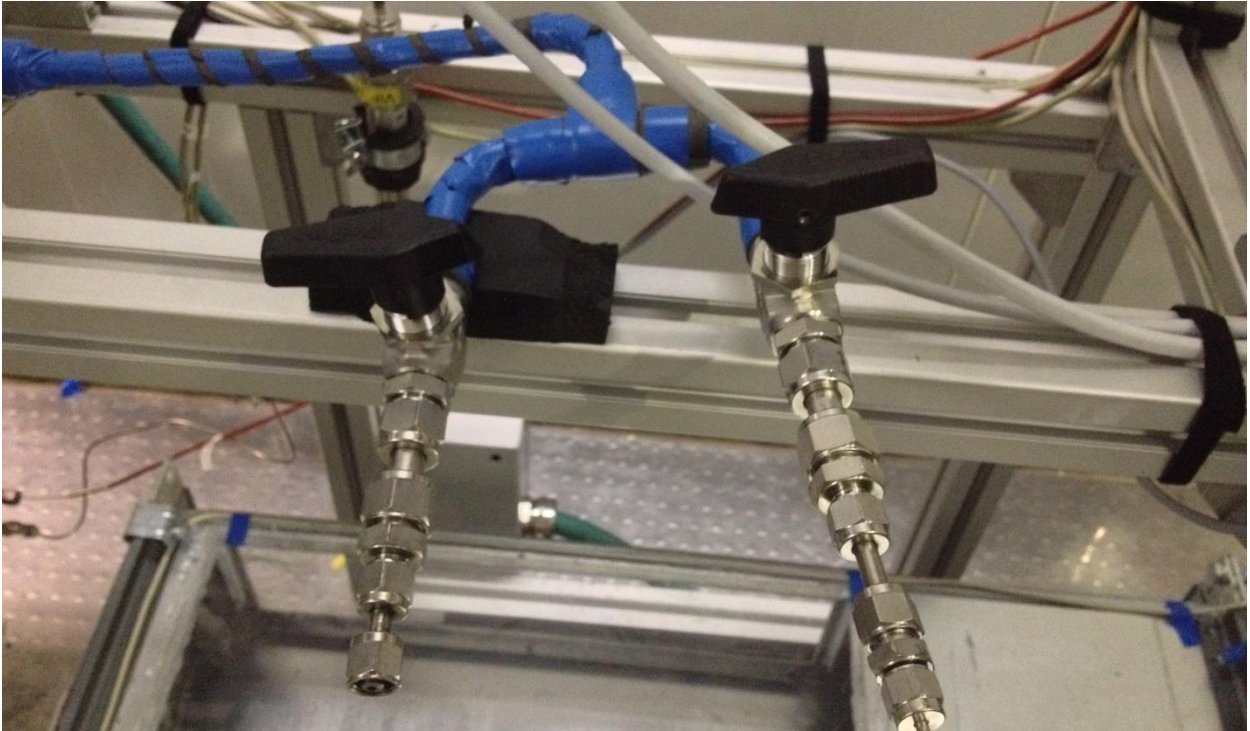


Abbildung 4-34 - Absperrhähne zum Befüllen und Evakuieren

4.2.14 Lüfter

Die in den Luftkanälen verbauten Lüfter sind Radialventilatoren mit 2 poligen Normmotoren der Firma Walter (HNRD355-2). Die Motoren erbringen eine Leistung von 3kW bei 50 HZ und 2890 U/min bzw. 3.6 kW bei 60Hz und 3468 U/min. Beide Lüfter sind mit einem Hochleistungslaufrad mit vorwärts gekrümmten Schaufeln ausgeführt, welche vollständig aus Aluminium gefertigt sind und geringe Trägheitsmomente aufweisen. Beide Lüfter haben eine Nennweite von 355 mm und sind saugend in die Luftkanäle verbaut worden, damit die, von den Lüftern eingebracht Wärmeenergie keinen Einfluss auf die Temperatur- und Feuchtemessung vor und nach den Wärmetauschern nehmen kann. Die Regelung der Lüfter erfolgt mit jeweils einem Frequenzumrichter.

4.2.15 Heizelemente

Für Aufheizzwecke der Luft in den Luftkanälen sind zwei verschiedene Heizungen für ARWT und IRWT verbaut worden. Im Luftkanal für den ARWT ist ein Heizelement der Firma EOKO (Typ: EOKO 315-9-3-B) verbaut. Dieses Heizelement hat eine maximale Leistung von 9,0 kW. Die Regelung dieses Heizelements erfolgt über die Stromstärke.

Die Luftnachheizung für den IRWT wird mit einem Elektro-Heizregister der Firma Soler&Palau (Typ: MBE-400/120T-R) mit einer maximalen Leistung von 12,0 kW bewerkstelligt. Die Regelung dieses Heizregisters wird durch die Einschaltdauer innerhalb einer vorgegebenen Periode (5 Sekunden) realisiert. Alle weiteren technischen Details für die Heizelemente können den Datenblättern des jeweiligen Herstellers entnommen werden.

4.3 Messtechnik

In diesem Abschnitt wird die gesamte, am Versuchsstand verwendete Messtechnik beschrieben. Für jeden Messsensor wird das Messprinzip erklärt und dessen Messgenauigkeit, sowie Einsatzgrenzen angeführt.

4.3.1 Widerstandsthermometer - PT100

Die meisten Materialien haben die Eigenschaft, dass ihr Widerstand temperaturabhängig ist. Wenn nun die Beziehung zwischen Temperatur und Widerstand in gewissen Temperaturbereichen gleichmäßig und dadurch vorhersagbar ist, kann dieses Phänomen zur Temperaturmessung eingesetzt werden (Rieberer et al., 2010). Man kann Widerstandsthermometer (auch Thermistoren genannt) in Kaltleiter und Heißleiter einteilen. Heißleiter weisen einen negativen Temperaturkoeffizienten (beschreibt die relative Änderung einer physikalischen Größe bei Änderung der Temperatur gegenüber einer Referenztemperatur) auf und Kaltleiter einen positiven. Bei der Auswahl geeigneter Metalle hat sich Platin durchgesetzt da es einen großen Temperatureinsatzbereich aufweist.

Platin hat einen, über einen großen Temperaturbereich konstanten Temperaturkoeffizient von $0,00385 \text{ W/K}$. Zusätzlich lässt sich Platin sehr gut verarbeiten. Um das Ausgangssignal zu messen, wird das Widerstandsthermometer (auch Thermistor genannt) mit einem konstanten Strom gespeist wobei der Spannungsabfall gemessen wird. Messwiderstände und ihre Grenzabweichungen sind nach DIN EN 60751 standardisiert. In Abbildung 4-35 ist die Messabweichung verschiedener Genauigkeitsklassen abgebildet.

Die hier eingesetzten Widerstandsthermometer sind Pt100 der Firma PMR mit einer Genauigkeitsklasse A. Die Zahl 100 bezieht sich auf den Nennwiderstand von 100Ω bei 0°C . Alle Temperaturen im Kältemittelkreislauf wurden mit diesen Pt100 Temperaturfühlern gemessen, wobei die Messung direkt im Kältemittelstrom erfolgte. Um dies zu bewerkstelligen, ist an jeder Temperaturmessstelle ein Adapter an die Kältemittelleitung geschweißt worden, durch welchen der Temperaturfühler in die Leitung geführt und durch Klemmringverschraubungen (Druckfestigkeit bis 150 bar) fixiert wurde (siehe Abbildung 4-36).

Die Kalibrierung erfolgte vor Einbau in den Kältekreislauf in einem Flüssigkeitsbad innerhalb eines Temperaturbereiches von -5 bis 50°C . Um ein Einfrieren des Wassers zu verhindern, wurde dem Wasser Isopropanol beigemischt, um den Gefrierpunkt unter -5°C abzusenken. Als Referenz wurde das Temperaturmessgerät T900 der Firma Dostmann Electronic GmbH verwendet, welches in Zusammenhang mit einem Pt100 Temperaturfühler eine Genauigkeit von $\pm 0,03^\circ\text{C}$ innerhalb eines Temperaturbereiches von -100 bis $+150^\circ\text{C}$ aufweist. Die absolute Abweichung der zu kalibrierenden Pt100 Temperaturfühler zum Referenzgerät wurde durch eine Ausgleichsgerade in der Softwareumgebung Tornado minimiert. Die dadurch erzielte absolute Abweichung betrug nach der Kalibrierung $\pm 0,15 \text{ K}$.

Grenzabweichungen verschiedener Klassen

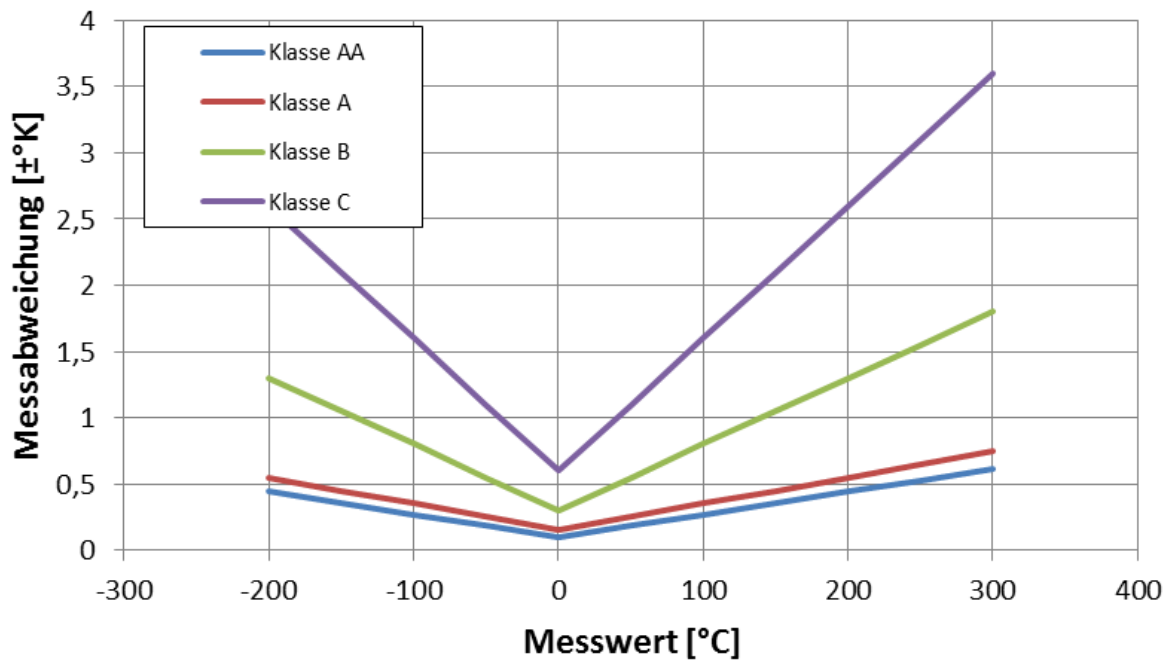


Abbildung 4-35 - Grenzabweichungen verschiedener Genauigkeitsklassen von Pt 100 Thermistoren

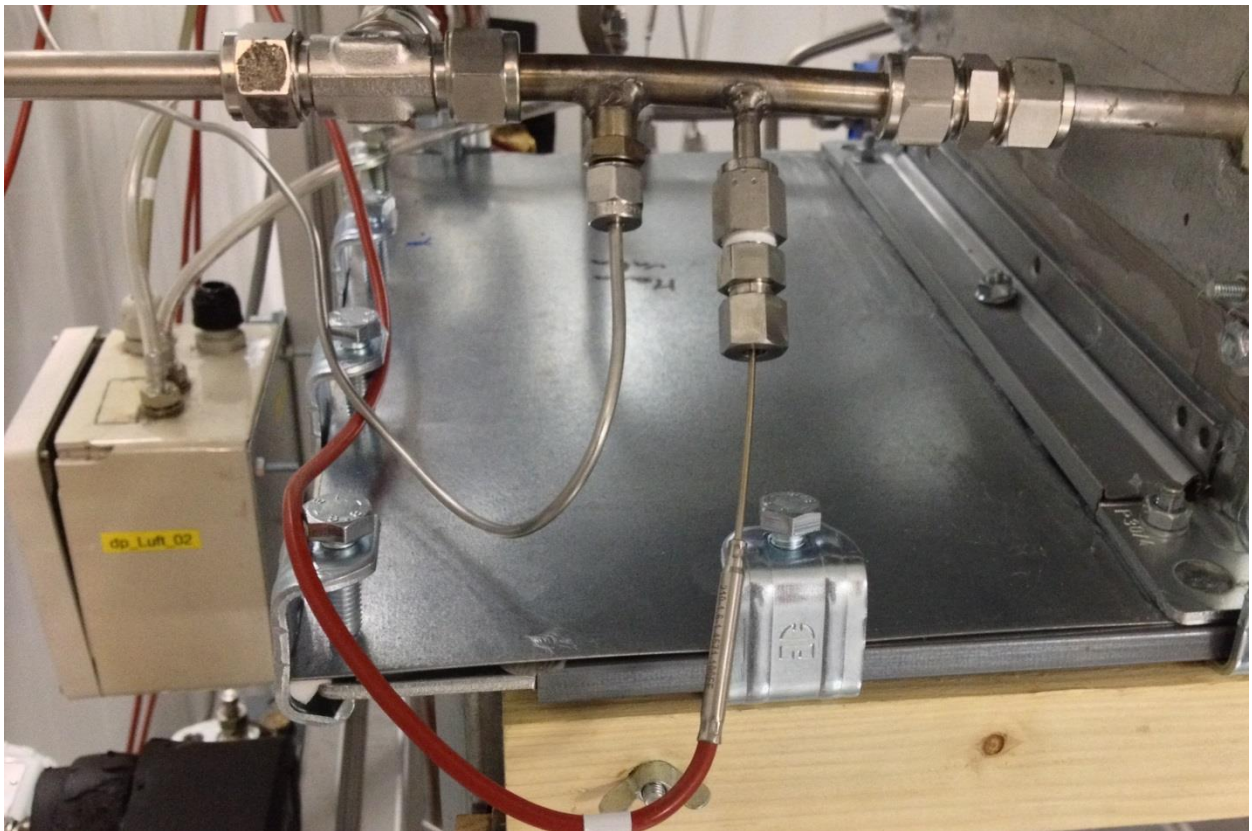


Abbildung 4-36 - Temperaturmessstelle (rechts) mit verbautem Pt 100 Temperaturfühler

4.3.2 Temperaturgitter

Um die Kälte- bzw. Heizleistung der Anlage luftseitig genau bestimmen zu können, ist eine einheitliche Temperaturverteilung und ausgebildete Strömung der Luft notwendig. Vor Eintritt in den ARWT bzw. IRWT ist dies durch die Einlauflänge (IRWT) und Gleichrichter (ARWT) gegeben. Daher reicht hier eine gemittelte Temperaturmessung von zwei Pt 100 Temperaturfühlern. Nach Austritt aus den Wärmetauschern ist vor allem eine gleichmäßige Temperaturverteilung nicht mehr gegeben. Daher ist es hier notwendig, die Lufttemperatur an mehreren Stellen zu messen und zu mitteln um genaue Ergebnisse zu erzielen. Dies wird mit einem Temperaturgitter, welches direkt nach Austritt aus dem Wärmetauscher normal zur Luftströmung im Luftkanal angebracht ist, bewerkstelligt (Abbildung 4-37). Die Temperaturmessung wird hier durch Thermoelemente vom Typ-K mit der Toleranzklasse 1 bewerkstelligt. Dieser Typ hat eine Messabweichung von $\pm 1,5$ K für den Temperaturbereich -40 bis 375°C. Beide Temperaturgitter wurden so wie die Pt100 Temperaturfühler, mit dem Temperaturmessgerät T900 der Firma Dostmann Electronic GmbH kalibriert, wobei k und d Werte der Ausgleichsgeraden wieder in Tornado hinterlegt wurden. Nach Kalibrierung der Temperaturgitter wurde eine absolute Abweichung von $\pm 0,5$ K erzielt.



Abbildung 4-37 - Temperaturgitter nach dem ARWT

4.3.3 Drucksensoren des Kältemittelkreises

Zur Druckmessung des Kältemittels kommen Absolut-, Relativ- und Differenzdruckmessgeräte zum Einsatz. Um eine Druckmessung zu ermöglichen, sind an den zu messenden Stellen an den Rohren Adapter angeschweißt, die eine Einbindung der Drucksensoren ins System ermöglichen. Alle Drucksensoren sind über Kapillarleitungen (1 mm Innendurchmesser) mit den Messstellen verbunden, damit das zusätzliche Volumen durch die Druckmessung so gering wie möglich ausfällt. Eine Druckmessstelle mit einem T-Stück für zwei gleichzeitige Anschlüsse ist in Abbildung 4-38 zu sehen.

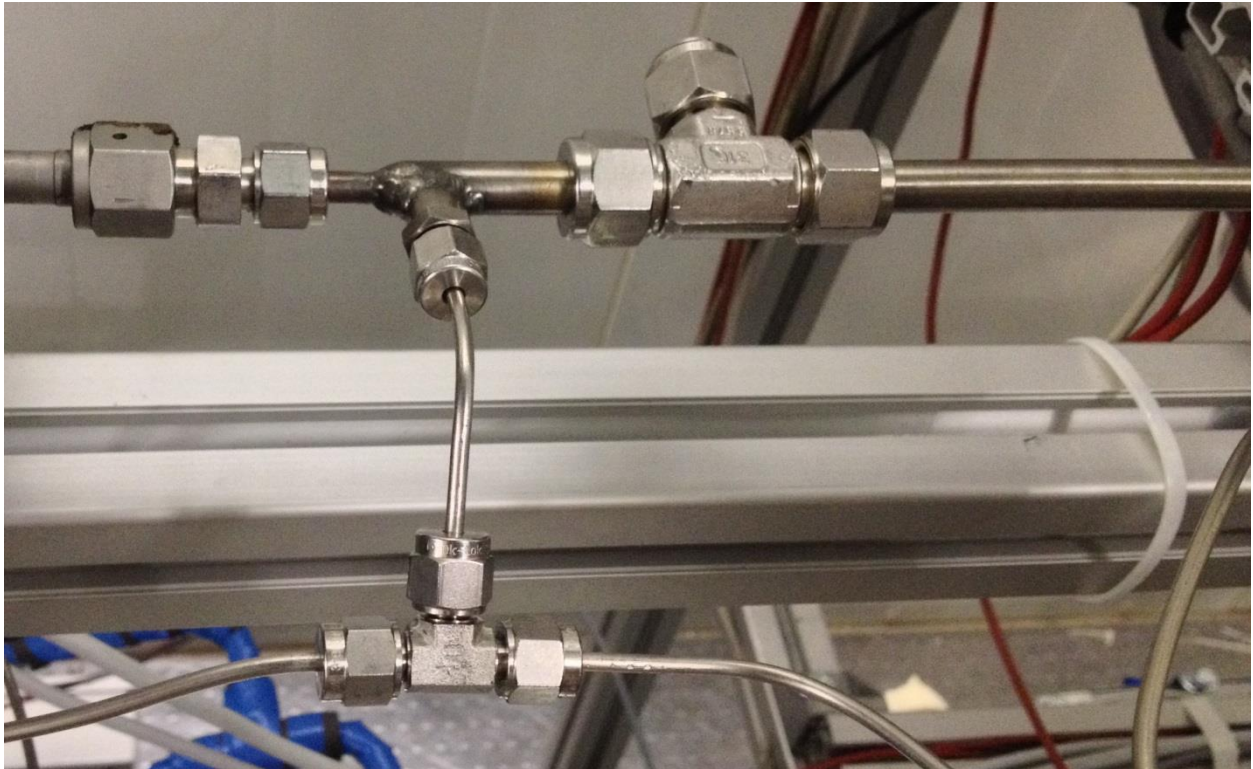


Abbildung 4-38 - Druckmessstelle mit T-Stück um zwei Drucksensoren an der Messstelle zu integrieren.

Absolutdrucksensoren

Am Versuchsstand wurden drei verschiedenen Absolutdrucksensoren verbaut. Der erste ist der ein Drucksensor der Firma Keller (PA-33X, Abbildung 4-39). Von diesem Typ wurde nur einer in den Kältekreislauf integriert, und zwar bei Eingang in den Akkumulator. Der PA-33X ist ein hochgenauer Drucksensor, und wurde zur Kalibration aller anderen Absolut- und Relativdrucksensoren hergenommen. Beim PA-33 X ist ein stabiler, schwimmend eingebauter piezoresistiver Aufnehmer für die Druckmessung verantwortlich. Zusätzlich sorgt ein Mikroprozessor mit integriertem 16 bit A/D Wandler dafür, dass Temperaturabhängigkeiten und Nichtlinearitäten kompensiert werden. Druckbereich des PA-33X liegt zwischen 0 und 350 bar mit einem Messfehler von $\pm 0,1\%$ vom Endwert.

Der zweite verbaute Absolutdrucksensor kommt aus dem Hause PMR (Typ: PITC-I241, Abbildung 4-39) und wurde vor Eintritt in die Fixdrossel in den Kältekreislauf integriert. Dieser Sensor hat eine Edelstahlmembran verbaut, wodurch der Sensor für alle Standardmedien einsetzbar ist. Der anliegende Messdruck führt zu einer Auslenkung der Membran des

Messelements, wodurch sich die Ausgangsspannung proportional zum Druck ändert. Der integrierte Mikroprozessor kompensiert den Temperatureinfluss auf das Messergebnis, wodurch eine recht genaue Signalverarbeitung realisiert wird. Die Messungenauigkeit des PITS-I241 liegt bei $\pm 0,2\%$ vom Endwert mit einem Messbereich von 0 bis 160 bar.



Abbildung 4-39 - links Keller PD-33 X (Keller, 2015), rechts PMR PITS-I141 bzw. PITS-I241 (PMR, 2015)

Der dritte Absolutdrucksensor kommt von der Firma RCI (PA 9215SM1) und misst den Luftdruck. Dieser Sensor hat einen Messbereich von 700 mbar bis 1100 mbar mit einer Messungenauigkeit von $\pm 0,1\%$ vom Endwert.

Relativdrucksensoren

Alle verbauten Relativdrucksensoren sind Überdrucksensoren des Typs PITS-I141 der Marke PMR (Abbildung 4-39). Das Messprinzip sowie der Standarddruckbereich sind mit denen des PITS-I241 ident und es wird ebenfalls eine Messungenauigkeit von $\pm 0,2\%$ vom Endwert erreicht. Dieser Sensortyp wurde an allen restlichen Druckmessstellen (siehe Abbildung 4-1) integriert. Um den Absolutdruck an diesen Messstellen zu erhalten, wurde der Luftdruck zum gemessenen Relativdruck addiert.

Differenzdruck-Messumformer PD61 der Firma PMA

Die Messzelle des PD61 beherbergt ein Messelement aus piezoresistivem Silizium, wobei der Druck, welcher auf die beiden metallischen Trennmembranen wirkt, anhand eines speziellen Öls (Silikon- oder Inertöl) an das Messelement übertragen wird. Dabei wird die Siliziummembran je nach vorliegendem Differenzdruck ausgelenkt. Die durch die Auslenkung auftretende Widerstandsänderung wird gemessen und in ein elektrisches Signal umwandelt. Der Messbereich des PD61 liegt zwischen -3 und 3 bar wobei ein Stromsignal von 4 bis 20 mA mit einer Auflösung von $1\mu\text{A}$ ausgegeben wird. Die Messungenauigkeit beträgt $\pm 0,35\%$ von der Messspanne. Der PD61 ist im eingebauten Zustand und anhand einer Skizze in Abbildung 4-40 zu sehen.

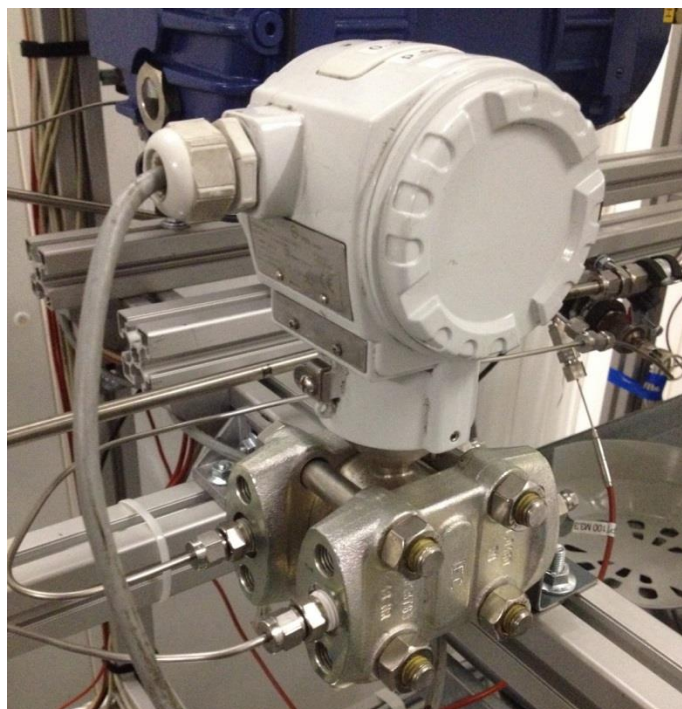
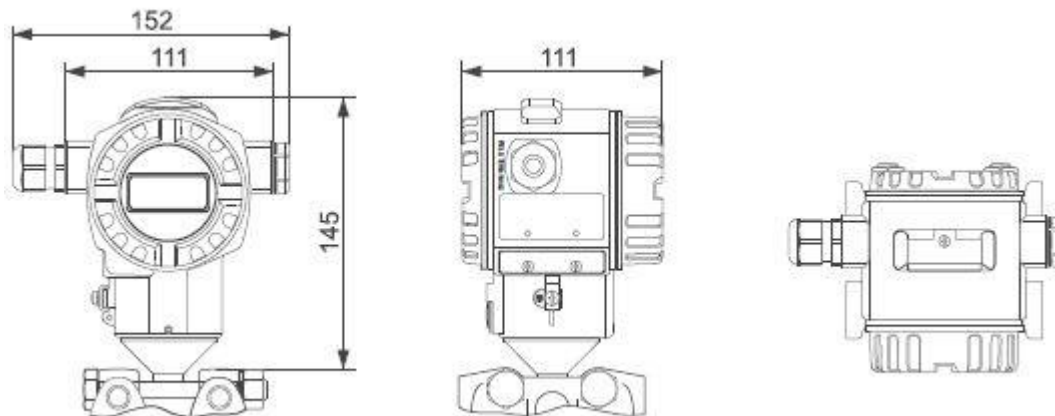


Abbildung 4-40 - Differenzdruck Messumformer PD61, Maße in mm (PMA, 2015)

Im Kältekreislauf wird dieser Sensor-Typ beim Messen der Differenzdrücke über den IWT (hoch- und niederdruckseitig) und den Akkumulator verwendet. Für diese Komponenten ist kein allzu großer Druckverlust zu erwarten, wodurch der Differenzdruck-Messbereich von -3 bis 3 bar ausreichend sein sollte. Die Messgenauigkeit liegt bei $\pm 0,1\%$ vom Endwert.

Differenzdruckmessgerät PD-33 X von Keller

Dieser Sensor (Abbildung 4-41) ist ebenso, wie der PD-33X ein hochgenaues Differenzdruckmessgerät mit einer Messgenauigkeit von 0,1 % der Messspanne (-5bar bis 5 bar). Wegen der hohen Messgenauigkeit der PD-33 X Sensoren wurde daher einer dieser Sensoren für die Kalibrierung der PD61 Differenzdrucksensoren verwendet. Es kann wahlweise zwischen digitalem und analogem (mA, V) Ausgang gewählt werden. Am Versuchsstand wurden 4 bis 20mA als Ausgangssignal gewählt. Messprinzip ist mit dem des PA-33X identisch.

Die PD-33 X Sensoren wurden für die Differenzdruckmessung über IRWT, ARWT und Coriolis eingesetzt, da bei diesen Komponenten höhere Druckverluste zu erwarten sind.

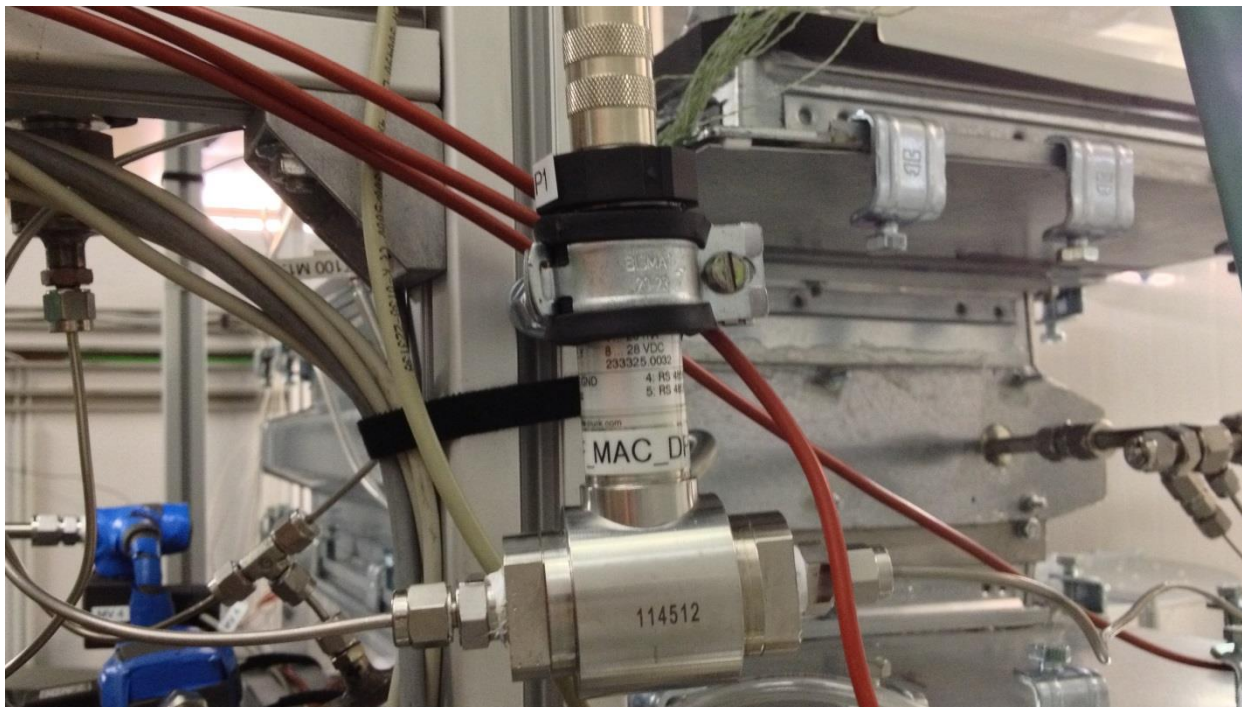


Abbildung 4-41 - Differenzdrucksensor PD 33 X der Firma Keller im verbauten Zustand

4.3.4 Volumenstromturbine

Zur Bestimmung des Kältemittelmassenstrom ist vor dem EXV1 eine Volumenstromturbine der Firma NATEC Sensors GmbH verbaut worden (Typ FT 4-8, Abbildung 4-42). Durch die Messung des Volumenstroms und anschließender Berechnung der Dichte anhand eines Stoffwertprogrammes (zB. CoolProp) kann somit der Kältemittelmassenstrom bestimmt werden. Die FT 4-8 Durchflussturbine hat eine axial angeströmte Propellerturbine, deren Drehzahl der Strömungsgeschwindigkeit des durchströmenden Fluides proportional ist. Die Propellerblätter erzeugen dabei eine Folge von elektrischen Impulsen, welche schließlich gemessen werden. Dieser Typ der FT 4-8 Durchflussturbine ist für den Einsatz in Flüssigkeiten ausgelegt mit einem Messbereich von 0,11 bis 11 lit/min. Der maximale Betriebsdruck liegt bei 500 bar und der Betriebstemperaturbereich zwischen -270°C und $+150^{\circ}\text{C}$. Der Messsignalausgang liegt zwischen 0 und 10 V. Kalibrierengenauigkeit der Volumenstromturbine liegt bei $\pm 0,3\%$ vom Messwert.

Vorgesehen war es, diese Volumenstromturbine mit dem, nach dem Kompressor in den Kältekreislauf integrierten Coriolis-Durchflussmessgerät (siehe Abschnitt 4.3.5) zu kalibrieren. Jedoch kam es im Betrieb der Anlage zu Problemen des Ausgangssignals der Volumenstromturbine, wodurch diese vor Beendigung dieser Masterarbeit nicht zum Einsatz kam.



Abbildung 4-42 - Durchfluss - Messturbine FT4-8 vor dem EXV1

4.3.5 Coriolis-Durchflussmessgerät

Für eine zusätzliche Massenstrommessung kommt nach dem Kompressor ein Coriolis Durchflussmessgerät der Firma Endress&Hauser zum Einsatz (Promass 83A04, Abbildung 4-43). Das Messprinzip eines Coriolis Messgerätes basiert auf der kontrollierten Erzeugung von Corioliskräften innerhalb eines Messabschnittes. Corioliskräfte treten dann auf, wenn sich translatorische und rotarische Bewegungen in einem System überlagern. Die auftretenden Corioliskräfte hängen vom Massenfluss, dessen Geschwindigkeit und der Drehgeschwindigkeit ab. Statt einer konstanten Drehgeschwindigkeit wird das durchströmte Messrohr im Promass 83A04 in Schwingung gebracht. Die entstehende Corioliskraft bewirkt eine Phasenverschiebung der Rohrschwingung zwischen zwei Messstellen innerhalb des Messrohrs. Wenn kein Durchfluss vorhanden ist, ist die Phasenverschiebung null. Bei vorhandenem Massedurchfluss bewirkt die Corioliskraft einlaufseitig eine Verzögerung und auslaufseitig eine Beschleunigung der Schwingung. Die Phasenverschiebung ist dem Massenstrom proportional und kann somit als Messgröße verarbeitet werden.

Der Messbereich des Promass 83A04 (04 bezieht sich auf den Anschlussdurchmesser von 4 mm) liegt zwischen 0 und 450 kg/h mit einer maximalen Messabweichung von $\pm 0,10\%$ vom Messergebnis für Flüssigkeiten und $\pm 0,50\%$ vom Messergebnis für Gase.

Der Promass 83A04 erzeugt im Betrieb durch die notwendige Verjüngung des Rohrdurchmessers von 10 mm auf 4 mm Außendurchmesser einen erheblichen Druckverlust. Im Auslegungspunkt (Betriebspunkt 9) bei circa 130 bar und 145° C treten um die 6,3 bar Druckverlust auf. Ein derartig hoher Druckverlust wurde aber erwartet und bestätigt die Berechnungen im Vorfeld. In diesem Bereich sind solch hohe Druckverluste für den COP der Anlage sehr nachteilig, wodurch das Coriolis Durchflussmessgerät wegen seiner Genauigkeit

nur für die Kalibration der Durchflussturbine verbaut wurde. Für die eigentliche Vermessung des Systems wird dieser wieder ausgebaut.



Abbildung 4-43 - Promass 83A04 im eingebauten Zustand

4.3.6 Hygrometer

Für die Messung der relativen Luftfeuchtigkeit wurden Luftfeuchte-Messumformer der Firma Greisinger verbaut (GHTU-1K-MPHO, Abbildung 4-44). Dieser Sensor verwendet einen kapazitiven Polymer Feuchtesensor. Bei der kapazitiven Messung wird eine hygroskopische Schicht (in diesem Falle eine Polymerschicht) als Dielektrikum (elektrisch schwach- oder nichtleitende, nichtmetallische Substanz, dessen Ladungsträger nicht frei beweglich sind) zwischen den Elektroden eines Kondensators eingesetzt. Wenn das Polymer nun Feuchtigkeit aufnimmt, ändert sich die elektrische Kapazität wodurch man Rückschlüsse auf die relative Luftfeuchtigkeit machen kann. Der Messbereich der relativen Luftfeuchtigkeit liegt zwischen 0 und 100% wobei der empfohlene und hochgenaue Messbereich zwischen 5 und 95% liegt. Im empfohlenen Bereich liegt die Messgenauigkeit bei $\pm 2,5\%$ relativer Feuchtigkeit. Ausgangssignal liegt zwischen 4 und 20 mA.



Abbildung 4-44 - Hygrometer im eingebauten Zustand, IRWT

4.3.7 Luftmassenstrommessung

Um die Luftmassenströme zu messen, kommen für den IRWT und ARWT jeweils verschiedene Anemometer mit unterschiedlichen Messprinzipien zum Einsatz.

Luftmassenstrommessung IRWT

Im Luftkanal für den IRWT ist ein thermischer Massen-Durchflussmesser der Firma ABB (Typ Sensyflow VT-S) verbaut. Dieses Messgerät arbeitet nach dem thermischen Messprinzip eines Heißfilmanemometers. Ein Heißfilmanemometer besteht aus einem Substratträger (häufig Quarz) und einem dünnen Metallfilm (meist Platin). Bei konstanter Temperaturregelung kommen zwei Platinwiderstände zum Einsatz, wobei der eine mit konstanter Übertemperatur gegenüber dem anderen gehalten wird. Um das Temperaturgefälle zwischen den Platinwiderständen konstant zu halten, ist mehr oder weniger viel Heizleistung notwendig. Die gemessene Heizleistung ist dabei direkt abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des Fluides, wodurch man auf den Volumen- und Massenstrom schließen kann. Der Messbereich des Sensyflow VT-S liegt zwischen 0 und 6000 kg/h, wobei eine Messabweichung von $\pm 0,9\%$

vom Messwert zuzüglich $\pm 0,05\%$ vom Endwert zu erwarten ist. Der Temperaturbereich des Mediums im Betrieb liegt zwischen -25 und $+150^{\circ}\text{C}$. Das Ausgangssignal kann wahlweise zwischen 0 und 20 mA oder 4 und 20 mA gewählt werden.

Luftmassenstrommessung ARWT

Für die Volumenstrom- bzw. Massenstrombestimmung im Luftkanal für den ARWT kommt ein Staudruckgitter der Firma Trox zum Einsatz (VMR-A2-FL/315). Ein Staudruckgitter besteht entweder aus parallel oder sternförmig angeordneten Rohren welche zusammen eine Ebene bilden. Das Gitter wird so im Kanal verbaut, dass die Anströmung zum Gitter im rechten Winkel verläuft. Die Rohre sind alle mit kleinen Bohrungen versehen, welche einerseits gegen die Strömungsrichtung zeigen und den Gesamtdruck am Staupunkt messen und andererseits in Strömungsrichtung zeigen wobei hier der substatische Druck (immer kleiner als der statische Druck im System) gemessen wird. Durch den über den Querschnitt des Luftstroms gemittelten Differenzdruck lässt auf die Strömungsgeschwindigkeit und damit auf den Volumen- und (mit der Dichte) auf den Massenstrom schließen. Abbildung 4-45 zeigt das Staudruckgitter im eingebauten Zustand.

Der Volumenstrombereich des Staudruckgitters der Firma Trox liegt zwischen 36 und $6048\text{ m}^3/\text{h}$ bei einem Wirkdruckbereich zwischen 5 und 250 Pa . Die Messungenauigkeit ist mit $\pm 5\%$ vom Messwert angegeben.



Abbildung 4-45 - Staudruckgitter des VMR-A2-FL/315 (Peter, 2014)

4.3.8 Leistungsmessung

Die Leistungsmessung des Bock Kompressors erfolgt durch ein Leistungsmessgeräte der Firma IME (Typ: Tema fP). Das Ausgangssignal kann wahlweise in mA oder V ausgegeben werden. Die Messungenauigkeit des Messgerätes liegt bei $\pm 0,05\%$ vom Messendwert. Der Messendwert kann im Menü des Leistungsmessgeräts vorgegeben werden und liegt für die Messungen in dieser Arbeit bei 8 kW.

4.3.9 Zusammenfassung der Messtechnik

In der Tabelle 4-2 wird die gesamte verwendete Messtechnik zusammengefasst.

Tabelle 4-2 - Messtechnik

Messgröße	Sensor	Messbereich	Messabweichung
Absolutdruck des Kältemittels	Keller PA-33X	0...350 bar	$\pm 0,35$ bar
	PMR PITC-I241	0...160 bar	$\pm 0,32$ bar
Relativdruck des Kältemittels	PMR PITC-I141	0...160 bar	$\pm 0,32$ bar
Differenzdruck des Kältemittels	PMA PD61	-3...3 bar	$\pm 0,003$ bar
	Keller PD-33X	-5...5 bar	$\pm 0,005$ bar
Luftdruck	RCI - PA 9215SM1	700...1100 mbar	$\pm 0,0011$ bar
Luftmassenstrom IRWT	Sensyflow VT-S	0...6000kg/h	$\pm 11,1$ kg/h
Luftvolumenstrom ARWT	Trox VMR-A2-FL/315	36...6048 m ³ /h	± 100 m ³ /h
Temperatur Kältemittel	Pt100	-200°C...+650°C	$\pm 0,15$ K
Temperatur Luft	Thermoelement Typ K	-40°C...375°C	$\pm 0,5$ K
Leistung	IME Tema fP	0...8kW	$\pm 0,004$ kW
Kältemittelmassenstrom	Promass83A04	0...450 kg/h	$\pm 0,5$ kg/h
	NATEC FT-8	0,11...11 Lit/min	$\pm 0,3$ % v.M.
Relative Luftfeuchtigkeit	Greisinger GHTU-1K-MP-HO	5...95%	$\pm 2,5$ %

5 MESSUNSICHERHEITSANALYSE

Ziel einer jeden Messung ist es, den zu messenden Wert so genau wie möglich (bzw. nötig) zu bestimmen. Jedoch sind alle Messungen mit mehr oder weniger großen Messunsicherheiten behaftet, wodurch der „wahre“ Wert einer Messgröße nie exakt ermittelt werden kann. Anstatt dieses „wahren“ Wertes wird mit dem Messergebnis und einer Messunsicherheiten ein gewisser Wertebereich angegeben, in welchem der „wahre“ Wert wahrscheinlich enthalten ist. Die Form der Angabe einer Messgröße x sieht wie folgt aus:

$$y = x_E \pm u \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$\text{z. B: } T = 25,65 \pm 0,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dabei ist x_E das Messergebnis (berichtigter Messwert) und u die absolute Messunsicherheit. Die Angabe des Ergebnisses kann auch mit der relativen Messunsicherheit angeschrieben werden.

$$y = x_E \pm \left(\frac{u}{x_E} \right) \cdot 100 \quad \text{Gl. 5-2}$$

$$\text{z. B: } T = 25,65^\circ\text{C} \pm 0,59\%$$

Der Bereich, in welchem der „wahre“ Wert wahrscheinlich enthalten ist lautet:

$$(x_E - u) < x_w < (x_E + u) \quad \text{Gl. 5-3}$$

5.1 Messabweichungen

Die Messabweichung ist die Differenz zwischen dem Messergebnis x_E und „wahren“ Wert. Da der „wahre“ Wert aber nicht bekannt ist, wird ein Referenzwert oder richtiger Wert x_R verwendet. Beim Kalibrieren wird zum Beispiel der Wert eines genaueren Messgerätes als richtiger Wert verwendet. Mit dem richtigen Wert x_R folgt für die Messabweichung e (Gl. 5-4)

$$e = x_E - x_R$$

bzw.

$$e_{rel} = \frac{e}{x_R}$$

Gl. 5-4

Auf Grund der Ursache der Messabweichung kann man diese in zwei Gruppen einteilen, und zwar in systematische und zufällige Messabweichungen.

5.1.1 Systematische Messabweichungen

Diese Art der Abweichung führt zu einer einseitigen Abweichung, das bedeutet, dass der Messwert x_E immer kleiner oder größer ausfällt als der „wahre“ Wert. Gründe der systematischen Messabweichungen sind zum Beispiel die Genauigkeitsklasse des Sensors, Umwelteinflüsse wie Temperatur, Feuchtigkeit oder Druck und mögliche Einflussnahme auf das zu messende Objekt durch die Messung selbst (z.B. invasive Messung).

Man kann systematische Messabweichungen weiter in bekannte und unbekannte Abweichungen unterteilen. Bekannte Abweichungen werden an Hand von Kalibrierdaten, Vergleichsmessungen oder eines bekannten Offsets bestimmt.

Unbekannte systematische Messabweichungen hingegen erhält man aus vorhergehenden Messungen, Werte aus der Literatur, durch die Standardunsicherheit (falls diese angegeben wird oder berechnet werden kann) oder durch Schätzen des Wertes (Erfahrungswerte).

Zur Ermittlung der systematischen Messabweichung können verschiedene Verteilungsfunktionen verwendet werden (Abbildung 5-1). Bei Fehlergrenzen von Messgeräten hat sich eine Rechteckverteilung bewährt, da alle Werte innerhalb der angegebenen Grenzen gleich wahrscheinlich sind.

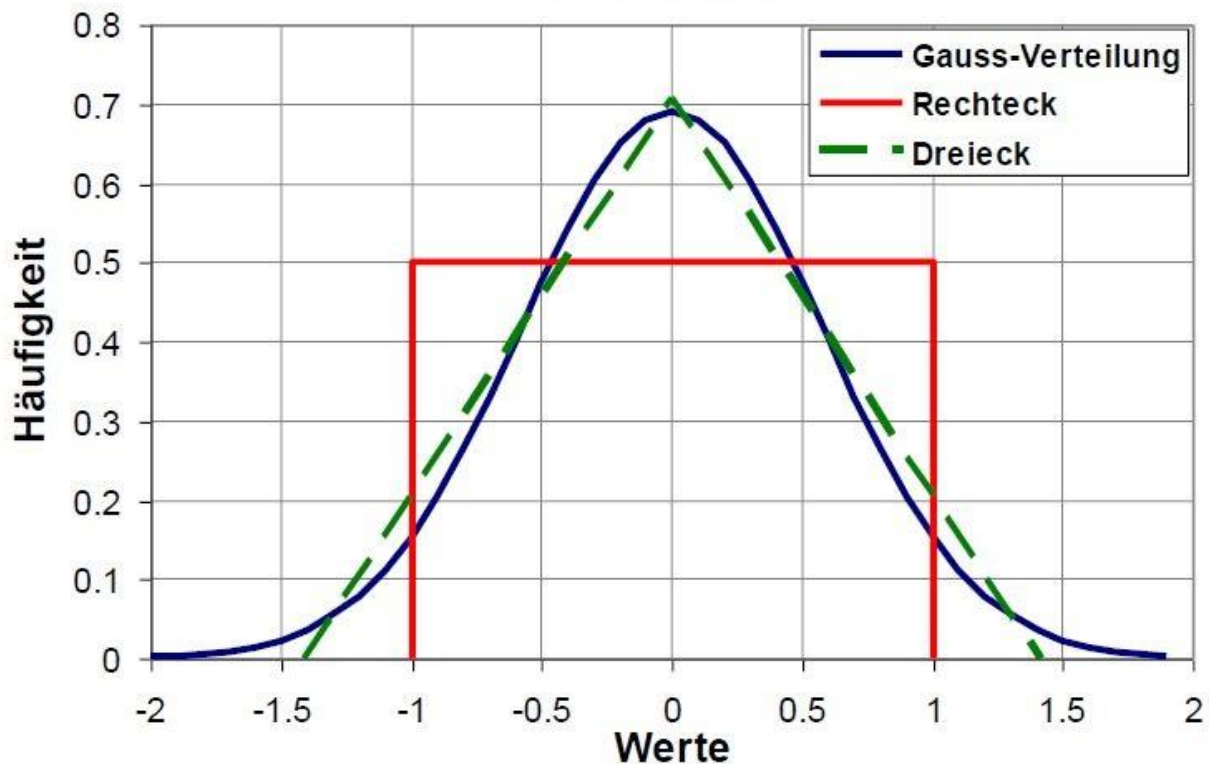


Abbildung 5-1 - unterschiedliche Verteilungsfunktionen (Moser, 2014)

Mit der Rechteckverteilung wird die systematische Messabweichung folgendermaßen berechnet:

$$u(x_{sys}) = \frac{b - a}{\sqrt{12}} \quad \text{Gl. 5-5}$$

Dabei stellen a und b die Fehlergrenzen des Messgeräts (z.B. $\pm 0,15K$ bei einem Pt100) dar.

5.1.2 Zufällige Messabweichung

Bei der zufälligen Abweichung kommt es zu einer oft symmetrischen Streuung um den Erwartungswert (μ). Die Ursachen für diese Streuung sind meist Sensorrauschen oder Wechselwirkungen mit der Umgebung. Es ist möglich, diese zufälligen Messabweichungen anhand von Methoden der Statistik zu erfassen. Dabei wird zuerst das arithmetische Mittel (x_0 , Gl. 5-6) aller Messungen gebildet, welcher eine Schätzung des Erwartungswertes darstellt.

$$x_0 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \approx \mu \quad \text{Gl. 5-6}$$

In Gl. 5-6 ist N die Anzahl der Messungen und x_i eine Einzelmessung. Als nächstes berechnet man die empirischen Standardabweichung (s) der Messwerte (Gl. 5-7), welche die mittlere absolute Messunsicherheit der Einzelmessungen angibt.

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} \quad \text{Gl. 5-7}$$

Dividiert man die Standardabweichung durch die Quadratwurzel der Anzahl der Messungen, erhält man schlussendlich die Standardunsicherheit s_{x_0} (Gl. 5-8). Diese stellt die mittlere absolute Messunsicherheit des Mittelwerts dar.

$$s_{x_0} = \frac{1}{\sqrt{N}} s \quad \text{Gl. 5-8}$$

5.1.3 Kombinierte Messunsicherheit

Hat man die zufällige und systematische Messunsicherheit bestimmt, so ergibt sich die gesamte Messunsicherheit aus der Kombination beider Werte.

$$u_{ges} = \sqrt{u_{sys}^2 + u_{zuf}^2} \quad \text{Gl. 5-9}$$

Nach der Kalibration der Drucksensoren, wurden Kontrollmessungen durchgeführt um die Qualität der Messungen zu prüfen. Anhand dieser Daten wird nun ein Beispiel zur Bestimmung der kombinierten Messunsicherheit eines Drucksensors (PITC-I141) angeführt. Die

Schwankungen um den Referenzwert (arithmetisches Mittel des zur Kalibration verwendeten Absolutdruckmesser PA-33X) sind in Abbildung 5-2 zu sehen.

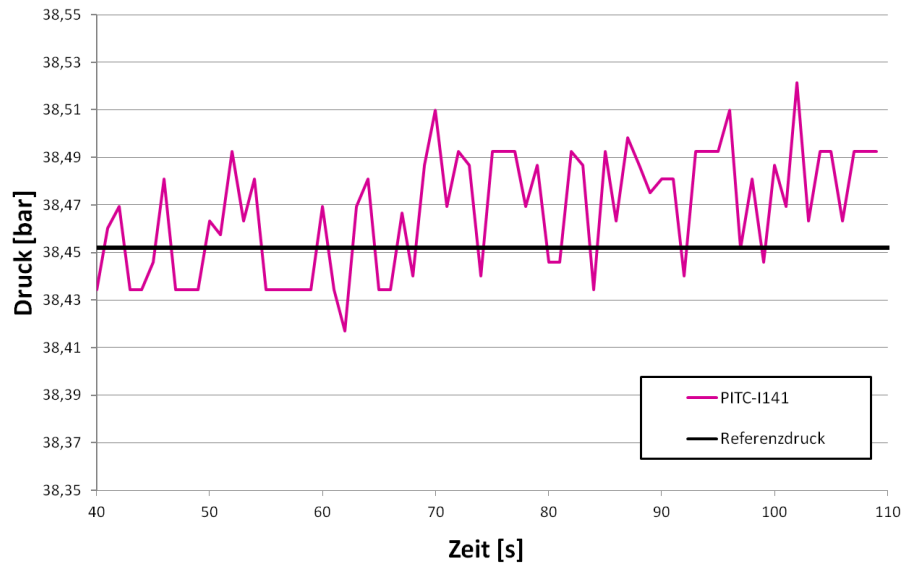


Abbildung 5-2 - Kontrollmessung eines PITC-I141 Drucksensors

Systematische Abweichung

Laut Herstellerangaben, hat dieser Sensor eine Messungenauigkeit von $\pm 0,2\%$ v.E. was bei einem Endwert von 160 bar $\pm 0,32$ bar ergibt. Bei der Kalibration bei einem Referenzdruck von 61,2 bar wurde jedoch eine Abweichung von 0,15 bar erreicht und kann für Berechnung der systematischen Messabweichung nach Gl. 5-5 verwendet werden.

$$u(x_{sys}) = \frac{b - a}{\sqrt{12}} = \frac{0,15}{\sqrt{12}} = 0,09 \text{ bar}$$

Zufällige Abweichung

Mit den Daten der Kontrollmessung kann nun die zufällige Messunsicherheit für eine Einzelmessung mit Gl. 5-7 bestimmt werden.

$$u(x_{zuf}) = s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} = 0,07 \text{ bar}$$

Kombinierte Abweichung

Abschließend kann nun die kombinierte Messabweichung nach Gl. 5-9 berechnet werden.

$$u_{ges} = \sqrt{u_{sys}^2 + u_{zuf}^2} = \sqrt{0,09^2 + 0,07^2} = 0,11 \text{ bar}$$

Das Ergebnis der Messung lautet:

$$p = 61,2 \pm 0,11 \text{ bar} = 61,2 \text{ bar} \pm 0,18\%$$

5.2 Fehlerfortpflanzung

Häufig werden physikalische Größen wie zum Beispiel Leistungen nicht direkt gemessen, sondern werden aus mehreren Messgrößen berechnet. Für die Qualität der Messung ist es daher wichtig zu wissen, wie sich die einzelnen Messunsicherheiten fortpflanzen und wie stark dadurch die Genauigkeit der berechneten Größe beeinflusst wird.

Für die Fehlerfortpflanzung wird häufig das „Gauß’sche Fehlerfortpflanzungsgesetz“ verwendet. Dieses Modell nimmt an, dass die systematischen Anteile der Messungenauigkeiten normalverteilt sind. Die Messunsicherheit der berechneten Größe kann mit Gl. 5-10 ermittelt werden.

$$u(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\left(\frac{du}{dx_1}\right)^2 + \left(\frac{du}{dx_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{du}{dx_n}\right)^2} \quad \text{Gl. 5-10}$$

Jede Messgenauigkeit hängt von der verwendeten Messtechnik ab. Die für diesen Prüfstand verwendeten Sensoren, deren Einsatzbereiche und Messabweichungen sind in Tabelle 4-2 aufgelistet.

Berechnungsbeispiel

Anhand der Messergebnisse des Messpunktes 3 (siehe Abschnitt 6.3.1) für den Auslegungspunkt (Kühlbetrieb bei 35°C Luft-Außentemperatur, 32°C Lufttemperatur der Mischluft am IRWT-Eintritt mit 42% relativer Feuchte) wird im Folgenden gezeigt, wie sich die Messunsicherheiten der einzelnen Sensoren auf die Genauigkeit des Ergebnisses für die übertragene Leistung am ARWT auswirken, wobei Wärmeverluste dabei vernachlässigt wurden.

Berechnung der kältemittelseitigen Messunsicherheit

Liegt der Ein- und Austritt des Kältemittels im Einphasengebiet (z.B. ARWT bei BP9), dann lässt sich die übertragene Wärmeleistung im Gaskühler mit Gl. 5-11 bestimmen.

$$Q_{KM} = m_{KM}(h_{KM,ein} - h_{KM,aus}) \quad \text{Gl. 5-11}$$

Da im einphasigen Zustand, die Enthalpie eine Funktion von Druck und Temperatur ist, werden die Enthalpien bei Ein- und Austritt durch die Messung dieser Größen und anschließender Stoffwertberechnungen bestimmt. Die Messung des Kältemittelmassenstroms erfolgt mit dem Coriolis-Durchflussmessgerät. In Abbildung 5-3 sind die, mit der Gauß’schen Fehlerfortpflanzung berechneten Messunsicherheiten der einzelnen Messgrößen, sowie der Messunsicherheit für die berechneten Größen, dargestellt. Die Berechnung erfolgte mit dem Programm Engineering Equation Solver (EES, 2015).

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$h_{\text{Kältemittel,ein}} = 521,3 \pm 0,3105 \text{ [kJ/kg]}$		
$P_{\text{Kältemittel,ein}} = 104,1 \pm 0,32 \text{ [bar]}$	$\frac{\partial h_{\text{Kältemittel,ein}}}{\partial P_{\text{Kältemittel,ein}}} = -0,6991$	51,89 %
$T_{\text{Kältemittel,ein}} = 113,7 \pm 0,15 \text{ [C]}$	$\frac{\partial h_{\text{Kältemittel,ein}}}{\partial T_{\text{Kältemittel,ein}}} = 1,436$	48,11 %
$h_{\text{Kältemittel,aus}} = 347,3 \pm 1,42 \text{ [kJ/kg]}$		
$P_{\text{Kältemittel,aus}} = 103,6 \pm 0,32 \text{ [bar]}$	$\frac{\partial h_{\text{Kältemittel,aus}}}{\partial P_{\text{Kältemittel,aus}}} = -2,894$	42,51 %
$T_{\text{Kältemittel,aus}} = 46,37 \pm 0,15 \text{ [C]}$	$\frac{\partial h_{\text{Kältemittel,aus}}}{\partial T_{\text{Kältemittel,aus}}} = 7,179$	57,49 %
$Q_{\text{Kältemittel,ARWT}} = -9,172 \pm 0,08036 \text{ [kW]}$		
$m_{\text{Kältemittel}} = 0,05272 \pm 0,0001389 \text{ [kg/s]}$	$\frac{\partial Q_{\text{Kältemittel,ARWT}}}{\partial m_{\text{Kältemittel}}} = -174$	9,04 %
$P_{\text{Kältemittel,aus}} = 103,6 \pm 0,32 \text{ [bar]}$	$\frac{\partial Q_{\text{Kältemittel,ARWT}}}{\partial P_{\text{Kältemittel,aus}}} = -0,1526$	36,91 %
$P_{\text{Kältemittel,ein}} = 104,1 \pm 0,32 \text{ [bar]}$	$\frac{\partial Q_{\text{Kältemittel,ARWT}}}{\partial P_{\text{Kältemittel,ein}}} = 0,03685$	2,15 %
$T_{\text{Kältemittel,aus}} = 46,37 \pm 0,15 \text{ [C]}$	$\frac{\partial Q_{\text{Kältemittel,ARWT}}}{\partial T_{\text{Kältemittel,aus}}} = 0,3785$	49,90 %
$T_{\text{Kältemittel,ein}} = 113,7 \pm 0,15 \text{ [C]}$	$\frac{\partial Q_{\text{Kältemittel,ARWT}}}{\partial T_{\text{Kältemittel,ein}}} = -0,0757$	2,00 %

Abbildung 5-3 - Messunsicherheiten der Kältemittelseite über den ARWT im Auslegungspunkt, MP3

Berechnung der luftseitigen Messunsicherheit

Die Berechnung der luftseitigen Leistungen über den ARWT erfolgt nach Gl. 5-12.

$$Q_{\text{Luft}} = m_{\text{Luft}}(h_{L,\text{ein}} - h_{L,\text{aus}}) \quad \text{Gl. 5-12}$$

Dabei ist die Enthalpie der Luft eine Funktion von der relativen Luftfeuchtigkeit, des Umgebungsdrucks und der Lufttemperatur. Die Messung des Luftmassenstroms erfolgt beim ARWT mittels eines Staudruckgitters. Abbildung 5-4 zeigt die über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung berechneten luftseitigen Größen. Die Enthalpie der Luft bei ARWT-Austritt wurde dabei mit der absoluten Feuchte am ARWT-Eintritt berechnet, um die Fehlerfortpflanzung zu verringern. Dies ist hier möglich, da bei der Wärmeabgabe an die Luft keine Kondensation auftritt.

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u>$h_{Luft,ein} = 65,3 \pm 2,485$ [kJ/kg]</u>		
$P_{Luft} = 0,9781 \pm 0,0011$ [bar]	$\partial h_{Luft,ein} / \partial P_{Luft} = -31,27$	0,02 %
$\phi_{Luft,ein} = 0,32 \pm 0,025$ [-]	$\partial h_{Luft,ein} / \partial \phi_{Luft,ein} = 95,59$	92,49 %
$T_{Luft,ein} = 35,05 \pm 0,25$ [C]	$\partial h_{Luft,ein} / \partial T_{Luft,ein} = 2,72$	7,49 %
<u>$h_{Luft,aus} = 77,4 \pm 2,465$ [kJ/kg]</u>		
$P_{Luft} = 0,9781 \pm 0,0011$ [bar]	$\partial h_{Luft,aus} / \partial P_{Luft} = -31,54$	0,02 %
$\phi_{Luft,ein} = 0,32 \pm 0,025$ [-]	$\partial h_{Luft,aus} / \partial \phi_{Luft,ein} = 96,41$	95,62 %
$T_{Luft,aus} = 46,81 \pm 0,5$ [C]	$\partial h_{Luft,aus} / \partial T_{Luft,aus} = 1,029$	4,36 %
<u>$Q_{Luft,ARWT} = 7,385 \pm 0,4838$ [kW]</u>		
$m_{Luft} = 0,6105 \pm 0,02759$ [kg/s]	$\partial Q_{Luft,ARWT} / \partial m_{Luft} = 12,1$	47,58 %
$P_{Luft} = 0,9781 \pm 0,0011$ [bar]	$\partial Q_{Luft,ARWT} / \partial P_{Luft} = -0,1636$	0,00 %
$\phi_{Luft,ein} = 0,32 \pm 0,025$ [-]	$\partial Q_{Luft,ARWT} / \partial \phi_{Luft,ein} = 0,5$	0,07 %
$T_{Luft,aus} = 46,81 \pm 0,5$ [C]	$\partial Q_{Luft,ARWT} / \partial T_{Luft,aus} = 0,628$	42,12 %
$T_{Luft,ein} = 35,05 \pm 0,25$ [C]	$\partial Q_{Luft,ARWT} / \partial T_{Luft,ein} = -0,6191$	10,23 %

Abbildung 5-4 - Messunsicherheiten der Luftseite über den ARWT im Auslegungspunkt

Der absolute Fehler der berechneten luftseitigen Leistung ist um ein 6 Faches größer als die der kältemittelseitig berechneten Leistung. Daher ist es vorteilhaft, wo immer möglich, die übertragenen Leistungen am IRWT und ARWT über die Kältemittelseite zu bestimmen.

6 MESSERGEBNISSE UND AUSWERTUNG MIT ERSATZWÄRMETASUCHER

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Inbetriebnahme des Kältemittelkreislaufes. Dabei wird zuerst die, für die Vermessung der Anlage erforderliche Messmatrix bestimmt. Anschließend kommt es zu einer Füllmengenbestimmung des Systems für 2 ausgewählte Betriebspunkte (Kühlbetrieb im Auslegungspunkt BP9 und Teillast-Heizbetrieb bei BP3). Schlussendlich wird der Versuchsstand bei ausgewählten Betriebspunkten vermessen. An dieser Stelle sei vermerkt, dass alle Messungen mit den vorhandenen PKW-CO₂-Gaskühler (als Ersatz für IRWT und ARWT) durchgeführt wurden, da die, für die Anlage vorgesehenen Wärmetauscher nicht zur Verfügung standen.

6.1 Messmatrix

Die Betriebspunkte (BP) der Anlage im Kühl- bzw. Heizbetrieb (eingebrachte Daten von einem Projektpartner für die Jahresenergieverbrauchsrechnung) sind in Tabelle 6-1 angeführt. Zu beachten gilt, dass sich die erforderliche Heiz- und Kälteleistung der jeweiligen Betriebspunkte in dieser Tabelle auf eine Anlage mit 4 Kompressoren bezieht. Für die Vermessung des Prüfstandes ist daher nur ein Viertel dieser Leistungen relevant.

Tabelle 6-1 - Betriebspunkte der Anlage

	BP	Außen- temperatur	Außen- R.F. ³	Innen- temperatur	Erforderliche Kälteleistung	Erforderliche Heizleistung	Mischluft vor Verdampfer		Stunden pro 312d
		°C	%	°C	W	W	°C	%	h/a
Betriebspunkte Referenzjahr	1	-4	90	22		10437,5	7,7	59	171
	2	0	90	22		7807,5	10	62	675
	3	5	90	22		4517	12,8	68	1761
	4	10	90	22	4482		15,7	69	2103
	5	15	90	22	12868		18,4	66	1795
	6	22	80	23,1	21217		23	53	556
	7	28	70	24,9	26265		26,5	50	342
	8	30	65	25,8	27163		27,8	49	85
	9 - Auslegung	35	50	30	32000		32,5	42	

Der zu konditionierende Luftstrom vor dem IRWT kann als Mischluft von Frisch- und Kabinenluft angesehen werden. Dadurch kommt es zu unterschiedlichen Lufttemperaturen vor ARWT und IRWT. Die Klimakammer wird in jedem Auslegungspunkt, auf die niedrigere der beiden Lufttemperaturen vor den Wärmetauschern eingestellt. Die Lufttemperatur für den zweiten Wärmetauscher wird durch Nachheizen im jeweiligen Luftkanal erreicht. Dabei wird darauf geachtet, dass die absolute Feuchte dort korrekt ist, wo Wasser am Wärmetauscher abgeschieden wird (Kühlbetrieb – IRWT) oder Vereisung (Heizbetrieb – ARWT) auftreten kann. In Tabelle 6-2 sind alle Sollwerte für IRWT und ARWT in einer Tabelle zusammengefasst. Die grün markierten Temperaturen sind jene, die in der Klimakammer eingestellt werden. Die blau markierten absoluten Feuchten (x_{soll}) sind die jeweils relevanten vor IRWT bzw. ARWT und

³ relative Feuchte

können eingehalten werden. Nur die rot gezeichnete absolute Feuchte vor dem IRWT (Betriebspunkt 4) kann nicht eingehalten werden. Selbst 100 % relative Luftfeuchte (ϕ_{soll}) in der Klimakammer reichen nicht aus, um die notwendigen $7,94 \text{ g H}_2\text{O/kg tr.L}^4$ vor dem IRWT für diesen Betriebszustand zu gewährleisten. Dadurch wurde für diesen Betriebspunkt die absolute Feuchte (leicht) abgeändert ($7,54 \text{ g H}_2\text{O/kg tr.L.}$).

Tabelle 6-2 - Sollwerte der Luft für IRWT und ARWT

	Betriebspunkt	Umgebung - ARWT Eintritt			Innenraum - IRWT Eintritt		
		t_soll [°C]	phi_soll [%]	x_soll [g/kg]	t_soll [°C]	phi_soll [%]	x_soll [g/kg]
Heizbetrieb ARWT->Verdampfer	1	-4	90	2,52	7,7	59	3,98
	2	0	90	3,52	10	62	4,89
	3	5	90	5,04	12,8	68	6,47
Kühlbetrieb IRWT->Verdampfer	4	10	90	7,12	15,7	69	7,94
	5	15	90	9,94	18,4	66	9,03
	6	22	80	13,78	23	53	9,64
	7	28	70	17,35	26,5	50	11,24
	8	30	65	18,11	27,8	49	11,90
	9 - Auslegung	35	50	18,48	32,5	42	13,39

Daraus ergeben sich die in Tabelle 6-3 angeführten Werte für die Konditionierung der Klimakammer. In dieser Tabelle sind zusätzlich die erforderlichen Lufttemperaturen vor Eintritt in beide Wärmetauscher angeführt.

Tabelle 6-3 - Konditionierung der Klimakammer und Soll-Lufttemperaturen vor den Wärmetauschern

	Betriebspunkt	Klimakammer			Wärmetauscher	
		t [°C]	x_soll [g/kg]	phi [%]	t_IRWT_ein [°C]	t_ARWT_ein [°C]
Heizbetrieb ARWT->Verdampfer	1	-4	2,52	90	7,7	-4
	2	0	3,52	90	10	0
	3	5	5,04	90	12,8	5
Kühlbetrieb IRWT->Verdampfer	4	10	7,54	73	15,7	10
	5	15	9,03	82	18,4	15
	6	22	9,64	56	23	22
	7	26,5	11,24	50	26,5	28
	8	27,8	11,90	49	27,8	30
	9 - Auslegung	32,5	13,39	42	32,5	35

Ausblastemperatur

Da bei den Prüfstandsmessungen (unter anderem) auf die Lufttemperatur nach IRWT-Austritt geregelt wird, müssen die erforderlichen Ausblastemperaturen anhand der in Tabelle 6-1 angeführten Kühl- bzw. Heizleistungen definiert werden. Wie schon erwähnt, ist nur ein Viertel dieser Leistungen für die Prüfstandsmessungen relevant. In den Fällen bei denen abgeschiedenes Wasser am Wärmetauscher zu erwarten ist (Betriebspunkte 5-9), wurde eine relative Luftfeuchte von 90% nach dem IRWT angenommen, um die Berechnung zu ermöglichen. Die luftseitige Ausblastemperaturen (Tabelle 6-4) wurden mit einem Stoffwerteprogramm (CoolProp, 2015) berechnet.

Für die Vermessung des Systems mit den Ersatzwärmetauschern wurden die Betriebspunkte 2, 5 und 9 ausgewählt, da mit diesen Punkten grundsätzliche Aussagen über das System sowohl im Kühl- als auch im Heizbetrieb gemacht werden können.

⁴ trockene Luft

Tabelle 6-4 - Ausblastemperaturen nach dem IRWT für alle Betriebszustände

	BP	t_ein [°C]	phi_ein [%]	h(1+x)_ein [kJ/kg tr. Luft]	h(1+x)_zu/ab [kJ/kg tr. Luft]	Kühl- und Heizleistung [W]	h(1+x)_aus [kJ/kg tr. Luft]	t_aus [°C]
Heizbetrieb	1	7,7	37,46	14,09	8,62	2609,38	22,65	16,2
	2	10	44,79	18,94	6,51	1951,88	25,39	16,4
	3	12,8	53,11	25,61	3,81	1129,25	29,34	16,5
Kühlbetrieb	4	15,7	65,39	34,83	-3,84	-1120,50	30,89	11,9
	5	18,4	66,00	41,41	-11,14	-3217,00	30,15	10,9
	6	23	53,00	47,66	-18,68	-5304,25	28,83	10,4
	7	26,5	50,00	55,32	-23,46	-6566,25	31,69	11,6
	8	27,8	49,00	58,34	-24,39	-6790,75	33,77	12,5
	9- Auslegung	32,5	42,00	66,99	-29,26	-8000,00	37,52	14,0

Für die Vermessung des Systems mit den Ersatzwärmetauschern wurden die Betriebspunkte 2, 5 und 9 ausgewählt, da mit diesen Punkten grundsätzliche Aussagen über das System sowohl im Kühl- als auch im Heizbetrieb gemacht werden können.

6.2 Füllmengenbestimmung

Abhängig davon, welche Betriebsart gewählt wird (Kühl- oder Heizbetrieb), ist mehr oder weniger Kältemittel in den Systemkomponenten vorhanden. Der Kältemittelsammler (hier Akkumulator genannt, da er als Niederdrucksammler ausgeführt ist) hat die Aufgabe, einen effizienten und sicheren Betrieb der Betriebszustände zu gewährleisten indem er die Unterschiede der benötigten Kältemittelmenge in den Komponenten bei verschiedenen Betriebspunkten ausgleicht. Die Größe des Sammlers soll dabei so gewählt werden, dass es bei keinem Betriebszustand zu einer vollständigen Füllung mit flüssigem Kältemittel kommt, da sonst Flüssigkeit zum Verdichtereintritt gelangt. Auch eine vollständige Entleerung sollte verhindert werden, da bei einem unterfüllten System Leistung und Effizienz der Anlage sinken.

Um eine „korrekte“ Füllmenge bestimmen zu können, wurde für 2 ausgewählte Betriebspunkte (Kühlbetrieb im Auslegungspunkt BP9 und Teillast-Heizbetrieb bei BP3, siehe Tabelle 6-3) jeweils eine Füllmengenbestimmung durchgeführt. Dabei wurde im Betrieb der Anlage die Kältemittelfüllmenge, ausgehend von 600 g schrittweise erhöht und die daraus resultierende Auswirkung auf Kältemittelüberhitzung nach dem Akkumulator, Kältemittelmassenstrom, Kälteleistung und Hochdruck beobachtet. Dabei stellte die Kältemittelüberhitzung nach dem Akkumulator die wichtigste Größe hinsichtlich der Füllmengenbestimmung dar. Wenn diese auf Null geht, ist dies ein Indiz für einen sich bildenden Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator.

Die Füllmengenbestimmung wurde für beide Betriebsarten bei einer Motordrehzahl von 1450 U/min und bei konstanten Luftmassenströmen von 900 kg/h für den IRWT und 2000 kg/h für den ARWT durchgeführt.

Füllmengenbestimmung im Kühlbetrieb (BP9)

Für die Füllmengenbestimmung im Kühlbetrieb wurde der Betriebspunkt 9 (Auslegungspunkt) herangezogen. In diesem Betriebspunkt ist das MV2 parallel zum Ventil zur Saugdruckregelung (EXV2, siehe Abbildung 4-1) geöffnet, und erlaubt damit einen maximalen Kältemittelmassenstrom. Die relevanten Randbedingungen dafür sind in Tabelle 6-5 dargestellt.

Tabelle 6-5 - Randbedingungen für die Füllmengenbestimmung im Kühlbetrieb

Lufttemperatur vor IRWT	+32,5°C
Relative Luftfeuchtigkeit vor IRWT	42%
Lufttemperatur vor ARWT	+35°C
EXV1 Öffnung	10%
EXV2 Öffnung	100%
MV2	offen

Die unten angeführten Abbildungen zeigen alle wichtigen Parameter in Abhängigkeit von der Füllmenge. In Abbildung 6-1 ist gut zu erkennen wie die Überhitzung nach dem Akkumulator mit zunehmender Füllmenge abnimmt. Ab einer Füllmenge von circa 1275 g an Kältemittel ist die Überhitzung auf Grund eines auftretenden Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator quasi null. Erst nach dem Auftreten eines Flüssigkeitsspiegels bleibt der Hochdruck (nahezu) konstant (Abbildung 6-2). Die luftseitig ermittelte Kälteleistung und COP (Abbildung 6-3) nehmen bis zu einer Füllmenge von circa 1100g stetig zu. Eine weitere Erhöhung der Füllmenge über diesen Wert führt zu einer Abnahme des COP. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Kälteleistung ab 1100g Füllmenge zuerst weniger stark zunimmt als die Kompressorleistung, und ab einer Füllmenge von 1200 g sogar abnimmt. Die Kompressorleistung nimmt bis zur Ausbildung des Flüssigkeitsspiegels zu (1275 g) und bleibt dann auf einem konstanten Wert von knapp unter 5kW. Die Prozessverläufe während der Füllmengenbestimmung für unterschiedliche Füllmengen (1100g, 1200g und 1275g) sind in Abbildung 6-4 bis Abbildung 6-6 in T-h-Diagrammen dargestellt.

Überhitzung als Funktion der Füllmenge

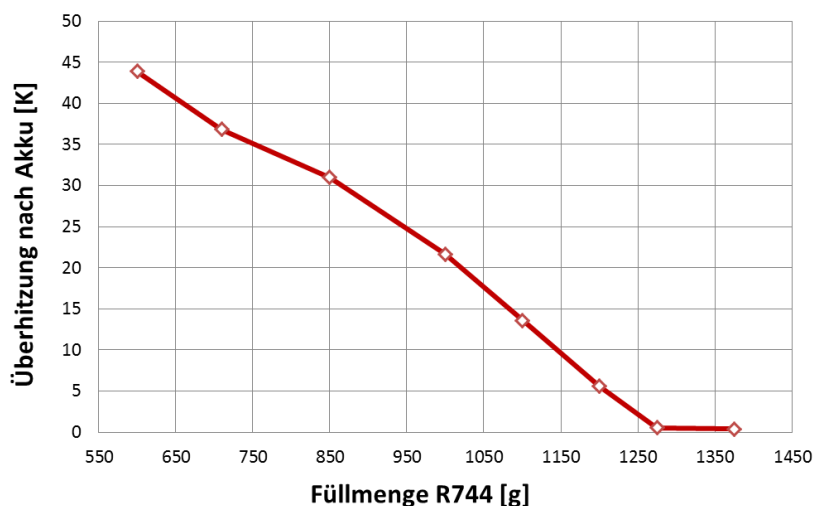


Abbildung 6-1 - Überhitzung und Kältemittelmassenstrom als Funktion der Füllmenge, BP9

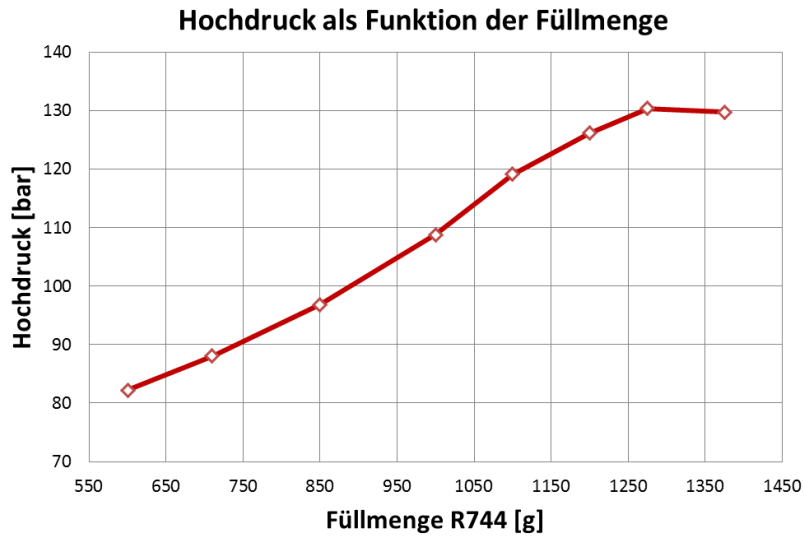


Abbildung 6-2 - Hochdruck als Funktion der Füllmenge, BP9

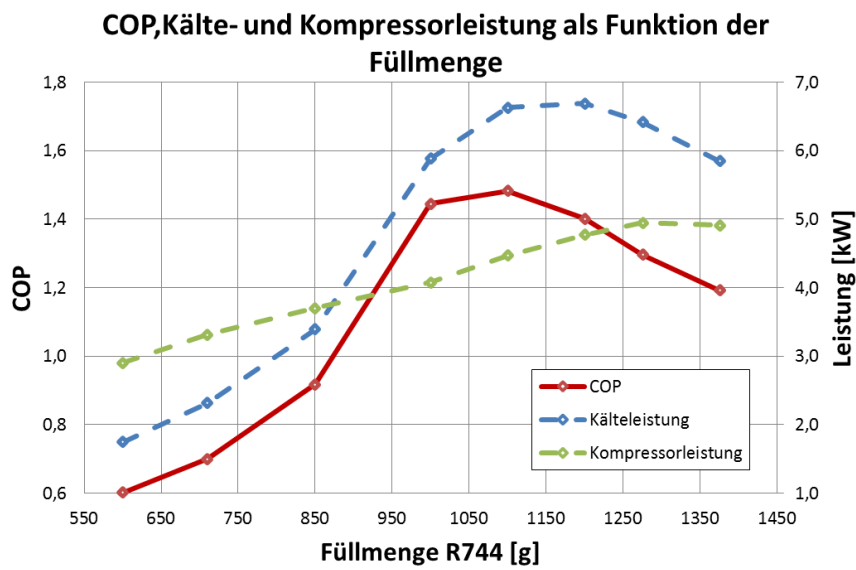


Abbildung 6-3 – COP, Kälte- und Kompressorleistung als Funktion der Füllmenge, BP9

T-h-Diagramm - Füllmengenbestimmung BP9, 1100g R744

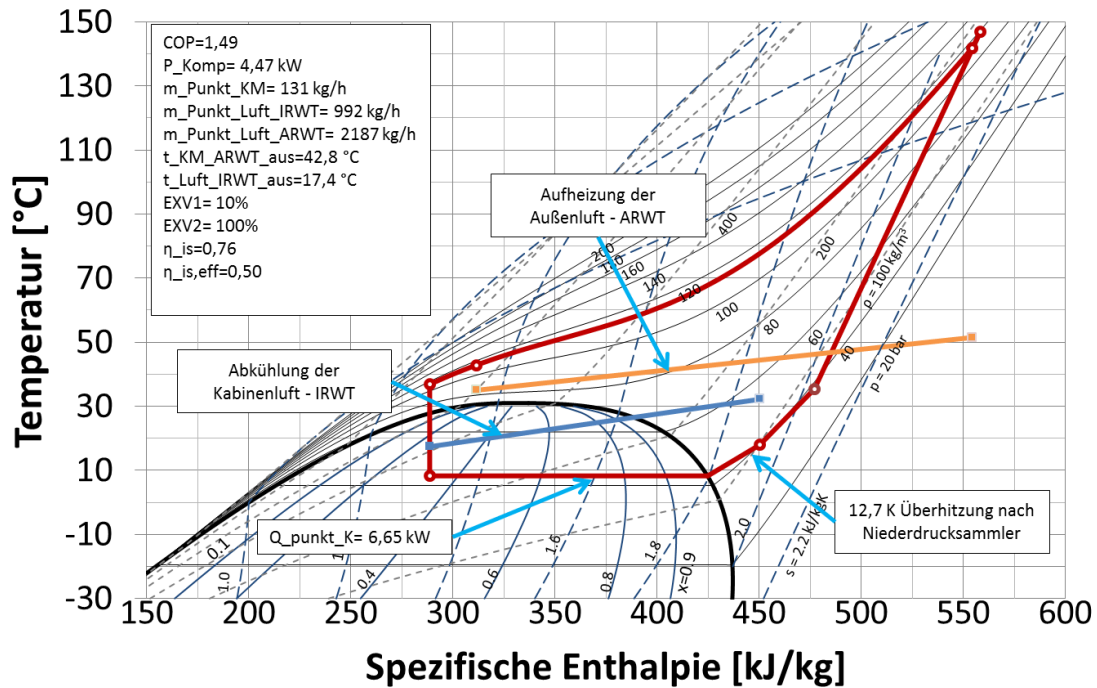


Abbildung 6-4 - T-h-Diagramme bei 1100g Füllmenge, BP9

T-h-Diagramm - Füllmengenbestimmung BP9, 1200g R744

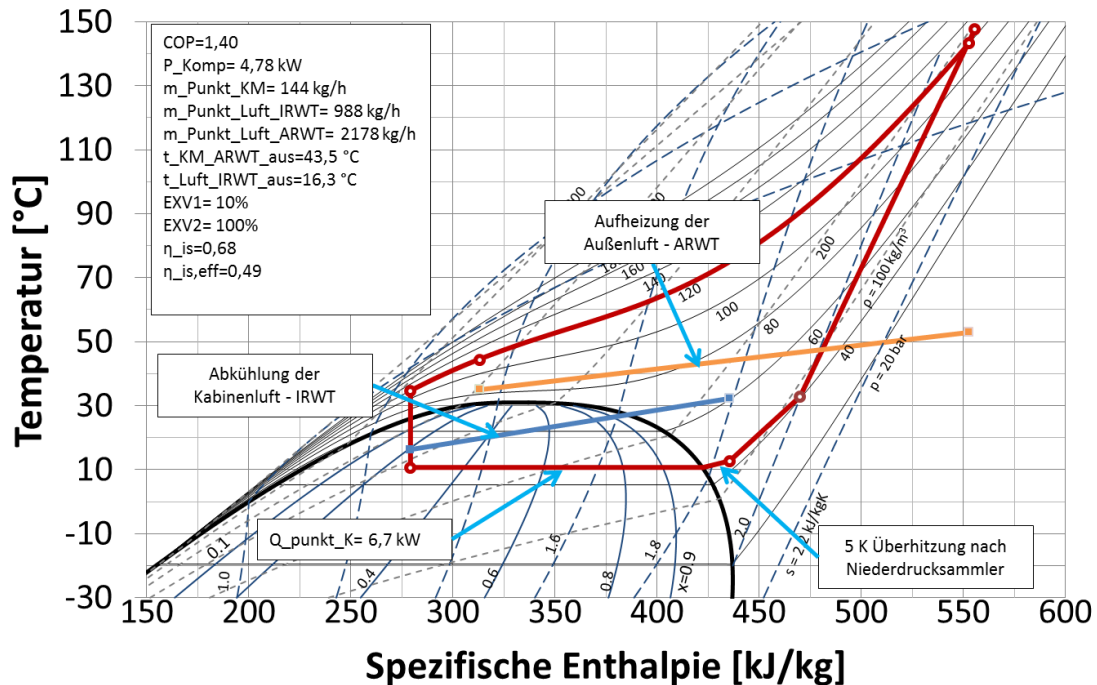


Abbildung 6-5 - T-h-Diagramme bei 1200g Füllmenge, BP9

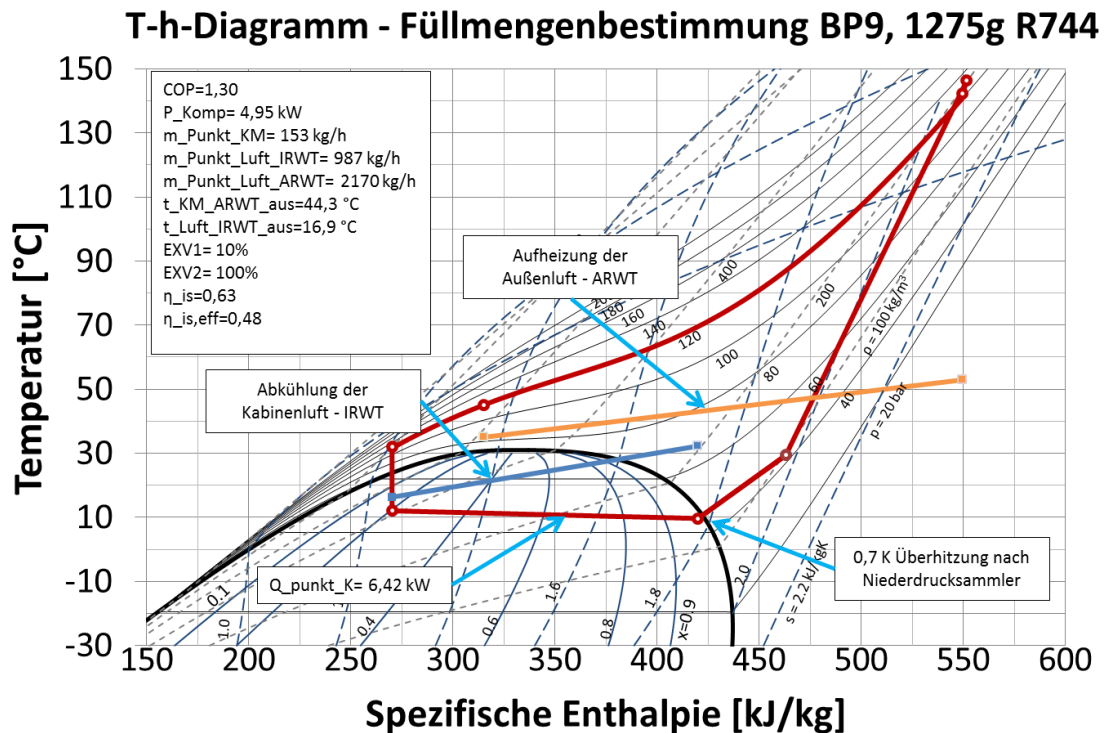


Abbildung 6-6 - T-h-Diagramme bei 1275g Füllmenge, BP9

Füllmengenbestimmung im Heizbetrieb bei BP3

Für die Füllmengenbestimmung im Heizbetrieb wurde BP3 herangezogen. In Tabelle 6-6 sind die wichtigsten Randbedingungen für BP3 angeführt. Auch hier ist das MV2 parallel zum EXV2 geöffnet.

Tabelle 6-6 - Randbedingungen für die Füllmittelbestimmung im Heizbetrieb

Lufttemperatur vor IRWT	+12,8°C
Relative Luftfeuchtigkeit vor IRWT	53%
Lufttemperatur vor ARWT	+5°C
EXV1 Öffnung	5%
EXV2 Öffnung	100%
MV2	offen

Die Ergebnisse der Messungen während des Befüllvorgangs sind in den nachfolgenden Grafiken dargestellt (Abbildung 6-7 bis Abbildung 6-9). Aufgrund der deutlich niedrigeren Hochdrücke als im Kühlbetrieb, befindet sich weniger Kältemittel auf der Hochdruckseite und folglich mehr auf der Niederdruckseite. Deshalb stellt sich im Wärmepumpenbetrieb bei niedrigeren Füllmengen als im Kühlbetrieb ein Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator ein. Laut Abbildung 6-7 ist mit einem Auftreten eines Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator ab einer Füllmenge von ca. 750g zu rechnen.

Bei der Füllmengenbestimmung für den Auslegungspunkt (BP9) war dies bei einer Füllmenge von 1275g der Fall. Für einen effizienten und reibungsfreien Betrieb bei allen

Betriebszuständen, muss der Akkumulator (0,8 Liter) daher ausgelegt sein, eine Differenz von mindestens 525g Kältemittel im flüssigen Zustand zu puffern. Da sich der Druck im Niederdrucksammler im Betrieb stark ändern kann (25 bis 50 bar) schwankt mit jenem auch die Dichte des Kältemittels (820 bis 990 kg/m³ für die flüssige Phase). Die maximal mögliche Speichermenge liegt daher zwischen 656 und 792 g flüssigem R744. Mit 656 g für das untere Ende, scheint der Niederdrucksammler eher knapp dimensioniert zu sein, vor allem in Anbetracht der Tatsache, dass noch gasförmiges Kältemittel Platz finden muss.

Überhitzung als Funktion der Füllmenge

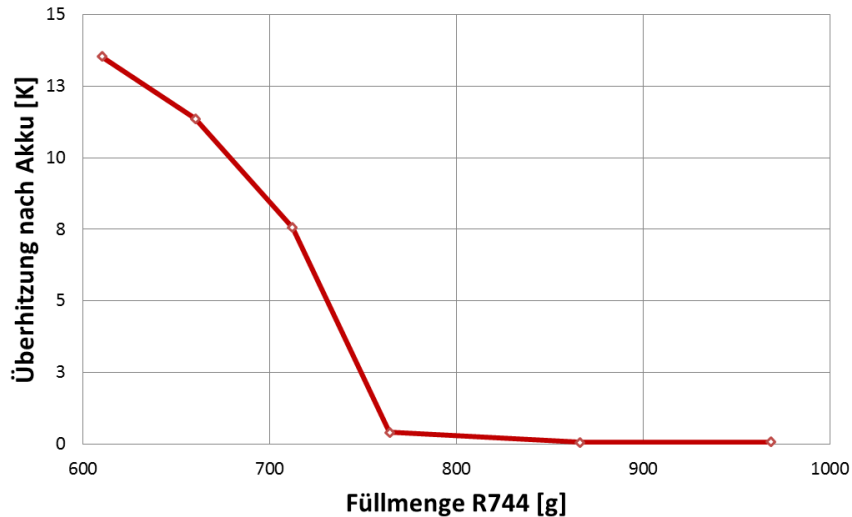


Abbildung 6-7 - Überhitzung als Funktion der Füllmenge, BP3

Hochdruck als Funktion der Füllmenge

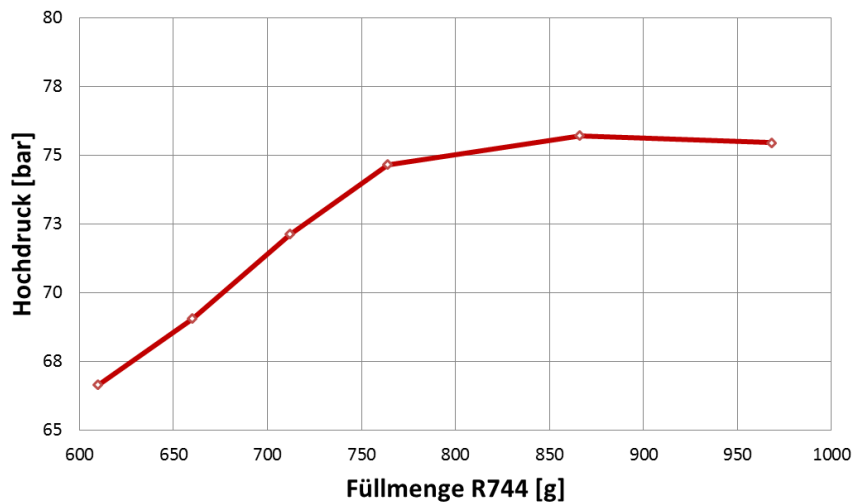


Abbildung 6-8 - Hochdruck Funktion der Füllmenge, BP3

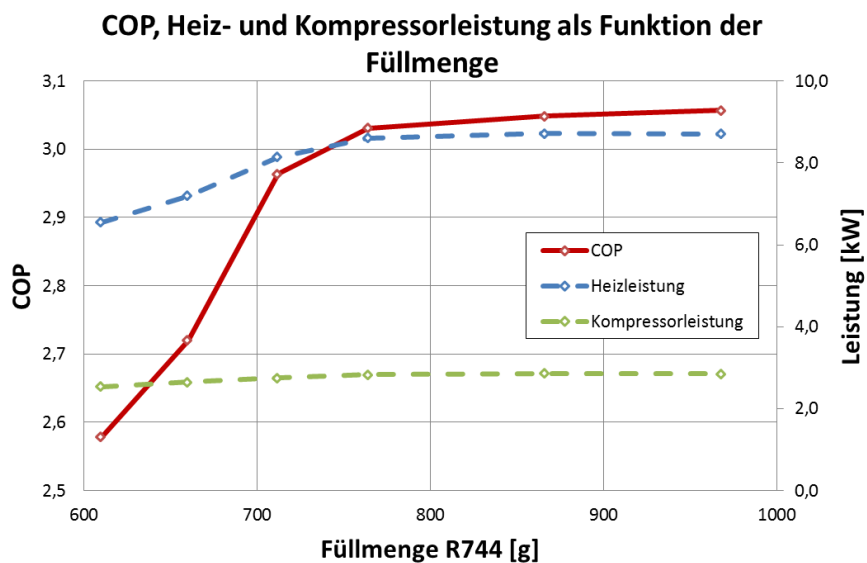


Abbildung 6-9 – COP, Heiz- und Kompressorleistung als Funktion der Füllmenge, BP3

6.3 Vermessung des Systems

Für die Vermessung wurden zwei Betriebspunkte im Kühlbetrieb (BP9 und BP5) und ein Betriebspunkt für den Heizbetrieb (BP2) ausgewählt. Der Enteisungsbetrieb wurde in dieser Arbeit nicht erprobt.

6.3.1 Kühlbetrieb- Auslegungspunkt

Im Auslegungspunkt (BP9, Tabelle 6-7) des Kühlbetriebs, wurde das EXV1 schrittweise von 20% auf 10,5% geschlossen, wobei das EXV2 (Saugdruckregelung) für alle Messpunkte (MP) vollständig geöffnet blieb (100%). Zusätzlich ist parallel zum EXV2 das MV2 offen. Der Einfluss der EXV1 Stellung auf die Kälteleistung, den Druck nach Kompressoraustritt, die Kompressorleistung und den COP wurde dabei untersucht. Alle relevanten Größen der Messung im Auslegungspunkt sind in Tabelle 6-8 dargestellt.

Tabelle 6-7 Randbedingungen für BP9

Lufttemperatur vor IRWT	+32,5°C
Relative Luftfeuchtigkeit vor IRWT	42%
Lufttemperatur vor ARWT	+35°C
EXV2 Öffnung	100%
MV2	offen

*

Tabelle 6-8 - Messergebnisse des Systems im Auslegungspunkt, Variation von EXV1

MP EXV2=100%	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Kältemittel- austritts- temperatur Gaskühler	Lufttemperatur nach IRWT	Kälteleistung luftseitig	Kompressor- leistung	COP	EXV1
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	-	[%]
1	1450	211,12	103,8	46,9	109,2	44,1	19,5	5,43	3,82	1,42	20,0
2	1450	199,36	108,5	45,9	114,9	45,6	18,9	6,04	4,00	1,51	17,0
3	1450	189,78	112,7	45,0	119,9	46,4	18,3	6,27	4,15	1,51	15,0
4	1450	179,16	118,6	44,2	126,5	46,4	18,0	6,29	4,37	1,44	13,5
5	1450	170,05	122,8	43,4	131,9	45,7	18,0	6,28	4,52	1,39	12,0
6	1450	160,66	127,7	42,7	138,2	44,7	18,0	6,16	4,67	1,32	11,0
7	1450	154,77	132,0	42,3	141,5	43,7	18,1	6,06	4,79	1,26	10,5

Wird der Drosselquerschnitt des EXV1 von 20% weiter geschlossen, kommt es zu einer Abnahme des Kältemittelmassenstroms und des Niederdrucks. Der Hochdruck steigt erwartungsgemäß. In Abbildung 6-10 sind die Auswirkungen des Hochdrucks auf COP und Kälteleistung dargestellt.

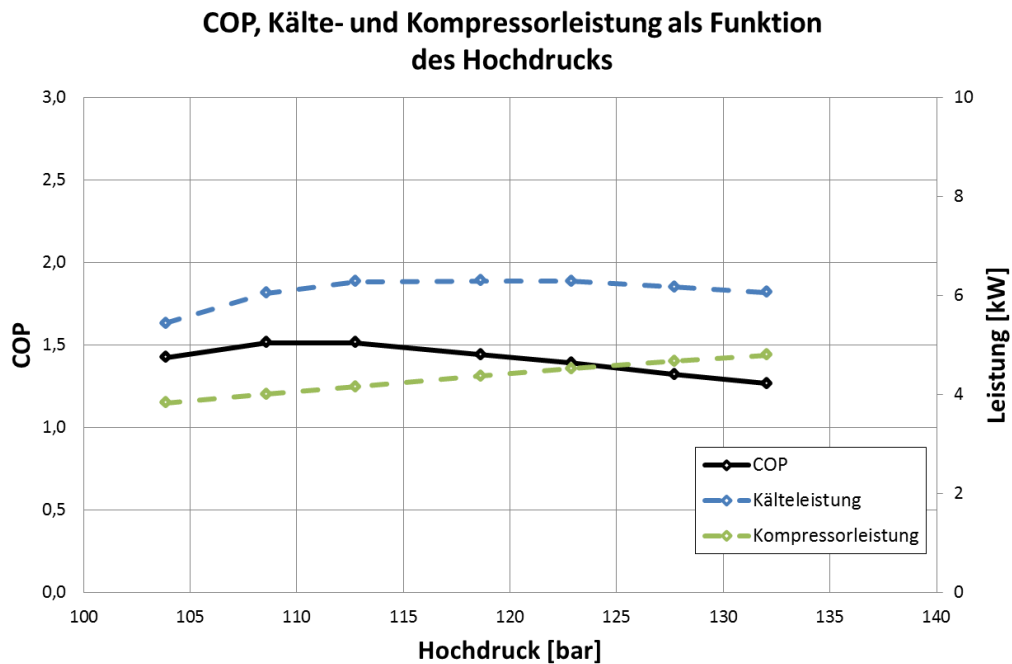


Abbildung 6-10 – COP, Kälte – und Kompressorleistung als Funktion des Hochdrucks, BP9 (MP1-7)

Es zeigt sich ein Maximum des COP bei einem Hochdruck von 112,7 bar, wobei der optimale Hochdruck nach Gl. 3-1 einen Wert von 113 vorgibt. Die Kälteleistung erreicht ca. zwischen 115 und 120 bar ihr Maximum. Die Kompressorleistung steigt mit zunehmendem Hochdruck in dem vermessenen Bereich annähernd linear an. Zu beachten ist, dass bei einem Druck von 130 bar am Kompressoraustritt der minimal erforderliche Kältemittelmassenstrom von 150kg/h des Kompressors nahezu erreicht wird. Dabei liegt die erreichte Ausblastemperatur (Temperatur der Luft nach dem IRWT) 4,3K über den geforderten 14°C (siehe Tabelle 6-4). Da bei einer weiteren Erhöhung des Hochdrucks keine zusätzliche Erhöhung der Kälteleistung zu erwarten ist, folgt, dass mit den verwendeten PKW-Wärmetauschern die laut Testmatrix geforderte Kälteleistung bzw. Ausblastemperatur im BP9 nicht erreicht wird.

In Abbildung 6-11 ist der Prozessverlauf bei MP3 (bester COP und höchste Kälteleistung in der Messreihe) im T-h-Diagramm von R-744 dargestellt. Die roten Linien zeigen den kältemittelseitigen Prozessverlauf, die orange Linie die Aufheizung der Außenluft im ARWT und die blaue Linie die Abkühlung der Innenluft im IRWT.

Auffällig ist der hohe Druckverlust über das Coriolis-Durchflussmessgerät von 8,7 bar nach dem Kompressor. Ein derart großer Druckabfall zwischen Kompressoraustritt und Gaskühlereintritt ist auf alle Fälle zu vermeiden, da dies zusätzlich die Leistung und Effizienz der Anlage negativ beeinflusst.

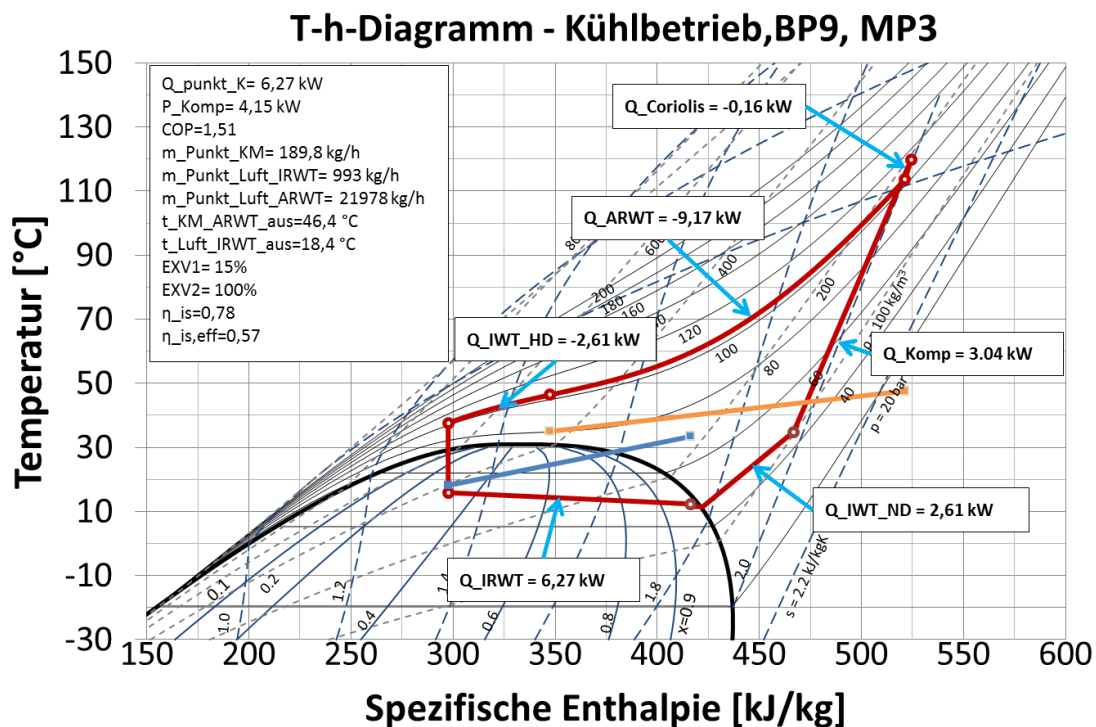


Abbildung 6-11 - T-h-Diagramm, Kühlbetrieb BP9, MP3

Der im Gleichstromprinzip angeordnete IWT überträgt in diesem Betriebspunkt eine Wärmeleistung von 2,61 kW von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite. Einerseits führt dies zu einer Abkühlung des Kältemittels von 46,4°C auf 37,6°C, wodurch die Enthalpiedifferenz im Verdampfer (IRWT) vergrößert werden kann, andererseits steigt dadurch die Überhitzung vor dem Kompressoreintritt von circa 0 K bei Verdampferaustritt auf 26 K an.

Der IRWT weist in diesem Betriebspunkt einen Druckverlust von 4,4 bar auf, wodurch die kältemittelseitige Eintrittstemperatur bei 15,9°C und die Austrittstemperatur bei 12,4°C liegen. Der Druckverlust über den ARWT liegt zum Vergleich bei relativ niedrigen 0,46 bar.

Leistungsbilanz des Kältemittelkreislaufs

Da der Rohrleitungen des Kältekreislaufs nicht gedämmt wurden, kommt es unweigerlich zu Wärmeverlusten bzw. Wärmeeinträgen, abhängig davon, ob die kältemittelseitigen

Temperaturen über oder unter der Umgebungstemperatur liegen. Im Kühlbetrieb ist eine zusätzliche Wärmeabgabe über die Rohrleitungen zwischen Kompressorausstritt und EXV1-Austritt quasi immer positiv, weil dadurch das Kältemittel weiter abgekühlt, und die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz im Verdampfer zunimmt.

Hingegen führen Wärmeeinträge zwischen Niederdrucksammler-Austritt und Kompressor-Eintritt zu einer weiteren Kältemittelüberhitzung, wodurch die Dichte, und mit ihr der Kältemittelmassenstrom und die Kälteleistung sinken. Zusätzlich kommt es durch eine weitere Überhitzung zu höheren Kompressorausstrittstemperaturen.

Um Energieverluste bzw. Einträge ($\Delta\dot{Q}$) zu bestimmen, wird eine Energiebilanz nach Gl. 6-1 aufgestellt. \dot{Q}_{zu} bestimmt dabei, alle dem Kältemittelkreislauf zugeführten und \dot{Q}_{ab} alle abgeführten Leistungen.

$$\dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_{ab} = \Delta\dot{Q} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Mit Gl. 6-1 ergibt sich für den kältemittelseitigen Kreislauf (BP9, MP3) folgende beispielhafte Berechnung:

$$\dot{Q}_{Komp} + \dot{Q}_{IRWT} - \dot{Q}_{ARWT} - \dot{Q}_{Coriolis} = \Delta\dot{Q}_{Kreislauf}$$

$$3,04 \text{ kW} + 6,27 \text{ kW} - 9,17 \text{ kW} - 0,16 \text{ kW} = -0,02 \text{ kW}$$

Bis auf die Kälteleistung (\dot{Q}_{IRWT}), wurden alle Werte anhand eines Stoffwertprogrammes für R744 (CoolProp, 2015) berechnet. Da sich das Kältemittel bei Ein- und Austritt des IRWTs jeweils im Nassdampfgebiet befindet und dadurch neben Druck oder Temperatur die (nicht bekannte) Dampffizier zur Berechnung der Enthalpie benötigt wird, wurde \dot{Q}_{IRWT} über die Luftseite berechnet. Die Messdaten zeigen, dass im BP9 (MP3) ein Wärmeverlust von -20 W auftritt.

Die Energiebilanzen für alle Messpunkte (MP1-7) sind in Tabelle 6-9 angeführt. Darin könnten die nicht bilanzierten Leistungen ($\Delta Q_{\text{Kreislauf}}$) auf Energieeinträge bzw. Verluste über die (nicht gedämmten) Rohrleitungen und den Niederdrucksammler, sowie auf eine eventuell vorhandene luftseitige Messungenauigkeit (Luftfeuchte, Temperatur, Massenstrom) zurückzuführen sein.

Tabelle 6-9 - Energiebilanz des Kältekreislaufs für BP9, MP1-7

MP	Q_Komp	Q_Coriolis	Q_ARWT	Q_IRWT	$\Delta Q_{\text{Kreislauf}}$
1	2,83	-0,11	-7,85	5,43	0,30
2	2,90	-0,15	-8,64	6,04	0,15
3	3,04	-0,16	-9,17	6,27	-0,02
4	3,27	-0,17	-9,69	6,29	-0,30
5	3,36	-0,18	-9,91	6,28	-0,46
6	3,46	-0,19	-10,05	6,16	-0,62
7	3,44	-0,23	-10,02	6,06	-0,76

Luft/Kältemittel - Leistungsbilanz über ARWT, BP9,MP1-7

Da das Kältemittel im BP9 (MP1-7) bei ARWT Ein- und Austritt jeweils einphasig vorliegt, kann die kältemittelseitig abgegebene Wärme über den ARWT mittels eines Stoffwertprogrammes (CoolProp, 2015) berechnet werden. Dadurch ist es möglich, die Qualität der luftseitigen Messung für den ARWT zu überprüfen. Tabelle 6-10 gibt die kältemittel- und luftseitigen Leistungen über den ARWT an, so wie die absolute (ΔQ) und die prozentuelle Abweichung der luftseitigen Leistungen von den kältemittelseitigen Leistung. Es zeigt sich, dass die Abweichungen von 7,21% zu 12,56% nahezu linear zunehmen. Solch große Abweichungen (1,26 kW bei MP7) können nicht vernachlässigt werden, wobei eine erneute Kalibrierung der luftseitigen Messtechnik eventuell Abhilfe verschaffen könnte.

Tabelle 6-10 - Luft/Kältemittelbilanz am ARWT - absolute, und prozentuelle Abweichungen der luftseitigen von den kältemittelseitigen Leistungen, BP9, MP1-7

MP	Q_KM [kW]	Q_Luft [kW]	ΔQ [kW]	%
1	7,85	8,42	0,57	7,21
2	8,64	9,27	0,63	7,28
3	9,17	9,91	0,74	8,10
4	9,69	10,59	0,90	9,31
5	9,91	10,91	1,00	10,04
6	10,05	11,23	1,18	11,71
7	10,02	11,28	1,26	12,56

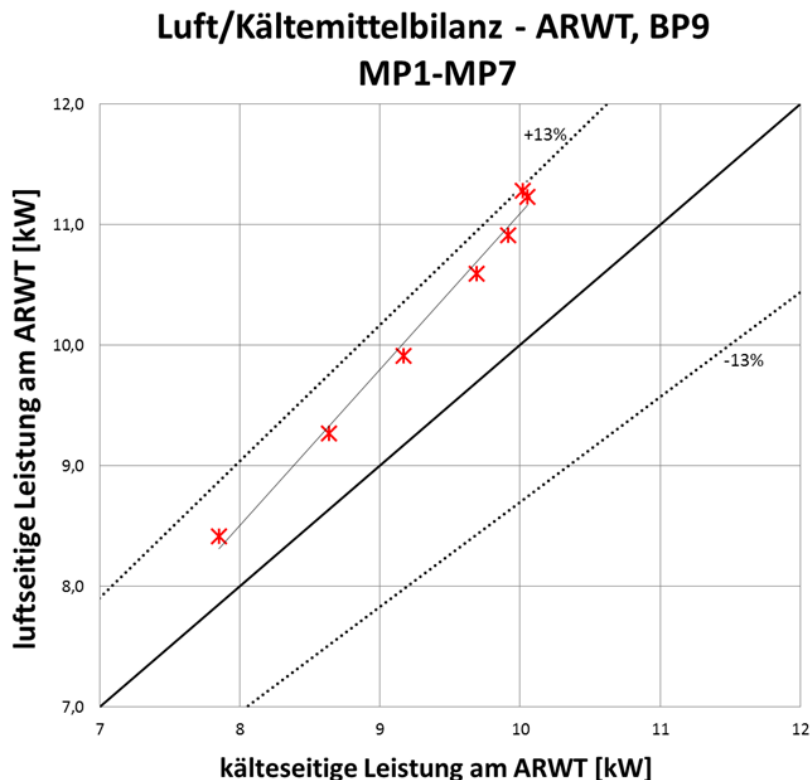


Abbildung 6-12 - Luft/Kältemittelbilanz ARWT

Luft/Kältemittel - Leistungsbilanz über IRWT, BP9,MP1-7

Ein Vergleich der luft- und kältemittelseitig berechneten Leistungen über den IRWT war für keinen Messpunkt möglich, da sich das Kältemittel bei IRWT Ein- und Austritt immer im zweiphasigen Zustand befand. Dadurch musste die auftretende Enthalpiedifferenz des Kältemittels im IRWT in jedem Messpunkt über die luftseitig berechnete Leistung ermittelt werden.

6.3.2 Kühlbetrieb - BP5

BP5 (Tabelle 6-11) stellt jenen Betriebspunkt im Kühlbetrieb mit der geringsten Kälteleistung dar (starker Teillastbetrieb). Beim Vermessen dieses Betriebspunktes wurde versucht, die geforderte Ausblasttemperatur (IRWT) von 10,9°C (Setpoint) mit einer Kälteleistung von 3,21 kW zu erreichen. In diesem Betriebspunkt wurde das MV2 (siehe Abbildung 4-1), welches dem EXV2 parallel geschaltet ist, geschlossen. Die relevantesten Messergebnisse für den BP5 sind in Tabelle 6-12 angeführt.

Tabelle 6-11 – Randbedingungen für BP5, MP1

Lufttemperatur vor IRWT	+18,4°C
Relative Luftfeuchtigkeit vor IRWT	66%
Lufttemperatur vor ARWT	+15°C
MV2	geschlossen

Tabelle 6-12 - Messergebnisse des Systems im BP5, MP2

MP	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Kältemittel- austritts- temperatur Gaskühler	Lufttemperatur nach IRWT	Kälteleistung luftseitig	Kompressor- leistung	COP
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	-
1	1450	57,5	67,2	18,2	119,5	23,2	10,8	3,22	2,26	1,42

Für diesen Betriebspunkt wurde der Setpoint bei einer Drosselstellung von 8,2% für das EXV1 und 22% für das EXV2 erreicht. Jedoch muss festgehalten werden, dass dieser Betriebspunkt mit einem Kältemittelmassenstrom von 57,5kg/h deutlich unter dem vom Hersteller vorgeschriebenen minimalen Kältemittelmassenstrom von 150 kg/h liegt. Bei längerem Betrieb könnte der Kompressor durch unzureichende Kühlung Schaden nehmen.

Das EXV1 muss, um den Setpoint zu erreichen, auf 8,2% geschlossen werden. In Anbetracht des empfohlenen Regelbereichs des verbauten CX4 Expansionsventils (siehe Abschnitt 4.2.2) von 10% bis 100% ist ersichtlich, dass dieses Expansionsventil für dieses System zu groß dimensioniert ist. Der Prozessverlauf des BP5 ist in Abbildung 6-13 anhand eines T-h-Diagramms dargestellt. In diesem Betriebspunkt tritt über das Coriolis-Durchflussmessgerät im Vergleich zum BP9 auf Grund des sehr geringen Massenstroms von 57,5kg/h ein Druckverlust von „nur“ 1,9 bar auf, wobei der auftretende „Wärmeverlust“ fast entlang einer Isobaren auftritt. Generell sind die Druckverluste bei diesem Betriebspunkt relativ gering (kleiner Massenstrom) und betragen für den ARWT 0,07bar und IRWT 0,53 bar.

Da bei diesem Betriebspunkt die Außentemperatur mit 15°C relativ niedrig ist, erfolgt der Prozessverlauf hier im unterkritischen Bereich. Dadurch agiert der ARWT nicht wie im BP9 als Gaskühler sondern als Kondensator. Daher wurde versucht eine Unterkühlung des Kältemittels von 3K zu erreichen (gemessen wurde eine Unterkühlung bei ARWT Austritt von 2,4K). Laut der in Abschnitt 3.3 vorgeschlagenen Regelung im unterkritischen Fall, sollte der Hochdruck bei einer Unterkühlung von 2,4K bei 65,2 bar liegen. Die Messung zeigt, dass der Druck am Kompressorausstritt bei 67,2 liegt. Zieht man jedoch den Druckverlust über das Coriolis-Durchflussmessgerät ab (1,9 bar) liegt der Druck vor ARWT-Eintritt bei 65,3 bar.

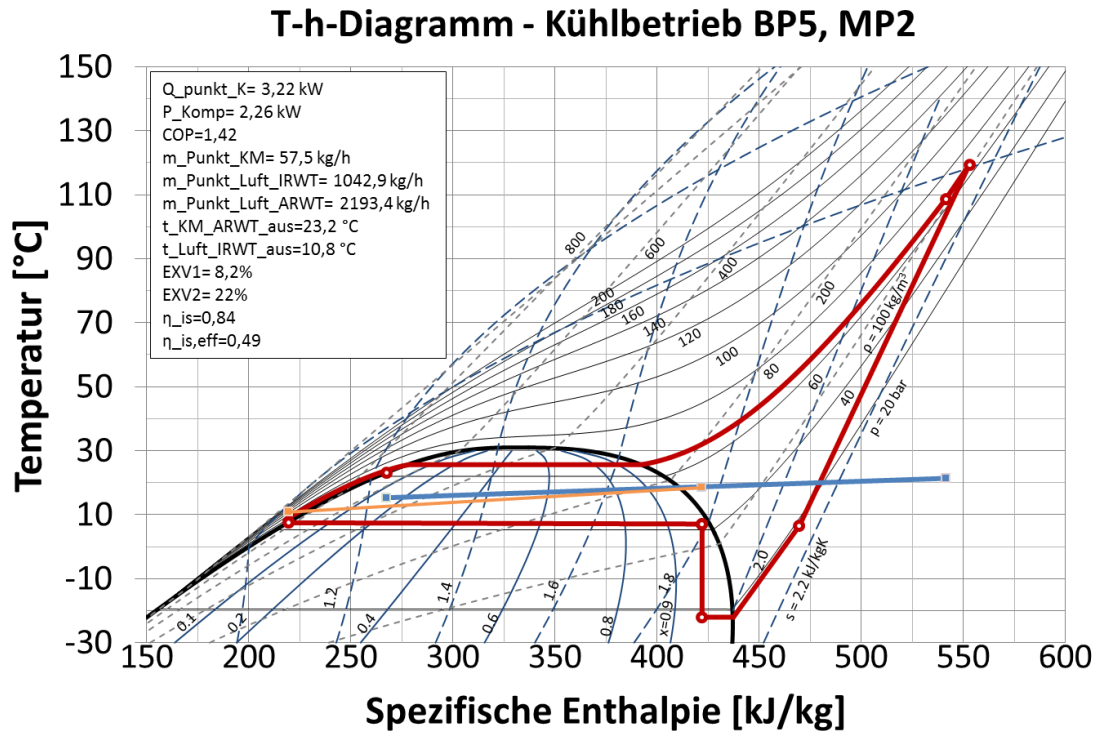


Abbildung 6-13 - T-h-Diagramm, Kühlbetrieb BP5, Setpoint

Der IWT überträgt in diesem Betriebspunkt eine Wärmeleistung von 0,76kW, wodurch hochdruckseitig eine weitere Unterkühlung von 15,5 K auftritt, und niederdruckseitig eine Überhitzung des Kältemittels von 29 K auftritt.

Interessant ist die Expansion des Kältemittels anhand des EXV1. Am Eintritt hat das Kältemittel einen Zustand von 65,3 bar und 9,1°C (Sättigungstemperatur bei diesem Druck beträgt 25,5°C daher ist das Kältemittel hier stark unterkühlt). Bei Austritt liegt der Zustand des Kältemittels bei 42,9 bar und 7,5°C was in etwa der Sättigungstemperatur entspricht. Die Expansion ist vergrößert in Abbildung 6-14 in einem T-h-Diagramm dargestellt. Wie zu sehen, tritt das Kältemittel mit einer Dampffziffer von etwa 0 und daher (fast) vollkommen Flüssig in den IRWT ein. Dies ist ein eher ungewöhnlicher Umstand.

Um den Setpoint für den BP5 (Ausblastemperatur von 10,9°C bzw. 3,2kW Kälteleistung) zu erreichen, wurde der Massenstrom anhand des EXV2 (Saugdruckregelung) eingeregelt. Das EXV2 musste auf 22% gestellt werden, um die geforderten Werte zu erreichen. Der Druckabfall

von 41,9 bar ($t_{\text{sat}}=7,1^{\circ}\text{C}$) auf 18,3 bar ($t_{\text{sat}}=-22,3^{\circ}\text{C}$) über das EXV2 ist im T-h-Diagramm (Abbildung 6-13) gut zu sehen. Der geringste erlaubte Saugdruck (Mischungslücke des Kompressor-Schmieröls) liegt bei circa 16,5 bar und sollte ebenfalls nicht unterschritten werden.

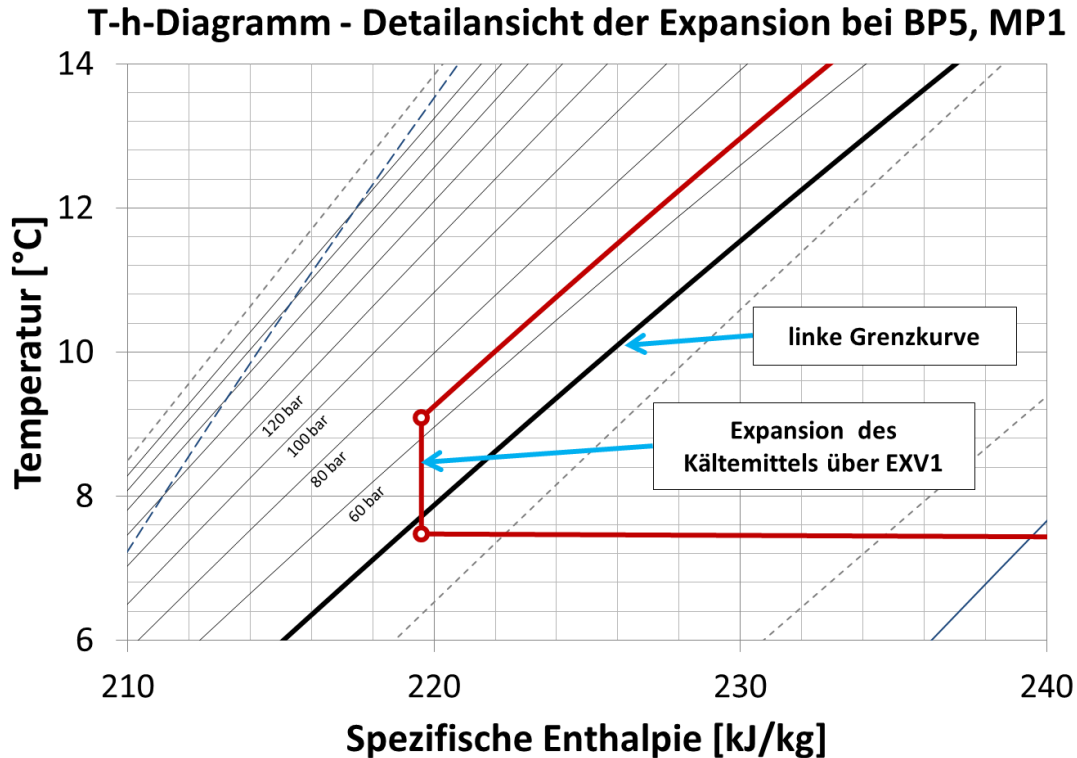


Abbildung 6-14 – Detailansicht der Expansion über das EXV1 bei BP5, MP1

Leistungsbilanz des Kältekreislaufs für BP5,MP1

Nach Gl. 6-1 kann man für BP5 (MP1) folgende Leistungsbilanz anschreiben:

$$\dot{Q}_{\text{Komp}} + \dot{Q}_{\text{IRWT}} - \dot{Q}_{\text{ARWT}} - \dot{Q}_{\text{Coriolis}} = \Delta\dot{Q}_{\text{Kreislauf}}$$

$$1,33 \text{ kW} + 3,22 \text{ kW} - 4,38 \text{ kW} - 0,19 \text{ kW} = -0,01 \text{ kW}$$

Luft/Kältemittel - Leistungsbilanz über ARWT für BP5,MP1

Kältemittelseitig wird eine Leistung von 4,38 kW über den ARWT an die Umgebung abgegeben, wobei die Enthalpiedifferenz im Kondensator wieder mit dem Stoffwertprogramm CoolProp berechnet wurden. Luftseitig wird laut Messungen eine Leistung von 4,81 kW übertragen. Das ergibt eine prozentuelle Abweichung von rund 10%. Daher ergibt sich auch für den BP5 eine nicht zu vernachlässigende Messungengenauigkeit der luftseitigen Messgrößen am ARWT.

Luft/Kältemittel - Leistungsbilanz über IRWT, ARWT für BP5,MP1

Da sich das Kältemittel am IRWT-Austritt im zweiphasigen Zustand befand, konnte kein Vergleich zwischen der luft- und kältemittelseitig berechneten Leistung gezogen werden.

6.3.3 Heizbetrieb – BP2

Der Heizbetrieb wurde bei BP2 (Tabelle 6-13) erprobt. Zuerst wurde bei voll geöffneter EXV2-Stellung das EXV1 von 20% schrittweise bis 6% geschlossen, um Auswirkungen auf COP und Heizleistung zu beobachten. Die Messergebnisse dieser Messreihe sind in Tabelle 6-14 und die Auswirkung der EXV1-Stellung auf COP und Kälteleistung in Abbildung 6-15 angeführt.

Tabelle 6-13 - Randbedingungen für BP2

Lufttemperatur vor IRWT	+10°C
Lufttemperatur vor ARWT	0°C
Relative Luftfeuchtigkeit vor ARWT	90%
MV2	geschlossen

Tabelle 6-14 - Messergebnisse des Systems im BP2, MP1-MP10, EXV2=100%, Variation der EXV1-Stellung

MP EXV2=100%	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Kältemittel- austritts- temperatur Gaskühler	Lufttemperatu- r nach IRWT	Heizleistung luftseitig	Kompressor- leistung	COP	EXV1
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	-	[%]
1	1450	135,0	59,6	26,9	57,1	11,4	19,3	2,80	2,34	1,20	20
2	1450	133,3	59,8	26,9	59,4	12,2	20,1	3,05	2,35	1,30	18
3	1450	131,1	60,2	26,7	60,8	13,0	20,6	3,20	2,36	1,36	16
4	1450	129,0	60,8	26,6	62,1	13,9	21,1	3,30	2,38	1,39	14
5	1450	126,7	61,7	26,4	64,4	15,5	22,7	3,51	2,41	1,46	12
6	1450	123,0	61,5	26,0	65,6	15,8	22,5	3,79	2,40	1,58	10
7	1450	121,6	61,8	25,9	66,6	16,3	22,8	3,92	2,41	1,63	9
8	1450	120,3	61,9	25,8	67,6	16,7	23,0	3,97	2,41	1,65	8
9	1450	120,4	62,4	25,9	68,3	17,1	23,6	4,08	2,42	1,68	7
10	1450	118,8	62,4	25,7	69,0	17,3	23,7	4,13	2,42	1,71	6

Die Messergebnisse zeigen, dass bei allen Messpunkten der minimale Kältemittelmassenstrom von 150kg/h unterschritten wurde. Abbildung 6-15 zeigt ebenfalls, dass der COP bei der kleinsten EXV1-Stellung von 6% noch eine steigende Tendenz aufweist. Da aber die untere Grenze des EXV1-Regelbereichs (10%) bei Messpunkt 10 bereits um 4%-Punkte unterschritten wurde, ist das EXV1 nicht weiter geschlossen worden.

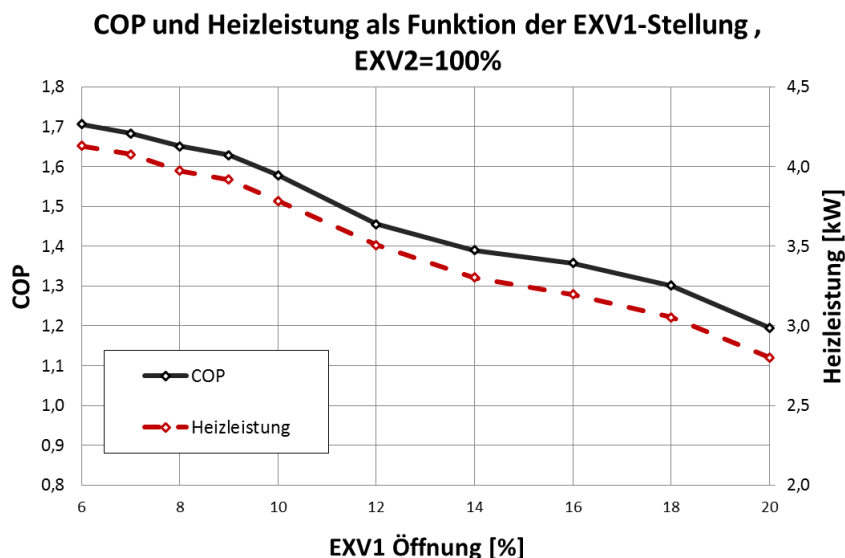


Abbildung 6-15 – COP und Heizleistung als Funktion der EXV1-Stellung, EXV2=100%

Der Wärmepumpenprozess des MP10 (bester COP und größte Heizleistung dieser Messreihe) ist in Abbildung 6-16 in einem T-h-Diagramm dargestellt. Auffällig ist, dass das Kältemittel nach Austritt aus dem IRWT mit einer relativ hohen Dampfziffer von circa 0,7 austritt. Die Drosselung durch das EXV1 erfolgt in diesem Betriebspunkt komplett im Naßdampfgebiet, wobei der Druck am EXV1-Eintritt 53,6 bar ($t_{\text{sat}}=17,2\text{ °C}$) und am Austritt 31 bar ($t_{\text{sat}}=-4,3\text{ °C}$) beträgt.

Obwohl das EXV2 bei MP10 voll geöffnet ist, tritt hier trotzdem ein Druckverlust von 3,3 bar auf. Dies gilt nicht nur für MP10, sondern auch für MP1 bis MP9. Grund dafür könnte das, in diesem Betriebszustand geschlossene MV2 sein.

In Abbildung 6-16 ist zu sehen, dass sich im IRWT die Lufttemperatur der Kältemitteltemperatur im Bereich des Pinch-Points bis auf 2,5 K annähert. Die Gegebenheiten des auftretenden Pinch-Points sind in Abbildung 6-16 zusätzlich vergrößert dargestellt. Wird eine höhere Temperatur der Luft am IRWT-Austritt gefordert, muss die Kondensationstemperatur des Kältemittels im Kondensator über eine Anhebung des Hochdrucks erhöht werden. Dadurch kommt es zu einer Anhebung der Lufttemperaturgeradensteigung und folglich zu höheren Lufttemperatur bei IRWT-Austritt.

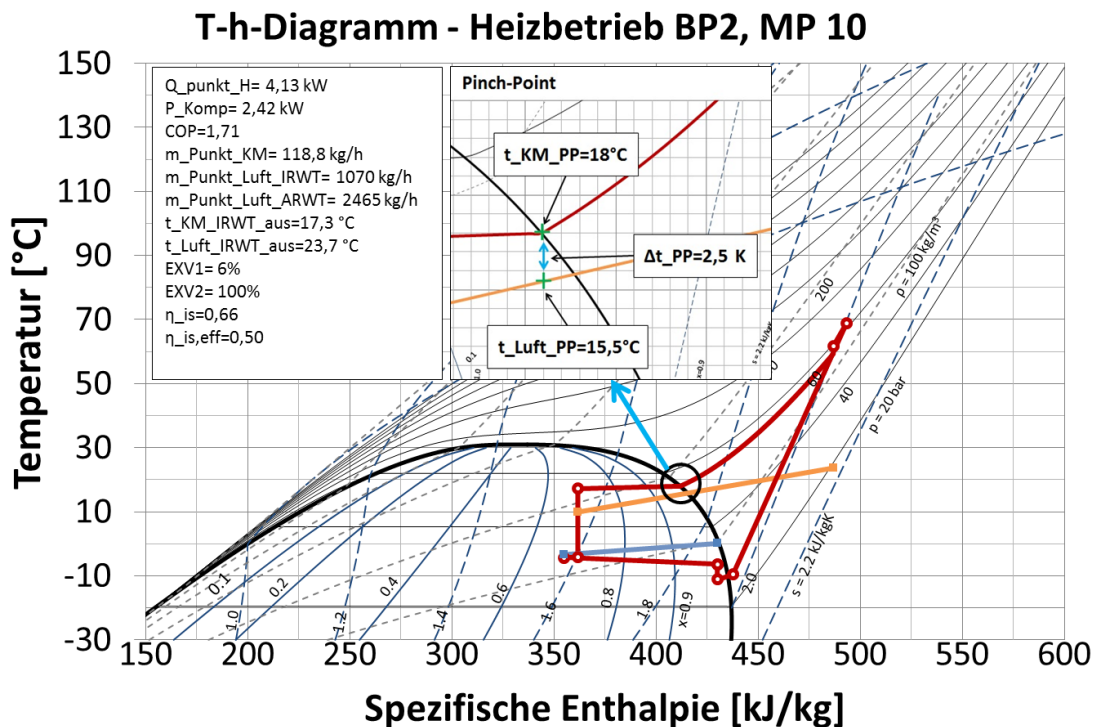


Abbildung 6-16 - T-h-Diagramm, Heizbetrieb BP2, MP10

In einer weiteren Messreihe wurde das System bei einer EXV1-Stellung von 6% (bester COP der ersten Messreihe mit einer EXV2-Stellung von 100%) mit verschiedenen EXV2-Stellungen vermessen. Es wurde versucht, die geforderte Ausblastemperatur von 16,2°C zu erreichen. Die Messdaten dieser Messreihe sind in Tabelle 6-15 angeführt und der Einfluss der EXV2-Stellung auf COP und Heizleistung in Abbildung 6-17 gezeigt.

Wie aus den Daten ersichtlich, liegt die gewünschte Ausblastemperatur zwischen einer EXV2-Stellung von 20 und 25% (MP16 bzw. MP17). Da aber die Kältemittelmassenströme in diesem Bereich so gering ausfallen, wurde die gewünschte Ausblastemperatur nicht genau eingeregelt, um den Elektromotor des Kompressors durch längeren Betrieb bei diesen Zuständen nicht zu schaden. Generell liegen alle Kältemittelmassenströme weit unter dem minimalen Kältemittelmassenstrom von 150kg/h des Kompressors. Bei MP17 liegt der Kältemitteldruck am Kompressoreintritt leicht unter der Saugdruckgrenze von 16,5 bar

Tabelle 6-15 - Messergebnisse des Systems im BP2, MP11-MP17, Variation der EXV2-Stellung, EXV1=6%

MP	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Kältemittel- austritts- temperatur IRWT	Lufttemperatur nach IRWT	Heizleistung luftseitig	Kompressor- leistung	COP	EXV2
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	-	[%]
11	1450	113,5	58,5	24,7	66,8	14,1	21,3	3,46	2,29	1,51	50
12	1450	109,9	57,3	24,2	67,8	13,4	20,8	3,27	2,26	1,45	45
13	1450	105,4	55,8	23,5	68,7	12,5	20,2	3,12	2,21	1,42	40
14	1450	100,2	54,2	22,8	70,0	11,5	19,6	2,90	2,16	1,35	35
15	1450	94,1	52,3	21,7	70,7	10,3	19,2	2,69	2,10	1,28	30
16	1450	79,8	48,1	19,2	72,0	9,2	17,3	2,16	1,97	1,10	25
17	1450	60,6	43,4	15,4	71,9	8,8	14,7	1,49	1,79	0,83	20

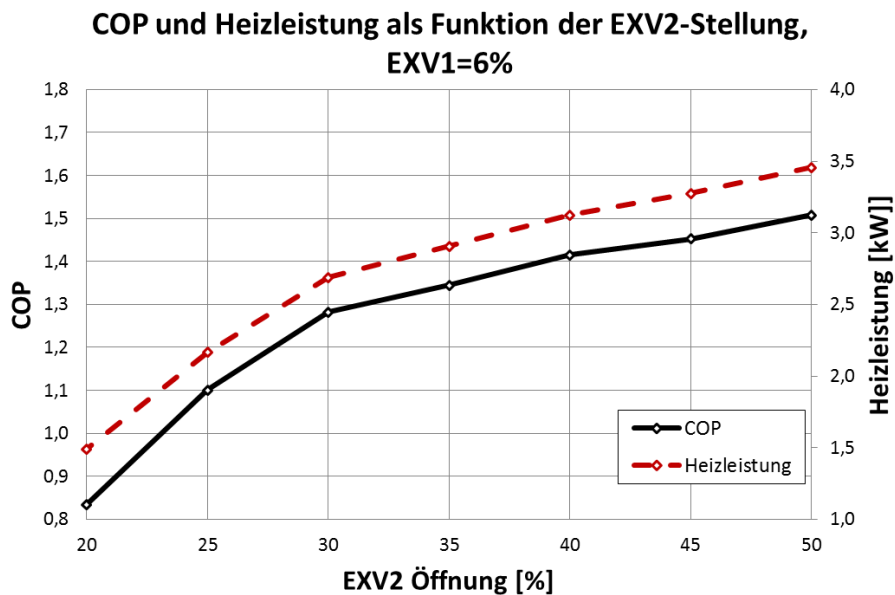


Abbildung 6-17 - COP und Heizleistung als Funktion der EXV2-Stellung, EXV1=6%

Leistungsbilanz des Kältemittelkreislaufs

Nach Gl. 6-1 wurden Leistungsbilanzen für MP1 bis 17 im Betriebspunkt 2 erstellt. Diese sind in Tabelle 6-16 aufgelistet. Aus den Bilanzen ist ersichtlich, dass in allen Messpunkten relativ große Wärmeeinträge unbilanziert bleiben (ΔQ). Diese Werte können nicht allein durch mögliche auf Wärmeeinträge durch Rohrleitungen oder Akkumulator erklärt werden. Da die Leistungen am IRWT sowie am ARWT luftseitig ermittelt wurden, sind die Differenzen zwischen eingebrachten und abgeführten Wärmeleistungen eher auf die luftseitigen Messunsicherheiten rückzuführen.

Tabelle 6-16 - Leistungsbilanz BP2, MP1-17

MP	Q_Komp	Q_Coriolis	Q_ARWT	Q_IRWT	$\Delta Q_{\text{Kreislauf}}$
1	2,34	-0,16	1,68	-2,80	1,06
2	2,35	-0,17	1,78	-3,05	0,90
3	2,36	-0,18	1,93	-3,20	0,91
4	2,38	-0,19	2,05	-3,30	0,93
5	2,41	-0,21	2,13	-3,51	0,82
6	2,40	-0,21	2,39	-3,79	0,80
7	2,41	-0,21	2,46	-3,92	0,73
8	2,41	-0,21	2,51	-3,97	0,74
9	2,42	-0,22	2,51	-4,08	0,64
10	2,42	-0,22	2,62	-4,13	0,69
11	2,29	-0,18	2,11	-3,46	0,76
12	2,26	-0,19	2,02	-3,27	0,80
13	2,21	-0,19	1,87	-3,12	0,76
14	2,16	-0,20	1,71	-2,90	0,77
15	2,10	-0,19	1,42	-2,69	0,64
16	1,97	-0,19	1,13	-2,16	0,74
17	1,79	-0,17	0,67	-1,49	0,80

Luft/Kältemittel - Leistungsbilanz über ARWT/IRWT, BP2, MP1-17

Da sich das Kältemittel bei IRWT und ARWT-Eintritt, sowie bei ARWT-Austritt im Zweiphasengebiet befand, konnte für keinen Messpunkt im BP2 ein Vergleich zwischen luft- und kältemittelseitig ermittelten Leistungen gezogen werden.

6.4 Diskussion der Messergebnisse

Durch die Erkenntnisse bei der Inbetriebnahme der Anlage können trotz der verbauten Ersatzwärmetauscher Aussagen über den Kältekreislauf und einiger Komponenten getroffen werden.

Kältemittel-Füllmenge

Die Füllmenge wurde für den Auslegungspunkt (Kühlbetrieb, BP9) und den Betriebspunkt 3 (Heizbetrieb) durchgeführt. Im Auslegungspunkt trat ab einer Füllmenge von 1275g ein Flüssigkeitsspiegel auf (0 K Überhitzung nach Akkumulator-Austritt) wodurch die minimal notwendige Füllmenge bestimmt ist. Im BP3 geschah dies bei einer Füllmenge von 750g. Dadurch muss der Akkumulator die Differenz von 525g Kältemittel im flüssigen Zustand puffern. Da die Dichte des flüssigen Kältemittels im Akkumulator zwischen 820 und 990 kg/m³ schwankt, liegt die maximal mögliche Speichermenge zwischen 656 und 792 g flüssigem R744. Damit ist der Akkumulator für dieses System eher knapp dimensioniert

EXV1

In allen drei vermessenen Betriebspunkten kristallisierte sich heraus, dass das verbaute EXV1 (CX4 der Firma Emerson) für dieses System zu groß dimensioniert ist. Der empfohlene Öffnungsbereich dieses elektronischen Expansionsventils liegt zwischen 10% und 100%. Um die Ausblastemperaturen für die Betriebszustände 2, 5 und 9 zu erreichen, muss das EXV1 in allen Fällen unter 10% geschlossen werden.

EXV2

Für die Saugdruckregelung wurde ebenfalls ein CX4 Expansionsventil verbaut. Die Messergebnisse zeigen, dass die Dimension und der Regelbereich für die Regelung des Saugdrucks passend sind. Das EXV2 muss in keinem Betriebspunkt unter 20% geschlossen werden.

Wird jedoch bei geschlossenem Bypass (MV2) keine Saugdruckregelung benötigt, stellte sich heraus, dass bei offener EXV2-Stellung (100%) trotzdem ein Druckverlust auftritt. Während der Vermessung von BP2 traten bei MP1 bis 10 Druckverluste zwischen 3,3 und 3,9 bar auf. Damit sollte das MV2 bei nicht benötigter Saugdruckregelung immer offen gehalten werden.

Kompressor

Die Messergebnisse zeigen, dass bei den Betriebspunkten BP2 sowie BP5 die unteren Betriebsgrenzen des Kompressors für Druck, Temperatur und Kältemittelmassenstrom entweder erreicht, oder unterschritten werden.

Der minimale Kältemittelmassenstrom des Kompressors liegt bei 150 kg/h. Um die geforderten Ausblastemperaturen für die vermessenen Betriebspunkte zu erreichen, wären Kältemittelmassenströme weit unter dieser Grenze notwendig (57,5 kg/h bei BP5 und zwischen 79,8 und 60,6 kg/h für BP2). Bei so niedrigen Massenströmen ist eine ausreichende

Motorkühlung des Kompressors (sauggasgekühlt) bei längerem Betrieb nicht mehr gewährleistet und der Kompressor könnte Schaden nehmen.

Der minimale Saugdruck des Kompressors ist mit circa 16,5 bar angegeben. Im BP2 (MP10) liegt dieser bei 15,6 bar und im BP5(MP1) bei 18,2 bar. Auch hier werden die unteren Grenzen des Kompressors erreicht.

IWT

Die Messergebnisse bei BP9 und BP5 legen die Vermutung nahe, dass der interne Wärmetauscher für den Kältekreislauf überdimensioniert ist. Die übertragene Wärmeleistung von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite des Kältemittelkreislaufes fällt trotz Gleichstrombetriebs des IWT relativ hoch aus, wodurch es zu sehr hohen Überhitzungen des Kältemittels am Kompressoreintritt kommt. Um genauere Aussagen treffen zu können, müssten jedoch weitere Untersuchungen bezüglich Leistung und Effizienz der Anlage bei verschiedenen großen IWTs gemacht werden.

Ersatzwärmetauscher

Im Auslegungspunkt für den Kühlbetrieb (BP 9) konnte die in der Testmatrix geforderte Kälteleistung mit den Ersatzwärmetauschern nicht erreicht werden. Auffällig war auch die sehr hohe Gaskühleraustrittstemperatur von 46,4°C bei einer Umgebungstemperatur von 35 °C. Dies ist durch eine zu kleine Oberfläche des Gaskühlers zu erklären, wodurch nicht genügend Wärmeleistung an die Umgebung abgeführt werden kann.

Qualität der luftseitigen Messungen

Ein Vergleich der luftseitig- und kältemittelseitig berechneten Leistungen für den ARWT im BP9 hat gezeigt, dass die luftseitige Leistung bis zu 12,6 % von der kältemittelseitigen abweicht. Dabei wurden alle kältemittelseitigen Leistungen über den ARWT in diesem Betriebspunkt mit einem Stoffwertprogramm (CoolProp, 2015) berechnet.

Die luft- und kältemittelseitigen Leistungen am IRWT konnten in keinem Messpunkt verglichen werden, da das Kältemittel am IRWT immer zweiphasig austrat. Es scheint jedoch plausibel, dass ähnliche Abweichungen der luftseitigen Leistungen am IRWT wie am ARWT im Vergleich zu den kältemittelseitig berechneten Leistungen auftreten.

Es ist anzunehmen, dass durch die, für die CO₂ Ersatzwärmetauscher angefertigten Luftkanaladapter im Bereich der Wärmetauscher große Verwirbelungen auftreten. Dies kann die Qualität der Lufttemperatur- und Feuchtigkeitsmessungen und somit die luftseitig berechneten Heiz- und Kälteleistungen nachteilig beeinflussen. Mit den, für das System ausgelegten Prototyp-Wärmetauschern und einer erneuten Kalibrierung der Temperaturgitter für IRWT und ARWT könnte hier merkliche Verbesserungen erzielt werden.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Diese Masterarbeit beschäftigte sich mit dem Aufbau und der Inbetriebnahme eines Versuchsstandes einer CO₂-Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für den Schienenverkehr wobei die Luftkanäle dieser Anlage schon im Vorfeld installiert wurden.

Nach Aufbau des Kältemittelkreislaufes und Kalibrierung der relevanten Messtechnik, kam es zur Inbetriebnahme und Füllmengenbestimmung der Anlage. Anschließend wurde die Anlage bei ausgewählten Betriebspunkten vermessen. Da die, für den Kältekreislauf ausgelegten Wärmetauscher vor Beendigung dieser Masterarbeit nicht zur Verfügung standen, wurden für die Inbetriebnahme sowie die durchgeführten Messungen Ersatzwärmetauscher von einer PKW-Kälteanlage verwendet. Aus den daraus gewonnen Messergebnissen konnten einige Schlussfolgerungen gezogen werden.

Es stellte sich heraus, dass das verbaute elektronische Expansionsventil (EXV1) für die Regelung des Hochdrucks zu groß dimensioniert wurde. In den Betriebspunkten 2 (0°C Außentemperatur mit 90% relativer Feuchte, 10°C Mischlufttemperatur am Verdampfer-Eintritt) und Betriebspunkt 5 (15°C Außentemperatur, 18,4°C Mischlufttemperatur am Verdampfer-Eintritt mit 82% relativer Feuchte) wurde der Regelbereich des Expansionsventils, welcher zwischen 100% und 10% liegt, unterschritten. Im Betriebspunkt 5 musste das EXV1 bis auf 8,5%, im Betriebspunkt 2 sogar auf 6% geschlossen werden, um die geforderte Ausblastemperatur zu erreichen. Im Auslegungspunkt (35°C Außentemperatur, 32,5°C Mischlufttemperatur am Verdampfer-Eintritt mit 42% relativer Feuchte) wurde das EXV1 auf 10,5% geschlossen

Weiter zeigte sich, dass das, für die Saugdruckregelung verbaute elektronische Expansionsventil (EXV2) ausreichend dimensioniert wurde. Der empfohlene Regelbereich des EXV2 liegt ebenfalls wie beim EXV1 zwischen 10% und 100%. Die Messungen haben gezeigt, dass eine EXV2-Stellung von 20% in keinem Betriebspunkt unterschritten wird. Wird jedoch keine Saugdruckregelung benötigt (EXV2-Stellung von 100%), ist es notwendig, das zum EXV2 parallel geschaltete Magnetventil (zusätzlicher Bypass) offen zu halten. Andernfalls trete auch bei einer EXV2-Öffnung von 100% Druckverluste über das EV2 auf. Dies wurde durch eine Messreihe bei Betriebspunkt 5 mit einer EXV2-Stellung von 100% und einer Variation der EXV1-Stellung zwischen 20% und 6% gezeigt.

Das anfänglich, nach Kompressorausstritt verbaute Rückschlagventil führte im Betrieb zu Problemen, da es in diesem Bereich zu großen Schwingungen und damit einhergehender Lärmentwicklung kam. Die im Bereich des EXV1 verbauten Rückschlagventile erwiesen sich jedoch als problemlos.

Die Messergebnisse der Füllmengenbestimmung im Auslegungspunkt, sowie im Betriebspunkt 3 zeigten, dass der Niederdrucksammler 525g flüssiges Kältemittel speichern muss, um für alle Betriebszustände einen effizienten und sicheren Betrieb zu gewährleisten. Der Sammler hat ein Volumen von 0,8 Liter, wodurch im Betrieb zwischen 656 und 792 g flüssiges Kältemittel

gepuffert werden kann. Damit ist der Akkumulator eher knapp dimensioniert und sollte mit einem Niederdrucksammler größeren Volumens ersetzt werden.

Das Coriolis-Durchflussmessgerät, das nach Kompressorausritt verbaut wurde, führte zu teilweise sehr hohen Druckverlusten (bis zu 8,7 bar im Auslegungspunkt) und sollte aus Effizienzgründen im Bereich des EXV1 verbaut werden.

In allen ausgewählten Betriebszuständen kam es zu einer Unterschreitung des minimalen Kältemittelmassenstroms des Kompressors von 150 kg/h. Dieser minimale Kältemittelmassenstrom ist einerseits wichtig, um den sauggasgekühlten Elektromotor zu kühlen und andererseits um die Ölrückführung zum Kompressor zu gewährleisten (Ölwurf laut Kompressordatenblatt circa 1%). Bei längerem Betrieb mit Kältemittelmassenströmen unter 150 kg/h könnte der Kompressor wegen Überhitzung Schaden nehmen.

Die in Abschnitt 3.3 vorgeschlagenen experimentellen Untersuchungen, um die effizienteste Hochdruckregelung im Grenzbereich zwischen unter- und überkritischer Prozessführung zu finden, sind wegen der fehlenden Prototyp-CO₂-Wärmetauscher nicht durchgeführt worden. Jedoch zeigte sich im überkritischen Bereich, dass der gemessene Hochdruck von 112,7 bar bei COP_{max} im Betrieb der Anlage im Auslegungspunkt, mit dem nach Gl. 3-1 berechneten optimalen (überkritischen) Hochdruck von 113 bar quasi übereinstimmt. Im Betriebspunkt 5 wurde die in Abschnitt 3.3 vorgeschlagene Hochdruckregelung im unterkritischen Fall bei einer Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt von 2,4 K erprobt. Nach Gl. 3-2 sollte der Kondensationsdruck bei 65,2 bar liegen, wobei ein Druck bei Kondensatoreintritt von 65,3 bar gemessen wurde.

Ausblick

Nach Abschluss dieser Masterarbeit sollen an diesem Prüfstand die, für dieses Projekt ausgelegten Prototyp-CO₂-Wärmetauscher verbaut und bei allen Betriebspunkten der Messmatrix vermessen werden. Mit den vorgeschlagenen Umbauten (EXV1, Coriolis-Durchflussmessgerät, interner Wärmetauscher, Akkumulator) ist mit einer Steigerung der Effizienz zu rechnen. Zusätzlich sollte mit einer erneuten Kalibrierung der luftseitig nach den Wärmetauschern eingebauten Temperaturgitter genauere Messergebnisse erzielt werden können. Untersuchungen, um die Regelung des optimalen Hochdrucks im Grenzbereich zwischen unter- und überkritischer Prozessführung zu optimieren, sind ebenfalls noch durchzuführen.

LITERATUR

- ABB (2014). Datenblatt des Massen-Durchflussmessers Sensyflow VT-S, (https://library.e.abb.com/public/976281fcd4ee183ec12579d4004fb202/3KXF421002R4203-42_14_36_DE_07_03_2012.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- Bitzer (2015). Report zur neuen EU F-Gas Verordnung, (<https://www.bitzer.de/documentation/a-510-1.pdf> abgerufen am 05.05.2015)
- CemgaPedia - Online-Enzyklopädie (2015). (<http://www.chemgapedia.de/vsengine/de/index.html>, angerufen am 22.04.2015)
- CoolPack Version 1.5. IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, (<http://www.coolprop.org/coolprop/wrappers/index.html>, abgerufen am 20.04.2015)
- Daniel, S. (2014). Energetic evaluation of a CO₂ refrigeration plant working in supercritical and subcritical conditions. *Department of Mechanical Engineering and Construction, Jaume I University, Castellón, Spain*
- DIN EN 378-1 (2012). Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen. *DIN Deutsches Institut für Normung e. V.*
- Dk-Lok GmbH (2015). Datenblatt der Rückschlagventile, (http://www.dklok.de/download/Rueckschlagventile_V33_4_0.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- Dk-Lok GmbH (2015). Datenblatt des Überdruckventils, (http://www.dklok.de/download/Ueberstroemventile_V63_66_4_0.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- EES – Engineering Equation Solver (2015). *F-Chart Software, Madison, USA. V9.858-3D*
- EH - Endress&Hauser GmbH (2015). Datenblatt des Coriolis Durchflussmessgeräts, (<http://www.accessinstrumentation.co.uk/wp-content/uploads/2011/09/Promass-80A-83A-Data-Sheet.pdf> abgerufen am 20.04.2015)
- Eichlseder, H. (2008). Skriptum zur Vorlesung Thermodynamik, Institut für Thermodynamik, *Technische Universität Graz*
- Emerson Climate Technologies GmbH (2015). Datenblatt des CX4 Expansionsventils, (http://www.r744.com/web/assets/companybrochure/file/746_dec114-en_cx4567_vs5_new.pdf abgerufen am 20.04.2015 abgerufen am 26.04.2015)

- ESK Schultze GmbH (2015). Daten Blatt des Flüssigkeitsabscheiders, (http://www.esk-schultze.de/2012/Katalog/ESK_Katalog.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- EU Verordnung 2006/40/EG (2006). Richtlinie 2006/40/EG des europäischen Parlaments und des Rates über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/157/EWG des Rates.
- GEA Bock GmbH (2015). Datenblatt des RKX26/31-4 Kältemittelkompressors, (http://www.bock.de/media/files/PDF/Produktinformationen/09660_06_CO2-Radialkolbenverdichter-transk_D-01.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- GHM Messtechnik GmbH (2015). Datenblatt der Luftfeuchte-Messumformer, (https://greisinger.de/files/upload/de/produkte/bda/GHTUMP_d.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- Hafner, A., Christensen, O., Neksa, P. (2010). Reversible R744 (CO₂) Heat Pumps applied in Public Trains. 9th IIR Gustav Lorentzen Conference, Sydney, Australia
- IME MESSGERÄTE GmbH (2015). Datenblatt des Leistungsmessgeräts, (<http://www.imemessgeraete.de/ime-d-nt-pdf/NT514.pdf> abgerufen am 20.04.2015)
- Jakša (2015). Datenblatt der Magnetventile, (http://www.jaksa.si/pdf/JAKSA_cat12.pdf abgerufen am 20.04.2015)
- Keller AG (2015). Datenblatt der Drucktransmitter, (<http://www.kellerdruck.com/picts/pdf/german/33xg.pdf> abgerufen am 20.04.2015)
- Lutz, M., Menger, P. (2010). PKW-Klimaanlagen mit Wärmepumpenmodus für Elektrofahrzeuge. Vergleich der Kältemittel R1234yf und R134a, Hochschule Osnabrück, Labor für Angewandte Thermodynamik (<http://lat.mb.hs-osnabrueck.de/download/Veroeffentlichungen/DKV%20Bericht%202010.pdf> abgerufen am 25.04.2015)
- Martin, K. (2009). Untersuchung des CO₂-Kältekreislaufes einer PKW Klimaanlage unter besonderer Betrachtung des Drosselventils. *Dissertation, TU Graz*
- Moser, C. (2014). Grundlagen Messunsicherheitsanalyse. Unterlagen zur Laborübung Wärmetechnik, *Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz*
- Natec Sensors GmbH (2015). Datenblatt der Durchfluss-Messturbine, (<http://www.natec-sensors.com/datenblaetter/FT.pdf> abgerufen am 20.04.2015)

Peter, A. (2014). Aufbau und Kalibrierung eines Durchfluss-Messsystems für Luft. *Bachelorarbeit, Fachbereich Verfahrenstechnik der TU Graz*

PMA - Prozess- und Maschinen-Automation GmbH (2015). Datenblatt des PD61 Differenzdruck – Messumformer, (http://pma-xtra.de/de/pdf/db_pd61_d_9498-737-52233.pdf abgerufen am 20.04.2015)

PMR (2015). Datenblatt der Drucksensoren, (http://www.pmr.at/lccms/downloadarchive/00007/PIT_C-120101DO11.pdf abgerufen am 20.04.2015)

Pro Klima (2013). Kampagne für umweltfreundliches Kühlen in Zusammenarbeit mit der Deutschen Umwelthilfe (DUH) und dem Verkehrsclub Deutschland (VCD). *Laufzeit 01.09.2010 - 31.12.2013.*

RCI - Rösler & CIE. Instruments GmbH (2015). Datenblatt für Druckaufnehmer kleiner Drücke, (<http://www.rci-roesler.de/> abgerufen am 24.04.2015)

Rieberer, R., Moser, H., Halozan, H. (2009). Skriptum zur Vorlesung Wärmepumpentechnik, *Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz*

Rieberer, R., Griendl, L., Hauth, M., Kienberger, T., Moser, H. (2010). Skriptum zur Vorlesung Energie- und umwelttechn. Mess- und Versuchswesen, Block „Wärmetechnik“, *Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz*

Rieberer, R. (2010). Skriptum zur Vorlesung Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik, *Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz*

Schwarz W., Herold A., Papst I., Pedersen P.H., Colbourne D., Kauffeld M., Kaar K., Lindborg A.(2011). F-Gas - A Preparatory study for a review of Regulation (EC) No 842/2006 on certain fluorinated greenhouse gases, *Final Report prepared for the European Commission, September 2011*

Steiner, A. (2014). Untersuchung von Konzepten zur Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben unter Berücksichtigung des Energieverbrauchs. *Technische Universität Graz.*

Swep (2015). Datenblatt des Plattenwärmetauschers, (http://swep.net/Documents/Service%20and%20support/Installation%20manuals/92110_DE.pdf abgerufen am 20.4.2015)

Trox GmbH (2015). Datenblatt der Volumenstrom-Messeinrichtung, (http://www.trox.de/downloads/e0759535fe88784a/serie-vmr.pdf?type=product_info abgerufen am 20.04.2015)

TWK GmbH (2010). PKW-Klimaanlagen mit R744- Kursunterlagen. *Test und Weiterbildungs-Zentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, Karlsruhe.*

VDI-Wärmeatlas (2006). Druckverlust in durchströmten Rohren. *Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, ISBN-10: 3-540-25504-4*

Wolter GmbH (2015). Datenblatt der Radialventilatoren mit Normmotor,
(http://www.wolter.eu/fileadmin/BILDER/produkte/5radialventilatoren/pdf/Radialventilator_TN_HN_Wolter.pdf abgerufen am 20.04.2015)

Yaqub, M., Syed, M. Z., Jameel-ur-Rehman, K. (2000). Performance evaluation of hot-gas by-pass capacity control schemes for refrigeration and air-conditioning systems, *Department of Mechanical Engineering, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran 31261, Saudi Arabia*