



Paul Sumerauer

Optimierung einer R410A Heizungs- Wärmepumpe

Diplomarbeit

zur Erlangung des Akademischen Grades „Diplom-Ingenieur“

Studienrichtung

Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen -
Energie- und Umwelttechnik

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Wärmetechnik

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Harald Moser

Graz, Jänner 2012

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Danksagung

Die vorliegende Arbeit wurde im Rahmen einer Diplomarbeit zur Erlangung des Akademischen Grades „Diplom-Ingenieur“ am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz für das Unternehmen IDM Energiesysteme GmbH verfasst.

An dieser Stelle möchte ich mich herzlich bei allen bedanken, die mich bei dieser Arbeit unterstützt haben und Hilfestellung bei verschiedenen Fragen gaben.

Speziell möchte ich mich bei der Firma IDM Energiesysteme GmbH bedanken, die mir diese Diplomarbeit ermöglicht hat, besonders auch bei Herrn Christoph Bacher, der die Betreuung der Arbeit seitens der Firma übernommen hat.

Ebenfalls möchte ich meinen Universitätsbetreuern für diese Arbeit, Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. René Rieberer und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Harald Moser, für die kompetente Betreuung und Unterstützung meinen herzlichen Dank aussprechen.

Danke auch jenen Mitarbeitern der Firma IDM Energiesysteme GmbH, die mit mir bei den praktischen Teilen der Arbeit zusammengearbeitet haben.

Kurzfassung

Schlagwörter: Wärmepumpe; Heizung; Kühlung; Kältekreis; Prozessumkehr; Kältemittel

Ziel der Arbeit war die Optimierung einer R410A Sole-Wasser-Wärmepumpe der Firma IDM Energiesysteme GmbH. Bei dieser Anlage handelte es sich um ein reversibles System, welches sowohl für den Heiz-, als auch für den Kühlbetrieb optimiert werden sollte.

Zu Beginn wurde eine Versuchsanlage mit den erforderlichen Messeinrichtungen aufgebaut und in mehreren Betriebspunkten vermessen. Die Messergebnisse wurden mit Hilfe der Software EES (Engineering Equation Solver) ausgewertet, wobei verschiedene Größen des Kälteprozesses berechnet wurden. Die so bestimmten Größen wurden benötigt, um eine Simulationsrechnung des Prozesses erstellen zu können, und umfassten unter anderem Verdichterwirkungsgrade und Wärmedurchgangskoeffizienten der Wärmetauscher. Unter Verwendung der Simulationsrechnung wurden verschiedene Optimierungspotentiale für beide Betriebsarten bestimmt, und ihr Einfluss auf Effizienz und Leistung des Kältekreises ermittelt. Zusätzlich wurde auch ein Vergleich des verwendeten Kältemittels mit anderen Alternativen durchgeführt, um so eine Beurteilung bezüglich des verwendeten Kältemittels treffen zu können.

Die aus dem Kältemittelvergleich gewonnenen Erkenntnisse zeigten, dass das verwendete Kältemittel R410A eine sehr gute Eignung für die vorliegende Anwendung mit sich bringt. Einerseits ist es unter den verglichenen Kältemitteln jenes, das die geringste Verdichtergröße benötigt, und andererseits kann damit eine relativ hohe Effizienz erreicht werden.

Die Ergebnisse der Simulationsrechnung ergaben, dass der verwendete Verdichter, das zur Prozessumkehr benötigte 4-Wegeventil, und die Größe der Wärmetauscherfläche von Kondensator und Verdampfer den größten Einfluss auf die Effizienz der Versuchsanlage haben. Ein weiterer, nicht unwesentlicher Einfluss, wird durch den Druckverlust des Heißgas-Wärmetauschers verursacht, der zur Erzeugung eines gewissen Anteils Warmwasser eingesetzt wird. Der in der Wärmepumpe eingebaute interne Wärmetauscher wirkt sich kaum auf die Effizienz der Wärmepumpe aus, weshalb auf diesen eventuell verzichtet werden könnte.

Ein weiteres Optimierungspotential, das im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurde, war die Größe des verwendeten Kältemittelsammlers, welche nach zusätzlichen, zukünftigen Untersuchungen, aller Wahrscheinlichkeit nach um 42% reduziert werden könnte.

Abstract

Keywords: heat pump; heating; cooling; cooling circuit; process reversal; refrigerant

The aim of this work was to optimize a R410A brine-water-heat pump for the company IDM Energiesysteme GmbH. The examined heat pump has a reversible system and thus required optimization for heating and cooling operations.

Initially the pilot heat pump was fitted with various measuring devices that were used to record information at different operating points. The results of the measurements were evaluated using the calculation software EES (Engineering Equation Solver) and were used to determine several values such as the efficiencies of the compressor and the heat transfer coefficients of the heat exchangers. With these determined values, a simulation calculation was created in EES which examined the impact of different optimization potentials on efficiency and the performance of the cooling circuit. Additionally, a comparative study was conducted to measure other commonly used refrigerants in order to verify optimization potentials regarding the refrigerant in the existing heat pump. The comparison was also carried out with an in EES created calculation.

The findings of the comparison showed, that the currently used refrigerant R410A is very suitable for the present application, as it requires the smallest compressor sizes while maintaining relatively high efficiency.

The results of the simulation calculation showed, that the compressor, the 4-way valve and the size of the heat exchange area of the condenser and evaporator have the greatest influence on the heat pump efficiency. Another significant effect is caused by the pressure loss from the hot gas heat exchanger, which is used to produce a certain proportion of hot water. The internal heat exchanger of the heat pump does not affect the efficiency of the heat pump significantly, so the process could be done without it.

Another optimization potential that was examined was the size of the liquid receiver, which probably could be reduced by approximately 42% after additional future investigations.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Unternehmung IDM Energiesysteme GmbH.....	1
1.2	Ausgangslage	1
1.3	Aufgabenstellung und Zielsetzung	2
1.4	Vorgehensweise.....	2
2	Grundlagen des Wärmepumpenprozesses	3
2.1	Thermodynamik des Heizens und Kühlens	3
2.2	Grundbegriffe der Wärmepumpentechnik	4
2.3	Funktionsweise der Kaltdampf-Kompressionswärmepumpe.....	7
2.3.1	Carnot´sche Kreisprozess.....	7
2.3.2	Perkins-Evans-Vergleichsprozess.....	8
2.3.3	Realer Kaltdampf-Kompressionsprozess	9
2.4	Kältemittel	12
2.5	Komponenten.....	15
2.5.1	Verdichter.....	15
2.5.2	Wärmetauscher.....	16
2.5.3	Expansionsventil	18
2.5.4	Vier-Wegeventil.....	20
2.6	Effizienz der Wärmepumpe	21
3	Beschreibung des Versuchsaufbaus	24
3.1	Kältemittelkreislauf	24
3.2	Prüfstand.....	30
4	Verwendete Messtechnik	32
4.1	Temperaturmessung	34
4.1.1	Thermoelemente	34
4.1.2	Widerstandsthermometer.....	36
4.2	Druckmessung	38
4.3	Durchflussmessung.....	40
4.4	Elektrische Leistungsaufnahme	41

4.5	Hard- und Software zur Messdatenerfassung	41
4.6	Messunsicherheiten	42
4.6.1	Druck-, Durchfluss- und Leistungsmessgerät.....	42
4.6.2	Temperaturfühler.....	42
4.6.3	Gesamte Messunsicherheit der einzelnen Messeinrichtungen	44
5	Versuchsdurchführung und Ergebnisse.....	45
6	Auswertungsrechnung.....	49
6.1	Berechnungsgrundlagen	49
6.1.1	Druckverluste	49
6.1.2	Kompressor.....	52
6.1.3	Wärmetauscher.....	54
6.1.4	Ermittlung des Kältemittelmassenstroms	59
6.1.5	Unsicherheitsanalyse der zu bestimmenden Größen.....	61
6.2	Ergebnis der Auswertungsrechnung	62
7	Ermittlung von Optimierungspotentialen.....	65
7.1	Kältemittelvergleich	65
7.1.1	Randbedingungen des Vergleiches	65
7.1.2	Ergebnis des Vergleiches	68
7.1.3	Gesamtbewertung der Kältemittel.....	76
7.2	Optimierungspotentiale des bestehenden Kältekreises.....	77
7.2.1	Beschreibung der Simulationsrechnung.....	77
7.2.2	Optimierungsmaßnahmen für den Betriebszustand Heizen	79
7.2.3	Optimierungsmaßnahmen für den Betriebszustand Kühlen.....	91
7.2.4	Verringerung der Sammlergröße.....	99
7.2.5	Zusammenfassung der Optimierungsmaßnahmen	101
8	Zusammenfassung & Ausblick	104
9	Literaturverzeichnis	106

1 Einleitung

Zu Beginn der Arbeit wird kurz das Unternehmen vorgestellt, für welches diese Arbeit verfasst wurde, sowie die Aufgabenstellung, Zielsetzung und Vorgehensweise der Diplomarbeit kurz erläutert.

1.1 Unternehmung IDM Energiesysteme GmbH

IDM Energiesysteme GmbH wurde 1977 als Energieunternehmen mit Sitz in Matri in Osttirol gegründet. Seit 1997 konzentriert sich die Firma auf die Produktion von Wärmepumpen für Heizung und Warmwasser und ist heute einer der größten österreichischen Wärmepumpen-Hersteller.

Insgesamt umfasst die Produktpalette der Firma über 150 verschiedene Wärmepumpensysteme und erstreckt sich von Erdwärmepumpen über Luftwärmepumpen bis hin zu Großwärmepumpen und Wärmepumpen-Solar-Systemen.

Im Jahr 2008 gründeten die Firma IDM und der weltweit tätige Hersteller von Heizsystemen HOVAL AG ein Joint Venture zur Entwicklung und Produktion von Wärmepumpen. Infolge dessen wurden weitere Räumlichkeiten gebaut, die die bisherigen Produktions- und Lagerflächen verdoppelten.

1.2 Ausgangslage

Aufgrund des Klimawandels wird nicht nur in Österreich, sondern auf der ganzen Welt der Ruf nach Minderung der CO₂-Emissionen immer lauter. Ein nicht unwesentlicher Teil dieses Treibhausgases entsteht im Bereich der Heizungstechnik. Unter Verwendung von erneuerbaren Energieträgern und Kraft-Wärme-Kopplung bei der Stromerzeugung ist es möglich, den CO₂-Ausstoß in Heiz- und Kühlanwendung durch den Einsatz von Wärmepumpen deutlich zu minimieren.

Aber nicht nur die Umweltfreundlichkeit, auch die niedrigen Betriebskosten sind ein Grund dafür, dass die Anzahl der installierten Wärmepumpen, und damit auch der Wärmepumpenanbieter stetig steigt.

Um ihren Marktanteil zu halten, verfolgt die Firma IDM die Bestrebung, ihre Produkte stetig weiterzuentwickeln, und deren Effizienz kontinuierlich zu verbessern, weshalb auch die Optimierung einer Sole-Wasser-Wärmepumpe in Auftrag gegeben wurde.

1.3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Der Zweck dieser Arbeit ist die Optimierung einer reversiblen Sole-Wasser-Wärmepumpe, die sowohl für den Heizbetrieb im Winter als auch für den Kühlbetrieb im Sommer zum Einsatz kommt. Die untersuchte Baureihe ist eine Standardgröße für Einfamilienhäuser mit einer Heizleistung von ungefähr 12 kW. Es soll eine Versuchsanlage am firmeneigenen Prüfstand vermessen werden, und es sollen anschließend mit Hilfe von Berechnungsprogrammen Optimierungspotentiale ermittelt und beurteilt werden.

1.4 Vorgehensweise

Zu Beginn der Arbeit wurden die Grundlagen des Wärmepumpenprozesses zusammengefasst, um einen tieferen Einblick in die Thematik zu ermöglichen.

Anschließend wurde eine Versuchsanlage am Prüfstand der Firma IDM aufgebaut und so mit Messtechnik versehen, dass anhand des Versuchsobjektes alle notwendigen Messwerte, die zur weiteren Optimierung der Wärmepumpe erforderlich waren, ermittelt werden konnten. Vermessen wurde die Anlage sowohl für den Heiz-, als auch für den Kühlbetrieb, um eine möglichst ganzheitliche Optimierung für beide Betriebsarten zu erreichen.

Um Verdichter- und Wärmetauscherkennwerte (Wirkungsgrade, usw.) aus den vorliegenden Messwerten ermitteln zu können, wurde mit Hilfe des Berechnungsprogrammes EES (Engineering Equation Solver) eine Auswertungsrechnung erstellt, mit deren Hilfe eine Berechnung der benötigten Werte möglich wurde. Diese Werte wurden anschließend dazu verwendet, um aus einer ebenfalls in EES erstellten Simulationsrechnung Auswirkungen von Parametervariationen auf den Prozess erkennen zu können, um in weiterer Folge Optimierungspotentiale abzuschätzen. Zusätzlich wurden mit einer wiederum in EES erstellten Vergleichsrechnung verschiedene Kältemittel miteinander verglichen, um eventuelle Optimierungspotentiale bezüglich des verwendeten Kältemittels zu finden.

Abschließend wurde eine Zusammenfassung der Ergebnisse verfasst, um der Unternehmung eine möglichst gute Entscheidungshilfe für einzelne Optimierungsmaßnahmen zu bieten.

2 Grundlagen des Wärmepumpenprozesses

Das nachfolgende Kapitel soll einen kurzen Einblick in die theoretischen Grundlagen des Wärmepumpenprozesses, sowie die damit verbundenen thermodynamischen Zusammenhänge geben. Da es sich in dieser Arbeit um eine Kompressionswärmepumpe handelt, wird auf eine nähere Betrachtung anderer Varianten, wie zum Beispiel Ab- und Adsorptionswärmepumpen, verzichtet.

2.1 Thermodynamik des Heizens und Kühlens¹

Um einen Raum auf einer bestimmten, von der Umgebungstemperatur verschiedenen Temperatur zu halten, ist es notwendig, die aufgrund von irreversiblen Wärmeübergängen auftretenden Energieflüsse durch Wärmezufuhr (Heizen) oder Wärmeentzug (Kühlen) auszugleichen.

Für den Fall, dass die Umgebungstemperatur kleiner als die Raumtemperatur ist, entsteht ein Wärmestrom (Wärmeverlust), der aus dem Raum austritt. Der in der Wand auftretende irreversible Wärmeübergang verwandelt Exergie in Anergie, wodurch sich auch der Wärmeverluststrom aus Exergie und Anergie zusammensetzt. Um die Temperatur im Raum konstant halten zu können, muss auch die zugeführte Heizleistung in bestimmter Weise aus Exergie und Anergie zusammengesetzt sein. Diese Zusammensetzung ist durch das Verhältnis von Umgebungstemperatur und Raumtemperatur eindeutig festgelegt (Abbildung 2-1).

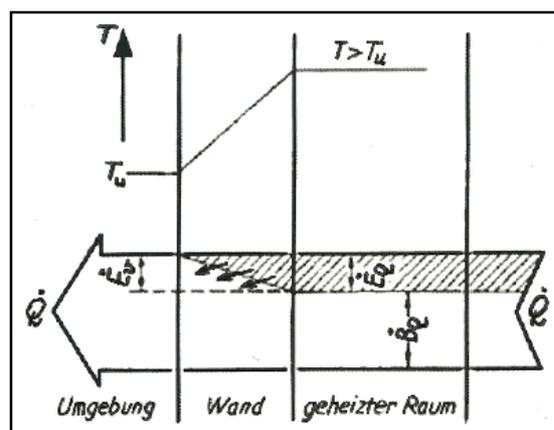


Abbildung 2-1 Der Heizwärmestrom \dot{Q} , bestehend aus dem Exergiestrom \dot{E}_Q und dem Energiestrom \dot{B}_Q ²

¹ in Anlehnung an Baehr/Kabelac (2009), S.571ff

² Baehr/Kabelac (2009), S.572

Je nach verwendeter **Treibenergie** unterscheidet man Kompressionswärmepumpen und Sorptionswärmepumpen. Bei den Sorptionsprozessen erfolgt der Antrieb durch Zufuhr von Wärmeenergie unter Ausnutzung von Absorption oder Adsorption. Den Kompressionswärmepumpen wird die Treibenergie in Form von mechanischer Arbeit durch Verdichtung zugeführt, wobei der Antrieb meist elektrisch erfolgt. Es ist jedoch auch möglich, den Antrieb durch Verbrennungsmotoren oder sonstige thermische oder hydraulische Kraftmaschinen zu realisieren.

Je nach verwendetem Arbeitsmedium erfolgt eine Unterteilung in Kaltdampf-, Kaltluft- und Dampfstrahl-Kälteprozess. Kaltluftkälteprozesse arbeiten mit Luft als Arbeitsmedium, und Dampfstrahlkälteprozesse mit Wasserdampf als Treibmittel und Luft als Kältemittel. Bei den Kaltdampfkälteprozessen durchläuft das Arbeitsmedium ständig die Phasenänderung zwischen Fest- und Flüssigphase. Die für den Kaltdampfkälteprozess verwendbaren **Arbeitsmedien** sind Flüssigkeiten mit niedrigen Siedepunkten (z.B. Propan), welche als Kältemittel bezeichnet werden.

Der Kältemittel-Kreislauf kann in verschiedenen Diagrammen anschaulich dargestellt werden. Je nach Betrachtungsweise wird meist ein Druck-Enthalpie-Diagramm mit logarithmischer Druckskala (logp/h-Diagramm) oder ein Temperatur-Entropie-Diagramm (T/s-Diagramm) verwendet. Mit Hilfe des logp/h-Diagramms ist es möglich, die auftretenden Energiemengen einfach und schnell als Enthalpie-Differenzen aus dem Diagramm abzulesen. Hingegen ist es im T-s-Diagramm möglich, die Temperaturen der einzelnen Zustände schnell und genau zu bestimmen. Eine weitere Möglichkeit der Prozessdarstellung ist jene in einem Temperatur-Enthalpie-Diagramm. Die Entscheidung, welches der Diagramme zur Darstellung des Prozesses verwendet wird, ist meist eine aus persönlichen Vorzügen motivierte Entscheidung.

Als **Wärmequellen**, die die niederwertige, thermische Energie zur Verfügung stellen, dienen Umgebungsluft, oberflächennahe Erdwärme, Grund- und Oberflächenwasser sowie Abwärme aus technischen Prozessen.

Die **Wärmesenke**, an die die höherwertige Energie abgegeben wird, ist meist ein Warm- und/oder Heizwasserboiler.

Wärmepumpen, die nicht nur zum Heizen im Winter, sondern auch zum Kühlen im Sommer eingesetzt werden, werden als **reversible Wärmepumpen** bezeichnet und arbeiten in dieser Betriebsform als Kältemaschinen. Im Kühlbetrieb erfolgt eine Umschaltung des Prozesses, sodass die Umgebung als Wärmesenke fungiert, und der Raum aus dem die Wärme entzogen werden soll, zur Wärmequelle wird (Abbildung 2-3). Bei Erdreichwärmepumpen hat ein Kühlbetrieb im Sommer zusätzlich den Vorteil, dass sich das Erdreich aufgrund der zugeführten Wärme besser regeneriert.

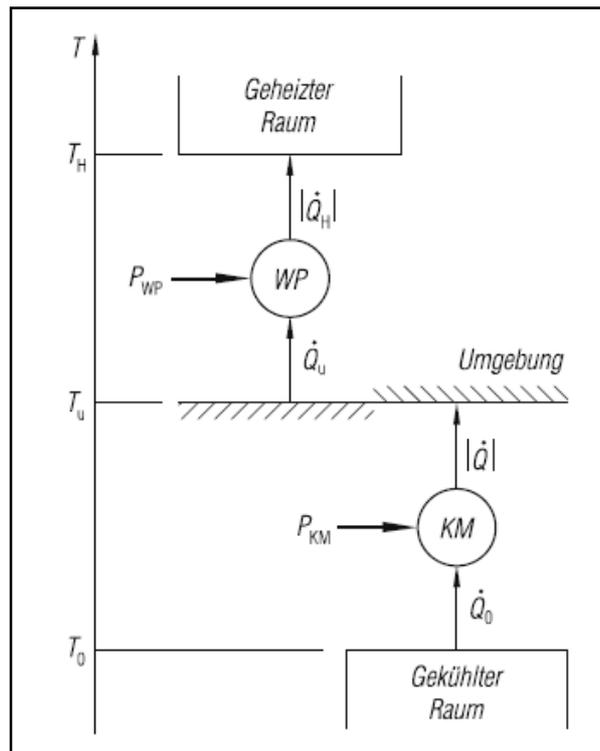


Abbildung 2-3 Schema der Energieflüsse einer Wärmepumpe und einer Kälteanlage¹

Die in dieser Arbeit untersuchte Wärmepumpe ist eine Kompressionswärmepumpe die als Kaltdampfkalteprozess betrieben wird und oberflächennahe Erdwärme als Wärmequelle nutzt.

Die Anlage wird als **Sole-Wasser-Wärmepumpe** betrieben.

Der Begriff „Sole“ weist darauf hin, dass im Heizbetrieb die Erdwärme nicht direkt auf das Arbeitsmedium übertragen wird, sondern dass dazwischen ein Kreislauf mit Wasser/Frostschutz-Gemisch (Sole) geschaltet ist, der die Wärme von der Erde zur Wärmepumpe transferiert. Im Gegensatz dazu stehen **Direktverdampfer-Anlagen**, bei denen das Kältemittel direkt in den in der Erde verlegten Leitungen verdampft wird.

Der Begriff „Wasser“ weist darauf hin, dass im Heizbetrieb auf der Wärmesenken-Seite die Wärme auf einen Wasserkreislauf übertragen wird.

Im Kühlbetrieb wird der Kreislauf umgekehrt, sodass der Solekreislauf mit der Wärmesenke verbunden ist und der Wasserkreislauf mit der Wärmequelle.

¹ Baehr/Kabelac (2009), S.575

2.3 Funktionsweise der Kaltdampf-Kompressionswärmepumpe

Grundlage dieses Wärmepumpenprozesses ist der theoretisch ideale, linksläufige Carnot'sche Kreisprozess. Da dieser aber in technischen Anlagen praktisch nicht realisierbar ist, ist es notwendig, einen weiteren (idealisierten) Vergleichsprozess, den Perkins-Evans-Prozess, zu definieren. Der reale Prozess weicht aber auch von diesem in einigen Punkten ab.

2.3.1 Carnot'sche Kreisprozess

Der Carnotprozess stellt den mit dem geringsten Energieaufwand betreibbaren Prozess dar und besitzt somit die maximal erreichbare Effizienz. Er läuft zwischen Umgebungstemperatur und Raumtemperatur ab und besteht aus zwei Isothermen und zwei Isentropen. Die isotherme Wärmeaufnahme ist thermodynamisch gleichwertig mit der Verdampfung eines Arbeitsmediums, und die isotherme Wärmeabgabe mit der Kondensation des Mediums. Eine isentrope Verdichtung und isentrope Entspannung ist nur möglich, wenn der Prozess adiabat und reibungsfrei ist, und somit nur mit einem idealen, verlustfreien Kompressor, beziehungsweise einer idealen, verlustfreien Turbine möglich. In Abbildung 2-4 ist der linksläufige Carnotprozess als theoretisches Anlagenschema dargestellt und der Prozess im T-s-Diagramm eingetragen.

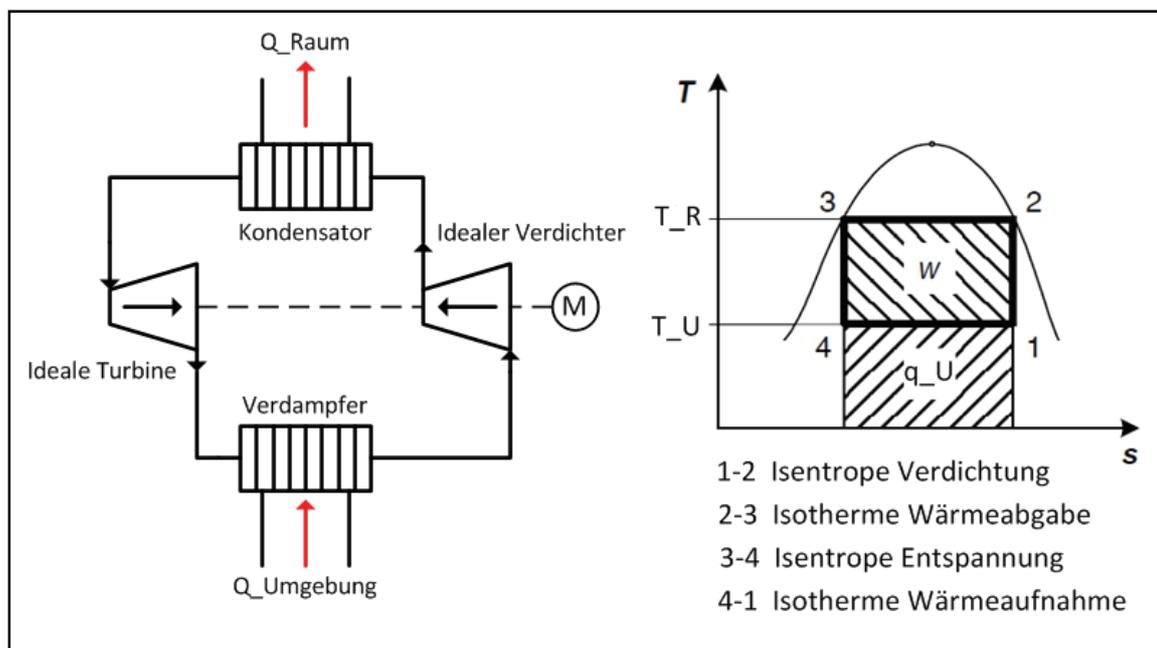


Abbildung 2-4 Theoretisches Anlagenschema und T-s-Diagramm des linksläufigen Carnotprozess

2.3.2 Perkins-Evans-Vergleichsprozess

Da der Carnot-Prozess in der Praxis nicht wirtschaftlich betrieben werden kann, arbeiten Wärmepumpen meist nach dem Prinzip des Perkins-Evans-Vergleichsprozesses. Hierbei bestehen folgende Unterschiede zum Carnot-Prozess:

Aufgrund dessen, dass die aus der Turbine zu gewinnende Arbeit nur einen sehr geringen Anteil der Verdichterarbeit decken könnte, wird in der Praxis aus wirtschaftlichen Gründen anstelle einer Turbine eine Drossel zur Entspannung verwendet. Durch die Verwendung einer Drossel erfolgt die Entspannung nun nicht mehr isentrop, sondern isenthalp. Ein weiteres Problem des Carnot-Prozesses in der Praxis ist die Tatsache, dass die Verdichtung des Kältemittels im Nassdampfgebiet stattfinden würde und dies die Verdichterlebensdauer stark reduzieren würde. Aus diesem Grund befindet sich der Zustand des Verdichtereintritts auf der Sättigungslinie. Des Weiteren wird die Verdichtung des Arbeitsmediums als isentrop angenommen.

Eine Kompressionswärmepumpe nach diesem Vergleichsprozess ist in Abbildung 2-5 dargestellt und funktioniert wie folgt:

Unter Zufuhr der zur Verfügung stehenden niederwertigen thermischen Energie (Q_0) wird das Arbeitsmedium im Verdampfer in den gasförmigen Zustand übergeführt. Dies ist aufgrund des niedrigen Siedepunktes des Kältemittels möglich, der bei dem vorherrschenden Verdampfungsdruck unterhalb der Temperatur der Wärmequelle liegt. Das verdampfte Medium wird nun im Kompressor unter Zufuhr von mechanischer Arbeit auf ein höheres Druck-, und damit auch auf ein höheres Temperaturniveau gehoben. Im Kondensator wird die erzeugte, höherwertige thermische Energie bei gleichbleibendem Druck unter Ausnutzung der Kondensationswärme an die Wärmesenke abgegeben. Anschließend wird das flüssige Kältemittel in einer Drossel (Expansionsventil) isenthalp entspannt und abgekühlt, wobei es aufgrund des geringeren Drucks und der isenthalpen Zustandsänderung wieder teilweise verdampft. Am Drosselaustritt ist das Druckniveau des Verdampfers wieder erreicht, und man erhält einen geschlossenen Kreislauf.

Für den Kühlbetrieb funktioniert dieser Vergleichsprozess sehr ähnlich, nur mit dem Unterschied, dass nicht die Kondensatorleistung den Nutzen darstellt, sondern die Verdampferleistung.

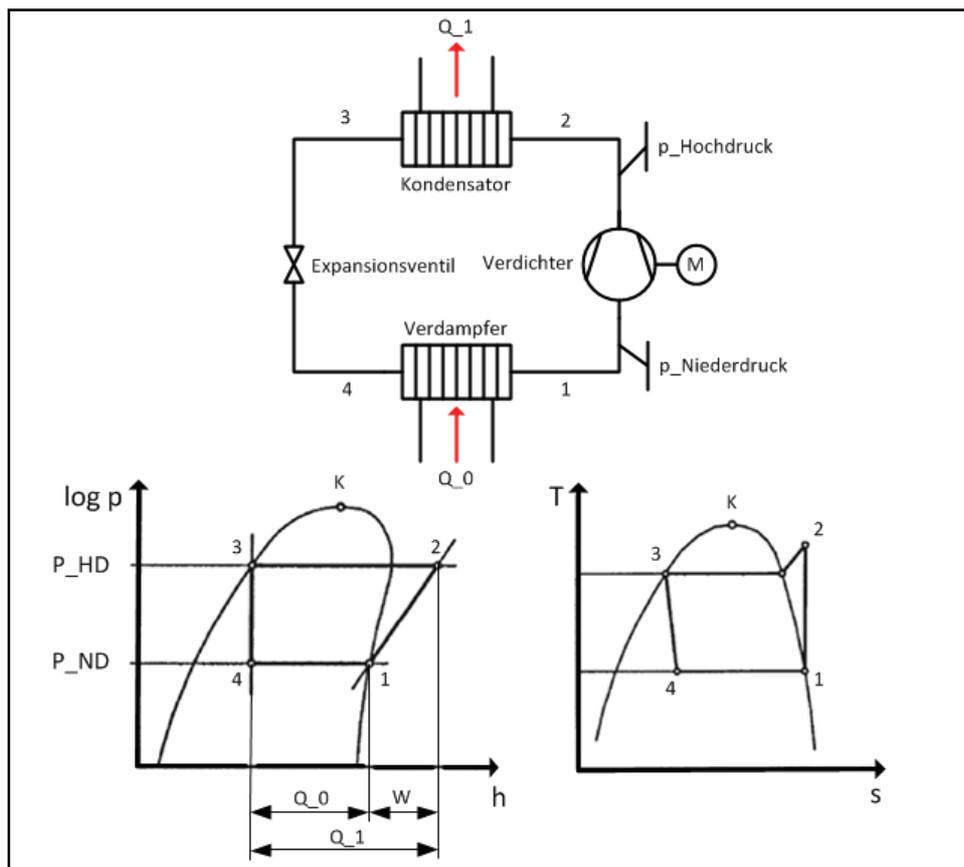


Abbildung 2-5 Schematischer Aufbau einer Kompressionswärmepumpe und der Perkins-Evans-Prozess im log p-h- und T-s- Diagramm

2.3.3 Realer Kaltdampf-Kompressionsprozess¹

Der Perkins-Evans-Prozess ist nur ein theoretischer Vergleichsprozess und weicht vom realen Prozess (Abbildung 2-6) in mehreren Punkten ab.

Um einen ordnungsgemäßen Betrieb der Anlage gewährleisten zu können, ist es notwendig, das Kältemittel vor dem Verdichter zu überhitzen und eventuell vor der Drossel zu unterkühlen. Die Überhitzung stellt sicher, dass der Verdichter keine Flüssigkeitstropfen ansaugt, wodurch Beschädigungen vermieden werden. Die Unterkühlung hat den Zweck, Dampfbildung vor der Drossel infolge der Druckverluste in der Flüssigkeitsleitung zu vermeiden, da durch den Dampf eine ordnungsgemäße Regelung der Drossel nicht mehr sichergestellt werden kann. Eine Möglichkeit zur Vergrößerung dieser Überhitzung und Unterkühlung liegt in der Verwendung eines internen Wärmetauschers (IWT), wobei Wärme von dem aus dem Kondensator

¹ in Anlehnung an Schramek (2009), S.1954ff

austretenden Kältemittel auf das aus dem Verdampfer austretenden Kältemittel übertragen wird.

Die beim Perkins-Evans-Prozess als isentrop angenommene Verdichtung des Arbeitsmediums könnte nur mit Hilfe eines idealen Verdichters erreicht werden. Beim realen Verdichter kommt es aufgrund von Verlusten zu einer Zunahme der Entropie, wodurch sich die notwendige Verdichterarbeit, und damit auch die Verdichteraustrittstemperatur, vergrößert.

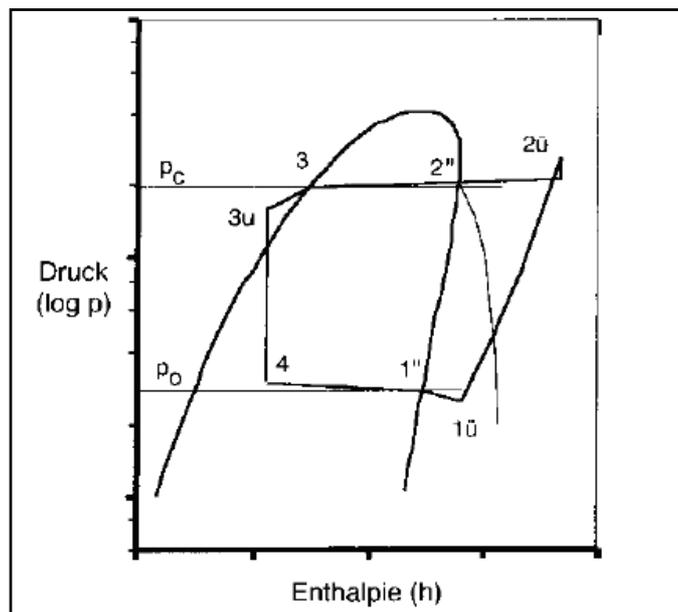


Abbildung 2-6 Realer Kaldampf-Kompressionsprozess im log p-h-Diagramm¹

Eine weitere Idealisierung beruht auf der Vernachlässigung aller in der Anlage auftretenden Druckverluste. Diese Druckverluste führen zu wesentlichen Druck- und Temperaturänderungen und umfassen (vgl. Abbildung 2-6):

„**4–1''** Verdampfung mit Druckverlust, erst am Ende der Verdampfungsstrecke wird der nominale Verdampfungsdruck erreicht (bei 1'' gesättigter Dampf, Enthalpie: $h''1$)

1''–1ü Überhitzung des Dampfes mit Druckverlust. Eingeschlossen ist der Druckverlust in der Saugleitung mit allen Armaturen vom Verdampfer bis zum Verdichter.

1ü–2ü Verdichtung des Kältemitteldampfes. Der Druck muss so hoch sein, dass alle Druckverluste vom Ausgang Kompressionsraum bis zum Verflüssiger überwunden werden können.

¹ Schramek (2009), S.1956

2ü–2” Abführen der Überhitzungswärme im Verflüssiger mit Druckverlust.

2”–3 Verflüssigung des Dampfes bis zur Sättigungslinie mit Druckverlust (bei 3 gesättigte Flüssigkeit, Enthalpie: 3’).

3–3u Unterkühlen des Kondensates mit Druckverlust bei der Unterkühlung und in der Flüssigkeitsleitung bis zum Entspannungsventil. Ohne Unterkühlung würde der Druckverlust in der Flüssigkeitsleitung zu einem Zustand senkrecht unter 3 führen, also direkt in das 2-Phasengebiet. Die Expansionsventile sind für die Strömung reiner Flüssigkeiten im Öffnungsspalt ausgelegt. Mit Dampf bereits im Zustrom würde ein Großteil des Volumenstroms vom Dampf beansprucht, das Ventil würde schlecht regeln und viel zu wenig Massenstrom fließen lassen. Bei verzweigten Flüssigkeitsleitungen ist neben dem Druckverlust auch ein eventuell zu überwindender Höhenunterschied zu berücksichtigen. Bei R134a entsprechen 1 m Höhe 0,4 bis 0,5 K erforderlicher zusätzlicher Unterkühlung. Umgekehrt bringt eine fallende Flüssigkeitsleitung zusätzliche geodätische Höhe und damit statischen Druckgewinn.

3u–4 Entspannung im Ventil. Entsprechend dem Druckabfall im Verdampfer ist der Druck am Punkt 4 höher als am Ende der Verdampferstrecke am Punkt 1.“¹

Bei realen Anlagen erfolgt zusätzlich eine Minderung der Effizienz durch Verluste in den Wärmetauschern. Würde auf der Sekundärseite der Wärmetauscher ein unendlich großer Massenstrom fließen, würde das Sekundärmedium keine Temperaturänderung erfahren. Wäre zusätzlich noch die vorhandene Wärmetauscherfläche unendlich groß, würde auch keine Grädigkeit zwischen Primär- und Sekundärseite auftreten. Da in realen Anlagen aber weder Massenstrom, noch Wärmetauscherfläche unendlich groß sein können, kommt es einerseits zu einem Temperaturgefälle des Sekundärmediums, und andererseits zu einer gewissen Grädigkeit zwischen den Temperaturen von Kältemittel und Sekundärmedium. Dies hat zur Folge, dass die Verdampfungstemperatur des Kältemittels unterhalb, und dessen Kondensationstemperatur oberhalb der Temperaturen der Sekundärmedien liegen müssen, wodurch sich das Druckverhältnis erhöht, und aufgrund des geringer werdenden Verdampfungsdrucks ein größeres Hubvolumen des Verdichters notwendig wird.

¹ Schramek (2009), S.1957

2.4 Kältemittel

Das Arbeitsmedium des Kaltdampfkompressionsprozesses muss bei bestimmten Temperatur- und Druckniveaus einen Phasenwechsel zwischen Flüssig- und Gasphase aufweisen, weshalb nicht jedes Medium als Kältemittel geeignet ist. Um einen fehlerfreien Betrieb und eine möglichst hohe Effizienz der Anlage zu erreichen, sollten die Kältemittel auch noch weitere wichtige Eigenschaften aufweisen, wobei jedoch zu berücksichtigen ist, dass es kein ideales Kältemittel gibt, sondern die Entscheidung immer Kompromisse voraussetzt.

Zu den Eigenschaften, die ein Kältemittel mit sich bringen sollte, gehören¹:

Thermodynamische Eigenschaften:

- Überdruck bei Verdampfung, um Eindringen von Luft und Feuchtigkeit zu vermeiden.
- Der zur Kondensation notwendige Druck sollte nicht zu groß sein.
- Die Verdampfungsenthalpie bei Kondensationsdruck sollte nicht zu klein sein.
- Das Produkt aus Verdampfungsenthalpie bei Verdampfungsdruck und die Sauggasdichte am Verdichtereintritt ergeben die volumetrische Kälteleistung. Sie bestimmt die Größe des Verdichters und sollte so groß wie möglich sein.
- Die Verdichteraustrittstemperatur darf nicht zu hoch sein, da es sonst zur Zersetzung des Schmieröls kommen kann.
- Bei der Verwendung von Kältemittelgemischen (Blends) ist darauf zu achten, ob es sich um ein zeotropes oder azeotropes Gemisch handelt. Zeotrope Gemische besitzen bei Phasenwechsel einen Temperaturgleit, wogegen sich azeotrope Gemische wie Reinstoffe (also ohne Temperaturänderung bei Phasenwechsel) verhalten.

Chemische Eigenschaften:

- Hohe Stabilität im Kreislauf, aber schneller Abbau oder Bindung in der Atmosphäre.
- Die Kältemittel sollten nicht reaktiv mit den Werkstoffen des Kreislaufs sein und eine gute Mischbarkeit mit den Schmiermitteln aufweisen.
- Des Weiteren sollten sie nicht brennbar oder explosiv sein.

¹ vgl. Fitzner (2008), S.491ff

Physiologische Eigenschaften und Umwelteinflüsse:

- ungiftig
- keinen schädlichen Einfluss auf die Umwelt, d.h. kein Ozonabbaupotential (Ozone Depletion Potential, ODP) und einen möglichst geringen Beitrag zum Treibhauseffekt (Global Warming Potential, GWP)

Grundsätzlich kann bei Kältemitteln zwischen den synthetischen (organische) und natürlichen (anorganische) unterschieden werden. Synthetische Kältemittel können nur durch chemische Verfahren hergestellt werden, wogegen natürliche Kältemittel bereits in unserer Umwelt vorhanden sind.

Eine genauere Unterteilung der Kältemittel kann in nachstehende Gruppen erfolgen:

- **Synthetische Kältemittel**
 - FCKW – Vollhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
 - HFCKW – Teilhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
 - FKW – Vollhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe (Chlorfrei)
 - HFKW – Teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe (Chlorfrei)
 - HFO – Hydro-Fluor-Olefine (neue Low-GWP-Kältemittel)
- **Natürliche Kältemittel** (Luft, Wasser, Ammoniak etc.)

FCKWs besitzen aufgrund des enthaltenen Chlors ein starkes Ozonabbaupotential, weshalb Anfang der 90er-Jahre eine Verbots-Verordnung für diese Kältemittel in Kraft trat. HFCKWs, die ebenfalls ein Ozonabbaupotential besitzen waren als Übergangslösungen noch erlaubt, wobei für den Ausstieg in verschiedenen Ländern unterschiedliche Fristen galten, beziehungsweise gelten. In der EU wurde der HFCKW-Ausstieg durch die EU-Verordnung EG 2037/2000 geregelt, die unter anderem besagt, dass weder Hersteller, noch Einführer teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe nach dem 31. Dezember 2009 in den Verkehr bringen oder selbst verwenden dürfen. Die FKWs und HFKWs besitzen in ihrem Aufbau kein Chlor und daher auch kein Ozonabbaupotential, jedoch tragen sie, wie die FCKWs und HFCKWs, wesentlich zur globalen Erwärmung bei, wenn sie in die Atmosphäre gelangen. Die in Bezug auf das Ozonabbau- und Treibhauspotential für die Umwelt am besten verträglichen Kältemittel sind die natürlichen Kältemittel und die neuen HFOs, da sie kein ODP, und nur ein sehr geringes GWP besitzen. Aufgrund ihrer Gefahreinstufung betreffend Brennbarkeit und Toxizität sind jedoch besondere Vorkehrungen zu treffen oder nur geringe Füllmengen erlaubt.

Die Gefahreneinstufung der Kältemittel erfolgt nach DIN EN378-1 in verschiedene Sicherheitsklassen, welche wie folgt gegliedert sind:

Bezüglich der Toxizität können Kältemittel in die Gruppen A und B unterteilt werden, wobei jene der Gruppe A nur gering bis nicht toxisch sind, und jene der Gruppe B eine erhöhte Toxizität aufweisen. Die Brennbarkeit betreffend werden sie in drei Gruppen unterteilt: Gruppe 1 bedeutet dabei „keine Flammenausbreitung“, Gruppe 2 „geringe Brennbarkeit“ und Gruppe 3 „größere Brennbarkeit“.

Für die neuen Low-GWP-Kältemittel HFO1234yf und HFO1234ze gilt voraussichtlich, wegen der geringen Flammgeschwindigkeit und der hohen notwendigen Zündenergie, die Einstufung in die Gruppe A2L nach ISO 817, welche eine geringere Gefahrenklasse als die Klasse A2 nach DIN EN378-1 darstellt. Trotz der Gefahreneinstufung von HFO1234yf wird es zukünftig für PKW-Klimaanlagen verwendet, da Kältemittel, die in neu zu typisierenden PKW verbaut werden, seit kurzem einen GWP-Wert von unter 150 aufweisen müssen.

Eine weitere Einstufung der Kältemittel kann danach erfolgen, ob es sich um Einzelstoffe oder Gemische handelt. Wie schon zuvor erwähnt, ist bei Gemischen darauf zu achten, ob es ein azeotropes, zeotropes oder semi-azeotropes (Temperaturgleit bei Phasenwechsel zw. flüssig u. gasförmig unter 1 K) Gemisch ist.

Abbildung 2-7 zeigt eine Übersicht der nach dem FCKW-Ausstieg verfügbaren Ersatzkältemittel. Die Bezeichnung der Kältemittel ist nach DIN 8960 genormt, wobei R für „Refrigerant“ steht, die Zahlenfolge einen Aufschluss auf die Summenformel zulässt, und die allfällig angehängten Buchstaben einen Hinweis auf die Molekülstruktur geben.

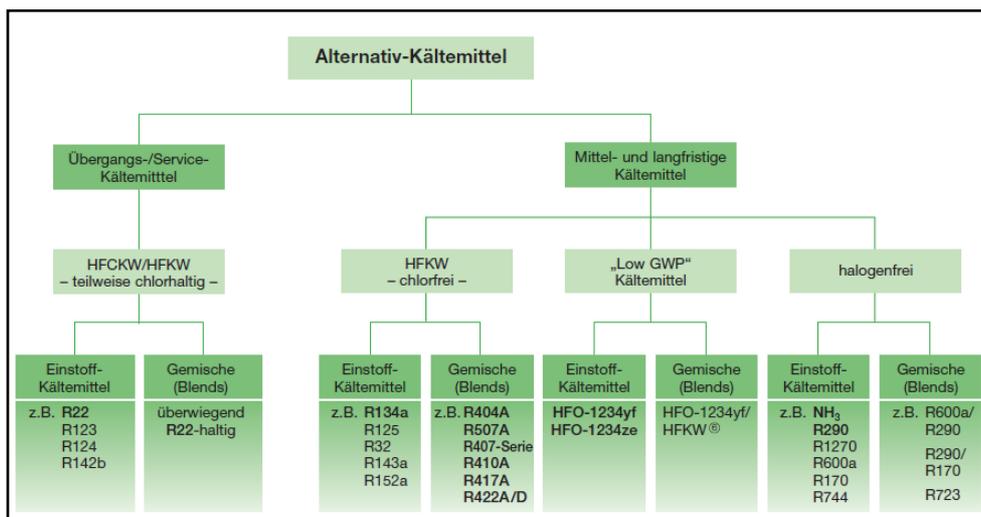


Abbildung 2-7 Übersicht der Ersatzkältemittel für FCKWs¹

¹ vgl. Bitzer Kühlmaschinen GmbH (2010)

2.5 Komponenten

2.5.1 Verdichter

Grundsätzlich unterscheidet man drei Bauarten von Verdichtern: offene, halbhermetische und vollhermetische. Im Gegensatz zu den halb- und vollhermetischen Kompressoren besteht bei offenen eine abgedichtete Wellendurchführung durch das Gehäuse, da sich bei ihnen der Antriebsmotor außerhalb des Verdichtergehäuses befindet. Bei halbhermetischen Verdichtern ist das gesamte Gehäuse verschraubt, beziehungsweise bei vollhermetischen verschweißt. Des Weiteren unterscheidet man nach dem Arbeitsprinzip Strömungsverdichter und Verdrängungsverdichter. Strömungsverdichter sind Turboverdichter und werden nur für große Massendurchsätze eingesetzt. Zu den Verdrängungsverdichtern zählen unter anderem Hubkolben-, Scroll- und Schraubenverdichter.

Für Kompressionswärmepumpen im Wohnungsbereich werden am häufigsten vollhermetische Hubkolben- oder Scrollverdichter eingesetzt. Hubkolbenverdichter arbeiten mit oszillierenden Bewegungen, die über einen Rotationsmotor und eine Pleuellwelle erzeugt werden. Scrollverdichter arbeiten hingegen direkt mit den vom Rotationsmotor erzeugten rotierenden Bewegungen. Sie bestehen aus zwei ineinander gelegten Spiralen, wobei eine fest sitzt, und sich die andere kreisförmig exzentrisch bewegt. Durch diese Bewegung wird das am Spiraleinlauf angesaugte Gas in die Mitte der Spirale befördert und dabei verdichtet. In Abbildung 2-8 ist die Funktionsweise eines Scrollverdichters schematisch dargestellt.

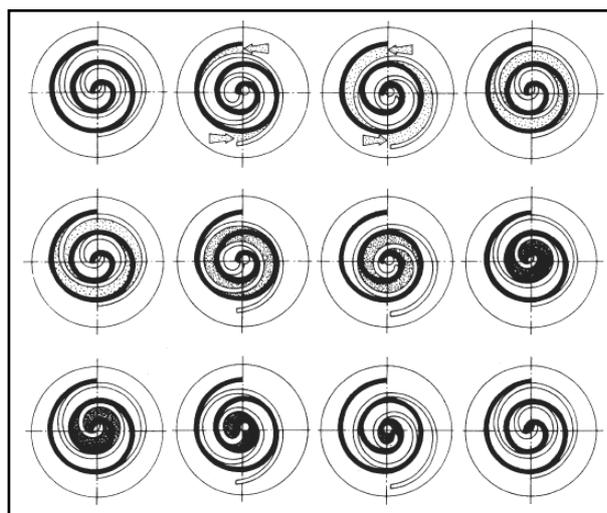


Abbildung 2-8 Funktionsweise eines Scrollverdichters¹

¹vgl. Grote/Feldhusen (2007), S.M65

„Die Vorteile dieser Konstruktion sind neben geringem Leistungsgewicht sowie Bauvolumen und keine Arbeitsventile auch größere Laufruhe, höherer Liefergrad und gleichförmigerer Drehmomentenverlauf als bei Hubkolbenverdichtern.“¹

2.5.2 Wärmetauscher

Die in der Heizungstechnik hauptsächlich verwendeten Wärmeübertrager sind Rohrbündelwärmetauscher (Abbildung 2-10) und Plattenwärmetauscher (Abbildung 2-9).

Rohrbündelwärmetauscher bestehen grundsätzlich aus dem äußeren Gehäuse, der inneren, aus Röhren bestehenden, Wärmeübertragungsbatterie und den Ein- und Auslasskammern für das Heizmittel. Bei Plattenwärmetauschern erfolgt die Wärmeübertragung über dünne Platten, die mit Prägungen versehen und anschließend zusammen mit zwei begrenzenden, stabilen Spannplatten zu einem Plattenpaket verschraubt oder verlötet werden. Durch die Prägungen erhält man Fließspalte durch die die beiden im Wärmeaustausch stehenden Medien strömen. Die Vorteile der Plattenwärmeübertrager liegen in ihrer Kompaktheit, Wartungsfreundlichkeit und Korrosionsbeständigkeit.²

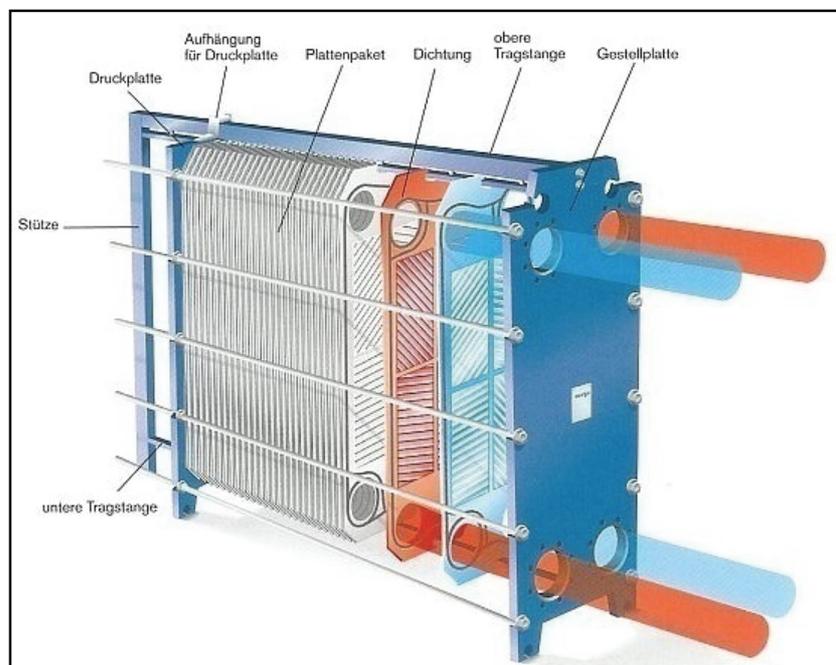


Abbildung 2-9 Geschraubter Plattenwärmetauscher³

¹ Grote/Feldhusen (2007), S.M64

² vgl. Schramek (2009), S.825f

³ wasserundwaerme (2011)

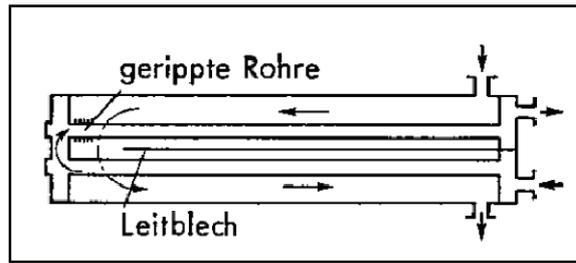


Abbildung 2-10 Rohrbündelwärmeübertrager¹

Je nach Strömungsführung in den Wärmetauschern unterscheidet man zwischen Gegenstrom-, Gleichstrom- und Kreuzstrom-Wärmetauschern.

Bei den Gegenstrom-Wärmetauschern strömen die beiden im Wärmeaustausch befindlichen Fluide in entgegengesetzter Richtung zueinander (Abbildung 2-11). Bei gleichem Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}_p = \dot{m} * c_p$ der Stoffströme kann mit ihnen der beste Wirkungsgrad erreicht werden.

Bei Gleichstrom-Wärmetauschern besitzen die Medien dieselbe Strömungsrichtung, wodurch sich, aufgrund der entgegengesetzten Steigung der Temperaturverläufe, ein schlechterer Wirkungsgrad ergibt (Abbildung 2-11). Ein Vorteil ergibt sich beim Gleichstromprinzip daraus, dass wegen der größeren mittleren Temperaturdifferenz kleinere Wärmeübertragungsflächen benötigt werden.

Jene Stelle, an der die beiden Fluide die geringste Temperaturdifferenz besitzen, wird als Pinch-Point bezeichnet.

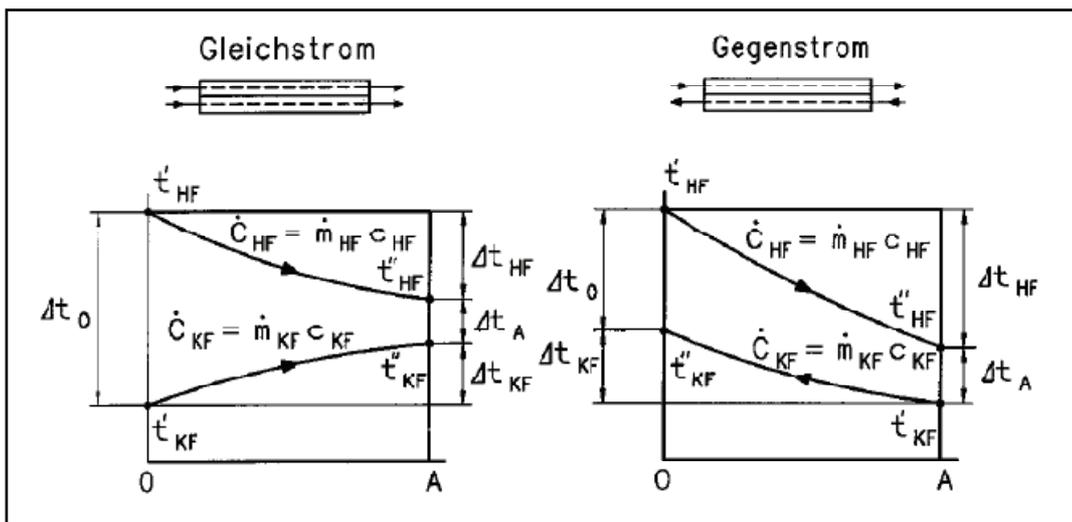


Abbildung 2-11 Temperaturverlauf bei Gleich- und Gegenstrom-Wärmetauschern²

¹ Schramek (2009), S.825

² Schramek (2009), S.259

Kreuzstrom-Wärmetauscher besitzen eine Strömungsführung, bei der die Medien quer zueinander strömen. Für den Fall, dass einer der beiden Kanäle mehrere Windungen aufweist, kann zusätzlich zwischen Kreuzgegenstrom und Kreuzgleichstrom unterschieden werden, je nach dem, ob die Windungen in, oder entgegen der Strömungsrichtung des anderen Fluides angeordnet sind.

Ein spezieller Sonderfall bei der Wärmeübertragung ergibt sich bei Kondensation bzw. Verdampfung. In diesem Fall bleibt nämlich die Temperatur des verdampfenden bzw. kondensierenden Mediums konstant, was zur Folge hat, dass sein Wärmekapazitätsstrom unendlich groß wird (siehe Abbildung 2-12).

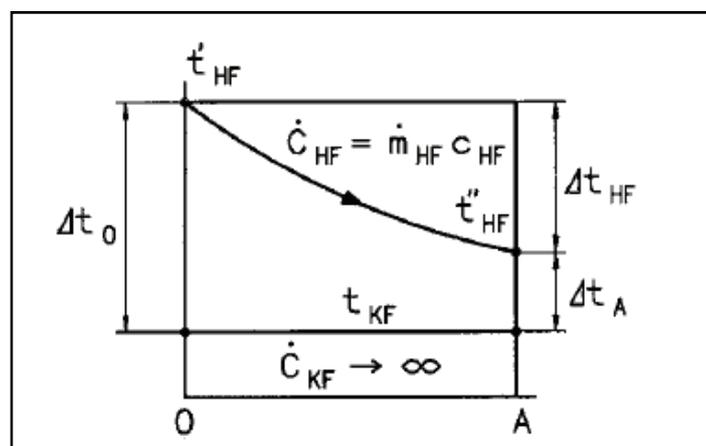


Abbildung 2-12 Temperaturverlauf in einem Wärmeübertrager bei Verdampfung¹

2.5.3 Expansionsventil

Das Expansionsventil hat die Aufgabe, das Kältemittel vom Hochdruckniveau zurück auf das Niederdruckniveau zu entspannen. Die Regelung erfolgt hierbei entweder thermisch oder elektronisch.

2.5.3.1 Thermisches Expansionsventil

„Der Fühler, mit einer geeigneten Gas- oder Flüssigkeitsfüllung, ist an der Saugleitung hinter dem Verdampfer in 5-Uhr-Stellung befestigt. Ein Kapillarrohr überträgt Temperaturänderungen auf ein Membransystem, das als Antrieb des Ventilkegels dient. Auf die Unterseite der Membran wirkt der Druck am Anfang des Verdampfers (innerer Druckausgleich). Steigende Überhitzung in der Saugleitung erhöht den

¹ Schramek (2009), S.259

Temperaturfühlerdruck auf die Membran und öffnet das Ventil: Regelgröße ist also die Überhitzungstemperatur. Bei sinkender Kühlerleistung würde am kältemittelseitigen Austritt noch unverdampftes Kältemittel vorhanden sein, infolgedessen keine Überhitzung, wenn das Thermoventil nicht sofort die Kältemittelzufuhr verringern würde.

Normaleinstellung: 5...7 K Überhitzung.

Bei größerem Druckverlust im Verdampfer verwendet man Ventile mit äußerem Druckausgleich, weil sonst die Überhitzung zu hoch würde. Dabei wird der Raum unter der Membran durch die Ausgleichleitung mit dem Verdampferende verbunden, so dass gleichbleibende Überhitzung und damit trockenes Ansaugen des Verdichters gesichert sind, auch wenn der Verdampfer einen Druckabfall erzeugt.“¹

Abbildung 2-13 zeigt den schematischen Aufbau eines thermischen Expansionsventils mit inneren und äußerem Druckausgleich.

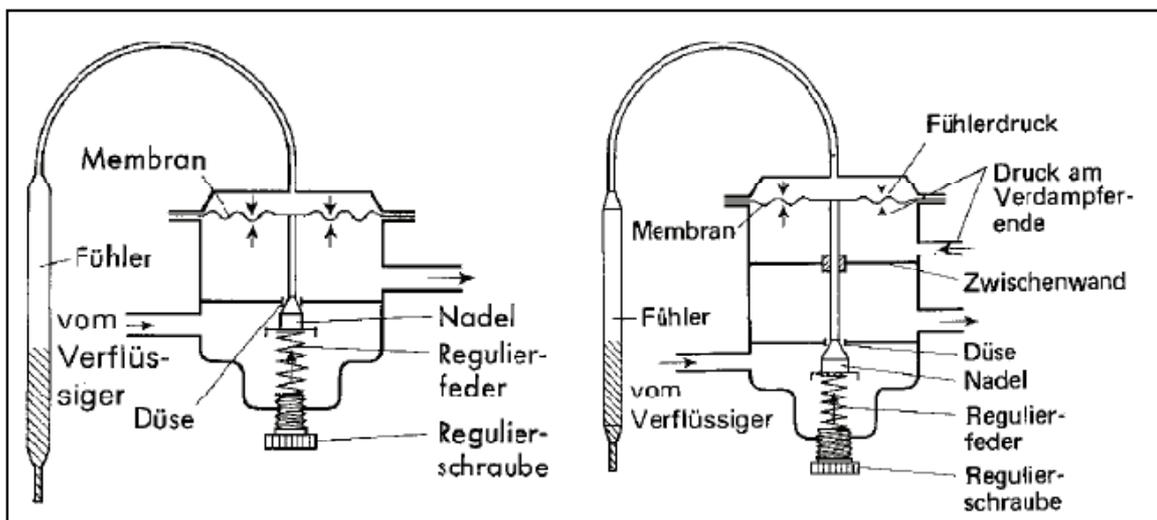


Abbildung 2-13 Thermisches Expansionsventil mit inneren (links) und äußerem (rechts) Druckausgleich²

2.5.3.2 Elektronisches Expansionsventil³

Bei den elektronischen Expansionsventilen erfolgt die Regelung durch Berechnung der Überhitzung am Verdampferaustritt, wozu die Temperatur und der Druck am Austritt gemessen werden. Über den Druck wird die Sättigungstemperatur des strömenden Mediums ermittelt, und durch Differenzbildung von Austritts- und Sättigungstemperatur kann auf die Überhitzung geschlossen werden.

¹ Schramek (2009), S.2013

² Schramek (2009), S.2014

³ in Anlehnung an Schramek (2009), S.2015

Vorteil dieser Expansionsventile ist ihr besseres Regelverhalten im Teillastbetrieb und bei niedrigen Verflüssigungstemperaturen. Zusätzlich ist ein Verzicht auf das in der Flüssigkeitsleitung üblicherweise angeordnete Magnetventil möglich, da beim Abstellen der Anlage das elektronische Expansionsventil ganz geschlossen werden kann.

2.5.4 Vier-Wegeventil

Wärmepumpen, die sowohl zum Heizen, als auch zum Kühlen verwendet werden, benötigen zur Prozessumkehr zumindest ein 4-Wegeventil. Diese Ventile zeichnen sich dadurch aus, dass sie 4 Anschlüsse besitzen, wobei jeweils zwei durch einen internen Schieber miteinander verbunden sind. Durch betätigen einer Magnetspule erfolgt ein Stellungswechsel des Schiebers, wodurch sich die Anschlusspaarungen, und somit der Weg des Kältemittels durch das Ventil, verändern. Es ist dabei zu beachten, dass diese Ventile einen nicht unwesentlichen Druckverlust, sowie einen Wärmeübertrag und eine interne Leckage zwischen den zwei Strömen aufweisen. Abbildung 2-14 zeigt den inneren Aufbau eines 4-Wege-Ventils.

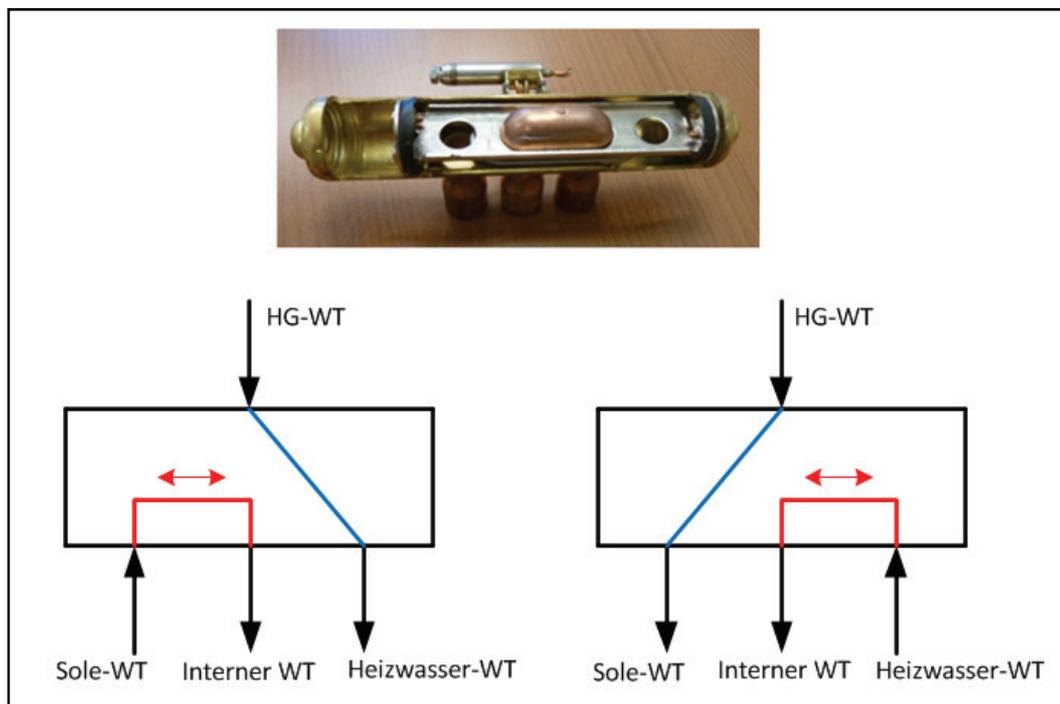


Abbildung 2-14 Hydraulikschema eines 4-Wegeventils (Anschlussbezeichnungen wie in Versuchsanlage; vgl. Abbildung 3-1)

2.6 Effizienz der Wärmepumpe¹

Wärmepumpen können mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik energetisch betrachtet und bewertet werden.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass die Energie, also die Summe von Exergie und Anergie, der an einem Prozess beteiligten Energieträger stets konstant bleibt.

Die Energiebilanz einer Wärmepumpe folgt der Beziehung der Formel 2-1.

$$P = Q_H - Q_0 \quad 2-1$$

Wärmepumpen werden mit Hilfe einer Leistungszahl energetisch beschrieben. Früher wurde diese Leistungszahl mit ε gekennzeichnet, wogegen heutzutage die Leistungszahl des Heizbetriebes mit dem Coefficient of Performance (COP) beschrieben wird und jene des Kühlbetriebes mit dem Energy Efficiency Ratio (EER).

Für den Heizbetrieb errechnet sich die Leistungszahl aus dem Verhältnis der nutzbaren Wärmeleistung zur aufgewendeten Leistung (Formel 2-2) und für den Kühlbetrieb wird an Stelle der nutzbaren Wärmeleistung die nutzbare Kälteleistung verwendet (Formel 2-3).

$$COP = \frac{\text{Heizleistung}}{\text{Antriebsleistung}} \quad 2-2$$

$$EER = \frac{\text{Kälteleistung}}{\text{Antriebsleistung}} \quad 2-3$$

Der Carnotprozess (Abbildung 2-4) stellt jenen Prozess mit der maximal erreichbaren Effizienz dar. Die Leistungszahl des Carnotprozesses, die Carnotleistungszahl, für eine Wärmepumpe kann für den Heizbetrieb nach den Formeln 2-4 bis 2-8 berechnet werden.

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_H}{P} \quad 2-4$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * T_H * (s_2 - s_1) \quad 2-5$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} * T_0 * (s_2 - s_1) \quad 2-6$$

$$P = \dot{Q}_H - \dot{Q}_0 \quad 2-7$$

¹ in Anlehnung an Schramek (2009), S.1960f

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_0} = \frac{\dot{m} * T_H * (s_2 - s_1)}{\dot{m} * T_H * (s_2 - s_1) - \dot{m} * T_0 * (s_2 - s_1)} = \frac{T_H}{T_H - T_0} \quad \mathbf{2-8}$$

Analoges gilt für den Kühlbetrieb, nur dass anstelle der Heizleistung die Kälteleistung den Nutzen darstellt (Formel 2-9).

$$EER_C = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{T_0}{T_H - T_0} \quad \mathbf{2-9}$$

Die Effizienz ist sowohl von inneren, als auch von äußeren Faktoren abhängig und kann als innere oder äußere Leistungszahl angegeben werden.

Bei der Berechnung der äußeren Carnotleistungszahl verwendet man die mittleren Temperaturniveaus der Wärmezufuhr und –abfuhr, also die mittlere Temperatur der Wärmequelle bzw. –senke. Die mittleren Temperaturen können mit Formel 2-10 berechnet werden.

$$\bar{T} = \frac{T_{ein} + T_{aus}}{2} \quad \mathbf{2-10}$$

Zur Berechnung der Leistungszahlen des äußeren Carnotprozesses für Heiz- und Kühlbetrieb ergeben sich somit Formel 2-11 und 2-12.

$$COP_{C_{au\beta en}} = \frac{\bar{T}_{W\ddot{a}rmesenke}}{\bar{T}_{W\ddot{a}rmesenke} - \bar{T}_{W\ddot{a}rmequelle}} \quad \mathbf{2-11}$$

$$EER_{C_{au\beta en}} = \frac{\bar{T}_{W\ddot{a}rmequelle}}{\bar{T}_{W\ddot{a}rmesenke} - \bar{T}_{W\ddot{a}rmequelle}} \quad \mathbf{2-12}$$

Die innere Leistungszahl wird ausschließlich mit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur eines Prozesses berechnet und berücksichtigt die irreversiblen Verluste der Wärmeübertrager nicht mit (Formel 2-13 und 2-14).

$$COP_{C_{innen}} = \frac{T_{kond}}{T_{kond} - T_{verd}} \quad \mathbf{2-13}$$

$$EER_{C_{innen}} = \frac{T_{verd}}{T_{kond} - T_{verd}} \quad \mathbf{2-14}$$

Die Leistungszahl des Perkins-Evans-Prozesses (Abbildung 2-5) errechnet sich mit Hilfe der Enthalpien aus den Formeln 2-15 bis 2-19.

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_2 - h_3) \quad \mathbf{2-15}$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} * (h_1 - h_4) \quad \mathbf{2-16}$$

$$P = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad \mathbf{2-17}$$

$$COP_{PE} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad \mathbf{2-18}$$

$$EER_{PE} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad \mathbf{2-19}$$

Auch der reale Prozess (Abbildung 2-6) kann auf diese Weise berechnet werden, jedoch sind hier die realen und nicht die idealisierten Zustände zu betrachten, und zusätzlich müssen die mechanischen Verluste des Verdichters (z.B. Lagerreibung) berücksichtigt werden (Formel 2-20 bis 2-24).

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_{2\ddot{u}} - h_{3u}) \quad \mathbf{2-20}$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} * (h_{1\ddot{u}} - h_4) \quad \mathbf{2-21}$$

$$P = \dot{m} * (h_{2\ddot{u}} - h_{1\ddot{u}}) * \frac{1}{\eta_{mech}} \quad \mathbf{2-22}$$

$$COP = \frac{(h_{2\ddot{u}} - h_{3u})}{(h_{2\ddot{u}} - h_{1\ddot{u}})} * \eta_{mech} \quad \mathbf{2-23}$$

$$EER = \frac{(h_{1\ddot{u}} - h_4)}{(h_{2\ddot{u}} - h_{1\ddot{u}})} * \eta_{mech} \quad \mathbf{2-24}$$

Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung der Effizienz von Wärmepumpen besteht in der Verwendung der Energien anstelle der Leistungen. Dieser Faktor wird dann als Arbeitszahl bezeichnet und beschreibt den Nutzungsgrad über einen längeren Zeitraum. Meist wird die Arbeitszahl über ein Jahr hinweg berechnet, und wird deshalb auch Jahresarbeitszahl (JAZ) oder Seasonal Performance Factor (SPF) genannt. Die Jahresarbeitszahl kann mit Hilfe der Formel 2-25 berechnet werden.

$$JAZ = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q_{\text{Nutz}}}{\int_{t_1}^{t_2} W} \quad \mathbf{2-25}$$

3 Beschreibung des Versuchsaufbaus

Um die Messungen an der Versuchsanlage ordnungsgemäß durchführen zu können, wurde der Betrieb der Wärmepumpe am Prüfstandstand der Firma IDM simuliert. Nachfolgend werden der verwendete Kältekreis, sowie der Aufbau und die Funktion des Prüfstandes näher erläutert.

3.1 Kältemittelkreislauf

Als Arbeitsmedium wurde das ungiftige und nicht entflammbare Kältemittel R410A eingesetzt.

Die Wärmepumpe wurde reversibel, nach einem in der Firma üblichen Standardschema, aufgebaut und enthält zusätzlich zu allen Komponenten eines klassischen Kältekreises auch ein 4-Wegeventil zur Prozessumkehr. In Abbildung 3-1 ist das Rohrleitungs- und Instrumenten-Schema (R&I-Schema) der Anlage dargestellt.

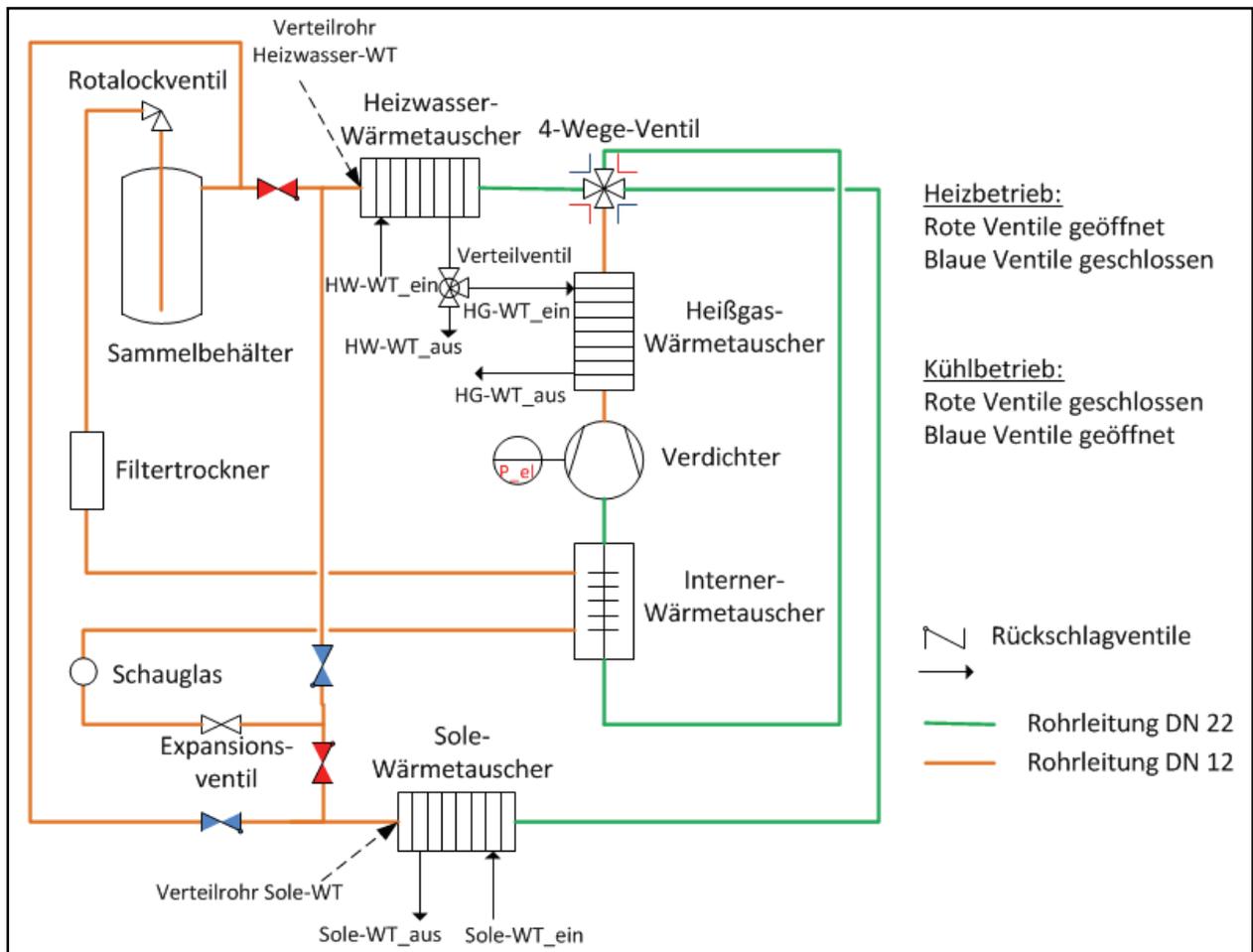


Abbildung 3-1 R&I-Schema der Versuchsanlage

In Tabelle 3-1 sind die in der Anlage verbauten Komponenten aufgelistet.

Tabelle 3-1 Geräteliste der Versuchsanlage

Komponente	Hersteller	Bezeichnung	Bemerkung
Verdichter	Copeland	ZH12K1P	Scrollverdichter
Heißgas-Wärmetauscher	Alfa Laval	CBH30-10	Plattenwärmetauscher
Heizkreis-Wärmetauscher	Alfa Laval	CBH60-50	Plattenwärmetauscher
Verteilrohr Heizkreis-WT	Alfa Laval	VC-605010	gesintertes Verteilerrohr
Sole-Wärmetauscher	Alfa Laval	CBH60-70	Plattenwärmetauscher
Verteilrohr Sole-WT	Alfa Laval	VC-607017	gesintertes Verteilerrohr
Interner Wärmetauscher	Parker	HE 1078-11.5	Koaxialwärmetauscher
4-Wegeventil	Ranco	414100100 – V6	4000 cm ³ /min interne Leckage
Expansionsventil	Carel	E2V24	elektronisch geregelt; max.42bar
Rückschlagventile	Danfoss	Typ NRV 12s	
Filtertrockner	Copeland	Alco ADK-1612MMS	0,38L/-45°C bis 65°C/max.45bar
Hochdrucksammler m. Rotalockventil	Klimal	FM 2.4 (M12/R1)	2,4L/-10°C bis 100°C/max.28 bar
Schauglas	Danfoss	SGN+ 12	80°C/max.46bar
Rohrleitungen <ul style="list-style-type: none"> • Sauggasleitungen • Sonstige Leitungen 			Kupferrohre <ul style="list-style-type: none"> d 22 x 1 mm d 12 x 1 mm

Um eine bessere Kältemittelverteilung im Verdampfer zu erreichen, wurde ein Verteilrohr am Verdampfereintritt vorgesehen. Verteilrohre sind dünne, gesinterte Metallhülsen, die einen bestimmten Druckverlust aufweisen und dadurch eine gleichmäßigere Verteilung des Kältemittels im Verdampfer gewährleisten.

Da im Heizbetrieb der Sole-Wärmetauscher der Verdampfer ist und im Kühlbetrieb der Heizwasser-Wärmetauscher, wurde in beiden Wärmetauschern ein Verteilrohr eingebaut. Aufgrund der Tatsache, dass sich bei Prozessumkehr zwischen Heizen und Kühlen die Durchströmung der Wärmetauscher kältemittelseitig umkehrt, befindet sich das Verteilrohr des Kondensators in beiden Betriebsfällen an dessen Austritt (siehe Abbildung 3-1).

Heizbetrieb:

Abbildung 3-2 zeigt das R&I-Schema für den Heizbetrieb, wobei jene Leitungen, die nicht durchflossen werden, grau dargestellt sind. Unterstützend zur Erklärung ist in Abbildung 3-3 der Prozess schematisch in einem t-h-Diagramm dargestellt.

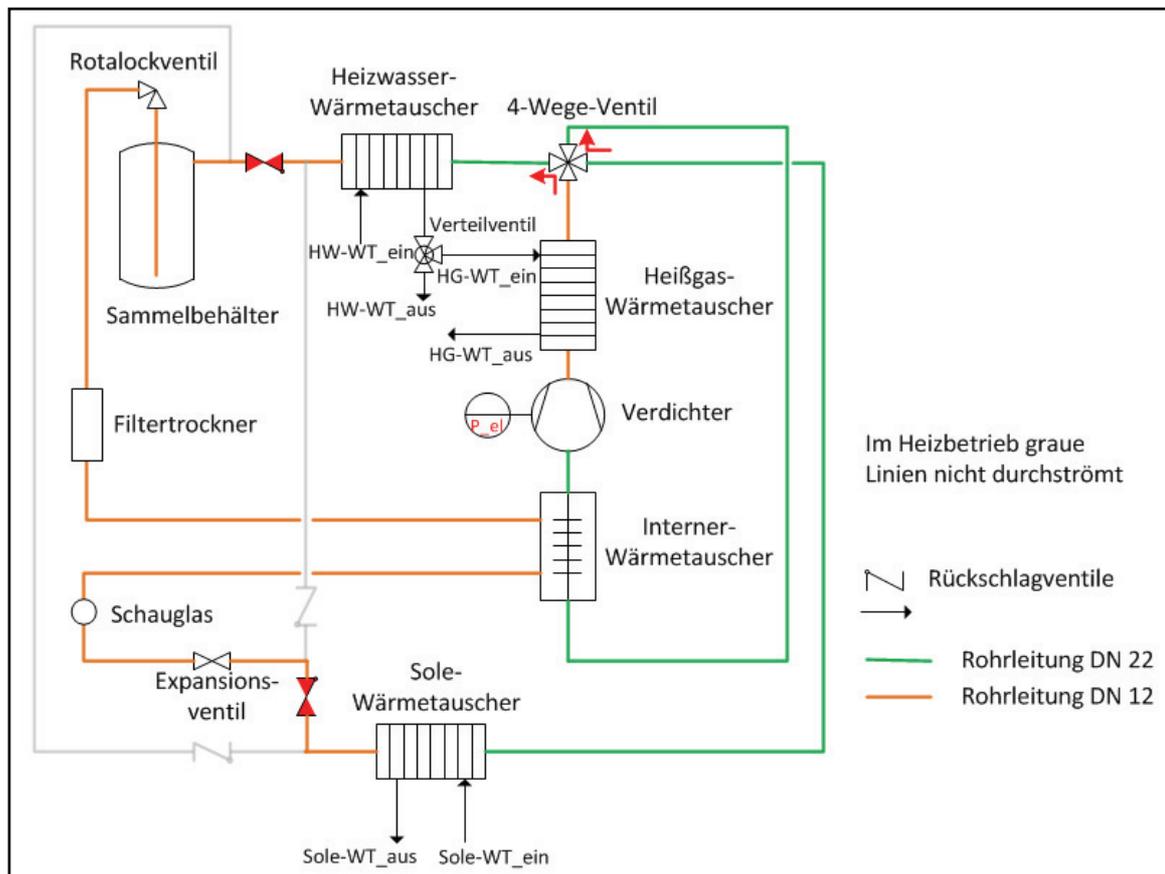


Abbildung 3-2 R&I-Schema der Versuchsanlage für den Heizbetrieb

Im Heizbetrieb wird das vollständig verdampfte und überhitzte Kältemittel durch den Verdichter auf das Hochdruckniveau gehoben. Im Heißgas-Wärmetauscher wird ein Teil der erzeugten Wärme im Gegenstromprinzip auf den Warmwasserkreislauf übertragen, hierbei wird jedoch immer nur soviel Wasser erwärmt, dass eine Austrittstemperatur des Wassers von ca. 55°C erreicht wird. Nach Durchlaufen des 4-Wegeventils wird der restliche Teil der nutzbaren Wärme, ebenfalls im Gegenstromprinzip, im Heizwasser-Wärmetauscher (Kondensator) auf den Heizkreislauf übertragen. Nach dem Kondensator strömt das flüssige Kältemittel über den Hochdrucksammler, der das überschüssige Kältemittel beinhaltet, das nicht von den übrigen Anlagenkomponenten aufgenommen werden kann, weiter zum internen Wärmetauscher, wo wiederum im Gegenstrom ein Wärmaustausch mit dem Kältemitteldampf nach Verdampferaustritt erfolgt. Anschließend wird das Kältemittel im

elektronischen Expansionsventil zurück auf den Verdampfungsdruck entspannt. Sowohl der Niederdruck, auf den entspannt wird, als auch der Hochdruck sind abhängig von der minimalen Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Sekundärmedium die mit den entsprechenden Wärmetauschern erreicht wird. Die zur Verdampfung notwendige Leistung wird mit Hilfe des Sole-Wärmetauschers auf den Kältekreislauf übertragen und unter Verwendung einer drehzahlgeregelten Sole-Pumpe geregelt. Auch hier findet die Übertragung im Gegenstrom statt. Bevor das Kältemittel nun wieder den Verdichter-Eintritt erreicht, wird es im internen Wärmetauscher überhitzt, um eine Beschädigung des Verdichters durch Flüssigkeitstropfen sicher zu vermeiden.

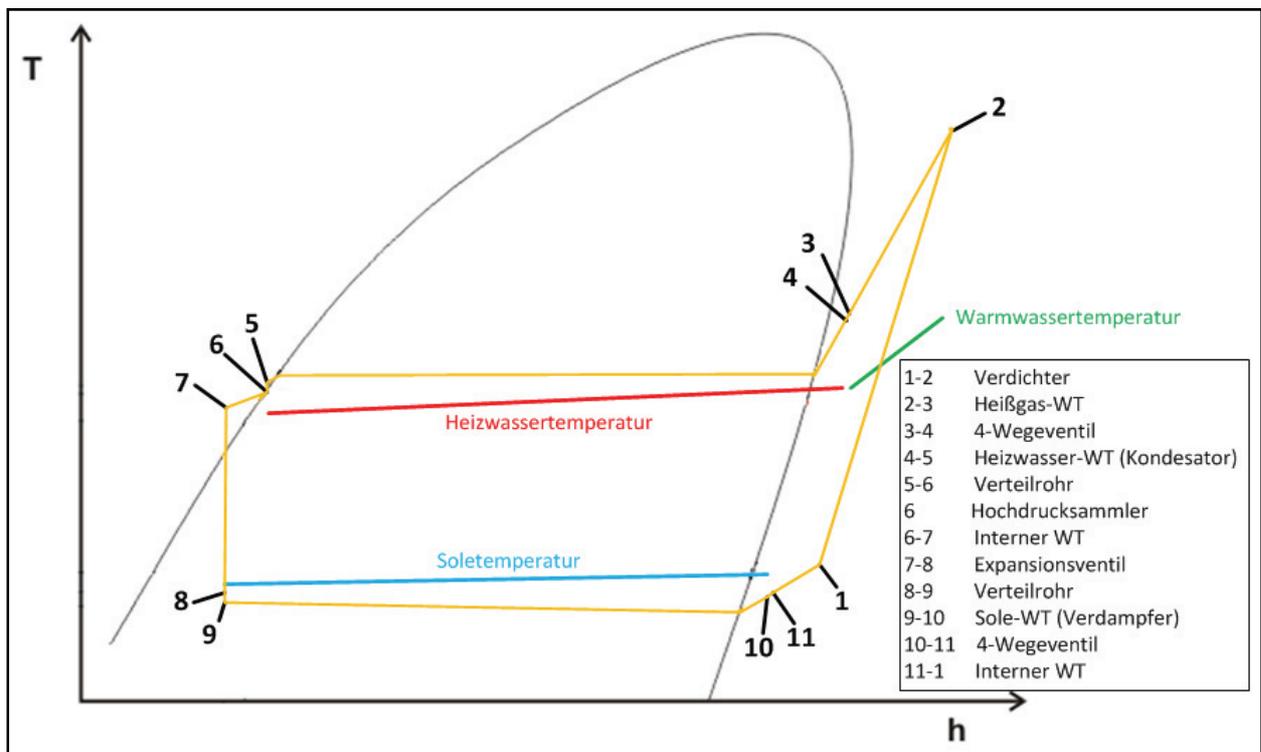


Abbildung 3-3 Schematische Darstellung des Wärmepumpenprozess für den Heizbetrieb in einem t-h-Diagramm

Kühlbetrieb:

Abbildung 3-4 zeigt das R&I-Schema für den Kühlbetrieb, wobei jene Leitungen, die nicht durchflossen werden, wiederum grau dargestellt sind. Auch ist wieder, zum besseren Verständnis, in Abbildung 3-5 der Prozess in einem t-h-Diagramm dargestellt.

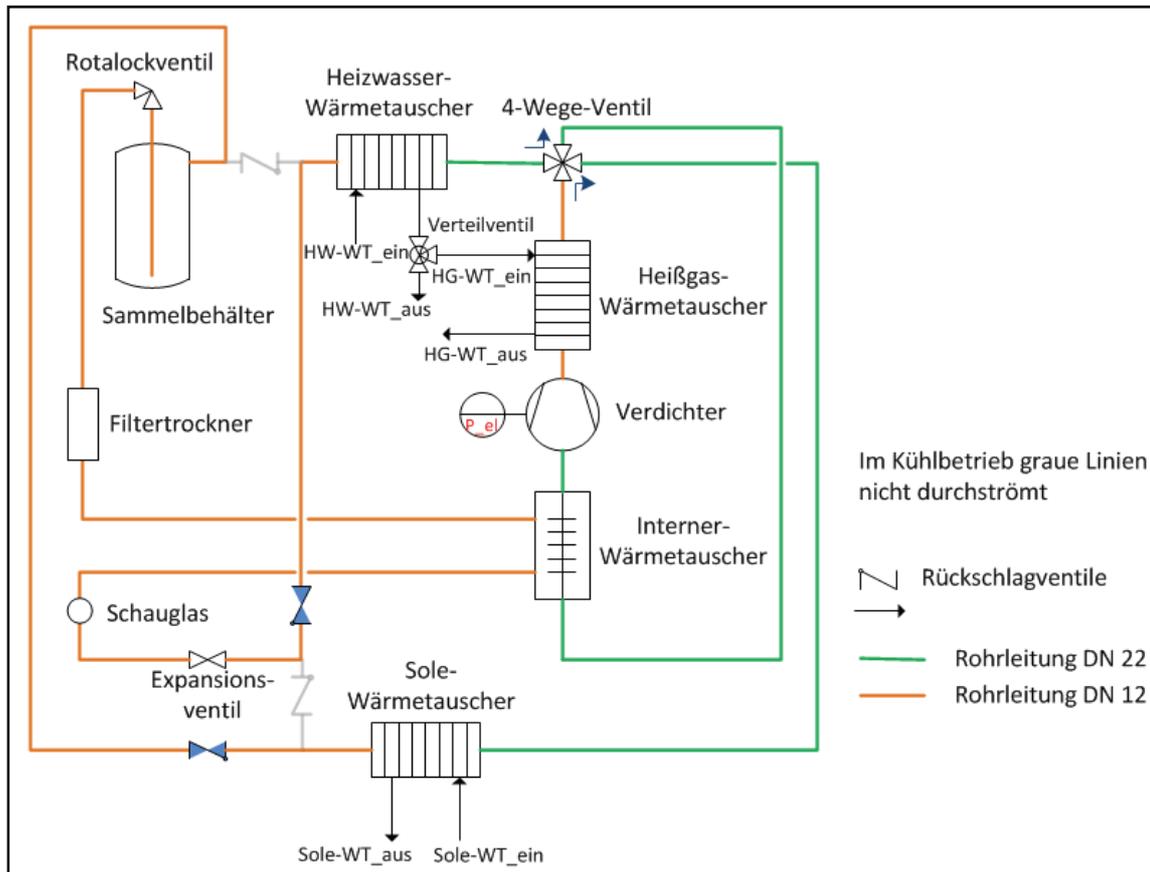


Abbildung 3-4 R&I-Schema der Versuchsanlage im Kühlbetrieb

Im Kühlbetrieb funktioniert der Kreislauf sehr ähnlich. Im Unterschied zum Heizbetrieb erfolgt hier jedoch keine Wärmeabgabe über den Heißgas-Wärmetauscher, und das 4-Wegeventil wird so gestellt, dass nach dem Heißgas-Wärmetauscher nicht der Heizwasser-Wärmetauscher, sondern der Sole-Wärmetauscher durchströmt wird. Dies hat zur Folge, dass nun die Kondensationswärme des Arbeitsmediums nicht mehr auf den Heizkreis, sondern auf die Sole übertragen wird, und sich dadurch die Sole erwärmt. Nach Durchströmen des Sammlers, des internen Wärmetauschers und der Drossel erfolgt nun die zur Verdampfung des Kältemittels benötigte Wärmeaufnahme aus dem Heizkreis über den Heizwasser-Wärmetauscher. Dies hat zur Folge, dass sich das Heizwasser abkühlt und damit eine Kühlung des Wohnraumes erfolgen kann. Nachteilig an dieser Betriebsweise ist die Tatsache, dass nun der Heizwasser- und der Sole-Wärmetauscher nicht mehr im Gegenstrom, sondern im Gleichstrom betrieben

werden. Durch den Gleichstrombetrieb wird zwar eine größere Temperaturdifferenz zwischen den sich im Wärmeaustausch befindlichen Medien erreicht, es kann jedoch nur eine verringerte Leistung übertragen werden.

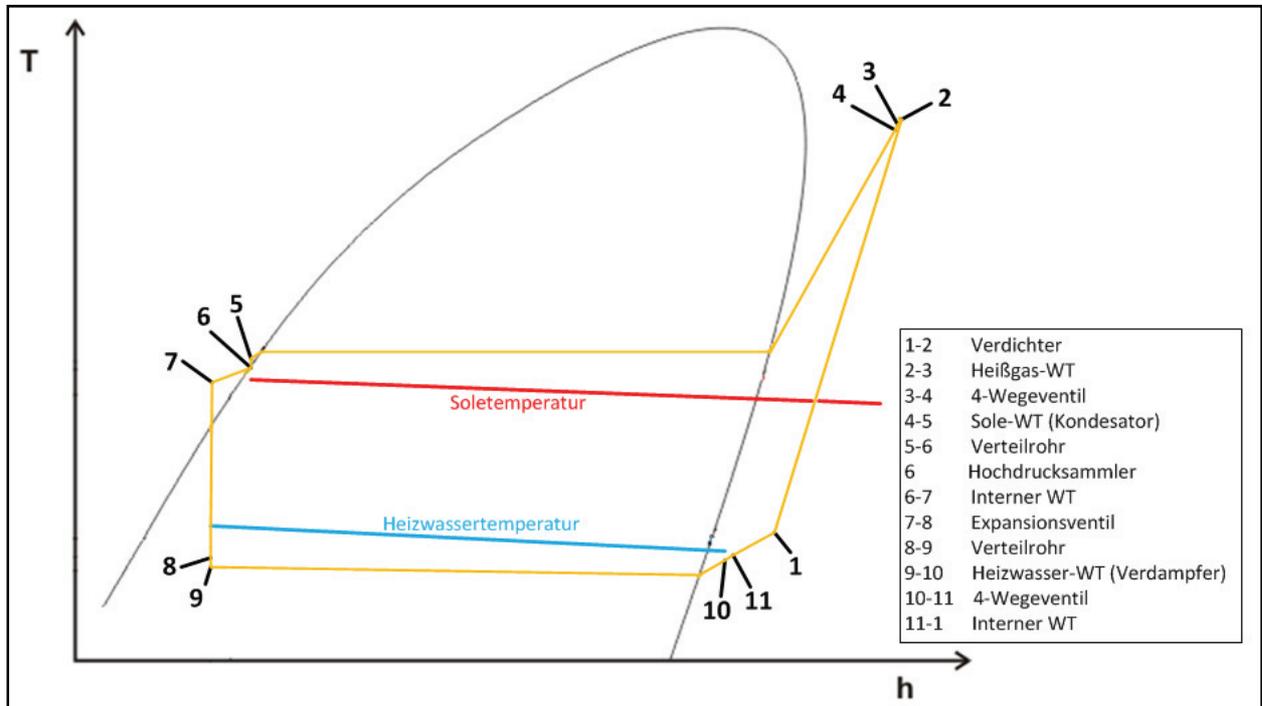


Abbildung 3-5 Schematische Darstellung des Wärmepumpenprozess für den Kühlbetrieb in einem t-h-Diagramm

Der Solekreislauf des Prüfstandes ist mit einem Wasser/Frostschutz-Gemisch aus 37% Ethylen-Glykol und 63% Wasser gefüllt, welches einen Frostschutz von bis zu -21°C gewährleistet. Da sich die Soletemperatur aufgrund des Wärmeentzugs in der Wärmepumpe verringert, ist es notwendig, die Sole anschließend wieder zu erwärmen, um so die Vorlauftemperatur wieder zu erreichen. Diese Erwärmung erfolgt über den Wärmetauscher WT_3, der mit einem wassergefüllten, 1000-Liter-Speicher (Solewasserspeicher) verbunden ist. Um eine konstante Vorlauftemperatur der Sole zu erhalten, ist nach der Erwärmung im Wärmetauscher ein Mischventil angeordnet, das durch Zumischen von kalter Sole die gewünschte Temperatur einstellt. Des Weiteren befindet sich im Solerücklauf eine Verbindung zu einem 100-Liter-Ausdehnungsgefäß.

Die Rückkühlung des Heizwasserspeichers, beziehungsweise die Rückerwärmung des Solespeichers, kann auf zwei Arten erfolgen: Zum einen ist ein direkter Wärmeaustausch zwischen Solewasser- und Heizwasserspeicher über den Wärmetauscher WT_2 möglich, und zum anderen kann ein Wärmeaustausch über den mit einer Frischwasserleitung verbundenen Wärmetauscher WT_1 erfolgen.

Um ein Befüllen, sowohl des Solewasserspeicher, als auch des Heizwasserspeichers ermöglichen zu können, ist der Heizwasserspeicher mit einer Frischwasserleitung verbunden.

Damit eine vollständige Vermessung der Wärmepumpe möglich wird, ist es notwendig, nicht nur den Kältekreis, sondern auch den Heiz- und Solekreis mit Messtechnik auszustatten. Zu diesem Zweck werden alle die Wärmepumpe betreffenden Ein- und Austrittstemperaturen gemessen und am Solerücklauf, sowie an den beiden Rückläufen des Heizkreises von der Wärmepumpe zum Heizwasserspeicher die Durchflussmengen ermittelt.

4 Verwendete Messtechnik

Um komponentenspezifische Parameter, wie zum Beispiel die Wärmedurchgangskoeffizienten der Wärmetauscher oder den Isentropen-Wirkungsgrad des Verdichters, berechnen zu können, ist es notwendig, die Versuchsanlage zu vermessen. Die zu messenden Größen sind Temperatur, Druck, Durchflussmenge (Geschwindigkeit), sowie elektrische Leistungsaufnahme.

Die Abbildungen 4-1 und 4-2 zeigen die für den Heiz- und Kühlbetrieb verwendeten Messschemen, und die dazugehörigen Messgeräte sind in Tabelle 4-1 angeführt.

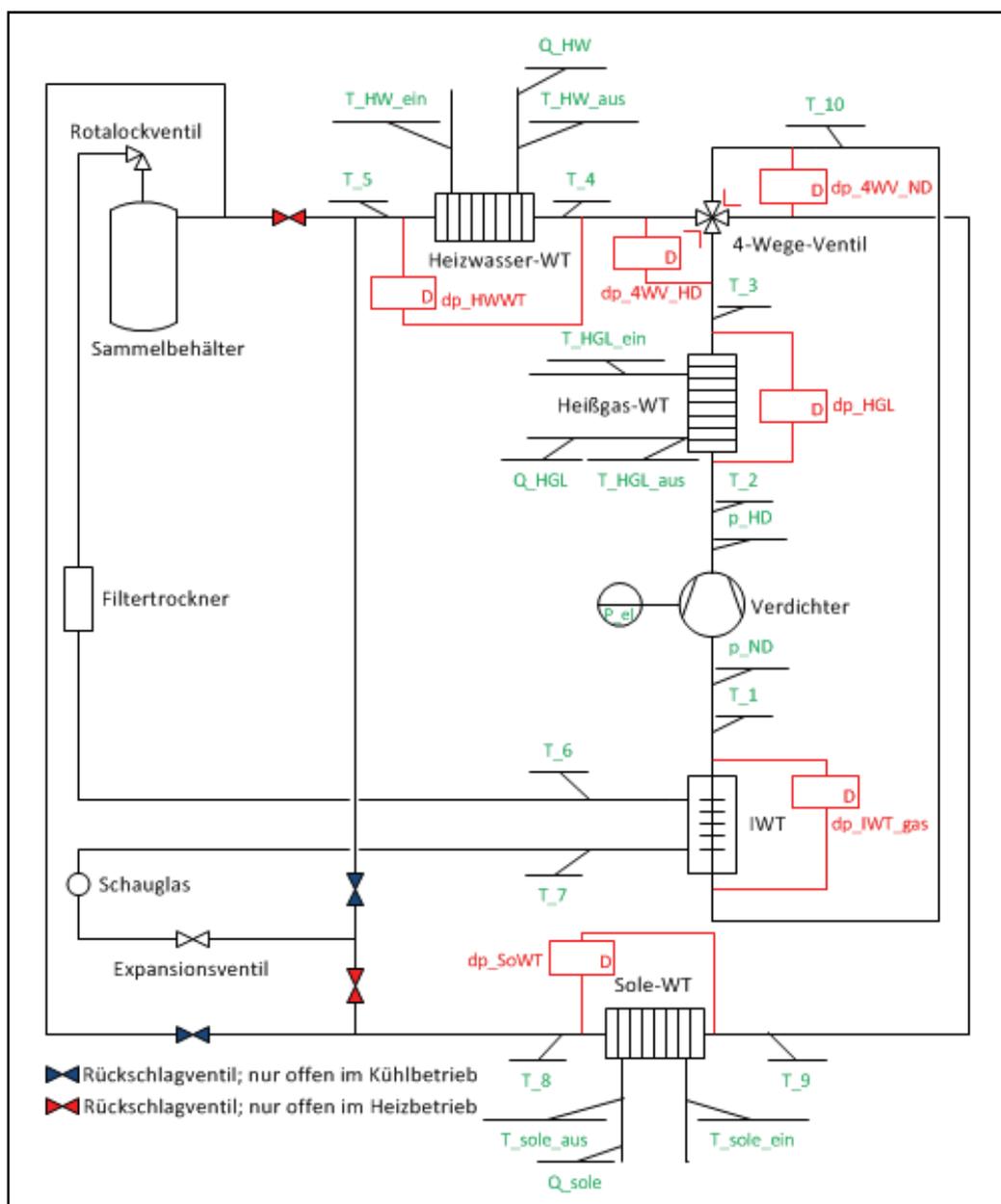


Abbildung 4-1 Messschema Heizbetrieb

Um eine bessere Vergleichbarkeit des Heiz- und Kühlbetriebes zu ermöglichen, wurden die Bezeichnungen der Temperatursensoren des Kältekreislaufes für den Kühlbetrieb dem veränderten Schema angepasst (siehe Abbildung 4-2).

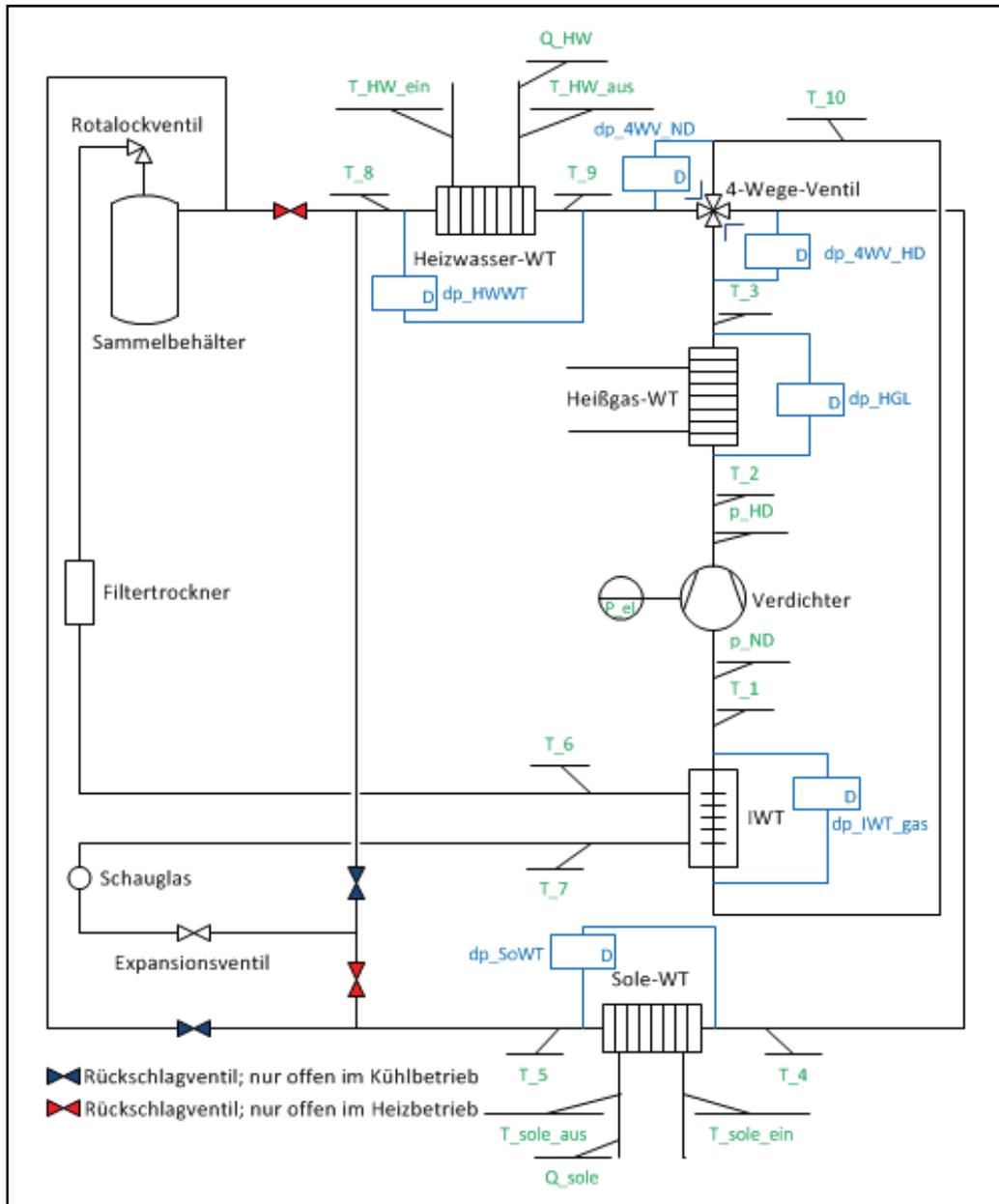


Abbildung 4-2 Messschema Kühlbetrieb

Tabelle 4-1 Liste der verwendeten Messgeräte

Bezeichnung	Messgerät	Bemerkung
T_1; T_2; T_3; T_4; T_5; T_6; T_7; T_8; T_9; T_10	Thermoelement Typ K Klasse A	Anlegefühler
T_sole_ein; T_sole_aus; T_HW_ein; T_HW_aus; T_HGL_ein; T_HGL_aus	Widerstandsthermometer PT-100 1/10 Klasse B	4-Leiter-Schaltung; Nass eingebaut
P_ND	Drucktransmitter	Absolutdruck
P_HD	Drucktransmitter	Absolutdruck
dp	Drucktransmitter	Differenzdruck
Q_Sole; Q_HW; Q_HGL	Magnetisch Induktives Durchflussmessgerät	
P_Verdichter	Elektrisches Leistungsmessgerät	

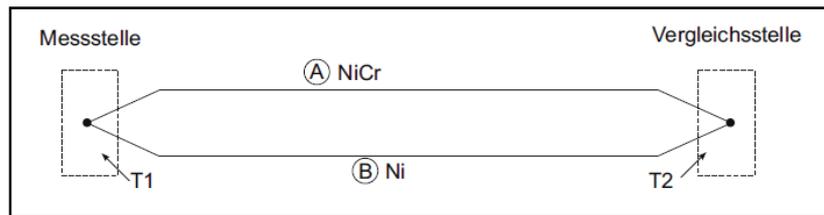
4.1 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung werden zwei verschiedene Verfahren eingesetzt: Zum einen die Messung mit Hilfe von nass eingebauten Widerstandsthermometern und zum anderen jene mit Hilfe von Anlege-Thermoelementen. Alle Temperaturen des Kältekreis werden mit Hilfe von Thermoelementen des Typs K der Klasse A gemessen. Die Temperaturen des Heiz- und Solekreislaufs werden über eine Vierleiterschaltung mittels PT100 Widerstandsthermometern der Genauigkeit 1/10 Klasse B gemessen.

4.1.1 Thermoelemente¹

Thermoelemente nutzen den Seebeck-Effekt (Abbildung 4-3) zur Bestimmung der Temperatur. Unter diesem thermoelektrischen Effekt versteht man die Generierung einer Spannung in einem Stromkreis aus zwei unterschiedlichen Metallen oder Halbleitern. Die auftretende Spannung wird Thermospannung genannt, ist abhängig von den verwendeten Materialien, und ist proportional der Temperaturdifferenz der beiden Kontaktstellen.

¹ in Anlehnung an Parthier (2008), S.165ff

Abbildung 4-3 Thermoelektrischer Effekt¹

Beim Anschließen eines Messgerätes zum Messen der Spannung entstehen zwei weitere Kontaktstellen, deren Spannungen die Spannung der Messstelle aufheben würden, wenn sie dieselben Temperaturen aufweisen würden. Um bei der Messung trotz dieses Problems ein korrektes Ergebnis zu erhalten, müssen beide Kontaktstellen der Messeinrichtung auf einer bestimmten, exakt der gleichen Temperatur (Vergleichstemperatur) gehalten werden. Diese Temperierung erreicht man entweder durch den Einsatz eines Thermostaten oder einer speziellen Ausgleichsdose.

Die in der Praxis als Temperatursensoren eingesetzten Thermoelemente bestehen aus den in Tabelle 4-2 aufgelisteten, genormten Thermopaaren.

Tabelle 4-2 Kenndaten von industriell eingesetzten Thermoelementen nach DIN 43710 bzw. ANSI

Thermopaarung	Einsatztemperatur-Bereich (in °C)	Thermokonstante (in $\mu\text{V}\cdot\text{K}^{-1}$)	ANSI- Kennbuchstabe
W5 Re - W26 Re	0...2300	16	C
NiCr - Konstantan	-40...900	81	E
Fe - Konstantan	-180...750	56	J
NiCr - Ni	-180...1350	43	K
Pt13 Rh - Pt	-50...1700	10	R
Pt10 Rh - Pt	-50...1750	9	S
Cu - Konstantan	-250...400	46	T

¹ vgl. Nitsche/Brunn (2006), S.130

Zusätzlich ist beim Einsatz von Thermoelementen zu beachten, dass meist die Messstelle nicht mit dem Anzeigeort übereinstimmt. Um die notwendigen Ausgleichsleitungen zwischen Messstelle und Messgerät möglichst kostengünstig zu gestalten, werden nicht die sehr teuren Thermometalle als elektrische Leiter eingesetzt, sondern billigere Speziallegierungen, die gegenüber den verwendeten Thermometallen keine Thermospannung aufweisen (Abbildung 4-4).

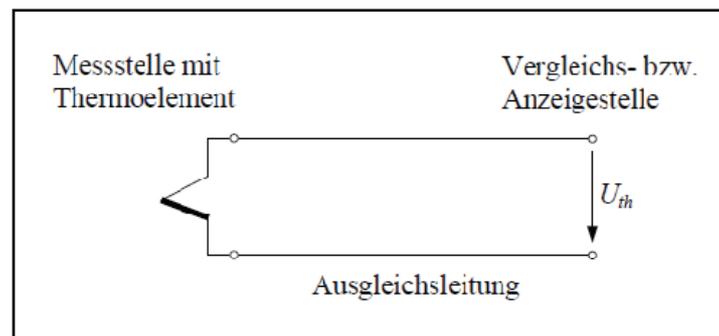


Abbildung 4-4 Thermoelement mit Ausgleichsleitung¹

4.1.2 Widerstandsthermometer²

Bei den Widerstandssensoren erfolgt die Bestimmung der Temperatur durch die Messung des temperaturabhängigen Ohmschen Widerstands eines Metalls oder Halbleiters. Je nach Widerstandscharakteristik unterscheidet man Metallwiderstands-, NTC (negative temperature coefficient)- und PTC (positive temperature coefficient)-Sensoren, wobei NTC- und PTC-Sensoren meist nur für Sonderaufgaben zur Anwendung kommen.

Die Metallwiderstandssensoren weisen einen relativ konstanten und positiven Temperaturkoeffizienten auf und zeichnen sich durch ihre temperaturabhängige Widerstandscharakteristik nach Formel 4-1 aus.

$$R(t) = R(t_0) * [1 + \alpha * (t - t_0) + \beta * (t - t_0)^2] \quad 4-1$$

t ... Messtemperatur

t_0 ... Bezugstemperatur

$R(t)$... Widerstand bei Messtemperatur

$R(t_0)$... Widerstand bei Bezugstemperatur

α ... beschreibt linearen Anteil des Temperaturkoeffizienten

β ... beschreibt quadratischen Anteil des Temperaturkoeffizienten

¹ Parthier (2008), S.168

² in Anlehnung an Parthier (2008), S.161ff

In der Praxis kann oft, abhängig von der gemessenen Temperatur, das quadratische Glied vernachlässigt werden ohne unzulässig hohe Fehler zu produzieren. In diesem Fall vereinfacht sich die Gleichung auf Formel 4-2.

$$R(t) = R(t_0) * [1 + \alpha * (t - t_0)] \quad \mathbf{4-2}$$

Die Genauigkeit der Widerstandsthermometer ist nach EN 60751 genormt. Für PT100-Sensoren gelten zum Beispiel folgende zwei Toleranzklassen:

Klasse A: $\Delta t = 0,15K + 0,002 * |t - t_0|$ Temperaturbereich bis 650°C

Klasse B: $\Delta t = 0,30K + 0,005 * |t - t_0|$ Temperaturbereich bis 850°C

Bei genaueren Anforderungen gibt es auch noch engere Toleranzklassen, die jedoch nicht mehr genormt sind. Dies wären zum Beispiel für einen PT 100:

Klasse 1/3B: $\Delta t = 0,10K + 0,00167 * |t - t_0|$

Klasse 1/10B: $\Delta t = 0,03K + 0,00050 * |t - t_0|$

„Da eine elektrische Widerstandsmessung ohne größeren Aufwand mit hoher Präzision möglich ist, kann folglich auch die Temperatur sehr genau bestimmt werden. Allerdings ist bei Widerstandsthermometern prinzipiell zu berücksichtigen, dass der Sensor im Gegensatz zu einem Thermoelement kein aktiver Messwertgeber ist, sondern dass zur Widerstandsmessung ein Messstrom durch den Messfühler erforderlich ist. Um zu vermeiden, dass dieser Strom zu einer messwertverfälschenden Temperaturerhöhung des Messwiderstandes selbst führt (Hitzdrahtprinzip), muss er sehr klein gehalten und die resultierende Ohmsche Wärme abgeleitet werden.“¹

Bei der Widerstandsmessung von Widerstandsthermometern werden grundsätzlich Zwei-, Drei- oder Vierleiterschaltungen verwendet. Die Zweileiterschaltung stellt die ungenaueste Möglichkeit der Widerstandsmessung dar, da die Leitungswiderstände unweigerlich mitgemessen werden. Bei der Dreileiterschaltung ist es möglich, die Leitungseinflüsse zu kompensieren, wenn alle drei Zuleitungen denselben Widerstand aufweisen. Mit der Vierleiterschaltung ist es möglich, den zu bestimmenden Widerstand ohne Leitungseinflüsse zu messen.

Die in dieser Arbeit verwendete Vierleiterschaltung für Widerstandsthermometer funktioniert wie folgt:

¹ Nitsche/Brunn (2006), S.135

„Bei der 4-Draht-Messung nach Abbildung 4-5 wird der Strom über zwei Leitungen in den zu bestimmenden Widerstand R_x eingespeist und die Spannung über R_x mit zwei getrennten Leitungen abgegriffen. Die Kontaktierung der Spannungsmessklemmen erfolgt hierbei direkt am Widerstand R_x . Durch diese Kontaktierung wird erreicht, dass die unvermeidbaren Spannungsabfälle über den Stromspeiseleitungen R_{kI} nicht in die Spannungsmessung eingehen. Des Weiteren sind durch den hohen Innenwiderstand R_U des Spannungsmessers die Spannungsmessleitungen quasi stromlos, so dass an den Spannungsmesskontakten und Leitungen R_{kU} keine Spannung abfällt. Die gemessene Spannung stimmt damit sehr genau mit der Spannung am Widerstand R_x überein.“¹

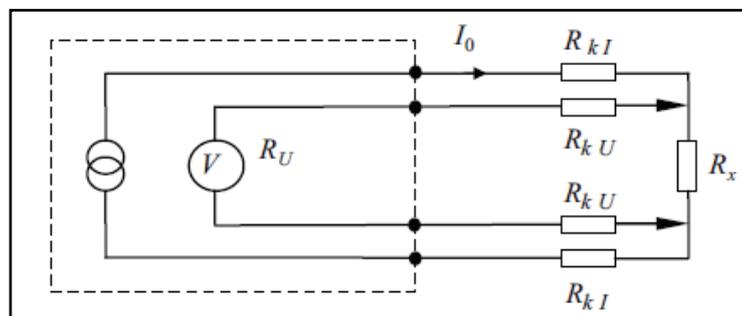


Abbildung 4-5 Vierleiter- Messprinzip²

4.2 Druckmessung³

Zur Druckmessung erforderliche Messeinrichtungen bestehen immer aus einer Sonde und einem Messwertaufnehmer.

Die Sonde dient zur Bereitstellung der Messgröße und kann je nach Ausführung entweder für die Messung des Gesamtdruckes oder des statischen Druckes ausgelegt sein. Sonden, mit denen nur der statische Druck gemessen werden soll, werden mit tangential zur Strömung gerichteten Bohrungen versehen, um so dem Einfluss des geschwindigkeitsabhängigen dynamischen Druckes zu entgehen. Bei der Messung des Gesamtdruckes ist es hingegen erforderlich, den dynamischen Druck mit zu berücksichtigen, wodurch es notwendig ist, Sonden parallel und entgegen der Strömungsrichtung anzuordnen.

In dieser Arbeit werden ausschließlich die statischen Drücke des Kältekreises mit Hilfe tangentialer Bohrungen ermittelt.

¹ Mühl (2008), S.130f

² Mühl (2008), S.131

³ in Anlehnung an Nitsche/Brunn (2006), S.12ff

Bei den Druckaufnehmern gibt es verschiedene Ausführungen, die nach unterschiedlichen Prinzipien arbeiten. Das einfachste Prinzip ist jenes der Flüssigkeitsmanometer, bei denen die Verschiebung einer Flüssigkeitssäule infolge unterschiedlicher Druckbeaufschlagung als Maß für den anliegenden Druck dient. Andere Aufnehmer arbeiten auf elektromechanischer Basis und bieten den Vorteil, dass sie ein unmittelbar dem Druck proportionales, elektrisches Signal liefern. Die Arbeitsprinzipien, nach denen die elektromechanischen Messgeräte arbeiten, sind wiederum sehr verschieden und umfassen zum Beispiel die Messung mittels Dehnmessstreifen oder piezoelektrischer Messelemente.

Die in dieser Arbeit verwendeten Messwertaufnehmer sind induktive Druckaufnehmer, welche die Durchbiegung der Messmembran infolge Druckbeaufschlagung, und damit auch die Druckdifferenz selbst über induktive Aufnehmer (elektromagnetische Spulen) registrieren (Abbildung 4-6).

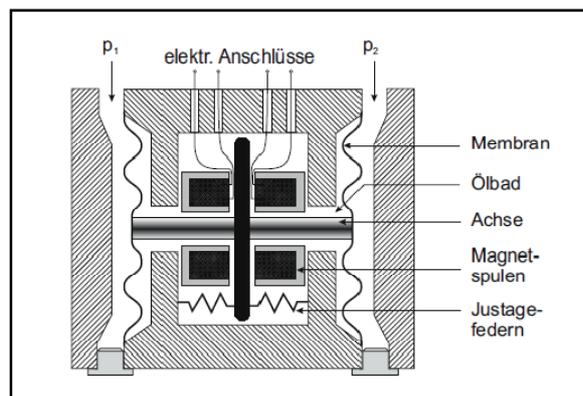


Abbildung 4-6 Induktiver Druckaufnehmer¹

Die elektromechanischen Aufnehmer können sowohl als Absolutdruck-, Überdruck- oder Differenzdruck-Messgeräte verwendet werden, wobei der Absolutdruck gegen Vakuum, und der Überdruck gegen einen Referenzdruck gemessen wird (vgl. Abbildung 4-7).

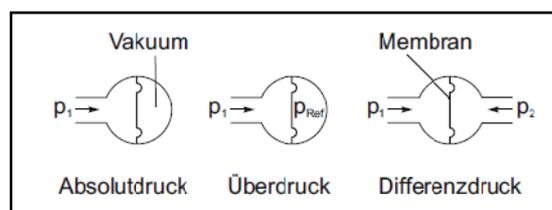


Abbildung 4-7 Arten von Druckaufnehmern²

¹ Nitsche/Brunn (2006), S.26

² Nitsche/Brunn (2006), S.25

4.3 Durchflussmessung¹

Um die vom Kältemittel aufgenommene Verdampferleistung und die abgegebene Heizleistung bestimmen zu können, werden im Sole- bzw. Heizkreis die Temperaturen am Wärmetauschereintritt und -austritt, sowie der Durchfluss durch den Wärmetauscher gemessen. Die Temperaturmessungen erfolgen mittels nass eingebauter PT100 Fühler, und die Durchflussmessungen mittels magnetisch induktiver Durchflussmessgeräte (MID).

Das Messprinzip der MID's beruht auf dem Faraday'schen Induktionsgesetz, wonach in einem elektrisch leitfähigen Körper eine Spannung induziert wird, wenn dieser in einem Magnetfeld bewegt wird (Abbildung 4-8).

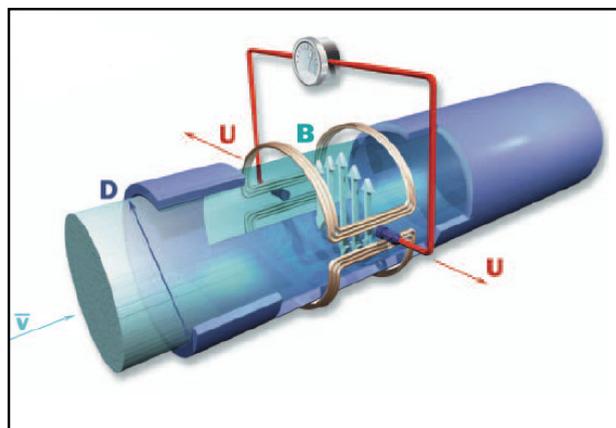


Abbildung 4-8 Aufbau eines magnetisch-induktiven Durchflussmessgerätes²

Bei der Durchflussmessung ist der elektrisch leitfähige Körper das durch das Messgerät durchströmende Medium, welches deshalb eine gewisse Mindestleitfähigkeit besitzen muss. Das Magnetfeld mit der Induktion B senkrecht zur Rohrlängsachse wird durch eine diametral angeordnete, stromdurchflossene Feldspule erzeugt. Die Messung der im Medium induzierten Spannung kann entweder über zwei Elektroden, die in leitendem Kontakt mit dem Messstoff stehen, oder berührungslos, kapazitiv abgegriffen werden. Um zu verhindern, dass die induzierte Spannung durch die Rohrwand kurzgeschlossen wird, ist das Rohr aus elektrisch isolierendem Material oder innen mit einer Isolierung versehen.

¹ in Anlehnung an Hoffmann (2003), S.6ff

² Hoffmann (2003), S.6

Die gemessene Spannung ist proportional der mittleren Geschwindigkeit des Mediums v_m , dem Innendurchmesser D , der Induktion B , sowie einer gerätespezifischen Konstante k (Formel 4-3).

$$U = k * B * D * v_m \quad 4-3$$

Der Durchfluss berechnet sich aus Geschwindigkeit mal Fläche nach Formel 4-4.

$$Q = v_m * D^2 * \frac{\pi}{4} \quad 4-4$$

Durch umformen der Gleichung 4-3 von U auf D und einsetzen in die Formel 4-4 ergibt sich für den Durchfluss in Abhängigkeit von der gemessenen Spannung Formel 4-5.

$$Q = \frac{U * D * \pi}{4 * k * B} \quad 4-5$$

4.4 Elektrische Leistungsaufnahme

Zur Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters wurde ein modularer Netzqualitätsanalysator der Firma Carlo Gavazzi GmbH verwendet. Das Messgerät dient vorwiegend zur Überwachung der Spannungsqualität der von Seiten des Energiedienstleisters gelieferten Energie, kann jedoch aufgrund seiner vielen Zusatzfunktionen auch zur Energiemessung eingesetzt werden.

4.5 Hard- und Software zur Messdatenerfassung

Zur Messdatenerfassung wurde Hardware der Produktserie Fieldpoint der Firma National Instruments verwendet. Diese Produkte sind besonders zur Datenerfassung und Gerätesteuerung im industriellen Bereich geeignet. Die Eingangsmodule mit denen die Messsignale erfasst wurden, waren: FP-RTD-124 zur Erfassung der Signale der Widerstandsthermometer, FP-TC-120 mit denen die Signale der Thermoelemente erfasst wurden und FP-AI-111 für die Erfassung der Signale der Drucksensoren.

Um die erhaltenen elektrischen Signale in Messwerte umzuwandeln, und um die Ergebnisse anschließend zu visualisieren, wurde die von National Instruments entwickelte Software LabView eingesetzt. LabVIEW bedeutet „Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench“ und ist eine Entwicklungsumgebung die auf Basis der Programmiersprache G arbeitet.

Zur Weiterverarbeitung der in LabVIEW aufgezeichneten Daten wurde das ebenfalls von National Instruments entwickelte Datenverarbeitungs-Programm DIADEM eingesetzt. Dieses Programm ermöglicht eine einfache und schnelle Verarbeitung der Messdaten und wird zum Beispiel dazu verwendet, um aus den über einen längeren Zeitraum aufgenommenen Messwerten den Arithmetischen Mittelwert zu bilden und automatisch in einem Protokoll auszugeben.

4.6 Messunsicherheiten

4.6.1 Druck-, Durchfluss- und Leistungsmessgerät

Außer bei den Temperatursensoren konnte bei keinem weiteren Messgerät eine Kalibration durchgeführt werden. Bei diesen Messgeräten musste die Messunsicherheit unter Verwendung der Herstellerangaben bestimmt werden.

Die von den Herstellern angegebenen Messungenauigkeiten entsprechen einer Rechteckverteilung, was bedeutet, dass alle Messwerte innerhalb der Toleranzgrenzen gleich wahrscheinlich sind. In Wirklichkeit wird dies jedoch nicht der Fall sein, da genauere Werte eher auftreten werden, als ungenauere. Die Auftrittswahrscheinlichkeit kann berücksichtigt werden, indem man annimmt, dass die Messwerte nicht einer Rechteck-Verteilung folgen, sondern einer Gauß-Verteilung.

Die Berechnung der Messunsicherheit bei angenommener Gauß-Verteilung kann aus den Herstellerangaben mit der Formel 4-6 erfolgen.

$$u_{Gau\beta} = \frac{\text{obere Grenze} - \text{untere Grenze}}{\sqrt{12}} \quad 4-6$$

Mit dieser Formel wird eine Auftrittswahrscheinlichkeit von 68% angenommen, was bedeutet, dass 68% der Messungen innerhalb der angegebenen Grenzen liegen.

4.6.2 Temperaturfühler

Im Zuge der Messunsicherheitsanalyse wurden die Temperaturfühler kalibriert, um die entstehenden Unsicherheiten zu reduzieren.

Die Kalibrierung der Temperatursensoren erfolgte durch einen Präzisions-Temperatur-Blockkalibrator der Marke SIKA-electronic unter Verwendung des Datenerfassungsprogrammes Labview und des Datenauswertungsprogrammes Diadem.

Die Temperatursensoren wurden dabei unter Verwendung der entsprechenden Abdichthülsen der Reihe nach in den Kalibrator gegeben, und anschließend ein Zyklus gestartet, bei dem die beiden Temperaturniveaus 0°C und 35°C abwechselnd über längere Zeit angefahren wurden. Die von den Temperatursonden gelieferten elektrischen Signale wurden mittels Labview in Temperaturen umgerechnet, und die Werte anschließend in einem Diadem-File ausgegeben. Mit Hilfe von Diadem wurden nun die arithmetischen Mittelwerte der einzelnen Sensoren auf den jeweiligen Temperaturniveaus berechnet, und die Differenz zur Kalibrator Temperatur ermittelt. Anschließend wurde den Temperatursensoren die Differenz zur Kalibrator Temperatur bei 0°C , beziehungsweise bei 35°C als Offset zugewiesen, je nach dem, welches Temperaturniveau näher an der zu messenden Temperatur während des Versuches lag.

Abbildung 4-9 zeigt den Verlauf des Kalibriervorganges mit den entsprechenden Unsicherheiten, wobei die korrigierte Unsicherheit dem Offset entspricht.

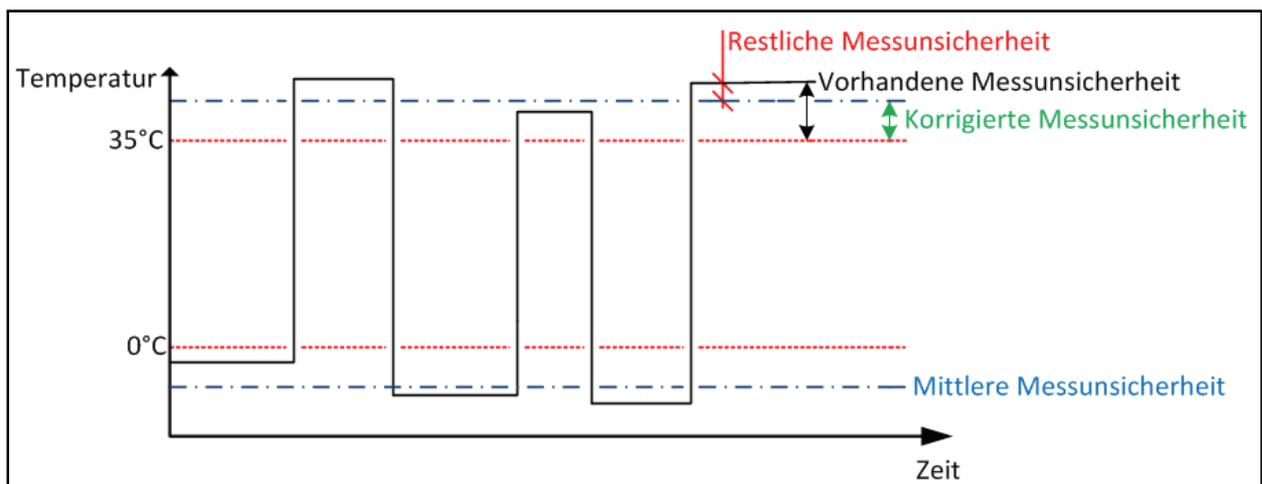


Abbildung 4-9 Kalibriervorgang der Temperatursensoren

Die „restliche“ Messunsicherheit wurde unter Betrachtung der einzelnen Mess-Zyklen für die Thermoelemente mit $\pm 0,2$ Kelvin abgeschätzt, und für die PT100-Fühler mit $\pm 0,05$ Kelvin.

Zusätzlich zur noch vorhandenen Unsicherheit der Sensoren mussten auch noch die Unsicherheit des Kalibrators, und die Unsicherheit des Messverfahrens berücksichtigt werden.

Die Toleranzangabe des Kalibrators beträgt $\pm 0,1$ Kelvin, wobei diese Angabe wieder einer Rechteckverteilung entspricht. Für eine angenommene Gaußverteilung verringert sich die Unsicherheit nach Formel 4-6 auf $\pm 0,076$ Kelvin. Des Weiteren wurde die Verfahrensunsicherheit der Anlege-Thermoelemente mit einer relativ geringen

Unsicherheit von $\pm 0,1$ Kelvin abgeschätzt, da die Thermoelemente sehr gut gedämmt, und die Messstellen mit reichlich Wärmeleitpaste bestrichen wurden.

Die gesamte Messunsicherheit u_{gesamt} wurde schlussendlich aus den einzelnen Unsicherheiten u_i mit der Formel 4-7 bestimmt.

$$u_{\text{gesamt}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2} \quad 4-7$$

4.6.3 Gesamte Messunsicherheit der einzelnen Messeinrichtungen

Das Ergebnis der Messunsicherheit der einzelnen Messeinrichtungen ist nachstehend in Tabelle 4-3 angeführt. Die Auswirkungen, die diese Unsicherheiten mit sich bringen, sind im Ergebnis der Auswertungsrechnung (Kapitel 6-2) enthalten.

Tabelle 4-3 Messunsicherheiten der einzelnen Messeinrichtungen

Messgerät	Angenommene Messunsicherheit
Thermoelement Typ K	$\pm 0,24$ [K]
Widerstandsthermometer PT 100	$\pm 0,09$ [K]
Niederdruck-Transmitter	$\pm 0,023$ [bar]
Hochdruck-Transmitter	$\pm 0,115$ [bar]
Differenzdruck-Transmitter	$\pm 0,0005$ [bar]
Magnetisch Induktives Durchflussmessgerät	$\pm (0,3\% * MW^{\#} * 2) / (12)^{0,5}$ [m ³ /h]
Leistungsmessgerät	$\pm 17,3$ [W]

MW...Messwert

5 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Die Untersuchung der Versuchswärmepumpe erfolgt sowohl für den Heiz-, als auch für den Kühlbetrieb. Die Messungen erfolgten über einen längeren Zeitraum, wobei anschließend die über LABVIEW aufgezeichneten Messwerte im Datenverarbeitungsprogramm DIADEM gemittelt wurden.

Die Betriebspunkte, die für den Heiz- und Kühlbetrieb vermessen wurden, sind in Tabelle 5-1 angeführt.

Tabelle 5-1 Vermessene Betriebspunkte für Heiz- und Kühlbetrieb

Betriebspunkt	S0W35	S30W7
Sole-Eintrittstemperatur [°C]	0	30
Sole-Austrittstemperatur [°C]	-3	35
Heizwasser-Eintrittstemperatur [°C]	30	12
Heizwasser-Austrittstemperatur [°C]	35	7

Im Heizbetrieb wurde der Heizwasser-Massenstrom, der über den Heißgas-Wärmetauscher geführt wird, von Hand so eingestellt, dass die austretende Warmwassertemperatur ungefähr 55°C betrug.

Im Kühlbetrieb hingegen wird kein Heizwasser über den Heißgas-Wärmetauscher geführt, wodurch auch keine geregelte Wärmeabgabe über diesen erfolgt.

In beiden Fällen wurde das elektronische Expansionsventil von Hand so eingestellt, dass eine positive Überhitzung am Verdampferaustritt vorherrschte.

Die Kältemittel-Füllmenge der Anlage betrug zu Beginn 5,2 kg. Nach Auswertung der ersten Messergebnisse wurde ersichtlich, dass eine notwendige Annahme die Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator betreffend, nicht zulässig war, da auf Grund einer Überfüllung der Anlage die Unterkühlung zu groß ausfiel. Die getroffene Annahme ist auf Seite 59 erläutert. Um die erforderliche Annahme treffen zu können, war es notwendig, die Anlage nochmals mit einer geringeren Kältemittelmenge zu füllen und anschließend neu zu vermessen. Mit der neuen Füllmenge von 4,28 kg wurden schließlich Werte für die Unterkühlung erhalten, die die Annahme bezüglich der Unterkühlung rechtfertigten.

In Tabelle 5-2 sind die Ergebnisse der Wärmepumpenmessung für beide Betriebspunkte und beide Kältemittelfüllmengen angeführt, und in Abbildung 5-1 für die Kältemittelfüllmenge von 4,28 kg im log p-h-Diagramm dargestellt.

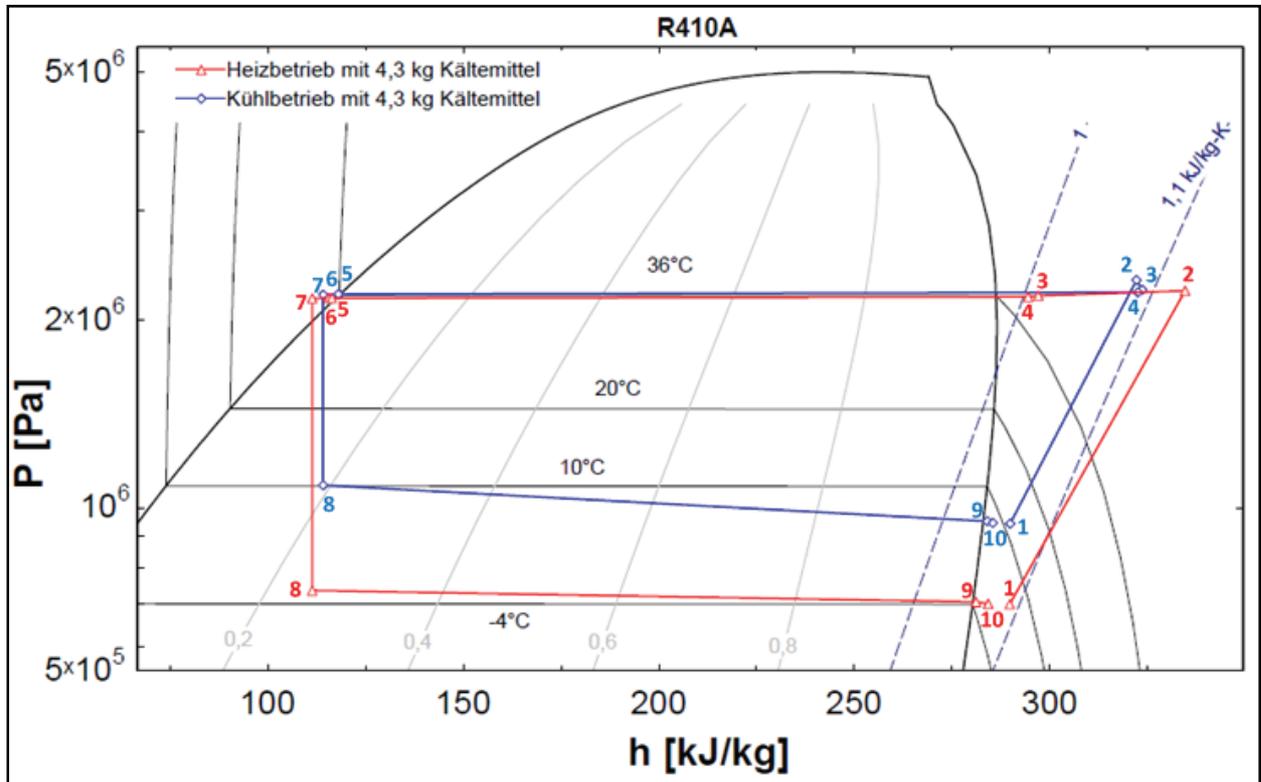


Abbildung 5-1 Darstellung der Messergebnisse für die Kältemittelfüllmenge von 4,3 kg im log p-h-Diagramm

Tabelle 5-2 Ergebnis der Wärmepumpen-Messungen

Betriebspunkt	S0W35		S30W7	
R410A-Füllmenge [kg]	5,2	4,28	5,2	4,28
T_Sole_ein [°C]	0,0	0,0	30,0	30,0
T_Sole_aus [°C]	-3,0	-3,0	35,0	34,9
T_HW_ein [°C]	30,0	30,0	12,0	11,9
T_HW_aus [°C]	35,0	35,0	7,0	7,0
T_HGL_aus [°C]	54,7	56,0	-	-
T_1 [°C]	5,0	5,0	9,6	11,4
T_2 [°C]	76,4	71,8	63,0	63,1
T_3 [°C]	41,6	42,8	61,4	63,1
T_4 [°C]	39,9	40,9	59,9	61,9
T_5 [°C]	32,4	34,5	35,1	36,0
T_6 [°C]	32,0	34,9	35,1	35,9
T_7 [°C]	29,3	32,1	32,7	33,7
T_8 [°C]	-3,1	-2,8	8,9	8,8
T_9 [°C]	-2,2	-3,0	6,1	6,6
T_10 [°C]	0,3	-0,2	7,3	7,7
Unterkühlung [K]	3,6	1,4	1,9	0,5
Überhitzung [K]	1,7	0,6	0,2	0,6
P_ND [bar]	6,93	7,00	9,50	9,43
P_HD [bar]	22,32	22,26	23,38	23,16
dp_4WV_HD [bar]	0,068	0,068	0,141	0,141
dp_4WV_ND [bar]	0,041	0,041	0,049	0,049
dp_HGL [bar]	0,259	0,259	0,570	0,570
dp_HWWT [bar]	0,091	0,091	1,000	1,000
dp_SoWT [bar]	0,255	0,255	0,138	0,138
dp_IWT_gas [bar]	0,011	0,011	0,022	0,022
Q_Sole [m ³ /h]	3,21	3,07	3,15	3,06
Q_HW [m ³ /h]	1,68	1,72	2,39	2,43
Q_HGL [m ³ /h]	0,12	0,10	-	-
P_Verdichter [kW]	3,01	2,91	2,99	2,96

Zusätzlich zu den oben angeführten Messpunkten wurde für Heiz- und Kühlbetrieb je ein weiterer Betriebspunkt vermessen, der zur Kontrolle der Messungen und der Ergebnisse der Auswertungsrechnung diente. Für den Heizbetrieb war dies der Punkt S5W35 und für den Kühlbetrieb der Punkt S30W15. Die Temperaturdifferenzen der Sekundärmedien zwischen Ein- und Austritt wurden beibehalten. Der Vergleich der Ergebnisse der Auswertungsrechnung der zu optimierenden Betriebspunkte mit den Kontrollpunkten ergab, dass weder im Heiz-, noch im Kühlbetrieb auffällige Unterschiede bezüglich der berechneten Werte auftraten. Die Abweichungen der berechneten Verdichterkennwerte blieben innerhalb von $\pm 5\%$, wobei diese einerseits den unterschiedlichen Druckdifferenzen der verglichenen Messpunkte zugeordnet wurden, und andererseits den Unsicherheiten der Messungen. Selbiges galt für die Kennwerte der Wärmetauscher; hier waren die auftretenden Abweichungen innerhalb von $\pm 10\%$. Aufgrund des Ergebnisses dieses Vergleiches kann darauf geschlossen werden, dass die Messungen und die Auswertung der Betriebspunkte ohne größere Unzulänglichkeiten erfolgten.

6 Auswertungsrechnung

Zur Ermittlung der Größen, die für die Simulationsrechnung benötigt wurden, wurde eine Auswertungsrechnung erstellt, mit deren Hilfe all diese Daten berechnet werden konnten.

Sowohl die Auswertungsrechnung als auch die Optimierungsrechnungen wurden unter Verwendung des Engineering Equation Solver (EES) erstellt. EES ist ein von William A. Beckman und Sanford A. Klein an der University of Wisconsin-Madison erstelltes Programm, das vorwiegend zur Lösung von algebraischen Gleichungssystemen dienen soll. Es besitzt jedoch noch weitere Funktionen, wie zum Beispiel die Berechnung von Differential- und Integralgleichungen, oder auch die Möglichkeit zur Durchführung von Messunsicherheitsanalysen.

6.1 Berechnungsgrundlagen

Nachfolgend sind jene Berechnungskonzepte etwas näher erläutert, mit deren Hilfe sowohl die Auswertungsrechnung, als auch die Optimierungsrechnungen erstellt wurden.

6.1.1 Druckverluste

Bei der Berechnung der im Kältekreis auftretenden Druckverluste wird zwischen folgenden drei Arten unterschieden:

- Druckverlust durch Rohrreibung in den Kältemittelleitungen
- Druckverlust durch Krümmerverluste in den Kältemittelleitungen
- Druckverluste aufgrund der einzelnen Komponenten der Anlage (z.B.: Wärmetauscher)

Als Grundlage zur Berechnung der Druckverluste infolge Rohrreibung und Krümmerverluste diene die Bernoullische-Gleichung mit Verlustglied, welche im Folgenden etwas näher erläutert ist¹:

Für zwei Punkte zwischen denen weder Energie zu-, noch abgeführt wird, und für den Fall, dass stationäre Bedingungen vorherrschen, lautet die Bernoullische-Gleichung mit Verlustglied wie folgt (Formel 6-1):

$$\frac{\rho * v_1^2}{2} + p_1 + \rho * g * z_1 = \frac{\rho * v_2^2}{2} + p_2 + \rho * g * z_2 + \Delta p_V \quad 6-1$$

Das heißt, dass sich der Druckverlust Δp_V aus der Differenz der dynamischen, stationären und geodätischen Drücke der Punkte 1 und 2 zusammensetzt.

Für das Verlustglied Δp_V zwischen zwei Stellen, zwischen denen der Rohrdurchmesser konstant ist, gilt Formel 6-2, wobei das erste Glied den Rohrreibungsverlust mit Hilfe der Rohrreibungszahl λ beschreibt, und das zweite Glied die Summe der Verluste durch Einbauten unter Verwendung des Widerstandsbeiwertes ζ .

$$\Delta p_V = \frac{\lambda * l}{d} * \frac{\rho * v^2}{2} + \sum \zeta * \frac{\rho * v^2}{2} \quad 6-2$$

Für kompressible Fluide, die infolge der Druckabnahme eine Ausdehnung erfahren, müsste diese mitberücksichtigt werden. Bei geringen Druckverlusten kann diese Ausdehnung jedoch vernachlässigt werden, und man kann die kompressiblen Fluide wie inkompressible rechnen.

Rohrreibungsbeiwert λ :

Zur Berechnung des für den Rohrreibungsverlust ausschlaggebenden Rohrreibungsbeiwertes λ können verschiedene Näherungsformeln herangezogen werden, die zum Teil unterschiedliche Strömungsformen und Näherungsgrade berücksichtigen.

Das in dieser Arbeit verwendete Berechnungsprogramm EES besitzt eine Berechnungsfunktion für den Rohrreibungsbeiwert nach Churchill. Diese Näherungsformel ist auf alle Strömungsformen anwendbar und ist eine Funktion der Reynoldszahl Re , der Rohrrauigkeit k und des Rohrinneendurchmessers d (Formel 6-3 bis 6-5).

¹ vgl. Grote & Feldhusen (2007), S. B45

$$\lambda = 8 * \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-\frac{3}{2}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad 6-3$$

mit:

$$A = \left(-2.456 * \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{k}{3.7} * d \right) \right)^{16} \quad 6-4$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad 6-5$$

Widerstandsbeiwert ζ von Krümmern und Kniestücken¹:

Der Widerstandsbeiwert von Rohrkrümmern und Kniestücken besitzt für kavitationsfreie Strömungen näherungsweise den in Abbildung 6-1 dargestellten Verlauf, für den die Beziehung nach Formel 6-6 gilt.

$$\zeta = \frac{K1}{Re} + K2 \quad 6-6$$

Außer Reibungsverluste treten hier zusätzlich Umlenkverluste durch Querströmung und Strahlablösung auf, wodurch der Verlustbeiwert auch abhängig vom Krümmungsradius wird.

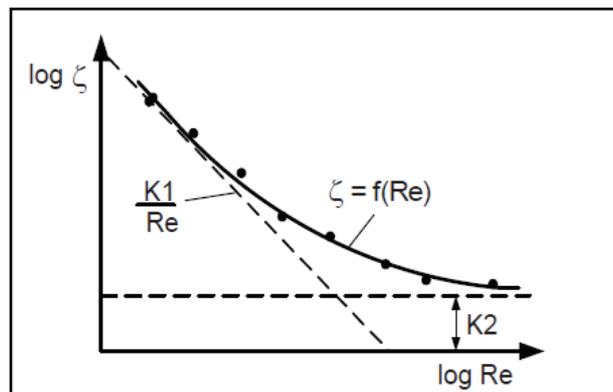


Abbildung 6-1 Qualitativer Verlauf des Widerstandsbeiwertes von Rohrkrümmern und Kniestücken²

Für 90° Rohrkrümmer mit dem Krümmungsradius r und dem Rohrdurchmesser d können für die Konstanten $K1$ und $K2$ die in Tabelle 6-1 angeführten Werte angenommen werden.

¹ vgl. Will, Gebhardt (2008), S.60ff

² Will, Gebhardt (2008), S.60

Tabelle 6-1 K1- und K2-Werte für 90° Krümmer¹

r/d	2	4	6	10
K1	347	448	696	1154
K2	0,12	0,22	0,28	0,43

Krümmer, deren Winkel φ nicht 90° entsprechen, können mit Formel 6-7 berechnet werden.

$$\zeta_{Kr} = \zeta_{Kr,90^\circ} * \frac{\varphi}{90^\circ} \quad 6-7$$

Für die in der Anlage verwendeten T-Stücke wurden nach Will und Gebhardt (2008) die Konstanten K1 = 677 und K2 = 1,46 angenommen.

6.1.2 Kompressor

Wie bereits bei den Prozessen in Kapitel 2-3 beschrieben, erfolgt beim Perkins-Evans-Vergleichsprozess eine Idealisierung der Verdichterarbeit. Hierbei wird die Zustandsänderung im Verdichter als adiabat und reibungsfrei, also isentrop, angenommen. Somit kann bei der Betrachtung des Perkins-Evans-Prozesses die Energiebilanzgleichung des Verdichters vereinfacht durch Gleichung 6-8 beschrieben werden.

$$w_{Verdichter,ideal} = h_{Austritt,isentrop} - h_{Eintritt} \quad 6-8$$

Wenn man nun die irreversiblen Verluste des Verdichters miteinbeziehen möchte, ist es nötig, die Entropiezunahme bei der Zustandsänderung zu berücksichtigen, und für die tatsächliche, effektive Verdichterarbeit Formel 6-9 zu verwenden.

$$w_{Verdichter_{effektiv}} = h_{Austritt} - h_{Eintritt} \quad 6-9$$

Dies erfolgt am einfachsten unter Verwendung des isentropen Wirkungsgrades η_{is} des Verdichters der nach Gleichung 6-10 wie folgt definiert ist:

¹ Will, Gebhardt (2008), S.64

$$\eta_{is} = \frac{h_{\text{Austritt, isentrop}} - h_{\text{Eintritt}}}{h_{\text{Austritt}} - h_{\text{Eintritt}}} \quad 6-10$$

Um schlussendlich die tatsächliche, vom Verdichter aufgenommene Arbeit, ermitteln zu können, ist es zusätzlich notwendig, den mechanischen Wirkungsgrad des Verdichters zu beachten, der Lagerreibungen und dergleichen berücksichtigt. Die tatsächliche Verdichterarbeit berechnet sich somit nach 6-11.

$$w_{\text{Verdichter}} = \frac{w_{\text{Verdichter effektiv}}}{\eta_{\text{mechanisch}}} \quad 6-11$$

Es ist jedoch auch möglich, einen gesamtisentropen Wirkungsgrad zu definieren, der auf folgende Art und Weise berechnet wird (Formel 6-12 und 6-13):

$$\eta_{is, \text{gesamt}} = \frac{h_{\text{Austritt, isentrop}} - h_{\text{Eintritt}}}{w_{\text{Verdichter}}} \quad 6-12$$

$$\eta_{is, \text{gesamt}} = \eta_{is} * \eta_{\text{mechanisch}} \quad 6-13$$

Die zur Verdichtung des Kältemittels notwendige elektrische Leistung ist abhängig von der in Gleichung 6-11 berechneten tatsächlichen Verdichterarbeit und dem Kältemittelmassenstrom (Formel 6-14).

$$P = \dot{m}_{\text{Kältemittel}} * w_{\text{Verdichter}} \quad 6-14$$

Zusätzlich besitzt jeder Kältekreislauf volumetrische Verluste, die mit Hilfe des Liefergrades λ des Verdichters beschrieben werden können (Formel 6-15).

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{\text{effektiv}}}{\dot{V}_{\text{Hub}}} \quad 6-15$$

Die Verluste durch den Liefergrad führen dazu, dass der tatsächliche Massenstrom aufgrund der Beziehung nach Formel 6-16 sinkt, und damit auch der übertragbare Nutzwärmestrom geringer wird.

$$\dot{m} = \dot{V}_{\text{Hub}} * \lambda * \rho_{\text{sauggas}} \quad 6-16$$

6.1.3 Wärmetauscher

Für die in der Anlage verwendeten Wärmetauscher wurden mit Hilfe der Auswertungsrechnung die Wärmedurchgangszahlen berechnet.

Die Berechnung der Wärmeübertragung erfolgte unter Verwendung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz, deren Zusammenhang im Weiteren (Formel 6-17 bis 6-31) näher beschrieben ist¹:

Abbildung 6-2 zeigt die zur Berechnung des Wärmeübertragers wesentlichen Einflussgrößen.

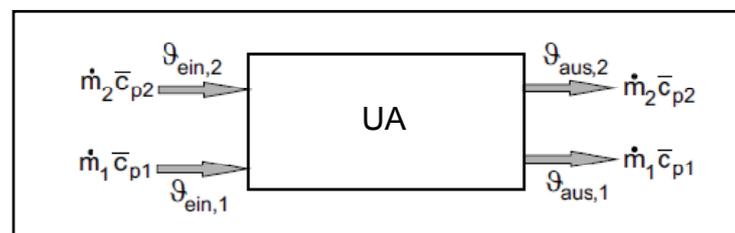


Abbildung 6-2 Einflussgrößen bei der Wärmetauscherberechnung²

In folgender Erläuterung zur Berechnung eines Gleichstromwärmetauschers wird das Fluid 1 als das Wärmeabgebende und das Fluid 2 als das Wärmeaufnehmende definiert. Des Weiteren werden die Ein- und Austrittstemperaturen nicht mit ϑ sondern mit t bezeichnet.

Unter Verwendung der Beziehungen

$$d\dot{Q} = \dot{m}_1 * \overline{c_{p1}} * (t_{ein,1} - t_{aus,1}) \quad 6-17$$

$$t_{aus,1} = t_{ein,1} + dt_1 \quad 6-18$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_2 * \overline{c_{p2}} * (t_{aus,2} - t_{ein,2}) \quad 6-19$$

$$t_{aus,2} = t_{ein,2} + dt_2 \quad 6-20$$

für die Wärmeströme in einem Gleichstromwärmetauscher erhält man nach Umformung für die Temperaturänderung der beiden Fluide

$$dt_1 = - \frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_1 * \overline{c_{p1}}} \quad 6-21$$

und

¹ vgl. Eppele, Leithner, Linzer, & et.al. (2009), S.149ff.

² Eppele, Leithner, Linzer, & et.al. (2009), S.148

$$dt_2 = \frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_2 * \overline{c}p_2} \quad 6-22$$

Durch Substitution der beiden Temperaturänderungen ergibt sich

$$dt_1 - dt_2 = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_1 * \overline{c}p_1 + \dot{m}_2 * \overline{c}p_2} \quad 6-23$$

Für Wärmeübertrager gilt außerdem die Beziehung nach Formel 6-24 mit U als dessen Wärmedurchgangskoeffizient.

$$d\dot{Q} = U * (t_1 - t_2) * dA \quad 6-24$$

Nach Einsetzen der Formel 6-24 in die Formel 6-23 erhält man

$$dt_1 - dt_2 = -U * (t_1 - t_2) * \frac{1}{(\dot{m}_1 * \overline{c}p_1 + \dot{m}_2 * \overline{c}p_2)} * dA \quad 6-25$$

und nach Umformung

$$\int_{ein}^{aus} \frac{1}{(t_1 - t_2)} * d(t_1 - t_2) = \int_0^A -U * \frac{1}{(\dot{m}_1 * \overline{c}p_1 + \dot{m}_2 * \overline{c}p_2)} * dA \quad 6-26$$

Durch Integration des obigen Ausdruckes erhält man schließlich Gleichung 6-27 mit A als jene Fläche, über die die Wärme übertragen wird.

$$\ln \frac{(t_{ein,1} - t_{ein,2})}{(t_{aus,1} - t_{aus,2})} = U * A * \frac{1}{(\dot{m}_1 * \overline{c}p_1 + \dot{m}_2 * \overline{c}p_2)} \quad 6-27$$

Setzt man nun noch

$$\frac{1}{(\dot{m}_1 * \overline{c}p_1)} = \frac{t_{ein,1} - t_{aus,1}}{\dot{Q}} \quad 6-28$$

und

$$\frac{1}{(\dot{m}_2 * \overline{c}p_2)} = \frac{t_{aus,2} - t_{ein,2}}{\dot{Q}} \quad 6-29$$

erhält man schlussendlich für Gleichstromwärmetauscher die Beziehung nach Formel 6-30.

$$\dot{Q} = U * A * \frac{(t_{ein,1} - t_{ein,2}) - (t_{aus,1} - t_{aus,2})}{\ln \frac{(t_{ein,1} - t_{ein,2})}{(t_{aus,1} - t_{aus,2})}} = U * A * \Delta T_{log} \quad 6-30$$

Ähnliches gilt für die Berechnung von Gegenstromwärmetauschern, wobei sich jedoch hier der Zusammenhang nach Gleichung 6-31 ergibt.

$$\dot{Q} = U * A * \frac{(t_{ein,1} - t_{aus,2}) - (t_{aus,1} - t_{ein,2})}{\ln \frac{(t_{ein,1} - t_{aus,2})}{(t_{aus,1} - t_{ein,2})}} = U * A * \Delta T_{log} \quad 6-31$$

Bei der Berechnung des Kondensators und des Verdampfers wurde berücksichtigt, dass der Wärmeübergang zum einen im 2-Phasen-Gebiet, und zum anderen im überhitzten Bereich stattfindet. Im Kondensator kann zusätzlich eine Unterkühlung des Kältemittels auftreten, welche ebenfalls berücksichtigt wurde (vgl. Abbildung 6-3). Dadurch, dass das Kältemittel in den unterschiedlichen Bereichen unterschiedliche Wärmeübergangszahlen α aufweist, und sich dadurch auch unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten U ergeben, wurden für die verschiedenen Bereiche, sowohl im Kondensator, als auch im Verdampfer eigene UA -Werte errechnet.

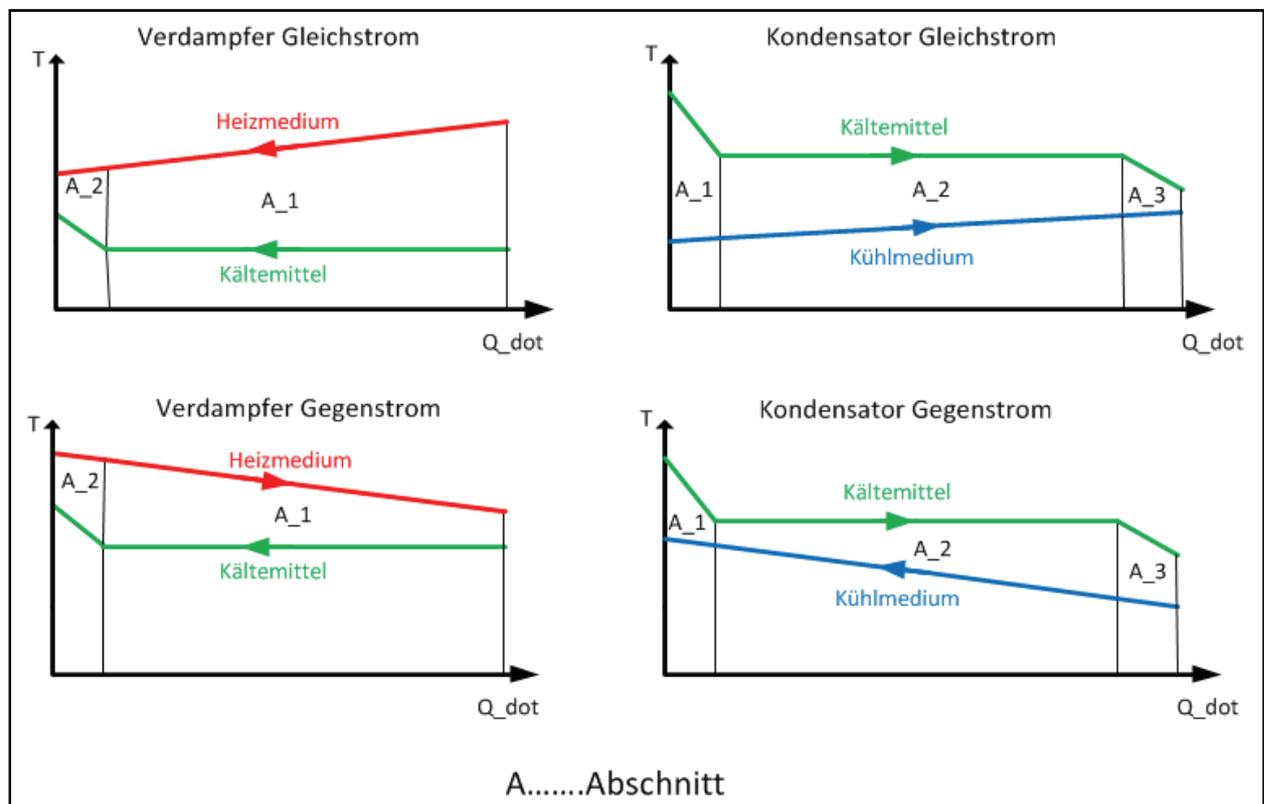


Abbildung 6-3 Unterteilung der Wärmetauscher in einzelne Abschnitte mit konstantem U -Wert

Da vor allem im überhitzten Bereich die spezifische Wärmekapazität von R410A nicht konstant ist, wurde, um ein genaueres Ergebnis zu erhalten, die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz nicht nur mit den Ein- und Austrittstemperaturen berechnet, sondern die einzelnen Abschnitte der Wärmetauscher in mehrere kleine Bereiche konstanter Leistung unterteilt und ein Mittelwert für die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz berechnet. Dieser Mittelwert der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz errechnet sich nach den Formeln 6-32 bis 6-39 wie folgt:

$$\dot{Q}_{Abschnitt} = U_{Abschnitt} * A_{Abschnitt} * \Delta T_{log,Abschnitt} \quad \mathbf{6-32}$$

$$\dot{Q}_i = U_i * A_i * \Delta T_{log,i} \quad \mathbf{6-33}$$

Es gilt

$$\sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{log,i}} \right) = \sum (U_i * A_i) \quad \mathbf{6-34}$$

Mit der Annahme, dass der U-Wert über den gesamten Abschnitt konstant ist, ergibt sich Gleichung 6-35, womit anschließend Gleichung 6-36 definiert werden kann.

$$U_{Abschnitt} * A_{Abschnitt} = \sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{log,i}} \right) \quad \mathbf{6-35}$$

$$\frac{\dot{Q}_{Abschnitt}}{\Delta T_{log,Abschnitt}} = \sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{log,i}} \right) \quad \mathbf{6-36}$$

Unter Verwendung der Beziehung

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{Abschnitt} / N \quad \mathbf{6-37}$$

ergibt sich weiter

$$\frac{1}{\Delta T_{log,Abschnitt}} = \frac{1}{N} * \sum \left(\frac{1}{\Delta T_{log,i}} \right) \quad \mathbf{6-38}$$

und damit

$$\Delta T_{log,Abschnitt} = N * \frac{1}{\sum \left(\frac{1}{\Delta T_{log,i}} \right)} \quad \mathbf{6-39}$$

Mit Hilfe der so erhaltenen Mittelwerte der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen konnte schlussendlich der UA-Werte für jeden einzelnen Abschnitt berechnet werden.

Aufgrund der Tatsache, dass sich bei Veränderung der Betriebsbedingungen auch die UA-Werte der Abschnitte der Wärmetauscher ändern, weil sich ihre Flächenverhältnisse verschieben, und die U-Werte der Abschnitte nicht gleich sind, war es notwendig, für die Optimierungsrechnungen die U-Werte der Abschnitte zu ermitteln.

Um die Ermittlung der U-Werte und der Flächenverhältnisse aus den UA-Werten ermöglichen zu können, mussten verschiedene Annahmen getroffen werden. Die getroffenen Annahmen erfolgten unter Verwendung des vom Wärmetauscher-Herstellers Alfa Laval entwickelten Wärmetauscherberechnungsprogrammes Alfa Select. In diesem Programm besteht die Möglichkeit, für einen verwendeten Wärmetauscher und für bestimmte Betriebsbedingungen die Wärmeübergangskoeffizienten α der beiden sich im Wärmeaustausch befindlichen Fluide darstellen zu lassen.

Die erste Näherung, die getroffen wurde, betraf das Verhältnis der U-Werte von überhitztem Bereich und 2-Phasengebiet.

Durch Mittelung der Wärmeübergangskoeffizienten für die einzelnen Abschnitte konnte deren U-Wert nach der Formel 6-40 berechnet werden, wobei der Wert $\frac{s}{\lambda}$ der Wärmedurchlasswiderstand der Platte ist, und dieser aufgrund der sehr geringen Plattendicke (ca. 0,3mm) vernachlässigt wurde.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{Fluid1}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{Fluid2}} \quad \text{6-40}$$

Die aus Alfa Select erhaltenen U-Werte basieren laut Hersteller auf experimentellen Ermittlungen, jedoch entsprechen deren Temperaturprofile nur annähernd jenen, die in der Arbeit gemessen wurden. Um die U-Werte für die gemessenen Temperaturprofile berechnen zu können, wurde deshalb die Annahme getroffen, dass das Verhältnis der U-Werte $\frac{U_1}{U_2}$ von überhitztem Bereich und 2-Phasengebiet (Tabelle 6-2) für nicht all zu stark abweichende Bedingungen annähernd konstant bleibt. Mit dieser Annahme und mit der Wärmeübertragungsfläche des Wärmetauschers konnten über die Formeln 6-41 und 6-42 erst die Flächenverhältnisse und anschließend die tatsächlich vorhandenen U-Werte ermittelt werden.

$$\frac{UA_{\text{Überhitzt}}}{UA_{2\text{Phasen}}} = \frac{U_{\text{Überhitzt}}}{U_{2\text{Phasen}}} * \frac{A_{\text{Überhitzt}}}{A_{2\text{Phasen}}} \quad \text{6-41}$$

$$A = A_{\text{Überhitzt}} + A_{2\text{Phasen}} \quad \text{6-42}$$

In Bezug auf die Wärmeübertragungsfläche A gilt für den Verdampfer Formel 6-43, wogegen für den Kondensator bei einer allfälligen Unterkühlung Formel 6-44 gilt. Die gesamte Wärmetauscherfläche A_{gesamt} wurde aus Herstellerangaben entnommen.

$$A = A_{\text{gesamt}} \quad \text{6-43}$$

$$A = A_{\text{gesamt}} - A_{\text{Unterkühlung}} \quad \text{6-44}$$

Um die zur Unterkühlung des Kältemittels benötigte Wärmetauscherfläche ermitteln zu können, war es notwendig, eine weitere Näherung bezüglich des U -Wertes der Unterkühlung zu treffen, um anschließend über die Formel 6-45 die Unterkühlungsfläche berechnen zu können.

$$A_{\text{Unterkühlung}} = \frac{UA_{\text{Unterkühlung}}}{U_{\text{Unterkühlung}}} \quad \text{6-45}$$

Die Näherung wurde wieder mit Hilfe von Alfa Select getroffen, indem der U -Wert der Unterkühlung mit Hilfe des Programmes ermittelt wurde. Obwohl keine ausreichende Beurteilung der Genauigkeit dieses Wertes erhalten werden konnte, wurde dieser trotzdem angenommen, da damit zu rechnen war, dass die Unterkühlung des Kältemittels sehr gering ausfällt und damit die dazu benötigte Fläche so klein ist, dass ihr Einfluss auf die Berechnung der U -Werte der Enthitzung und der Kondensation vernachlässigbar ist.

6.1.4 Ermittlung des Kältemittelmassenstroms

Aufgrund des in der Anlage verwendeten 4-Wegeventils und der damit verbundenen kältemittelseitigen Leckage vom Hoch- zum Niederdruckstrang besitzt die Wärmepumpe zwei Kreise, in denen unterschiedliche Kältemittelmassenströme fließen (siehe Abbildung 6-4).

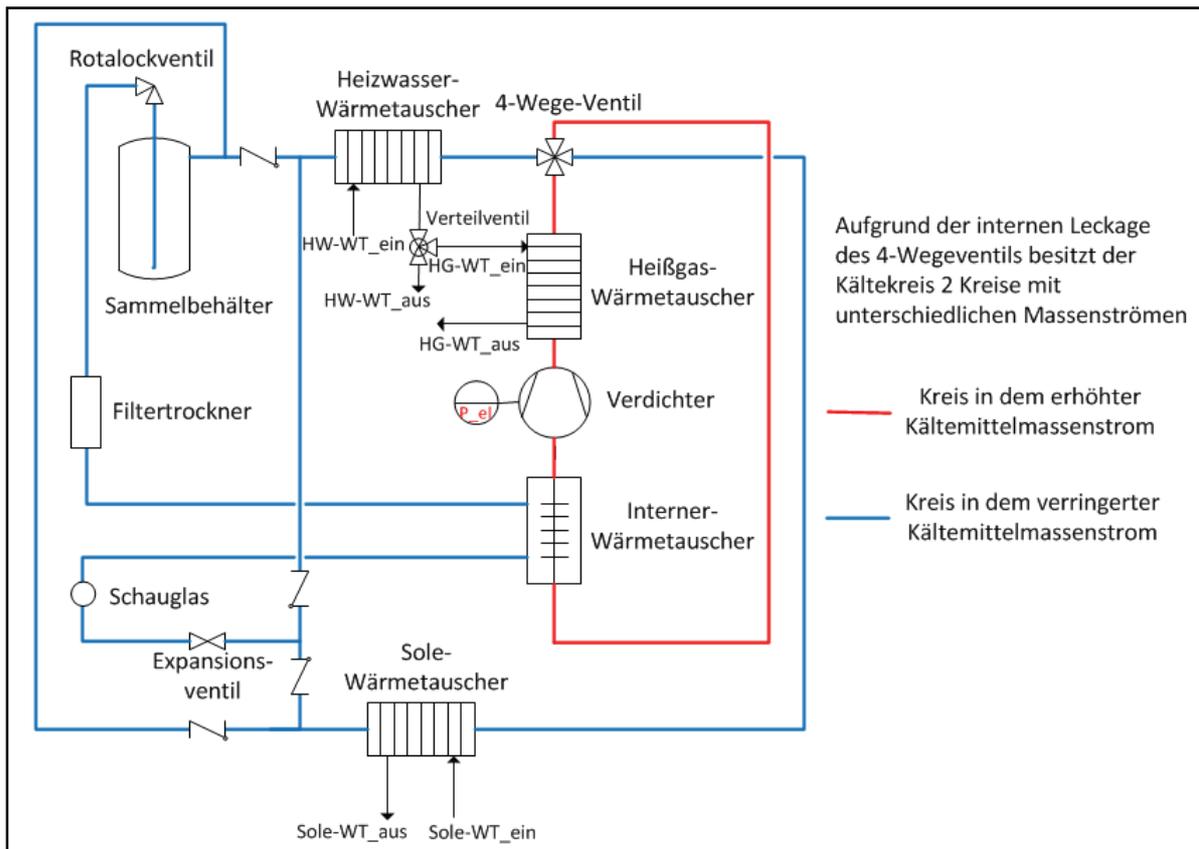


Abbildung 6-4 Veranschaulichung der beiden Bereiche der Versuchswärmepumpe in denen unterschiedliche Kältemittelmassenströme fließen

Der durch die Leckage des 4-Wegeventils verringerte Kältemittelmassenstrom des blauen Kreises wurde durch Bilanzierung des Heizwasser-Wärmetauschers unter Verwendung der Gleichungen 6-46 und 6-47 ermittelt.

$$\dot{Q}_{HWWT} = \dot{m}_{HW} * \overline{c}_{p_{HW}} * (T_{HW_{aus}} - T_{HW_{ein}}) \quad 6-46$$

$$\dot{m}_{KM} = \frac{\dot{Q}_{HWWT}}{(h_{KM_{ein}} - h_{KM_{aus}})} \quad 6-47$$

Der Massenstrom des Kältemittels, der im in Abbildung 6-4 rot markierten Teil der Wärmepumpe zirkuliert, ist jener Massenstrom, der vom Verdichter erzeugt wird. Dieser ist abhängig vom Hubvolumen, der Sauggasdichte und dem Liefergrad des Verdichters (vgl. Formel 6-16).

Eine Ermittlung dieses Kältemittelmassenstroms war durch Bilanzierung des Heißgas-Wärmetauschers nicht möglich, da dieser im Kühlbetrieb heizwasserseitig nicht durchflossen wird, und eine Bilanzierung über den internen Wärmetauscher wäre aufgrund der Messunsicherheiten zu ungenau gewesen.

Aufgrund dieser Tatsachen erfolgte die Ermittlung des Massenstroms des roten Kreises durch Summation des Kältemittelmassenstroms des blauen Bereiches mit der vom 4-Wegeventil-Hersteller angegebenen internen Leckage. Der Hersteller des Ventils gab die Leckage des verwendeten Ventiltyps mit einem Volumenstrom von $4000 \text{ cm}^3/\text{min}$ an, welcher durch Multiplikation mit der Dichte des Kältemittels auf der Hochdruckseite auf den Massenstrom umgerechnet werden konnte.

6.1.5 Unsicherheitsanalyse der zu bestimmenden Größen

Die Unsicherheitsanalyse der in der Auswertungsrechnung zu berechnenden Werte wurde mit einer in EES hinterlegten Funktion berechnet. Das Verfahren, das dieser Funktion dabei zugrunde liegt, ist das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz (Formel 6-46). Mit dieser Formel ist es möglich, die Unsicherheit einer Funktion, die aus mehreren Messwerten zusammengesetzt ist, zu berechnen.

Für einen zu berechnenden Wert $Y(X_1 \dots X_i)$, der von den Messwerten $X_1 \dots X_i$ abhängig ist, gilt somit Formel 6-48, wobei $u(X_i)$ der Unsicherheit der einzelnen Messwerte entspricht und $u(Y)$ der Unsicherheit der berechneten Funktion.

$$u(Y) = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 * u(X_i)^2} \quad \text{6-48}$$

6.2 Ergebnis der Auswertungsrechnung

Wie schon vorhin erläutert, wurden zur Auswertung der Messergebnisse einige Werte aus dem Berechnungsprogramm Alfa Select benötigt. Die erhaltenen Ergebnisse sind in Tabelle 6-2 zusammengefasst.

Tabelle 6-2 Aus Alfa Select erhaltene Werte

Betriebspunkt	S0W35	S30W7
Gesamte Wärmetauscherfläche des Verdampfers [m ²]	3,94 (So-WT)	2,78 (HW-WT)
Gesamte Wärmetauscherfläche des Kondensators [m ²]	2,78 (HW-WT)	3,94 (So-WT)
U-Verhältnis Kondensator: U_Enthitzung/U_Kondensation []	0,188	0,206
U-Verhältnis Verdampfer: U_Überhitzung/U_Verdampfung []	0,067	0,134
U-Wert Kondensator unterkühlt [W/(K*m ²)]	324	541

Weitere in der Auswertungsrechnung verwendete Herstellerangaben waren der Hubvolumenstrom des in der Versuchsanlage verwendeten Verdichters, der mit $V_{\dot{hub}} = 8,9 \text{ m}^3/\text{h}$ angegeben wurde, und die schon erwähnte interne Leckage des 4-Wegeventils, welche mit $V_{\dot{Leck}} = 4000 \text{ cm}^3/\text{min}$ angegeben wurde.

Mit Hilfe der oben angeführten Werte und mit den Messergebnissen wurden die in Tabelle 6-3 zusammengefassten Ergebnisse der Auswertungsrechnung erhalten.

Tabelle 6-3 Ergebnisse der Auswertungsrechnung

Betriebspunkt	S0W35		S30W7	
	5,20	4,28	5,20	4,28
R410A-Füllmenge [kg]	5,20	4,28	5,20	4,28
COP bzw. EER []	4,12 ± 0,10	4,20 ± 0,11	4,68 ± 0,12	4,68 ± 0,12
dT_4WV_HD [K]	1,7± 0,3	1,9± 0,3	1,6± 0,3	1,2± 0,3
dT_4WV_ND [K]	2,5± 0,3	2,8± 0,3	1,2± 0,3	1,1± 0,3
Gesamt-Isentroper Wirkungsgrad η_{is_gesamt} [%]	67,5 ± 1,6	70,8 ± 1,7	72,3 ± 1,8	73,6 ± 1,9
Liefergrad λ [%]	96,1 ± 2,3	97,6 ± 2,3	98,8 ± 2,4	99,2 ± 2,5
UA-Wert Heißgas-WT [kW/K]	0,224 ± 0,008	0,214 ± 0,008	-	-
UA-Wert Interner-WT [kW/K]	0,009 ± 0,001	0,009 ± 0,001	0,014 ± 0,002	0,013 ± 0,002
U-Wert Verdampfer* überhitzt [kW/(K*m ²)]	0,084 ± 0,006	0,094 ± 0,008	0,249 ± 0,017	0,276 ± 0,031
U-Wert Verdampfer* 2-phasig [kW/(K*m ²)]	1,255 ± 0,083	1,398 ± 0,120	1,844 ± 0,125	2,058 ± 0,228
U-Wert Kondensator* überhitzt [kW/(K*m ²)]	0,288 ± 0,030	0,293 ± 0,031	0,325 ± 0,445	0,286 ± 0,022
U-Wert Kondensator* 2-phasig [kW/(K*m ²)]	1,530 ± 0,160	1,557 ± 0,166	1,452 ± 1,988	1,387 ± 0,104
A Verdampfer* überhitzt [m ²]	0,41 ± 0,08	0,14 ± 0,06	0,07 ± 0,11	0,43 ± 0,21
A Verdampfer* 2-phasig [m ²]	3,53 ± 0,08	3,81 ± 0,06	2,71 ± 0,11	2,36 ± 0,21
A Kondensator* überhitzt [m ²]	0,46 ± 0,02	0,55 ± 0,01	0,58 ± 0,37	0,71 ± 0,03
A Kondensator* 2-phasig [m ²]	2,06 ± 0,03	2,16 ± 0,02	2,61 ± 1,65	3,15 ± 0,08
A Kondensator* unterkühlt [m ²]	0,26 ± 0,03	0,07 ± 0,02	0,76 ± 2,02	0,08 ± 0,07

*Betriebspunkt S0W35 – Verdampfer = Sole-WT ; Kondensator = Heizwasser-WT
 Betriebspunkt S30W7 – Verdampfer = Heizwasser-WT ; Kondensator = Sole-WT

Bei Betrachtung der Ergebnisse fällt auf, dass der Liefergrad des Verdichters im Kühlbetrieb relativ hoch ist. In Wirklichkeit wird dieser wahrscheinlich etwas geringer sein, da die Leckage im Kühlbetrieb aufgrund der geringeren Druckdifferenz etwas geringer ausfallen wird, als im Heizbetrieb.

Aus den Ergebnissen der Rechnung für die Füllmenge von 5,2 kg ist ersichtlich, dass aufgrund der starken Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt (3,6 K im Heizbetrieb u. 1,9 K im Kühlbetrieb) die dazu benötigte Fläche nicht unwesentlich

gering ist, und somit die notwendige Annahme über die Vernachlässigung dieser Fläche nicht getroffen werden kann. Der Grund für die starke Unterkühlung wurde in einer Überfüllung der Anlage vermutet, weshalb eine zweite Messung mit einer geringeren Füllmenge durchgeführt wurde. Durch die zu große Unterkühlung war es im Kühlbetrieb auch nicht möglich, vernünftige Unsicherheiten für die U-Werte des Kondensators zu erhalten, da die Temperaturdifferenz am Kondensatoraustritt aufgrund des Gleichstrombetriebes des Wärmetauschers sehr gering war.

Aus den Ergebnissen für die Füllmenge von 4,28 kg kann man erkennen, dass aufgrund der nun geringeren Unterkühlung des Kältemittels (1,4 K im Heizbetrieb u. 0,5 K im Kühlbetrieb) die dazu benötigte Fläche vernachlässigbar ist, und dadurch die durch die Annahme des U-Wertes der Unterkühlung erhaltene Unsicherheit keine Auswirkungen auf die Berechnung der U-Werte von Enthitzung und Kondensation besitzt.

Ein eventuell auftretender Fehler durch die getroffene Annahme des U-Wert-Verhältnisses von Kondensator und Verdampfer wurde durch eine eigene in EES erstellten Unsicherheitsanalyse für die Kältemittelfüllmenge von 4,28 kg ermittelt. Hierzu wurde eine Unsicherheit der U-Wert-Verhältnisse von $\pm 20\%$ angenommen. Das Ergebnis ist in Tabelle 6-4 dargestellt.

Tabelle 6-4 Auftretende Unsicherheiten durch Annahme des U-Wert-Verhältnisses von Kondensator und Verdampfer

Betriebspunkt	U-Wert Kondensator überhitzt [kW/(K*m ²)]	U-Wert Kondensator 2-phasig [kW/(K*m ²)]	U-Wert Verdampfer überhitzt [kW/(K*m ²)]	U-Wert Verdampfer 2-phasig [kW/(K*m ²)]
S0W35	0,293 ± 0,047	1,557 ± 0,063	0,094 ± 0,018	1,398 ± 0,010
S30W7	0,286 ± 0,047	1,387 ± 0,052	0,276 ± 0,047	2,058 ± 0,064

Mit Hilfe der Ergebnisse der Auswertungsrechnung für beide Füllmengen wurde abschließend noch der U-Wert der Unterkühlung für beide Betriebsfälle abgeschätzt, indem die U-Werte der Enthitzung und Kondensation aus der Auswertungsrechnung mit 4,28 kg Kältemittel in die Auswertungsrechnung mit 5,2 kg eingesetzt wurden. Für den Heizbetrieb wurde ein U-Wert der Unterkühlung von circa 277 W/(K*m²) ermittelt, und für den Kühlbetrieb ein U-Wert von ungefähr 814 W/(K*m²).

7 Ermittlung von Optimierungspotentialen

Bei der Untersuchung der Anlage nach Optimierungspotentialen erfolgte als erster Schritt eine Betrachtung des verwendeten Kältemittels, welches mit anderen Alternativen verglichen wurde. Im Weiteren wurde die bestehende Anlage untersucht und versucht, mögliche Optimierungspotentiale herauszuarbeiten.

7.1 Kältemittelvergleich

Zur Untersuchung des Einflusses verschiedener Kältemittel auf den Kältekreislauf wurde in EES ein Berechnungsschema für einen theoretischen Kältekreis erstellt, mit dessen Hilfe die einzelnen Alternativen verglichen und bewertet wurden.

7.1.1 Randbedingungen des Vergleiches

Der Vergleich erfolgte sowohl für den Heiz-, als auch für den Kühlbetrieb, wobei folgende Temperaturniveaus der Sekundärmedien angenommen wurden:

	Heizbetrieb	Kühlbetrieb
Sole- Eintrittstemperatur [°C]	0	30
Sole- Austrittstemperatur [°C]	-3	35
Heizwasser- Eintrittstemperatur [°C]	30	12
Heizwasser- Austrittstemperatur [°C]	35	7

Im Heizbetrieb werden der Kondensator und der Verdampfer im Gegenstrom betrieben und im Kühlbetrieb aufgrund einer berücksichtigten Umkehrschaltung im Gleichstrom.

Für beide Betriebsarten wurde je eine Kältekreisvariante ohne internen Wärmetauscher und eine mit internem Wärmetauscher untersucht. Durch diese zwei Betrachtungsweisen sollte eine tendenzielle Aussage darüber ermöglicht werden, ob bei den einzelnen Kältemitteln eine Effizienzsteigerung durch interne Wärmeverschiebung erreicht werden kann, oder nicht. Die interne Wärmeübertragung wurde durch einen Temperaturübertragungsgrad nach Formel 7-1 beschrieben (siehe auch Abbildung 7-1).

$$\eta_{IWT} = \frac{(T_{\text{erwärmt aus}} - T_{\text{kalt ein}})}{(T_{\text{heiß ein}} - T_{\text{kalt ein}})} * 100\% \quad 7-1$$

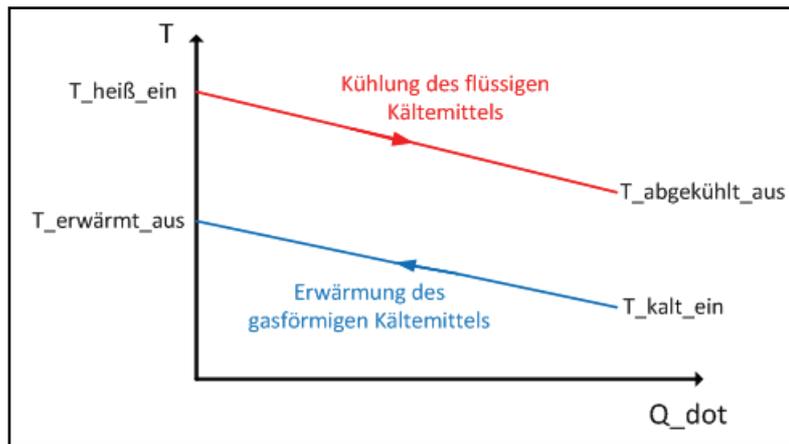


Abbildung 7-1 Darstellung der Temperaturen des Temperaturübertragungsgrades

Für den Betrieb mit internem Wärmetauscher wurde der Temperaturübertragungsgrad für alle Kältemittel mit 30% angenommen und für den Betrieb ohne diesen wurde der Wert auf 0% gesetzt.

Zur Ermittlung der notwendigen Verdichtergröße der jeweiligen Kältemittel wurde der erforderliche Kältemittel-Volumenstrom für den Heizbetrieb ohne internen Wärmetauscher und mit einer angenommenen Verdampferleistung von 10 kW berechnet. Alle weiteren Betriebspunkte wurden anschließend nicht mehr mit einer konstanten Verdampferleistung, sondern mit den jeweiligen Volumenströmen der Verdichter berechnet.

Die Wärmeübertragung im Kondensator und Verdampfer wurde über die Formel 7-2 berechnet, wobei jeweils die gesamte übertragene Leistung in zwei Abschnitte unterteilt wurde.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{\log} \quad 7-2$$

Bei der Berechnung des Kondensators wurde in Enthitzung und Kondensation unterteilt und beim Verdampfer in Verdampfung und Überhitzung. Da die Wärmedurchgangszahl U abhängig von den Wärmeübergangszahlen α der Medien ist, und die Wärmeübergänge im überhitzten Bereich wesentlich schlechter als im 2-Phasen-Gebiet sind (ca. um das 10-fache niedriger), wurde nicht ein konstanter U-Wert für den gesamten Wärmetauscher verwendet, sondern einer für jeden der beiden Abschnitte angenommen (siehe Tabelle 7-1). Durch diese Definition ist es möglich, die Verschlechterung der Wärmeübertragung bei zunehmender Enthitzung bzw. Überhitzung zu erkennen, da mit deren Zunahme die für Kondensation bzw. Verdampfung zur Verfügung stehende Fläche verkleinert wird.

Um möglichst vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, wurden für alle Kältemittel dieselben U-Werte und dieselben Wärmetauschergrößen angenommen. Zu beachten ist, dass dies in Wirklichkeit nicht ganz zutrifft, da die Wärmeübergangszahlen, die die Wärmedurchgangszahl beeinflussen, vom Medium abhängig sind. Die angenommenen U-Werte orientierten sich an den aus der Auswertungsrechnung erhaltenen Ergebnissen. Des Weiteren wurden aus Gründen der Vergleichbarkeit sämtliche Druckverluste und die mechanischen Verluste der Verdichter vernachlässigt, und die Überhitzung am Verdampferaustritt mit 1 Kelvin festgelegt. Eine weitere Annahme die getroffen wurde war, dass die Verdichtung isentrop erfolgt. Grund dieser Annahme waren die unterschiedlichen isentropen Wirkungsgrade der Verdichter der einzelnen Kältemittel, aufgrund ihrer unterschiedlichen Druckverhältnisse, und die Tatsache, dass nicht für jedes Kältemittel ein üblicher isentroper Wirkungsgrad ermittelt werden konnte.

Eine Zusammenfassung der getroffenen Annahmen ist in Tabelle 7-1 zu finden.

Tabelle 7-1 Getroffene Annahmen für den Kältemittelvergleich

Betriebspunkt	S0W35		S30W7	
	ohne IWT	mit IWT	ohne IWT	mit IWT
ETA_mechanisch []	1	1	1	1
ETA_isentrop []	1	1	1	1
ETA_IWT []	0	0,3	0	0,3
Q_dot_Verdampfer [kW]	10	-	-	-
V_dot_Verdichter [m ³ /h]	-	V_dot_Verdichter aus Rechnung S0W35 ohne IWT	V_dot_Verdichter aus Rechnung S0W35 ohne IWT	V_dot_Verdichter aus Rechnung S0W35 ohne IWT
U-Wert Verdampfer überhitzt [kW/(K*m ²)]	0,1	0,1	0,26	0,26
U-Wert Verdampfer 2-phasig [kW/(K*m ²)]	1,3	1,3	1,95	1,95
U-Wert Kondensator überhitzt [kW/(K*m ²)]	0,3	0,3	0,3	0,3
U-Wert Kondensator 2-phasig [kW/(K*m ²)]	1,6	1,6	1,4	1,4
A Verdampfer gesamt [m ²]	3,9	3,9	2,8	2,8
A Kondensator gesamt [m ²]	2,8	2,8	3,9	3,9
Überhitzung am Verdampferaustritt [K]	1	1	1	1

Die für den Vergleich herangezogenen Kältemittel orientierten sich hauptsächlich an den für Wärmepumpen üblichen Arbeitsmedien und umfassten R134a, R404A, R407C, R410A und R507A. Es wurde aber auch das natürliche Kältemittel Propan (R290), sowie das neuere Low-GWP-Kältemittel HFO1234ze mit untersucht. Das in Fahrzeugklimaanlagen voraussichtlich in Zukunft zum Einsatz kommende Low-GWP-Kältemittel HFO1234yf wird auf Grund seines hohen Preises (ca. 10 mal teurer als HFO1234ze) nicht mit untersucht, da sich wegen der großen Kältemittelfüllmenge viel zu hohe Anlagenkosten ergeben würden.

In Tabelle 7-2 sind der Umwelteinfluss und die Sicherheitsklasse der verglichenen Kältemittel dargestellt.

Tabelle 7-2 Eigenschaften der verglichenen Kältemittel¹

Kältemittel	R410A	R407C	R134a	R404A	R507A	R290	R1234ze
GWP (100 Jahre)	1980	1650	1300	3780	3850	3	6
Sicherheitsklasse	A1	A1	A1	A1	A1	A3	A2L

7.1.2 Ergebnis des Vergleiches

Die Tabellen 7-3 bis 7-6 enthalten die aus dem Vergleich gewonnenen Ergebnisse, welche zusätzlich in den Abbildungen 7-2 bis 7-4 anschaulich als Diagramme dargestellt sind.

Neben dem notwendigen Volumenstrom und dem COP wurde im Heizbetrieb auch die erzielbare Leistung aus der Enthitzung untersucht. Die Enthitzungsleistung gilt als entscheidende Größe, wenn man mit einer Wärmepumpe nicht nur Heizwasser, sondern auch einen gewissen Anteil höhergrädiges Warmwasser erzeugen möchte, ohne die Kondensationstemperatur wesentlich zu erhöhen.

¹ Bitzer Kühlmaschinen GmbH (2010), S.36f

Tabelle 7-3 Ergebnis Kältemittelvergleich Heizbetrieb ohne IWT

Kältemittel		R410A	R407C	R404A	R507A	R290	R1234ze	R134a
Sauggas-Volumenstrom [m ³ /h]		8,11	12,17	11,87	11,48	14,1	25,87	19,43
COP []		6,26	6,43	5,95	5,96	6,39	6,51	6,48
gesamte Heizleistung [kW]		11,8	11,7	11,9	11,9	11,7	11,7	11,7
Enthitzungsleistung [kW]		1,58	0,75	0,60	0,53	0,44	0,2	0,42
Verdampferleistung [kW]		10	10	10	10	10	10	10
Druckverhältnis []		3,09	3,32	3,09	3,08	2,97	3,64	3,60
Kondensations- temperatur [°C]	Kond.-beginn (x=1)	35,8	37,9	36,2	36,2	36,0	36,0	36,0
	Kond.-ende (x=0)	35,7	32,4	35,9	36,2	36,0	36,0	36,0
Verdampfungs- temperatur [°C]	Verd.-beginn	-3,9	-6,5	-4,1	-4,0	-3,9	-3,9	-3,9
	Verd.-ende (x=1)	-3,9	-1,5	-3,7	-4,0	-3,9	-3,9	-3,9

Tabelle 7-4 Ergebnis Kältemittelvergleich Heizbetrieb mit IWT

Kältemittel		R410A	R407C	R404A	R507A	R290	R1234ze	R134a
Sauggas-Volumenstrom [m ³ /h]		8,11	12,17	11,87	11,48	14,1	25,87	19,43
COP []		6,30	6,47	6,07	6,08	6,47	6,59	6,55
gesamte Heizleistung [kW]		11,8	11,8	12,2	12,1	11,9	11,9	11,8
Enthitzungsleistung [kW]		2,25	1,26	1,58	1,55	1,19	0,95	1,13
Verdampferleistung [kW]		10	10,1	10,3	10,3	10,1	10,2	10,1
Druckverhältnis []		3,07	3,30	3,08	3,07	2,96	3,64	3,58
Kondensations- temperatur [°C]	Kond.-beginn (x=1)	35,5	37,8	36,1	36,0	35,9	35,9	35,8
	Kond.-ende (x=0)	35,4	32,2	35,7	36,0	35,9	35,9	35,8
Verdampfungs- temperatur [°C]	Verd.-beginn	-3,9	-6,6	-4,1	-4,0	-3,9	-3,9	-3,9
	Verd.-ende (x=1)	-3,9	-1,4	-3,7	-4,0	-3,9	-3,9	-3,9

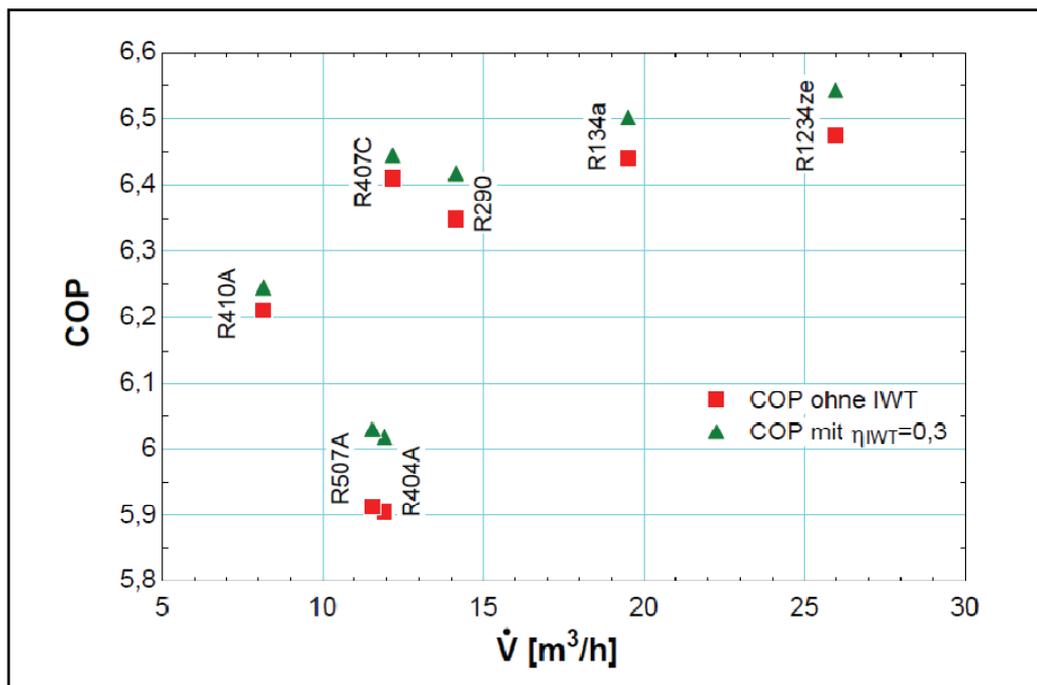


Abbildung 7-2 Kältemittelvergleich Heizen: COP vs. Sauggas-Volumenstrom

Aus Abbildung 7-2 ist klar ersichtlich, dass der für R410A notwendige Volumenstrom und somit auch die benötigte Verdichtergröße wesentlich geringer ausfallen, als bei den anderen Kältemitteln. Grund dafür ist, dass R410A im Gegensatz zu den anderen Fluiden eine sehr viel höhere volumetrische Kälteleistung besitzt.

Speziell bei R134a und R1234ze, die sich durch ihre guten COP's auszeichnen würden, fällt der notwendige Volumenstrom ausgesprochen hoch aus, wodurch die gesamte Anlagengröße und damit auch die Kosten steigen würden.

Die beiden Kältemittel R407C und R290 überzeugen durch ihr gutes Verhältnis zwischen Effizienz und benötigtem Volumenstrom, wogegen hier die beiden anderen Kältemittel R404A und R507A nicht sehr positiv abschließen.

Des Weiteren ist aus Abbildung 7-2 und 7-3 ersichtlich, wie sich eine interne Wärmeverschiebung vom unterkühlten Kältemittel am Kondensatoraustritt auf das überhitzte Kältemittel am Verdampferaustritt mittels internen Wärmetauschers auswirken würde. Es gibt dabei mehrere Einflüsse die zusammenspielen, und je nach dem welche überwiegen, ergibt sich die Auswirkung auf den COP und die Leistung.

Die wichtigsten Einflüsse in Bezug auf eine interne Wärmeverschiebung sind:

- Mit zunehmender Überhitzung des Kältemittels nimmt auch die Enthalpie des Kältemittels sowohl am Verdichtereintritt, als auch an dessen Austritt zu. Dadurch erhöht sich die nutzbare Enthalpiedifferenz im Kondensator und die Leistung kann nach Formel 7-3 gesteigert werden.

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} = \dot{m}_{\text{Kältemittel}} * (h_{\text{Kondensator ein}} - h_{\text{Kondensator aus}}) \quad 7-3$$

- Durch die höhere Verdichtereintrittstemperatur verringert sich bei gleichbleibendem Druck die Dichte des Kältemittels am Verdichtereintritt. Aufgrund des vorhandenen Hubvolumens des Verdichters kann deshalb nur mehr ein geringerer Kältemittelmassenstrom gefördert werden, wodurch die nutzbare Kondensatorleistung abnimmt. Die Beziehung für diesen Zusammenhang folgt der Formel 7-4.

$$\dot{m}_{\text{Kältemittel}} = \dot{V}_{\text{Hub Verdichter}} * \rho_{\text{Verdichtereintritt}} \quad 7-4$$

- Durch die Überhitzung steigt zugleich der Anteil der Enthitzungsleistung an der gesamten Heizleistung, sodass ein größerer Teil der Kondensatorfläche mit der schlechteren Wärmedurchgangszahl des dampfförmigen Kältemittels betrieben werden muss. Dadurch verringert sich die für die Kondensation zur Verfügung stehende Fläche und die Kondensationstemperatur erhöht sich. Durch diese Erhöhung der Kondensationstemperatur steigt auch das Hochdruckniveau etwas an und die notwendige Verdichterleistung nimmt zu. Jedoch ist auch zu beachten, dass durch eine größere Enthitzungsleistung die Heizwassertemperatur am Pinch-Point (Punkt, an dem kleinste Temperaturdifferenz zw. Kältemittel und Heizwasser) sinkt, und damit die Kondensationstemperatur wiederum sinkt (vgl. Abbildung 7-12).

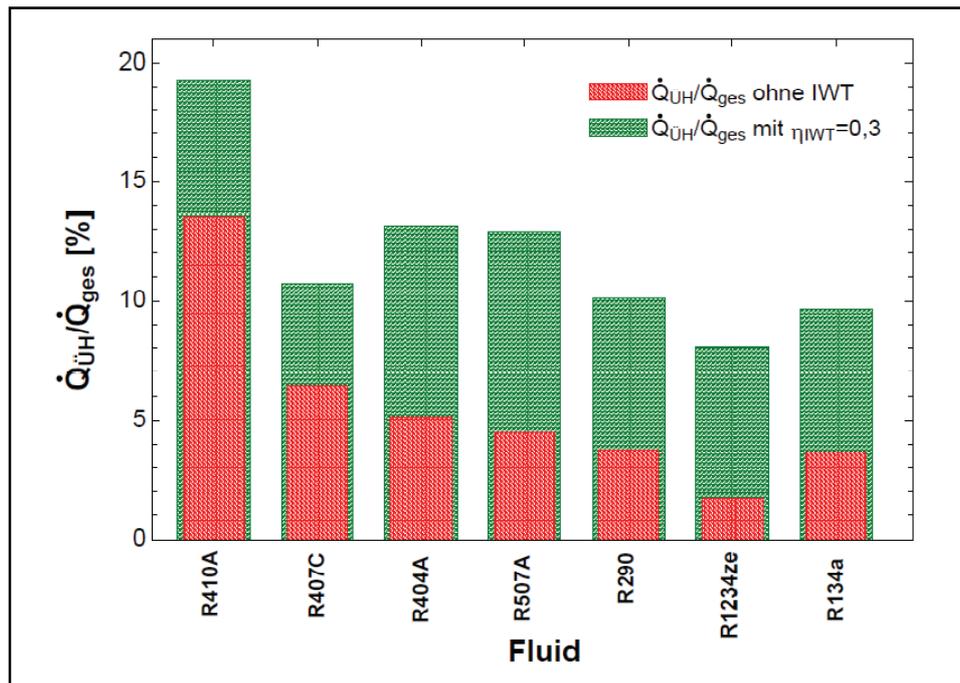


Abbildung 7-3 Kältemittelvergleich Heizen: Anteil der Enthitzung an gesamter Heizleistung

Wie schon weiter oben erwähnt, besitzt die aus der Enthitzung gewinnbare Leistung für die Erzeugung von Warmwasser einen hohen Nutzen. Dadurch wird es möglich, höhere Temperaturen zu erreichen, ohne die Kondensationstemperatur wesentlich zu steigern. R410A besitzt den höchsten Anteil an Enthitzungsleistung, gemessen an der gesamten Heizleistung. Durch Verwendung eines internen Wärmetauschers kann die Enthitzungsleistung noch gesteigert werden, wobei die Zunahme vom Kältemittel abhängig ist. Wie oben bereits beschrieben, bringt eine größere Enthitzungsleistung jedoch nicht nur Vorteile mit sich. Wenn man aber im Gegensatz dazu höhere Wassertemperaturen mit einem geringeren Enthitzungsanteil erzielen möchte, muss die Kondensationstemperatur ohnehin erhöht werden.

Die Tabellen 7-5 und 7-6 zeigen das Ergebnis des Kältemittelvergleichs im Kühlbetrieb.

Tabelle 7-5 Ergebnis Kältemittelvergleich Kühlbetrieb ohne IWT

Kältemittel		R410A	R407C	R404A	R507A	R290	R1234ze	R134a
Sauggas-Volumenstrom [m ³ /h]		8,11	12,17	11,87	11,48	14,1	25,87	19,43
COP []		7,42	6,46	7,08	7,20	7,75	7,87	7,83
gesamte Heizleistung [kW]		15,5	14,6	15,8	15,8	15,4	16,3	16,2
Verdampferleistung [kW]		13,8	12,7	14,0	14,1	13,8	14,6	14,5
Druckverhältnis []		2,31	2,77	2,31	2,29	2,22	2,58	2,56
Kondensations- temperatur [°C]	Kond.-beginn (x=1)	36,2	35,2	36,1	36,2	36,1	36,2	36,2
	Kond.-ende (x=0)	36,3	40,6	36,5	36,2	36,1	36,2	36,2
Verdampfungs- temperatur [°C]	Verd.-beginn	5,7	0,9	5,3	5,6	5,8	5,7	5,7
	Verd.-ende (x=1)	5,8	6,0	5,7	5,6	5,8	5,7	5,7

Tabelle 7-6 Ergebnis Kältemittelvergleich Kühlbetrieb mit IWT

Kältemittel		R410A	R407C	R404A	R507A	R290	R1234ze	R134a
Sauggas-Volumenstrom [m ³ /h]		8,11	12,17	11,87	11,48	14,1	25,87	19,43
COP []		7,38	6,46	7,13	7,24	7,76	7,89	7,84
gesamte Heizleistung [kW]		15,4	14,6	16,0	16,1	15,6	16,4	16,3
Verdampferleistung [kW]		13,7	12,8	14,2	14,3	13,9	14,7	14,6
Druckverhältnis []		2,31	2,77	2,32	2,29	2,22	2,59	2,56
Kondensations- temperatur [°C]	Kond.-beginn (x=1)	36,3	40,6	36,6	36,3	36,2	36,3	36,3
	Kond.-ende (x=0)	36,2	35,2	36,2	36,3	36,2	36,3	36,3
Verdampfungs- temperatur [°C]	Verd.-beginn	5,7	0,7	5,3	5,6	5,8	5,7	5,7
	Verd.-ende (x=1)	5,8	6,0	5,7	5,6	5,8	5,7	5,7

Aufgrund der höheren Verdampfungstemperatur, beziehungsweise des höheren Verdampfungsdruckes im Kühlbetrieb herrscht am Verdichtereintritt eine höhere Dichte. Bedingt durch diese höhere Dichte erhöht sich der Kältemittelmassenstrom und somit auch die Heiz- und Kälteleistung des Kältekreises gegenüber dem Heizbetrieb.

Aus dem in Abbildung 7-4 gezeigten Vergleich der Kältemittel im Kühlbetrieb wird ersichtlich, dass, wie schon im Heizbetrieb, die Kältemittel R134a und R1234ze einen Vorteil in Bezug auf den EER bieten würden, jedoch auf Grund des hohen erforderlichen Volumenstroms einen Nachteil mit sich bringen. Das natürliche Kältemittel R290 vereint einen guten EER mit nicht all zu großen Volumenströmen und weist, so wie im Heizbetrieb, ein gutes Verhältnis auf. Das Kältemittel R410A überzeugt auch im Kühlbetrieb durch seine annehmbare Effizienz bei kleinsten Volumenströmen, wogegen sich die Kältemittel R404A und R507A, wie schon zuvor im Heizbetrieb, nicht durchsetzen konnten.

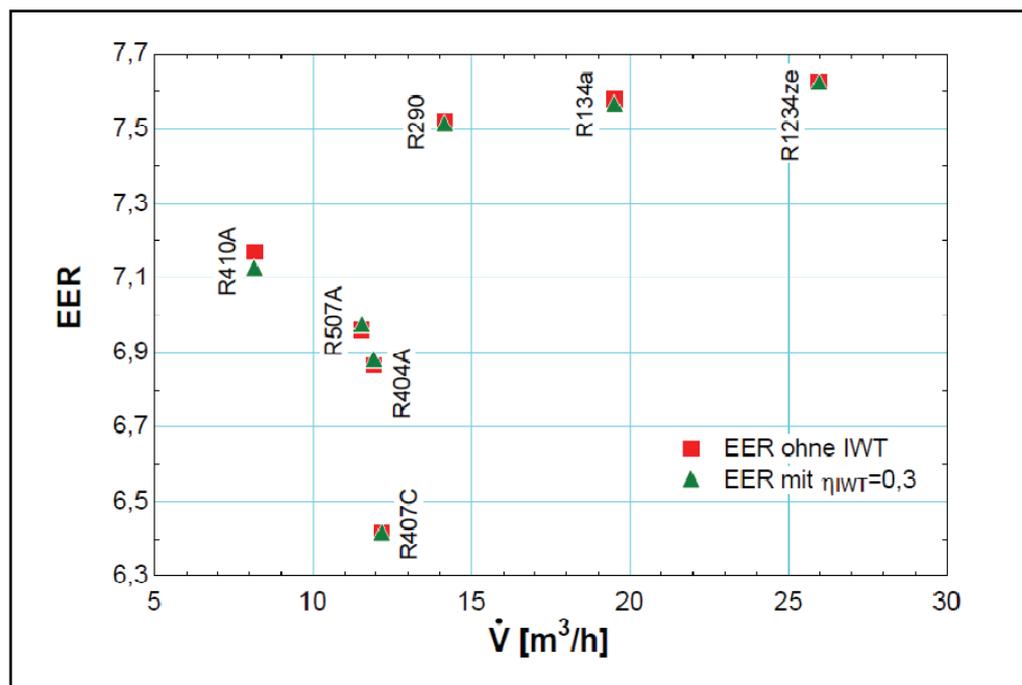


Abbildung 7-4 Kältemittelvergleich Kühlen: EER vs. Sauggas-Volumenstrom

Auffallend ist, dass das stark zeotrope Kältemittel R407C starke Schwächen im Kühlbetrieb bezüglich des EER aufweist. Grund dafür ist das zeotrope Verhalten des Gemisches in Kombination mit dem Gleichstrombetrieb des Verdampfers und des Kondensators. Während der Verdampfung des Kältemittels kommt es bei konstant bleibendem Druck zur Erhöhung der Temperatur, was zur Folge hat, dass im Verdampfer die Kältemitteltemperatur ansteigt, und dies zu einem niedrigeren

Verdampfungsdruck führt (vgl. Abbildung 7-5). Durch die Senkung des Verdampfungsdrucks erhöht sich das Druckverhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck und damit vergrößert sich auch die notwendige Verdichterarbeit.

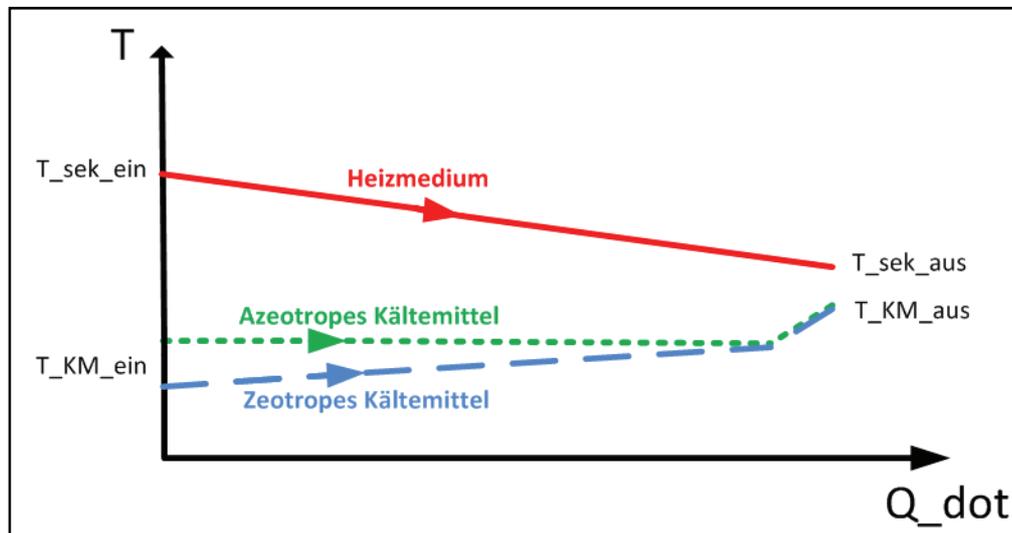


Abbildung 7-5 Temperaturverlauf zeotroper und azeotroper Gemische bei Verdampfung

Aufgrund der Tatsache, dass im Kühlbetrieb Verdampfer und Kondensator im Gleichstrom betrieben werden, kann durch den Temperaturgradienten der zeotropen Gemische eine Vergrößerung der logarithmischen Temperaturdifferenz erreicht werden, wodurch sich die Temperaturdifferenz der beiden Medien am Austritt gegenüber den azeotropen Gemischen verringert. Dies hat in diesem Fall jedoch nahezu keine Auswirkungen, da die Wärmetauscher aufgrund des Gegenstrombetriebes beim Heizen für den Gleichstrombetrieb beim Kühlen überdimensioniert sind, und sich deshalb die Temperaturdifferenz am Austritt trotz zunehmender logarithmischer Temperaturdifferenz nicht mehr wesentlich ändert.

Für den Fall, dass die Anlage mit einem internen Wärmetauscher ausgestattet wäre, würden sich im Kühlbetrieb bei keinem der Kältemittel wesentliche Veränderungen bezüglich Leistung und Effizienz ergeben (vgl. Abbildung 7-4).

Zu beachten ist zusätzlich, dass die beiden Kältemittel R134a und R1234ze im Kühlbetrieb die größten Leistungen besitzen. Dies hängt mit dem großen Volumenstrom ihrer Verdichter zusammen, welche für den Heizbetrieb ausgelegt sind.

7.1.3 Gesamtbewertung der Kältemittel

Eine gesamtheitliche Bewertung der Kältemittel ergibt eine vergleichsweise schlechte Eignung der Kältemittel R404A und R507A für die vorliegende Anwendung.

Die beiden brennbaren Kältemittel R290 und R1234ze überzeugen durch ihre guten erreichbaren Effizienzen und ihr sehr geringes Treibhauspotential. R1234ze hat bezüglich der notwendigen Verdichtergröße erhebliche Nachteile gegenüber Propan, besitzt im Gegensatz zu diesem aber eine geringere Gefahreinstufung. Nach der derzeitigen Gesetzeslage ist die Verwendung von brennbaren Kältemitteln jedoch nur schwer umzusetzen, da die geforderten Auflagen für eine Innenaufstellung solcher Anlagen große Kosten mit sich bringen. Es bleibt jedoch abzuwarten, wie sich die Gesetzgeber in Bezug auf maximal zulässigen GWP entscheiden werden. Wird, wie in Autoklimaanlagen bereits vorgeschrieben, der maximal zulässige GWP auf 150 reduziert, ist es wahrscheinlich notwendig, die Auflagen für eine Innenaufstellung von Anlagen mit brennbaren Kältemitteln zu lockern. Wird der maximale GWP-Wert nicht in diesem Ausmaß herabgesetzt, werden sich diese Kältemittel eher nicht durchsetzen, sofern sich die Brandschutzvorschriften nicht entschärfen.

Auch das Kältemittel R134a besitzt, ähnlich den Low-GWP-Kältemitteln, eine sehr gute Eignung die Effizienz betreffend, ist aber durch den großen notwendigen Volumenstrom eher ungünstig. Vorteilhaft ist hier noch, dass es sich um einen Reinstoff handelt und keine Entmischung bei Leckagen auftreten kann, wie es bei zeotropen Gemischen durchaus der Fall sein kann.

Das zeotrope Gemisch R407C erweist sich im Heizbetrieb aufgrund seiner sehr guten Balance zwischen Effizienz und notwendigem Volumenstrom als nahezu beste Variante. Im Kühlbetrieb weist es jedoch aufgrund seines stark ausgeprägten zeotropen Verhaltens, in Verbindung mit dem Gleichstrombetrieb der Wärmetauscher, deutliche Schwächen auf.

Das auch in der Versuchsanlage verwendete Kältemittelgemisch R410A erweist sich sowohl im Heiz-, als auch im Kühlbetrieb als gute Lösung, da mit geringsten Volumenströmen, und damit auch mit kleinsten Kompressoren, annehmbare Effizienzen erzielt werden können. Des Weiteren spricht für den Einsatz dieses Gemisches, dass durch den höheren Enthitzungsanteil bei der Kondensation mehr Wasser mit höheren Temperaturen erzeugt werden kann, ohne die Kondensations-temperatur wesentlich zu erhöhen. Dies ist vor allem beim Aufbau der untersuchten Versuchsanlage mit Heißgas-Wärmetauscher zur Erzeugung von Warmwasser von Bedeutung.

Abschließend sei nochmals erwähnt, dass das Ergebnis des Kältemittelvergleiches ein theoretisches ist, da die Verdichterwirkungsgrade nicht berücksichtigt werden konnten, und die U-Werte der Wärmetauscher in der Praxis für verschiedene Kältemittel nicht ganz gleich sein werden. Es ist jedoch damit zu rechnen, dass die erhaltenen Ergebnisse auch in der Praxis tendenziell zutreffen werden, und somit die Eignungen der einzelnen Kältemittel für die untersuchte Anwendung bestehen bleibt.

7.2 Optimierungspotentiale des bestehenden Kältekreises

Die Optimierung des in der Versuchsanlage verwendeten Kältekreises erfolgte mit Hilfe einer in EES erstellten Simulationsrechnung. Über diese Simulationsrechnung sollten mit Hilfe der in der Auswertungsrechnung erhaltenen Daten Auswirkungen von Veränderungen prozessspezifischer Größen ermittelt und beurteilt werden.

Im Konkreten wurde der Einfluss folgender Komponenten bzw. Variablen im Heiz- und Kühlbetrieb untersucht:

- Übertragungsleistung des internen Wärmetauschers
- Höhe der Überhitzung am Verdampferaustritt
- Größe von Kondensator, Verdampfer und Heißgas-Wärmetauscher
- Einflüsse des 4-Wegeventils
- Druckverlust der Leitungen, des Heißgas-Wärmetauschers und der Verteilrohre
- Einfluss des gesamtisentropen Wirkungsgrades

Des Weiteren wurde für den Kühlbetrieb ein möglicher Betrieb von Kondensator und Verdampfer im Gegenstromprinzip untersucht, und die Möglichkeit zu einer eventuellen Reduktion der Sammlergröße betrachtet.

7.2.1 Beschreibung der Simulationsrechnung

Sowohl für den Heiz-, als auch für den Kühlbetrieb wurde je eine Simulationsrechnung in EES erstellt, deren Grundlage die Ergebnisse der Auswertungsrechnung für die Kältemittelfüllmenge von 4,28 kg waren. Die verwendeten Berechnungskonzepte entsprechen jenen, die in Kapitel 6-1 beschrieben worden sind und werden deshalb nicht nochmals erläutert. In der Simulationsrechnung wird angenommen, dass keine Überfüllung der Wärmepumpe besteht, und die entstehende Unterkühlung des Kältemittels einzig aufgrund des Druckverlustes zwischen Kondensatoraustritt (vor Verteilrohr) und Sammler erfolgt (vgl. Abbildung 7-16).

Tabelle 7-7 zeigt die Ausgangswerte der Variablen für die Simulationsrechnung.

Tabelle 7-7 Werte der Variablen in Simulationsrechnung

Betriebspunkt	S0W35	S30W7
T_Sole_ein [°C]	0,0	30,0
T_Sole_aus [°C]	-3,0	34,9
T_HW_ein [°C]	30,0	11,9
T_HW_aus [°C]	35,0	7,0
T_HGL_aus [°C]	56,0	-
Überhitzung am Verdampferaustritt [K]	0,6	0,6
Hubvolumenstrom d. Verdichters [m ³ /h]	8,9	8,9
Interne Leckage d. 4-Wegeventils [cm ³ /min]	4000	4000
Gesamt-Isentroper Wirkungsgrad η_{is_gesamt} [%]	70,8	73,6
Liefergrad λ [%]	97,6	99,2
UA-Wert Heißgas-WT [kW/K]	0,214	-
UA-Wert Interner-WT [kW/K]	0,009	0,013
U-Wert Verdampfer überhitzt [kW/(K*m ²)]	0,094	0,276
U-Wert Verdampfer 2-phasig [kW/(K*m ²)]	1,398	2,058
U-Wert Kondensator überhitzt [kW/(K*m ²)]	0,293	0,286
U-Wert Kondensator 2-phasig [kW/(K*m ²)]	1,557	1,387
U-Wert Kondensator unterkühlt [kW/(K*m ²)]	0,277	0,814
A Verdampfer gesamt [m ²]	3,94	3,94
A Kondensator gesamt [m ²]	2,78	2,78
dT_4WV_HD [K]	1,9	1,2
dT_4WV_ND [K]	2,8	1,1
dp_4WV_HD [bar]	0,068	0,141
dp_4WV_ND [bar]	0,041	0,049
dp_IWT_gas [bar]	0,011	0,022
dp_HGL [bar]	0,259	0,570
dp_HWWT [bar]	0,091	1,000
dp_SoWT [bar]	0,255	0,138

7.2.2 Optimierungsmaßnahmen für den Betriebszustand Heizen

a) Interner Wärmetauscher

Der Einfluss, den ein interner Wärmetauscher auf den R410A-Kältekreis nimmt, wurde bereits in Kapitel 7.1.2, dem Ergebnis des Kältemittelvergleiches, beschrieben. Um eine genauere Aussage treffen zu können, wie sich dieser Wärmetauscher speziell auf die Versuchswärmepumpe auswirkt, wurde seine Übertragungsleistung variiert, indem sein UA-Wert variiert wurde. Nicht berücksichtigt wurde dabei eine eventuelle Änderung des damit verbundenen Druckverlustes, da dessen Einfluss gering ist. Abbildung 7-6 zeigt den Einfluss, den eine Änderung des internen Wärmetauschers mit sich bringt.

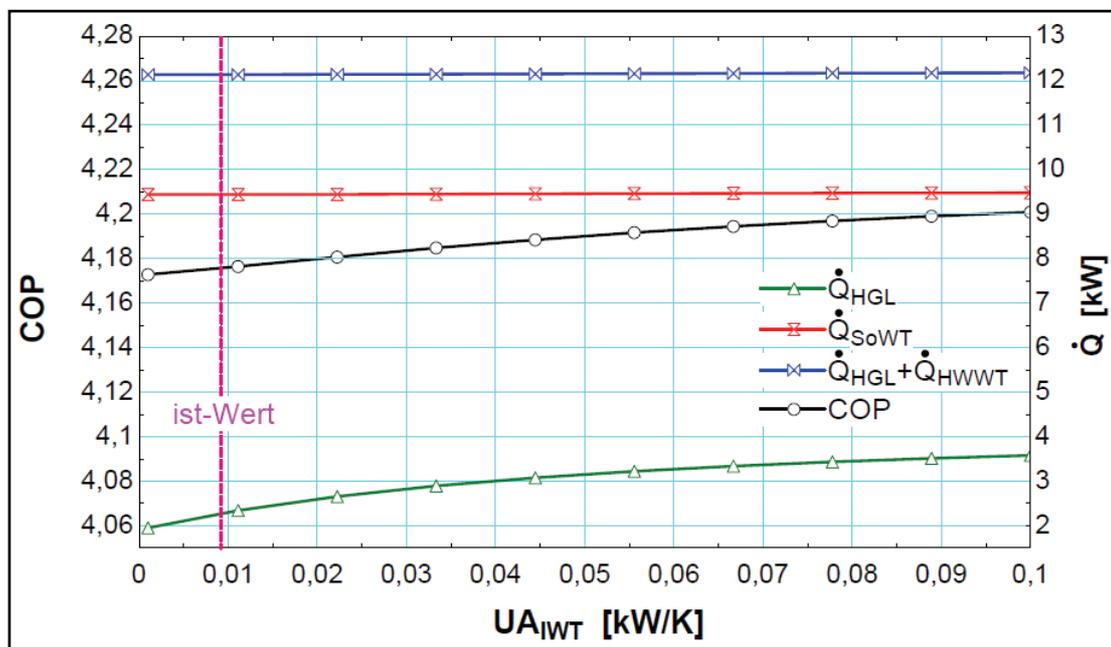


Abbildung 7-6 Einfluss des IWT im Heizbetrieb

Das Ergebnis der Simulationsrechnung bestätigt die Ergebnisse des Kältemittelvergleiches und zeigt, dass eine Vergrößerung der Übertragungsleistung des IWT durch Erhöhung dessen UA-Wertes keine wesentliche Änderung im COP bewirkt. Wie auch im Ergebnis des Kältemittelvergleiches war hier zwar eine leichte Steigerung des COP zu erkennen, jedoch ist diese nicht signifikant.

Eine Verbesserung durch den IWT tritt jedoch in Bezug auf die Leistung des Heißgas-Wärmetauschers auf. Während die gesamte Heizleistung nahezu konstant bleibt, erhöht sich der Anteil der Leistung des Heißgas-Wärmetauschers, wodurch mehr Wärme auf einem höheren Temperaturniveau zur Verfügung steht (vgl. Abbildung 7-7). Grund für die Erhöhung der Leistung ist die Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Warmwasser und Kältemittel.

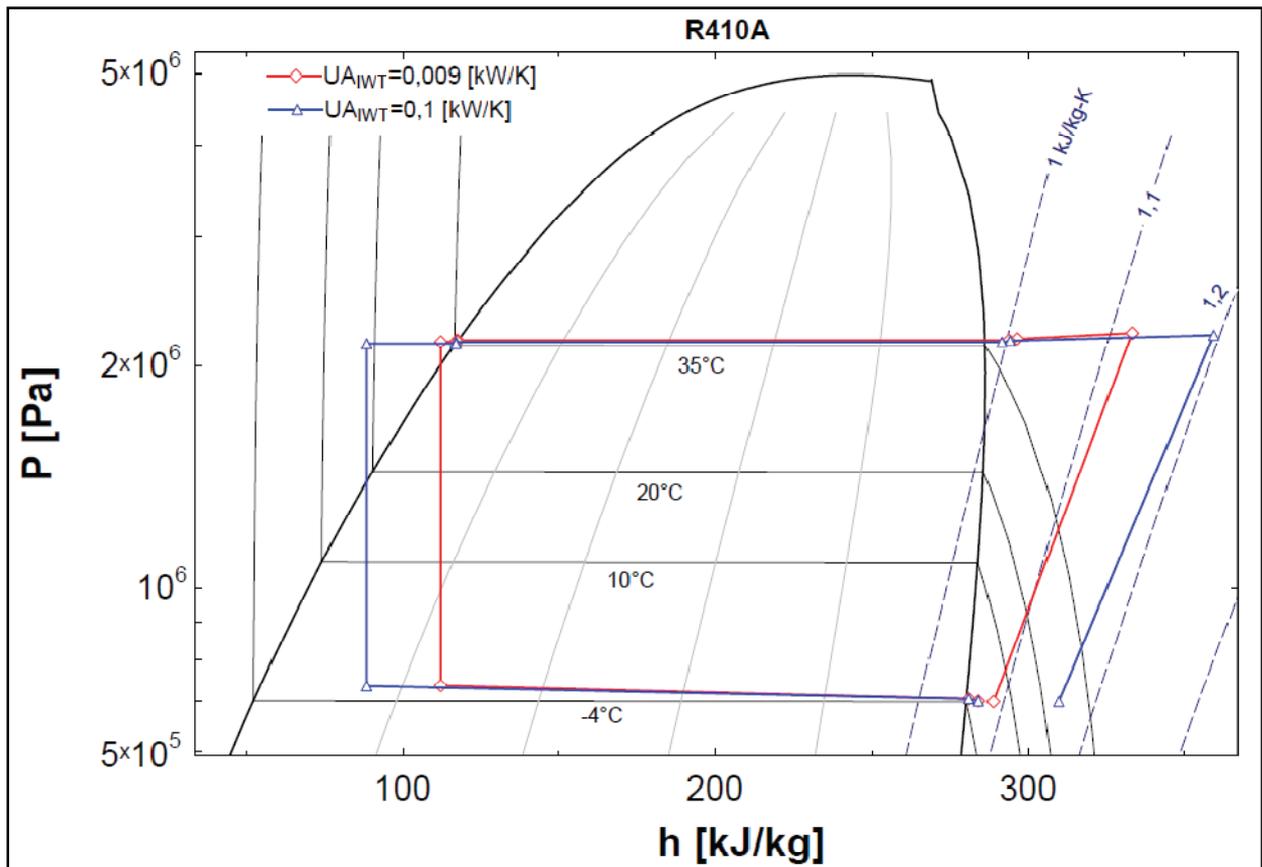


Abbildung 7-7 Einfluss des IWT im Heizbetrieb im log p-h-Diagramm

Sowohl in Abbildung 7-7, als auch bei den in weiterer Folge auftretenden log p-h-Diagrammen fällt auf, dass ein relativ starker Druckverlust zwischen Verdampferein- und -austritt vorherrscht. Dies hat den Grund, dass der Eintrittszustand jener Zustand vor dem Verteilrohr ist. Die dargestellte Verbindungslinie zwischen Ein- und Austritt entspricht nicht dem eigentlichen Kältemittelverlauf, da das Kältemittel am Beginn eine isenthalpe Entspannung im Verteilrohr durchläuft und anschließend erst im Wärmetauscher verdampft wird (vgl. Abbildung 3-3 und 3-5). Ähnliches gilt für den Kondensator, in dem das Verteilrohr für den Umkehrbetrieb am Austritt angeordnet ist, mit dem Unterschied, dass der dargestellte Zustand jener nach dem Verteilrohr ist. Hier ist der Druckverlust jedoch nur sehr gering, da das Verteilrohr mit reiner Flüssigkeit durchströmt wird, und deshalb ist der grafische Effekt im Diagramm viel geringer als beim Verdampfer.

b) Überhitzung

Wie Allgemein bekannt, bringt eine Verringerung der Überhitzung auch eine Erhöhung des Kältemittelmassenstroms mit sich, da die Dichte am Verdichtereintritt mit sinkender Überhitzung zunimmt. Auch kann die notwendige Verdichterleistung etwas verringert werden, da der Verdampfungsdruck mit sinkender Überhitzung steigt. Zugleich wird jedoch die nutzbare Enthalpiedifferenz der Enthitzung verringert (vgl. Abbildung 7-9).

Der Einfluss der Überhitzung am Verdampferaustritt auf die Versuchsanlage ist in Abbildung 7-8 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass eine Verringerung der Überhitzung eine Steigerung im COP bewirkt, zugleich jedoch auch eine geringe Verringerung der Leistung des Heißgas-Wärmetauschers auftritt, da die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden abnimmt. Die gesamte Heizleistung und die Verdampferleistung werden mit abnehmender Überhitzung aufgrund des steigenden Massenstromes, der durch die höhere Dichte am Verdichtereintritt erreicht wird, leicht erhöht.

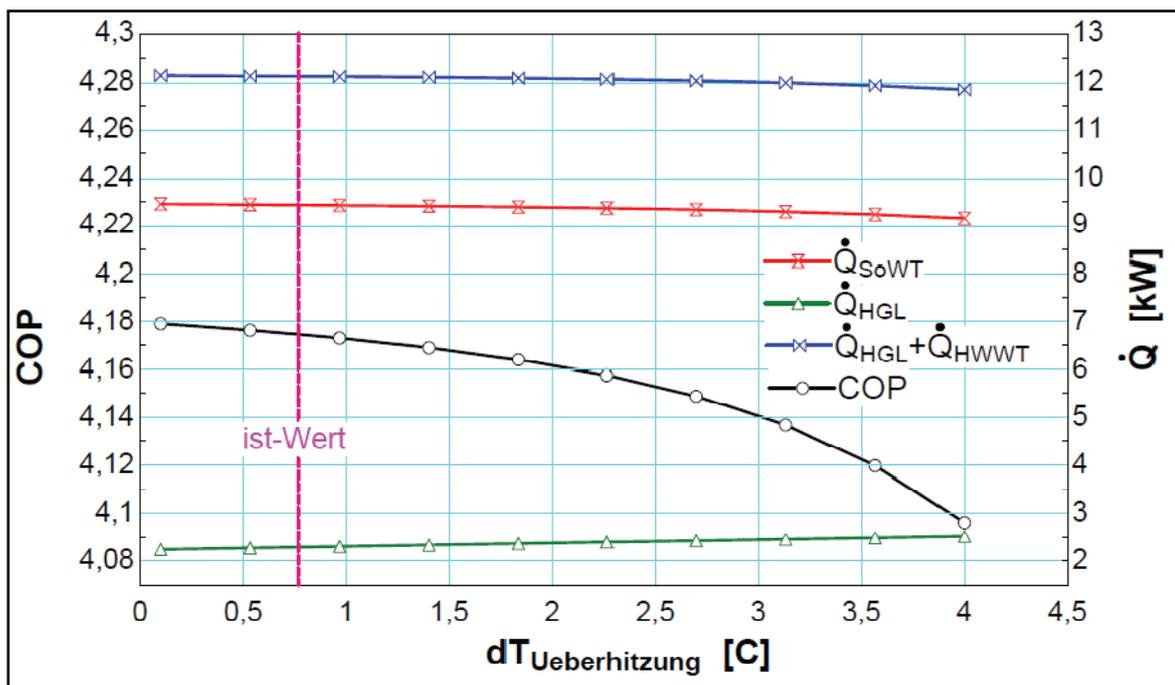


Abbildung 7-8 Einfluss der Überhitzung im Heizbetrieb

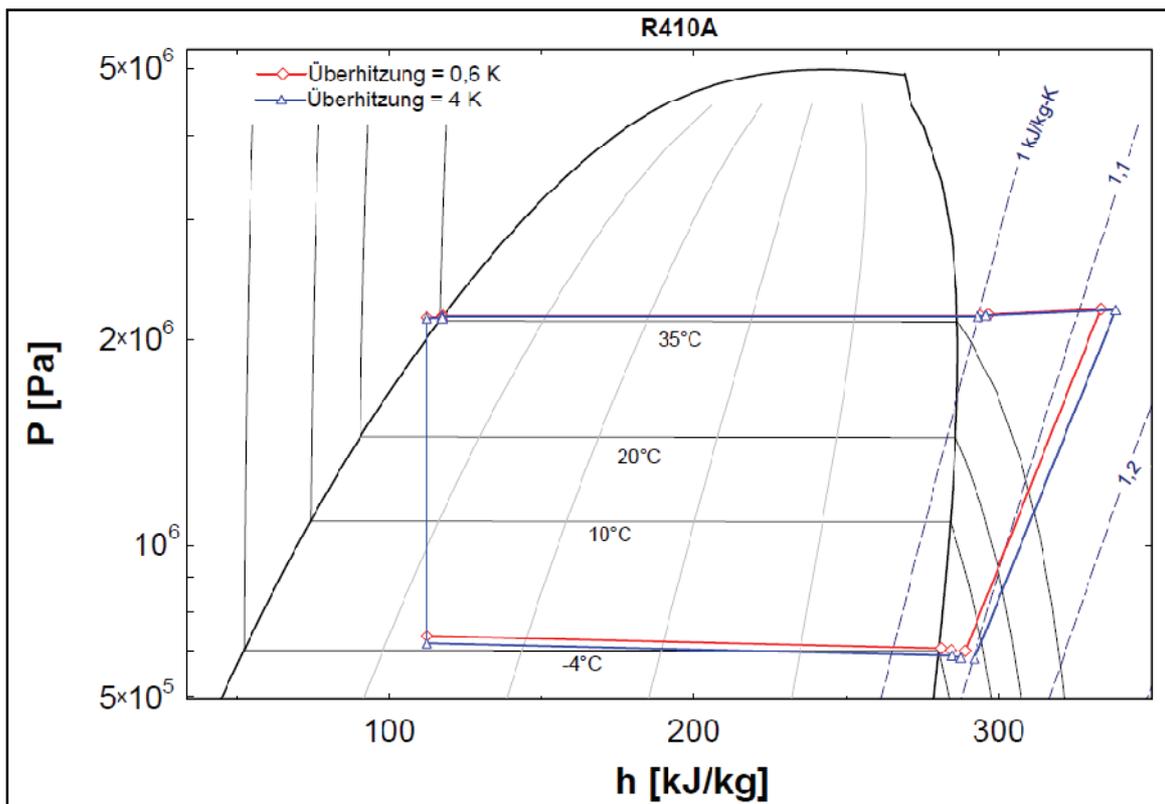


Abbildung 7-9 Einfluss der Überhitzung im Heizbetrieb im log p-h-Diagramm

c) Wärmetauschergrößen

Um zu erkennen, wie sich eine eventuelle Vergrößerung bzw. Verkleinerung von Heißgas-, Heizwasser- und Sole-Wärmetauscher auf den vorliegenden Prozess auswirkt, wurde durch Variation der Wärmetauscherflächen deren Einfluss ermittelt. Da für den Heißgas-Wärmetauscher ein direkter Zusammenhang zwischen UA-Wert und Fläche besteht, wurde für ihn nicht die Fläche, sondern der UA-Wert variiert, da dies die Simulation vereinfachte. Die Ergebnisse der Variationen sind in den Abbildungen 7-10, 7-11 und 7-13 dargestellt.

Die erwartungsgemäße Verbesserung des COP durch Vergrößerung des Verdampfers erfolgt dadurch, dass aufgrund der größeren zur Verfügung stehenden Fläche die Verdampfungstemperatur näher an die Soleaustrittstemperatur angehoben werden kann. Einerseits steigt dadurch der Massenstrom durch die größer werdende Dichte am Verdichtereintritt mit zunehmendem Druckniveau, und andererseits sinkt die notwendige, vom Verdichter aufzubringende, Druckdifferenz, womit auch die notwendige Verdichterleistung sinkt. Zusätzlich wird durch den erhöhten Massenstrom die Kondensator- und die Verdampferleistung leicht gesteigert. Die HGL-Leistung bleibt nahezu konstant, da mit höherem Verdampfungsdruck die Verdichteraustrittstemperatur geringer wird, und damit die treibende Temperaturdifferenz im HGL kleiner wird.

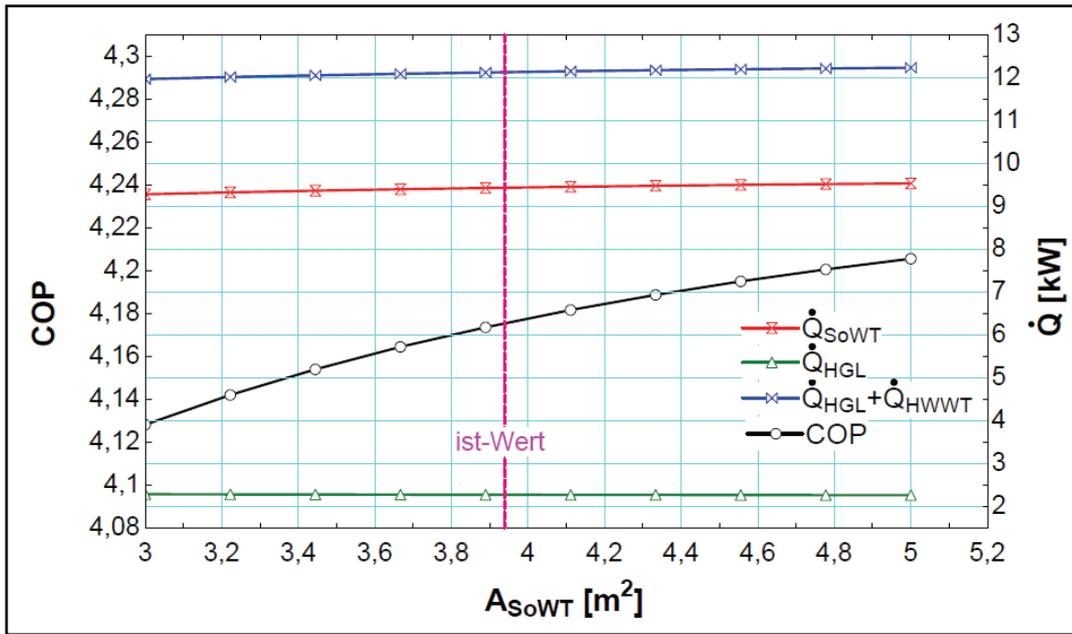


Abbildung 7-10 Einfluss des Sole-Wärmetauschers (Verdampfer) im Heizbetrieb

Sehr ähnlich verhält es sich auch bei Veränderung der Kondensatorfläche (Abbildung 7-11); hier kann analog durch Vergrößerung der Fläche die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Heizwasser verringert werden, wodurch die Kondensationstemperatur gesenkt werden kann. Durch diese Senkung wird das Hochdruckniveau herabgesetzt und die notwendige Verdichterleistung verringert, was eine Erhöhung des COP mit sich bringt. Durch die Senkung der Kondensationstemperatur sinkt auch die treibende Temperaturdifferenz im HGL, wodurch dessen Leistung leicht verringert wird.

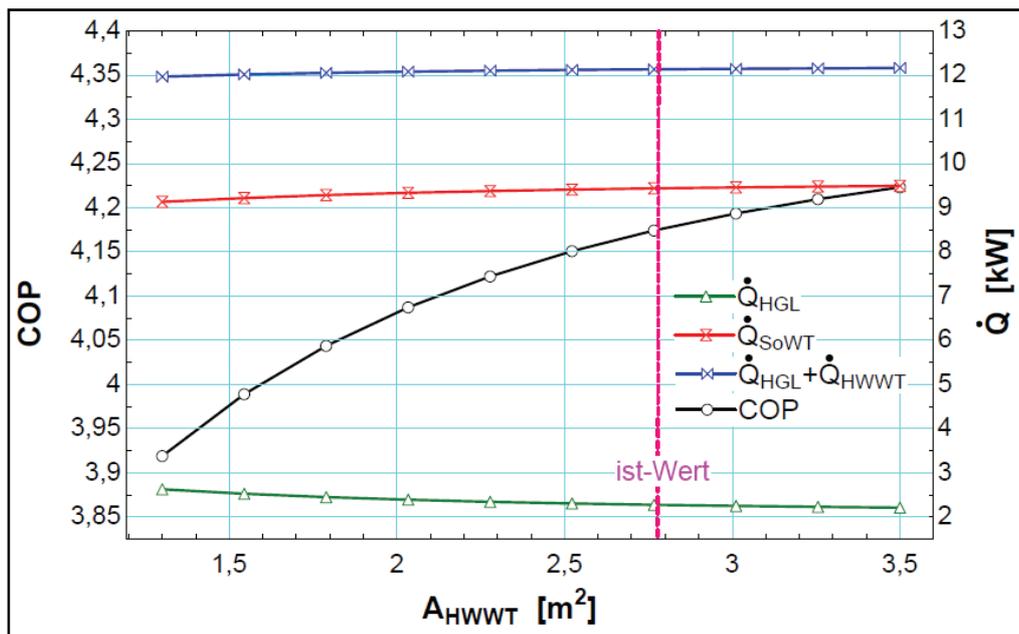


Abbildung 7-11 Einfluss des Heizwasser-Wärmetauschers (Kondensator) im Heizbetrieb

Der Einfluss, der bei einer Veränderung der Heißgas-Wärmetauschergröße im Kältekreis entsteht, hängt im Wesentlichen von zwei Einflüssen ab:

Durch Vergrößerung der HGL-Fläche muss der Kondensator weniger Enthitzungsarbeit leisten, wodurch eine größere Fläche für die Kondensation zur Verfügung steht.

Einerseits kann durch diese größere, für die Kondensation zur Verfügung stehende, Fläche die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Heizwasser verringert werden, was zu einer Senkung der Kondensationstemperatur und zugleich zu einer Erhöhung des COP führt.

Andererseits wird durch die geringere Enthitzungsleistung des Kondensators eine kleinere Temperaturspreizung des Heizwassers im Enthitzungsteil möglich, wodurch die Heizwassertemperatur am Pinch-Point des Kondensators höher ist und in weiterer Folge auch eine Erhöhung der Kondensationstemperatur auftreten kann (vgl. Abbildung 7-12).

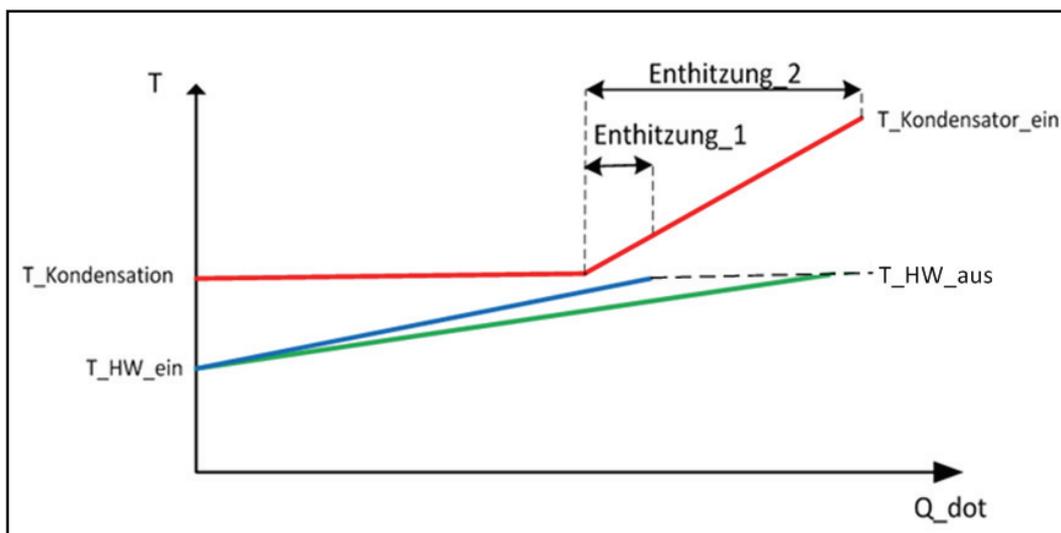


Abbildung 7-12 Einfluss der Enthitzung auf die Kondensationstemperatur

Wie aus Abbildung 7-13 hervorgeht, beeinflussen sich in der Versuchsanlage die beiden Effekte derart, dass keiner der beiden eine nennenswerte Minderung der Effizienz verursacht, da der negative Effekt des einen Einflusses durch den positiven Effekt des anderen nahezu vollständig kompensiert wird. Dies hat zur Folge, dass die Auswirkungen auf den COP unter 1% bleiben.

Zusätzlich ist aber zu beachten, dass durch eine eventuelle Vergrößerung der Wärmetauscherfläche des HGL mehr Warmwasser erzeugt werden kann.

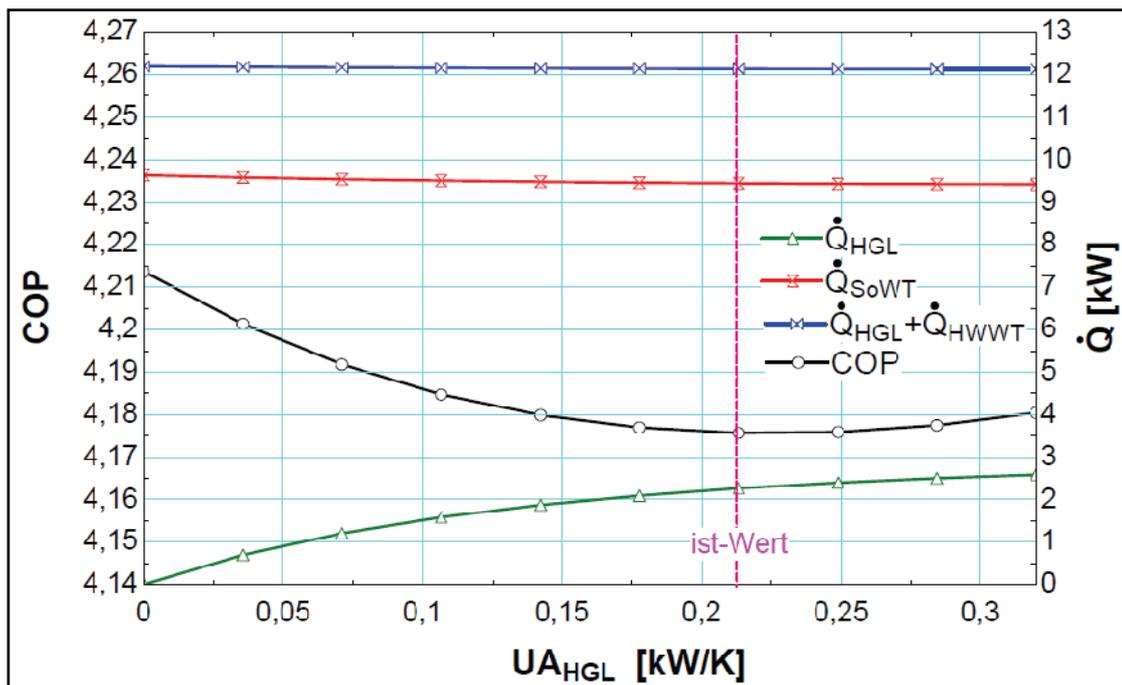


Abbildung 7-13 Einfluss des HGL im Heizbetrieb

d) Vier-Wegeventil

Das 4-Wegeventil, das zur Prozessumkehr benötigt wird, wirkt sich so auf den Prozess aus, als dass es einen nicht unwesentlichen Druckverlust verursacht, einen Wärmeaustausch zwischen kalten und warmen Kältemittel bewirkt, und eine Leckage zwischen Hoch- und Niederdruckseite aufweist.

Der Effizienzverlust, der durch das 4-Wegeventil aufgrund dessen Druckverlustes und Wärmeübertrages erfolgt, wurde mit Hilfe einer Vergleichsrechnung abgeschätzt, in der die beiden Einflüsse der Reihe nach mit Null angenommen wurden. Die Minderung durch beide Einflüsse zusammen beträgt ungefähr 0,08 [], wodurch der COP von 4,26 [] auf 4,18 [] verringert wird. Von diesen 0,08 [] Verlust sind ca. 30% dem Druckverlust zuzuordnen und die anderen 70% dem Wärmeübertrag.

Die auftretende interne Leckage ist vom Hersteller mit $4000 \text{ cm}^3/\text{min}$ angegeben, was für den Heizbetrieb einem Massenstrom von ungefähr $0,006 \text{ kg/s}$ entspricht, welcher direkt vom 4-Wegeventil wieder zurück zum Kompressor befördert wird (siehe Abbildung 6-3). Dies sind circa 10% des gesamten Kältemittelmassenstroms und somit ein wesentlicher Einflussfaktor auf den Prozess. Während im HGL aufgrund der Anordnung des 4-Wegeventils noch der gesamte Kältemittelmassenstrom genutzt werden kann, verringert sich für Kondensator und Verdampfer der Massenstrom um die Leckage. Dies bewirkt, dass diese Wärmetauscher nur mehr eine verringerte Leistung an die Sekundärmedien abgeben, bzw. von diesen aufnehmen können. Die

Auswirkungen der Leckage sind in Abbildung 7-14 dargestellt. Seitens des Herstellers werden auch Ventile mit einer geringeren Leckage angeboten, wobei diese wahrscheinlich etwas teurer sind, jedoch die Effizienz der Anlage steigern könnten.

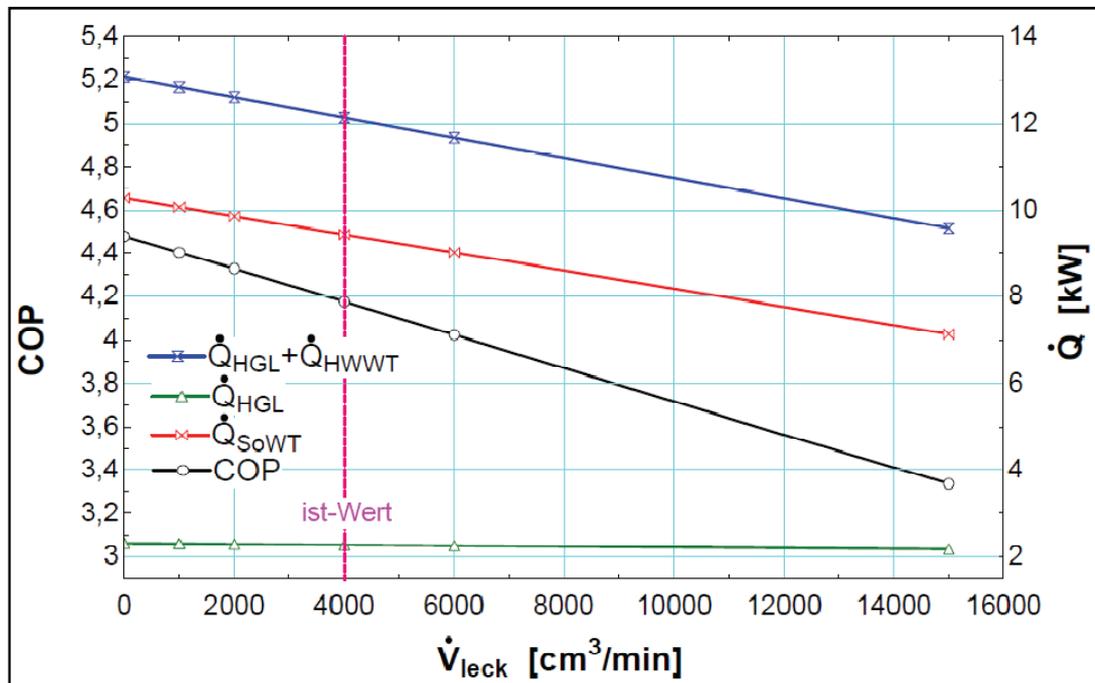


Abbildung 7-14 Einfluss der Leckage des 4-Wegeventils im Heizbetrieb

e) Druckverluste des Kältekreises

Um eine eventuelle Effizienzsteigerung der Anlage durch Minimierung einzelner Druckverluste abschätzen zu können wurden die wichtigsten auf ihren Einfluss hin untersucht. Zu den untersuchten Druckverlusten zählten neben den Leitungsverlusten auch der Druckverlust des Heißgas-Wärmetauschers, sowie jene der beiden Verteilrohre im Kondensator und Verdampfer.

Um den Einfluss der Leitungsdruckverluste auf den gesamten Prozess erkennen zu können, wurde zur vorhandenen Simulationsrechnung eine Vergleichsrechnung erstellt, in der die Druckverluste der Leitungen vernachlässigt wurden. Die Auswertung der beiden Berechnungen ergab, dass die Leitungsdruckverluste für eine COP-Senkung von nur 0,01 [] verantwortlich sind, und somit kaum einen Einfluss darstellen. Zu bedenken ist dabei jedoch, dass eine optimierte Leitungsführung nicht nur eine Senkung der Druckverluste zur Folge hat, sondern auch Materialkosten und Produktionszeit eingespart werden können.

Der Einfluss des Druckverlustes, der vom Heißgas-Wärmetauscher verursacht wird, ist in Abbildung 7-15 dargestellt. Wie zu erwarten, ist daraus ersichtlich, dass der COP mit abnehmendem Druckverlust leicht ansteigt.

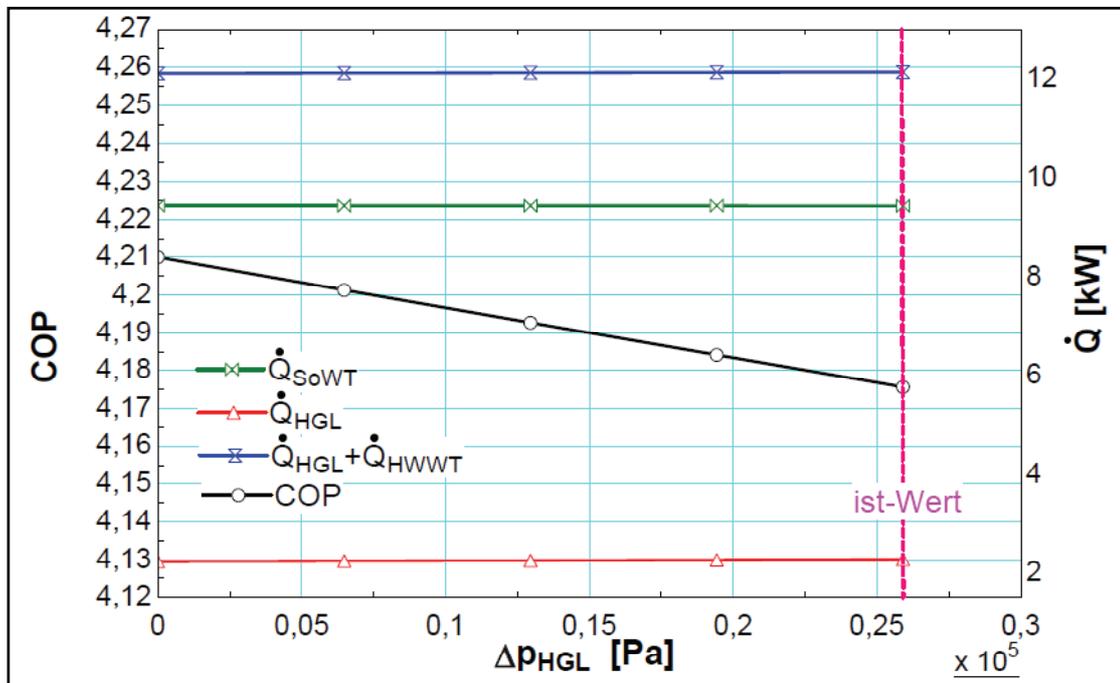


Abbildung 7-15 Einfluss des Druckverlustes des HGL im Heizbetrieb

Die im Sole- und Heizwasser-Wärmetauscher eingebauten Verteilrohre besitzen einen bestimmten Druckverlust, der zu einer Verbesserung der Wärmetauscherausnutzung im Verdampferbetrieb infolge besserer Kältemittelverteilung führen soll.

Das Verteilrohr im Verdampfer befindet sich nach dem Expansionsventil und wirkt wie eine zweite Drossel vor dem Wärmetauscher. Der Druckverlust dieses Verteilrohres wirkt sich nicht nachteilig auf den Prozess aus, da die Summe der Drosselungen im Verteilrohr und im Expansionsventil konstant bleibt. Einzig bei der Auslegung des Expansionsventils ist das Verteilrohr des Verdampfers zu berücksichtigen. Da der Druckverlust des verwendeten Verteilrohres laut dem Hersteller Honeywell mit circa 0,23 bar für eine gute Kältemittelverteilung zu gering ist, sollte ein Verteilrohr verwendet werden, dessen Druckverlust ca. 1 bar beträgt.

Das Verteilrohr, das aufgrund der Prozessumkehr am Austritt des Kondensators angeordnet ist (siehe Abbildung 3-1), bewirkt eine Vergrößerung des Druckverlustes zwischen Kondensator und Sammler, und führt dadurch zu einer Vergrößerung der Unterkühlung, da der Kältemittelzustand durch den Sammler konstant auf $x=0$ gehalten wird (siehe Abbildung 7-16).

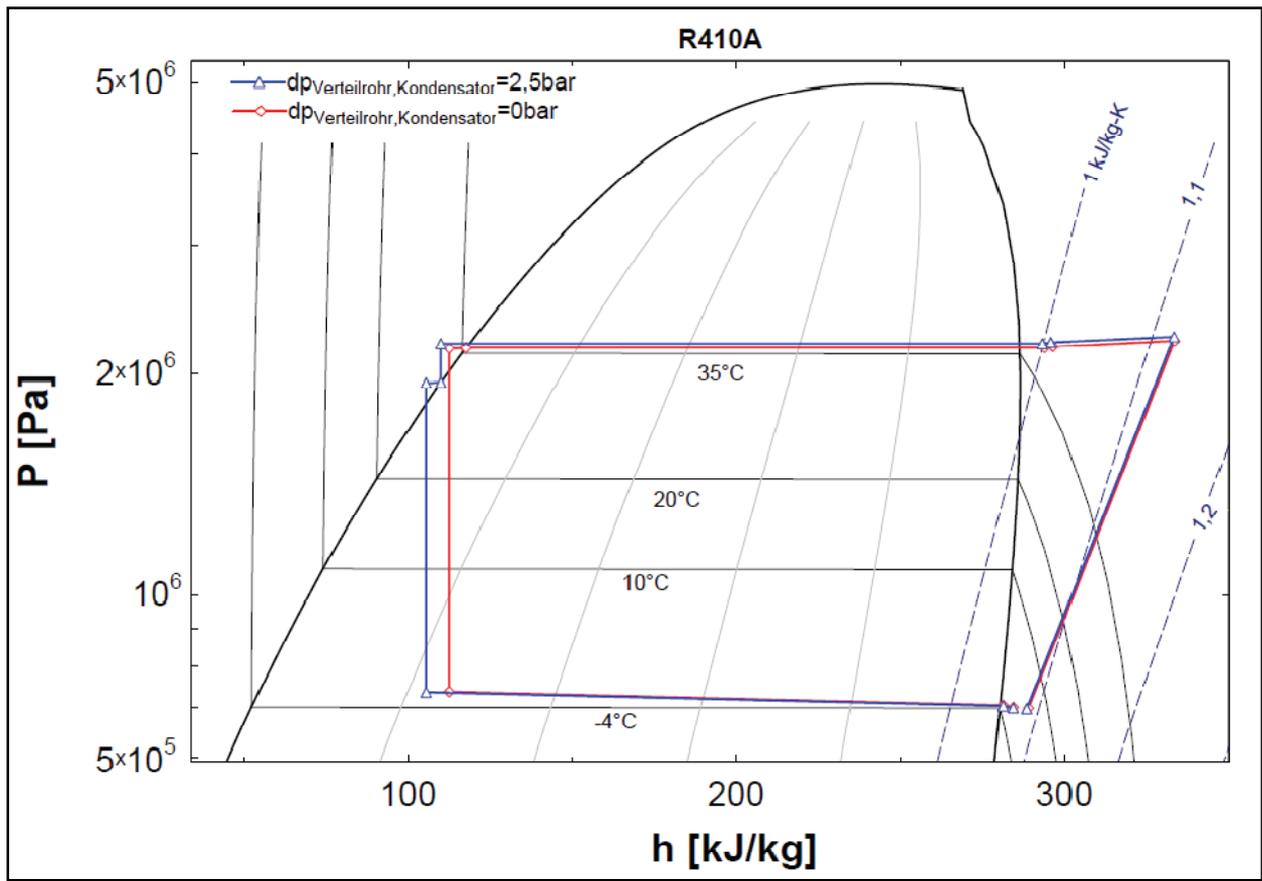


Abbildung 7-16 Auswirkung des Verteilrohres im Kondensator (Heizwasser-WT) im log p-h-Diagramm bei Heizbetrieb

Eine Vergrößerung der Unterkühlung hat zwei Auswirkungen auf den Kälteprozess, welche in Abbildung 7-17 grafisch dargestellt sind. Einerseits wird die Nutzleistung durch die zunehmende Unterkühlungsleistung gesteigert, wodurch sich der COP vergrößert. Andererseits wird jedoch durch die zunehmende Unterkühlungsleistung die für Kondensation und Enthitzung zur Verfügung stehende Wärmetauscherfläche verringert, wodurch die Temperaturdifferenz am Pinch-Point größer wird und damit auch die Kondensationstemperatur ansteigt.

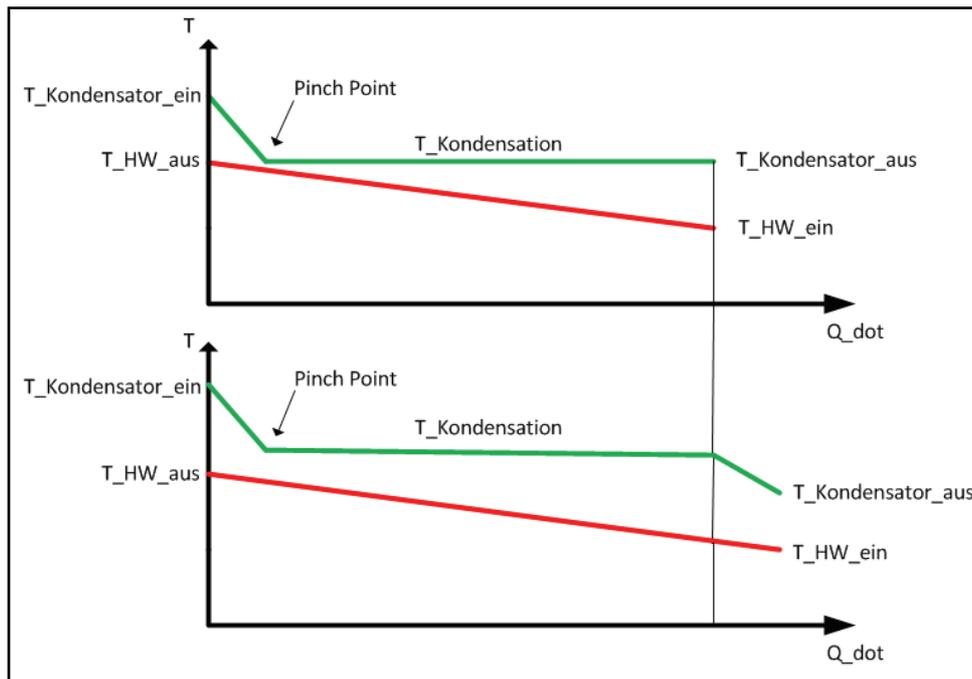


Abbildung 7-17 Einflüsse der Unterkühlung des Kältemittels im Q-T-Diagramm

Da im Heizbetrieb der Kondensator im Gegenstrom betrieben wird, ist die logarithmische Temperaturdifferenz der Unterkühlung nicht all zu klein. Dadurch wird die Fläche nach der Formel 7-5 auch nicht entscheidend groß.

$$A_{\text{Unterkühlung}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Unterkühlung}}}{\Delta T_{\log, \text{Unterkühlung}} * U_{\text{Unterkühlung}}} \quad 7-5$$

Ein größerer Einfluss wird im Kühlbetrieb erfolgen, wenn die Wärmetauscher im Gleichstrom betrieben werden, und die logarithmische Temperaturdifferenz der Unterkühlung sehr klein wird.

Die Auswirkungen eines vergrößerten Druckverlustes zwischen Kondensator und Sammler sind in Abbildung 7-18 dargestellt, und man erkennt, dass bis zu einem theoretischen Druckverlust von circa 2,5 bar der COP gesteigert werden könnte. Dass eine Steigerung überhaupt möglich ist liegt daran, dass der Kondensator leicht überdimensioniert ist, und die überdimensionierte Fläche somit zur Unterkühlung genutzt werden kann, ohne dass die zur Kondensation zur Verfügung stehende Fläche zu klein wird. Würde der Druckverlust weiter vergrößert, käme es zu einem raschen und starken Abfall des COP.

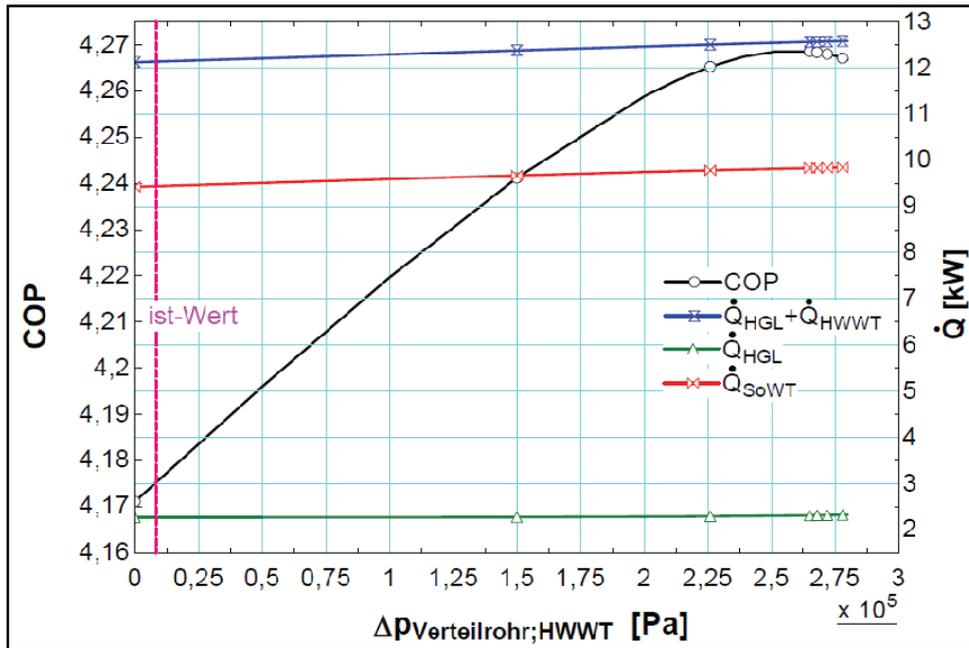


Abbildung 7-18 Einfluss des Verteilrohres im Kondensator (Heizwasser-WT) im Heizbetrieb

f) Gesamtisentroper Wirkungsgrad des Kompressors

Den größten Einfluss auf die Effizienz des Kältekreises hat der gesamtisentrope Wirkungsgrad des Verdichters (Abbildung 7-19). Dieser ist jedoch abhängig vom verwendeten Gerät und somit, außer durch Vergleiche verschiedener Verdichter einzelner Hersteller, kaum beeinflussbar.

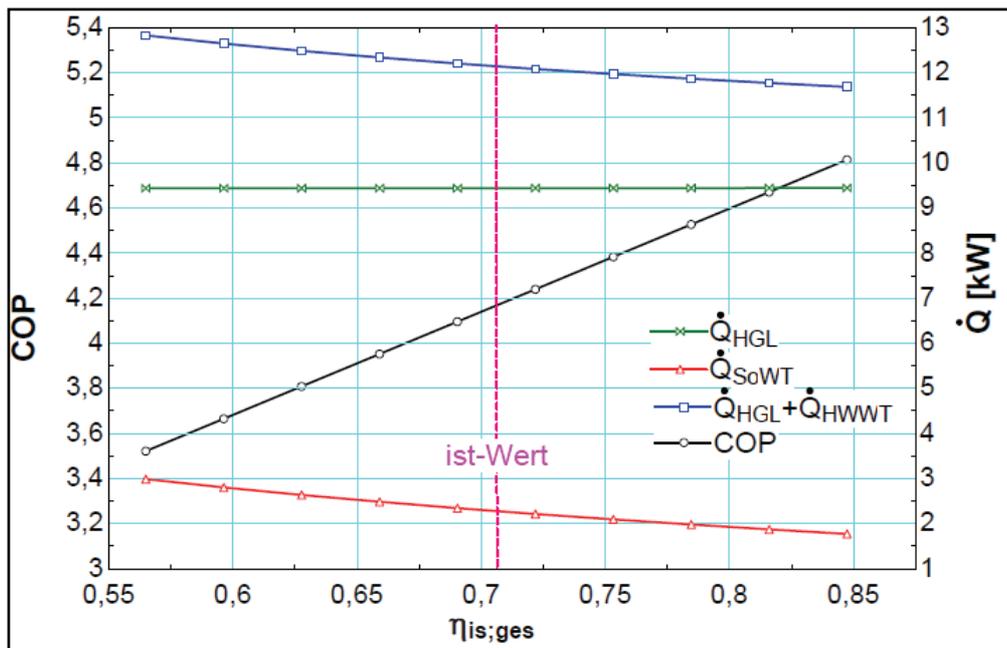


Abbildung 7-19 Einfluss des gesamtisentropen Wirkungsgrades im Heizbetrieb

7.2.3 Optimierungsmaßnahmen für den Betriebszustand Kühlen

a) Interner Wärmetauscher

Durch Veränderung der Übertragungsleistung des IWT im Kühlbetrieb kann, wie aus Abbildung 7-20 hervorgeht, keine wesentliche Steigerung des EER erreicht werden. Während im Heizbetrieb ein zusätzlicher Nutzen aus dem höheren Temperaturniveau der Heizwärme erzielt werden konnte, erhält man im Kühlbetrieb keinen derartigen Vorteil.

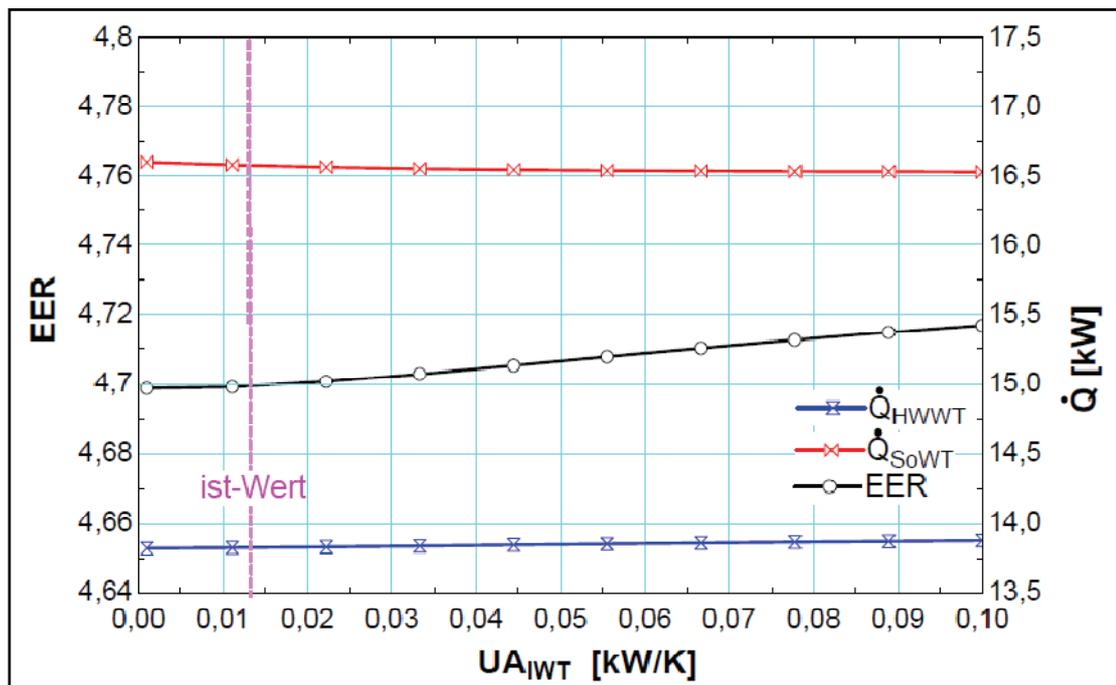


Abbildung 7-20 Einfluss des IWT im Kühlbetrieb

b) Überhitzung

Auch bei der Überhitzung bietet sich, wie aus Abbildung 7-21 ersichtlich, ein ähnliches Bild wie im Heizbetrieb. Es ist jedoch erkennbar, dass es hier nicht nur zu einem Abfall des EER kommt, sondern auch zu einer starken Verringerung der Leistungen von Kondensator und Verdampfer.

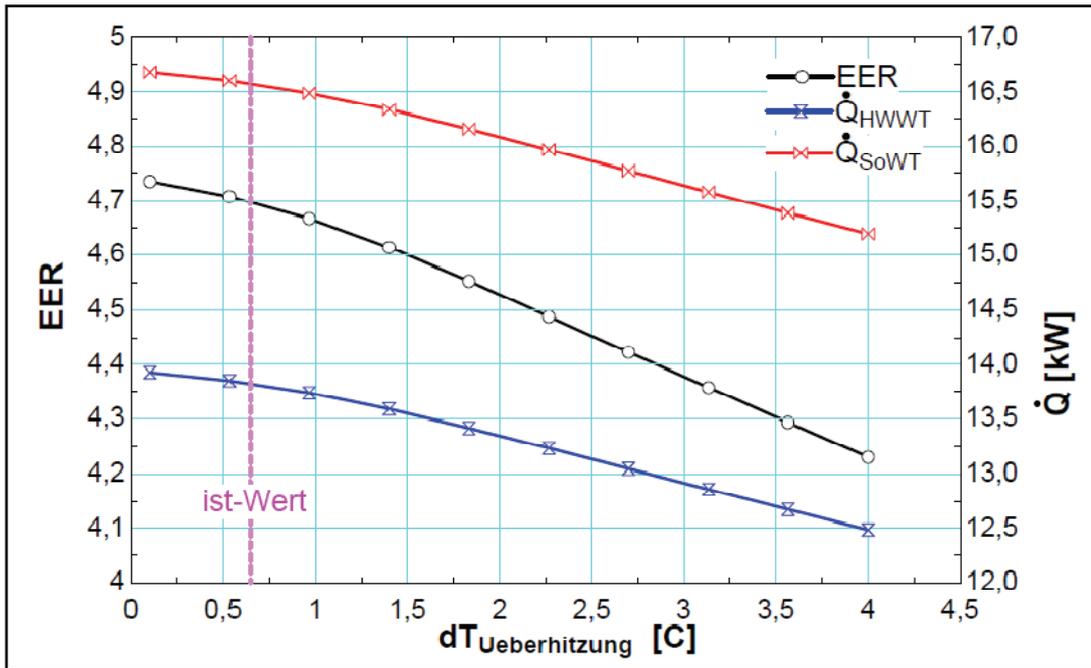


Abbildung 7-21 Einfluss der Überhitzung im Kühlbetrieb

Der Grund für die starke Verringerung der Leistungen liegt im Gleichstrombetrieb der Wärmetauscher. Bei dieser Betriebsart liegt der Pinch-Point am Verdampferaustritt, weshalb auch die Verdampfungstemperatur, beziehungsweise der Verdampfungsdruck stark von der Überhitzung abhängig sind (vgl. Abbildung 6-3 und 7-22).

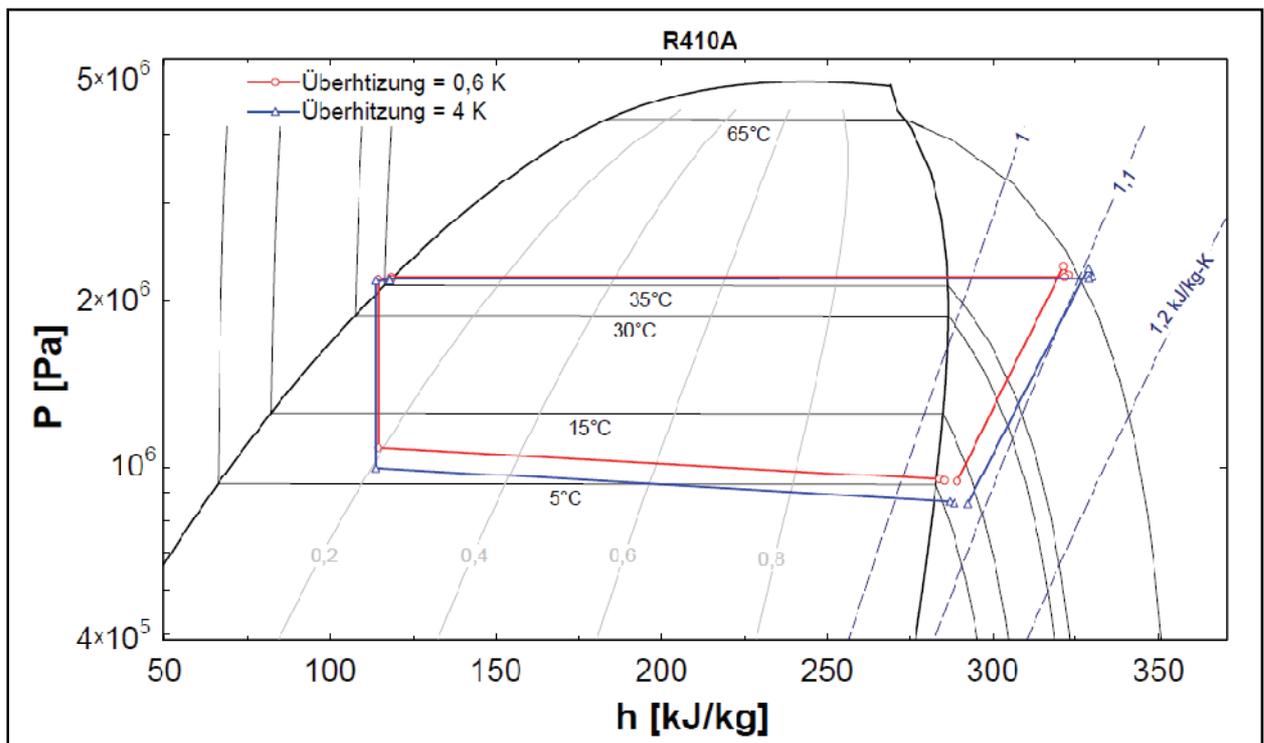


Abbildung 7-22 Einfluss der Überhitzung im Kühlbetrieb im log p-h-Diagramm

Wird die Überhitzung größer gewählt, muss sich die Verdampfungstemperatur nach unten verschieben, wobei diese Senkung im Gleichstrombetrieb aufgrund der viel geringeren logarithmischen Temperaturdifferenz der Überhitzung stärker ausgeprägt ist, als im Gegenstrombetrieb. Durch den geringeren Druck herrscht am Verdichtereintritt auch eine geringere Dichte des Kältemittels, wodurch der Kältemittelmassenstrom und damit die Leistungen verringert werden. Der EER wird zum einen durch diese verringerte Leistung verschlechtert, zum anderen kann er aber auch durch die eventuell größere, notwendige Verdichterleistung sinken.

Da im Heizbetrieb durch den Gegenstrombetrieb der Wärmetauscher der Pinch-Point am kältemittelseitigen Verdampfeintritt liegt, hat eine Vergrößerung der Überhitzung nicht dieselbe starke Auswirkung auf den Verdampfungsdruck, wie im Kühlbetrieb (vgl. Abbildung 7-9 und 7-22).

c) Wärmetauschergrößen

Im Kühlbetrieb ist nun der Heizwasser-Wärmetauscher der Verdampfer, und beeinflusst dadurch auch wesentlich die Dichte des Kältemittels am Verdichtereintritt. Wie in Abbildung 7-23 erkennbar, wird durch die größere Fläche nicht nur der Verdampfungsdruck angehoben, und damit der EER verbessert, sondern auch die Leistungen durch den größeren Kältemittelmassenstrom erhöht.

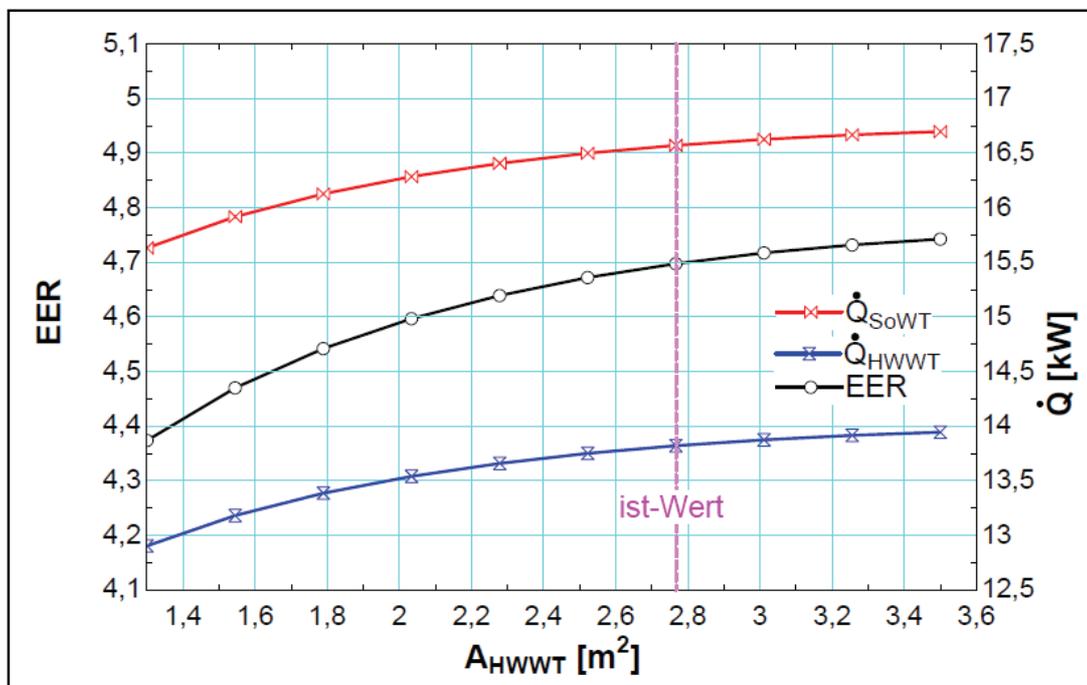


Abbildung 7-23 Einfluss des Heizwasser-Wärmetauschers (Verdampfer) im Kühlbetrieb

Analog dem Verdampfer verbessert auch die Vergrößerung des Kondensators (Sole-Wärmetauscher) den EER. Durch die größere Fläche kann die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Sole verringert werden, wodurch eine Senkung des Kondensationsdruckes möglich wird. Die damit verringerte notwendige Verdichterleistung erhöht die Effizienz der Wärmepumpe. Zusätzlich bewirkt eine geringere Kondensationstemperatur auch eine größere Enthalpiedifferenz zwischen den beiden Sättigungszuständen des Kältemittels, wodurch eine leichte Steigerung der Leistungen möglich wird. Abbildung 7-24 zeigt die Auswirkungen, die eine Änderung der Kondensatorgröße mit sich bringt.

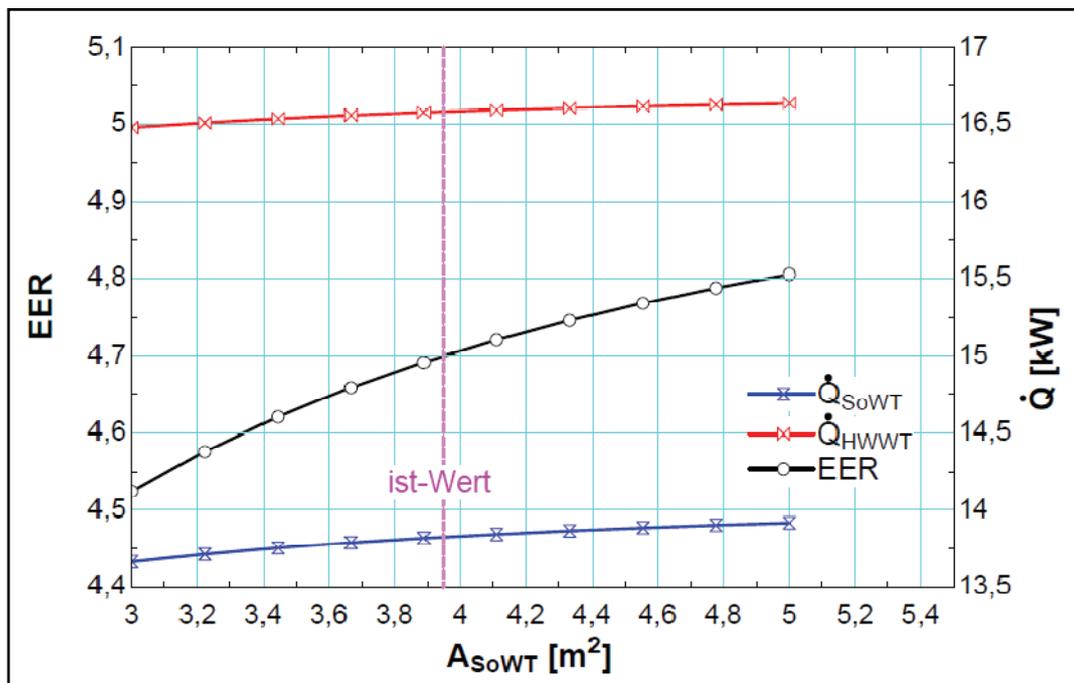


Abbildung 7-24 Einfluss des Sole-Wärmetauschers (Kondensator) im Kühlbetrieb

d) Vier-Wegeventil

Der Druckverlust und der Wärmeübertrag, der im 4-Wegeventil erfolgt, wurde wieder mit Hilfe einer Vergleichsrechnung ermittelt, und bewirkt im Kühlbetrieb eine Senkung des EER um 0,1 [. Von dieser Senkung sind ca. 32% dem Druckverlust zuzuordnen und ca. 67% dem Wärmeübertrag.

Die Leckage, die durch das Ventil verursacht wird, hat auch im Kühlbetrieb einen starken Einfluss auf den Prozess (Abbildung 7-25). Wie im Heizbetrieb, verringert diese Leckage nicht nur die Effizienz, sondern auch die Leistung von Verdampfer und Kondensator.

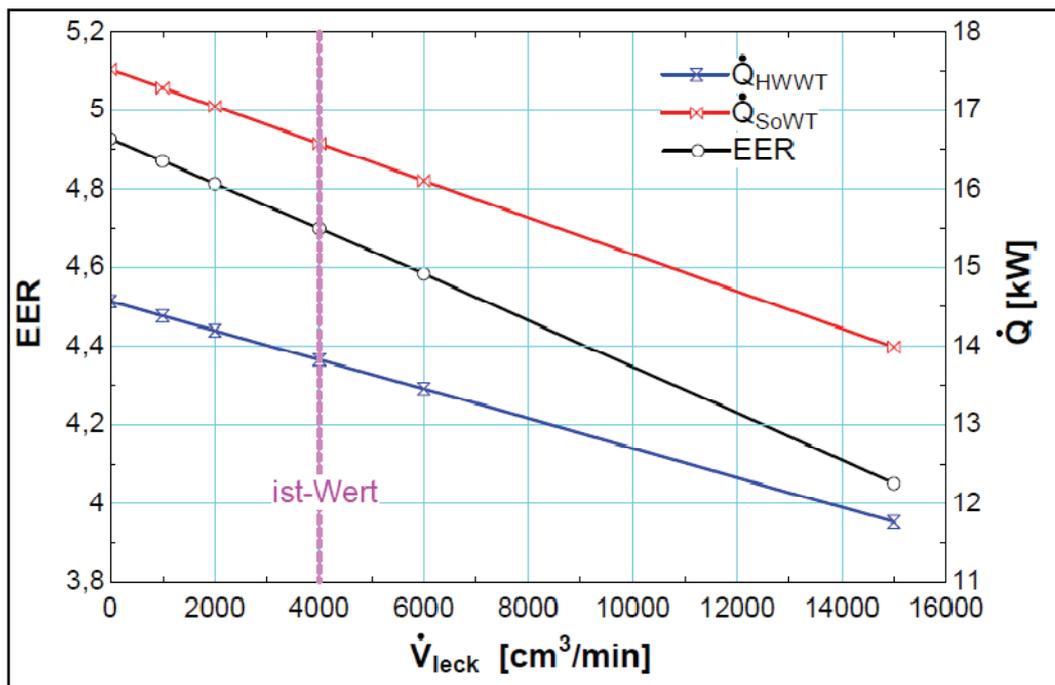


Abbildung 7-25 Einfluss der Leckage des 4-Wegeventils im Kühlbetrieb

e) Druckverluste im Kältekreis

Im Kühlbetrieb wurden die Einflüsse derselben Druckverluste wie im Heizbetrieb untersucht, woraus folgendes Ergebnis resultierte.

Der Einfluss der Leitungsverluste wurde für den Kühlbetrieb ebenfalls mit einer Vergleichsrechnung ermittelt. Die Auswertung ergab, dass bei einer theoretischen Elimination aller Leitungsverluste der EER um circa 0,04 [] gesteigert werden könnte, und somit, wie im Heizbetrieb, kein wesentlicher Einfluss der Leitungsdruckverluste vorhanden ist.

Der Heißgas-Wärmetauscher ist im Kühlbetrieb zwar nicht in Betrieb, wird aber seitens des Kältemittels trotzdem durchflossen, und verursacht daher auch einen Druckverlust im Kältekreis. Der Einfluss ist in Abbildung 7-26 dargestellt.

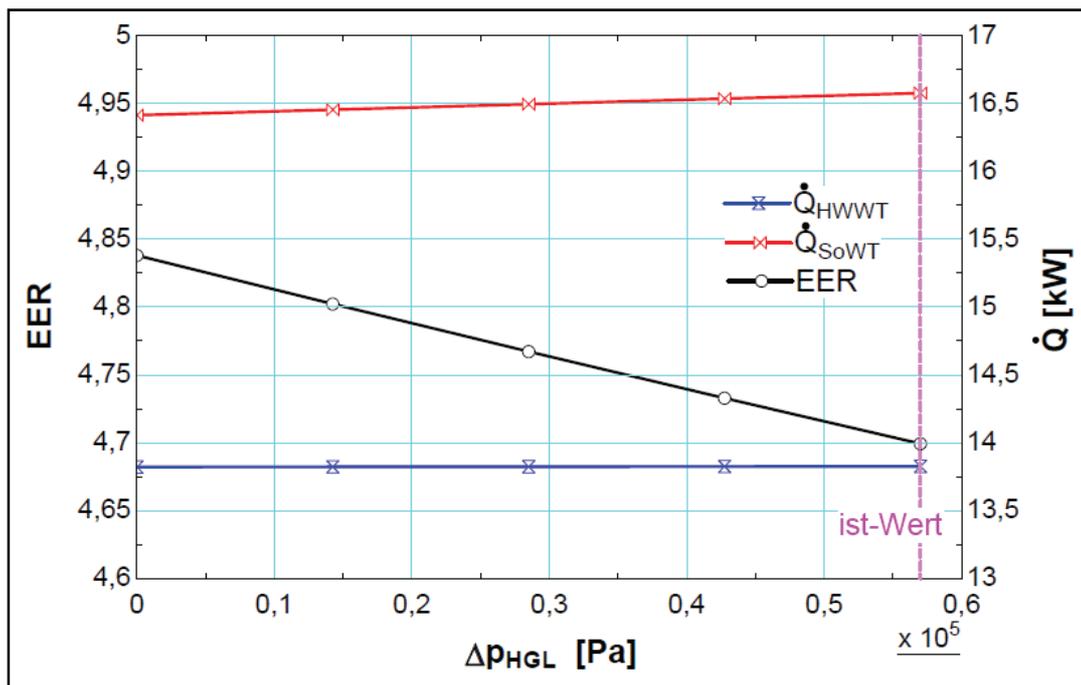


Abbildung 7-26 Einfluss des Druckverlustes des HGL im Kühlbetrieb

Ähnlich wie im Heizbetrieb wirken sich auch im Kühlbetrieb die Verteilrohre der Wärmetauscher aus.

Das Verteilrohr des Verdampfers (in diesem Fall des Heizwasser-Wärmetauschers) hat wiederum keinen Einfluss auf den Kälteprozess, fördert aber die Kältemittelverteilung im Verdampfer. Mit einem Druckverlust von circa 0,9 bar des eingesetzten Verteilrohres sollte laut Hersteller eine gute Kältemittelverteilung im Kühlbetrieb gewährleistet sein.

Das Verteilrohr des Kondensators (Sole-Wärmetauscher) bewirkt, wie im Heizbetrieb, mit zunehmendem Druckverlust eine zunehmende Unterkühlung, wodurch nicht nur die Kondensatorleistung, sondern auch die Verdampferleistung gesteigert wird. Im Unterschied zum Heizen, erfolgt mit zunehmender Unterkühlung, eine sehr viel stärkere Verringerung der logarithmischen Temperaturdifferenz der Unterkühlung, aufgrund des Gleichstrombetriebes des Wärmetauschers. Durch diese Verringerung wird eine sehr viel größere Fläche des Kondensators in Anspruch genommen, wodurch sich die zur Kondensation und Enthitzung zur Verfügung stehende Fläche stark verringert. Das heißt, dass der Einfluss im Kühlbetrieb sehr viel ausgeprägter ist als im Heizbetrieb (vgl. Abbildung 7-27 und 7-18 sowie 7-16 und 7-28).

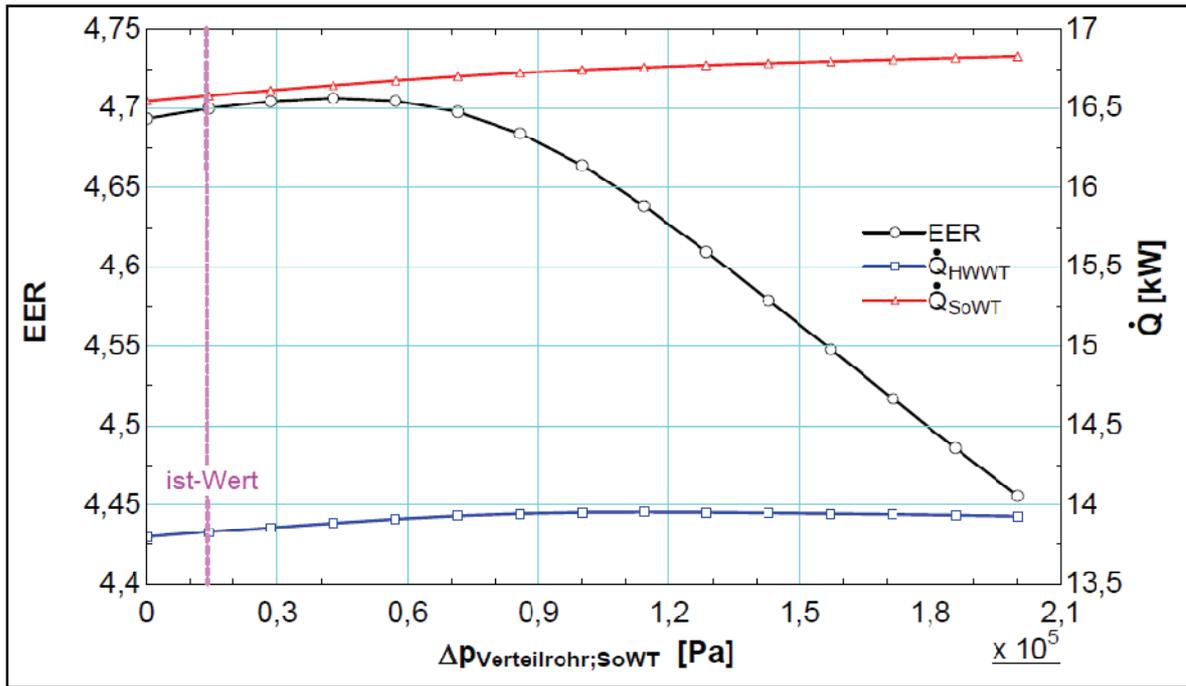


Abbildung 7-27 Einfluss des Verteilrohres des Kondensators (Sole-WT) im Kühlbetrieb

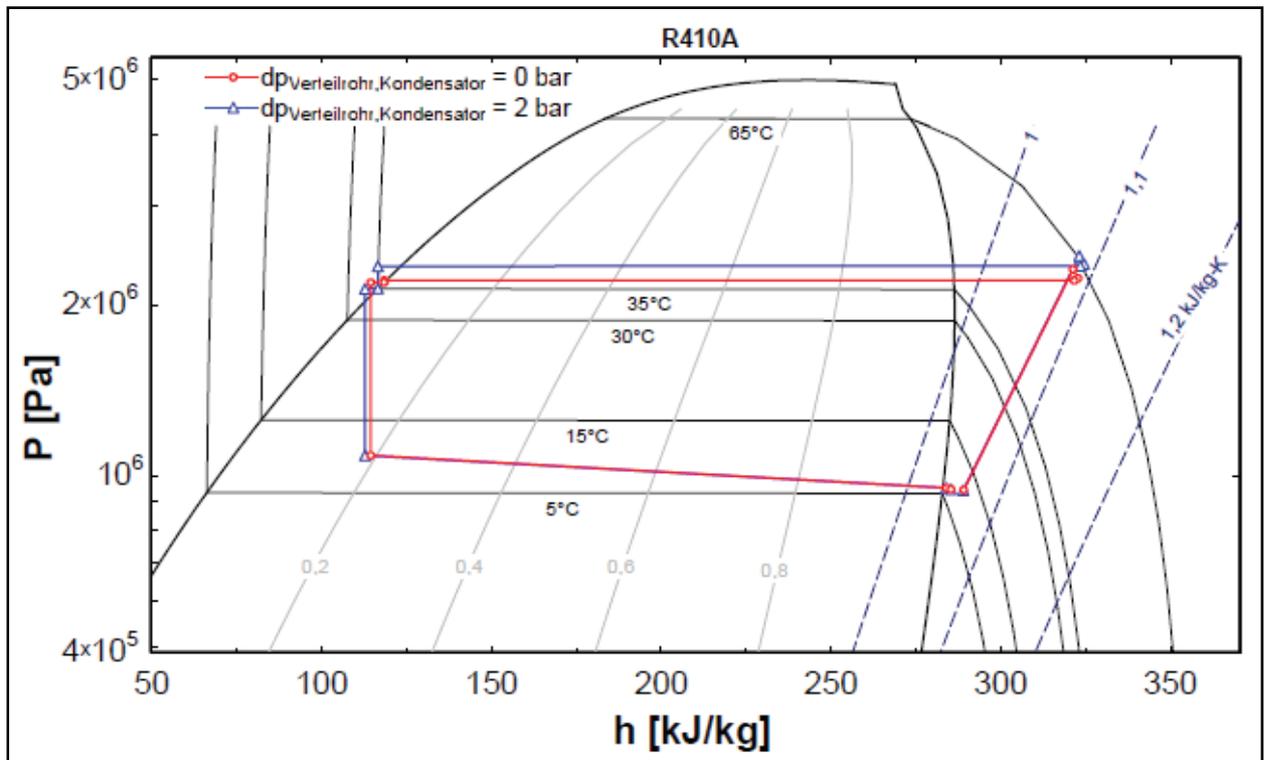


Abbildung 7-28 Auswirkung des Verteilrohres im Kondensator (Sole-WT) im log p-h-Diagramm bei Kühlbetrieb

f) Gesamtisentropen Wirkungsgrad des Kompressors

Auch im Kühlbetrieb erfolgt der stärkste Verlust der Effizienz durch den gesamtisentropen Wirkungsgrad des Verdichters. Abbildung 7-29 zeigt dessen Einfluss auf den Kältekreis im Kühlbetrieb.

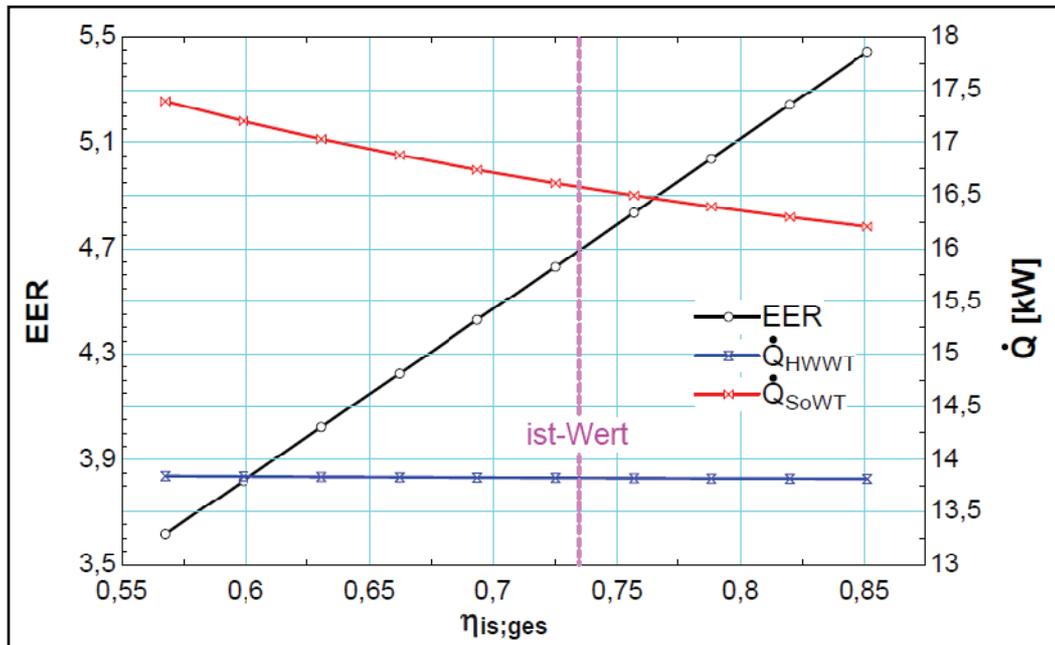


Abbildung 7-29 Einfluss des gesamtisentropen Wirkungsgrades im Kühlbetrieb

g) Effizienzsteigerung durch Betrieb aller Wärmetauscher im Gegenstrom

Ein großer Nachteil des Kühlbetriebes ist, dass der Verdampfer und der Kondensator im Gleichstrom betrieben werden. Durch den Gleichstrombetrieb ist eine geringere Ausnützung der Wärmetauscher möglich, was einen höheren Kondensationsdruck und einen niedrigeren Verdampfungsdruck zur Folge hat, als bei Gegenstrombetrieb. Um eine eventuelle Verbesserung der Effizienz im Kühlbetrieb durch Schaltung der Wärmetauscher im Gegenstrom zu ermitteln, wurde eine Vergleichsrechnung durchgeführt, in der Verdampfer und Kondensator im Gegenstrom betrieben wurden. Der Vergleich der Rechnungen ergab, dass durch Schaltung der Wärmetauscher in Gegenstrom der EER um 0,14 [] von 4,70 [] auf 4,84 [] erhöht werden könnte.

Damit der Gegenstrombetrieb beim Kühlen möglich ist, müssten zusätzliche Ventile in den Kreislauf eingebaut werden. Um jedoch eine Beeinflussung des Kältekreises zu vermeiden, sollten die Einbauten nicht im Kältemittelkreislauf, sondern im Wasser-, beziehungsweise Solekreislauf erfolgen. Eine Umkehrung des Betriebes wäre schon mit je einem 4-Wegeventil in beiden Sekundärleitungen möglich, wobei jedoch zuvor eine Kosten-Nutzen-Analyse durchgeführt werden sollte.

7.2.4 Verringerung der Sammlergröße

Aufgrund der stark unterschiedlichen Dichten im Heiz- und Kühlbetrieb, und aufgrund der unterschiedlichen Betriebsarten der Wärmetauscher kommt es zu Schwankungen der benötigten Kältemittelfüllmenge. Um durch diese Schwankungen kein Anstauen des Kondensators bei Überfüllung, beziehungsweise keine Dampfblasen am Drosseleintritt bei zu wenig Kältemittel zu erhalten, ist es notwendig, einen Flüssigkeitssammler vorzusehen. Die notwendige Sammlergröße richtet sich dabei nach den beiden Extrempunkten, bei denen die maximale bzw. minimale Kältemittelmenge benötigt wird.

Zur Berechnung der notwendigen Sammlergröße wurde eine Füllmengenberechnung für verschiedene Betriebspunkte durchgeführt, und die notwendige Sammlergröße aus der Differenz der beiden Maxima berechnet.

Für die Berechnung der Füllmenge ist es notwendig zu wissen, welche Massen von den einzelnen Komponenten der Anlage aufgenommen werden. Dazu werden die einzelnen Volumina berechnet und diese mit jenem spezifischen Volumen multipliziert, welches das Kältemittel in dieser Komponente aufweist. Die Änderung des spezifischen Volumens, die in den einzelnen Komponenten auftritt, kann im Allgemeinen vernachlässigt werden. Von dieser Vereinfachung ausgeschlossen sind jedoch die Änderung bei Kondensation und Verdampfung des Kältemittels. In diesen beiden Bereichen ist es notwendig, die beiden Wärmetauscher in mehrere Abschnitte zu unterteilen, und die Massen in den einzelnen Abschnitten zu berechnen.

Zu diesem Zweck wurden der Kondensator und der Verdampfer in zwei Bereiche unterteilt; zum einen in jenen Teil, der überhitztes Kältemittel beinhaltet, und zum anderen in jenen Teil, in dem zwei Phasen vorliegen.

Aufgrund der konstanten Breite der Wärmetauscher konnten die Volumen der beiden Bereiche mit Hilfe des Gesamtvolumens und mit dem aus der Wärmetauscherberechnung erhaltenen Verhältnis der Wärmeübertragungsflächen nach den Formeln 7-6 und 7-7 berechnet werden.

$$\frac{V_{\text{Überhitzt}}}{V_{2\text{Phasen}}} = \frac{A_{\text{Überhitzt}}}{A_{2\text{Phasen}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Überhitzt}}}{U_{\text{Überhitzt}} * \Delta T_{\log, \text{Überhitzt}}} * \frac{U_{2\text{Phasen}} * \Delta T_{\log, 2\text{Phasen}}}{\dot{Q}_{2\text{Phasen}}} \quad 7-6$$

$$V_{\text{Gesamt}} = V_{\text{Überhitzt}} + V_{2\text{Phasen}} \quad 7-7$$

Jener Teil des Wärmetauschers, in dem Kondensation, beziehungsweise Verdampfung auftritt, wurde in mehrere Abschnitte konstanter Enthalpie unterteilt. Die dazugehörigen Volumen wurden über die für die Wärmeübertragung in den einzelnen Abschnitten benötigte Fläche berechnet (Formel 7-8 bis 7-10).

$$\dot{Q}_{Abschnitt} = \dot{m} * \Delta h_{Abschnitt} \quad 7-8$$

$$\dot{Q}_{Abschnitt} = U_{2Phasen} * A_{Abschnitt} * \Delta T_{log,Abschnitt} \quad 7-9$$

$$\frac{V_{Abschnitt}}{V_{2Phasen}} = \frac{A_{Abschnitt}}{A_{2Phasen}} \quad 7-10$$

Da die Temperaturprofile der Wärmetauscher aus der Auswertungsrechnung bekannt waren, konnte $\Delta T_{log,Abschnitt}$ und $A_{Abschnitt}$ berechnet werden, und somit konnte auch $V_{Abschnitt}$ bestimmt werden.

Es ist zu beachten, dass die Berechnung der Füllmenge nur einen Anhaltswert für die tatsächlich benötigte Kältemittelmenge liefert. Die Tatsache, dass es kaum möglich ist, die gesamten Volumina der vielen einzelnen Komponenten, sowie den Zustand des Kältemittels in eventuellen Toträumen der Verrohrung zu erfassen, machen eine genauere Berechnung sehr schwierig.

Die Auswertung ergab, dass zwischen den beiden Extrembedingungen bei denen am wenigsten, beziehungsweise am meisten Kältemittel von den Komponenten des Kältekreislaufes aufgenommen wird, eine Füllmengendifferenz von ungefähr 0,73 kg auftritt. Bei einer Dichte des Kältemittels im Sammler von circa 1000 kg/m^3 würde dies einem Sammlervolumen von ungefähr 0,73 Litern entsprechen. Es ist jedoch auch zu beachten, dass aufgrund der Sammlerbauform eine gewisse Mindestfüllmenge notwendig ist, welche von der Ausführung der Steigleitung und von den entstehenden Wirbeln im Ansaugbereich des Kältemittels bestimmt wird (siehe Abbildung 7-30). Aufgrund dieser Mindestfüllmenge wird die notwendige Sammlergröße auf 1,4 Liter geschätzt, was einer Minderung der Sammlergröße von 42% entspräche.

Um zweifelsfrei sicherzustellen, dass die notwendige Mindestfüllmenge des Sammlers in allen auftretenden Betriebspunkten vorhanden ist, sollte eine Anlage mit dem neu berechneten Sammlervolumen im gesamten Betriebsbereich getestet werden.

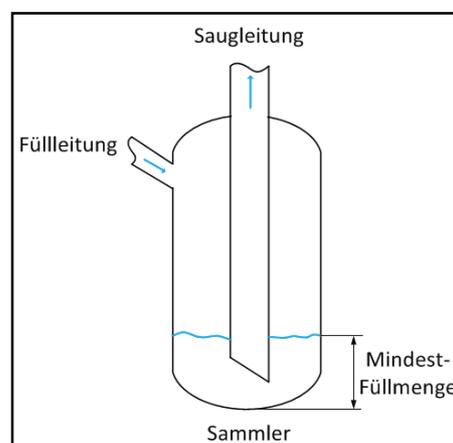


Abbildung 7-30 Innerer Aufbau des Kältemittelsammlers

7.2.5 Zusammenfassung der Optimierungsmaßnahmen

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Effizienz der Wärmepumpe von vielen verschiedenen Parametern abhängig ist, wobei nur wenige einen starken Einfluss auf diese ausüben.

Abbildung 7-31 zeigt den Einfluss verschiedener untersuchter Parameter auf die Effizienz der Wärmepumpe im Heizbetrieb, der bei deren Variation auftritt.

Aus dieser Darstellung wird ersichtlich, dass der gesamtisentrope Wirkungsgrad des Verdichters und die Leckage des 4-Wegeventils die Effizienz am wesentlichsten beeinflussen. Während der Wirkungsgrad des Verdichters, außer durch Hersteller-Vergleiche, nicht beeinflusst werden kann, ist es bei dem 4-Wegeventil möglich, durch Verwendung eines Produktes mit einer höheren Fertigungsgenauigkeit die Leckagerate zu verringern.

Auch die Größe der Wärmeübertragungsflächen von Verdampfer (Sole-WT) und Kondensator (Heizwasser-WT) wirken sich stark auf die Effizienz der Versuchsanlage aus. Hier besteht jedoch das Problem, dass eine Vergrößerung der Wärmetauscher mit erheblichen Kosten verbunden ist. Die Auswahl der verwendeten Wärmetauschergröße sollte deshalb unter Einbeziehung einer Kosten-Nutzen-Analyse erfolgen.

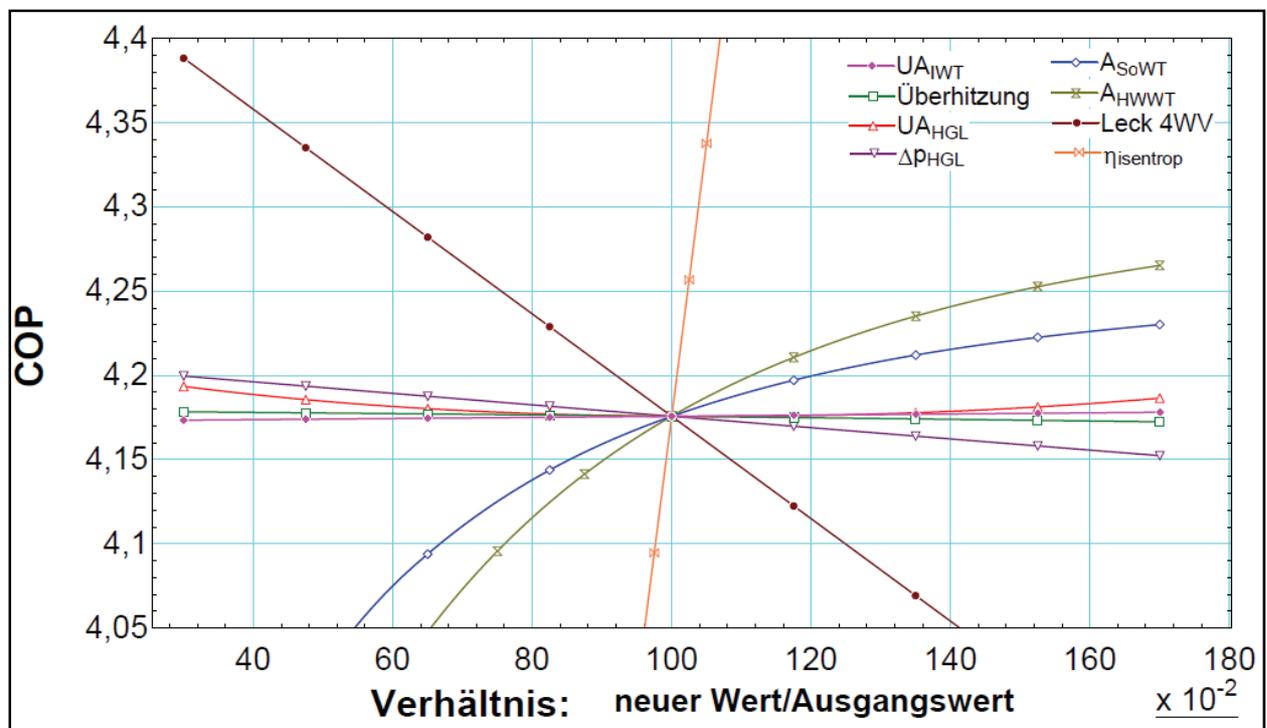


Abbildung 7-31 Einfluss verschiedener Parameter auf den COP im Heizbetrieb

Nicht in Abbildung 7-30 dargestellt ist der Einfluss der Druckverluste in den Rohrleitungen, da die Effizienzsteigerung, die durch Reduktion der Leitungsdruckverluste erzielt werden kann, keinen wesentlichen Einfluss hat.

Ebenfalls nicht dargestellt ist der Einfluss des Druckverlustes des Verteilrohres im Kondensator, da dieser bei einer Vergrößerung um 70% noch keine wesentliche Beeinflussung der Effizienz verursacht. Würde man jedoch den Druckverlust zwischen Kondensatoraustritt und Sammler von ungefähr 0,1 bar auf 2,5 bar erhöhen, könnte die Effizienz um circa 0,1 [] verbessert werden. Da ein so großer Druckverlust durch ein Verteilrohr, das mit reiner Flüssigkeit durchströmt wird, nicht erzeugt werden kann, könnte eine spezielle Leitungsführung oder ähnliches für den Druckverlust sorgen.

Die Einflüsse verschiedener untersuchter Parameter auf die Effizienz der Wärmepumpe im Kühlbetrieb sind in Abbildung 7-32 dargestellt.

Wie beim Heizen hat auch beim Kühlen der gesamtisentrope Wirkungsgrad des Verdichters den stärksten Einfluss auf die Effizienz der Anlage, und auch die Leckage des 4-Wegeventils verursacht eine starke Minderung der Effizienz und der Leistungen der Wärmepumpe.

Auffallend ist im Kühlbetrieb, dass während der Einfluss der Verdampfergröße ähnlich wie im Heizbetrieb ist, die Kondensatorgröße (Sole-WT) einen sehr starken Einfluss auf die Effizienz hat. Grund dafür ist, dass der Heißgas-Wärmetauscher nicht in Betrieb ist, und dessen Leistung vom Kondensator mit übertragen werden muss. Eine Vergrößerung würde die Effizienz im Kühlbetrieb stark verbessern, und auch im Heizbetrieb für eine Verbesserung sorgen, jedoch ist dies wieder eine Kostenfrage.

Des Weiteren fällt auf, dass der Druckverlust des Heißgas-Wärmetauschers im Kühlbetrieb eine stärkere Minderung der Effizienz verursacht als im Heizbetrieb. Grund dafür ist, dass aufgrund der nicht vorhandenen Wärmeabfuhr über den Wärmetauscher die Dichte, mit der er durchströmt wird, geringer ist als beim Heizen und deshalb auch der Druckverlust etwas größer ist. Um einen Druckverlust in diesem Ausmaß zu vermeiden, könnte eine Umströmung des Wärmetauschers durch eine parallele Leitung erfolgen, die mit Hilfe von zwei 3-Wegeventilen realisiert werden könnte. Es ist jedoch zu beachten, dass die 3-Wegeventile ebenfalls einen gewissen Druckverlust aufweisen würden.

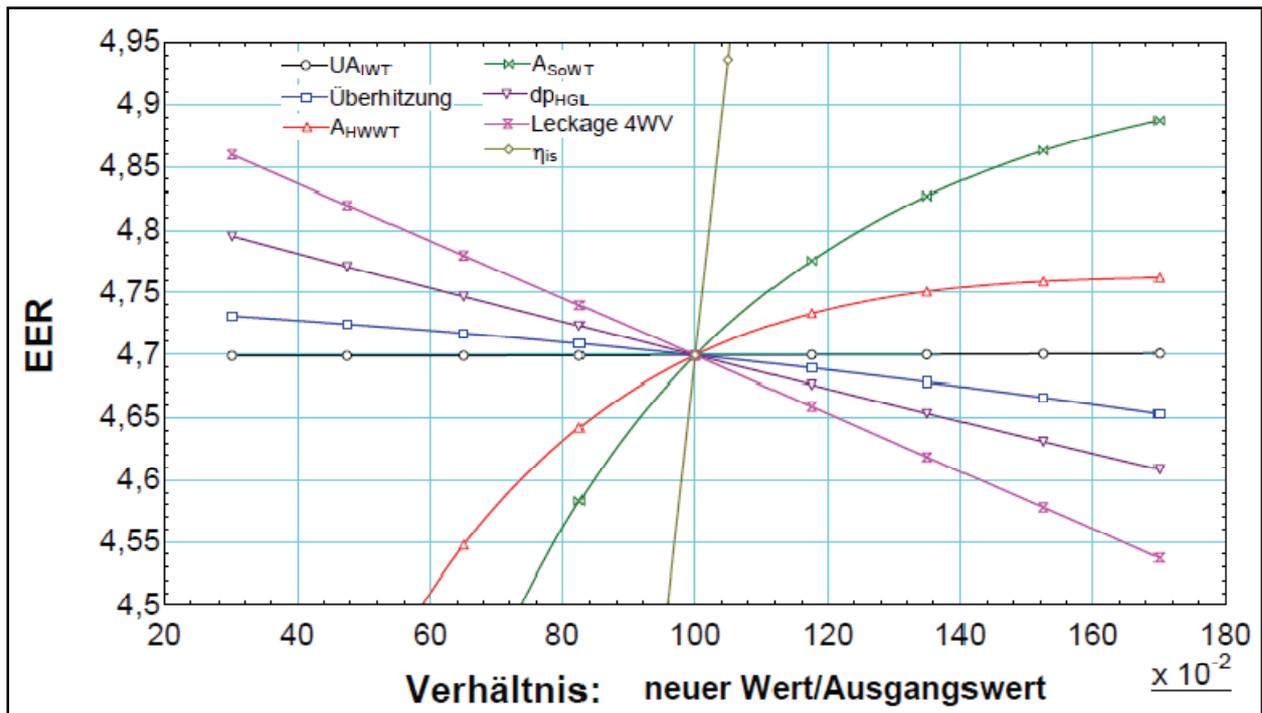


Abbildung 7-32 Einfluss verschiedener Parameter auf den EER im Kühlbetrieb

Aus denselben Gründen wie vorhin sind wiederum die Einflüsse der Leitungsdruckverluste und des Verteilrohres im Kondensator (Sole-WT) nicht dargestellt. Im Gegensatz zum Heizbetrieb ist durch Vergrößerung des Druckverlustes des Verteilrohres im Kühlbetrieb keine Steigerung der Effizienz zu erreichen.

Eine weitere Optimierung, die im Kühlbetrieb untersucht wurde, war die Umkehrung der Durchströmung von Kondensator und Verdampfer durch je ein sekundärseitig installiertes 4-Wegeventil, damit diese im Gegenstrom betrieben werden können. Durch diese Schaltung würde der Kältekreis nicht negativ beeinflusst, und die Effizienz könnte um 0,14 [] gesteigert werden. Hier müsste jedoch wiederum eine Kosten-Nutzen-Analyse durchgeführt werden.

Die Untersuchung der Anlage bezüglich ihrer Kältemittelfüllmenge ergab, dass die Größe des Sammlers aller Wahrscheinlichkeit nach von 2,4 Liter auf 1,4 Liter reduziert werden könnte. Um diese Aussage jedoch bestätigen zu können sollte eine Untersuchung der Anlage mit der neuen Sammlergröße erfolgen.

8 Zusammenfassung & Ausblick

Da nicht für alle untersuchten Optimierungspotentiale eine wirtschaftlich sinnvolle Umsetzung notwendig ist, sollte versucht werden, jene, die die größten Effizienzsteigerungen versprechen zu verwirklichen.

Es sollte überdacht werden, auf den Einsatz des internen Wärmetauschers zu verzichten, und anstelle dessen die Flüssigkeits- und Sauggasleitung parallel aneinander zu löten, wie es schon teilweise von der Firma IDM umgesetzt wird. Dadurch erhält man zwar nicht denselben hohen Wärmeübertrag wie mit einem IWT und damit auch nicht dieselbe hohe Enthitzungsleistung, da jedoch keine ständige Warmwasserproduktion notwendig ist, sollte der Kostenvorteil überwiegen.

Mit den eingesparten Kosten des IWT könnte der Einsatz eines besseren 4-Wegeventils mit geringerer Leckage erfolgen, wodurch sowohl die Effizienz im Heiz-, als auch im Kühlbetrieb verbessert werden könnte.

Für die verwendete Größe des Heizwasser- und Sole-Wärmetauschers sollte eine Kosten-Nutzen-Betrachtung durchgeführt werden, um so ein ausgewogenes Verhältnis zwischen wirtschaftlichem und technischem Nutzen zu erhalten.

Der Druckverlust des Verteilrohres im Sole-Wärmetauscher sollte vergrößert werden, um so eine bessere Kältemittelverteilung im Verdampferbetrieb zu erreichen. Laut Hersteller sollte der Druckverlust für eine gute Kältemittelverteilung circa 1 bar betragen, wogegen der Druckverlust des verwendeten Verteilrohres im Verdampferbetrieb nur 0,23 bar beträgt.

Der Einfluss der Unterkühlung des Kältemittels durch zusätzliche Steigerung des Druckverlustes zwischen Kondensatoraustritt und Sammler im Heizbetrieb sollte etwas genauer untersucht werden. Eine Steigerung könnte zum Beispiel durch Querschnittsverengungen erfolgen.

Aufgrund der Tatsache, dass der größte Effizienzverlust in beiden Betriebsarten durch den gesamtisentropen Wirkungsgrad des Verdichters erfolgt, ist es wichtig, dass ständig Verdichter verschiedener Hersteller getestet und verglichen werden, um so stets das beste Produkt in Verwendung zu haben.

Zusätzlich zu den vorgeschlagenen Optimierungsmaßnahmen könnte überlegt werden, ob man für südlichere Klimazonen, in denen der Kühlbetrieb eine große Rolle spielt, den Kondensator und den Verdampfer im Gegenstrom betreibt. Hier würde die verbesserte Effizienz die zusätzlichen Kosten rechtfertigen.

Abschließend sollte, um die Anlagenkosten zu senken, die Reduktion der Sammlergröße etwas genauer betrachtet werden, indem die Versuchsanlage mit einem Sammler der berechneten Größe von 1,4 Liter ausgestattet und anschließend im gesamten Betriebsbereich getestet wird.

9 Literaturverzeichnis

- Baehr, H. D., & Kabelac, S. (2009). *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen* (14. Ausg.). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Bitzer Kühlmaschinen GmbH. (2010). *Bitzer Kältemittelreport 16*. Abgerufen am 13. September 2011 von Bitzer Kühlmaschinen GmbH- Website: <http://www.bitzer.de>
- Epple, B., Leithner, R., Linzer, W., & Walter, H. (2009). *Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen*. Wien: Springer-Verlag.
- Fitzner, K. (2008). *Raumklimatechnik* (16. Ausg., Bd. II). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Grote, K.-H., & Feldhusen, J. (2007). *Dubbel-Taschenbuch für den Maschinenbau* (22. Ausg.). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Hoffmann, F. (2003). *Grundlagen - Magnetisch Induktive Durchflussmessung* (3. Ausg.). Duisburg: KROHNE Messtechnik GmbH & Co. KG.
- Mühl, T. (2008). *Einführung in die elektrische Messtechnik* (3. Ausg.). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag |GWV Fachverlage GmbH.
- Nitsche, W., & Brunn, A. (2006). *Strömungsmesstechnik* (2. Ausg.). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Parthier, R. (2008). *Messtechnik - Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik für alle technischen Fachrichtungen und Wirtschaftsingenieure* (4. Ausg.). Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH,.
- Rudolph, M., & Wagner, U. (2008). *Energieanwendungstechnik - Wege und Techniken zur effizienteren Energienutzung*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Schramek, E.-R. (2009). *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik* (74. Ausg.). München: Oldenbourg Industrieverlag GmbH.
- Verein Deutscher Ingenieure. (2006). *VDI Wärmeatlas* (10. Ausg.). Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
- wasserundwaerme. (2011). *wasserundwaerme Homepage*. Abgerufen am 7. September 2011 von www.wasserundwaerme.de
- Will, D., & Gebhardt, N. (2008). *Hydraulik - Grundlagen, Komponenten und Schaltungen* (4. Ausg.). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.