

Manuel VERDNIK, B.Sc.

Inbetriebnahme und messtechnische Analyse einer R600-Hochtemperaturwärmepumpe

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Heinz Moisi
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

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

Graz, im November 2017

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

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

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

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Inbetriebnahme und messtechnische Analyse einer R600-Hochtemperaturwärmepumpe

Autor: Manuel Verdnik

1. Stichwort: Betriebsverhalten
2. Stichwort: experimentelle Analyse
3. Stichwort: Abwärmenutzung

Das betrachtete Funktionsmuster einer R600-Hochtemperaturwärmepumpe ist eine Wasser/Wasser Kompressionswärmepumpe mit einem sauggasgekühlten Verdichter, der über einen Frequenzumrichter mit variabler Drehzahl betrieben werden kann. Die Wärmepumpe verfügt über einen Hochdrucksammler, ein elektrisches Expansionsventil und durch unterschiedliche Verschaltungen des Kältemittelkreises können verschiedene Varianten der Kältemittelüberhitzung und –unterkühlung realisiert werden. Das überhängende Nassdampfgebiet von R 600 erfordert eine im Vergleich zu herkömmlichen Wärmepumpen hohe Kältemittelüberhitzung am Verdichtereintritt zur Vermeidung einer nassen Kompression.

Durch Inbetriebnahmeversuche und Vermessung von stationären Betriebspunkten konnten Betriebsgrenzen ermittelt und Erkenntnisse über das Betriebsverhalten der Wärmepumpe gewonnen werden. Leistungszahlen und Gütegrade der Wärmepumpe sowie Wirkungsgrade und Liefergrade des Verdichters wurden unter Berücksichtigung der Messunsicherheiten bestimmt.

Bei hohen Verdichterdrehzahlen zeigte sich ein Anstieg der Kondensationstemperatur und eine zu hohe Überhitzung am Verdampferaustritt. Die Regelung der Überhitzung war nur bis zu einem vom Betriebspunkt abhängigen Minimalwert stabil möglich.

Je nach Betriebspunkt konnten Heizleistungen von 12 bis 46 kW und Leistungszahlen von 2,7 bis 5,5 bei Wärmequelleneintrittstemperaturen im Bereich von 50 bis 80 °C und Wärmesenkenaustrittstemperaturen von 90 bis 110°C erreicht werden.

ABSTRACT

Title: Startup and experimental analysis of a R600 high temperature heat pump

Author: Manuel Verdnik

1st keyword: operational behavior

2nd keyword: experimental analysis

3rd keyword: waste heat utilization

The considered functional model of a R600 high temperature heat pump is a water/water compression heat pump using a frequency inverter controlled suction gas cooled compressor. The heat pump cycle utilizes a high-side pressure receiver and an electric expansion valve. Different options for refrigerant subcooling and superheating are implemented in the heat pump system. The refrigerants overhanging two-phase region demands a high degree of superheating at the compressor inlet compared to common heat pump applications in order to avoid a so called “wet compression”.

The operational behavior of the high temperature heat pump has been evaluated during startup tests and steady state operation. The coefficient of performance (COP), the Carnot efficiency and compressor characteristics have been evaluated under consideration of measurement uncertainties.

At high compressor speeds, refrigerant subcooling in the condenser leads to an increase in the condensing temperature and an increased superheating at the evaporator outlet has been observed. Stable control of the evaporator superheat was possible until a certain minimum stable superheat has been reached.

Achieved coefficients of performance varied between 2.7 and 5.5 and the heating capacity varied between 12 and 46 kW for heat source inlet temperatures between 50 and 80 °C and heat sink outlet temperatures between 90 and 110 °C.

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des FFG-Projektes „HotCycle“ (FFG-Nr.: 848892) im Zeitraum von Februar bis November 2017 am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz.

Ich möchte mich bei allen Personen bedanken, die diese Arbeit möglich gemacht haben. Meinem Betreuer Dipl.-Ing. Heinz Moisi und Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer für die unkomplizierte und umfassende Betreuung, Alexander Baumhake, Ing. Markus Sackl, Markus Raiber und Heinz Strauß für die Unterstützung bei der Inbetriebnahme des Prüfstandes.

Bei der „DI Hocegger Forschungsstiftung für innovative Energiesysteme“ bedanke ich mich für die finanzielle Unterstützung dieser Arbeit.

Ein besonderer Dank gilt meiner Familie, insbesondere meiner Mutter Maria, für die Unterstützung während meiner gesamten Ausbildung. Meiner Azra danke ich für den Rückhalt und die Motivation während der vergangenen Jahre.

Graz, 17.11.2017

Manuel Verdnik

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u> </u> EINLEITUNG	1
1.1	Motivation für die Arbeit	1
1.2	Aufgabenstellung	1
1.3	Aufbau der Arbeit	2
2	<u> </u> GRUNDLAGEN	3
2.1	Thermodynamische Grundlagen von Kompressionswärmepumpen	3
2.1.1	Ideale Vergleichsprozesse	3
2.1.2	Einflüsse beim realen Betrieb	5
2.1.3	Kreislaufvarianten	7
2.2	Komponenten einer Kompressionswärmepumpe	7
2.3	Kältemittel R600	12
2.3.1	Erforderliche Mindestüberhitzung	13
2.3.2	Kältemittelmenge	15
2.4	PID-Regler	16
3	<u> </u> WÄRMEPUMPENFUNKTIONSMUSTER	19
3.1	Aufbau des Kältemittelkreises	19
3.2	Aufbau der hydraulischen Anbindung	24
3.3	Sicherheitskonzept	26
3.4	Prüfstandsleittechnik	28
3.4.1	Datenerfassungssystem cRIO	28
3.4.2	Messtechnik	29
4	<u> </u> VERMESSUNG UND AUSWERTUNG	33
4.1	Betriebspunkte und Versuchsdurchführung	33
4.2	Berechnung der Kenngrößen	36
4.2.1	Temperaturniveaus und Druckverhältnis	36
4.2.2	Leistungszahlen und Gütegrad	36
4.2.3	Wirkungsgrade und Liefergrad	37
4.2.4	Überhitzung und Unterkühlung des Kältemittels	38
4.2.5	Leistungen des Verdampfers und Überhitzers	41
4.3	Analyse der Messunsicherheiten	41
4.3.1	Messunsicherheiten der einzelnen Messketten	44
4.3.2	Fortpflanzung der Messunsicherheit	46
5	<u> </u> MESSERGEBNISSE	48
5.1	Betriebsverhalten der Hochtemperaturwärmepumpe	48
5.1.1	Regelung und Stabilität der Überhitzung	48
5.1.2	Verhalten an der Grenze des Betriebsbereiches	55
5.1.3	Einflüsse der Betriebsparameter	57
5.2	Sauggasgekühlter Verdichter	65
5.2.1	Wirkungsgrade und Liefergrad der Verdichtereinheit	65
5.2.2	Leistungsaufnahme von Verdichter und Frequenzumrichter	67
5.2.3	Sauggaswärmetauscher	69

5.3 Erreichte Leistungszahlen und Gütegrade	72
6 SCHLUSSFOLGERUNGEN	75
<hr/>	
LITERATURVERZEICHNIS	77
<hr/>	
ABKÜRZUNGS- UND FORMELVERZEICHNIS	82
<hr/>	
ANHANG	85
<hr/>	
A1 Messgrößen und Signale des Prüfstandes	85
A2 Kurzanleitung des Auswerteprogrammes	87

1 EINLEITUNG

Die vor allem in der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts gemessene Erwärmung der Atmosphäre und Ozeane ist auf den vom Menschen verursachten Anstieg der Treibhausgaskonzentration in der Atmosphäre zurückzuführen. Um diesen Klimawandel abzuschwächen, müssen die Treibhausgasemissionen beträchtlich reduziert werden. (IPCC, 2014)

1.1 Motivation für die Arbeit

Eine Möglichkeit zur Verringerung der Treibhausgasemissionen ist die Einsparung von fossilen Brennstoffen durch Nutzung von Abwärme in der Industrie. Neben der Einsparung von Ressourcen erfolgt somit auch eine Reduktion der Schadstoff- und CO₂-Emissionen. Der weltweite industrielle Endenergieeinsatz lag 2009 nach IRENA (2015) bei 128 EJ, wovon 61 % zur Bereitstellung von Prozesswärme verwendet wurden. Die Industrie der Mitgliedstaaten der OECD verbrauchte nach IEA (2015) im Jahr 2015 33 EJ Endenergie, wovon 18 EJ durch fossile Energieträger bereitgestellt wurden (die Erzeugung der verbrauchten elektrischen Energie nicht inbegriffen). Nach dena (2015) betrug der Endenergieverbrauch der deutschen Industrie zur Bereitstellung von Prozesswärme im Jahr 2007 1670 PJ, wovon nach IFEU (2010) ein Energiesparpotenzial durch Abwärmenutzung von etwa 450 PJ geschätzt wird. Nach Schnitzer et al. (2012) liegen die Abwärmepotenziale der steirischen Industrie bei 15 % des Gesamtenergiebedarfs.

Hochtemperaturwärmepumpen können zur Bereitstellung von Prozesswärme durch Abwärmenutzung anstelle der Verfeuerung fossiler Brennstoffe eingesetzt werden. Damit ist, je nach Erzeugung der aufgewendeten elektrischen Energie, eine Senkung der Treibhausgas- und Schadstoffemissionen des betrachteten Prozesses möglich. Nach Wolf und Fahl (2012) liegen Anwendungsgebiete für Hochtemperaturwärmepumpen unter anderem in Trocknungs- und Vorwärmprozessen in der Papier-, Lebensmittel- sowie chemischen Industrie. Bei Abgabemperaturen über 90°C ist nach dena (2015) auch eine Einspeisung in Nahwärmeversorgungssysteme oder die Versorgung von Nachbarbetrieben möglich.

1.2 Aufgabenstellung

Das im Zuge des Projektes „HotCycle“ am Institut für Wärmetechnik entwickelte und vom Projektpartner Frigopol gefertigte Funktionsmuster einer R600-Hochtemperaturwärmepumpe soll in Betrieb genommen und das Betriebsverhalten messtechnisch ermittelt werden. Neben der energetischen Bewertung der Wärmepumpe ist das Sammeln von Betriebserfahrung, insbesondere mit den unterschiedlichen Varianten der Kältemittelüberhitzung, von Interesse.

Aus den bei unterschiedlichen Betriebspunkten erfassten Messdaten sollen Kennwerte, wie die Leistungszahl der Wärmepumpe sowie Wirkungsgrade und Liefergrad des Verdichters ermittelt werden. Dabei soll eine Analyse der Messunsicherheiten durchgeführt werden.

Der im Zuge einer vorangegangenen Masterarbeit entwickelte Sauggaswärmetauscher zur Kühlung des Verdichtermotors soll im Betrieb untersucht werden. Dabei waren einerseits die

ausreichende Kühlung des Motors und andererseits die erreichbare Überhitzung des Kältemittels zu beurteilen.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 werden die Grundlagen von Kompressionswärmepumpen ausgehend von idealen Vergleichsprozessen und Abweichungen beim realen Betrieb anhand der im Kältemittelkreis verbauten Komponenten erklärt. In weiterer Folge wird auf die Eigenschaften des verwendeten Kältemittels und die dadurch entstehenden Anforderungen eingegangen. Zuletzt werden die bei der empirischen Regeleinstellung verwendeten Verfahren betrachtet. Das Wärmepumpenfunktionsmuster wird anhand des Aufbaus des Kältemittelkreises und der hydraulischen Anbindung mitsamt der verwendeten Prüfstandsleittechnik in Kapitel 3 näher behandelt. Kapitel 4 beschreibt die Vorgehensweise bei der Vermessung der Betriebspunkte und Ermittlung der Kenngrößen sowie der Messunsicherheitsanalyse. In Kapitel 5 werden zunächst die Grenzen des Betriebsbereiches der Hochtemperaturwärmepumpe besprochen, nach dem Einfluss der Betriebsparameter wird der saggasgekühlte Verdichter näher behandelt und erreichte Leitungszahlen und Gütegrade der Hochtemperaturwärmepumpe werden dargestellt.

2 GRUNDLAGEN

2.1 Thermodynamische Grundlagen von Kompressionswärmepumpen

Durch den Einsatz von mechanischer Arbeit in einem Verdichter kann die auf einem niedrigen Temperaturniveau aufgenommene Wärme mithilfe einer Kompressionswärmepumpe auf einem höheren Temperaturniveau abgegeben werden. Die nach Rieberer (2015b) in Gl. 2-1 definierte Leistungszahl COP_h beschreibt die Effizienz der Wärmepumpe durch das Verhältnis von nutzbarer Wärme Q_h zu zugeführter Arbeit W_{el} .

$$COP_h = \frac{Q_h}{W_{el}} \quad \text{Gl. 2-1}$$

2.1.1 Ideale Vergleichsprozesse

Der in Abbildung 2-1 dargestellte linkslaufende Carnot-Prozess stellt den Prozessverlauf mit dem niedrigsten Arbeitsaufwand für einen gegebenen Temperaturhub dar. Nach einer isentropen Verdichtung von Zustand 1 auf Zustand 2 und isothermen Wärmeabgabe bei der Temperatur T_h folgt eine isentrope Entspannung von Zustand 3 auf Zustand 4 und eine isotherme Wärmeaufnahme beim Temperaturniveau T_0 . (Recknagel und Schramek, 2007)

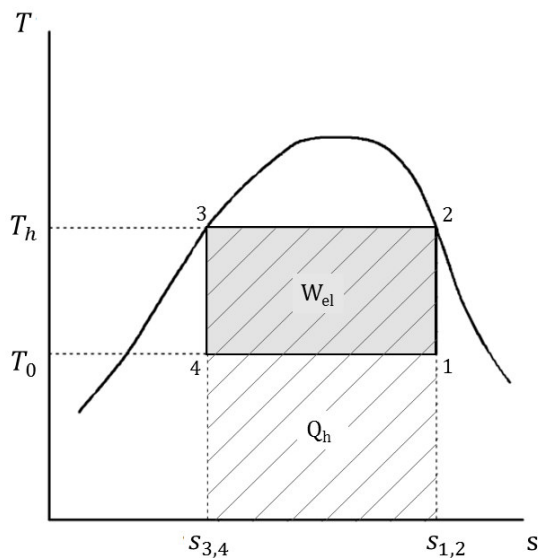


Abbildung 2-1: T/s-Diagramm des Carnot Prozesses in Anlehnung an Rieberer (2015b)

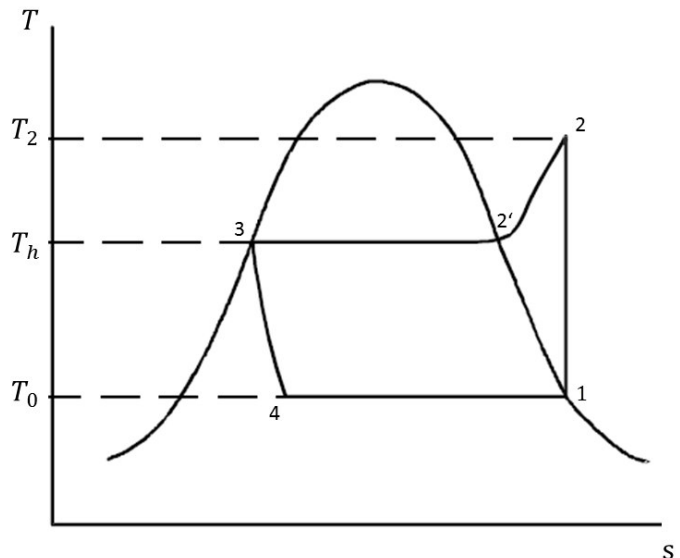


Abbildung 2-2: T/s-Diagramm des Perkins-Evans Prozesses in Anlehnung an Rieberer (2015b)

Die Leistungszahl des Carnot Prozesses $COP_{C,h}$ wird nach Rieberer (2015b) mit der Wärmesenkenaustrittstemperatur T_h und der Wärmequelleneintrittstemperatur T_0 nach Gl. 2-2 berechnet.

$$COP_{C,h} = \frac{T_h}{(T_h - T_0)} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Der Carnot-Prozess ist technisch jedoch nur sehr schwierig umzusetzen, weshalb nach Recknagel und Schramek (2007) der Perkins-Evans Prozess den idealen Vergleichsprozess für unterkritische Kompressionswärmepumpen darstellt. In Abbildung 2-2 ist der Perkins-Evans Prozess, der sich aus folgenden Zustandsänderungen zusammensetzt, im T/s-Diagramm dargestellt:

- Die isentrope Kompression von Zustand 1 nach Zustand 2 erfolgt nicht im Zweiphasengebiet, sondern vom Sättigungszustand ausgehend in das überhitzte Gebiet.
- Die isotherme Wärmeabfuhr von Zustand 2 nach Zustand 3 wird durch die Enthitzung und den Phasenübergang gasförmig zu flüssig im Kondensator realisiert.
- Die Expansion von Zustand 3 nach Zustand 4 erfolgt nicht isentrop, sondern in einer Drossel isenthalp.
- Die isotherme Wärmezufuhr von Zustand 4 nach Zustand 1 wird durch den Phasenübergang flüssig – gasförmig im Verdampfer realisiert.

In Abbildung 2-3 ist die Umsetzung des Perkins-Evans Prozesses durch einen einfachen Wärmepumpenkreisprozess mit Hochdrucksammler dargestellt. Anstatt des zuvor angenommenen Sättigungszustandes am Verdampferaustritt kann mit dem Expansionsventil der Austrittszustand des Verdampfers geregelt werden. Der nach dem Kondensator angeordnete Hochdrucksammler legt den Zustandspunkt auf der linken Grenzkurve fest. Der Kreisprozess ist in Abbildung 2-4 im T/h-Diagramm dargestellt.

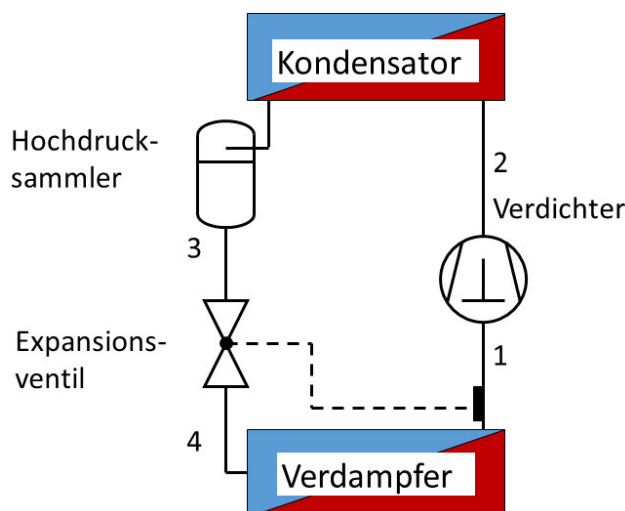


Abbildung 2-3: Schematische Darstellung eines Wärmepumpenkreislaufes mit Hochdrucksammler

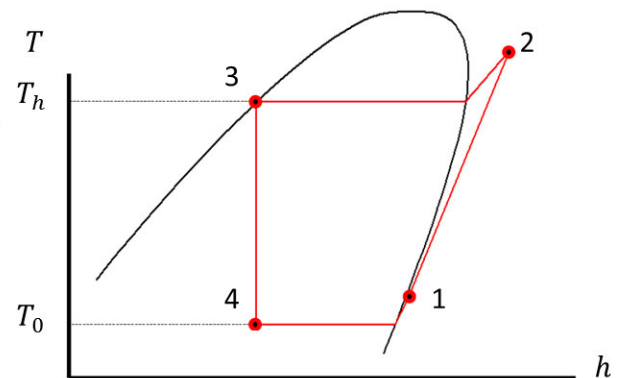


Abbildung 2-4: T/h – Diagramm des Perkins-Evans Prozesses in Anlehnung an Rieberer (2015b)

2.1.2 Einflüsse beim realen Betrieb

Ausgehend vom idealen Perkins-Evans Prozess gibt es nach Rieberer (2015b) noch weitere Einflüsse im realen Betrieb einer Wärmepumpe, die die Effizienz mindern und berücksichtigt werden müssen, um den Kreisprozess einer Wärmepumpe korrekt abzubilden:

Druckverluste in den Wärmetauschern:

Aufgrund der Druckverluste bei der Durchströmung von Verdampfer und Kondensator sowie in den Verbindungsleitungen ändern sich Verdampfungs- und Kondensationstemperatur lokal dementsprechend, wodurch die in Abbildung 2-5 links dargestellten Phasenwechsel nicht isotherm sind.

Spreizungen in den Wärmetauschern:

Die endlichen quellen- und senkenseitigen Wasserwerte ($\dot{m}_i \cdot c_{p,i}$) führen zu Spreizungen zwischen den jeweiligen Ein- und Austrittstemperaturen. Da die Wärmekapazitäten vom Medium näherungsweise konstant sind, wird die Spreizung durch Variation des Massenstromes geändert.

Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Wärmeträgermedium:

Die endlichen Wärmeübergangszahlen und Flächen der Wärmetauscher erfordern, wie in Abbildung 2-5 rechts dargestellt, eine Temperaturdifferenz in den Wärmetauschern zwischen Kältemittel- und Wasserseite. Bei vorgegebenen Quellen- und Senkentemperaturen bewirkt dies eine weitere Erhöhung der Kondensationstemperatur und Absenkung der Verdampfungstemperatur, wodurch die Leistungszahl der Wärmepumpe aufgrund des höheren „internen“ Temperaturhubes sinkt.

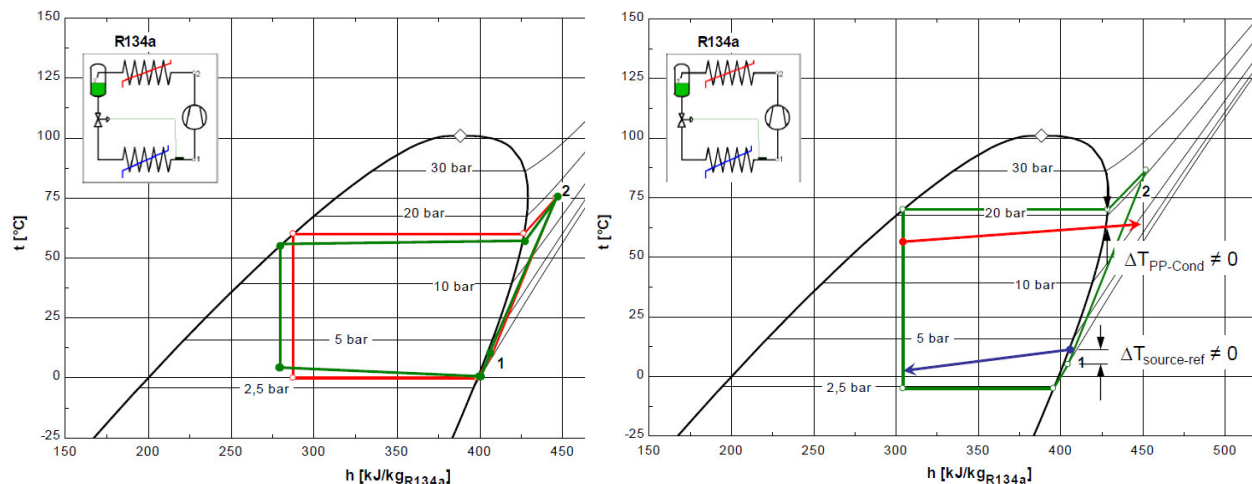


Abbildung 2-5: Einfluss des Druckverlustes in Verdampfer und Kondensator (links) und der endlichen Wärmeübergangszahlen und -flächen (rechts) auf den Kreisprozess einer Kompressionswärmepumpe mit dem Kältemittel R134a (Rieberer, 2015b)

Realer Verdichtungsprozess und Verluste:

Der Verdichtungsprozess erfolgt beim idealen Vergleichsprozess isentrop, der reale Verlauf weicht je nach Verlusten und Kühlung bei der Verdichtung davon ab. Weiters treten an Teilen des Kältemittelkreises, deren Temperatur über Umgebungstemperatur liegen, Wärmeverluste an die Umgebung auf, die durch Dämmung zwar reduziert, aber nicht vollkommen verhindert werden können.

Überhitzung und Unterkühlung des Kältemittels:

Wird ein Kolbenkompressor als Verdichter in der Wärmepumpe verwendet, muss am Verdichtereintritt gasförmiges Kältemittel vorliegen. Flüssiges Kältemittel würde den Schmierfilm an der Zylinderwand auswaschen und so zu unnötigem Verschleiß führen. Darüber hinaus würde flüssiges Kältemittel im Zylinder bei der Verdichtung aufgrund der Inkompressibilität von Flüssigkeiten zu Flüssigkeitsschlägen und somit zu Schäden an der Ventilplatte und am Zylinderdeckel führen. Um einen gasförmigen Verdichtereintritzustand sicherzustellen, wird der Kältemitteldampf überhitzt. Die Überhitzung wird, wie in Gl. 2-3 gezeigt, durch die Differenz der Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt $t_{ref,evap,out}$ und der Verdampfungstemperatur t_{evap} berechnet. (Webasto, 2000)

$$\Delta T_{sup} = t_{ref,evap,out} - t_{evap}(p) \quad \text{Gl. 2-3}$$

Um die Funktion der Drossel zu gewährleisten, muss eine Flüssigkeitsvorlage am Drosseleintritt sichergestellt werden. Dies kann durch die Verwendung eines Hochdrucksammlers nach dem Kondensator, dessen Austrittszustand bei ausreichender Kältemittelfüllmenge auf der linken Grenzkurve liegt, oder durch Unterkühlung des flüssigen Kältemittels erfolgen. Die Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt wird mit Gl. 2-4 als Differenz der Kondensationstemperatur t_{cond} und der Kältemitteltemperatur am Austritt des Kondensators $t_{ref,cond,out}$ berechnet. (Webasto, 2000)

$$\Delta T_{sub} = t_{cond}(p) - t_{ref,cond,out} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Eine größere Unterkühlung führt nach Pottker und Hrnjak (2015a) primär zu zwei Effekten mit gegenteiliger Wirkung auf die Leistungszahl. Einerseits wird durch eine weitere Abkühlung des Kältemittels die im Verdampfer nutzbare Enthalpiedifferenz vergrößert, was sich positiv auf die Leistungszahl auswirkt. Andererseits verringert sich durch die bereits im Kondensator stattfindende Unterkühlung des Kältemittels die im Wärmetauscher für die Kondensation zur Verfügung stehende Fläche. Da sowohl der Temperaturunterschied zwischen Kältemittel und dem Medium im Senkenkreis als auch die Wärmeübergangszahl bei unterkühltem Kältemittel geringer ist als bei Kondensation, steigt der zur Übertragung der Leistung notwendige Temperaturunterschied im Kondensator. Dies führt zu einer höheren Kondensationstemperatur und somit zu einem höheren Druck im Kondensator, was wiederum das Druckverhältnis des Verdichters und somit die notwendige spezifische Kompressionsarbeit erhöht. Abhängig von den Kältemittleigenschaften überwiegt bei verschiedenen Werten der Unterkühlung entweder die Zunahme der nutzbaren Enthalpiedifferenz bei der Verdampfung oder die Zunahme der spezifischen Verdichtungsarbeit, wodurch sich ein für die Leistungszahl optimaler Wert der Unterkühlung ermitteln lässt.

Durch diese Abweichungen vom idealen Vergleichsprozess ändert sich auch die Leistungszahl der Wärmepumpe. Der in Gl. 2-5 vorgestellte Gütegrad ν_{real} vergleicht nach Rieberer (2015b) die gemessene Leistungszahl $COP_{h,meas}$ mit der Leistungszahl des Carnot-Prozesses $COP_{C,h}$.

$$\nu_{real} = \frac{COP_{h,meas}}{COP_{C,h}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

2.1.3 Kreislaufvarianten

Die benötigte Überhitzung und gewünschte Unterkühlung des Kältemittels kann durch verschiedene Ergänzungen zu dem in Abbildung 2-3 gezeigten Kreislauf bewerkstelligt werden, die in Abbildung 2-6 schematisch dargestellt sind. Links sind separate Wärmetauscher (Unterkühler und Überhitzer), die auch im Quellen- und Senkenkreis verschalten sind, dargestellt. Dabei bewirkt die durch die Unterkühlung vergrößerte Enthalpiedifferenz eine Steigerung der an den Senkenkreis abgegebenen Wärmeleistung. Die zur Überhitzung notwendige Leistung muss von der Wärmequelle aufgebracht werden, mit zunehmender Überhitzung sinkt dabei jedoch die Verdampfungstemperatur. Die mittig dargestellte Variante des internen Wärmetauschers (IHX) ermöglicht die Nutzung der bei der Unterkühlung des Kältemittels gewonnenen Enthalpiedifferenz zur Überhitzung des Kältemittels. Eine weitere Möglichkeit zur Kältemittelüberhitzung besteht nach Moisi und Rieberer (2016) darin, einen Sauggaswärmetauscher (SHX) zur Kühlung des Verdichtermotors zu nutzen, das Schema des Kältemittelkreises ist in Abbildung 2-6 rechts ersichtlich. Dadurch kann die sonst als Verlust auftretende Motorabwärme zur Kältemittelüberhitzung genutzt werden. Durch die Verwendung von IHX oder SHX wird die Überhitzung von der Wärmesenke entkoppelt. Eine Zunahme der Überhitzung hat somit keine Absenkung der Verdampfungstemperatur mehr zur Folge. Die Verwendung eines Unterkühlers ist bei allen Varianten optional

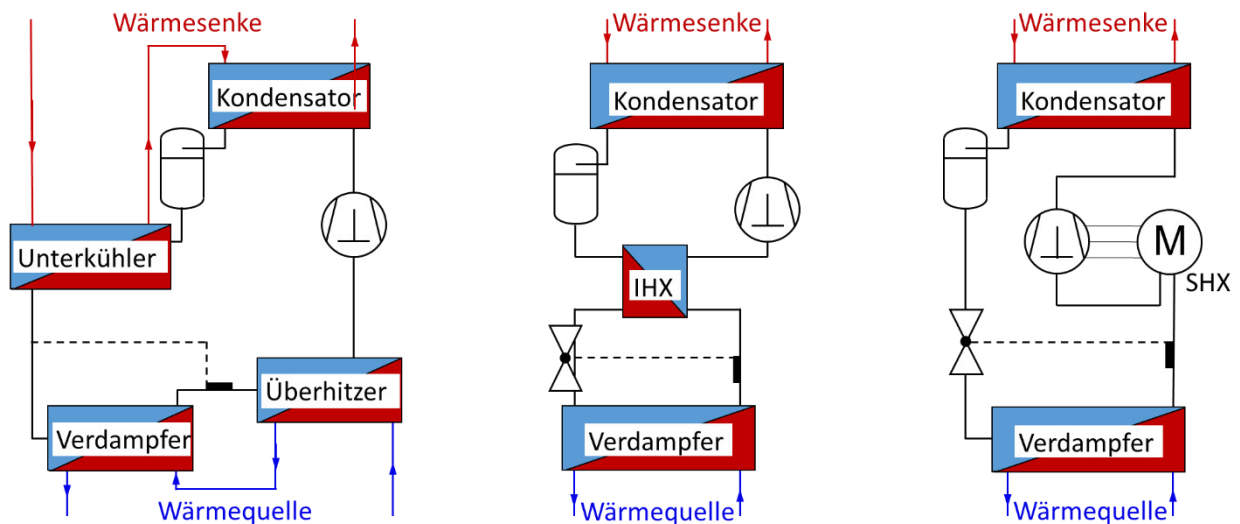


Abbildung 2-6: Unterschiedliche Kreislaufvarianten zur Unterkühlung und Überhitzung des Kältemittels: Unterkühler und Überhitzer (links), interner Wärmetauscher IHX (Mitte) und sauggasgekühlter Motor mit Sauggaswärmetauscher SHX (rechts)

2.2 Komponenten einer Kompressionswärmepumpe

Die Funktion und Kenngrößen des Verdichters, des Expansionsventils und der Wärmetauscher werden anhand der in der Hochtemperaturwärmepumpe verwendeten Komponenten erklärt.

Kältemittelverdichter:

Für die Verdichtung des Kältemittels von dem durch die Verdampfungstemperatur bestimmten Niederdruckniveau p_{lp} auf das durch die Kondensationstemperatur bestimmte Hochdruckniveau p_{hp} wird bei der vermessenen Hochtemperaturwärmepumpe ein Hubkolbenverdichter

eingesetzt, der in Abschnitt 3.1 näher beschrieben wird. Das Druckverhältnis des Verdichters wird mit Gl. 2-6 berechnet.

$$\pi = \frac{p_{hp}}{p_{lp}} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Je nach Ausführung von Motor und Verdichter wird zwischen den einzelnen Bauarten unterschieden. Bei hermetischen Verdichtern befinden sich Motor und Verdichter in einem gemeinsamen verschweißten Gehäuse. Halbhermetische Verdichter sind durch ein gemeinsames aber verschraubtes Gehäuse für Motor und Verdichter gekennzeichnet, wodurch das Gehäuse für Service- oder Reparaturarbeiten geöffnet werden kann. Bei beiden Bauarten kann durch eine Sauggaskühlung die Motorabwärme vom Kältemittel aufgenommen werden. Offene Verdichter werden über eine Welle oder Riemen von dem in einem separaten Gehäuse untergebrachten Motor angetrieben. Bei luftgekühlten Motoren bleibt die Abwärme ein ungenutzter Verlust an die Umgebung.

Die Zustandsänderung während der Kompression ist in Abbildung 2-7 schematisch im t/h-Diagramm dargestellt. Wird der Kompressor nicht zwangsgekühlt, liegt der Verdichtungsendpunkt der realen Kompression typischerweise zwischen dem Endpunkt der isentropen Zustandsänderung und dem der verlustbehafteten adiabaten Kompression. In Abbildung 2-8 sind die einzelnen Leistungen und Verluste der aus Verdichter, Asynchronmaschine und Frequenzumrichter bestehenden Verdichtereinheit schematisch dargestellt.

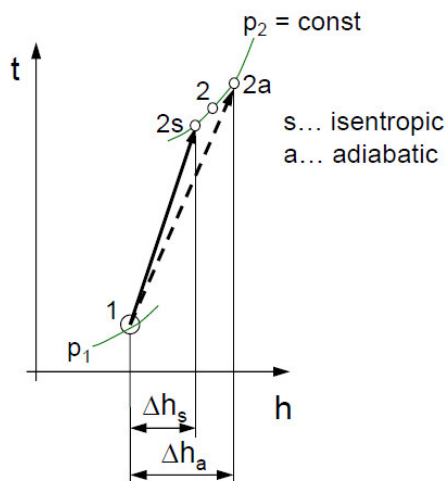


Abbildung 2-7: Schematischer Verlauf der Verdichtung im t/h-Diagramm (Rieberer, 2015b)

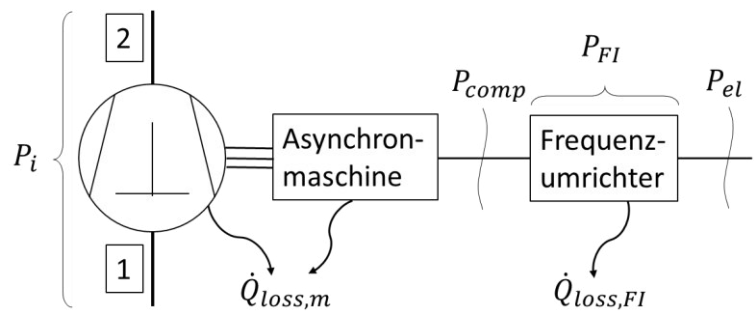


Abbildung 2-8: Leistungsmesspunkte am Verdichter

Die elektrische Leistung P_{el} beinhaltet die Verdichterleistung P_{comp} und die Leistungsaufnahme des Frequenzumrichters P_{FI} . Verluste treten am Frequenzumrichter $\dot{Q}_{loss,FI}$ und bei der Verdichtereinheit $\dot{Q}_{loss,m}$ auf.

Der mit Gl. 2-7 berechnete isentrope Gesamtwirkungsgrad vergleicht die für eine isentrope Verdichtung notwendige Leistung mit der tatsächlich aufgewendeten Leistung. Wird der Verdichter, wie in Abbildung 2-7 dargestellt, mit einem Frequenzumrichter betrieben, muss dies bei der Wirkungsgradberechnung berücksichtigt werden.

$$\eta_{is,overall} = \frac{P_{is}}{P_{el}} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2s} - h_1)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Der mit Gl. 2-8 berechnete „innere“ isentrope Wirkungsgrad vergleicht die für eine isentrope Verdichtung notwendige Arbeit mit der inneren Arbeit des Verdichters.

$$\eta_{is} = \frac{w_{is}}{w_i} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Der „mechanische“ Wirkungsgrad wird mit Gl. 2-9 als Verhältnis der inneren Leistung des Verdichters zu der vom Verdichter aufgenommenen Leistung berechnet.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{comp}} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{P_{comp}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Der mit Gl. 2-10 berechnete Wirkungsgrad des Frequenzumrichters stellt das Verhältnis von Verdichterleistung zur vom Frequenzumrichter aufgenommenen Leistung dar.

$$\eta_{FI} = \frac{P_{comp}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-10}$$

Der isentrope Gesamtwirkungsgrad setzt sich, wie aus Gl. 2-11 ersichtlich, aus den Teilwirkungsgraden des Frequenzumrichters und des Verdichters zusammen.

$$\eta_{is,overall} = \eta_{is} \cdot \eta_m \cdot \eta_{FI} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Der Verlauf des isentropen Gesamtwirkungsgrades über dem Druckverhältnis ist in Abbildung 2-9 schematisch dargestellt. Nach Rieberer (2015b) überwiegen im Bereich kleiner Druckverhältnisse mechanische Verluste, wobei bei größeren Druckverhältnissen prozessbedingte Verluste dominieren.

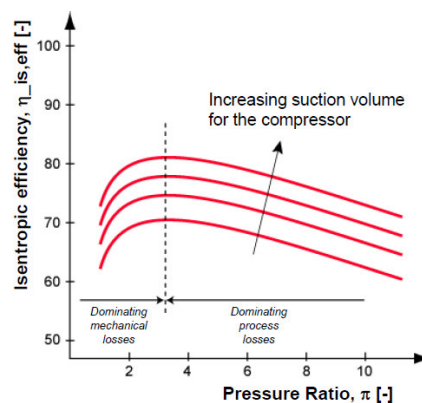


Abbildung 2-9: Schematische Darstellung des isentropen Gesamtwirkungsgrad des Verdichters über dem Druckverhältnis (Rieberer, 2015b)

Der Ablauf des Kompressionsvorganges kann wie in Abbildung 2-10 im p/V-Diagramm dargestellt werden. Links ist ein reales, rechts ein schematisches Indikatordiagramm dargestellt. Nach der Kompression von Zustand 1 auf Zustand 2 wird das verdichtete Gas ausgeschoben. Von Punkt 3 nach 4 erfolgt die Rückexpansion des im Zylinder verbliebenen Gases und von 4 nach 1 wird erneut Gas angesaugt. Aufgrund von Drosselverlusten liegt der Druck in Punkt 2 p_2 über dem Verdichtungsenddruck p_e und der Ansaugdruck p_a über dem Druck p_1 . Zusätzlich wird durch die auftretende Erwärmung des Gases beim Ansaugen sowie durch Undichtigkeit die spezifische Verdichtungsarbeit erhöht und der Förderstrom vermindert. (Eichseder, 2011)

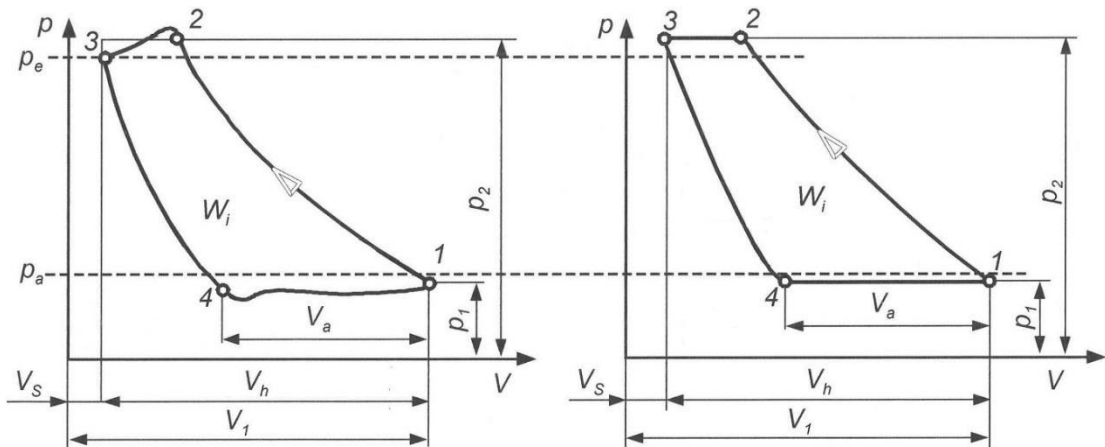


Abbildung 2-10: Reales (links) und schematisches p/V-Diagramm (rechts) des Kompressionsprozesses in Anlehnung an Eichseder (2011)

Aus fertigungstechnischen Gründen, sowie um die Robustheit des Verdichters gegenüber angesaugten Flüssigkeitstropfen zu erhöhen, befindet sich nach Webasto (2000) ober dem oberen Zylindertotpunkt ein als „Schadraum“ bezeichnetes Volumen V_s . Wie aus Abbildung 2-10 und Abbildung 2-11 ersichtlich, dehnt sich das im Schadraum verdichtete Gas bei der Abwärtsbewegung des Kolbens aus und vermindert so das Volumen an neu angesaugtem Gas V_a . Nach Recknagel und Schramek (2007) ist auch ein Einfluss der Sauggasüberhitzung festzustellen, da bei niedrigerer Überhitzung mehr Flüssigkeitstropfen angesaugt werden, die dann im Zylinder verdampfen und dadurch das Nachströmen behindern.

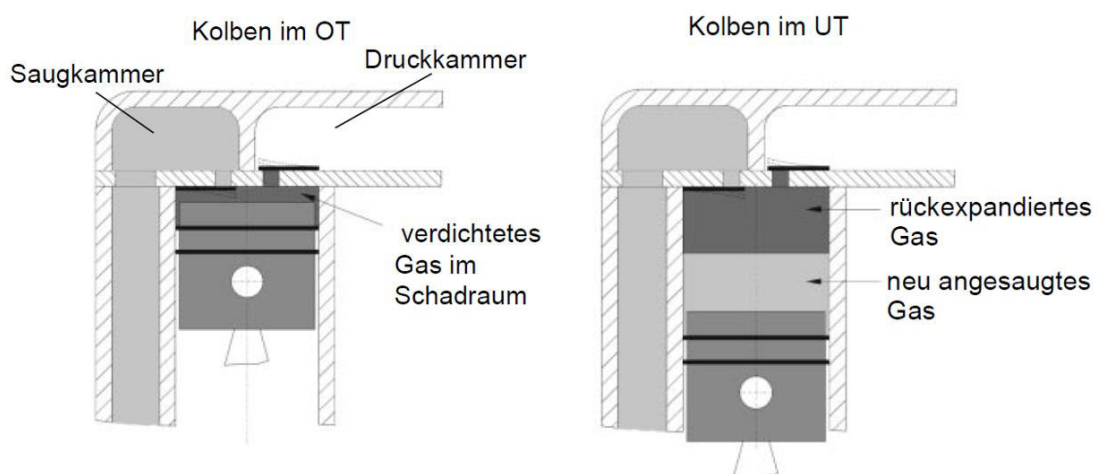


Abbildung 2-11: Einfluss des Schadraumes durch Rückexpansion des verdichteten Gases (Webasto, 2000)

Der Liefergrad eines Verdichters ist nach Recknagel und Schramek (2007) in Gl. 2-12 als das Verhältnis des effektiven Ansaugvolumenstromes \dot{V}_{eff} zum geometrischen Fördervolumenstrom \dot{V}_{geom} definiert.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{eff}}{\dot{V}_{geom}} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Expansionsventil

Die Funktion des Expansionsventils wird zuerst anhand einer einfachen Drossel mit konstantem Querschnitt erklärt. Aufgabe des Drosselements ist es, den Kältemitteldruck von Hochdruckniveau auf Niederdruckniveau zu reduzieren. Bei der nach dem engsten Querschnitt eintretenden Expansion verdampft ein Teil des Kältemittels, wodurch dem Kältemittel Wärme entzogen und die Temperatur gesenkt wird. Weiters bestimmt die Öffnung der Drossel den Kältemittelmassenstrom. (Webasto, 2000)

Der Verlauf des Kältemittelmassenstroms über dem Austrittsdruck einer Drossel ist in Abbildung 2-12 dargestellt. Sinkt bei einer Drossel mit konstantem Eintrittszustand (Zustand a) der Austrittsdruck, so steigt nach Rieberer (2015b) der Kältemittelmassenstrom an, solange sich der Austrittszustand im einphasigen Gebiet befindet. Sinkt der Austrittszustand weiter, wird die 2-Phasen-Grenze erreicht (Zustand b) und der Massenstrom bleibt aufgrund der Blasenbildung bei der durch die Expansion eintretenden Verdampfung selbst bei weiter fallendem Druck konstant (Zustand c).

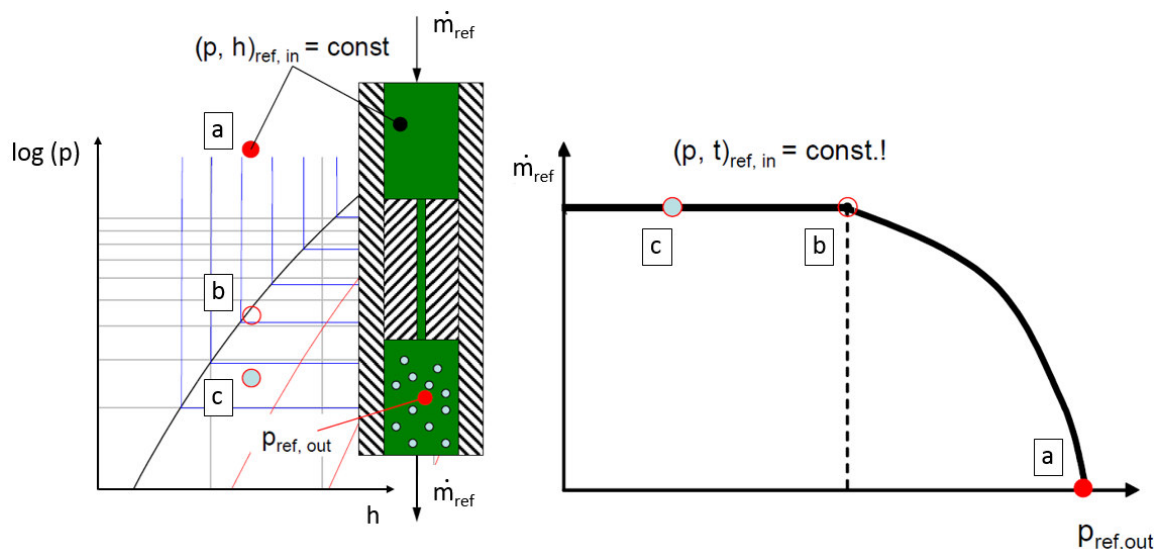


Abbildung 2-12: Einfluss des Druckunterschiedes auf den Massenstrom durch eine Drossel mit konstantem Querschnitt (Rieberer, 2015b)

Da somit durch den Drosselquerschnitt der in den Verdampfer gelangende Kältemittelmassenstrom festgelegt wird, der wiederum die Überhitzung bestimmt, muss das Expansionsorgan nach Webasto (2000) auf den jeweiligen Betriebszustand ausgelegt sein. Um größere Bandbreiten abdecken zu können, kann das Expansionsventil als aktives Bauteil ausgeführt werden. Aus diesem Grund ist in der Hochtemperaturwärmepumpe ein elektrisches Expansionsventil verbaut, das in Abschnitt 3.1 näher beschrieben wird.

Wärmetauscher:

Die Wärmeabgabe vom Quellenkreis an den Verdampfer und Überhitzer, sowie vom Kondensator und Unterkühler auf den Senkenkreis, erfolgt über Wärmetauscher. Je nach Wärmeträger im Quellen- und Senkenkreis können verschiedene Wärmetauscherbauarten eingesetzt werden. Bei Plattenwärmetauschern strömen die Medien durch die Zwischenräume aufeinandergestapelter Platten. Je nach Ausformung der Abdichtung können Gleichstrom- oder Gegenstromanordnung auch mit mehreren Durchgängen ausgeführt werden. Durch die Prägungen der Platten wird die Turbulenz bei der Durchströmung und somit der Wärmeübergang erhöht. Der Aufbau eines Plattenwärmetauschers ist in Abbildung 2-3 schematisch dargestellt. Nach Hewitt et al. (1994) liegen die Vorteile von Plattenwärmetauschern in ihrer Kompaktheit, der Flexibilität, da mit unterschiedlichen Plattenanzahlen und -konfigurationen ein breites Einsatzgebiet abgedeckt werden kann, und in den geringen Herstellungskosten aufgrund des modularen Aufbaus. Einen Nachteil stellt das bei Standardausführungen auf etwa 40 bar begrenzte Betriebsdruckniveau sowie der durch die engen Plattenabstände bedingte hohe Druckverlust dar. Bei Verschmutzung ist die Reinigung von verlöteten Plattenwärmetauschern sehr schwierig.



Abbildung 2-13: Schematischer Aufbau eines Plattenwärmetauschers (Rieberer, 2015b)

2.3 Kältemittel R600

Das natürliche Kältemittel R600 wird auch als n-Butan bezeichnet und hat die Summenformel C_4H_{10} . Bei Umgebungsdruck und 20°C liegt n-Butan gasförmig vor, ist farblos und hochentzündlich. Der süßliche Geruch ist bei niedrigen Konzentrationen kaum wahrnehmbar (Air Liquide, 2015). Weitere Eigenschaften des Kältemittels sind in Tabelle 2-1 aufgelistet.

Tabelle 2-1: Eigenschaften von R600 (IFA, 2017)

Molmasse	58,12 kg/kmol
Tripelpunkt	-138,3°C, 0,07 mbar
Kritischer Punkt	152 °C, 37,96 bar
Schmelzpunkt	-138,29 °C
Siedepunkt	-0,5 °C
Dampfdruck bei 20°C	2,081 bar
Gasdichte unter Normalbedingungen (0°C, 1013mbar)	2,7091 kg/m ³
Dichte der flüssigen Phase am Siedepunkt	601,1 kg/m ³
Löslichkeit in Wasser bei 20°C	61 mg/l
Untere Explosionsgrenze	1,4 Vol.-%
Obere Explosionsgrenze	9,4 Vol.-%
ODP	0
GWP	3

Eine Eigenheit bei der Verwendung von R600 als Kältemittel ist die spezielle Form des Nassdampfgebietes. Bei Vergleich des t/s-Diagrammes von R718 (Wasser) mit dem von R600 in Abbildung 2-14 ist das „Überhängen“ des Nassdampfgebietes deutlich zu erkennen.

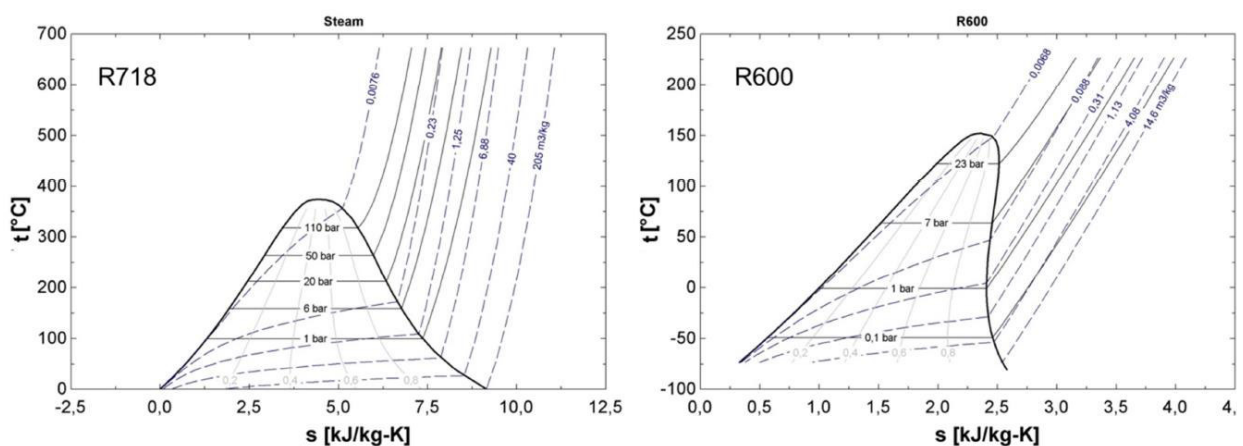


Abbildung 2-14: Vergleich der t/s-Diagramme von Wasser (links) und R600 (rechts) (Moisi und Rieberer, 2016)

2.3.1 Erforderliche Mindestüberhitzung

Aufgrund des überhängenden Nassdampfgebietes von R600 kann eine von der rechten Grenzkurve ausgehende isentrope Verdichtung ins Nassdampfgebiet führen. Um diese, nach Moisi und Rieberer (2016) als „nasse Kompression“ bezeichnete Zustandsänderung zu verhindern, muss eine ausreichende Überhitzung des Kältemittels am Verdichtereintritt sichergestellt werden. Reissner (2015) definiert die erforderliche Mindestüberhitzung, wie in Abbildung 2-16 dargestellt, als die am Verdichtereintritt (Punkt 1) notwendige Überhitzung, um einen Verdichteraustrittszustand (Punkt 2) zu erreichen, der 5 K über der Sättigungstemperatur im überhitzten Gebiet liegt. Die erforderliche Mindestüberhitzung ist neben der inversen Steigung der rechten Grenzkurve, die als Maß für das Überhängen des Nassdampfgebietes eine Kältemittleigenschaft ist, vom isentropen Wirkungsgrad der Verdichtung abhängig.

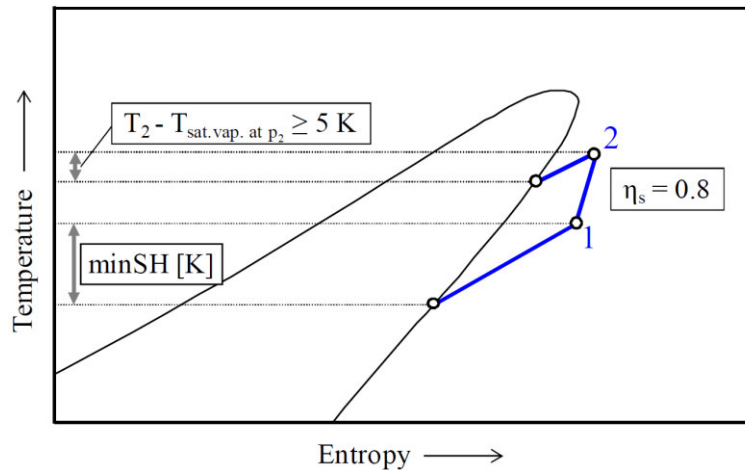


Abbildung 2-15: Definition der erforderlichen Mindestüberhitzung nach Reissner (2015)

Moisi und Rieberer (2016) berechnen die erforderliche Mindestüberhitzung in Anlehnung an Minea (2010) für eine isentrope Verdichtung mit Endpunkt auf der rechten Grenzkurve. Ausgehend vom Verdichtungsdruck und Sättigungszustand an der rechten Grenzkurve wird eine isentrope Zustandsänderung bis zum Druckniveau am Verdichtereintritt aufgetragen. Am Schnittpunkt kann die erforderliche Mindestüberhitzung $\Delta T_{\text{min,req,sup}}$, wie in Abbildung 2-16-links ersichtlich, dargestellt werden. Je nach Verdampfungs- und Kondensationstemperatur ergeben sich damit die in Abbildung 2-16-rechts dargestellten Werte für die Mindestüberhitzung, die bei einer Verdampfungstemperatur von etwa 0°C ihr Maximum hat, mit steigendem Temperaturhub ($t_{\text{cond}} - t_{\text{evap}}$) zunimmt und mit steigender Verdampfungstemperatur sinkt.

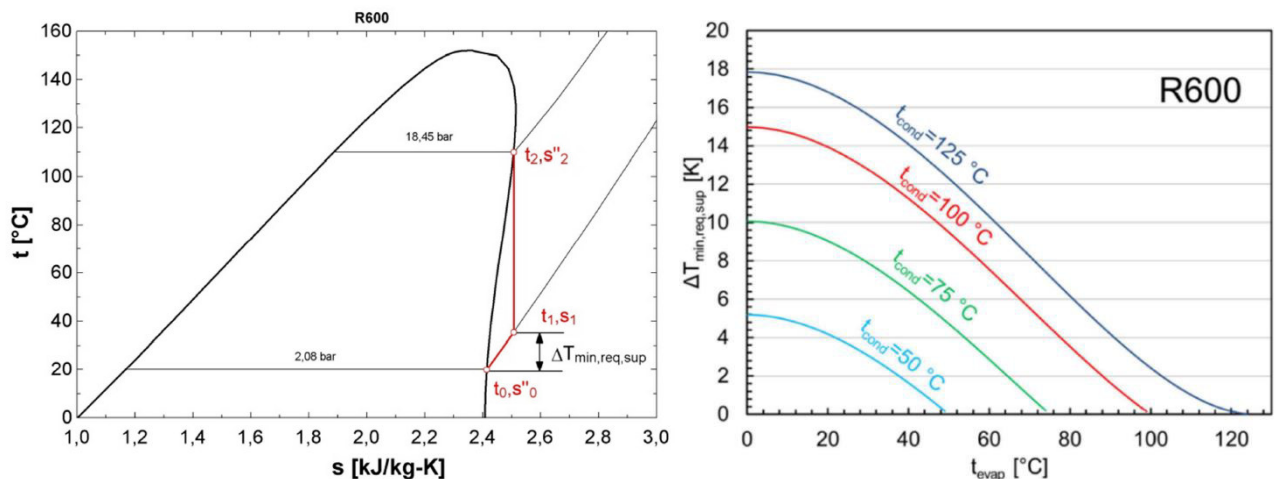


Abbildung 2-16: Darstellung der erforderlichen Mindestüberhitzung im t/s-Diagramm (links) und erforderliche Mindestüberhitzung in Abhängigkeit von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur (rechts) (Moisi und Rieberer, 2016)

Da eine hohe Überhitzung bei einer dadurch verursachten Absenkung der Verdampfungstemperatur einen negativen Einfluss auf die Effizienz einer Wärmepumpe haben kann, sollen die unterschiedlichen mit dem Funktionsmuster realisierbaren Überhitzungsvarianten hinsichtlich der erzielbaren Überhitzung und Auswirkung auf die Effizienz und das Betriebsverhalten der Wärmepumpe untersucht werden. Die in Abschnitt 2.1.3 angeführten Kreislaufvarianten mit IHX und SHX bieten nach Moisi und Rieberer (2017) die

Möglichkeit, die Überhitzung von der Wärmequelle zu entkoppeln und somit ein weiteres Absinken der Verdampfungstemperatur zu verhindern.

2.3.2 Kältemittelmenge

Eine exakte Berechnung der Kältemittelfüllmenge einer Wärmepumpe ist nach Corberán et al. (2008) vor allem aufgrund der Unkenntnis der genauen Volumina von Bauteilen, wie etwa dem Kondensatoraustritt oder anderen Bereichen, in denen flüssiges Kältemittel vorliegt, extrem schwierig. Die korrekte Füllmenge kann nach Webasto (2000) jedoch anhand des Betriebsverhaltens der Anlage festgestellt werden. Ist in der Anlage ein Hochdrucksammler verbaut, enthält dieser bei einer zu geringen Kältemittelmenge in manchen Betriebspunkten kein flüssiges Kältemittel und im Anschluss an den Hochdrucksammler angeordneten Schauglas ist, wie in Abbildung 2-18 dargestellt, Blasenbildung aufgrund einer zweiphasigen Strömung erkennbar. Mit steigender Kältemittelmenge steigt auch die Füllung des Hochdrucksammlers. Bei einer zu großen Füllmenge ist der Hochdrucksammler komplett gefüllt und es kommt zu einem Rückstau in den Kondensator, wodurch nach Webasto (2000), wie in Abbildung 2-18 dargestellt, der Kondensationsdruck ansteigt. Nach Corberán et al. (2008) stellt sich dadurch eine größere Unterkühlung am Kondensatoraustritt ein.

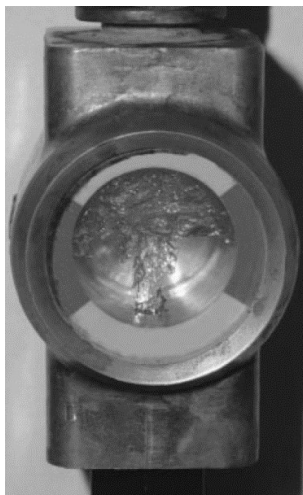


Abbildung 2-17: Zweiphasige Strömung im Schauglas (Webasto, 2000)

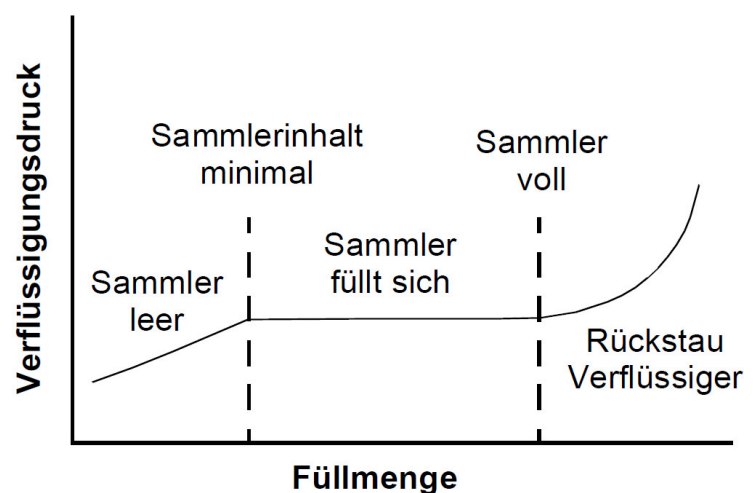


Abbildung 2-18: Einfluss der Kältemittelfüllmenge auf den Verflüssigungsdruck (Webasto, 2000)

2.4 PID-Regler

Haager (1997, S. 42) definiert Regeln als „das selbsttätige Beeinflussen eines technischen Prozesses (einer Anlage, eines Systems) in gezielter Weise“. Beim Steuern wird lediglich eine Stellgröße von außen auf den Prozess aufgeprägt, wogegen die Stellgrößen beim Regeln aus gemessenen Prozessgrößen, den sogenannten Regelgrößen, ermittelt werden. Dadurch ergibt sich, wie in Abbildung 2-19 schematisch dargestellt, ein geschlossener Regelkreis in dem die Regelstrecke das zu regelnde System darstellt.

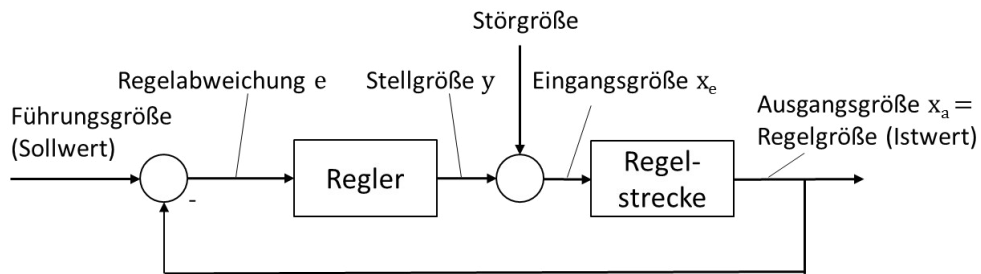


Abbildung 2-19: Geschlossener Regelkreis in Anlehnung an Haager (1997)

Ein Regler dient dazu, aus der Differenz zwischen gemessener Regelgröße und vorgegebenem Sollwert die entsprechende Stellgröße zu ermitteln. Stetige Regler werden in die Grundtypen Proportional-, Integral- und Differentialregler mit spezifischen Eigenschaften eingeteilt. Die Stellgröße des P-Reglers ist proportional zur Regelabweichung, somit ergibt sich eine schnelle Reaktion, aber auch eine bleibende Regelabweichung. Integralregler liefern eine zum Zeitintegral der Regelabweichung proportionale Stellgröße, wodurch die bleibende Regelabweichung verschwindet, aber Stabilitätsprobleme auftreten können. D-Regler erzeugen eine der zeitlichen Ableitung der Regelabweichung proportionale Stellgröße, reagieren schnell auf Änderungen der Regelabweichung und können die Stabilität eines Regelkreises verbessern. Diese Reglertypen können je nach Anforderung miteinander kombiniert werden. Somit besteht ein PID-Regler aus einer Parallelschaltung aller drei Reglertypen und kann mit einstellbaren Parametern als Universalregler für breite Anwendungsgebiete eingesetzt werden. (Haager, 1997)

Das Übertragungsverhalten eines PID-Reglers ist nach Rieberer (2015a) mit Gl. 2-13 gegeben. Dabei bezeichnet $x_{e,PID}$ die Stellgröße des Reglers und e die Regelabweichung. Die einstellbaren Regelparameter sind die Verstärkung k_R , die Nachstellzeit T_N und die Vorhaltezeit T_V .

$$y_{,PID} = k_R \cdot \left(e + \frac{1}{T_N} \int e \, dt + T_V \cdot \frac{de}{dt} \right) \quad \text{Gl. 2-13}$$

Um einen Regler für eine bestimmte Regelungsaufgabe einzustellen, muss zunächst das Verhalten der Regelstrecke bekannt sein. Neben der Beschreibung mit mathematischen Modellen kann die Regelstrecke auch experimentell mit Hilfe einer Sprungantwort identifiziert werden. Dazu wird der Regelstrecke eine sprunghafte Änderung der Stellgröße aufgeprägt und die Änderung der Regelgröße aufgezeichnet. Aufbauend auf den Ergebnissen der Sprungantwort kann dann eine Reglereinstellung nach verschiedenen empirischen Verfahren erfolgen.

Reglereinstellung für PT1-Strecken nach Chien, Hrones, Reswick:

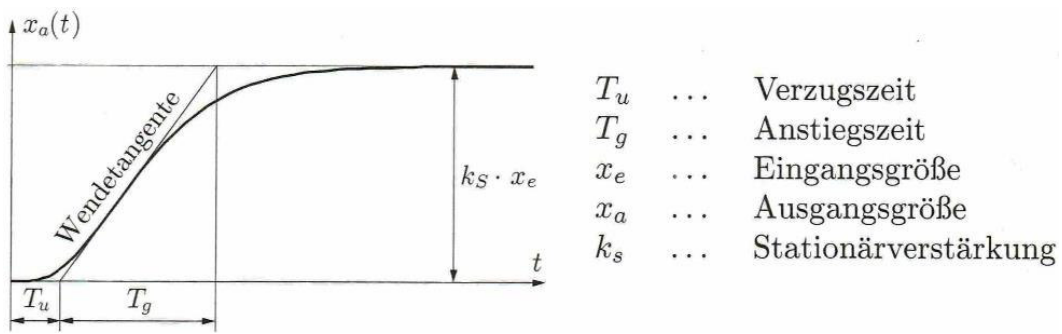


Abbildung 2-20: Sprungantwort eines PT1-Elements (Haager, 1997)

Zeigt die Sprungantwort der Regelstrecke proportional-zeitverzögertes Verhalten mit oder ohne Totzeit, kann nach Haager (1997) durch Näherung der Regelstrecke als PT1-Glied, wie in Abbildung 2-20 dargestellt, eine Reglereinstellung nach Chien, Hrones und Reswick erfolgen. In Tabelle 2-2 sind die dementsprechenden Reglerparameter, k_R , T_N und T_V , angegeben. Der Faktor ist x mit Gl. 2-14 durch die Streckenparameter definiert.

Tabelle 2-2: Reglerparameter nach Chien, Hrones, Reswick (Haager, 1997)

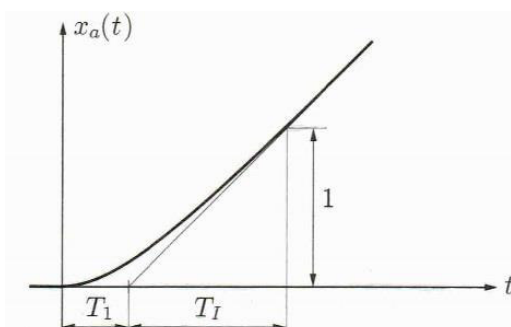
Regler	Parameter	20% Überschwingen		aperiodisch	
		Störung	Führung	Störung	Führung
P	k_R	$0,7 x$	$0,7 x$	$0,3 x$	$0,3 x$
PI	k_R	$0,7 x$	$0,6 x$	$0,6 x$	$0,35 x$
	T_N	$2,3 T_u$	T_g	$4 T_g$	$1,2 T_g$
PID	k_R	$1,2 x$	$0,95 x$	$0,95 x$	$0,6 x$
	T_N	$2 T_u$	$1,35 T_g$	$2,4 T_u$	T_g
	T_V	$0,42 T_u$	$0,47 T_u$	$0,42 T_u$	$0,5 T_u$

$$x = \frac{T_g}{k_s \cdot T_u} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Beim Wärmepumpenprüfstand zeigten die Beimischschaltungen der Hilfshydraulik (siehe Abschnitt 3.2) sowie die offene Regelschleife der Überhitzungsregelung (siehe Abschnitt 5.1.1) in einigen Betriebspunkten PT1-ähnliches Verhalten.

Reglereinstellung für Integralstrecken nach symmetrischem Optimum:

Verhält sich die Sprungantwort proportional zum Zeitintegral der Stellgröße, weist das auf integrale Anteile der Regelstrecke hin. Unter Annahme einer IT1-Strecke, deren Sprungantwort schematisch in Abbildung 2-21 dargestellt ist, erfolgt nach Haager (1997) eine Reglereinstellung mit Gl. 2-15. Aufgrund der symmetrischen Lage der Knickfrequenzen von Regler und Strecke zur Durchtrittsfrequenz wird diese Reglereinstellung als symmetrisches Optimum bezeichnet. Dabei ist T_1 die dominierende Streckenzeitkonstante und k_s der Kehrwert der Integrierzeit T_I .



$$k_R = \frac{1}{2k_s T_1}, \quad T_N = 4T_1 \quad \text{Gl. 2-15}$$

Abbildung 2-21: Sprungantwort einer IT1-Strecke in Anlehnung an Haager (1997)

Ein Beispiel für eine Regelstrecke mit integralem Verhalten ist nach Rieberer (2015a) die in Abbildung 2-22 dargestellte Wasserstandsregelstrecke mit dem zufließenden Volumenstrom V_{zu} als Stellgröße und dem Wasserstand h als Regelgröße.

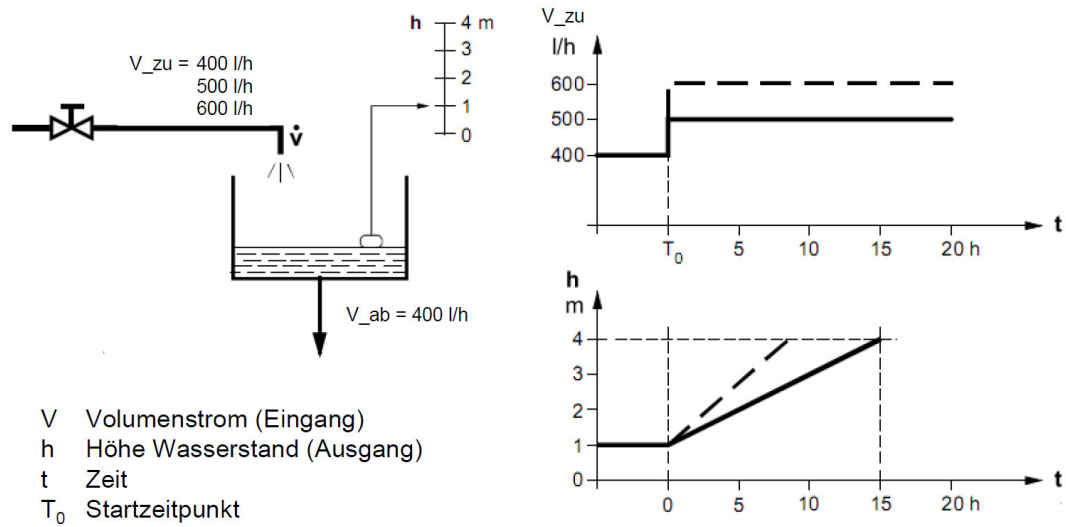


Abbildung 2-22: Beispiel einer Regelstrecke mit integralem Verhalten (Siemens, 2007)

Die Regelstrecke der Kältemittelüberhitzung zeigte bei kleinen Werten der Überhitzung integrales Verhalten, weshalb die Reglereinstellungen für diese Betriebsbereiche nach dem symmetrischen Optimum erfolgten.

3 WÄRMEPUMPENFUNKTIONSMUSTER

Das vermessene Funktionsmuster der R600 Hochtemperaturwärmepumpe wurde im Rahmen des Projektes „HotCycle“ am Institut für Wärmetechnik (IWT) entwickelt und vom Projektpartner Frigopol gefertigt. Der schematische Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

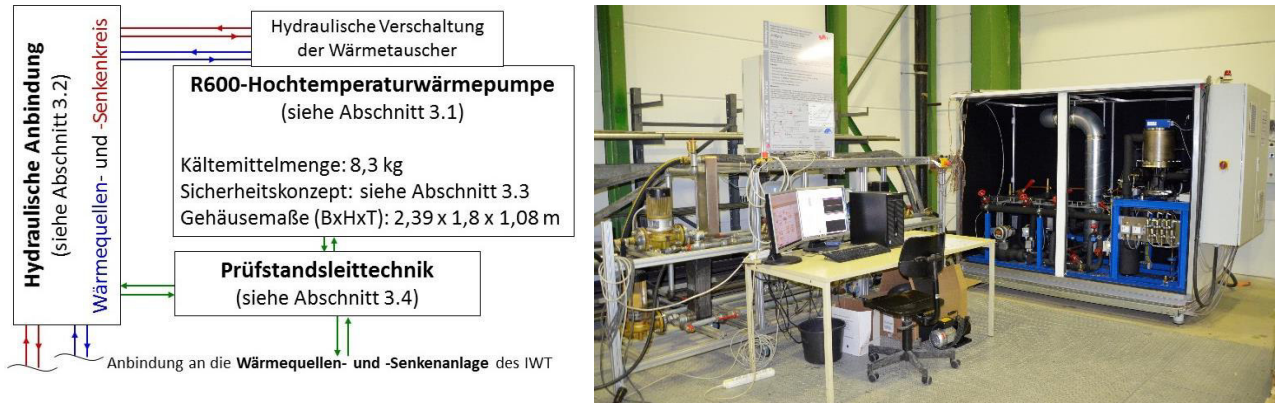


Abbildung 3-1: Schematische Darstellung des Prüfstandes (links) und Prüfstands Aufbau (rechts)

3.1 Aufbau des Kältemittelkreises

Die Hochtemperatur-Wärmepumpe ist eine Wasser/Wasser-Kompressionswärmepumpe mit Hochdrucksammler, bei der verschiedene Varianten der Kältemittelunterkühlung und -überhitzung realisiert sind und durch entsprechende Ventilstellungen im Betrieb untersucht werden können. In Abbildung 3-2 ist der schematische Aufbau des Kältemittelkreises mit den Messstellen für Druck, Temperatur und Massenstrom ersichtlich.

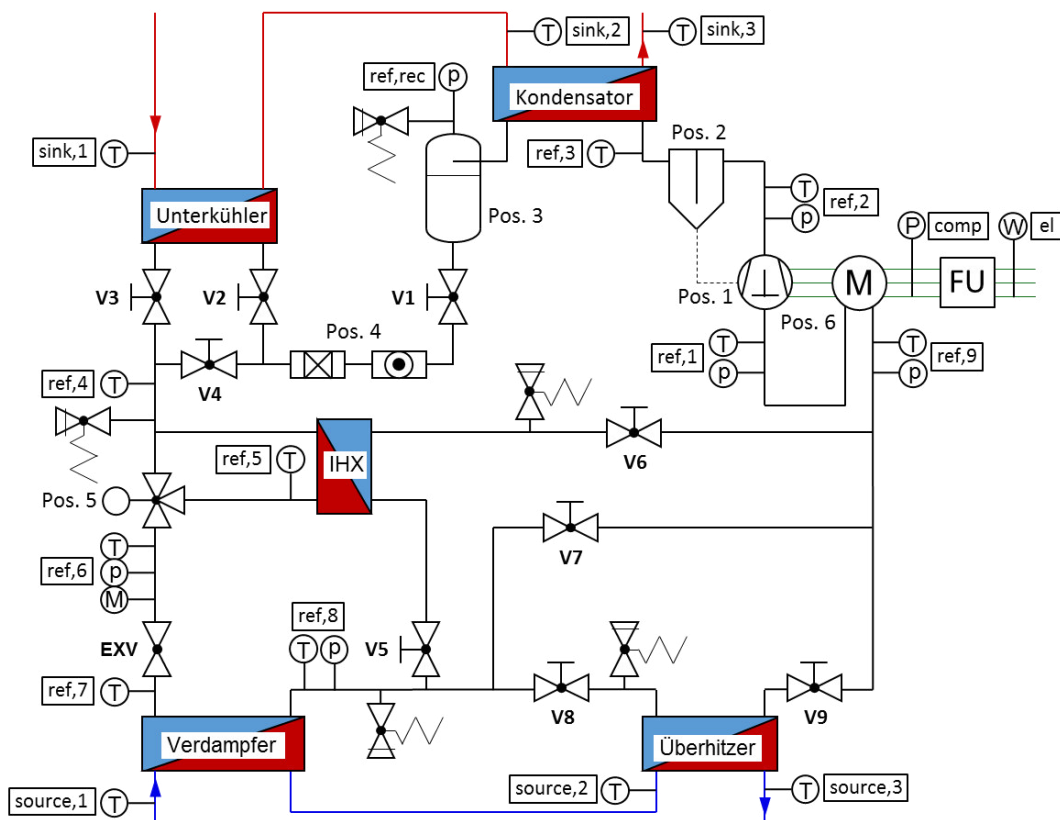


Abbildung 3-2: Schematischer Aufbau des Kältemittelkreises

Überhitztes Kältemittel wird im Verdichter (Pos. 1) von Zustand 1 auf Zustand 2 verdichtet. Im Ölabscheider (Pos. 2) wird mitgerissenes Verdichteröl vom Kältemittel abgeschieden und zurück zum Verdichter geleitet. Das Kältemittel strömt mit Zustand 3 in den Kondensator, wo es verflüssigt wird. Der Hochdrucksammler (Pos. 3) stellt bei korrekter Kältemittelfüllmenge durch eine flüssige Kältemittelvorlage Sättigungszustand an dessen Ausgang sicher. Anschließend ist ein Filtertrockner mit Schauglas angeordnet (Pos. 4). Je nach Konfiguration kann das Kältemittel im Unterkühler weiter unterkühlt werden. Der interne Wärmetauscher (IHX) kann über das 3-Wege-Ventil (Pos. 5) mit einem variablen Massenstrom beaufschlagt werden, wodurch die Enthalpiedifferenz beim Unterkühlen zum Überhitzen des Kältemittels genutzt werden kann. Vor dem Expansionsventil befindet sich ein Coriolis-Massenstrom-Messsystem. Im elektronischen Expansionsventil (EXV) wird das Kältemittel ausgehend von Zustand 6 entspannt und gelangt zweiphasig in den Verdampfer, wo es verdampft wird. Je nach Konfiguration kann noch eine weitere Überhitzung im IHX oder dem separaten Überhitzer erfolgen. Danach strömt das Kältemittel durch den Sauggaswärmetauscher (Pos. 6), wodurch es weiter überhitzt und der Stator des Verdichtermotors gekühlt wird.

In Abbildung 3-3 sind t/h-Diagramme der im Zuge der Arbeit vermessenen Kreislaufkonfigurationen dargestellt. Der Unterkühler wurde bei beiden Konfigurationen verwendet, die Überhitzung des Kältemittels erfolgte abgesehen vom Verdampfer entweder wie links dargestellt nur im Sauggaswärmetauscher (Verschaltung SHX) oder, wie rechts dargestellt, im Überhitzer und Sauggaswärmetauscher (Verschaltung SHX_SUP).

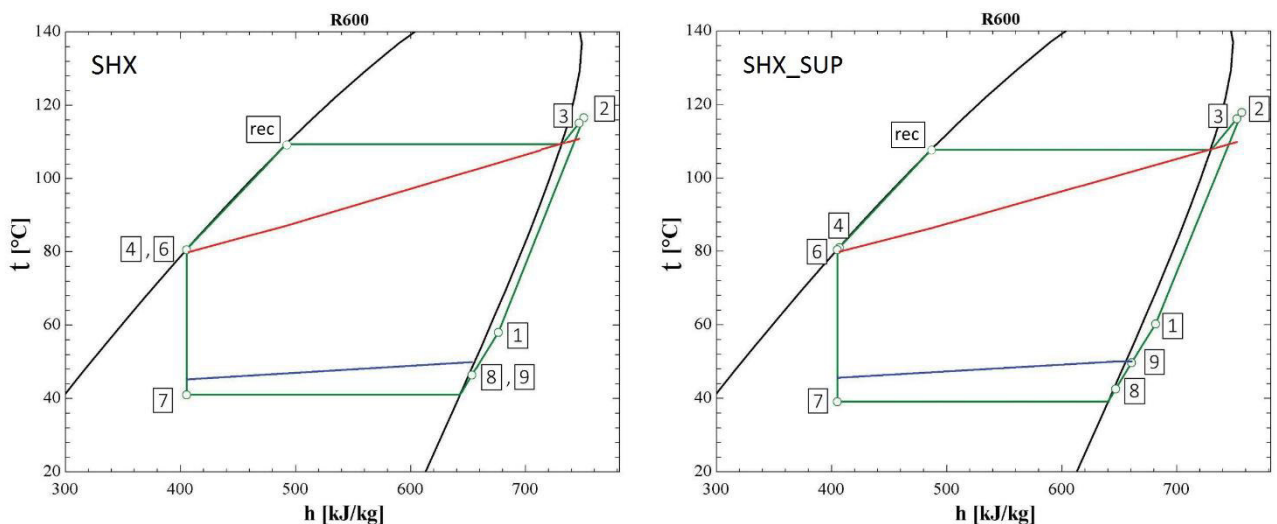


Abbildung 3-3: t/h-Diagramme der Kreislaufkonfigurationen SHX (links) SHX_SUP (rechts)

Ein t/h-Diagramm der Konfiguration mit Unterkühler und internem Wärmetauscher (Verschaltung IHX) ist in Abbildung 3-4 dargestellt. Diese Kreislaufkonfiguration wurde im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht weiter untersucht.

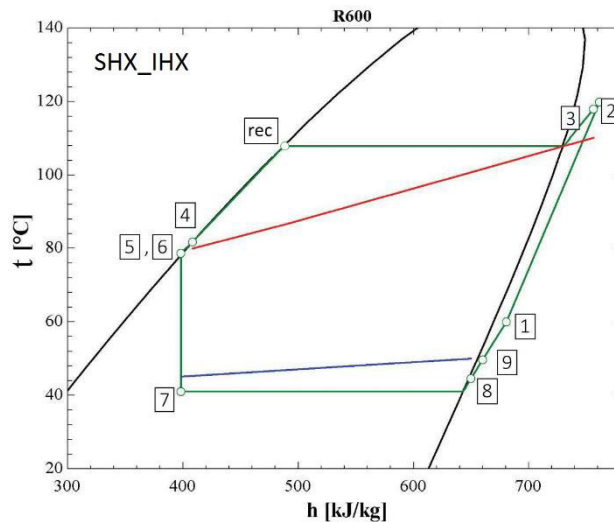


Abbildung 3-4: t/h-Diagramm der Verschaltung SHX_IHX

In den folgenden Abschnitten werden die Funktionen der einzelnen Komponenten im Kältemittelkreis beschrieben sowie deren technische Daten angegeben.

Sauggasgekühlter Verdichter:

In der Wärmepumpe wird ein modifizierter Trennhaubenverdichter des Herstellers Frigopol verwendet. Bei dem halbhermetischen Hubkolbenverdichter trennt die sogenannte Trennhaube Motorwicklung und Kältekreislauf. Dadurch kann der Stator ohne Eingriff in den Kältekreislauf getauscht werden. Die technischen Daten des Verdichters sind in Tabelle 3-1 ersichtlich. (Frigopol, 2017)

Tabelle 3-1: Technische Daten des Verdichters nach Frigopol (2017)

Hersteller und Typ	Frigopol 30L-DLRX-13
Zylinderanzahl und -anordnung	3, Stern
Volumenstrom bei 1450 min ⁻¹	29,94 m ³ /h
Maximaldruck Hochdruckseite	28 bar
Maximaldruck Niederdruckseite	19 bar
Stromart	400 V / 3 Phasen
Elektrische Nennleistung	9,6 kW
Polpaarzahl	2
Frequenzumrichter: Hersteller und Typ	ABB ACH 580
Frequenzbereich	35 ... 75 Hz
Synchrondrehzahlbereich	1050...2250 min ⁻¹

Die Modifikation des Verdichters bezieht sich auf die Kühlung des Stators. Bei der Standardausführung wird der Motor, wie in Abbildung 3-5 links dargestellt, durch einen am Stator befestigten Kopfkühler luftgekühlt. Der verwendete Verdichter verfügt über einen Sauggaswärmetauscher. Das vom Verdichter angesaugte Kältemittel strömt mäanderförmig um den Stator, wodurch der Stator gekühlt und der Kältemitteldampf überhitzt wird. In Abbildung

3-5 ist rechts der Aufbau des Sauggaswärmetauschers ersichtlich. Modellierung, Auslegung und Konstruktion der Sauggaskühlung erfolgten im Rahmen der Masterarbeit von Skreinig (2016).

Der Verdichter wird über einen Frequenzumrichter vom Typ ABB ACH580 angesteuert. Der nutzbare Frequenzbereich liegt bei 35 bis 75 Hz, aufgrund der zwei Polpaare des Elektromotors ergibt sich ein Synchrondrehzahlbereich von 1050 bis 2250 min⁻¹.

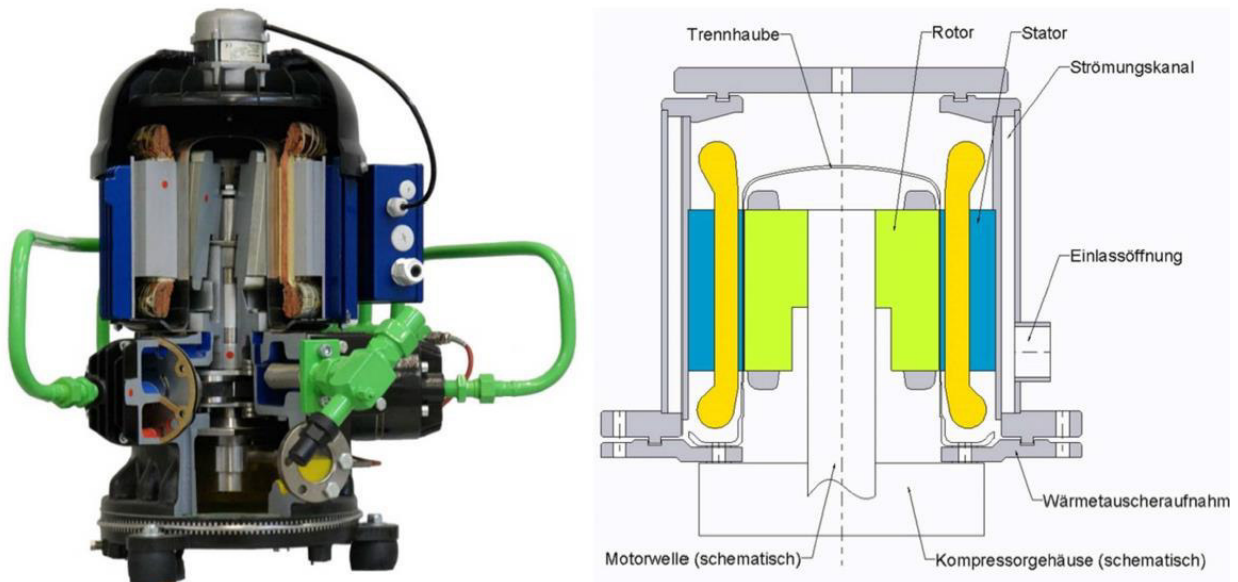


Abbildung 3-5: Querschnitt durch einen luftgekühlten Trennhaubenverdichter (links) und schematische Darstellung des Sauggaswärmetauschers (rechts) (Moisi und Rieberer, 2016)

Schmierölkreislauf:

Die Ölversorgung des Kompressors erfolgt über eine automatische Füllstandsregelung am Kurbelgehäuse. Das mit dem Kältemittel austretende Öl wird in einem nach dem Verdichter angeordneten Ölabscheider vom Typ OS-42 FY des Herstellers ESK Schultze mit einem Volumen von 18,5 l gesammelt. Die Ölniveauüberwachung INT280-130 des Herstellers Kriwan öffnet bei Unterschreiten eines bestimmten Ölstandes im Kurbelgehäuse ein Magnetventil und Kompressoröl wird durch den Druckunterschied zwischen Hoch- und Niederdruckseite zurück ins Kurbelgehäuse gefördert. Durch eine farbige LED am Gehäuse wird der Betriebszustand angezeigt. Um Verluste durch Wärmeabgabe an die Umgebung zu minimieren, wurde der Ölabscheider mit 20 mm dicken Armaflex Dämmmaterial ummantelt.

Hochdrucksammler:

Im Hochdrucksammler liegt bei korrekter Kältemittelfüllmenge gesättigtes flüssiges Kältemittel vor. Dadurch kann durch Messung des Druckes im Hochdrucksammler die Temperatur des gesättigten flüssigen Kältemittels bestimmt werden. Weiters dient der Hochdrucksammler als Kältemittelpuffer, da sich bei verschiedenen Betriebszuständen unterschiedliche Kältemittelmengen in den Komponenten befinden. In Tabelle 3-2 sind die technischen Daten des Hochdrucksammlers angeführt.

Tabelle 3-2: Technische Daten des Hochdrucksammlers (FRIGOMECC, 2012)

Hersteller	FRIGOMECC
Typ	FMP 7.1+SV(M28/M28)
Volumen	7,1 l

Der Hochdrucksammler wurde wie der Ölabscheider zur Verringerung von Wärmeverlusten gedämmt.

3-Wege-Ventil:

Durch das in Abbildung 3-6 gezeigte 3-Wege-Ventil im Kältemittelkreis ist es möglich, den internen Wärmetauscher mit einem variablen Kältemittelmassenstrom zu beaufschlagen. Die Ansteuerung des hermetisch dichten Ventils erfolgt mittels Magnetantrieb. Im stromlosen Zustand wird der interne Wärmetauscher nicht durchströmt. Die technischen Daten des Ventils sind in Tabelle 3-3 ersichtlich.

Tabelle 3-3: Technische Daten des 3-Wege-Ventils im Kältemittelkreis (Siemens, 2010)

Hersteller und Typ	Siemens M3FK15LX
Nenn Durchmesser DN	15 mm
Durchfluss-Nennwert k_{vs}	3,0 m ³ /h
Stellsignal	DC 4...20 mA
Stellzeit	ca 1 sec



Abbildung 3-6: 3-Wege-Ventil im Kältemittelkreis (Siemens, 2010)

Expansionsventil:

Das in Abbildung 3-7 gezeigte Expansionsventil trennt im Kältemittelkreis Hoch- und Niederdruckseite. Es ist hermetisch dicht ausgeführt, wird mittels magnetischem Stellantrieb angesteuert und verfügt über eine Stellungsrückmeldung. Im stromlosen Zustand ist das Ventil geschlossen. Die technischen Daten des Expansionsventils sind in Tabelle 3-4 aufgelistet.

Tabelle 3-4: Technische Daten des Expansionsventils (Siemens, 2015)

Hersteller und Typ	Siemens MVL661.15-0.4
Nenn Durchmesser DN	15 mm
Durchfluss-Nennwert k_{vs} ¹⁾	0,4 m ³ /h
Stellsignal ¹⁾	0...20 mA
Stellzeit	< 1 sec
Stellungsrückmeldung ¹⁾	0...20 mA

¹⁾ Mittels DIP-Schalter konfigurierbar



Abbildung 3-7: elektrisches Expansionsventil (Siemens, 2015)

Wärmetauscher:

Für Verdampfer, Überhitzer, Kondensator, Unterkühler und internen Wärmetauscher werden gelötete Plattenwärmetauscher des Herstellers Alfa Laval verwendet, die Auslegungsdaten für die Wärmetauscher sind in Tabelle 3-5 aufgelistet.

Tabelle 3-5: Auslegungsdaten der Wärmetauscher im Kältemittelkreis (Alfa Laval, 2016a), (Alfa Laval, 2016b), (Alfa Laval, 2016c), (Alfa Laval, 2016d), (Alfa Laval, 2016e)

Bezeichnung	Überhitzer	Verdampfer	Kondensator	Unterkühler	interner Wärmetauscher	
Typ	CB110-20L	AC-70X-40M	CB62-40AH-F	CB30-14H	CB30-30L	
Wärmeübertragungsfläche	2,02 m ²	1,94 m ²	2,3 m ²	0,35 m ²	0,81 m ²	
Strömungsrichtung	Gegenstrom	Gegenstrom	Gegenstrom	Gegenstrom	Gegenstrom	
Länge x Breite x Höhe	139 x 191 x 616 mm	127 x 111 x 526 mm	141 x 113 x 529 mm	69 x 113 x 313 mm	106 x 113 x 313 mm	
Warme Setite	Medium	Wasser	Wasser	Butan	Butan	
	Massenstrom	1,104	1,483	0,1191 kg/s	0,1195 kg/s	0,1195 kg/s
	Eintrittstemperatur	60 °C	60 °C	122,2 °C	111,4 °C	86,3 °C
	Austrittstemperatur	59,6 °C	55 °C	111,3 / 104,4 °C	86,3 °C	79,3 °C
	Anzahl der Durchgänge	1	1	1	1	1
	Druckverlust	3,7 kPa	37,6 kPa	3,84 kPa	3,24 kPa	0,213
Kalte Seite	Medium	Butan	Butan	Wasser	Wasser	Butan
	Massenstrom	0,09246 kg/s	0,1216 kg/s	0,3232 kg/s	0,3232 kg/s	0,1195 kg/s
	Eintrittstemperatur	45 °C	51,7 °C	80 °C	80 °C	53,0 °C
	Austrittstemperatur	56 °C	53 °C	87 °C	87 °C	65,7 °C
	Anzahl der Durchgänge	1	1	1	1	1
	Druckverlust	1,38 kPa	78,2 kPa	2,62 kPa	8,76 kPa	4,96 kPa

3.2 Aufbau der hydraulischen Anbindung

Der schematische Aufbau der Hilfshydraulik ist in Abbildung 3-8 dargestellt. Die Wärmebereitstellung in Verdampfer und Überhitzer und die Wärmeabfuhr aus Kondensator und Unterkühler erfolgen über die Quellen- und Senkenanlage des IWT. Die hydraulische Anbindung der Wärmepumpe ist in Abbildung 3-8 dargestellt und wird anhand des in der Abbildung oben ersichtlichen Senkenkreises näher beschrieben.

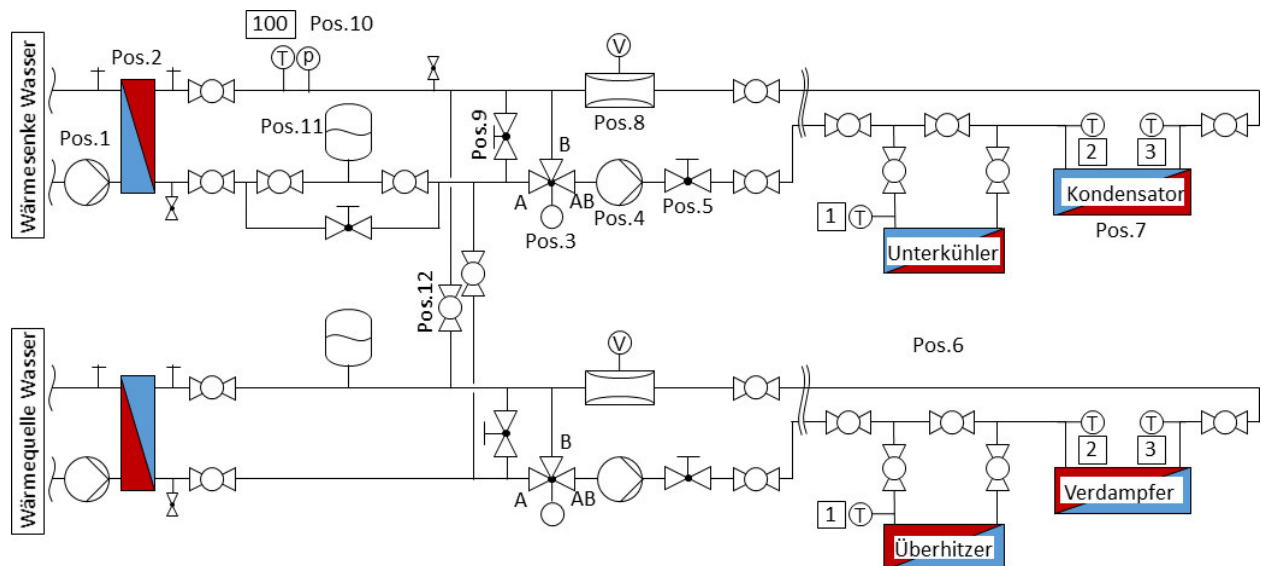


Abbildung 3-8: Schema der Hilfshydraulik mit Senkenkreis (oben) und Quellenkreis (unten)

Der Kreis der Hilfshydraulik ist durch einen Wärmetauscher (Pos. 2) von der restlichen Infrastruktur des Instituts getrennt. Durch die Pumpe auf der Infrastrukturseite des Wärmetauschers (Pos. 1) kann der Verteiler differenzdrucklos betrieben werden. Eine weitere Pumpe im Zwischenkreis (Pos. 4) mit stufenweise veränderbarer Drehzahl sowie ein Strangreguliertventil (Pos. 5) ermöglichen die Variation des Wasserdurchflusses, wodurch die

Spreizung zwischen Ein- und Austrittstemperatur eingestellt werden kann. Der zuschaltbare Unterkühler (Pos. 6) und der Kondensator (Pos. 7) bilden die Wärmesenke der Wärmepumpe. Die Messung der Volumenströme erfolgt mit einem magnetisch-induktiven Durchflussmesser (Pos. 8). Eine Beimischschaltung mit elektrisch angesteuertem 3-Wege-Ventil (Pos. 3) als Aktuator ermöglicht die Regelung der Senkeneintrittstemperatur. Die Ventile haben eine lineare Kennlinie, bei der Ventilstellung 0 % ist der Durchgang AB-B geöffnet, bei 100 % ist der Durchgang AB-A geöffnet. Parallel zu den Ventilen ist ein mittels Strangreguliertventil zu öffnender Bypass (Pos. 9) angeordnet. Da Wärmesenkenaustrittstemperaturen von bis zu 120°C zu erwarten sind, werden beide Kreise der Hilfshydraulik mit etwa 1,5 bar Überdruck betrieben, der im Senkenkreis mit einem Manometer (Pos. 10) überwacht wird. Um diesen Druck auch bei den durch unterschiedliche Betriebstemperaturen hervorgerufenen Dichteänderungen des Wassers konstant zu halten, sind Ausdehnungsgefäße (Pos. 11) verbaut. Durch die Verbindungen der beiden Kreise (Pos. 12) kann die Wärmequellenanlage auch dazu genutzt werden, die Wärmesenkenseite vor dem Start der Wärmepumpe zu erwärmen.

Um die Parameter der PID-Regler für die Eintrittstemperaturen zu ermitteln, wurden die Regelstrecken zunächst mittels Sprungantworten identifiziert. Die Vorgehensweise wird anhand des Senkenkreises erklärt. Bei annähernd konstanter Leistung der Wärmepumpe und konstanter Temperatur der Senkenanlage wurde die Stellung des 3-Wege-Ventils (Pos. 3) in Stufen geändert und die Verläufe der Senkeneintrittstemperatur aufgezeichnet. In Abbildung 3-9 ist der zeitliche Verlauf der Stellgröße (die Position des 3-Wege-Ventils A_{sink}) und der Regelgröße (die Wärmesenkeneintrittstemperatur $t_{sink,in}$) dargestellt.

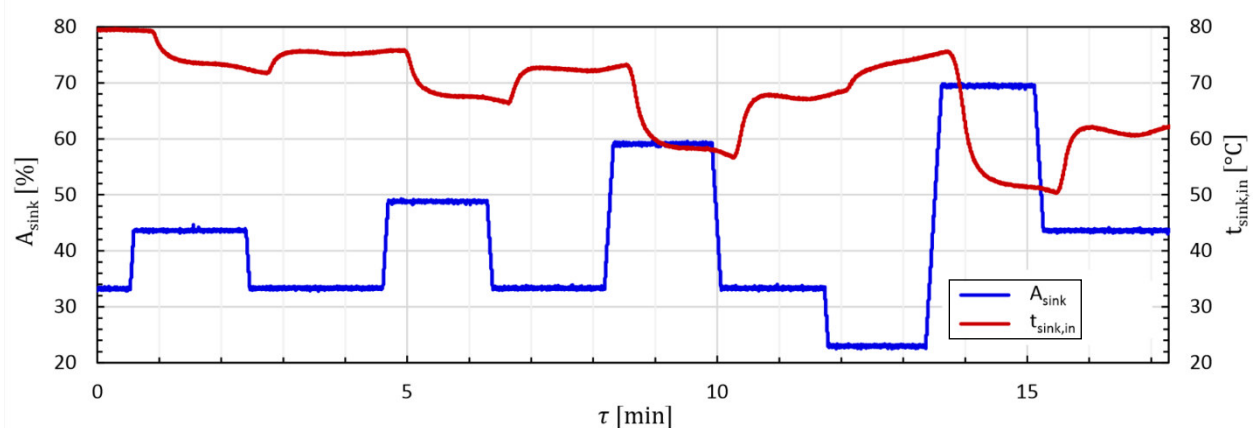


Abbildung 3-9: Sprungantworten der Regelstrecke Senkenkreis

Aus den Verläufen ist ersichtlich, dass eine Änderung der Stellgröße erst nach einer bestimmten Verzugszeit zu einer Änderung der Regelgröße führt und die Änderung mit dem Verhalten eines PT1-Elements angenähert werden kann. Somit wurden die Reglereinstellungen mit dem in Abschnitt 2.4 besprochenen Verfahren nach Chien, Hrones und Reswick vorgenommen. Um ein Überschwingen der Regelgröße zu verhindern und da in stationären Betriebspunkten kein großer Einfluss von Störgrößen zu erwarten ist, wurde der Regler für mit den in Tabelle 2-2 aufgelisteten Parametern für aperiodisches Führungsverhalten ausgelegt. Die ermittelten Reglerparameter für beide Regelkreise sind in Tabelle 3-6 aufgelistet.

Tabelle 3-6: Regelparameter der Quellen- und Senkeneintrittstemperaturen

Regelkreis	Quellenkreis	Senkenkreis
Verstärkung	0,5 %/K	-0,5 %/K
Nachstellzeit	0,1 min	0,2 min
Vorhaltezeit	-	-

Da die Verzugszeit der Regelstrecke vom Durchfluss abhängt, wurde eine modellbasierte Anpassung der Reglerparameter getestet, die die Verzugszeit aus dem aktuell gemessenen Durchfluss berechnet. Die so erhaltenen Reglerparameter verursachten jedoch eine Schwingung der Regelgröße um den Sollwert, weshalb die in Tabelle 3-6 aufgelisteten Parameter für alle Betriebspunkte verwendet wurden.

3.3 Sicherheitskonzept

Um potenzielle Kältemittelleckagestellen zu verhindern, wurde wenn möglich auf Schraubverbindungen verzichtet. So sind die Komponenten des Kältemittelkreises verlötet und die Messungen der Kältemitteltemperatur erfolgen, wie in Abbildung 3-16 dargestellt, über eingelötete Tauchhülsen und darin eingesteckte Thermoelemente und Widerstandsthermometer. Das 3-Wege-Ventil zur Zuschaltung des internen Wärmetauschers und das elektrische Expansionsventil als Drosselorgan sind nach außen hermetisch dicht ausgeführt. Somit stehen nur die piezoelektrischen Druckaufnehmer direkt mit dem Kältemittel in Kontakt. Sollte der Druck im Kältemittelkreis 24 bar übersteigen, öffnen Überdruckventile, die mit einer ins Freie führenden Sammelleitung verbunden sind. Um im Falle einer internen Leckage der Wärmetauscher, bei der Kältemittel in den Wasserkreis eintreten könnte, eine Einbringung von Butan in die Quellen- und Senkenanlage des IWT zu verhindern, erfolgt die hydraulische Anbindung, wie in Abbildung 3-8 dargestellt, über einen Zwischenkreis.

Gehäuseentlüftung:

Um im Fall einer Leckage des Kältemittelkreises die Bildung eines entzündlichen Gasgemisches zu verhindern, sind der Kältemittelkreis und die Wärmetauscher der Wärmepumpe, wie aus Abbildung 3-10 ersichtlich, in einem Gehäuse aufgebaut, das mit zwei Gasdetektoren überwacht wird und über eine Absaugung ins Freie verfügt. Übersteigt die Butankonzentration an einem der beiden Gasdetektoren 20 % der unteren Explosionsgrenze, wird ein optischer und akustischer Alarm ausgelöst, die Anlage (mit Ausnahme der Gasdetektoren, des Gasmesscomputers und der Absaugung) vom Netz genommen und die Absaugung aktiviert. Der verwendete explosionsgeschützte Lüfter (WERNIG CMVeco 125) fördert unter den gegebenen Einbauverhältnissen 520 m³ Luft pro Stunde. Das Volumen des Anlagengehäuses beträgt 4,65 m³, wodurch eine Luftwechselzahl von 110 erreicht wird. Sinkt die Butankonzentration wieder unter einen Wert von 5 % der unteren Explosionsgrenze, wird der Alarm abgestellt. Um die Spannungsversorgung der Anlage wieder herstellen zu können, muss der Alarm mittels eines Tasters im Schaltkasten der Absaugung quittiert werden. Um diesen Sicherheitsmechanismus auch im Falle eines Stromausfalles zu erhalten, werden die Gasmesscomputer und der Lüfter über eine unterbrechungsfreie Stromversorgung versorgt. Die Montage des Lüfters, die Wanddurchführung der Entlüftung und Ausblasleitung sowie die Position des optischen Alarmes sind in Abbildung 3-11 ersichtlich, der Fortluftkamin ist in Abbildung 3-12 gezeigt.

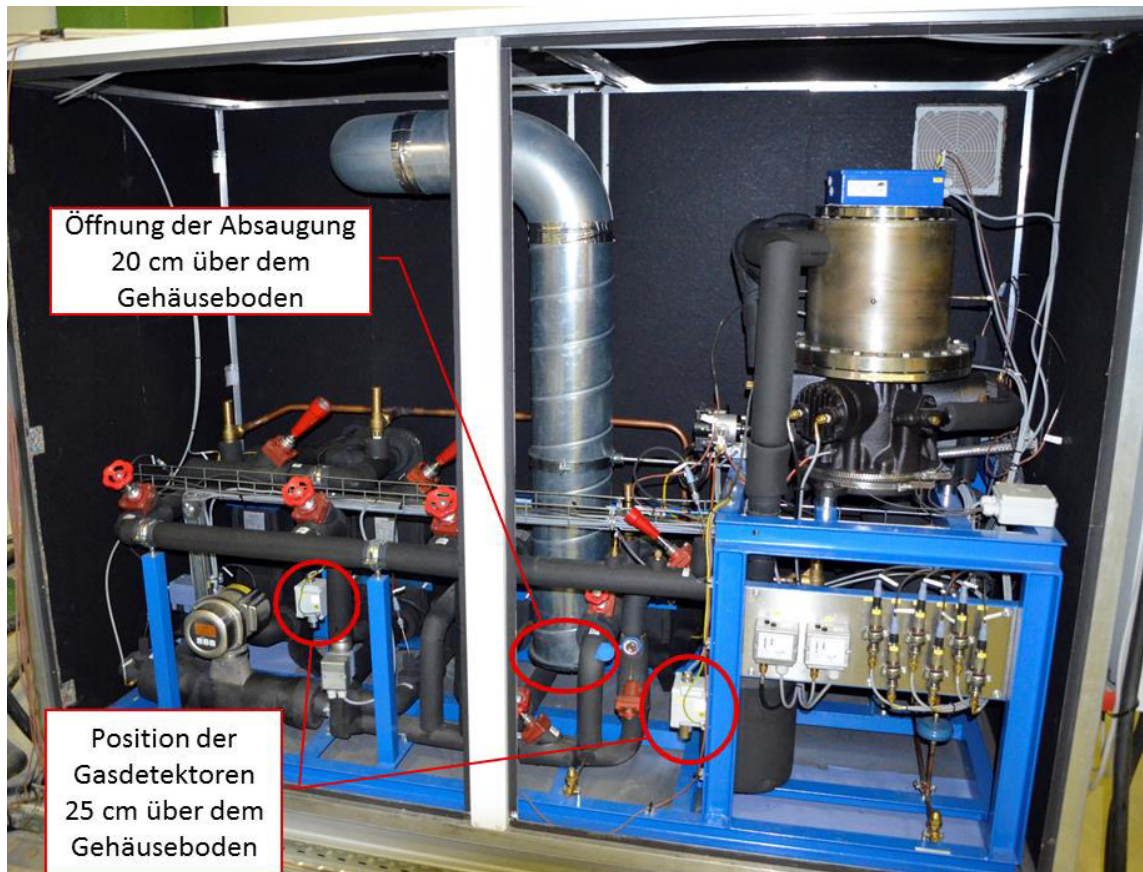


Abbildung 3-10: Anordnung der Gasdetektoren und der Absaugung im Anlagengehäuse

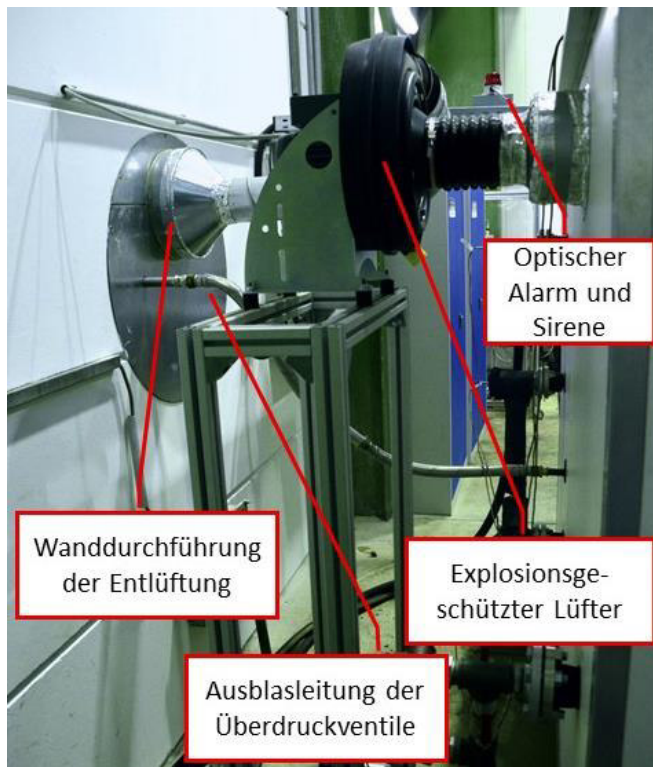


Abbildung 3-11: Gehäuseabsaugung mit
Wanddurchführung



Abbildung 3-12:
Fortluftkamin an der
Gebäudeaußenwand

Gasdetektoren auf Prinzip der katalytischen Verbrennung:

Die zur Erfassung eines Butanaustrittes eingesetzten Wärmetönungsgassensoren basieren auf dem Prinzip der katalytischen Verbrennung. Brennbare Gase werden an der katalytischen Schicht des Fühlerelements oxidiert. Die entstehende Reaktionswärme erwärmt den Heizdraht im Fühlerelement, wodurch sich dessen elektrischer Widerstand ändert. (Hesse und Schnell, 2014) Abbildung 3-13 zeigt den schematischen Aufbau eines Wärmetönungs-Gassensors. Das zuvor beschriebene aktive Fühlerelement ist nach Bieler+Lang GmbH (2017) mit einem Fühlerelement ohne katalytischer Beschichtung zur Kompensation von Umwelteinflüssen, wie in Abbildung 3-14 ersichtlich, in einer Wheatstone-Messbrücke verschalten. Das gemessene Brückensignal ist proportional zur Gaskonzentration.

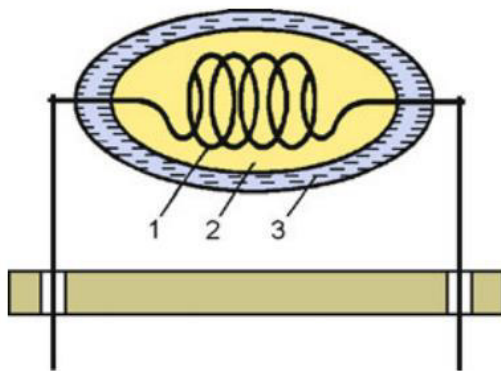


Abbildung 3-13: Wärmetönungs-Gassensor nach Hesse und Schnell (2014): 1 Heizdraht, 2 inertes Oxid, 3 katalytische Schicht

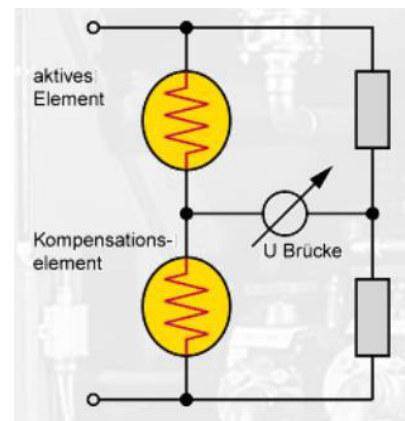


Abbildung 3-14: Auswerteschaltung des Gasmessdetektors nach Bieler+Lang GmbH (2017)

3.4 Prüfstandsleittechnik

Mithilfe des Datenerfassungssystems ist die Kommunikation zwischen dem Messrechner und der im Prüfstand verbauten Messtechnik sowie den Aktuatoren möglich. Die Bedienung des Prüfstandes, sowie Ausgabe und Aufzeichnung von Messwerten wurde durch ein mit der Software LabVIEW geschriebenes Programm umgesetzt.

3.4.1 Datenerfassungssystem cRIO

Die Erfassung von Messsignalen und Ansteuerung von Aktuatoren am Prüfstand erfolgt über das mit dem Messrechner verbundene Echtzeit-Datenerfassungssystem vom Typ cRIO von National Instruments. Dieses System besteht aus einem Basis-Chassis mit integriertem Echtzeitkontroller (cRIO 9074), das bis zu acht Erweiterungsmodule, die über unterschiedliche Ein- und Ausgangskonfigurationen verfügen, aufnehmen kann (NI, 2016e). Die Konfiguration des verwendeten Systems ist in Tabelle 3-7 aufgelistet, das Chassis mit den eingesetzten Modulen ist in Abbildung 3-15 gezeigt.

Tabelle 3-7: Konfiguration des Messdatenerfassungssystems

Steckplatz	Bezeichnung	Typ	Konfiguration
Mod 1	NI 9375	Digital In/Out	16 Eingänge (24 VDC), 16 Ausgänge (6...30 V) ¹
Mod 2	NI 9208	Analog In	16 Eingänge ($\pm 21,5$ mA), 24 bit ²
Mod 3	NI 9265	Analog Out	4 Ausgänge (0...20 mA), 16 bit ³
Mod 4	NI 9263	Analog Out	4 Ausgänge (± 10 V), 16 bit ⁴
Mod 5	NI 9201	Analog In	8 Eingänge (± 10 V), 12 bit ⁵
Mod 6,7	NI 9217	RTD	4 Eingänge für temperaturabhängige Widerstände, 24 bit ⁶
Mod 8	NI 9213	Thermoelemente	16 Eingänge für Thermoelemente ⁷

¹ NI (2017b); ² NI (2016b); ³ NI (2015); ⁴ NI (2016d); ⁵ NI (2016a); ⁶ NI (2016c); ⁷ NI (2017a)

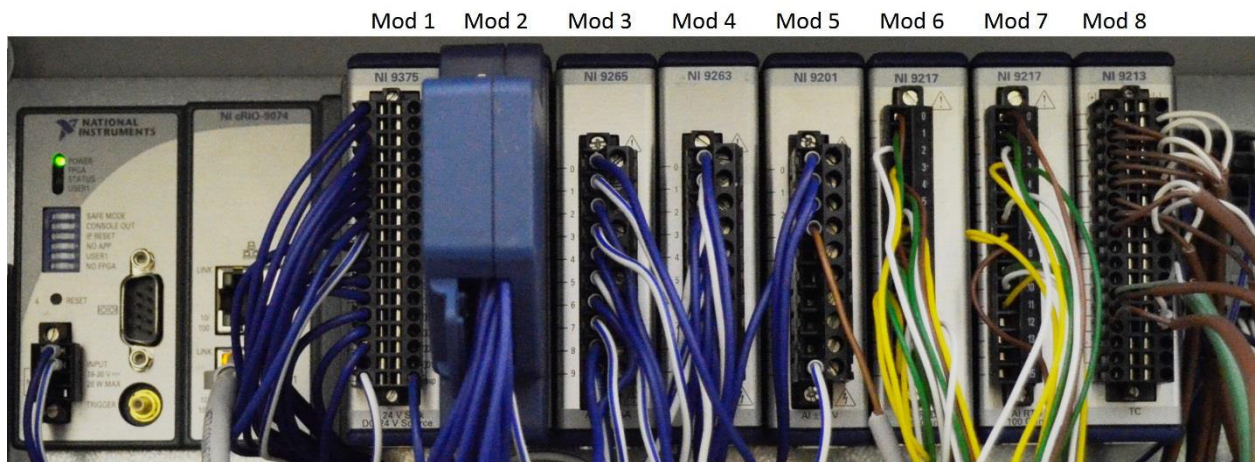


Abbildung 3-15: Datenerfassungssystem mit eingesteckten Modulen

3.4.2 Messtechnik

Nachfolgend werden die verwendeten Sensoren und die zugrundeliegenden Messprinzipien beschrieben, auf die Messunsicherheiten der einzelnen Messketten wird in Abschnitt 0 näher eingegangen.

Kältemittel- und Wassertemperaturen:

Die Messung von Kältemittel- und Wassertemperaturen am Prüfstand erfolgt mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern. In Tabelle A1-1 in Anhang A1 sind die an den in Abbildung 3-2 und Abbildung 3-8 eingezeichneten Messpunkten verwendeten Sensortypen aufgelistet. Die Sensoren im Wasserkreis sind nass verbaut, im Kältemittelkreis sind die Sensoren, wie in Abbildung 3-16 dargestellt, in Schutzrohre, die in die Kältemittelleitungen ragen, eingesteckt. Bei den verwendeten Widerstandsthermometern handelt es sich um Pt100 Mantelwiderstandsthermometer nach DIN EN 60751, Klasse A in 4-Leiterschaltung. Die verwendeten Thermoelemente sind vom Typ T, Genauigkeitsklasse 1.

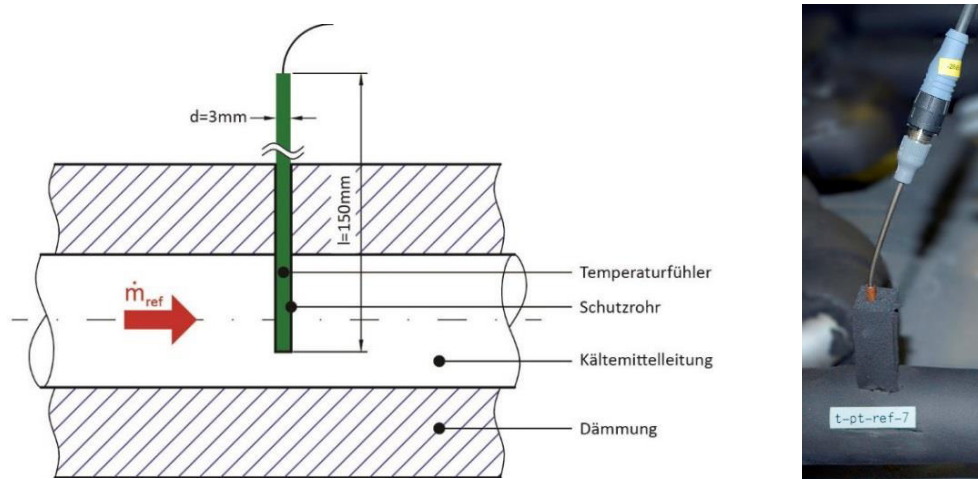


Abbildung 3-16: Einbau der Temperaturfühler in Schutzrohren

Kältemitteldruck:

Die Drücke im Kältemittelkreis werden durch Messung des Relativdruckes gegen Umgebung und Addition des absolut gemessenen Umgebungsdruckes bestimmt. Die verwendeten Druckmessumformer erfassen die Verformung einer Edelstahlmembrane mit einem Dünnschicht-DMS und geben ein dem Druck proportionales Stromsignal aus (PMR, 2016). Die technischen Daten der Druckaufnehmer sind in Tabelle 3-8 ersichtlich, die in Abbildung 3-17 gezeigten Druckaufnehmer sind über Messleitungen mit den einzelnen Druckmesspunkten verbunden.

Tabelle 3-8: Technische Daten der Druckaufnehmer (PMR, 2016)

Hersteller und Typ	PMR PIT-C
Messbereich Absolutdruck	750...1250 mbar
Signalbereich Absolutdruck	4...20 mA
Messbereich Relativdruck	0...40 bar
Signalbereich Relativdruck	4...40 mA



Abbildung 3-17: Montage der Druckaufnehmer

Kältemittelmassenstrom:

Der Kältemittelmassenstrom wird mit einem Coriolis-Massendurchfluss-Messsystem erfasst. Corioliskräfte entstehen, wenn translatorische und rotatorische Bewegungen überlagert werden. Bei dem verwendeten Messgerät stellt die Strömung des Kältemittels durch zwei parallele Messrohre die translatorische Bewegung dar, die mit einer gegenphasigen Schwingung der Rohre, anstelle der Rotationsbewegung, überlagert wird. Die dadurch erzeugten Corioliskräfte führen zu einer vom Kältemittelmassenstrom abhängigen Phasenverschiebung der Schwingung, die messtechnisch erfasst wird. Tabelle 3-9 zeigt die technischen Daten des Massendurchfluss-Messsystems, Abbildung 3-18 die Einbausituation. (Endress+Hauser, 2016)

Tabelle 3-9: Technische Daten Coriolis-Massendurchfluss-Messsystems (Endress+Hauser, 2016)

Hersteller und Typ	Endress+Hauser Proline Promass 83F
Nenn Durchmesser	DN 15
max. Messbereich für Flüssigkeiten	0...6500 kg/h
Messbereich skaliert	0...0,2 kg/s
Signalbereich	4...20 mA



Abbildung 3-18: Einbausituation des Massendurchfluss-Messgerätes

Volumenstrom Anlagenhydraulik:

Die Messung der Wasserdurchflüsse im Quellen- und Senkenkreis der Anlagenhydraulik erfolgt mit dem in Abbildung 3-19 gezeigten magnetinduktiven Durchflussmesser (MID). Dabei wird das Faraday'sche Induktionsprinzip genutzt, wonach in einem Leiter, der sich in einem Magnetfeld bewegt, elektrische Spannung induziert wird. Das strömende Wasser stellt den bewegten Leiter dar, das erforderliche Magnetfeld wird im Messgerät aufgebracht und die zur Strömungsgeschwindigkeit proportionale Spannung wird über Messkontakte erfasst und ausgewertet. Die technischen Daten der in der Quellen- und Senkenhydraulik verbauten MID's sind in Tabelle 3-10 zusammengefasst. (Endress+Hauser, 2010)

Tabelle 3-10: Technische Daten der Durchflussmessgeräte (Endress+Hauser, 2010)

Hersteller und Typ	Endress+Hauser Proline Promag 50P
Nenn Durchmesser	DN 25
max. Messbereich	0,1...10 m/s \pm 0,05...4,9 dm ³ /s
Messbereich Quellenkreis skaliert	0...4 dm ³ /s
Messbereich Senkenkreis skaliert	0...2 dm ³ /s
Signalbereich	4...20 mA



Abbildung 3-19: Magnetinduktives Durchflussmessgerät (Endress+Hauser, 2010)

Energieverbrauch Verdichter und Frequenzumrichter:

Die Messung des Energieverbrauchs erfolgt mit einem Drehstromzähler (ELTAKO DSZ12D-3x65), der mit einem Impulszähler (1000 Impulse je kWh) ausgewertet wurde. Der Messpunkt für den Energieverbrauch liegt, wie in Abbildung 3-20 schematisch dargestellt, vor dem Frequenzumrichter, wodurch der Verbrauch des Frequenzumrichters berücksichtigt wird.

Ausgangsleistung Frequenzumrichter und Synchrondrehzahl:

Der verwendete Frequenzumrichter besitzt Analogausgänge zur Ausgabe von Ausgangsfrequenz und elektrischer Leistung des Verdichtermotors, die über das Datenerfassungssystem eingelesen werden.

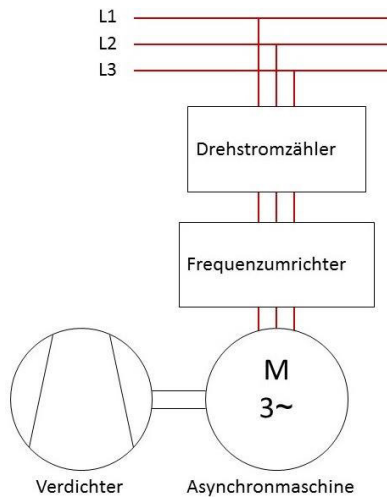


Abbildung 3-20: Messpunkt für die Energieverbrauchsmessung

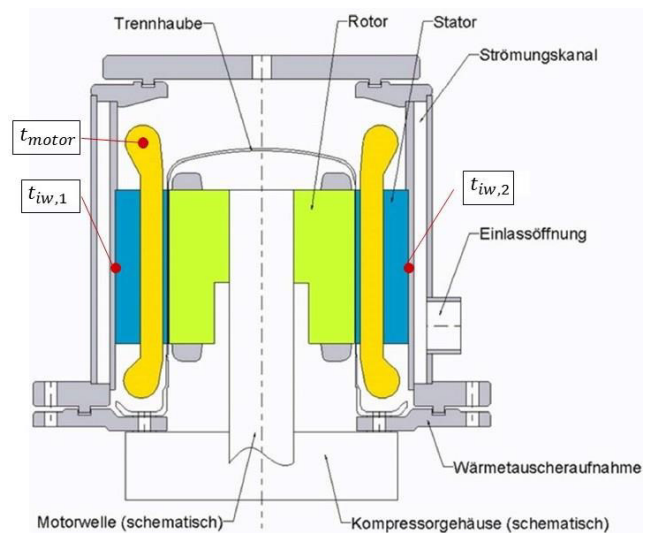


Abbildung 3-21: Messpunkte der Motortemperaturen in Anlehnung an Moisi und Rieberer (2016)

Temperatur des Verdichtermotors:

Im Wicklungskopf des Verdichtermotors ist ein Pt-100-Widerstandsmessfühler positioniert. Neben der Temperaturmessung erfüllt dieser Sensor auch eine Sicherheitsfunktion, da bei Überschreiten einer Temperatur von 180°C der Verdichter abgestellt wird. Weiters sind am Sauggaswärmetauscher zwei Messzugänge vorhanden, durch die zwei Thermoelemente durch den Sauggaswärmetauscher geführt und direkt am Stator platziert wurden. In Abbildung 3-21 sind die Messpunkte der Motortemperatur schematisch eingezeichnet. Alle am Prüfstand erfassten Messgrößen sind in Tabelle A1-1, die zur Ansteuerung des Prüfstandes ausgegebenen Signale in Tabelle A1-2 in Anhang A1 aufgelistet.

4 VERMESSUNG UND AUSWERTUNG

In diesem Kapitel wird zunächst auf die untersuchten Betriebspunkte und die Vorgehensweise bei deren Vermessung eingegangen. Danach wird die Ermittlung der in Kapitel 2 vorgestellten Kenngrößen aus den Messgrößen beschrieben. Abschließend wird noch auf die Analyse der Messunsicherheiten eingegangen.

4.1 Betriebspunkte und Versuchsdurchführung

Wie bereits in Abschnitt 3.1 beschrieben, sind durch entsprechende Verschaltung des Kältemittelkreises unterschiedliche Varianten der Kältemittelunterkühlung und –überhitzung realisierbar. Der Unterkühler wurde in allen Betriebspunkten verwendet, der interne Wärmetauscher (IHX) wurde im Zuge dieser Arbeit nicht untersucht. Die Überhitzung erfolgte entweder nur im Sauggaswärmetauscher (Konfiguration SHX) oder im Überhitzer und Sauggaswärmetauscher (Konfiguration SHX_SUP).

Bei der Kreislaufkonfiguration SHX wurde eine Überhitzung von $\Delta T_{sup,1} = 18\text{ K}$ am Verdichtereintritt, siehe Gl. 4-17, als Sollwert vorgegeben. Diese hohe Überhitzung sollte eine „nasse Verdichtung“ in allen Betriebspunkten mit Sicherheit verhindern. Aufgrund der Vorgabe der Überhitzung am Verdichtereintritt musste die Überhitzung im Verdampfer für jeden Betriebspunkt auf den passenden Wert eingestellt werden, wodurch das Betriebsverhalten des Verdampfers bei unterschiedlichen Überhitzungen ermittelt werden konnte.

Beim Betrieb der Konfiguration SHX_SUP wurde auf eine Überhitzung von $\Delta T_{sup,8} = 4\text{ K}$ am Verdampferaustritt, siehe Gl. 4-15, geregelt, wobei die erreichte Überhitzung in einigen Betriebspunkten periodisch um den Sollwert schwankte. Mit der Überhitzung am Überhitzeraustritt als Regelgröße konnte kein stabiler Betrieb erreicht werden. Durch diese Vorgehensweise konnte das Betriebsverhalten des Verdampfers bei annähernd konstanter Überhitzung ermittelt werden. Auf das Betriebsverhalten der unterschiedlichen Überhitzungsvarianten wird in Abschnitt 5.1.1 näher eingegangen.

Um Betriebsverhalten und Kennwerte der Wärmepumpe in verschiedenen Betriebspunkten untersuchen zu können, wurden folgende Parameter variiert und jeweils in den Konfigurationen SHX und SHX_SUP betrieben:

- Die Verdichterdrehzahl wurde anhand der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters variiert, die auf 35, 50 oder 75 Hz eingestellt wurde.
- Die Eintrittstemperaturen des Wärmequellen- und des Wärmesenkenkreises wurden über die Beimischschaltung der Hilfshydraulik (siehe Abschnitt 3.2) geregelt. Die Spreizungen betragen in allen Betriebspunkten 5 K im Quellen- und 30 K im Senkenkreis.

Die Bezeichnung der Betriebspunkte erfolgte anhand der in Abbildung 4-1 beschriebenen Nomenklatur.

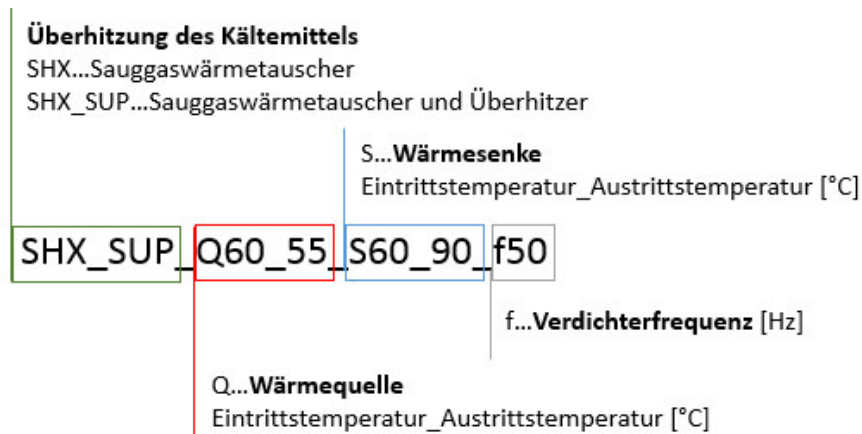


Abbildung 4-1: Bezeichnung der Betriebspunkte

Abbildung 4-2 zeigt die zunächst geplanten und dann tatsächlich vermessenen Betriebspunkte. Bei den grün markierten Betriebspunkten konnte ein stationärer Betrieb erreicht werden, diese Punkte liegen somit im möglichen Betriebsbereich der Hochtemperaturwärmepumpe. Senkenaustrittstemperaturen über 110 °C hatten einen Druckanstieg im Hochdruckteil des Kältemittels über den maximalen Betriebsdruck von 20 bar zur Folge, weshalb diese Betriebspunkte nicht vermessen werden konnten. Bei schraffiert dargestellten Betriebspunkten konnte die eingestellte Kältemittelüberhitzung trotz voll geöffnetem Expansionsventil nicht erreicht werden, bei blau markierten Punkten fand eine Unterkühlung des Kältemittels bereits im Kondensator statt. Auf diese Auffälligkeiten wird in Abschnitt 5.1.2 im Detail eingegangen. Aus zeitlichen Gründen wurden Betriebspunkte, bei denen die Wärmesenkeneintrittstemperatur unter der Wärmequelleneintrittstemperatur lag, nicht vermessen.

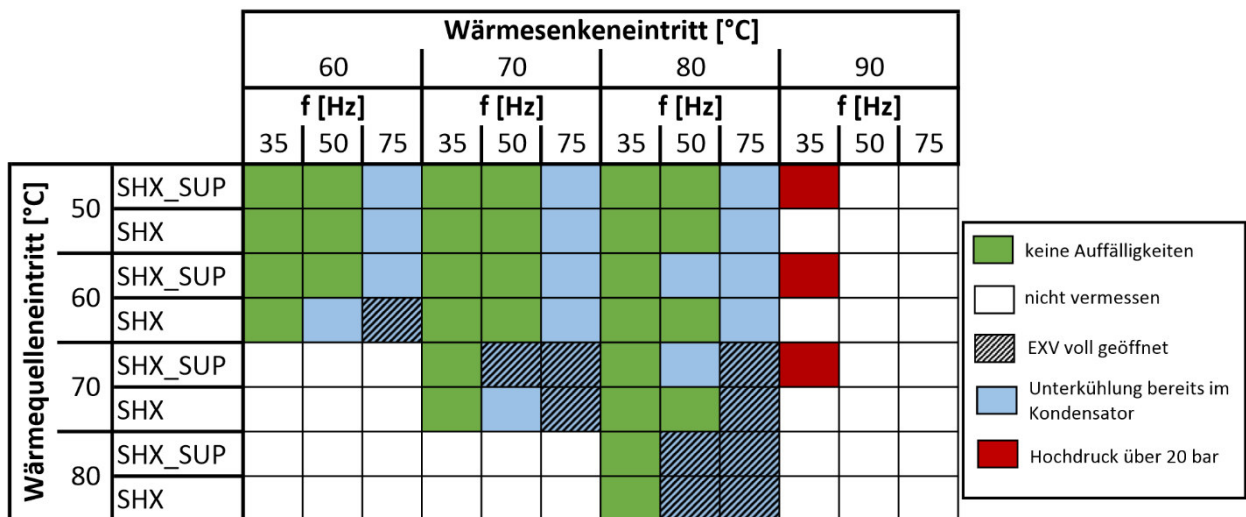


Abbildung 4-2: Messmatrix mit geplanten und tatsächlich vermessenen Betriebspunkten

Um einen Betriebspunkt zu vermessen, wurden die gewünschten Quellen- und Senkeneintrittstemperaturen mittels der Hilfshydraulik eingestellt. Danach wurden die Durchflüsse anhand der Pumpendrehzahlen und Stellungen der Strangreguliertventile angepasst, um die Spreizung im Quellenkreis auf 5 K und im Senkenkreis auf 30 K einzustellen. Sobald die eingestellten Quellen- und –Senkentemperaturen bis auf eine Abweichung von $\pm 0,7 K$ vom Sollwert eingeregelt waren, konnte von einem stationären Betriebspunkt ausgegangen werden,

siehe EN 14511-3:2007, und die Messwerte wurden aufgezeichnet. Die Messdauer für einen Betriebspunkt wurde in Anlehnung an EN 14511-3:2007 mit mindestens 35 Minuten festgelegt. Die Aufzeichnungsrate wurde durch die notwendige Dynamik der Überhitzungsregelung festgelegt. Nach NI (2008) muss das Messintervall eines dynamischen Regelsystems kürzer als ein Zehntel der schnellsten Streckenzeitkonstante sein. In Abbildung 5-26 ist der Verlauf der Kältemittelüberhitzung $\Delta T_{sup,8}$ bei einer Änderung der Öffnung des Expansionsventils A_{EXV} um 5 %-Punkte dargestellt. Die Streckenzeitkonstante wurde als die Zeitdauer bestimmt, die die betrachtete Größe zum Anstieg auf 63 % des Endwertes benötigt und lag in dem betrachteten „stabilen“ Fall bei 4 Sekunden. Um in allen Betriebspunkten eine möglichst schnelle Reaktion des Reglers zu ermöglichen, wurde das Messintervall mit 0,1 Sekunden festgelegt. Aufgrund der Struktur des LabVIEW-Programmes liegt das Aufzeichnungsintervall somit auch bei 0,1 Sekunden.

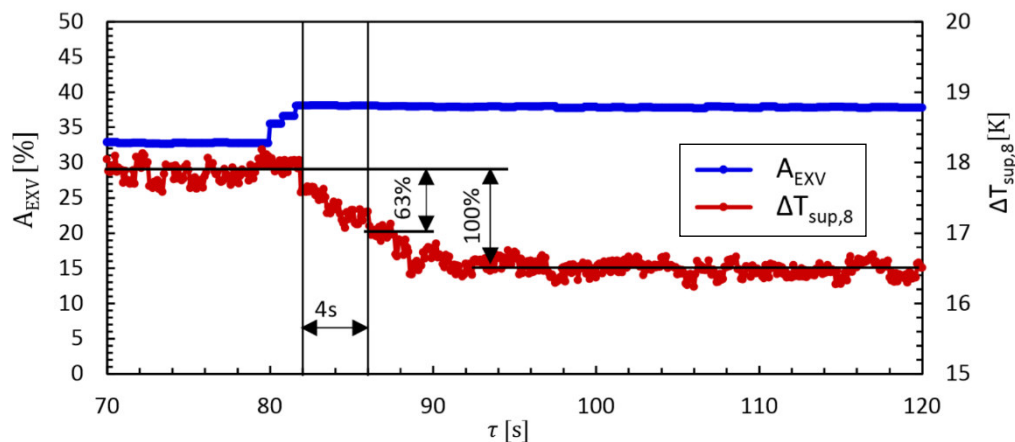


Abbildung 4-3: Sprungantwort der Überhitzung am Verdampferaustritt ($\Delta T_{sup,8}$) bei Änderung der Öffnung des Expansionsventils

Die Messdaten wurden mit dem in Abschnitt 3.4.1 beschriebenen Datenerfassungssystem eingelesen und durch das LabVIEW Programm in einer Excel-Tabelle gespeichert, wobei die Messwerte jedes Aufzeichnungsschrittes in eine eigene Zeile geschrieben wurden. Zur weiteren Auswertung der Messdaten wurde ein Auswerteprogramm mit der Software EES (EES, 2017) geschrieben. Das Programm umfasst folgende Funktionen:

- Einlesen der Messdatendatei
- Darstellung der zeitlichen Verläufe der einzelnen Messgrößen
- Mittelwertbildung über die gesamte Aufzeichnungsdauer oder einem Teil davon, sowie Berechnung der Standardabweichung
- Berechnung von Stoffwerten und den in Abschnitt 4.2 besprochenen Kenngrößen
- Darstellung des Betriebspunktes in einem t/h-Diagramm
- Berechnung der Messunsicherheit der Messgrößen und Kenngrößen
- Ausgabe der Auswertung eines Betriebspunktes in eine Excel Tabelle

Zur Auswertung eines Betriebspunktes wurden nach der Auswahl der einzulesenden Messdatendatei zunächst Mittelwerte und empirische Standardabweichungen der einzelnen Messgrößen über die gesamte Messdauer gebildet.

Diese Mittelwerte werden zur weiteren Berechnung der Kenngrößen verwendet, die Standardabweichungen fließen in die Berechnung der Messunsicherheiten mit ein. Stoffdaten für R600 und Wasser wurden aus der in EES (2017) enthaltenen Stoffdatenbank entnommen. Eine Anleitung zur Benutzung des Auswerteprogrammes befindet sich in Anhang A2.

4.2 Berechnung der Kenngrößen

Im folgenden Abschnitt wird die Berechnung der einzelnen Kenngrößen und Stoffwerte aus den über die Messdauer gemittelten Messgrößen erläutert. Die Stoffwerte wurden für reines Kältemittel bestimmt, Einflüsse durch im Kältemittel gelöstes oder mitgerissenes Verdichterdichteröl wurden nicht berücksichtigt. Die Positionen der einzelnen Messstellen sind in Abbildung 3-2 eingezeichnet.

4.2.1 Temperaturniveaus und Druckverhältnis

Die Verdampfungstemperatur wurde als Sättigungstemperatur am Verdampferaustritt mit dem dort gemessenen Druck $p_{ref,8}$ nach Gl. 4-1 berechnet.

$$t_{evap} = t_{sat}(p_{ref,8}) \quad \text{Gl. 4-1}$$

Die Temperatur im Hochdrucksammler wurde unter der Annahme, dass dort gesättigtes flüssiges Kältemittel vorliegt, mit Gl. 4-2 als Sättigungstemperatur bei dem dort gemessenen Druck $p_{ref,rec}$ ermittelt.

$$t_{rec} = t_{sat}(p_{ref,rec}) \quad \text{Gl. 4-2}$$

Die Kondensationstemperatur wurde mit Gl. 4-3 unter der Annahme, dass der Druckverlust im Ölabscheider vernachlässigbar ist, als Sättigungstemperatur bei dem am Verdichteraustritt gemessenen Druck $p_{ref,2}$ berechnet.

$$t_{cond} = t_{sat}(p_{ref,2}) \quad \text{Gl. 4-3}$$

Das in Gl. 2-6 definierte Druckverhältnis des Verdichters wurde nach Gl. 4-4 mit den an den Messstellen 1 und 2 gemessenen Drücken $p_{ref,1}$ und $p_{ref,2}$ berechnet.

$$\pi = \frac{p_{ref,2}}{p_{ref,1}} \quad \text{Gl. 4-4}$$

4.2.2 Leistungszahlen und Gütegrad

Die zur Berechnung der in Gl. 2-1 definierten Leistungszahl benötigte abgegebene Wärmeleistung kann entweder über den Kältemittelkreis oder den Wasserkreis ermittelt werden. Im Senkenkreis wird im Kondensator und im Unterkühler Leistung vom Kältemittel abgegeben. Mit Gl. 4-5 wurde die wasserseitig abgegebene Leistung berechnet. \dot{V}_{sink} bezeichnet den im Senkenkreis gemessenen Wasservolumenstrom, die Dichte ρ_w wurde bei dem im Senkenkreis vorherrschenden Druck von 2,5 bar sowie der Temperatur $t_{sink,3}$ bestimmt, da das MID mit dieser Temperatur durchströmt wird. Die spezifische Wärmekapazität $c_{p,w}$ wurde beim selben Druck aber bei der Temperatur $(t_{sink,3} + t_{sink,1})/2$ bestimmt.

$$\dot{Q}_{h,w} = \dot{V}_{sink} \cdot \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{sink,3} - t_{sink,1}) \quad \text{Gl. 4-5}$$

Die durchschnittliche elektrische Leistungsaufnahme des Verdichtermotors und Frequenzumrichters wurde nach Gl. 4-6 mit dem gemessenen Energieverbrauch W_{el} und der Messdauer $\tau \geq 35 \text{ min}$ berechnet.

$$P_{el} = \frac{W_{el}}{\tau} \quad \text{Gl. 4-6}$$

Damit wurde die wasserseitige Leistungszahl mit Gl. 4-7 berechnet.

$$COP_{h,w} = \frac{\dot{Q}_{h,w}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 4-7}$$

Zur Berechnung der in Gl. 2-2 definierten Leistungszahl des idealen Carnot-Prozesses nach Gl. 4-8 wurden die Senkenaustrittstemperatur $T_{sink,3}$ und die Quelleneintrittstemperatur $T_{source,in}$ in Kelvin eingesetzt. $T_{source,in}$ wurde bei Verwendung des Überhitzers in Messpunkt 1, sonst in Messpunkt 2 gemessen.

$$COP_{C,h} = \frac{T_{sink,3}}{(T_{sink,3} - T_{source,in})} \quad \text{Gl. 4-8}$$

Der in Gl. 2-5 definierte Gütegrad wurde mit Gl. 4-9 auf die wasserseitige Leistungszahl bezogen.

$$v_{real,w} = \frac{COP_{h,w}}{COP_{C,h}} \quad \text{Gl. 4-9}$$

4.2.3 Wirkungsgrade und Liefergrad

In Abbildung 4-4 sind die Systemgrenzen und Bezugspunkte der für die Leistungszahlen und Wirkungsgrade relevanten elektrischen Leistungen und den Energieverbrauch eingezeichnet.

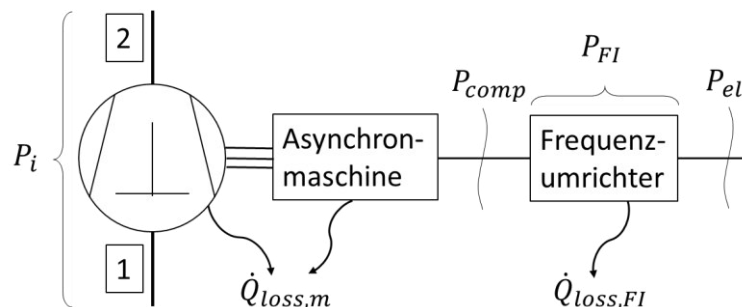


Abbildung 4-4: An der Verdichtereinheit auftretende Leistungen und Verluste

Der in Gl. 2-7 definierte isentrope Gesamtwirkungsgrad wurde nach Gl. 4-10 mithilfe des gemessenen Kältemittelmassenstroms \dot{m}_{ref} und der ermittelten Leistung von Verdichter und Frequenzumrichter P_{el} nach Gl. 4-6 berechnet. $h_{ref,1}$ bezeichnet die Enthalpie des Kältemittels beim Druck $p_{ref,1}$ und der Temperatur $t_{ref,1}$, $h_{ref,2}$ die Enthalpie beim Druck $p_{ref,2}$ und der Temperatur $t_{ref,2}$. Die Enthalpie bei einer isentropen Verdichtung von Zustand 1 auf 2 ($h_{ref,2s}$)

wurde durch die Enthalpie bei Druck $p_{ref,2}$ und der mit $p_{ref,1}$ und $t_{ref,1}$ ermittelten Entropie bestimmt.

$$\eta_{is,overall} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,2s} - h_{ref,1})}{P_{el}} \quad \text{Gl. 4-10}$$

Der in Gl. 2-8 definierte „innere“ isentrope Wirkungsgrad des Verdichters wurde mit Gl. 4-11 berechnet.

$$\eta_{is} = \frac{h_{ref,2s} - h_{ref,1}}{h_{ref,2} - h_{ref,1}} \quad \text{Gl. 4-11}$$

Der in Gl. 2-9 definierte „mechanische“ Wirkungsgrad des Verdichters wurde mit Gl. 4-12 ermittelt. P_{comp} bezeichnet die am Frequenzumrichter gemessene Ausgangsleistung.

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,2} - h_{ref,1})}{P_{comp}} \quad \text{Gl. 4-12}$$

Der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters wurde mit Gl. 4-13 berechnet.

$$\eta_{Fl} = \frac{P_{comp}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 4-13}$$

Um den Schlupf der Asynchronmaschine zu berücksichtigen, wurde der in Gl. 2-12 definierte Liefergrad des Verdichters mit Gl. 4-14 auf die Synchrondrehzahl bezogen berechnet, die mit der Polpaarzahl $z = 2$ der verwendeten Asynchronmaschine aus der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters f bestimmt wurde. Die Sauggasdichte wurde mit dem Druck $p_{ref,1}$ und der Temperatur $t_{ref,1}$ bestimmt und das Hubvolumen aus dem Nennvolumenstrom $\dot{V}_{h,nom}$ bei 1450 U/min ermittelt.

$$\lambda_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref,1} \cdot \frac{\dot{V}_{h,nom}}{1450} \cdot \frac{f \cdot 60}{z}} \quad \text{Gl. 4-14}$$

4.2.4 Überhitzung und Unterkühlung des Kältemittels

Die Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt wurde mit Gl. 4-15 als Differenz zwischen der Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt und der Verdampfungstemperatur, die als Sättigungstemperatur beim Druck $p_{ref,8}$ bestimmt wurde, berechnet.

$$\Delta T_{sup,8} = t_{ref,8} - t_{evap} = t_{ref,8} - t_{sat}(p_{ref,8}) \quad \text{Gl. 4-15}$$

Um die im Überhitzer und Sauggaswärmetauscher auftretenden Druckverluste zu berücksichtigen, wurde die Überhitzung auf die Sättigungstemperatur bei dem im Bezugspunkt der Überhitzung gemessenen Kältemittel-Druck bezogen. In Abbildung 4-5 ist links ein t/h-Diagramm des Betriebspunktes SHX_SUP_Q60_55_S80_110_f75 dargestellt. Rechts ist der Bereich des Überhitzers und Sauggaswärmetauschers vergrößert dargestellt. Wie aus dem rechten Diagramm zu erkennen ist, entspricht der Druckverlust im Überhitzer einer Änderung der Sättigungstemperatur von 1 K, der Druckverlust im Sauggaswärmetauscher entspricht einer

Änderung der Sättigungstemperatur von 4,7 K. Wird die Überhitzung am Verdichtereintritt auf die Verdampfungstemperatur, $t_{sat}(p_{ref,8})$, bezogen, ergibt sich eine um 5,7 K höhere Überhitzung als bei Bezug auf die Sättigungstemperatur bei $p_{ref,1}$. Da der tatsächlich am Verdichtereintritt herrschende Zustand für die Vermeidung einer nassen Kompression entscheidend ist, ist $\Delta T_{sup,1}$ relevant.

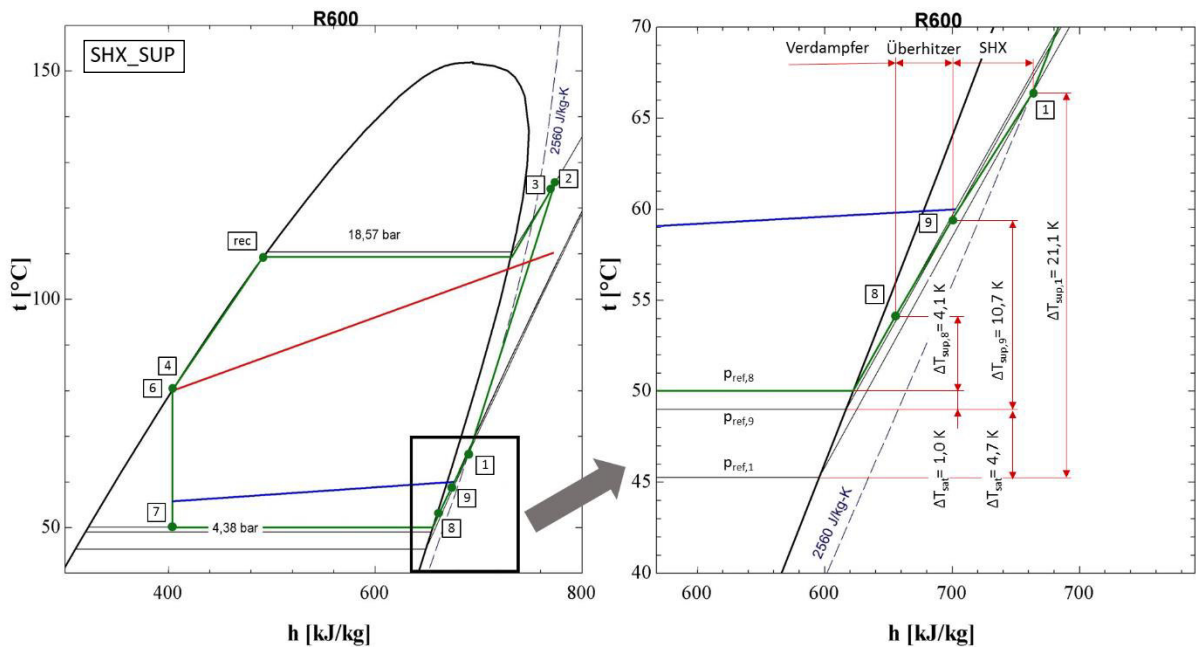


Abbildung 4-5: Einfluss des Druckverlustes in Überhitzer und Sauggaswärmetauscher auf die Berechnung der Kältemittelüberhitzung

Die Überhitzung im Messpunkt 9 wurde nach Gl. 4-16 mit den dort gemessenen Werten $p_{ref,9}$ und $t_{ref,9}$ berechnet.

$$\Delta T_{sup,9} = t_{ref,9} - t_{sat}(p_{ref,9}) \quad \text{Gl. 4-16}$$

Bei der Überhitzung am Verdichtereintritt wurden mit Gl. 4-17 die Messwerte aus Messpunkt 1 verwendet.

$$\Delta T_{sup,1} = t_{ref,1} - t_{sat}(p_{ref,1}) \quad \text{Gl. 4-17}$$

Die Unterkühlung des Kältemittels wurde auf die Sättigungstemperatur im Hochdrucksammler bezogen, die mit dem dort gemessenen Kältemitteldruck $p_{ref,rec}$ berechnet wurde. Die Unterkühlung nach dem Unterkühler wurde nach Gl. 4-18 mit der an Messpunkt 4 gemessenen Temperatur $t_{ref,4}$ berechnet.

$$\Delta T_{sub,4} = t_{sat}(p_{ref,rec}) - t_{ref,4} \quad \text{Gl. 4-18}$$

Da im Hochdrucksammler lediglich der Druck, aber nicht die Temperatur gemessen wurde, konnte der tatsächliche Austrittszustand aus dem Kondensator nicht direkt bestimmt werden. Um die Annahme des gesättigten Zustandes am Kondensatoraustritt zu überprüfen, wurde die im Kondensator an den Senkenkreis abgegebene Leistung mit der möglichen Leistungsabgabe des Kältemittels bei Enthitzung und Kondensation von Zustand 3 bis zum gesättigten flüssigen Zustand im Hochdrucksammler (Zustand rec) verglichen. In Abbildung 4-6 ist die Leistungsbilanz

am Kondensator schematisch dargestellt. Die wasserseitig im Kondensator abgegebene Leistung wurde mit Gl. 4-19 berechnet. \dot{V}_{sink} bezeichnet den im Senkenkreis gemessenen Wasservolumenstrom, die Dichte ρ_w wurde bei dem im Senkenkreis vorherrschenden Druck von 2,5 bar sowie der Temperatur $t_{sink,3}$ bestimmt, da das MID mit dieser Temperatur durchströmt wird. Die spezifische Wärmekapazität $c_{p,w}$ wurde beim selben Druck, aber bei der Temperatur $(t_{sink,3} + t_{sink,2})/2$ bestimmt.

$$\dot{Q}_{cond,hx,w} = \dot{V}_{sink} \cdot \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{sink,3} - t_{sink,2}) \quad \text{Gl. 4-19}$$

Die vom Kältemittel durch Enthitzung und Kondensation bis zum Sättigungszustand im Hochdrucksammler abgegebene Leistung wurde mit Gl. 4-20 berechnet. Dabei bezeichnet $h_{ref,rec}$ die Enthalpie gesättigter Flüssigkeit bei dem im Hochdrucksammler gemessenen Druck $p_{ref,rec}$.

$$\dot{Q}_{cond,sat,ref} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,3} - h_{ref,rec}) \quad \text{Gl. 4-20}$$

Liegt die so berechnete kältemittelseitige Leistung unter der gemessenen - an den Senkenkreis abgegebenen - Leistung, konnte die Differenz durch eine bei der Berechnung nicht berücksichtigte weitere Unterkühlung im Kondensator aufgetreten sein. Mithilfe dieser nach Gl. 4-21 berechneten Leistungsdifferenz $\dot{Q}_{cond,hx,diff}$ und der mittleren spezifischen Wärmekapazität des flüssigen gesättigten Kältemittels $\overline{c_{p,l}}$ bei dem im Hochdrucksammler gemessenen Druck $p_{ref,rec}$ konnte die Unterkühlung im Kondensator nach Gl. 4-22 abgeschätzt werden.

$$\dot{Q}_{cond,hx,diff} = \dot{Q}_{cond,hx,w} - \dot{Q}_{cond,sat,ref} \quad \text{Gl. 4-21}$$

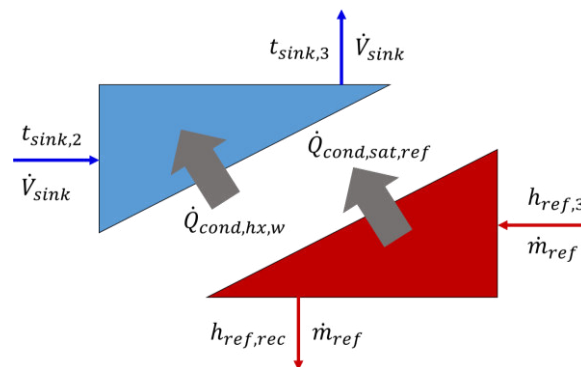


Abbildung 4-6: Leistungsbilanz am Kondensator

$$\Delta T_{sub,cond} = \frac{\dot{Q}_{cond,hx,diff}}{\dot{m}_{ref} \cdot \overline{c_{p,l}}} \quad \text{Gl. 4-22}$$

4.2.5 Leistungen des Verdampfers und Überhitzers

Im Wärmequellenkreis wird im Verdampfer und Überhitzer Wärmeleistung an das Kältemittel abgegeben. Die vom Quellenkreis abgegebene Leistung wurde mit Gl. 4-23 berechnet. Dabei bezeichnet \dot{V}_{sink} den im Quellenkreis gemessenen Wasservolumenstrom, die Dichte ρ_w wurde bei dem im Quellenkreis vorherrschenden Druck von 2,5 bar sowie der Temperatur $t_{source,3}$ bestimmt, da das MID mit dieser Temperatur durchströmt wird. Die spezifische Wärmekapazität wurde beim selben Druck, aber bei der mittleren Wassertemperatur $(t_{source,in} + t_{source,3})/2$, bestimmt. Bei Verwendung des Überhitzers (Verschaltung SHX_SUP) wurde $t_{source,in} = t_{source,1}$ gesetzt, sonst $t_{source,in} = t_{source,2}$. Die Positionen der Messstellen sind in Abbildung 3-2 dargestellt.

$$\dot{Q}_{evap,w} = \dot{V}_{source} \cdot \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{source,in} - t_{source,3}) \quad \text{Gl. 4-23}$$

Die im Sauggaswärmetauscher der Motorkühlung vom Kältemittel aufgenommene Wärmeleistung wurde mit Gl. 4-24 berechnet.

$$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,1} - h_{ref,9}) \quad \text{Gl. 4-24}$$

4.3 Analyse der Messunsicherheiten

Da bei der Messung der einzelnen Größen am Prüfstand Messabweichungen auftreten, sind die aus den gemessenen Größen berechneten Werte mit Unsicherheiten behaftet. Die Ermittlung dieser Unsicherheiten folgt der Vorgehensweise des Guide to Uncertainty of Measurement (GUM) und wird im folgenden Abschnitt näher erklärt. (JCGM, 2008)

1. Aufstellen des mathematischen Zusammenhangs zwischen Messgröße Y und Eingangsgrößen X_i , der Modellgleichung in der Form von Gl. 4-25

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad \text{Gl. 4-25}$$

2. Die Messung ergibt den Schätzwert x_i für die Eingangsgröße X_i .
3. Evaluieren des Erwartungswertes der Messabweichung $u(x_i)$ jeder Eingangsgröße. Bei unabhängigen Wiederholungsmessungen kann das durch die statistische Auswertung und Berechnung der empirischen Standardabweichung erfolgen. Im Zuge dieser Arbeit wurden damit instationäre Abweichungen des zeitlichen Verlaufes vom stationären Wert berücksichtigt. Liegen Herstellerangaben bezüglich Fehlergrenzen vor, kann unter Annahme einer Wahrscheinlichkeitsverteilung der Erwartungswert der Messabweichung bestimmt werden. Wird eine Rechteckverteilung, bei der alle Werte in einem Intervall mit der Breite $2a$ mit der gleichen Wahrscheinlichkeit auftreten, angenommen, kann der Erwartungswert der Messunsicherheit mit Gl. 4-26 berechnet werden.

$$u(x_i) = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad \text{Gl. 4-26}$$

4. Berechnen der vom Messwert abgeleiteten Größe anhand der Modellgleichung

5. Bestimmung der kombinierten Messunsicherheit der Messgröße anhand der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung mittels Gl. 4-27

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i)} \quad \text{Gl. 4-27}$$

6. Angabe der Messgröße und der berechneten Unsicherheit

Nach Korrektur der Messwerte um die durch die Kalibrierung bekannte systematische Abweichung wird bei der weiteren Analyse nicht mehr zwischen zufälligen und systematischen Messabweichungen unterschieden. Dies stellt den größten Kritikpunkt an der Vorgehensweise nach GUM dar, da das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz eigentlich nur für zufällige Messabweichungen gilt (Hoffmann, 2015).

Anwendung auf eine Messkette mit mehreren Unsicherheitsquellen:

Die kombinierte Messunsicherheit nach Gl. 4-27 ist die Wurzel der kombinierten Varianz $u_c^2(y)$. Um sie zu berechnen werden die Varianzen der einzelnen Eingangsgrößen $u(x_i)$ mit den als Sensitivitätskoeffizienten bezeichneten Ableitungen der Messgröße nach der jeweiligen Eingangsgröße $\delta f / \delta x_i$ multipliziert, diese Terme quadriert und aufsummiert. Die kombinierte Varianz ist somit, wie in Gl. 4-28 ersichtlich, die Summe der Quadrate der durch die einzelnen Einflüsse verursachten Unsicherheiten u_i des Messwertes y . (JCGM, 2008)

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\delta f}{\delta x_i} u(x_i) \right]^2 = \sum_{i=1}^N u_i^2(y) \quad \text{Gl. 4-28}$$

Angewendet auf eine Messkette bedeutet dies, dass zur Bestimmung der Varianz der Messkette die Quadrate der Varianzen, die die einzelnen Unsicherheitsquellen wiedergeben, aufsummiert werden. Die Messunsicherheit ergibt sich dann als Wurzel daraus.

Anwendung bei Fehlergrenzen bezogen auf das Sensorsignal oder den Messwert:

Wird der Messwert y durch die lineare Skalierung des Signals x mit dem Skalierungsfaktor k und dem Offset d bestimmt, zeigt Gl. 4-29 die Modellgleichung der Messung.

$$y = x \cdot k + d \quad \text{Gl. 4-29}$$

Die zur Messung des Kältemitteldruckes verwendeten Relativdruckaufnehmer geben für den Messbereich 0...40 bar den Signalbereich 4...20 mA aus. Daraus ergibt sich ein Skalierungsfaktor von $k_{p,rel} = 2,5 \text{ bar/mA}$ und ein Offset von $d_{p,rel} = -10 \text{ bar}$. Der gemessene Druck kann nun durch Einsetzen in Gl. 4-29 aus dem Signal des Druckaufnehmers $x_{p,rel}$ berechnet werden. Ein Messsignal von 10 mA entspricht somit nach Gl. 4-30 einem gemessenen Relativdruck von 15 bar.

$$p_{rel} = 2,5 \frac{\text{bar}}{\text{mA}} \cdot 10 \text{ mA} - 10 \text{ bar} = 15 \text{ bar} \quad \text{Gl. 4-30}$$

Einsetzen von Gl. 4-29 in Gl. 4-27 ergibt Gl. 4-31, den Einfluss der Unsicherheit des Signals $u(x)$ auf den Messwert.

$$u_c(y) = \sqrt{\left(\frac{\delta y}{\delta x}\right)^2 \cdot u^2(x)} = \sqrt{k^2 \cdot u^2(x)} = k \cdot u(x) \quad \text{Gl. 4-31}$$

Werden für die einzelnen Fehlergrenzen Rechteckverteilungen nach Gl. 4-26 angenommen und die somit erhaltenen Erwartungswerte nach Gl. 4-28 kombiniert, ergibt Gl. 4-32 allgemein die kombinierte Messunsicherheit einer Messkette. Die einzelnen Fehlergrenzen a_{xi} stellen Abweichungen im Sensorsignal dar, die Fehlergrenzen a_{yi} Abweichungen im Messwert.

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_i^N \frac{k^2 \cdot a_{xi}^2 + a_{yi}^2}{3}} \quad \text{Gl. 4-32}$$

Werden relative Fehlergrenzen der Messgeräte in der Form von Gl. 4-33 mit f_i als beliebiger Faktor (z.B.: $f=0,01$ für eine relative Fehlergrenze des Messgerätes von 1%) berücksichtigt, wird der Einfluss der Faktoren x und d der Signalskalierung deutlich.

$$a_{xi} = f_i \cdot x = f_i \cdot \frac{y - d}{k} \quad \text{Gl. 4-33}$$

Die Auswertung eines Betriebspunktes erfolgte durch Mittelwertbildung über die Messdauer. Die empirische Standardabweichung nach Gl. 4-34 gibt mit der Anzahl der Einzelmessungen n die Streuung der Messwerte y_i um den Mittelwert \bar{y} an und wird als weiterer Einfluss auf die Messunsicherheit berücksichtigt.

$$s_y = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad \text{Gl. 4-34}$$

Gl. 4-35 wurde zur Berechnung der Messunsicherheit einer Messkette verwendet.

$$u(y) = \sqrt{\sum_i^N \frac{k^2 \cdot a_{xi}^2 + f_i^2 \cdot (y - d)^2 + a_{yi}^2}{3} + s_y^2} \quad \text{Gl. 4-35}$$

Dadurch konnten bei nicht kalibrierten Messketten sowohl auf den Messwert als auch auf das Signal bezogene Fehlergrenzen der Sensoren und der Datenerfassungsmodule berücksichtigt werden.

4.3.1 Messunsicherheiten der einzelnen Messketten

Um die Messunsicherheiten der gemessenen Größen zu bestimmen, wurden zunächst die einzelnen Messketten betrachtet. Die Temperaturfühler wurden kalibriert und die Messabweichungen anhand einer Kontrollmessung bestimmt, bei den weiteren Messketten wurden Herstellerangaben zu Fehlergrenzen verwendet und in Tabelle 4-1 zusammengefasst.

Tabelle 4-1: Fehlergrenzen der Sensoren und Aufnehmer (ausgenommen Temperaturfühler)

analoge Spannungseingänge (Modul NI9201) ¹	$\pm 0,26\%$ v. Signal $\pm 0,46\%$ FS (10,53 V)
analoge Stromeingänge (Modul NI9208) ²	$\pm 0,76\%$ v. Signal $\pm 0,04\%$ FS (22 mA)
Absolutdruck ³	$\pm 0,3\%$ FS (20 mA)
Relativdruck Kältemittel ³	$\pm 0,2\%$ FS (20 mA)
Massenstrom Kältemittel ⁴	$\pm \left(0,1\% \pm \left[\frac{0,2\text{kg/h}}{\text{Messwert in kg/h}} \right] \% \right)$ v. Messwert
Volumenstrom Wärmequellen- und Wärmesenkenkreis ⁵	$\pm 0,5\%$ v. Messwert ± 1 mm/s ($\cong \pm 0,5\%$ v. Messwert $\pm 0,0005$ dm ³ /s)
Energieverbrauch Verdichter und FU ⁶ Auswertung über Impulzzähler	$\pm 1\%$ vom gemessenen Energieverbrauch ± 2 Wh (2 Impulse)
Ausgangsleistung FU ⁷	$\pm 0,1\%$ FS (20 mA)
Ausgangsfrequenz FU ⁷	$\pm 0,1\%$ FS (10 V)
FS...full scale ¹ NI (2016a); ² NI (2016b); ³ PMR (2016); ⁴ Endress+Hauser (2016); ⁵ Endress+Hauser (2010); ⁶ Eltako (2013); ⁷ ABB (2016)	

Kältemitteldruck:

Bei der Berechnung der Messunsicherheit des relativ zur Umgebung gemessenen Kältemitteldruckes wurden Nullpunkt- und Verstärkungsfehler des Datenerfassungsmoduls NI9208, die Fehlergrenzen des Relativdruckaufnehmers und die empirische Standardabweichung bei der Auswertung des Messpunktes berücksichtigt.

Am Beispiel eines Betriebspunktes mit dem Messwert $p_{ref,1} = 4,51 \text{ bar}$ und der Standardabweichung $s_{p,ref,1} = 0,013 \text{ bar}$ wurde durch Einsetzen der Werte aus Tabelle 4-1 in Gleichung Gl. 4-36 die Messunsicherheit berechnet. Die berücksichtigten Fehlergrenzen des Datenerfassungsmoduls NI 9208 und des Relativdruckaufnehmers sind in Tabelle 4-1 aufgelistet und betragen für den Verstärkungsfehler 0,76% des Signals ($f_{NI,gain} = 0,076$), für den Offsetfehler 0,04% des Vollbereichssignals ($a_{x,NI,offset} = 0,0004 \cdot 22 \text{ mA} = 0,0088 \text{ mA}$) und für den Druckaufnehmer 0,2% des Vollbereichssignals ($a_{x,p,rel} = 0,002 \cdot 20 \text{ mA} = 0,04 \text{ mA}$).

$$\begin{aligned}
 u(p_{ref,1}) &= \sqrt{\frac{k_{p,rel}^2 \cdot (a_{x,NI,offset}^2 + a_{x,p,rel}^2) + f_{NI,gain}^2 \cdot (p_{ref,1} - 1 - d_{p,rel})^2}{3} + s_{p,ref,1}^2} \\
 &= \sqrt{\frac{\left(2,5 \frac{\text{mA}}{\text{bar}}\right)^2 \cdot (0,0088^2 \text{ mA}^2 + 0,04^2 \text{ mA}^2) + 0,0076^2 \cdot (4,51 \text{ bar} - 1 \text{ bar} + 10 \text{ bar})^2}{3} + (0,013 \text{ bar})^2} \\
 &= 0,08 \text{ bar}
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 4-36}$$

Die Messung des Kältemitteldruckes in Messpunkt 1 ergab bei diesem Betriebspunkt somit $p_{ref,1} = 4,51 \text{ bar} \pm 0,08 \text{ bar}$. Auf den vollen Messbereich von 40 bar bezogen, beträgt die Messunsicherheit $\pm 0,23 \text{ bar}$.

Da die Messunsicherheit der Absolutdruckmessung 0,005 bar beträgt, und eine Kombination nach Gl. 4-28 eine kombinierte Messunsicherheit von 0,08 bar ergibt, wurde für die Messunsicherheit des Kältemitteldruckes nur die Messunsicherheit der Relativdruckmessung berücksichtigt.

Kältemittelmassenstrom:

Da das Coriolis-Massenstrom-Messsystem ein Stromsignal ausgibt, wurden auch hier Nullpunkt- und Verstärkungsfehler des Datenerfassungsmoduls NI9208 berücksichtigt. Die Fehlergrenze des Messsystems selbst besteht aus zwei Anteilen. Für die Fehlergrenzen beider Anteile wurden anhand einer Rechteckverteilung Erwartungswerte berechnet, die dann, wie in Gl. 4-28 gezeigt, summiert wurden. Der Einfluss durch im Kältemittel gelöstes oder mitgerissenes Verdichteröl wurde nicht berücksichtigt.

Volumenstrom Wärmequellen- und Wärmesenkenkreis:

Neben den bereits besprochenen Fehlergrenzen der Datenerfassung wurde eine konstante Fehlergrenze der Fluidgeschwindigkeitsmessung und eine auf das Signal bezogene relative Fehlergrenze berücksichtigt.

Energieverbrauch Verdichter und Frequenzumrichter:

Der Energieverbrauch wurde durch Zählen von diskreten Impulsen ermittelt. Da die Aufzeichnung eines Messpunktes im ungünstigsten Fall unmittelbar nach Ausgabe eines Impulses gestartet und vor Ausgabe des letzten Impulses beendet wird, wurden neben der relativen Fehlergrenze des Drehstromzählers zwei Impulse als Fehlergrenze für die Auswertung der Energieverbrauchsmessung berücksichtigt.

Ausgangsleistung Frequenzumrichter und Synchrondrehzahl:

Je nach Signalart wurden auch neben Verstärkungs- und Nullpunktfehler der Datenerfassungsmodule (NI9208 für Stromsignale, NI9201 für Spannungssignale) die Fehlergrenzen der Analogausgänge des Frequenzumrichters berücksichtigt.

Temperaturmessung:

Vor der Inbetriebnahme des Prüfstandes wurden die verwendeten Thermoelemente und Widerstandstemperatursensoren an das Datenerfassungssystem angeschlossen und so die gesamte Messkette mithilfe eines Thermostatbeckens kalibriert. Der Referenzfühler weist nach DOSTMANN (2015) eine Messabweichung von $u_{pT,ref} = \pm 0,02 \text{ K}$ für den verwendeten Messbereich auf, die in weiterer Folge vernachlässigt wurde. Aus den Daten der Kalibriermessungen wurden Korrekturen für die nun bekannten systematischen Messabweichungen ermittelt. In einem Vergleich der korrigierten Messdaten mit einer Kontrollmessung, siehe Abbildung 4-7, wurden die für die weiteren Berechnungen verwendeten Messabweichungen der jeweiligen Messfühler zu $u_{pT} = \pm 0,1 \text{ K}$ für die Widerstandsthermometer und $u_{TC} = \pm 0,25 \text{ K}$ für die Thermoelemente bestimmt.

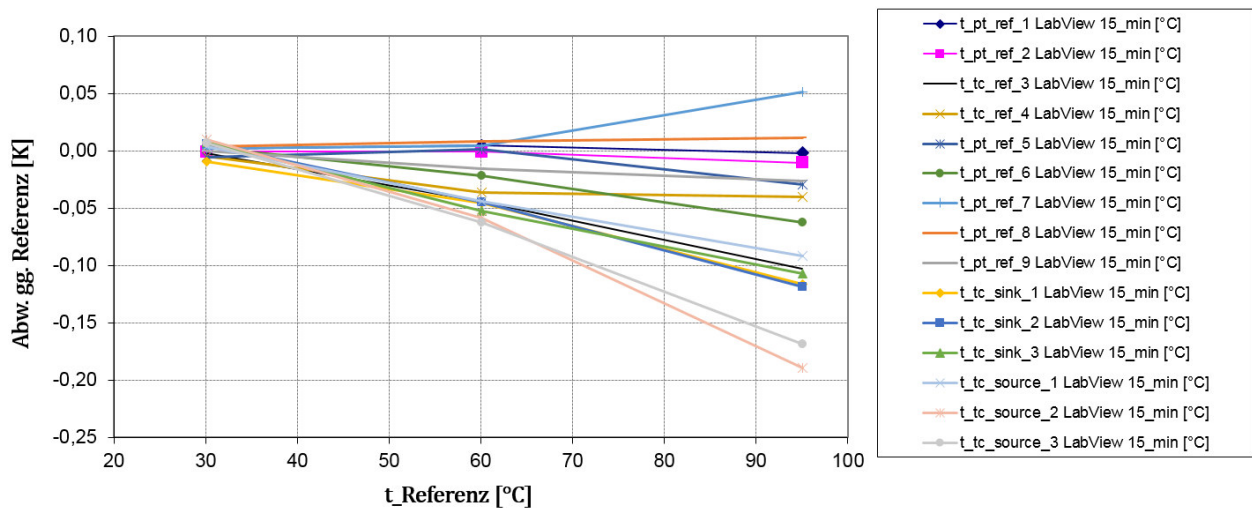


Abbildung 4-7: Kontrollmessung nach Kalibrierung der Temperaturmessfühler

4.3.2 Fortpflanzung der Messunsicherheit

Aus den gemessenen und über die Messdauer gemittelten Werten wurden, wie in Abschnitt 4.2 besprochen, Kenngrößen ermittelt. Die Auswirkung der Messunsicherheiten der einzelnen Messketten auf die berechneten Kenngrößen wurde anhand der zu Beginn dieses Kapitels beschriebenen Gauß'schen Fehlerfortpflanzung, Gl. 4-27, berechnet. Diese Vorgehensweise ist in der Software EES (EES, 2017) mit der Funktion „Uncertainty Propagation“ implementiert. Nach Eingabe der Gleichung für die Kenngröße wurden die gemessenen und berechneten Größen deklariert und für die Messgrößen wurden die mit Gl. 4-35 ermittelten Messunsicherheiten definiert. Wie aus Abbildung 4-8 ersichtlich, gibt das Programm die Kenngröße mit der berechneten Unsicherheit, die als Sensitivitätskoeffizienten bezeichneten Ableitungen der Kenngröße nach allen angegeben Messgrößen sowie deren relativen Anteil an der berechneten Messunsicherheit aus. Die Messunsicherheit der hier beispielhaft für den Betriebspunkt SHX_Q60_55_S60_90_f50 ermittelten wasserseitigen Leistungszahl von $COP_{h,w} = 5,0 \pm 0,1$ entspricht 2% des ermittelten Wertes. Aus der Auswertung ist ersichtlich, dass die Messunsicherheit des Volumenstromes im Senkenkreis \dot{V}_{sink} sowie der Senken Eintrittstemperatur $t_{sink,1}$, gefolgt von der Messunsicherheit der Senkenaustrittstemperatur $t_{sink,3}$ und des elektrischen Energieverbrauchs W_{el} den größten Einfluss auf die Messunsicherheit der Leistungszahl haben. Eine genauere Messung der Wärmesenktemperaturen und eine somit kleinere Unsicherheit bei der Bestimmung der Leistungszahl wäre durch die Verwendung von Widerstandsmessfühlern anstelle von Thermoelementen möglich.

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$COP_{h,w} = 5,034 \pm 0,1129$ [-]		
$t_{tc,sink,1} = 59,93 \pm 0,3978$ [C]	$\partial COP_{h,w} / \partial t_{tc,sink,1} = -0,17$	35,87 %
$t_{tc,sink,3} = 89,47 \pm 0,2707$ [C]	$\partial COP_{h,w} / \partial t_{tc,sink,3} = 0,1674$	16,11 %
$\dot{V}_{sink} = 0,2372 \pm 0,003421$ [dm ³ /s]	$\partial COP_{h,w} / \partial \dot{V}_{sink} = 21,22$	41,36 %
$W_{el} = 12103200,0 \pm 70001,4$ [J]	$\partial COP_{h,w} / \partial W_{el} = -0,0$	6,65 %
$P_{el} = 5632 \pm 32,58$ [W]		
$W_{el} = 12103200,0 \pm 70001,4$ [J]	$\partial P_{el} / \partial W_{el} = 0,0$	100,00 %
$\dot{Q}_{h,w} = 28353 \pm 614,3$ [W]		
$t_{tc,sink,1} = 59,93 \pm 0,3978$ [C]	$\partial \dot{Q}_{h,w} / \partial t_{tc,sink,1} = -957,4$	38,43 %
$t_{tc,sink,3} = 89,47 \pm 0,2707$ [C]	$\partial \dot{Q}_{h,w} / \partial t_{tc,sink,3} = 942,7$	17,26 %
$\dot{V}_{sink} = 0,2372 \pm 0,003421$ [dm ³ /s]	$\partial \dot{Q}_{h,w} / \partial \dot{V}_{sink} = 119517$	44,31 %
$\dot{Q}_{evap,w} = 22444 \pm 1529$ [W]		
$t_{tc,source,2} = 60,02 \pm 0,2565$ [C]	$\partial \dot{Q}_{evap,w} / \partial t_{tc,source,2} = 4227$	50,27 %
$t_{tc,source,3} = 54,71 \pm 0,2495$ [C]	$\partial \dot{Q}_{evap,w} / \partial t_{tc,source,3} = -4237$	47,79 %
$\dot{V}_{source} = 1,025 \pm 0,009737$ [dm ³ /s]	$\partial \dot{Q}_{evap,w} / \partial \dot{V}_{source} = 21893$	1,94 %

Abbildung 4-8: Auszug aus der EES-Fehlerfortpflanzungsrechnung für die den Betriebspunkt SHX_Q60_55_S60_90_f50

Eine Leistungsbilanz dieses Messpunktes ergibt in der Form von Gl. 4-37 eine Differenz von 277 W, die bedeutend kleiner als die berechneten Messunsicherheiten der einzelnen Leistungen ist.

$$P_{el} + \dot{Q}_{evap,w} - \dot{Q}_h = 5632 \text{ W} + 22444 \text{ W} - 28353 \text{ W} = -277 \text{ W} \quad \text{Gl. 4-37}$$

In Abbildung 4-9 sind die Messwerte des Betriebspunktes mit den entsprechenden Unsicherheiten aufgelistet.

$\dot{m}_{ref} = 0,07376 \pm 0,0006033$ [kg/s]	$t_{pt,ref,2} = 102,6 \pm 0,1369$ [C]	$t_{tc,sink,2} = 62,76 \pm 0,4771$ [C]
$P_{abs,ref,1} = 4,509 \pm 0,08486$ [bar]	$t_{pt,ref,5} = 51,99 \pm 0,2985$ [C]	$t_{tc,sink,3} = 89,47 \pm 0,3095$ [C]
$P_{abs,ref,2} = 12,25 \pm 0,179$ [bar]	$t_{pt,ref,6} = 61,01 \pm 0,3056$ [C]	$t_{tc,source,1} = 35,43 \pm 0,3071$ [C]
$P_{abs,ref,6} = 11,9 \pm 0,1199$ [bar]	$t_{pt,ref,7} = 50,06 \pm 0,1566$ [C]	$t_{tc,source,2} = 60,02 \pm 0,2971$ [C]
$P_{abs,ref,8} = 4,773 \pm 0,08561$ [bar]	$t_{pt,ref,8} = 58,01 \pm 0,2078$ [C]	$t_{tc,source,3} = 54,71 \pm 0,2911$ [C]
$P_{abs,ref,9} = 4,751 \pm 0,08597$ [bar]	$t_{pt,ref,9} = 58,29 \pm 0,1959$ [C]	$\dot{V}_{sink} = 0,2372 \pm 0,003421$ [dm ³ /s]
$P_{abs,ref,rec} = 11,91 \pm 0,1194$ [bar]	$t_{tc,ref,3} = 101,6 \pm 0,2802$ [C]	$\dot{V}_{source} = 1,025 \pm 0,009737$ [dm ³ /s]
$P_{comp} = 5413 \pm 63,91$ [W]	$t_{tc,ref,4} = 61 \pm 0,4034$ [C]	$W_{el} = 12103200,0 \pm 70001,4$ [J]
$t_{pt,ref,1} = 64,22 \pm 0,1402$ [C]	$t_{tc,sink,1} = 59,93 \pm 0,4251$ [C]	

Abbildung 4-9: Messwerte und Unsicherheiten für den Betriebspunkt SHX_Q60_55_S60_90_f50

5 MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel wird zunächst auf das Verhalten der Kältemittelüberhitzung und auf Besonderheiten im Betriebsverhalten bei hohen Verdichterdrehzahlen eingegangen. Anschließend wird das generelle Betriebsverhalten der Hochtemperaturwärmepumpe anhand der Einflüsse einzelner Betriebsparameter erläutert und nach Beschreibung des sauggasegekühlten Verdichters werden die erreichbaren Leistungszahlen und Gütegrade dargestellt.

5.1 Betriebsverhalten der Hochtemperaturwärmepumpe

Ein Betriebspunkt der Wärmepumpe ist in dieser Arbeit durch die Parameter Wärmequellen- und Senktemperaturen, Kältemittelüberhitzung am Verdampfer- oder Überhitzeraustritt und Verdichterdrehzahl festgelegt. Nachfolgend werden die Einflüsse dieser Parameter auf den Kreisprozess der Wärmepumpe anhand von Messergebnissen dargestellt.

5.1.1 Regelung und Stabilität der Überhitzung

Das elektrische Expansionsventil dient als Aktuator, um den Kältemittelmassenstrom und somit die Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt zu regeln. Um das Verhalten dieser Regelstrecke zu identifizieren, wurde die Stellung des Expansionsventils sprunghaft verändert und die Änderung der Kältemittelüberhitzung am Verdichteraustritt aufgezeichnet. Abbildung 5-1 zeigt den zeitlichen Verlauf der Verdampfungstemperatur t_{evap} , der Öffnung des Expansionsventils A_{EXV} , des Kältemittelmassenstroms \dot{m}_{ref} und der Überhitzung am Verdampferaustritt $\Delta T_{sup,8}$.

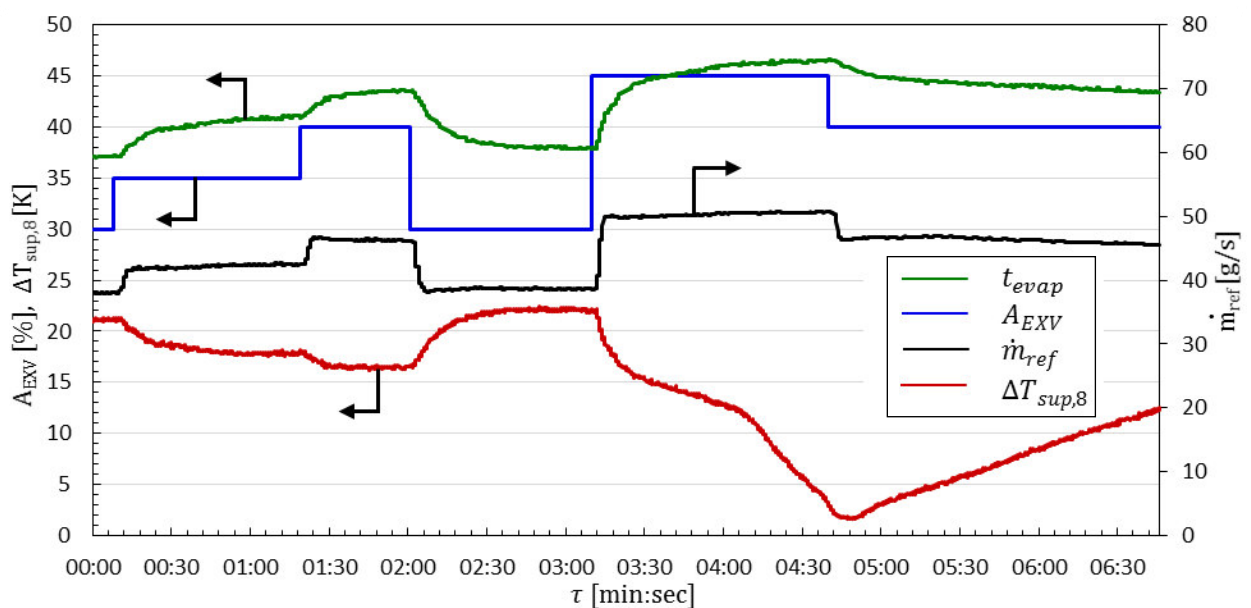


Abbildung 5-1: Identifizierung der Regelstrecke der Kältemittelüberhitzung am Verdampferaustritt

Ein Öffnen des Expansionsventils bewirkte eine nahezu ohne Verzögerung auftretende Abnahme der Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt. Analog dazu stieg die Überhitzung, wenn das Expansionsventil geschlossen wurde. Bei kleinen Änderungen der

Expansionsventilöffnung und Überhitzungen von über 12 K verhielt sich die Regelstrecke ähnlich einem PT1-Glied, weshalb der PI-Regler mit den in Tabelle 2-2 für aperiodisches Führungsverhalten angegebenen Werten eingestellt wurde. Der so erhaltene Parametersatz für den Regler „PI“ ist in Tabelle 5-1 aufgelistet. Sank die Überhitzung jedoch unter 12 K, zeigte die Regelstrecke jedoch integrales Verhalten, weshalb ein weiterer Parametersatz „PI_{krit}“ für den Regler nach den in Abschnitt 2.4 eingeführten Werten für die Reglereinstellung nach dem symmetrische Optimum bestimmt wurde. Die Umschaltung zwischen den beiden in Tabelle 5-1 angeführten Reglerparametersätzen erfolgte, wenn die Kältemittelüberhitzung die Schwelle $\Delta T_{sup,krit}$ unterschritt.

Tabelle 5-1: Regelparameter der Überhitzungsregelung

Parametersatz	PI	PI _{krit}
Verstärkung	-0,9 %/K	-4,4 %/K
Nachstellzeit	0,1 min	0,4 min
Vorhaltezeit	-	-

In Abbildung 5-2 ist das Regelverhalten für beide Regelparametersätze bei dem Betriebspunkt SHX_Q60_50_S80_90_f35 und einem Sollwert von $\Delta T_{sup,8} = 8$ K gegenübergestellt. Während die Überhitzung bei Verwendung des Parametersatzes „PI“ immer wieder einbricht, kann unter Verwendung des Parametersatzes „PI_{krit}“ ein „stabiler“ Verlauf der Überhitzung erreicht werden.

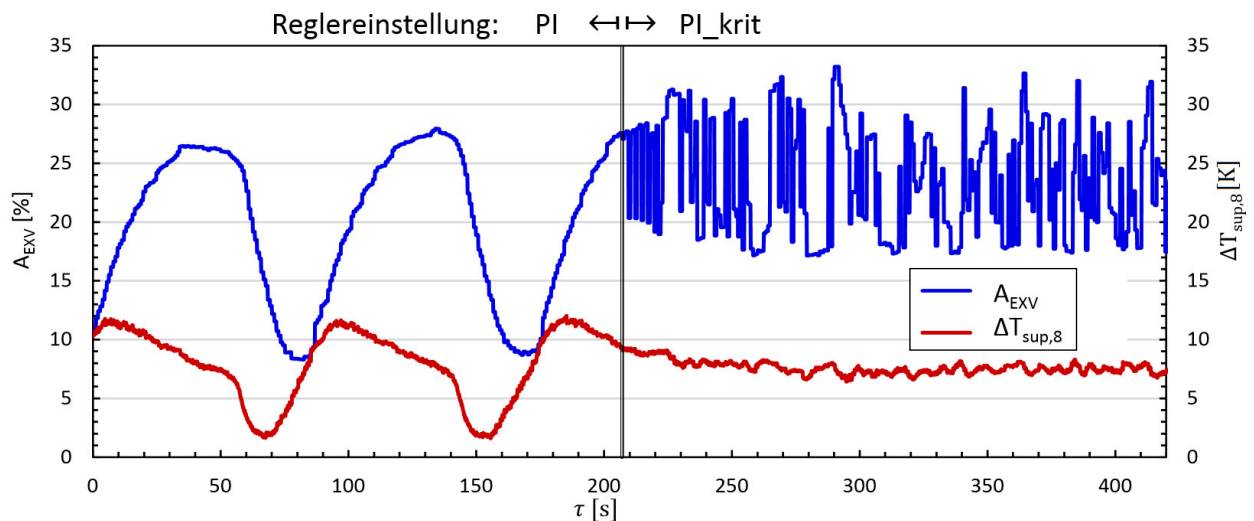


Abbildung 5-2: Vergleich der Parametersätze der Überhitzungsregelung am Verdampferaustritt

Wurde eine dem Auslegungspunkt entsprechende Kältemittelüberhitzung von 4 K am Verdampferaustritt als Sollwert vorgegeben, ergab sich mit dem Parametersatz „PI_{krit}“ jedoch das in Abbildung 5-3 anhand von Betriebspunkt SHX_SUP_Q60_50_S80_90_f35 dargestellte Verhalten. Trotz des sich immer weiter öffnenden Expansionsventils stieg die Kältemittelüberhitzung noch leicht an, bevor sie plötzlich einbrach. Auf diesen Abfall reagierte die Regelung erst mit leichter Verzögerung, während die Überhitzung noch weiter fiel.

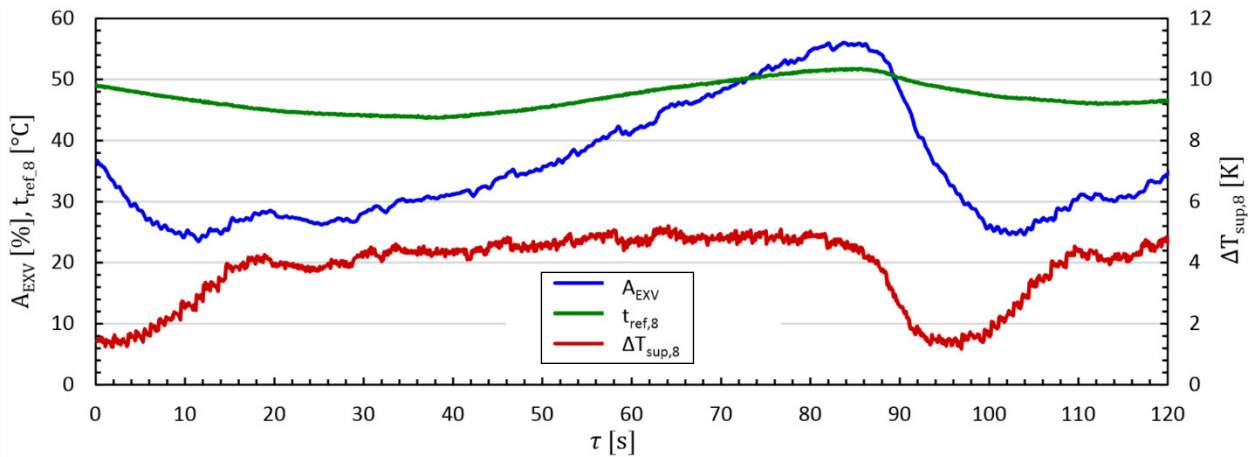


Abbildung 5-3: Verlauf der Kältemittelüberhitzung bei einem Sollwert von 4 K unter Verwendung der Reglerparameter „PI_krit“

Da eine Erhöhung der Reglerverstärkung und Anpassung der Nachstellzeit unter Konstanthalten des Verhältnisses Verstärkung zu Nachstellzeit keine schnellere Reaktion des Reglers ermöglichte, wurde versucht, anstatt eines PI-Reglers einen PID-Regler zu verwenden. Aufgrund des Rauschens im Signal der Regelgröße war dieser Ansatz jedoch nicht zielführend. Auch der Versuch, das Signal über in LabVIEW realisierte Filter zu glätten, lieferte keine Verbesserung. Ein weiterer Ansatz bestand darin, das Expansionsventil sprunghaft auf einen bestimmten Wert zu schließen, sobald die Überhitzung einbricht. In Abbildung 5-4 ist links der zeitliche Verlauf der Öffnung des Expansionsventils A_{EXV} und der Kältemittelüberhitzung am Verdampferaustritt $\Delta T_{sup,8}$ beim Betriebspunkt SHX_SUP_Q60_50_S70_100_f75 dargestellt. Um einen Abfall der Überhitzung zu detektieren, wurden wie aus Abbildung 5-4 rechts ersichtlich, der zeitliche Verlauf der Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt $t_{ref,8}$ betrachtet. Unter Verwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wurde der zeitliche Verlauf der letzten 5 Messpunkte durch eine Gerade angenähert. Nimmt die Steigung dieser Geraden $slope_{t,ref,8}$ für zwei Messpunkte in Folge negative Werte an, so kann von einem Abfall der Überhitzung $\Delta T_{sup,8}$ ausgegangen werden und das Stellsignal für das Expansionsventil wird auf einen festgelegten Wert reduziert.

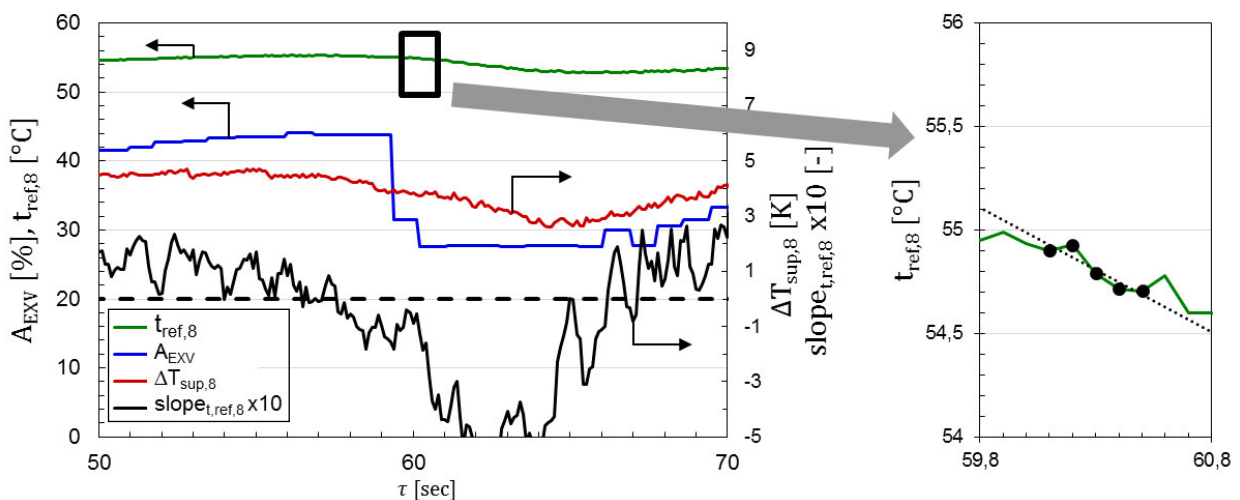


Abbildung 5-4: Regelstrategie EXV_cut (links) und Ermittlung der Steigung des Temperatursignales (rechts)

Wie in Abbildung 5-4 links ersichtlich, kann somit ein Einbrechen der Überhitzung bei einem Sollwert von 4 K im Gegensatz zu der in Abbildung 5-3 verwendeten Regelstrategie in diesem Betriebspunkt vermindert werden. Dieses Eingreifen in den Regelkreis findet nur statt, solange die Steigung des zeitlichen Verlaufes der Kältemitteltemperatur für zwei aufeinanderfolgende Messwerte negativ ist und der PI-Regler kein Stellsignal I_{EXV} kleinerer Öffnung ausgibt. Die Bedienoberfläche des LabVIEW-Programmes ermöglicht es, die Verwendung des zweiten Reglerparametersatzes „PI_krit“ sowie den Schließeingriff zu aktivieren, wie auch die Schwelle zu deren Aktivierung $\Delta T_{sup,krit}$ und die Werte A_{krit} und PID_{krit} einzustellen. Das Verhalten der Überhitzungsregelung ist in Abbildung 5-5 zusammengefasst. Grün hinterlegte Abfragen und Werte können über die Bedienoberfläche eingestellt werden.

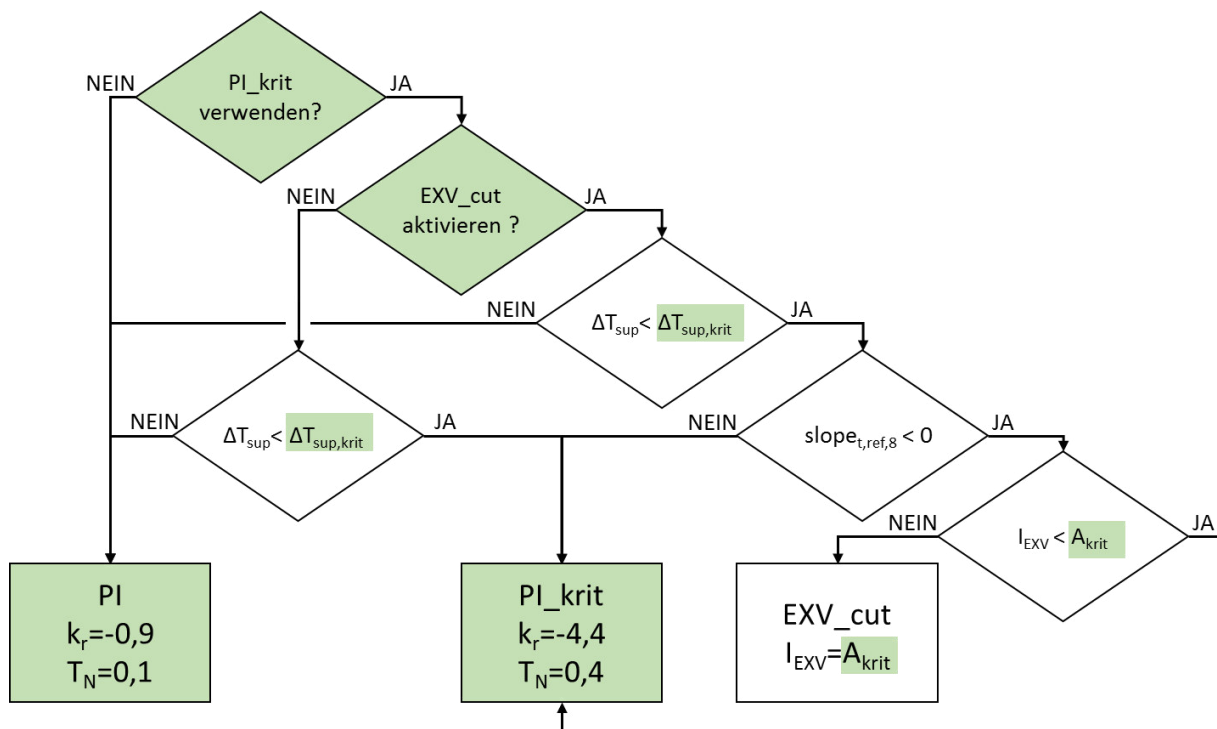


Abbildung 5-5: Flussdiagramm der Überhitzungsregelung

In Abbildung 5-6 ist das Betriebsverhalten der Regelstrategien „PI_krit“ und „EXV_cut“ im Betriebspunkt SHX_SUP_Q50_45_S70_100_f75 anhand der zeitlichen Verläufe der Öffnung des Expansionsventils A_{EXV} , des Kältemittelmassenstroms \dot{m}_{ref} , der Überhitzung am Verdampferaustritt $\Delta T_{sup,8}$, der Verdampfungstemperatur t_{evap} und der Kondensationstemperatur t_{cond} dargestellt. Im linken Bereich des Diagrammes wurde die Regelstrategie „PI_krit“ angewendet, rechts „EXV_cut“. Aus dem zeitlichen Verlauf der Kältemittelüberhitzung ist ersichtlich, dass diese kurz nach Überschreiten des Sollwertes von 4 K einbricht. Die Versuche, diesen Einbruch durch Schließen des Expansionsventils abzufangen, verursachten Schwingungen im Kältemittelmassenstrom sowie in den Temperaturen und Drücken der Niederdruckseite des Kältemittelkreislaufes. Hochdruckseitig wurden die im Verlauf der Kondensationstemperatur ersichtlichen Schwankungen des Druckes am Verdichteraustritt gemessen, die jedoch vom Verdichter und nicht vom Regelverhalten des Expansionsventils verursacht wurden. Der Einbruch der Überhitzung konnte durch das schnellere Schließen des Expansionsventils bei der Regelungsstrategie „EXV_cut“ teilweise abgefangen oder zumindest

reduziert werden. Die somit geringere aber dennoch erhebliche Amplitude der Schwankungen der Öffnung des Expansionsventils verringerte auch die Amplitude der Schwankungen des Massenstromes, wodurch die Schwankungen der zuvor besprochenen Messgrößen, wie in Abbildung 5-6 ersichtlich, gegenüber der Regelstrategie „PI_krit“ leicht reduziert werden konnten.

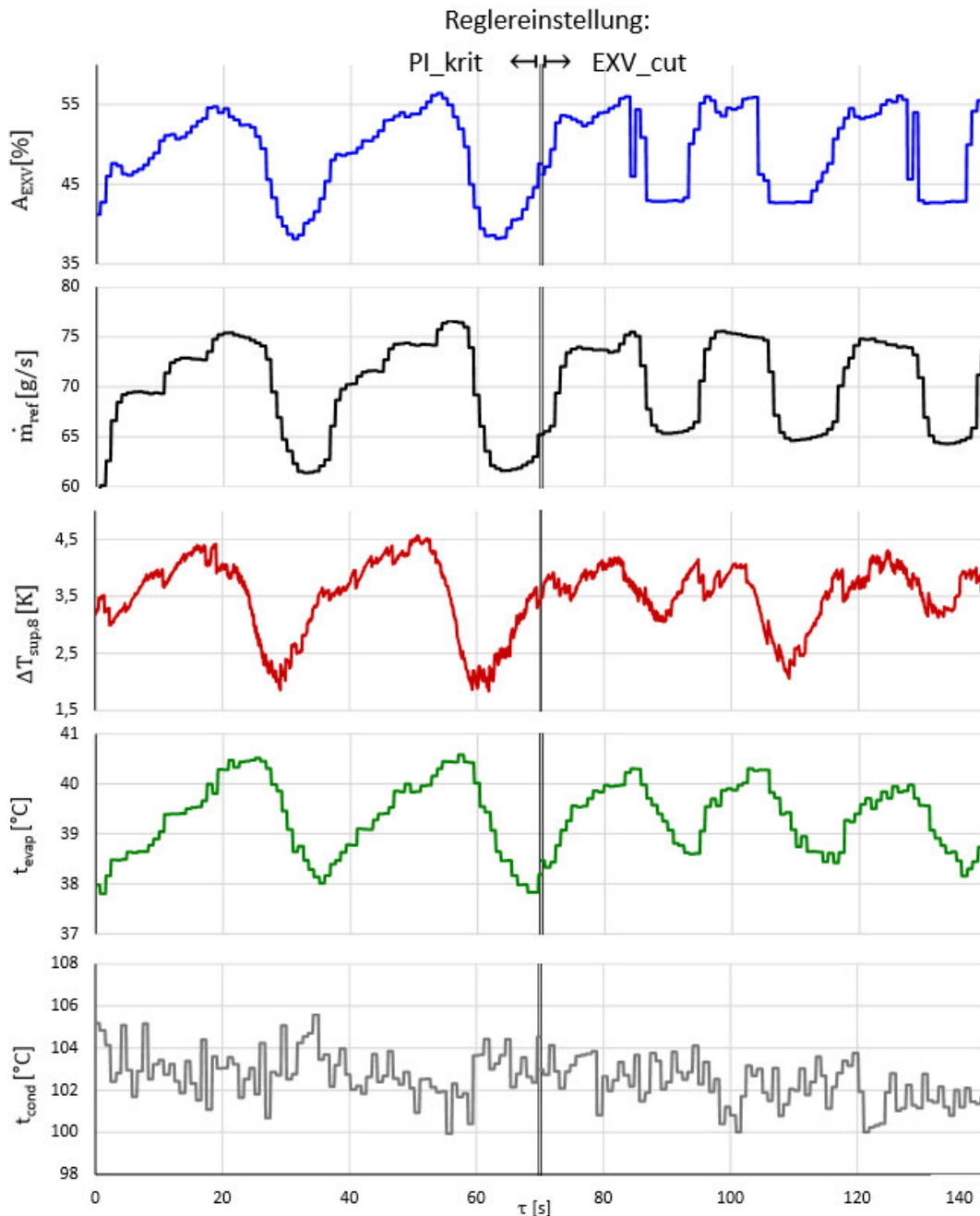


Abbildung 5-6: Vergleich des Betriebsverhaltens der Regelstrategien PI_krit und EXV_cut

Im Prinzip zeigte sich auch in diesem Betriebspunkt das bereits in Abbildung 5-3 dargestellte Verhalten der Überhitzung im Verdampfer. Durch die Anpassung der Regelstrategie konnte das Betriebsverhalten bei niedrigen Überhitzungen zwar leicht verbessert werden, ein zeitlich konstanter Verlauf der Überhitzung wurde dadurch jedoch nicht möglich. Das hier anhand des Betriebspunktes SHX_SUP_Q50_45_S70_100_f75 gezeigte Verhalten konnte auch bei anderen Betriebspunkten bei geringen Werten für die Überhitzung beobachtet werden. Um die Stabilität

der Überhitzung beurteilen zu können, wurde die empirische Standardabweichung der Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt $s_{t,ref,8}$ in Abbildung 5-7 über der Überhitzung am Verdampferaustritt $\Delta T_{sup,8}$ aufgetragen. Die empirische Standardabweichung wurde mit den im Intervall von 0,1 Sekunden aufgezeichneten Messwerten über die Messdauer von mindestens 35 Minuten bestimmt. Für die Konfiguration SHX ist ersichtlich, dass Überhitzungen über 8 K in den betrachteten Betriebspunkten stabil geregelt werden konnten. Bei Betriebspunkten mit Überhitzungen unter 6 K wurden dagegen größere Standardabweichungen der Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt festgestellt, was auf stärkere Schwankungen der Überhitzung hindeutet. Die Überhitzung von unter 1 K und einer Standardabweichung von unter 0,2 K deuten auf einen zweiphasigen Verdampferaustritzustand in diesem Betriebspunkt hin. Bei der Kreislaufkonfiguration SHX_SUP, bei der in allen Betriebspunkten auf eine Überhitzung von 4 K am Verdampferaustritt geregelt wurde, konnte in den schwarz eingekreisten Betriebspunkten eine geringe Standardabweichung erreicht werden. Bei rot markierten Betriebspunkten wurde die vorgegebene Überhitzung trotz voll geöffnetem Expansionsventil überschritten, worauf in Abschnitt 5.1.2 näher eingegangen wird.

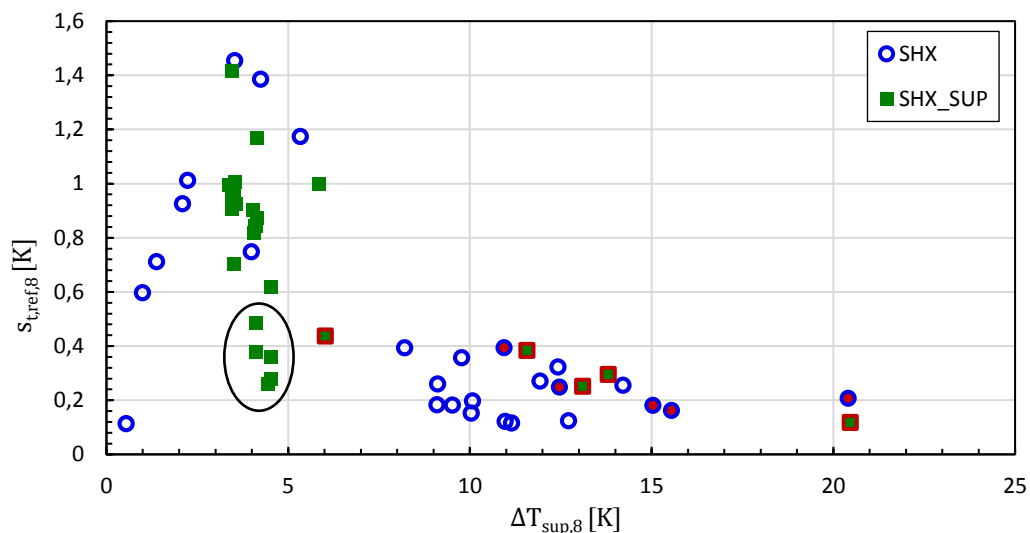


Abbildung 5-7: Stabilität der Überhitzung in Abhängigkeit der Überhitzung am Verdampferaustritt
Diese Betriebspunkte mit einer stabilen Überhitzung von 4 K sind in Tabelle 5-2 aufgelistet.

Tabelle 5-2: Betriebspunkte stabiler Überhitzung der Konfiguration SHX_SUP

Betriebspunkt	$\Delta T_{sup,8}$ [K]	$s_{t,ref,8}$ [K]
SHX_SUP_Q60_55_S70_100_f50	4,1	0,38
SHX_SUP_Q60_55_S80_110_f35	4,1	0,48
SHX_SUP_Q70_65_S70_100_f35	4,5	0,36
SHX_SUP_Q70_65_S70_100_f50	6,0	0,44
SHX_SUP_Q70_65_S80_110_f35	4,5	0,28
SHX_SUP_Q80_75_S80_110_f35	4,5	0,26

Eine Erklärung für die Instabilität ist die von Huelle (1972) entwickelte MSS (minimum stable superheat) Theorie, die die Instabilität in Verdampfern bei der Verwendung eines thermostatischen Expansionsventils erklärt. Der von Huelle betrachtete, mit einem

thermostatischen Expansionsventil aufgebaute Regelkreis wurde instabil, sobald sich der Umschlagpunkt von zweiphasigem zu überhitztem Kältemittel dem Verdampferaustritt näherte. Je niedriger die Überhitzung im Verdampfer ist, desto näher liegt dieser Umschlagpunkt am Verdampferaustritt. In Abhängigkeit der Verdampferleistung kann somit die in Abbildung 5-8 dargestellte Stabilitätsgrenze für die Überhitzung – die MSS-line gezeigt werden. Diese Grenze der minimalen stabilen Überhitzung steigt mit zunehmender Verdampferleistung. (Shang et al., 2015)

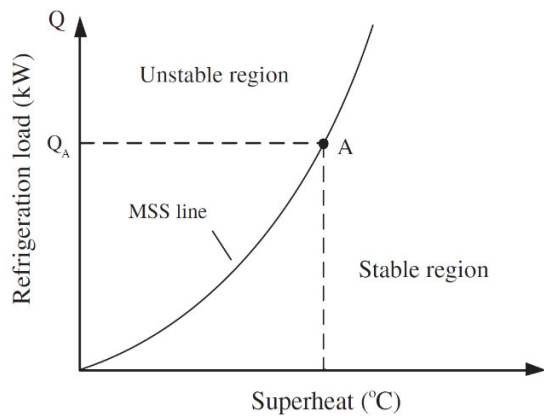


Abbildung 5-8: MSS-line (Shang et al., 2015)

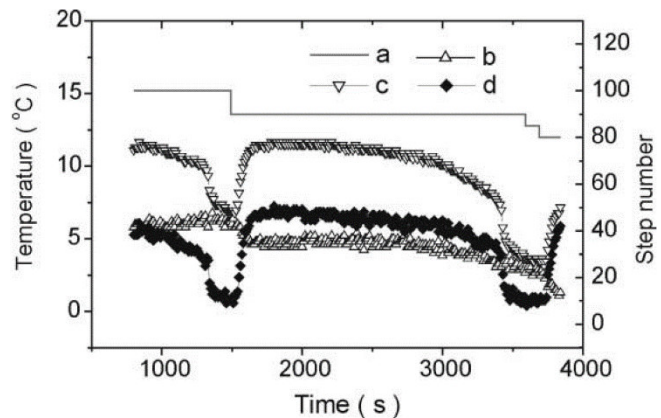


Abbildung 5-9: Zeitliche Verläufe der Öffnung des Expansionsventils (a), Temperatur am Verdampfer-eintritt (b), Temperatur am Verdampferaustritt (c) und Überhitzung (d) (Chen et al., 2002)

Chen et al. (2002) untersuchten die möglichen Ursachen für das bei Unterschreitung der minimalen stabilen Überhitzung auftretende instabile Verhalten. Als Versuchsaufbau wurde eine Kompressionskältemaschine verwendet, der als Rohrspirale aufgebaute Verdampfer wurde in ein elektrisch beheiztes Wasserbad getaucht. Durch Senken der Überhitzung über die Verringerung der Verdampferleistung zeigten sie, dass bei gleichbleibender Stellung des Expansionsventils Fluktuationen der Kältemittelüberhitzung auftreten können. In Abbildung 5-9 sind die dargestellt. Als Ursache für den Einbruch der Überhitzung wurde, da der Kältemittelmassenstrom während der Versuchsdauer konstant war, ein abrupter Rückgang der Wärmestromdichte im Verdampfer angegeben. Die in Abbildung 5-10 dargestellte Siedekurve zeigt den Verlauf der Wärmestromdichte über der Oberflächentemperatur. Im Bereich A-B herrscht natürliche Konvektion vor. Bei weiterem Anstieg der Oberflächentemperatur setzt Sieden ein und der Wärmestrom verläuft entlang der Geraden BD', bis sich im Punkt D' die ersten Dampfblasen bilden, wobei die Oberflächentemperatur sprunghaft von D' auf D einbricht. Bei weiterem Anstieg der Oberflächentemperatur folgt der Verlauf der Wärmestromdichte den Punkten DEF. Diese sprunghafte Änderung der Wärmestromdichte führt zu der in Abbildung 5-11 dargestellten Keimbildungshysterese. Auf die Überhitzung am Verdampferaustritt umgelegt, bedeutet dies, dass, wenn durch Abnahme des Temperaturunterschiedes zwischen Wärmeübertragungsmedium und Kältemittel das Blasensieden nicht mehr aufrechterhalten werden kann, der Wärmeübergangskoeffizient stark einbricht und die Kältemittelüberhitzung nicht mehr aufrecht erhalten werden kann. Diese Erklärung der MSS-Theorie zeigt, dass die minimale stabile Überhitzung eine Eigenschaft des Verdampfers ist und nicht nur auf Phänomene des Regelkreises zurückzuführen ist. (Chen et al., 2002)

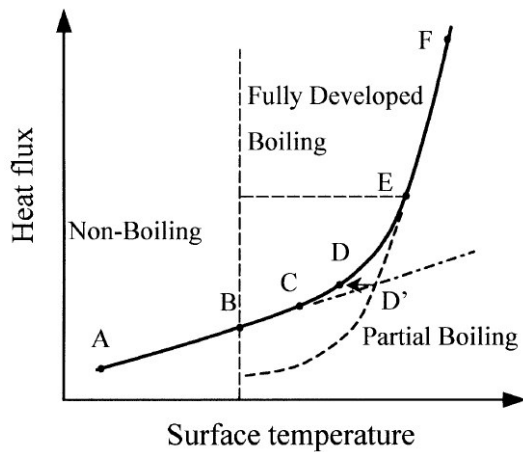


Abbildung 5-10: Schematische Darstellung der Siedekurve (Chen et al., 2002)

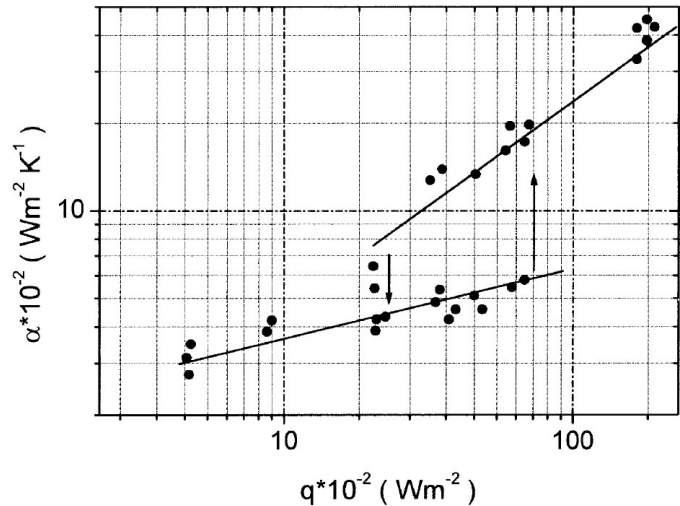


Abbildung 5-11: Keimbildungshysterese am Beispiel von in einem Nickelrohr siedenden R22 (Chen et al., 2002)

Die bei der Überhitzungsregelung der Hochtemperaturwärmepumpe beobachtete Instabilität zeigte Ähnlichkeiten mit dem von Chen et al. (2002) beschriebenen Verhalten. In Abbildung 5-12 ist der im Betriebspunkt SHX_SUP_Q60_67_S50_40_f35 gemessene Verlauf der Überhitzung bei konstanter Öffnung des Expansionsventils dargestellt.

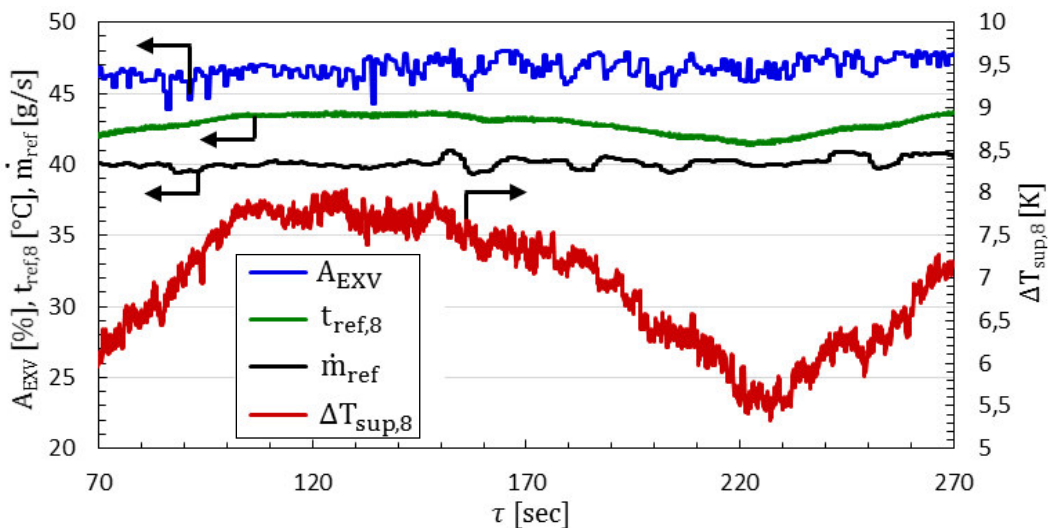


Abbildung 5-12: Zeitlicher Verlauf der Überhitzung am Verdampferaustritt bei konstant geöffnetem Expansionsventil

5.1.2 Verhalten an der Grenze des Betriebsbereiches

Die obere Grenze des Betriebsbereiches der Hochtemperaturwärmepumpe stellt sich je nach betrachtetem Betriebsparameter anders dar. So wurde die maximal mögliche Senkenaustrittstemperatur von $110^{\circ}C$ durch die dafür notwendige Kondensationstemperatur und den dadurch verursachten Anstieg des Verdichteraustrittsdruckes auf den Wert von 20 bar begrenzt. Da bei einem Druck von 24 bar die Überdruckventile des Kältemittelkreises öffnen, wird bei Überschreiten eines Druckes von 20 bar am Verdichteraustritt der Verdichter durch die Hochdruckabschaltung abgestellt.

Bei den in Tabelle 5-3 aufgelisteten Betriebspunkten der Konfiguration SHX erfolgte eine Unterkühlung des Kältemittels bereits im Kondensator, was anhand der nach Gl. 4-21 berechneten Leistungsbilanz des Kondensators gezeigt werden kann. Die Unterkühlung am Kondensatoraustritt wurde mit Gl. 4-22 berechnet. Darüber hinaus zeigte sich bei den in Tabelle 5-3 orange hinterlegten Betriebspunkten eine über dem Sollwert von $\Delta T_{sup,1} = 18 \text{ K}$ liegende Überhitzung am Verdichtereintritt, obwohl das Expansionsventil bereits voll geöffnet war. Da die Öffnung des Expansionsventils den Kältemittelmassenstrom und dadurch die Überhitzung im Verdampfer regelt, weist eine zu große Überhitzung bei voll geöffnetem Expansionsventil auf eine zu kleine maximale Öffnung des Expansionsventils hin.

Tabelle 5-3: Betriebspunkte der Konfiguration SHX mit bereits im Kondensator stattfindender Unterkühlung bzw. voll geöffnetem Expansionsventil (orange markiert)

Betriebspunkt	$\Delta T_{sup,1} [K]$	$\Delta T_{sup,8} [K]$	$A_{EXV} [K]$	$\Delta T_{sub,cond} [K]$
SHX_Q50_45_S60_90_f75	17,2	0,5	68	23,2
SHX_Q50_45_S70_100_f75	17,2	2,1	59	18,1
SHX_Q50_45_S80_110_f75	17,3	1,4	51	11,3
SHX_Q60_55_S60_90_f50	17,9	9,5	75	12
SHX_Q60_55_S60_90_f75	21,4	10,9	99	27,5
SHX_Q60_55_S70_100_f75	17,8	3,5	93	21,9
SHX_Q60_55_S80_110_f75	17,9	4,2	83	15,3
SHX_Q70_65_S70_100_f50	18,2	11,2	90	13,4
SHX_Q70_65_S70_100_f75	25,5	15,6	99	31,1
SHX_Q70_65_S80_110_f75	22,2	12,5	99	25,1
SHX_Q80_75_S80_110_f50	21,1	15,0	99	14,3
SHX_Q80_75_S80_110_f75	29,2	20,4	99	29,2

In Tabelle 5-4 sind die Betriebspunkte mit dem zuvor beschriebenen Verhalten für die Konfiguration SHX_SUP aufgelistet, der Sollwert für die Überhitzung lag bei $\Delta T_{sup,8} = 4 \text{ K}$.

Tabelle 5-4: Betriebspunkte der Konfiguration SHX_SUP mit bereits im Kondensator stattfindender Unterkühlung bzw. voll geöffnetem Expansionsventil (orange markiert)

Betriebspunkt	$\Delta T_{sup,8} [K]$	$A_{EXV} [K]$	$\Delta T_{sub,cond} [K]$
SHX_SUP_Q50_45_S60_90_f75	3,4	55	30,4
SHX_SUP_Q50_45_S70_100_f75	3,5	49	29,0
SHX_SUP_Q50_45_S80_110_f75	3,5	44	26,2
SHX_SUP_Q60_55_S80_110_f50	4,1	56	3,7
SHX_SUP_Q60_55_S60_90_f75	5,9	90	31,1
SHX_SUP_Q60_55_S70_100_f75	4,0	81	26,0
SHX_SUP_Q60_55_S80_110_f75	4,1	71	23,7
SHX_SUP_Q70_65_S70_100_f50	6,0	99	7,4
SHX_SUP_Q70_65_S80_110_f50	4,5	88	4,9
SHX_SUP_Q70_65_S70_100_f75	13,1	99	33,0
SHX_SUP_Q70_65_S80_110_f75	11,6	99	24,8
SHX_SUP_Q80_75_S80_110_f50	13,8	99	1,14
SHX_SUP_Q80_75_S80_110_f75	20,5	99	29,9

Diese bereits im Kondensator stattfindende Unterkühlung bewirkt, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, einen Anstieg der Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Wärmeübertragungsmedium im Kondensator, was zu einem Anstieg der Kondensationstemperatur führt. In Abbildung 5-13 sind t/h-Diagramme zweier Betriebspunkte mit gleichen Wärmequellen- und -Senkentemperaturen, aber unterschiedlicher Verdichterdrehzahl dargestellt. Im rechten Diagramm ist der Anstieg der mit Gl. 4-22 berechneten Unterkühlung im Kondensator durch die veränderte Position des berechneten Zustandes im Hochdrucksammler *rec,calc* sowie der Anstieg der Kondensationstemperatur ersichtlich.

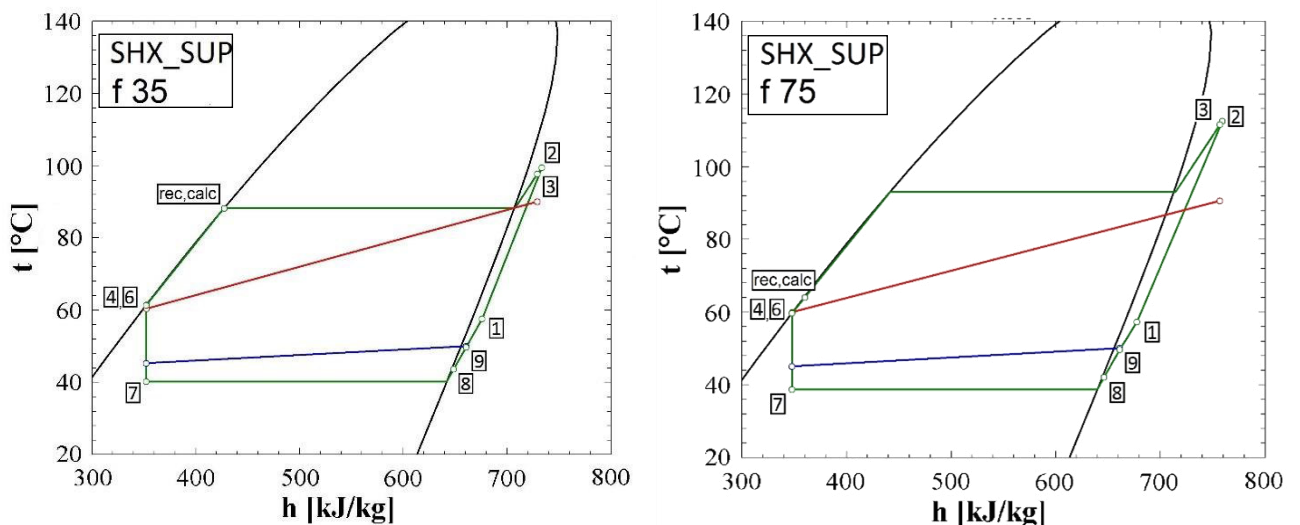


Abbildung 5-13: Vergleich der t/h-Diagramme der Betriebspunkte SHX_SUP_Q50_45_S60_90_f35 (links) und SHX_SUP_Q50_45_S60_90_f75 (rechts) (EES, 2017)

Bei Verwendung eines Hochdrucksammlers hängt die Unterkühlung des Kältemittels nach Pottker und Hrnjak (2015b) bei vollständig gefülltem Hochdrucksammler von der Öffnung des Expansionsventils sowie von der Kältemittelfüllmenge ab. Eine kleinere Öffnung des Expansionsventils wie auch eine größere Kältemittelfüllmenge würde durch Rückstau des flüssigen Kältemittels in den Kondensator zu einer größeren Unterkühlung führen. Da in manchen der in Tabelle 5-3 und Tabelle 5-4 aufgelisteten Betriebspunkte die Überhitzung am Verdampferaustritt trotz voll geöffnetem Expansionsventil zu hoch war, liegt die Vermutung nahe, dass die maximale Öffnung des Expansionsventils zu klein ist. Eine weitere mögliche Ursache für die ausgeprägte Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator könnte in dem durch die veränderte Durchströmung des Hochdrucksammlers verursachten Rückstau des Kältemittels bei hohen Verdichterdrehzahlen liegen.

5.1.3 Einflüsse der Betriebsparameter

Wärmequellentemperatur und Überhitzung:

Die Verdampfungstemperatur wird durch die Temperaturen der Wärmequelle sowie die Überhitzung im Verdampfer oder Überhitzer festgelegt. Die Spreizung der Wärmequelle wurde durch Variation des Wasserdurchflusses in allen Betriebspunkten auf einen Wert von 5 K eingestellt. Der Einfluss der Wärmequelleneintrittstemperatur und der Überhitzung im

Überhitzer auf die Verdampfungstemperatur sind in Abbildung 5-14 für die Konfiguration mit Überhitzer (SHX_SUP) dargestellt, lineare Trendlinien nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate sind punktiert eingezeichnet.

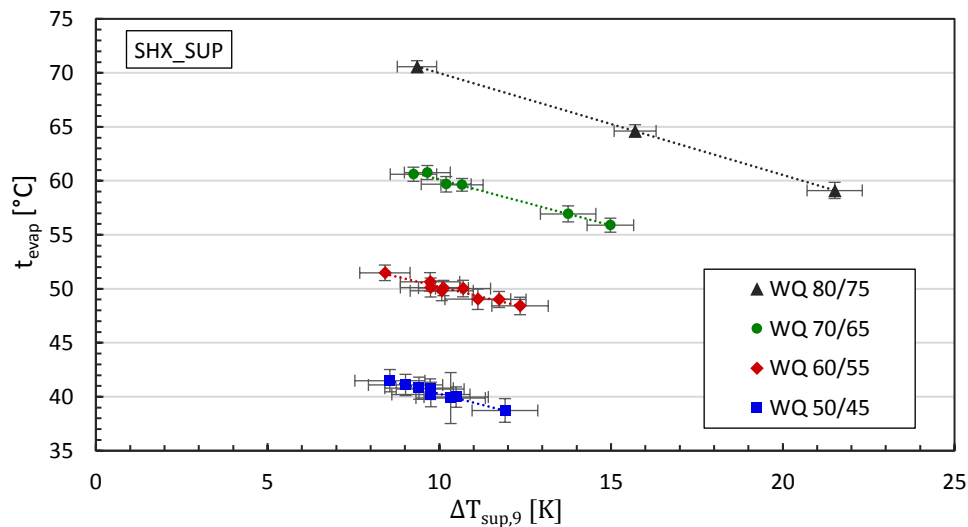


Abbildung 5-14: Einfluss von Wärmequellentemperatur und Überhitzung am Überhitzeraustritt auf die Verdampfungstemperatur, Konfiguration: SHX_SUP

Die Verdampfungstemperatur steigt mit zunehmender Wärmequellentemperatur und sinkt mit zunehmender Überhitzung. Die großen Fehlerbalken bei der Überhitzung sind auf die in einigen Betriebspunkten stark schwankende Überhitzung, deren Verhalten bereits in Abschnitt 5.1.1 besprochen wurde, und die daraus resultierende große Standardabweichung, die in die Messunsicherheitsberechnung mit einfließt, zurückzuführen.

In Abbildung 5-15 ist die Verdampfungstemperatur über der Überhitzung im Verdampfer für die Verschaltung ohne Überhitzer (SHX) dargestellt. Die am Verdampferaustritt aufgetretenen Überhitzungen umfassen niedrigere Werte als in Abbildung 5-14, wodurch ersichtlich ist, dass der Einfluss der Überhitzung auf die Verdampfungstemperatur bei dieser Kreislaufkonfiguration erst ab etwa 8 K Überhitzung eintritt.

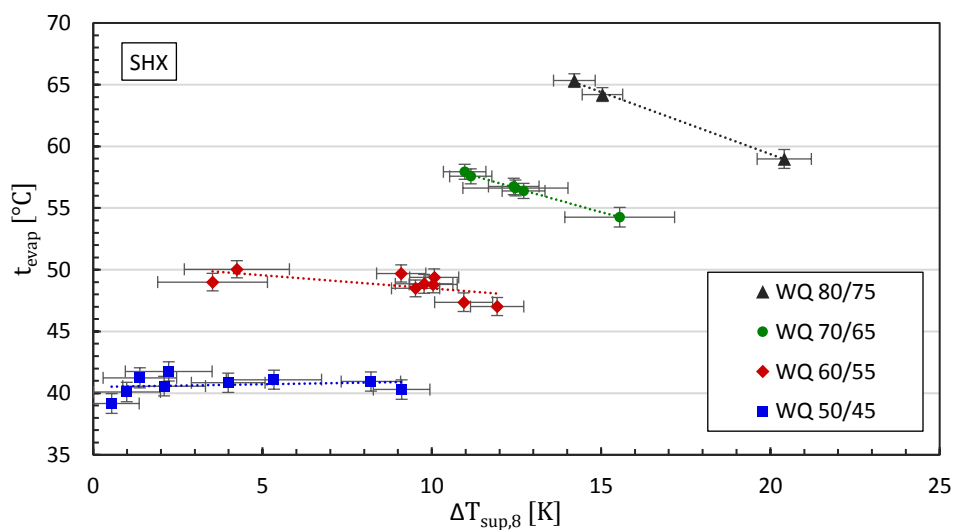


Abbildung 5-15: Einfluss von Wärmequellentemperatur und Überhitzung im Verdampfer auf die Verdampfungstemperatur, Konfiguration: SHX

Eine Erklärung dieses Einflusses erfolgt anhand der in Abbildung 5-19 schematisch dargestellten, im Verdampfer zwischen Kältemittel und Wärmequelle auftretenden Temperaturdifferenzen. Liegt der Pinch-Point des Verdampfers ΔT_{min} am Wärmequellenaustritt (Betriebspunkt a in Abbildung 5-16), so kann die Überhitzung bis zum Wert $\Delta T_{sup,max}$ gesteigert werden, ohne dass die Verdampfungstemperatur t_{evap} relevant absinkt (Betriebspunkt b). Nun liegt der Pinch-Point am Wärmequelleneintritt und wenn die Überhitzung weiter gesteigert wird (Betriebspunkt c), sinkt die Verdampfungstemperatur.

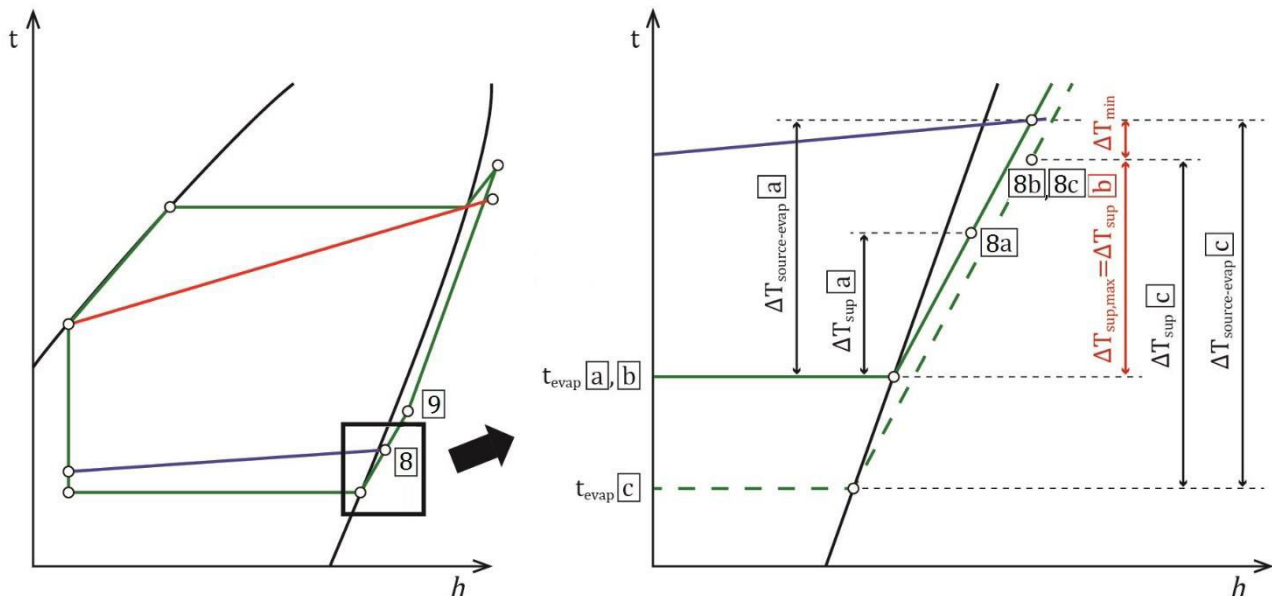


Abbildung 5-16: t/h-Diagramm für Konfiguration SHX links und rechts daraus vergrößert schematische Darstellung der Temperaturunterschiede und Pinch-Point im Verdampfer bei unterschiedlichen Werten der Kältemittelüberhitzung

In Abbildung 5-17 ist die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelleneintritt und Verdampfungstemperatur über der Überhitzung am Verdampferaustritt für die Konfiguration SHX (links) und über der Überhitzung am Überhitzeraustritt für die Konfiguration SHX_SUP (rechts) aufgetragen. Bei der Konfiguration SHX zeigt sich, dass eine Überhitzung von unter 8 K keinen Anstieg der Temperaturdifferenz und somit, wie bereits aus Abbildung 5-15 ersichtlich, keine Absenkung der Verdampfungstemperatur zur Folge hat. Die Streuung der Messpunkte für Überhitzungen unter 8 K ist vermutlich auf die Instabilität der Überhitzung zurückzuführen. Da bei der Konfiguration SHX_SUP eine konstante Überhitzung von 4 K im Verdampfer eingestellt wurde, lag die Überhitzung im Überhitzer bei allen Messpunkten bei Werten, die eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz zur Folge hatten. Ein Vergleich der beiden Diagramme zeigt den nahezu deckungsgleichen Anstieg der Temperaturdifferenz bei Überhitzungen über 8 K, wodurch kein Vorteil der Konfiguration SHX_SUP, also durch die Verwendung des Überhitzers, ersichtlich ist.

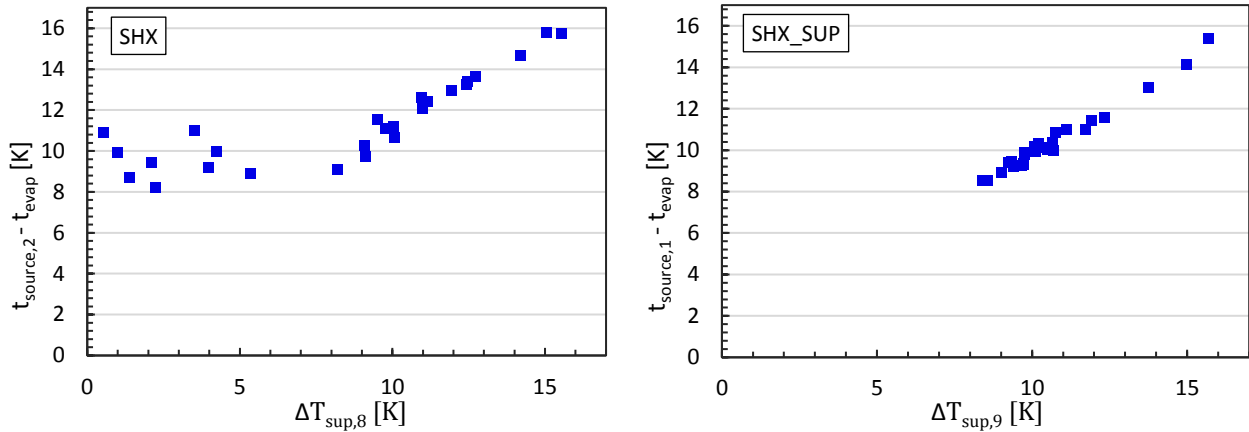


Abbildung 5-17: Einfluss der Überhitzung auf die Verdampfungstemperatur: Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelleneintritt und Verdampfungstemperatur über der Überhitzung im Verdampfer bei der Konfiguration SHX (links) und über der Überhitzung im Überhitzer bei der Konfiguration SHX_SUP (rechts)

Durch die Verdampfungstemperatur wird das Niederdruckniveau festgelegt. Eine Änderung der Verdampfungstemperatur hat aufgrund der Dichteänderung des Kältemittels auch eine Änderung des Kältemittelmassenstroms zur Folge. In Abbildung 5-18 ist der Kältemittelmassenstrom über der Verdampfungstemperatur, links für die Konfiguration SHX und rechts für SHX_SUP aufgetragen. Für gleiche Verdichterdrehzahlen steigt der Kältemittelmassenstrom mit der Verdampfungstemperatur an, eine Erhöhung der Verdichterdrehzahl erhöht die Massenströme. Dieses Verhalten ist, wie aus einem Vergleich der beiden Diagramme ersichtlich, unabhängig von der Kreislaufkonfiguration. Im rechten Diagramm erkennt man die durch die Überhitzungsregelung verursachten starken Schwankungen des Kältemittelmassenstroms und der Verdampfungstemperatur an den großen Fehlerbalken. Der rechts außen liegende Punkt der Datenreihe 35 Hz im rechten Diagramm liegt aufgrund der niedrigeren Überhitzung im Verdampfer ($\Delta T_{sup,8} = 3,4 K$) bei einer höheren Verdampfungstemperatur als derselbe Messpunkt im linken Diagramm ($\Delta T_{sup,8} = 14,2 K$).

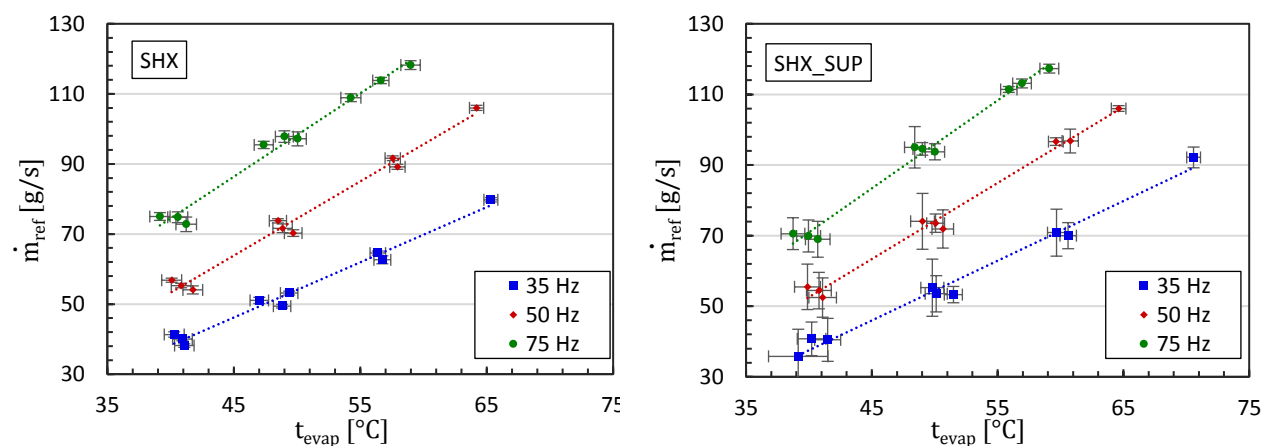


Abbildung 5-18: Einfluss der Verdampfungstemperatur auf den Kältemittelmassenstrom, Konfiguration SHX (links) und SHX_SUP (rechts)

Wärmesenkentemperatur:

Das Hochdruckniveau im Wärmepumpenkreisprozess wird durch die Kondensationstemperatur bestimmt. In Abbildung 5-19 ist die Kondensationstemperatur über der Wärmesenkenaustrittstemperatur für die Konfiguration SHX und in Abbildung 5-20 für die Konfiguration SHX_SUP aufgetragen. Für beide Kreislaufvarianten zeigt sich, dass die Kondensationstemperatur mit der Wärmesenkentemperatur steigt. Die Fehlerbalken sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur bei den 75 Hz – Betriebspunkten eingezeichnet. Die Messabweichungen der Senkentemperaturen liegen bei allen Betriebspunkten in derselben Größenordnung, die Unsicherheit der Kondensationstemperatur liegt in den anderen Betriebspunkten unter den eingezeichneten Werten.

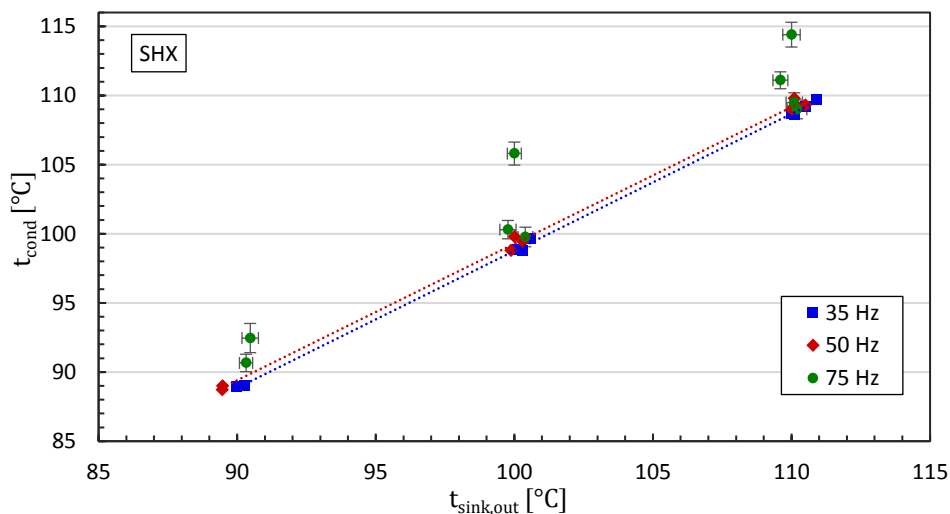


Abbildung 5-19: Einfluss der Wärmesenkentemperatur auf die Kondensationstemperatur, Konfiguration SHX

Die Verläufe für die Kondensationstemperatur liegen für 35 und 50 Hz nahezu deckungsgleich, lediglich beim Betriebspunkt SUP_SHX_Q50_45_S80_110_f35 wurde eine etwas geringere Kondensationstemperatur von 107,9 °C ermittelt. Bei den Messpunkten mit 75 Hz ist ein Anstieg der Kondensationstemperatur durch die in Abschnitt 5.1.2 beschriebene Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator zu erkennen.

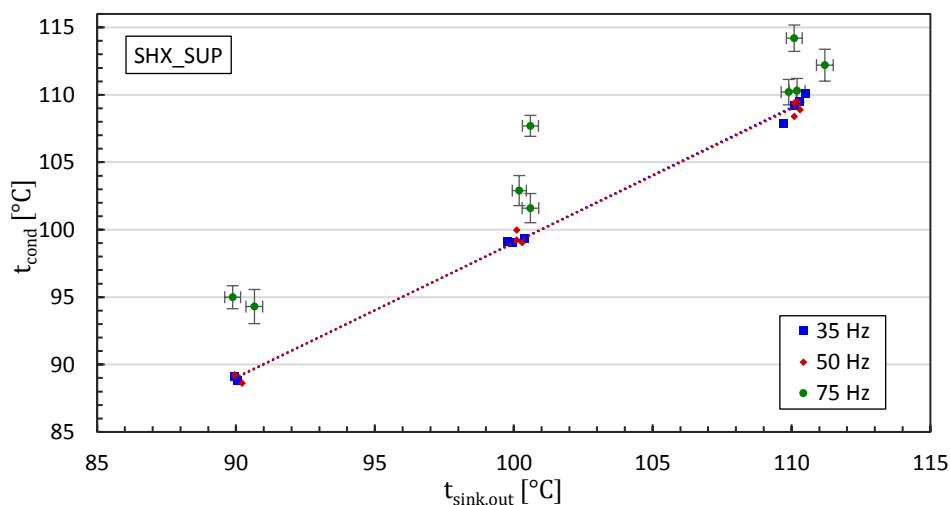


Abbildung 5-20: Einfluss der Wärmesenkentemperatur auf die Kondensationstemperatur, Konfiguration SHX_SUP

In Abbildung 5-21 ist die Temperaturdifferenz zwischen Kondensationstemperatur und Wärmesenkeneintrittstemperatur über der mit Gl. 4-22 berechneten Unterkühlung am Kondensatoraustritt aufgetragen. Daraus ist ersichtlich, dass die Kondensationstemperatur erst ab einer Unterkühlung von etwa 20 K im Kondensator aufgrund der zunehmenden Unterkühlung ansteigt.

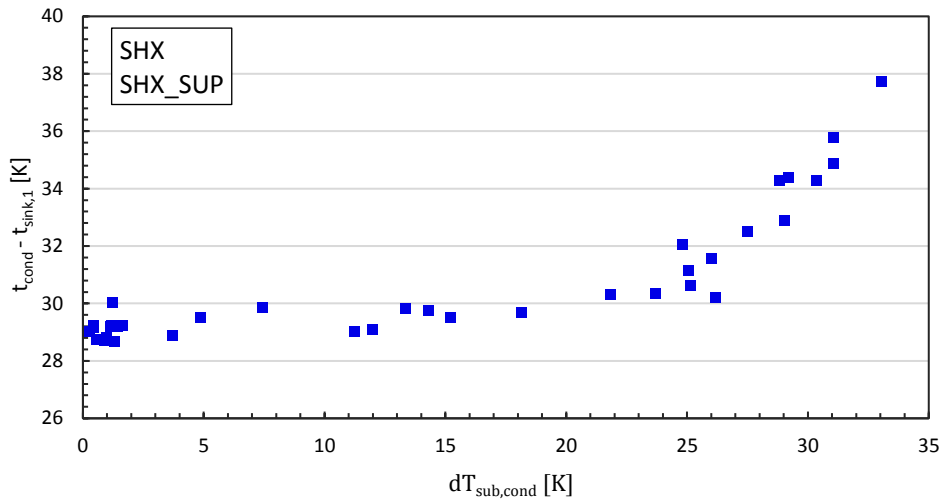


Abbildung 5-21: Einfluss der Unterkühlung im Kondensator auf den Temperaturunterschied zwischen Kondensationstemperatur und Wärmequelleneintritt

Verdichterzahl:

Durch Veränderung der Verdichterzahl kann die Leistung der Wärmepumpe verändert werden. In Abbildung 5-22 ist die bei der Konfiguration SHX vom Quellenkreis aufgenommene Leistung über der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters aufgetragen. Die jeweiligen Wärmesenkenaustrittstemperaturen sind als Datenbeschriftungen in den Diagrammen eingezeichnet. Links sind die Messwerte für Wärmequellentemperaturen von 80/75 °C (Ein-/Austritt) und 60/55 °C, rechts für 70/65 °C und 65/60 °C dargestellt. Die großen Unsicherheiten der Leistungen liegen an den bei einer Spreizung von 5 K durchaus relevanten Messunsicherheiten der Wärmequellentemperaturen von etwa 0,3 K. Die Wärmequellenleistung steigt bei gleichen Wärmequellentemperaturen mit der Verdichterzahl an und sinkt bei steigender Wärmesenkenaustrittstemperatur. Für höhere Wärmequellentemperaturen sind die Verläufe in Richtung höherer Leistungen verschoben.

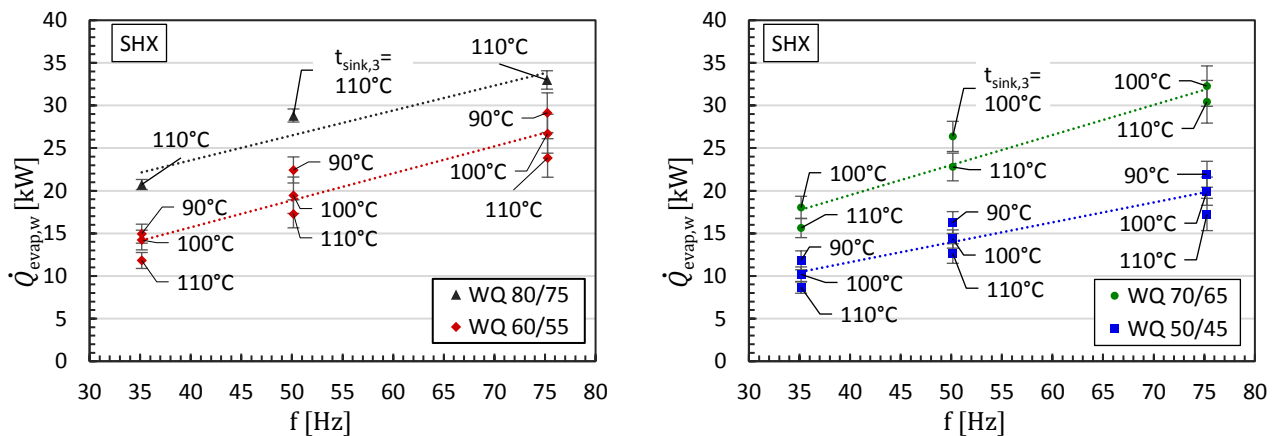


Abbildung 5-22: Einfluss der Verdichterzahl auf die Wärmequellenleistung, Kreislauf SHX

In Abbildung 5-23 ist die an den Senkenkreis abgegebene Wärmeleistung über der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters aufgetragen. Links sind alle vermessenen Wärmequellentemperaturen eingezeichnet, rechts sind die Messwerte für die Wärmequellentemperatur 50/45 °C mit den jeweiligen Wärmesenkenaustrittstemperaturen dargestellt, um den Einfluss der Wärmesenktemperatur zu zeigen. Im Vergleich zu Abbildung 5-22 sind die Unsicherheiten der ermittelten Leistungen aufgrund der größeren Spreizung von 30 K signifikant kleiner. Die Wärmesenkenleistung steigt bei gleichen Wärmequellentemperaturen mit der Verdichterdrehzahl stärker als die Wärmequellenleistung. Sie sinkt mit steigender Wärmesenkenaustrittstemperatur, da der Liefergrad des Verdichters mit steigendem Druckverhältnis abnimmt und die Verdampfungsenthalpie des Kältemittels mit steigender Temperatur sinkt.

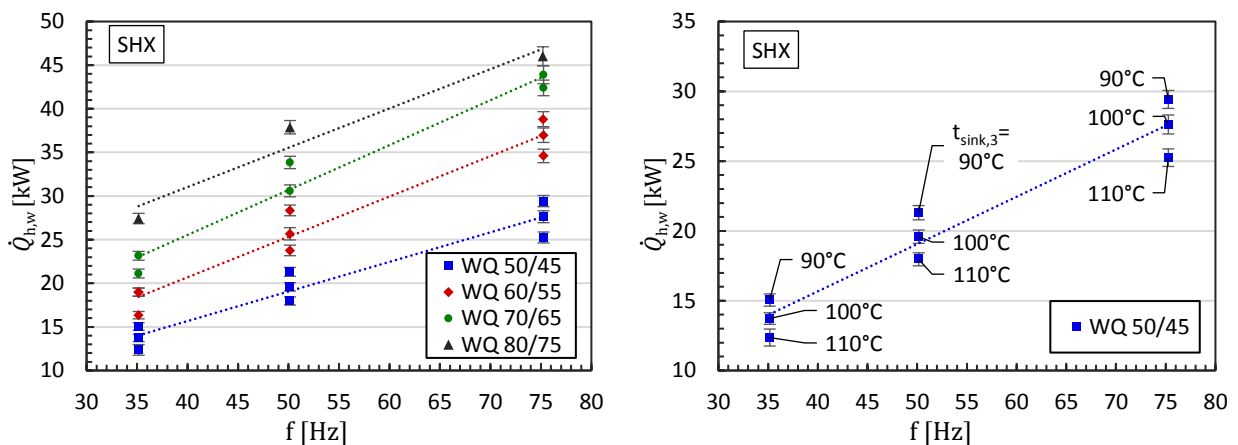


Abbildung 5-23: Einfluss der Verdichterdrehzahl auf die Wärmesenkenleistung, Konfiguration SHX

In Abbildung 5-24 ist die Ausgangsleistung des Frequenzumrichters über der Ausgangsfrequenz aufgetragen. Für gleiche Wärmequellentemperaturen steigt die Leistung mit zunehmender Frequenz, mit Zunahme der Wärmequellentemperaturen sind die Verläufe in Richtung höherer Leistungen verschoben. Im rechten Diagramm sind die Messwerte für die Wärmequelleneintrittstemperatur 50 °C mit den Wärmesenkenaustrittstemperaturen als Datenbeschriftung eingetragen, wodurch der Einfluss der Wärmesenktemperatur ersichtlich wird.

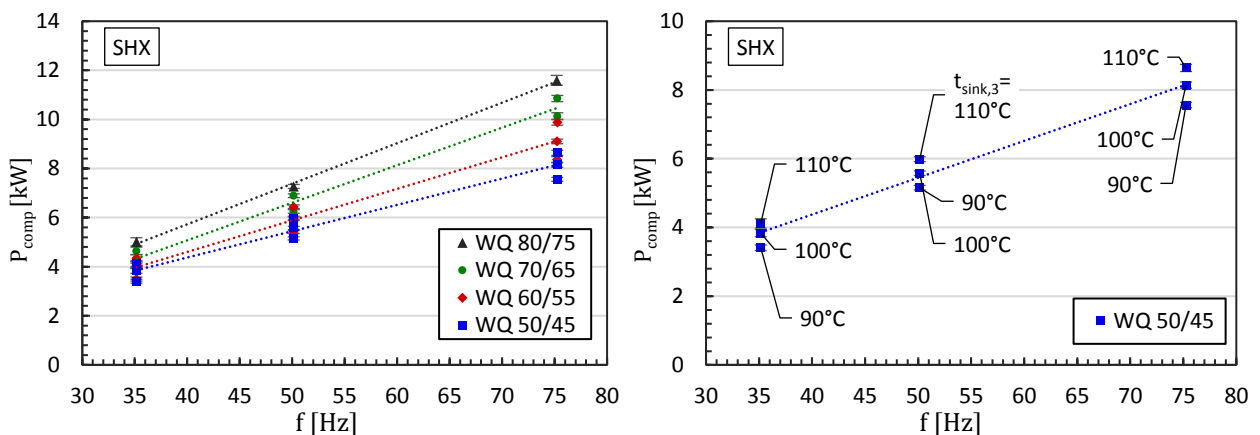


Abbildung 5-24: Einfluss der Verdichterdrehzahl auf die Ausgangsleistung des Frequenzumrichters, Verschaltung SHX

In Abbildung 5-25 sind die Heizleistungen der einzelnen Betriebspunkte über der Kondensationstemperatur aufgetragen. Links sind die Werte der Konfiguration SHX, rechts der Konfiguration SHX_SUP dargestellt. Betriebspunkte gleicher Wärmequellentemperaturen sind durch blaue Linien verbunden, Punkte gleicher Senkentemperaturen durch rote Linien. Die Unterschiede zwischen den beiden Kreislaufvarianten liegen vor allem in der unterschiedlichen Überhitzungsregelung. Bei der Konfiguration SHX wurde auf eine Überhitzung am Verdichtereintritt von $\Delta T_{sup,1} = 18\text{ K}$ geregelt, bei der Konfiguration SHX_SUP auf eine Überhitzung am Verdampferaustritt von $\Delta T_{sup,8} = 4\text{ K}$.

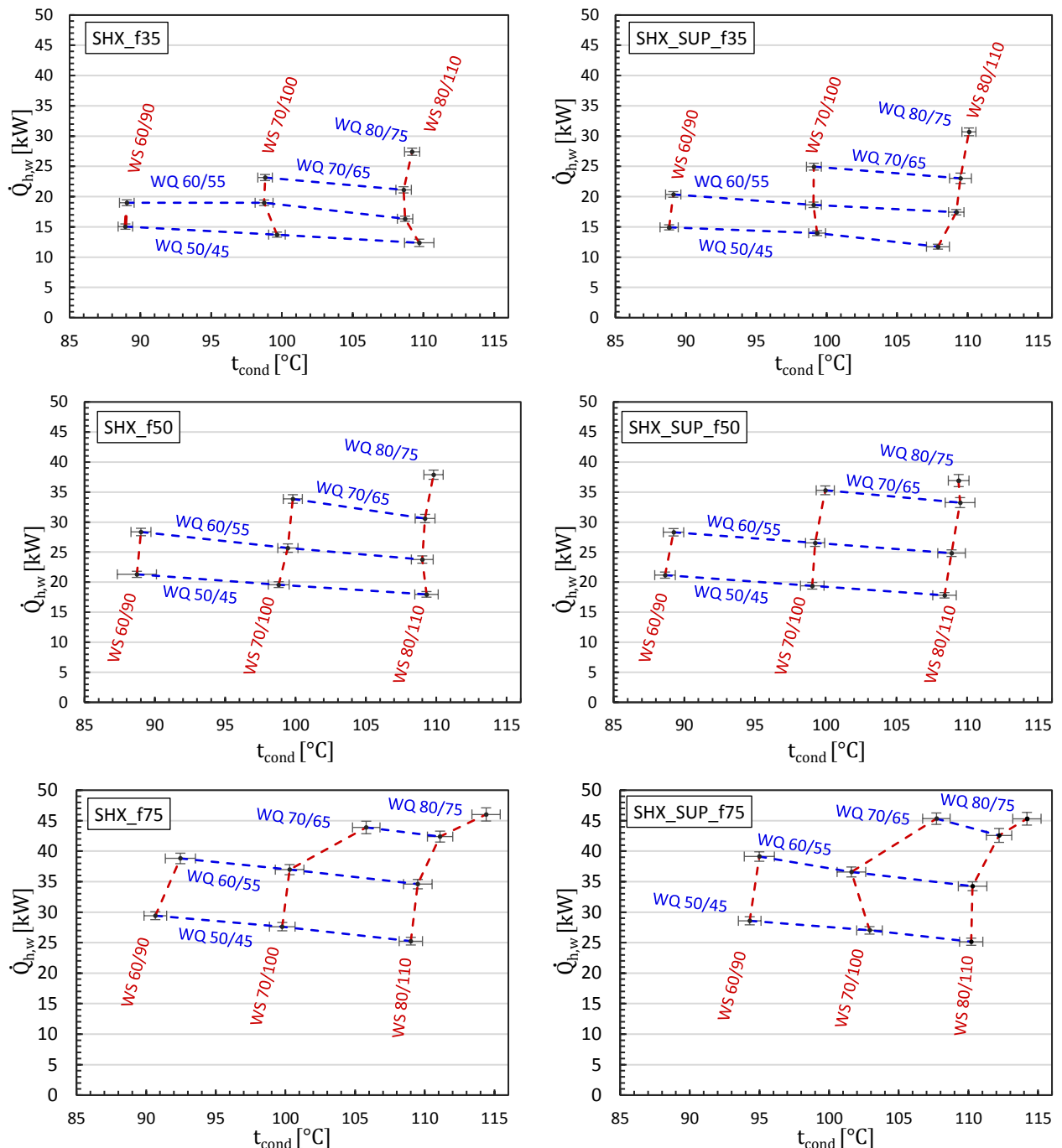


Abbildung 5-25: Vergleich der Wärmesenkenleistungen zwischen der Konfiguration SHX (links) und SHX_SUP (rechts), bei den FU-Ausgangsfrequenzen 35 Hz (oben), 50 Hz (Mitte) und 75 Hz (unten)

Die Heizleistung steigt mit zunehmender Wärmequellentemperatur und Verdichterdrehzahl aufgrund des steigenden Kältemittelmassenstroms und fällt leicht mit steigender Wärmesenktemperatur aufgrund der niedrigeren Verdampfungsenthalpie und des schlechteren Liefergrades des Verdichters. Bei den Betriebspunkten mit 75 Hz ist der in Abschnitt 5.1.2 besprochene Anstieg der Kondensationstemperatur aufgrund der hohen Unterkühlung im Kondensator deutlich zu erkennen.

5.2 Sauggasgekühlter Verdichter

Um das Betriebsverhalten der Verdichtereinheit zu beschreiben, wird zunächst auf die in den Betriebspunkten gemessenen Kompressoraustrittstemperaturen eingegangen. Danach werden die in Abschnitt 2.2 eingeführten Wirkungsgrade und der Liefergrad, wie in Abschnitt 4.2.3 beschrieben, dargestellt.

In Abbildung 5-26 sind die Verdichteraustrittstemperaturen der vermessenen Betriebspunkte dargestellt. Betriebspunkte, bei denen eine Kältemittelunterkühlung bereits im Kondensator ermittelt wurde, sind rot markiert. Deutlich erkennbar ist die höhere Verdichteraustrittstemperatur für Betriebspunkte mit 75 Hz aufgrund der durch die erhöhte Unterkühlung gestiegenen Kondensationstemperatur, die einen Anstieg des Hochdruckniveaus verursacht. Dennoch bleibt die Verdichteraustrittstemperatur bei allen Betriebspunkten unter 140 °C.

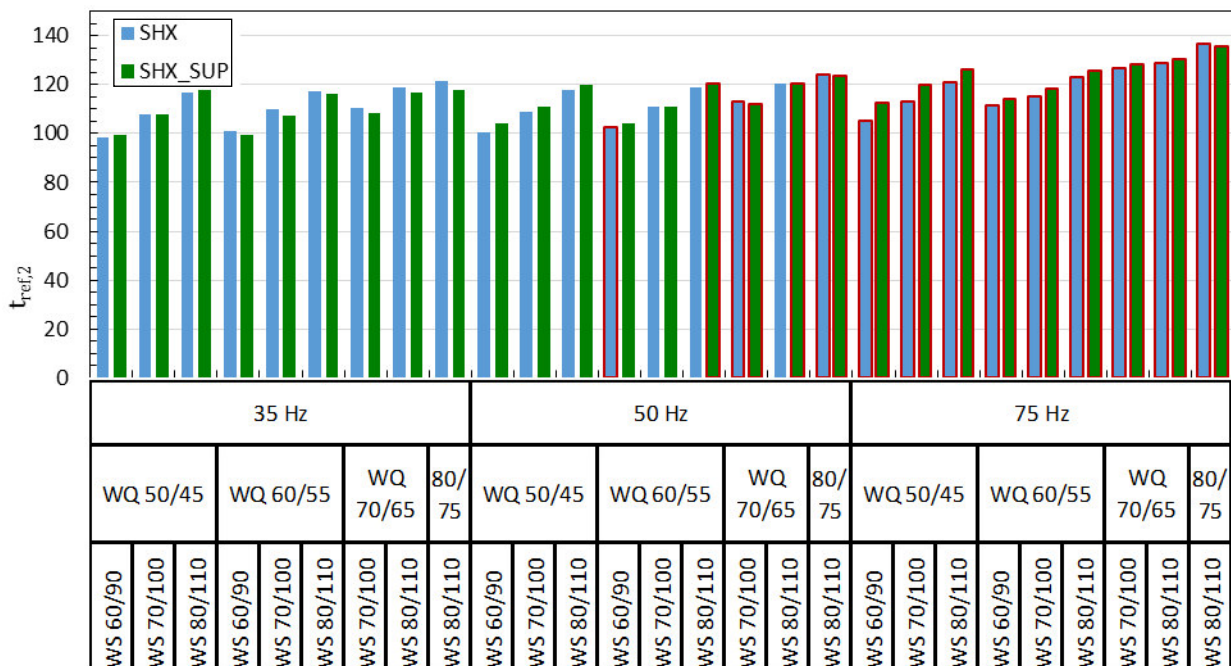


Abbildung 5-26: Verdichteraustrittstemperaturen der vermessenen Messpunkte

5.2.1 Wirkungsgrade und Liefergrad der Verdichtereinheit

In Abbildung 5-27 bis Abbildung 5-29 sind der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters η_{FI} nach Gl. 4-13, der innere isentrope Wirkungsgrad η_{is} nach Gl. 4-11 sowie der mechanische Wirkungsgrad η_m nach Gl. 4-12 und der isentrope Gesamtwirkungsgrad des Verdichters

$\eta_{is,overall}$ nach Gl. 4-10 für die untersuchten Frequenzen über dem Druckverhältnis π aufgetragen. Trendlinien, die durch ein Polynom zweiten Grades mit dem Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate berechnet wurden, sind punktiert eingezeichnet.

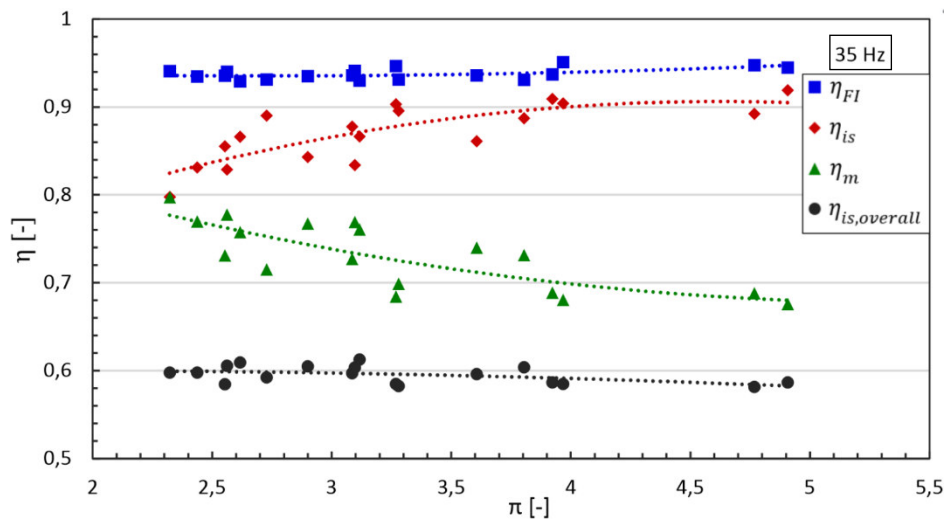


Abbildung 5-27: Wirkungsgrade der Verdichtereinheit bei 35 Hz

Daraus ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters unabhängig vom Druckverhältnis ist. Da die Temperatur des Verdichters mit zunehmendem Druckverhältnis ansteigt, steigen auch die Wärmeverluste. Dadurch nähert sich der Endzustand der Kompression dem einer adiabaten Zustandsänderung, wodurch der innere Isentrope Wirkungsgrad steigt, der mechanische Wirkungsgrad jedoch sinkt. Durch den mit dem Druckverhältnis steigenden inneren isentropen Wirkungsgrad und den mit dem Druckverhältnis fallenden mechanischen Wirkungsgrad des Verdichters ergibt sich ein über dem Druckverhältnis nahezu konstanter isentropen Gesamtwirkungsgrad. In Abbildung 5-28 sind die Wirkungsgrade für eine Frequenz von 50 Hz aufgetragen.

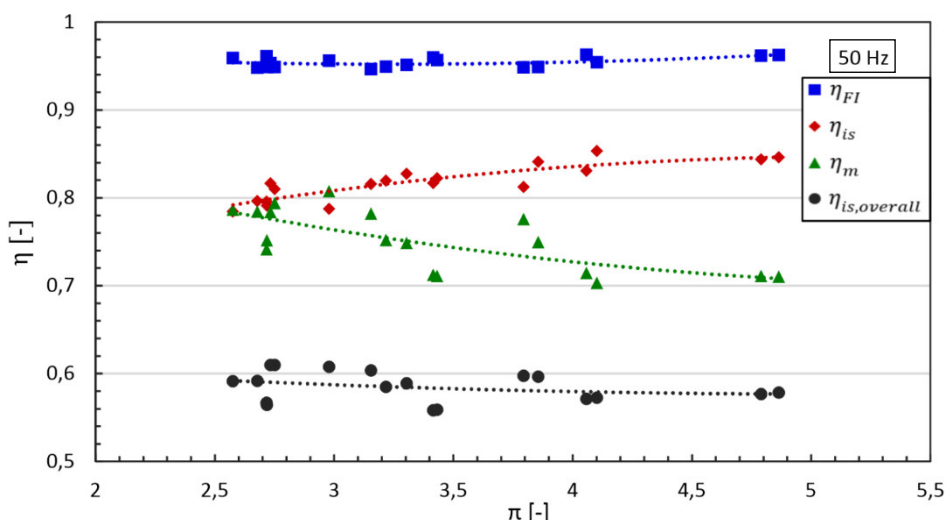


Abbildung 5-28: Wirkungsgrade der Verdichtereinheit bei 50 Hz

Der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters ist bei 50 Hz um etwa 1% höher als bei 35 Hz, der innere isentrope Wirkungsgrad liegt mit Werten zwischen 0,78 und 0,86 niedriger als bei 35 Hz und steigt im Vergleich dazu mit zunehmendem Druckverhältnis auch nicht so stark an. Der mechanische Wirkungsgrad fällt wieder mit zunehmendem Druckverhältnis, wodurch sich

insgesamt ein minimal geringerer isentroper Gesamtwirkungsgrad als mit 35 Hz ergibt. In Abbildung 5-29 sind die Wirkungsgrade für 75 Hz dargestellt. Der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters erreicht bei dieser Frequenz mit 0,96 die höchsten Werte. Der innere isentrope Wirkungsgrad liegt mit Werten zwischen 0,72 und 0,78 für nahezu alle Betriebspunkte unter den Werten des mechanischen Wirkungsgrades, die mit zunehmendem Druckverhältnis abnehmen und zwischen 0,8 und 0,74 liegen. Der isentrope Gesamtwirkungsgrad erreicht bei 75 Hz mit 0,56 den niedrigsten Wert.

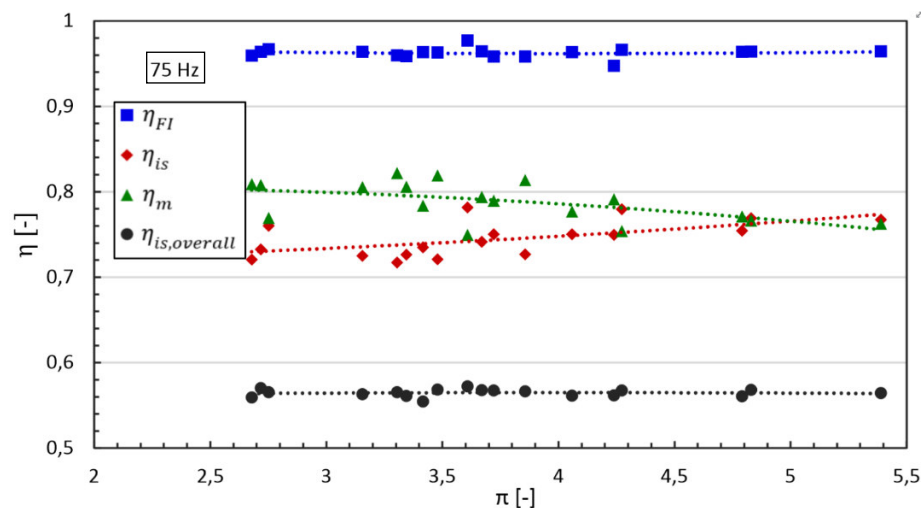


Abbildung 5-29: Wirkungsgrade der Verdichtereinheit bei 75 Hz

Der Liefergrad des Verdichters ist in Abbildung 5-30 über dem Druckverhältnis dargestellt.

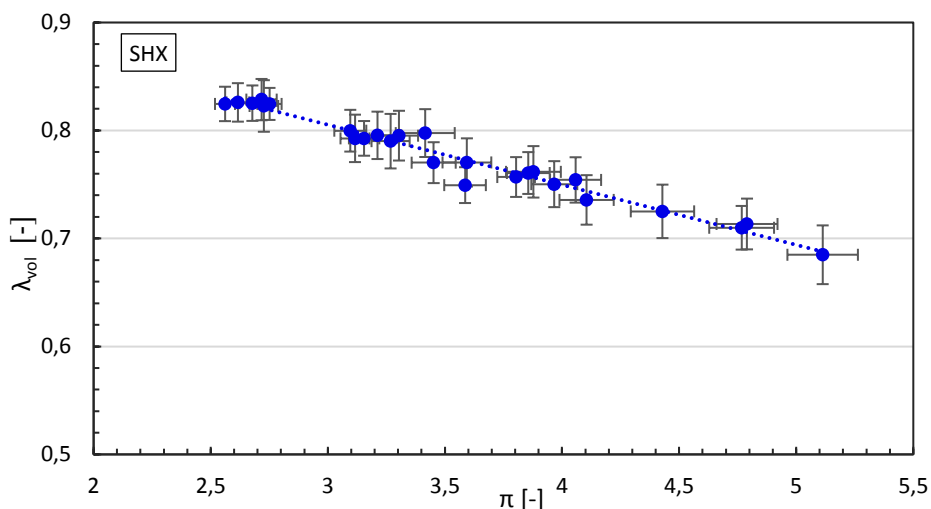


Abbildung 5-30: Liefergrad über dem Druckverhältnis, Verschaltung SHX

Wie aus Abbildung 5-30 ersichtlich ist, konnte ein nahezu linearer Verlauf des Liefergrades über dem Druckverhältnis beobachtet werden.

5.2.2 Leistungsaufnahme von Verdichter und Frequenzumrichter

In Abbildung 5-31 ist die Leistungsaufnahme des Verdichters und Frequenzumrichters für die untersuchten Kreislaufkonfigurationen und Frequenzen über der Kondensationstemperatur dargestellt. Bei den vermessenen Betriebspunkten variierte die Leistungsaufnahme zwischen 3,6

kW im Betriebspunkt Q_60_55_S60_90_f35 bei beiden Konfigurationen und 12 kW bei dem Betriebspunkt SHX_Q80_75_S80_110_f75. Die Leistungsaufnahme steigt mit der Wärmequellentemperatur und Verdichterdrehzahl aufgrund des höheren Kältemittelmassenstroms und mit der Wärmesenktemperatur wegen des höheren Druckverhältnisses. Bei den Diagrammen für 75 Hz ist der Anstieg der Kondensationstemperatur aufgrund der hohen Unterkühlung im Kondensator sichtbar.

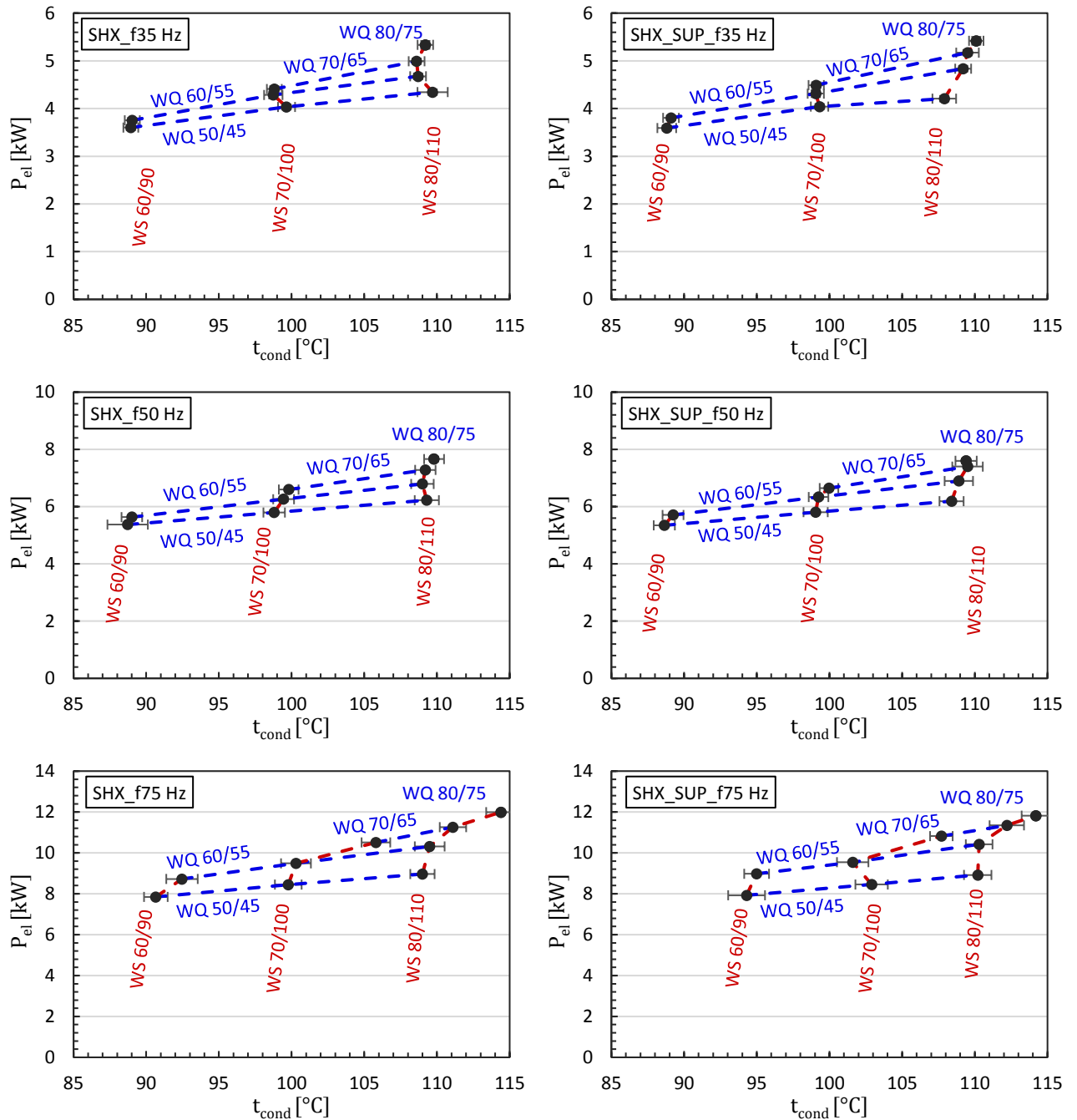


Abbildung 5-31: Vergleich der Leistungsaufnahme von Verdichter und Frequenzumrichter zwischen der Konfiguration SHX (links) und SHX_SUP (rechts), bei den Ausgangsfrequenzen 35 Hz (oben), 50 Hz (Mitte) und 75 Hz (unten)

5.2.3 Sauggaswärmetauscher

Der Sauggaswärmetauscher soll neben der ausreichenden Kühlung des Stators auch einen Teil der Kältemittelüberhitzung mittels Motorabwärme bewerkstelligen, um die im Verdampfer oder Überhitzer notwendige Überhitzung reduzieren zu können- Durch die Motorkühlung soll die Wicklungstemperatur des Motors in allen Betriebspunkten unter 180°C gehalten werden. In Abbildung 5-32 ist die Temperatur im Wicklungskopf des Motors t_{motor} über der elektrischen Leistungsaufnahme aufgetragen. Die Wicklungskopftemperatur konnte in allen Betriebspunkten unter 170°C gehalten werden, die Kühlwirkung des Sauggaswärmetauschers ist somit ausreichend.

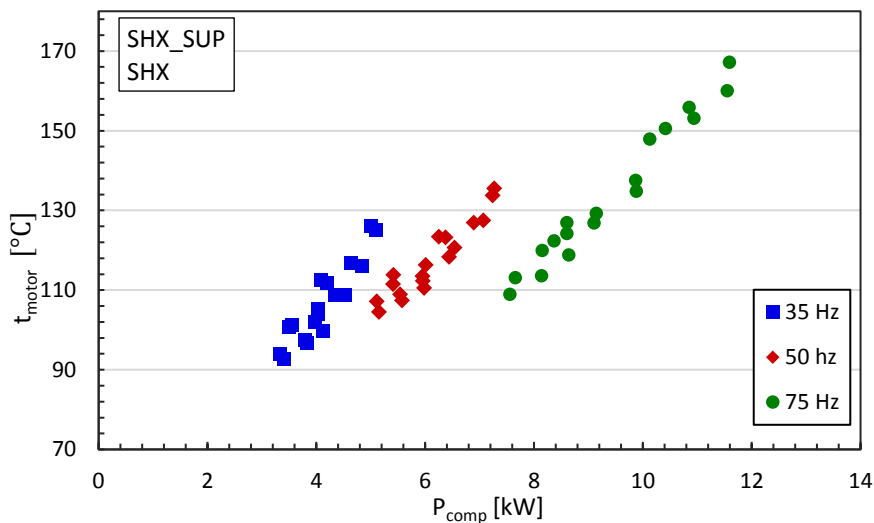


Abbildung 5-32: Wicklungskopftemperatur in Abhängigkeit der Leistungsaufnahme von Motor und Frequenzumrichter

Die zweite Aufgabe des Sauggaswärmetauschers besteht in der Überhitzung des Kältemittels. Mit der Konfiguration SHX wurde die Überhitzung im Verdampfer derart angepasst, dass am Verdichtereintritt eine Überhitzung von $\Delta T_{sup,1} = 18 K$ erreicht wurde. In Abbildung 5-33 ist die dafür notwendige Überhitzung im Verdampfer über dem Kältemittelmassenstrom aufgetragen.

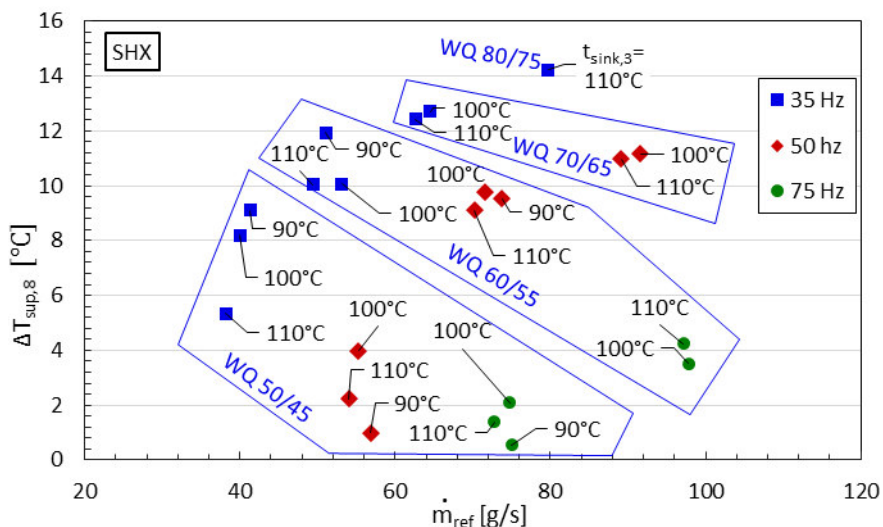


Abbildung 5-33: Im Verdampfer notwendige Überhitzung, um eine Überhitzung von 18 K am Verdichtereintritt zu erreichen, Verschaltung SHX

Durch die Darstellung über dem Kältemittelmassenstrom sind die Einflüsse der anderen Betriebsparameter ersichtlich. Betriebspunkte gleicher Wärmequellentemperatur sind in einem blauen Vieleck zusammengefasst, die Wärmesenkeneintrittstemperaturen sind als Datenbeschriftungen eingetragen. Mit steigender Wärmequellentemperatur und Verdichterdrehzahl muss im Verdampfer eine höhere Überhitzung erfolgen, um die Gesamtüberhitzung von 18 K am Verdichtereintritt zu erreichen. Die Betriebspunkte, bei denen aufgrund des bereits voll geöffneten Expansionsventils keine Überhitzungsregelung möglich war, siehe Tabelle 5-3 und Tabelle 5-4, sind in Abbildung 5-33 und Abbildung 5-34 nicht dargestellt. Bei der Konfiguration SHX_SUP wurde eine Überhitzung von 4 K im Verdampfer eingestellt. Abbildung 5-34 zeigt die mit dem Sauggaswärmetauscher erreichte Überhitzung am Verdichtereintritt über dem Kältemittelmassenstrom. Die so erreichte Überhitzung fällt mit zunehmender Wärmequellentemperatur und steigt mit der Verdichterdrehzahl.

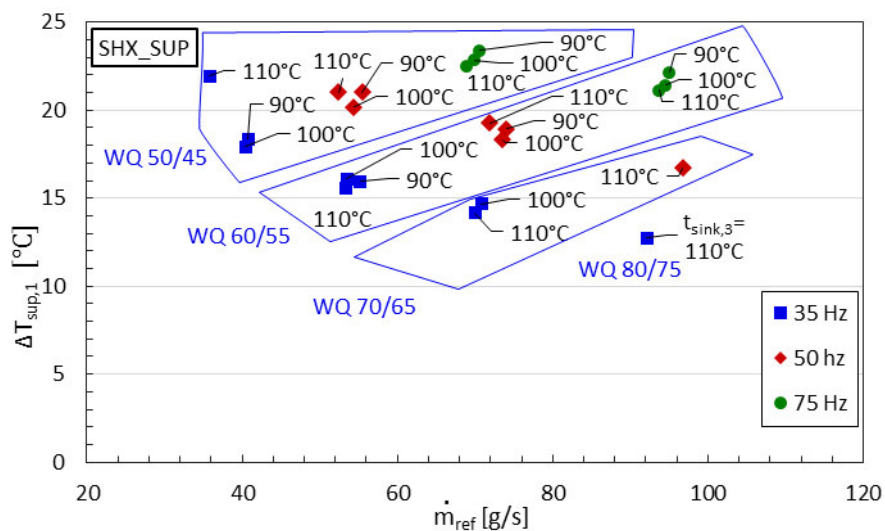


Abbildung 5-34: Im Sauggaswärmetauscher erreichte Überhitzung, Verschaltung SHX_SUP

Die Überhitzung am Verdichtereintritt lag beim Betriebspunkt SHX_SUP_Q80_75_S80_110_f35 mit 12,7 K deutlich unter der bei der Kreislaufkonfiguration SHX eingestellten Überhitzung von 18 K. Aus dem in Abbildung 5-35 dargestellten t/h-Diagramm für diesen Betriebspunkt ist jedoch ersichtlich, dass trotz der geringeren Überhitzung ein ausreichender Abstand des Verdichtungsendpunktes zur rechten Grenzkurve besteht, um eine nasse Kompression bei stationärem Betrieb zu verhindern. Beim Hochfahren der Anlage musste, bis die Verdichtereinheit ihre Betriebstemperatur erreichte, eine ausreichend hohe Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt von etwa $\Delta T_{sup,8} = 30 K$ eingestellt werden, da das Kältemittel einerseits durch den noch kalten Sauggaswärmetauscher gekühlt wurde und andererseits die Gefahr einer nassen Kompression durch den noch kalten Verdichter erhöht war.

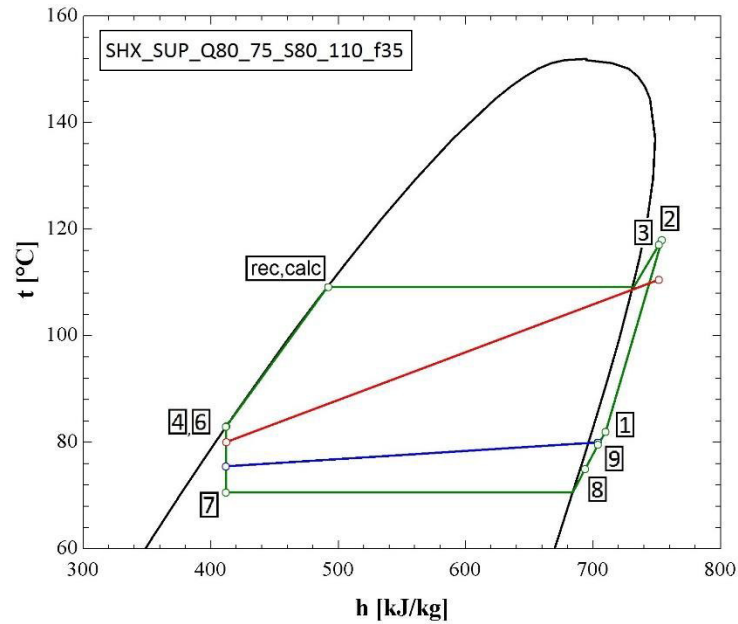


Abbildung 5-35: t/h-Diagramm des Betriebspunktes SHX_SUP_Q80_75_S80_110_f35

Die im Sauggaswärmetauscher auf das Kältemittel übertragene Leistung ist in Abbildung 5-36 über dem Druckverhältnis des Verdichters für die Verschaltung SHX aufgetragen. Die übertragene Leistung steigt mit zunehmender Verdichterdrehzahl sowie mit steigendem Druckverhältnis.

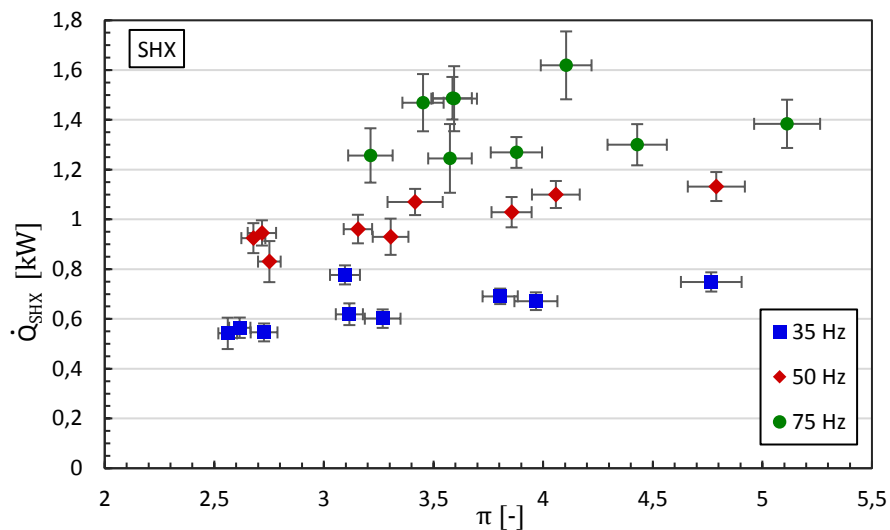


Abbildung 5-36: Im Sauggaswärmetauscher übertragene Leistung, Verschaltung SHX

Der Druckverlust im Sauggaswärmetauscher ist in Abbildung 5-37 über dem Kältemittelmassenstrom aufgetragen, er steigt für gleiche Frequenzen nahezu linear mit dem Kältemittelmassenstrom an und ist für höhere Verdichterdrehzahlen zu höheren Werten verschoben. Der kleinste Druckverlust wurde für den Betriebspunkt SHX_Q50_45_S80_110_f35 mit $\Delta p_{SHX} = 0,1 \text{ bar}$ ermittelt, bei dem gemessenen Druck am Eintritt in den Sauggaswärmetauscher von $p_{ref,9} = 3,9 \text{ bar}$ entspricht das einer Änderung der Sättigungstemperatur von $\Delta T_{sat} = 1 \text{ K}$. Der größte Druckverlust wurde im Betriebspunkt

SHX_Q80_75_S80_110_f35 mit $\Delta p_{SHX} = 0,6 \text{ bar}$ ermittelt, bei dem gemessenen Druck von $p_{ref,9} = 6,2 \text{ bar}$ entspricht das einer Änderung der Sättigungstemperatur von $\Delta T_{sat} = 4 \text{ K}$.

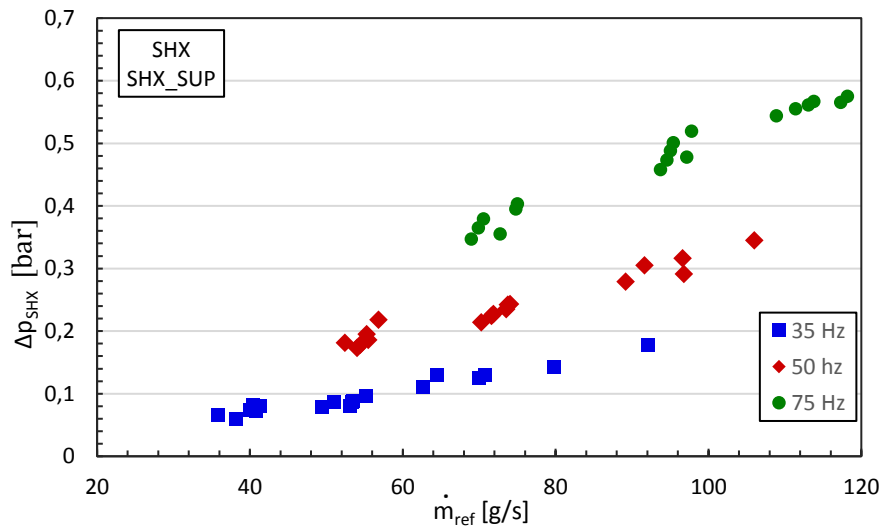


Abbildung 5-37: Druckverlust im Sauggaswärmetauscher in Abhängigkeit des Kältemittelmassenstromes

5.3 Erreichte Leistungszahlen und Gütegrade

In Abbildung 5-38 sind links die wasserseitig bestimmten Leistungszahlen nach Gl. 4-7 über der Kondensationstemperatur für die Konfiguration SHX, rechts für die Konfiguration SHX_SUP aufgetragen. Der Messpunkt für den elektrischen Energieverbrauch liegt, wie in Gl. 4-4 dargestellt, vor dem Frequenzumrichter. Wie aus den Kennfeldern ersichtlich ist, sinkt die Leistungszahl mit steigendem Temperaturhub. Die geringen Unterschiede zwischen den Kreislaufkonfigurationen können durch die unterschiedlichen Sollwerte der Kältemittelüberhitzung erklärt werden. Der größte Unterschied in der Leistungszahl wurde bei dem Betriebspunkt Q80_75_S80_110_f35 ermittelt. Bei der Konfiguration SHX_SUP wurde mit einer Überhitzung im Verdampfer von 3,5 K eine Überhitzung am Verdichtereintritt von 21 K erreicht, wogegen beim gleichen Betriebspunkt mit der Konfiguration SHX eine Überhitzung im Verdampfer von 14,2 K eingestellt werden musste, um die Überhitzung von 18 K am Verdichtereintritt zu erreichen. Durch die höhere Überhitzung sinkt, wie in Abschnitt 5.1.1 besprochen, die Verdampfungstemperatur, was sich durch den höheren Temperaturhub negativ auf die Leistungszahl auswirkt. Mit der Konfiguration SHX konnte in diesem Betriebspunkt eine Leistungszahl von $COP_{h,w} = 5,1$ und mit der Konfiguration SHX_SUP eine Leistungszahl von $COP_{h,w} = 5,6$ erreicht werden. Eine Erhöhung der Verdichterdrehzahl bewirkt eine geringe Abnahme der Leistungszahl, da der isentrope Gesamtwirkungsgrad des Verdichters, wie in Abschnitt 5.2.1 besprochen, mit steigender Verdichterdrehzahl leicht abnimmt.

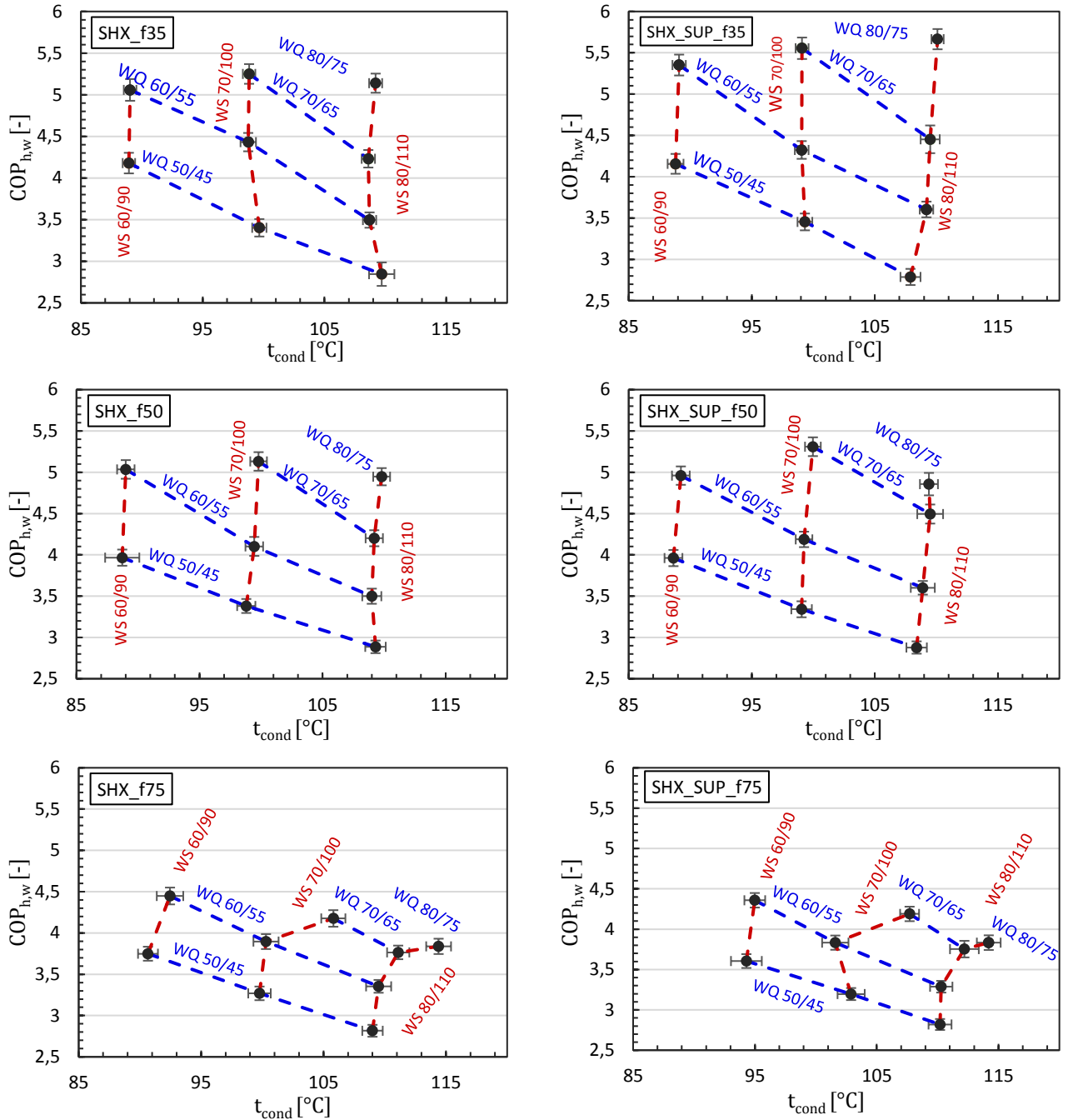


Abbildung 5-38: Wasserseitig ermittelte Leistungszahlen über der Kondensationstemperatur für die Variante SHX (links) und SHX_SUP (rechts) bei den Frequenzen 35 Hz (oben), 50 Hz (Mitte) und 75 Hz (unten)

Die mit Gl. 4-9 berechneten Gütegrade aller vermessenen Betriebspunkte sind in Abbildung 5-26 dargestellt. Die in Tabelle 5-3 und Tabelle 5-4 aufgelisteten Betriebspunkte, bei denen entweder die Überhitzung im Verdampfer trotz voll geöffnetem Expansionsventil zu groß war oder die Unterkühlung des Kältemittels bereits im Kondensator stattgefunden hat, sind in Abbildung 5-26 rot markiert. Der Gütegrad der Wärmepumpe liegt, wenn die rot markierten Betriebspunkte außer Acht gelassen werden, bei Werten zwischen 0,41 und 0,48.

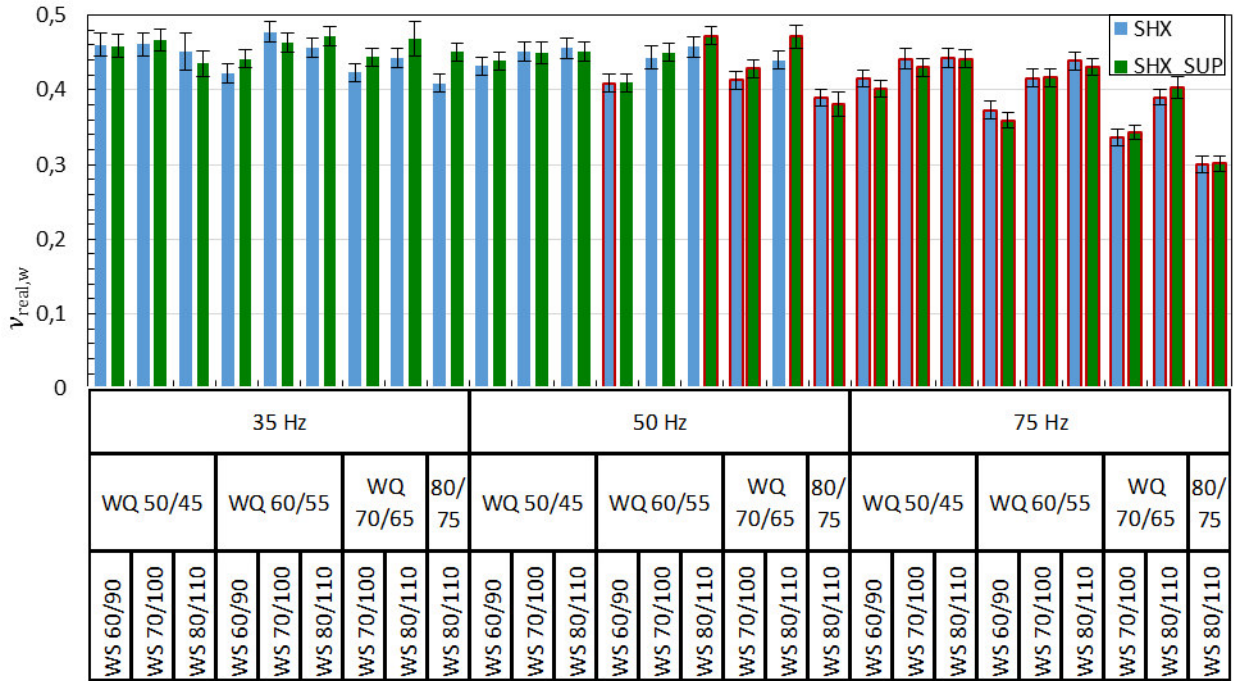


Abbildung 5-39: Gütegrade der vermessenen Betriebspunkte

6 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Im Zuge dieser Arbeit konnte das Funktionsmuster der Hochtemperaturwärmepumpe erfolgreich in Betrieb genommen werden. Die Kältemittelmenge wurde bei der Füllung solange erhöht, bis bei allen Betriebszuständen ein einphasiger Zustand am Austritt des Hochdrucksammlers anhand des Schauglases festgestellt werden konnte. Die Reglerparameter der Beimischschaltungen im hydraulischen Quellen- und Senkenkreis wurden durch Auswertung von Sprungantworten, der Annahme einer PT1-Strecke und empirischen Reglereinstellungen nach Chien, Hrones und Reswick ermittelt und ermöglichten eine ausreichend stabile Regelung.

Das Betriebsverhalten der Wärmepumpe wurde durch das Vermessen stationärer Betriebspunkte ermittelt. Dabei wurde der Unterkühler immer verwendet und die Kältemittelüberhitzung mit und ohne Überhitzer untersucht. Die vermessenen Betriebspunkte umfassten Wärmequelleneintrittstemperaturen von 50 bis 80°C bei einer Spreizung von 5 K und Wärmesenkenaustrittstemperaturen von 90 bis 110 °C bei einer Spreizung von 30 K. Höhere Wärmesenkentemperaturen waren durch die Beschränkung des Hochdruckniveaus nicht möglich. Zur Variation der Verdichterdrehzahl wurde die Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters auf 35, 50 oder 75 Hz eingestellt.

Die Reglerparameter des elektrischen Expansionsventils zur Überhitzungsregelung wurden zunächst ebenso durch Annahme einer PT1-Strecke ermittelt, das erhaltene Regelverhalten war bei niedrigen Überhitzungen jedoch nicht zufriedenstellend. Weitere Sprungantworten mit größeren Stellgrößensprüngen zeigten ein integrales Verhalten der Regelstrecke bei niedrigen Werten der Kältemittelüberhitzung im Verdampfer. Durch eine Reglerauslegung nach dem symmetrischen Optimum konnte die minimal regelbare Überhitzung zwar weiter gesenkt werden, bei darunterliegenden Sollwerten konnte ein Abfallen der Überhitzung in periodischen Abständen jedoch nicht verhindert werden. Ein weiterer Ansatz, das Expansionsventil bei abfallender Überhitzung auf einen bestimmten Wert zu schließen, verringerte dieses Abfallen zwar, ein konstanter Verlauf der Überhitzung im Verdampfer war jedoch nicht möglich. Eine mögliche Erklärung für dieses instabile Verhalten konnte in der MSS-Theorie gefunden werden, wonach die minimale stabile Überhitzung eine Eigenschaft des verwendeten Verdampfers ist und von der Wärmequellenleistung abhängt. Die Instabilität bei Unterschreiten eines bestimmten Wertes der Überhitzung folgt eventuell aus der beim Beginn des Blasensiedens auftretenden Keimbildungshysterese. Eine weitere Erklärung für die Instabilität der Überhitzung könnte im Einfluss von im Kältemittel gelöstem Verdichteröl liegen, das eine Zunahme der Verdampfungstemperatur mit zunehmender Dampfziffer verursachen würde. Die am Verdampferaustritt tatsächlich vorliegende Verdampfungstemperatur würde somit über der berechneten Verdampfungstemperatur liegen, wodurch die tatsächliche Überhitzung geringer wäre als die berechnete. Aufgrund der Vernachlässigung des Öleinflusses könnte tatsächlich ein zweiphasiger Verdampferaustrittszustand vorliegen, obwohl ein überhitzter Austrittszustand berechnet wurde. Aufgrund der komplexen Strömungsverhältnisse im Verdampfer und an dessen Austritt ist es auch möglich, dass vereinzelt Tropfen flüssigen Kältemittels mit dem überhitzten Kältemittel mitströmen. Dabei reichen schon geringe Mengen von flüssigem

Kältemittel, um die Überhitzung durch den Wärmeentzug bei deren Verdampfung einbrechen zu lassen.

Bei hohen Verdichterdrehzahlen zeigte sich eine bereits im Kondensator auftretende Unterkühlung des Kältemittels, die auf einen Rückstau von flüssigem Kältemittel in den Kondensator hindeutete. Die Verringerung der für die Kondensation zur Verfügung stehenden Wärmetauscherfläche verursachte eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Wärmeübertragungsmedium, wodurch die Kondensationstemperatur anstieg. Bei einigen dieser Betriebspunkte lag zusätzlich die Kältemittelüberhitzung trotz voll geöffnetem Expansionsventil bei zu hohen Werten. Dieses Verhalten weist auf einen zu geringen Kältemittelmassenstrom hin, wodurch die Vermutung nahe liegt, dass das verwendete Expansionsventil für Betriebspunkte mit hohen Verdichterdrehzahlen eine zu kleine Öffnung aufweist. Durch die größere Überhitzung nimmt das gasförmige Kältemittel einen größeren Anteil des Verdampfervolumens ein, was den hochdruckseitigen Rückstau von flüssigem Kältemittel noch weiter verstärken kann.

Durch die Vermessung der Betriebspunkte konnten Kennfelder für die Wirkungsgrade und den Liefergrad des Verdichters sowie die elektrische Leistungsaufnahme, die abgegebene Heizleistung und die erreichten Leistungszahlen ermittelt werden.

Hinsichtlich des Sauggaswärmetauschers konnte eine ausreichende Kühlwirkung anhand der maximal erreichten Motorwicklungstemperatur festgestellt werden. Die mögliche Kältemittelüberhitzung und die übertragene Leistung wurden für die einzelnen Betriebspunkte ermittelt. Die zu Beginn der Vermessung angenommene Mindestüberhitzung von 18 K war höher als notwendig, da bei deren Berechnung von einer isentropen Verdichtung ausgegangen wurde und der innere isentrope Wirkungsgrad des Verdichters je nach Betriebspunkt zu etwa 0,7...0,9 bestimmt wurde. Die Verwendung des Überhitzers zeigte gegenüber der alleinigen Verwendung des Sauggaswärmetauschers bei den betrachteten Messpunkten keine Vorteile, da im Sauggaswärmetauscher der Großteil der Gesamtüberhitzung bewerkstelligt werden kann. Beim Start der Wärmepumpe erwies sich die thermische Trägheit des kalten Sauggaswärmetauschers und Verdichters als nachteilig, da diese bis zum Erreichen der Betriebstemperatur durch eine sehr hohe Überhitzung des Kältemittels von etwa 30 K am Eintritt des Sauggaswärmetauschers aufgewärmt werden mussten. Diese Aufwärmphase könnte etwa durch das Beheizen des Sauggaswärmetauschers verkürzt werden. Eine Verschaltung des Kältemittelkreises, die ein Umgehen des Sauggaswärmetauschers in der Startphase ermöglicht, würde die Höhe der notwendigen Kältemittelüberhitzung beim Anlagenstart senken.

Optimierungspotenziale ergeben sich hinsichtlich der Überhitzungsregelung und dem Druckverlust im Sauggaswärmetauscher. Durch eine Anpassung der Überhitzung an den Betriebszustand der Wärmepumpe sowie durch eine Reduzierung des Druckverlustes im Sauggaswärmetauscher durch Überarbeitung der Konstruktion könnte eine Effizienzsteigerung der Wärmepumpe erreicht werden. Um das Betriebsverhalten aller Kreislaufkonfigurationen zu bestimmen, müssten die im Zuge dieser Arbeit nicht vermessenen Betriebspunkte bei Verwendung des internen Wärmetauschers vermessen werden.

LITERATURVERZEICHNIS

ABB (2016): Hardware manual ACH580-1 drives. Betriebshandbuch. Online verfügbar unter https://library.e.abb.com/public/26aa6cc973f64bfebb6a84d9618ab83e/EN_ACH580-01_HW_B_A5_screen.pdf, (09.10.2017).

Air Liquide (2015): Sicherheitsdatenblatt n-Butan. Datenblatt. Online verfügbar unter <http://www.airliquide.at/loesungen/produkte/gase/docs/sdb/10.1206.pdf>, (21.04.2017).

Alfa Laval (2016a): Angebot Nr.: ATVIMRR-2786-Kondensator, nicht veröffentlicht, (27.04.2016).

Alfa Laval (2016b): Angebot Nr.: ATVIMRR-2786-Überhitzer, nicht veröffentlicht, (27.04.2016).

Alfa Laval (2016c): Angebot Nr.: ATVIMRR-2786-Unterkühler, nicht veröffentlicht, (27.04.2016).

Alfa Laval (2016d): Angebot Nr.: ATVIMRR-2786(a)-Int. WT IHX, nicht veröffentlicht, (01.06.2016).

Alfa Laval (2016e): Angebot Nr.: ATVIMRR-2786(a)-Verdampfer, nicht veröffentlicht, (01.06.2016).

Bieler+Lang GmbH (2017): Infoblatt Messprinzipien. Technische Information. Online verfügbar unter http://www.bieler-lang.de/fileadmin/produkt Daten/Infoblatt_BL_Messprinzip.pdf, (14.04.2017).

Chen, W; Zhijiu, Chen; Ruiqi, Zhu; Yezheng, Wu (2002): Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator. In: *International Journal of Refrigeration* 25 (8), S. 1137–1142. DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00107-4.

Corberán, Jose M.; Martínez, Israel O.; González, José (2008): Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (4), S. 716–726. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.12.011.

dena (2015): Erfolgreiche Abwärmenutzung im Unternehmen. Technische Information. Deutsche Energie-Agentur GmbH. Berlin, 12/2015. Online verfügbar unter https://shop.dena.de/fileadmin/denashop/media/Downloads_Dateien/esd/1445_Broschuere_Abwaermenutzung.pdf, (20.10.2017).

DOSTMANN (2015): Kalibrierprotokoll 12020337. DOSTMANN electronic. nicht veröffentlicht, (26.02.2015).

EES (2017): EES-Engineering Equation Solver, Version V10.268. Madison, USA: F-Chart Software. Online verfügbar unter www.fchart.com/ees.

Eichlseder, Helmut (2011): Skriptum zur Vorlesung "Kolbenmaschinen"; LV.Nr.: 313.005. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik -Technische Universität Graz. Graz, 2011.

Eltako (2013): Drehstromzähler DSZ12D-3x65A mit Display, MID geeicht. Datenblatt. Online verfügbar unter https://www.eltako.com/fileadmin/downloads/de/_bedienung/DSZ12D_28365612-2_dt.pdf, (18.09.2017).

EN 14511-3:2007, 13.10.2007: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 3: Test methods.

Endress+Hauser (2010): Proline Promag 50P, 53P. Technische Information. Online verfügbar unter https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0454/000/04/TI047DDE_1109.pdf, (18.09.2017).

Endress+Hauser (2016): Proline Promass 80F, 80M, 83F, 83M. Technische Information. Online verfügbar unter https://portal.endress.com/wa001/dla/5000000/0159/000/05/TI053DDE_0608.pdf, (29.05.2017).

FRIGOMECC (2012): Flüssigkeitssammler. Datenblatt. Online verfügbar unter http://www.frigomecc.com/pdf/ricevitori_di_liquido/1.pdf, (09.10.2017).

Frigopol (2017): Trennhäubenverdichter MA-023-01-D-E. Technische Information. Online verfügbar unter <http://www.frigopol.com/wp-content/uploads/MA-023-01-D-E-Trennhäubenverdichter.pdf>, (20.04.2017).

Haager, Wilhelm (1997): Regelungstechnik. 1. Aufl., Nachdr. Wien: Hölder-Pichler-Tempsky.

Hesse, Stefan; Schnell, Gerhard (Hg.) (2014): Sensoren für die Prozess- und Fabrikautomation. Funktion - Ausführung - Anwendung. 6., korr. und verb. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.

Hewitt, Geoffrey F.; Shires, G. L.; Bott, Theodore R. (1994): Process heat transfer. Boca Raton: CRC Press.

Hoffmann, Jörg (2015): Taschenbuch der Messtechnik. 1. Aufl. München: Carl Hanser Fachbuchverlag.

Huelle, Z. R. (1972): The MSS line - a new approach to the hunting problem. In: *ASHRAE Journal* (43-6).

IEA (2015): OECD Total energy balance. International Energy Agency. Online verfügbar unter <https://www.iea.org/Sankey/#?c=OECD%20Total&s=Balance>, (25.10.2017).

IFA (2017). GESTIS-Stoffdatenbank n-Butan. Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung. Online verfügbar unter

[http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/010030.xml?f=templates\\$fn=default.htm\\$3.0](http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/010030.xml?f=templates$fn=default.htm$3.0), (21.04.2017).

IFEU (2010): Die Nutzung industrieller Abwärme - technisch-wirtschaftliche Potenziale und energiepolitische Umsetzung. Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH. Online verfügbar unter http://www.fb2.ifeu.de/energie/pdf/Nutzung_industrieller_Abwaerme.pdf, (20.10.2017).

IPCC (2014): Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Frequently Asked Questions – Part of the Working-Group I Contribution to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Online verfügbar unter http://www.ipcc.ch/report/ar5/wg1/docs/WG1AR5_FAQbrochure_FINAL.pdf, (20.10.2017).

IRENA (2015): A background paper to "Renewable Energy in Manufacturing", March 2015. International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi. Online verfügbar unter http://irena.org/remap/IRENA_RE_Potential_for_Industry_BP_2015.pdf, (20.10.2017).

JCGM (2008): JCGM 100:2008 (GUM 1995 with minor corrections). Evaluation of Measurement Data - Guide to the expression of uncertainty in measurement. Online verfügbar unter https://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_100_2008_E.pdf, (29.05.2017).

Minea, V. (2010): Improvements of high-temperature drying heat pumps. In: *International Journal of Refrigeration* 33 (1), S. 180–195. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.010.

Moisi, Heinz; Rieberer, René (2016): Erforderliche Sauggasüberhitzung bei einer R600-Hochtemperaturwärmepumpe - Nutzung der Motorabwärme. In: *DKV-Tagung 2016, Kassel*.

Moisi, Heinz; Rieberer, René (2017): Refrigerant Selection and Cycle Development for a High Temperature Vapor Compression Heat Pump. 12th IEA Heat Pump Conference.

NI (2008): LabVIEW PID Control Toolkit User Manual. Produkthandbuch. National Instruments. Online verfügbar unter <http://home.hit.no/~hansha/training/labview/controlandsimulation/documents/PID%20Control%20in%20LabVIEW.pdf>, (18.09.2017).

NI (2015): NI 9265. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/374067a_02.pdf, (09.10.2017).

NI (2016a): NI 9201. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/373783a_02.pdf, (09.10.2017).

NI (2016b): NI 9208. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/375170b_02.pdf, (09.10.2017).

NI (2016c): NI 9217. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/374187a_02.pdf, (09.10.2017).

NI (2016d): NI 9263. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/373781b_02.pdf, (09.10.2017).

NI (2016e): NI cRIO-9072/9073/9074. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter <http://www.ni.com/pdf/manuals/374639f.pdf>, (09.10.2017).

NI (2017a): NI 9213. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/378021a_02.pdf, (09.10.2017).

NI (2017b): NI 9375. Datenblatt. National Instruments. Online verfügbar unter http://www.ni.com/pdf/manuals/378026a_02.pdf, (09.10.2017).

PMR (2016): PIT-C. Datenblatt. Online verfügbar unter http://www.pmr.at/_lccms_/downloadarchive/00004/PIT_C-160418DO11.pdf, (29.05.2017).

Pottker, Gustavo; Hrnjak, Pega (2015a): Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. In: *International Journal of Refrigeration* 50, S. 156–164. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.11.003.

Pottker, Gustavo; Hrnjak, Pega (2015b): Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger. In: *International Journal of Refrigeration* 50, S. 104–113. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.10.023.

Recknagel, Hermann; Schramek, Ernst-Rudolf (Hg.) (2007): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik. 73. Aufl. München: Oldenbourg.

Reissner, Florian (2015): Entwicklung eines neuartigen Hochtemperatur-Wärmepumpensystems. Dissertation. Friedrich-Alexander-Universität, Erlangen-Nürnberg. Technische Fakultät.

Rieberer, René (2015a): Skriptum zur Vorlesung "Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik VA"; LV-Nr.: 307.040. Institut für Wärmetechnik -Technische Universität Graz. Graz, 2015.

Rieberer, René (2015b): Skriptum zur Vorlesung "Wärmepumpentechnik"; LV.Nr.: 307.052. Institut für Wärmetechnik -Technische Universität Graz. Graz, 2015.

Schnitzer, H.; Schmied J.; Titz, M.; Jägerhuber P.; Enzi C.; Filzwieser P. (2012): Abwärmekataster Steiermark Endbericht. Online verfügbar unter http://www.energie.steiermark.at/cms/dokumente/11227157_124106933/bdfb11d4/Abwaermekataster_Steiermark_2013_.pdf, (20.10.2017).

Shang, Yujia; Wu, Aiguo; Fang, Xing (2015): A study on the modeling of the minimal stable superheat for a variable speed refrigeration system. In: *International Journal of Refrigeration* 59, S. 182–189. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.07.028.

Siemens (2007): Building Technologies Regeltechnik. Technische Information. Online verfügbar unter <https://w1.siemens.ch/buildingtechnologies/ch/de/service/know-how/Documents/Regeltechnik.pdf>, (15.11.2017).

Siemens (2010): Stetige Kältemittelventile M3FK.LX. mit Magnetantrieb, PN32. Technische Information. Online verfügbar unter <https://www.downloads.siemens.com/download-center/Download.aspx?pos=download&fct=getasset&id1=10476>, (18.09.2017).

Siemens (2015): Stetige Kältemittelventile mit Magnetantrieb, PS45, hermetisch dicht, für Sicherheitskältemittel. Technische Information. Online verfügbar unter <https://www.downloads.siemens.com/download-center/Download.aspx?pos=download&fct=getasset&id1=10472>, (29.05.2017).

Skreinig, Michael (2016): Modellierung, Auslegung und Konstruktion einer Sauggaskühlung für einen Kältemittelkompressor. Masterarbeit. Institut für Wärmetechnik-Technische Universität Graz, Graz.

Webasto (2000): Schulungs-Handbuch Kälte-Klima. Karlsruhe. Online verfügbar unter https://andreasjahnke.de/index_htm_files/WEBASTO_Schulungs-Handbuch_Klima.pdf, (06.10.2017).

Wolf, S.; Fahl, U. (2012): Potenziale für den Einsatz von Hochtemperaturwärmepumpen in der Industrie in Deutschland. Seminarvortrag, 22.06.2012. Universität Stuttgart, Deutschland.

ABKÜRZUNGS- UND FORMELVERZEICHNIS

Abkürzungen		
const.	konstant	
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)	
EXV	elektronisches Expansionsventil	
GWP	Global warming potential (Traibhauspotential)	
IHX	Internal heat exchanger (interner Wärmetauscher)	
IWT	Institut für Wärmetechnik	
MSS	Minimal stable superheat (minimale stabile Überhitzung)	
ODP	Ozone depletion potential (Ozonabbaufaktor)	
SHX	Suction gas heat exchanger (Sauggaswärmetauscher)	
SUB	Subcooler (Unterkühler)	
SUP	Superheater (Überhitzer)	
WQ, Q	Wärmequelle	
WS, S	Wärmesenke	
Formelzeichen		
Zeichen	Bezeichnung	Einheit
a	Fehlergrenze, Faktor	
A	Öffnungswinkel	
COP	Leistungszahl	-
d	Offset	
e	Fehler	
f	Frequenz	Hz
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
k	Verstärkungsfaktor	-
k_R	Verstärkung des Reglers	-
k_S	Stationärverstärkung der Regelstrecke	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	bar
P	elektrische Leistung	kW
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
s	spezifische Entropie	kJ/kg*K
t	Temperatur	°C
T	Temperatur	K, min
T_1	dominante Streckenzeitkonstante	min
T_g	Anstiegszeit der Regelstrecke	min
T_N	Nachstellzeit des Reglers	min
T_u	Verzugszeit der Regelstrecke	min
T_V	Vorhaltezeit des Reglers	min

Formelzeichen		
Zeichen	Bezeichnung	Einheit
u	Messunsicherheit	
V	Volumen	dm ³
W	Arbeit	J
x, X	Signal, Eingangsgröße	V, mA
Y	Messgröße	
Δ	Differenz	
η	Wirkungsgrad	-
λ	Liefergrad	-
ν	Gütegrad	-
π	Druckverhältnis	-
τ	Zeit	s
Indices		
Zeichen	Bezeichnung	
0	auf Wärmequellenniveau	
1...9	Messpunkte am Funktionsmuster	
2s	bei isentroper Zustandsänderung aus Punkt 1	
a	Ansaugzustand, am Eintritt	
C	auf den Carnotprozess bezogen	
c	combined (kombiniert)	
calc	calculated (berechnet)	
comp	Compressor (Verdichter)	
cond	condenser (Kondensator)	
e	Endzustand, am Austritt	
eff	effektiv	
el	electrical (elektrisch)	
evap	evaporator (Verdampfer)	
FI	frequency inverter (Frequenzumrichter)	
friction	Reibung	
geom	geometrisch	
h	Heizbetrieb, Hub	
hp	high pressure (Hochdruck)	
hx	heat exchanger (Wärmetauscher)	
i	innere	
in	inlet (Eintritt)	
is	isentrop	
loss	losses (Verluste)	
lp	low pressure (Niederdruck)	
m	mechanisch	
max	maximal	

Indices	
Zeichen	Bezeichnung
meas	measured (gemessen)
min	minimal
nom	nominell
out	outlet (Austritt)
overall	gesamt
real	real
rec	Receiver (Hochdrucksammler)
ref	refrigerant (Kältemittel)
req	required (erforderlich)
S	Schadraum
sat	saturation (gesättigt)
sink	Wärmesenke
source	Wärmequelle
sub	subcooling (Unterkühlung)
sup	superheat (Überhitzung)
vap	vapor (Dampf)
vol	volumetrisch
w	water (Wasser, wasserseitig)

ANHANG

A1 Messgrößen und Signale des Prüfstandes

Tabelle A1-1: Am Prüfstand erfasste Messgrößen

Kältemittelkreis				
Messgröße	Sensortyp	Kurzbezeichnung	Einheit	Modul/Eingang
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 1	Pt 100	$t_{ref,1}$	°C	Mod6 / RTD0
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 2		$t_{ref,2}$	°C	Mod6 / RTD1
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 3	Thermoelement Typ T	$t_{ref,3}$	°C	Mod8 / TC6
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 4	Thermoelement Typ T	$t_{ref,4}$	°C	Mod8 / TC5
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 5	Pt 100	$t_{ref,5}$	°C	Mod6 / RTD2
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 6		$t_{ref,6}$	°C	Mod6 / RTD3
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 7		$t_{ref,7}$	°C	Mod7 / RTD0
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 8		$t_{ref,8}$	°C	Mod7 / RTD1
Kältemitteltemperatur im Messpunkt 9	Pt 100	$t_{ref,9}$	°C	Mod7 / RTD2
Umgebungsdruck absolut	Dünnschicht-DMS	p_{amb}	bar	Mod2 / AI 7
Kältemitteldruck in Messpunkt 1 ¹		$p_{ref,1}$	bar	Mod2 / AI8
Kältemitteldruck in Messpunkt 2 ¹		$p_{ref,2}$	bar	Mod2 / AI9
Kältemitteldruck im Hochdrucksammler ¹		$p_{ref,rec}$	bar	Mod2 / AI12
Kältemitteldruck in Messpunkt 6 ¹		$p_{ref,6}$	bar	Mod2 / AI11
Kältemitteldruck in Messpunkt 8 ¹		$p_{ref,8}$	bar	Mod2 / AI10
Kältemitteldruck in Messpunkt 9 ¹		$p_{ref,9}$	bar	Mod2 / AI13
Kältemittelmassenstrom		Coriolis	\dot{m}_{ref}	kg/s
Stellungsrückmeldung Expansionsventil	im Ventil integriert	A_{EXV}	[%]	Mod2 / AI2
Gaskonzentration R600	katalytische Verbrennung	q_{R600}	[% LFL]	Mod2 / AI1
Verdichtereinheit				
Energieverbrauch Verdichter und Frequenzumrichter	Impulszähler	W_{el}	J	Mod1 / DI6
Ausgangsleistung Frequenzumrichter	im Frequenzumrichter integriert	P_{comp}	W	Mod2 / AI3
Ausgangsfrequenz Frequenzumrichter		f	Hz	Mod5 / AI3
Motorwicklungstemperatur	Pt 100	t_{motor}	°C	Mod2 / AI6
Statortemperatur Pos.1	Thermoelement Typ T	$t_{iw,1}$	°C	Mod8 / TC12
Statortemperatur Pos.2	Thermoelement Typ T	$t_{iw,1}$	°C	Mod8 / TC13

Messgröße	Sensortyp	Kurz- bezeichnung	Einheit	Modul/ Eingang
Hilfshydraulik				
Wassertemperatur Überhitzereintritt	Thermoelement Typ T	$t_{source,1}$	°C	Mod8 / TC3
Wassertemperatur Verdampfereintritt	Thermoelement Typ T	$t_{source,2}$	°C	Mod8 / TC2
Wassertemperatur Verdampferaustritt	Thermoelement Typ T	$t_{source,3}$	°C	Mod8 / TC4
Wassertemperatur Unterkühlereintritt	Thermoelement Typ T	$t_{sink,1}$	°C	Mod8 / TC7
Wassertemperatur Kondensatoreintritt	Thermoelement Typ T	$t_{sink,2}$	°C	Mod8 / TC0
Wassertemperatur Kondensatoraustritt	Thermoelement Typ T	$t_{sink,3}$	°C	Mod8 / TC1
Volumenstrom Quellenkreis	MID	\dot{V}_{source}	dm ³ /s	Mod2 / AI5
Volumenstrom Senkenkreis	MID	\dot{V}_{sink}	dm ³ /s	Mod2 / AI4
Stellungsrückmeldung 3-Wege-Ventil Quellenkreis	im Ventil integriert	A_{source}	%	Mod5 / AI2
Stellungsrückmeldung 3-Wege-Ventil Senkenkreis	im Ventil integriert	A_{source}	%	Mod5 / AI1
¹ Die Kältemittelrücke wurden relativ gegen Umgebung gemessen, der gemessene Umgebungsdruck p_{amb} wurde noch im Datenerfassungsprogramm addiert und somit der Absolutdruck des Kältemittels $p_{ref,i}$ aufgezeichnet.				

Tabelle A1-2: Signale zur Steuerung des Prüfstandes

Signal	Modul / Ausgang
Kältemittelkreis	
Stellsignal Expansionsventil	Mod3 / AO0
Zwangsschließen Expansionsventil	Mod1 / DO4
Stellsignal 3-Wege-Ventil Kältemittelkreis	Mod3 / AO1
Verdichtereinheit	
Verdichter ein	Mod1 / DO3
Frequenzvorgabe FU	Mod3 / AO2
Hilfshydraulik	
Stellsignal 3-Wege-Ventil Quellenkreis	Mod4 / AO2
Stellsignal 3-Wege-Ventil Senkenkreis	Mod4 / AO1
Pumpe WQW	Mod1 / DO6
Pumpe WSW	Mod1 / DO5

A2 Kurzanleitung des Auswerteprogrammes

In Abbildung A2-1 ist das GUI des mit EES geschriebenen Auswerteprogrammes ersichtlich. Im oberen Bereich erfolgen die Eingaben des Benutzers, im unteren Bereich werden die gemittelten Messwerte und die daraus berechneten Werte angezeigt.

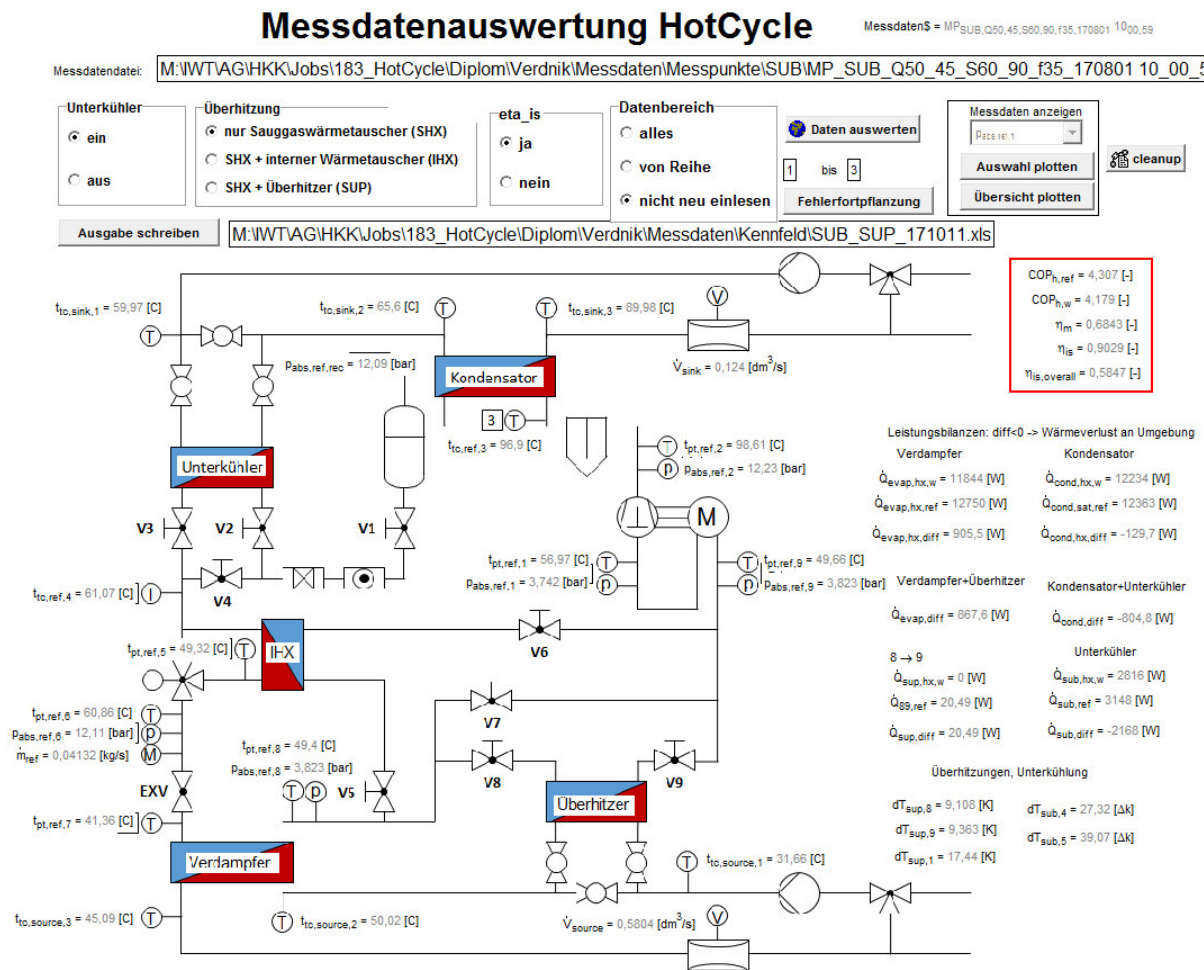


Abbildung A2-1: GUI des Auswerteprogrammes

Die Funktionen der einzelnen Felder werden anhand von Abbildung A2-2 erklärt.

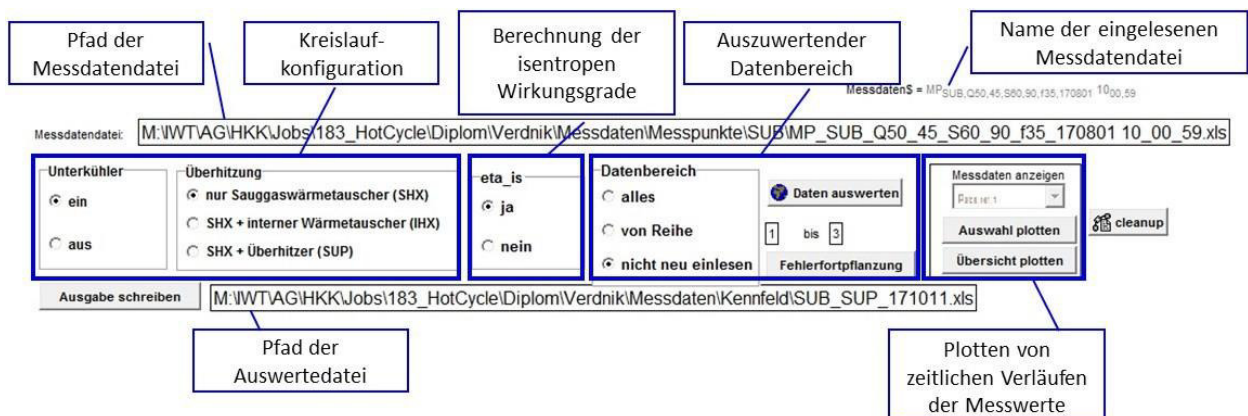


Abbildung A2-2: Eingabefelder des Auswerteprogrammes

Pfad der Messdatendatei: Bei Klicken öffnet sich ein Dialogfenster zur Auswahl der auszuwertenden Datei.

Kreislaufkonfiguration: Die vermessene Kreislaufkonfiguration ist anzugeben.

Berechnung der isentropen Wirkungsgrade: Bei Konvergenzproblemen der Stoffdatenbank kann die Berechnung des inneren isentropen Wirkungsgrades und isentropen Gesamtwirkungsgrades deaktiviert werden.

Auszuwertender Datenbereich: Es kann entweder die gesamte Messdatendatei oder nur ein bestimmter Bereich von Datenreihen ausgewählt werden.

Daten auswerten: Die ausgewählte Messdatendatei wird eingelesen, Mittelwerte und Standardabweichungen werden über den zuvor festgelegten Bereich gebildet und die Berechnungen durchgeführt.

Fehlerfortpflanzung: Das Dialogfeld zur Messunsicherheitsberechnung wird geöffnet. Da ein Einlesen der Messdaten und die Berechnung der Messunsicherheit in einem Programmdurchlauf nicht möglich ist, müssen die Messdaten zuvor eingelesen und bei der Berechnung der Messunsicherheit ein weiteres Einlesen durch Aktivieren der Option *nicht neu einlesen* unterdrückt werden. Im Dialogfeld können die Kennwerte, deren Unsicherheit berechnet werden soll, sowie die Messunsicherheiten der einzelnen Messwerte definiert werden. Die Einstellungen im Dialogfeld werden nach der Berechnung gespeichert.

Plotten von zeitlichen Verläufen der Messwerte: Im Drop-Down Menü können die zu plottenden Messwerte ausgewählt und mit *Auswahl plotten* dargestellt werden. *Übersicht plotten* erstellt zeitliche Verläufe von $t_{sink,1}$, $t_{sink,2}$, $t_{sink,3}$, $t_{source,1}$, $t_{source,2}$, $t_{source,3}$, \dot{V}_{sink} , \dot{V}_{source} , $\Delta T_{sup,1}$ und A_{EXV} .

Cleanup: Die Lookup-Tables mit den eingelesenen Messwerten werden gelöscht, die Lookup Table „LUT_Ausgabe“ muss jedoch manuell gelöscht werden. Im Normalfall werden die Lookup Tables bei jedem Programmdurchlauf aktualisiert und bei doppelt vorhandenen Lookup Tables wird die jeweils aktuellste ausgegeben.

Pfad der Auswertedatei: Bei Klicken öffnet sich ein Dialogfenster zur Auswahl der Ausgabedatei.

Ausgabe schreiben: Die Werte der Lookup Table „LUT_Ausgabe“ werden an die gewählte Datei angehängt.

Um einen Messpunkt auszuwerten, sind folgende Schritte notwendig:

- Auswahl der Messdatendatei
- Auswahl der Ausgabedatei (gleiches Dateiformat wie Messdatendateien)
- Einstellen der Kreislaufkonfiguration
- Auszuwertenden Datenbereich angeben
- Daten auswerten
- Datenbereich auf „nicht neu einlesen“ ändern
- Fehlerfortpflanzung (beim Reaktivieren der Wirkungsgradberechnung, diese wieder auswählen)
- Ausgabe schreiben
- Bei Auswahl der nächsten Messdatendatei muss der Datenbereich wieder neu gewählt werden, die Ausgabedatei muss nicht neu ausgewählt werden.