

Dipl.-Ing. David HANNL

Absorptions/Kompressions- Wärmepumpe für Hochtemperaturanwendung mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

1. Gutachter (Betreuer):

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

2. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac
Institut für Thermodynamik, Leibniz Universität Hannover

Graz, September 2015

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: Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe für Hochtemperaturanwendung mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat

Autor: Dipl.-Ing. David Hannl

1. Stichwort: Hochtemperaturwärmepumpe
2. Stichwort: Funktionsmuster
3. Stichwort: Absorption/Desorption

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Konzept und das Funktionsmuster einer Hochtemperaturwärmepumpe im kleinen Leistungsbereich für die Rückgewinnung von Abwärme in der Industrie vorgestellt. Das Prinzip der entwickelten „Hybriden“ Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe beruht auf dem Osenbrück-Kreislauf und bietet die Möglichkeit, über einen breiten Bereich von Betriebspunkten, die Druckniveaus im System durch Änderung der Lösungskonzentration anzupassen und so den Einsatz von kostengünstigen Standardkomponenten zu ermöglichen. Auf Grund der gleitenden Sättigungstemperaturen während der Absorption und Desorption kann der Temperaturgleit der Lösung und die Temperaturspreizung der Wärmesenke/Wärmequelle im Betrieb angepasst werden, weshalb das Konzept vorteilhaft bei Anwendungsfällen mit hoher Temperaturspreizung angewendet werden kann. Anhand einer Recherche des aktuellen Stands der Forschung und Entwicklung werden unterschiedliche Varianten und Modifikationen des Konzepts aufgezeigt und das Kreislaufdesign für die realisierte Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe festgelegt.

Für die gegebenen Rahmenbedingungen wurde – nach Vergleich unterschiedlicher ammoniakbasierter Gemische – ein Kreislauf mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat und zweistufiger Verdichtung mit Zwischenkühlung gewählt. Für die Verdichtung kommen ölgeschmierte Ammoniak-Trennhaubenkompressoren zum Einsatz. Für die gewählte Anlagenkonfiguration wurde ein Simulationsmodell zur Berechnung des Betriebsverhaltens des Funktionsmusters bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen erstellt und eine Regelstrategie entwickelt. Die Ergebnisse zeigen, dass, auf Grund der Eigenschaften des verwendeten Arbeitsstoffgemischs, Druckverluste, Kristallisationsgrenzen, der Wärmeübergang in den Wärmeübertragern und der Stoffübergang bei Absorption und Desorption besonders zu berücksichtigen sind. Bei der Anwendung als Hochtemperaturwärmepumpe sind zudem die Betriebsgrenzen in Folge der zulässigen Kompressor-Austrittstemperaturen zu beachten. Für die Auslegung der verwendeten Plattenwärmeübertrager wurde ein Berechnungstool unter Berücksichtigung von Wärme- und Stoffübergang entwickelt.

Die Arbeit beschreibt den Aufbau der Versuchsanlage, zeigt exemplarische Simulationsergebnisse für die gewählte Anlagenkonfiguration und stellt diese anschließend den Betriebserfahrungen und Ergebnissen der Messungen gegenüber. Mit dem aufgebauten Funktionsmuster wurden stationäre Betriebspunkte bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen von z.B. Wärmequellen- und Wärmesenken-Temperaturniveau sowie deren Volumenströmen und variiertes Kompressordrehzahl vermessen. Die Messergebnisse zeigen im Vergleich zu den Simulationswerten bei annähernd übereinstimmender Heizleistung eine niedrigere Leistungszahl und einen deutlich geringeren Temperaturgleit der Lösung. Die Auswertung zeigt, dass Optimierungspotential beim Absorberdesign und den Kompressoren besteht.

Gründe für den schlechter als prognostizierten Absorptionsprozess sind neben einer geringer als erwarteten Wärme- und Stoffübertragung im Wärmeübertrager eine unzureichende

Durchmischung und Erwärmung des Arbeitsstoffgemischs am Eintritt in den Plattenwärmeübertrager sowie eine hohe Absorberunterkühlung, wodurch die erreichbare Wärmesenken-Austrittstemperatur sinkt und der spezifische Lösungsumlauf steigt. Die vergleichsweise moderaten Leistungszahlen sind auf geringe Gesamtisentrope Wirkungsgrade und hohe Wärmeverluste der Kompressoren zurückzuführen, die sich auch in niedrigen Kompressor-Austrittstemperaturen widerspiegeln. Wegen Verschleppung von Lithiumnitrat in den Ölsumpf des Niederdruckkompressors kam es schlussendlich zu Kompressorschäden. Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse werden die maßgeblichen Herausforderungen des Konzepts der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe benannt und weiterführende Fragestellungen definiert.

ABSTRACT

Title: Absorption/Compression heat pump for high temperature application with ammonia/lithium nitrate as working pair

Author: Dipl.-Ing. David Hannl

1st keyword: high temperature heat pump

2nd keyword: functional model

3rd keyword: absorption/desorption

In this work the concept for a high-temperature heat pump in the low power range for the recovery of waste heat in the industry is introduced. The principle of the developed "hybrid" absorption/compression heat pump is based on the Osenbrück-Cycle and provides the opportunity to adjust the pressure levels in the system by changing the solution concentration. Thus, it enables the use of inexpensive standard components for a wide range of operating points. Due to the gliding saturation temperature during the absorption and desorption process the concept offers advantages for applications with high temperature spreads of the heat sink/heat source, especially when the temperature glides of the solution and the temperature spreads are (almost) equal. Based on a research of the current state of the art different variations and modifications of the concept are shown and the cycle design for the realized absorption/compression heat pump is set up.

After a comparison of different ammonia-based working pairs a cycle with the working pair ammonia/lithium nitrate and a two-stage compression with intercooling has been chosen. For the compression oil-lubricated separating hood compressors are used. For the selected system configuration a simulation model has been set up to calculate the operating behavior of the test rig (functional model) at different operating conditions and to develop a control strategy. The results show that, due to the properties of the working pair used, pressure losses, crystallization limits, the heat transfer in the heat exchangers and the mass transfer during absorption and desorption have to be considered particularly. Further, when used as a high temperature heat pump, the operating conditions are limited by the compressor discharge temperature. For the dimensioning of the plate heat exchangers a calculation tool has been set up which considers heat and mass transfer.

This thesis describes the design of the test rig, shows selected simulation results for the chosen system configuration and compares them with experimental results. With the test rig stationary operating points have been measured at different operating conditions of e.g. heat source and heat sink temperature level, heat source and heat sink volume flow and varied compressor speed. The results show, compared with the simulation values, at approximately equal heating capacities a lower COP (coefficient of performance) and a significantly lower temperature glide of the solution. The analysis shows that there is potential for optimization with respect to the absorber design and the compressor efficiency.

The main reasons for the low absorber performance are a limited heat and mass transfer in the heat exchanger, insufficient mixing and absorption at the inlet of the plate heat exchanger, and a subcooled state of the solution during the absorption, whereby the achievable heat sink outlet temperature decreases and the specific solution circulation ratio increases. The relatively moderate COP values can be explained by low overall isentropic efficiencies and high heat losses of the compressors, which also results in a low compressor discharge temperature. Finally, the presence of lithium nitrate in the oil sump of the low stage compressor lead to compressor damages. On the basis of the experiences gathered with the test rig the major challenges of the concept are named and further R&D topics are defined.

VORWORT

Die in dieser Arbeit dargestellten Erkenntnisse entstammen zum überwiegenden Teil aus dem Projekt „HyPump – Hocheffiziente Hybrid-Wärmepumpe zur Wärmerückgewinnung in der Industrie“, das ich am Institut für Wärmetechnik im Zeitraum von März 2012 bis Februar 2015 bearbeitet habe. Dieses Projekt (FFG Projekt-Nr. 834614) wurde aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „NEUE ENERGIE 2020“ durchgeführt.

Es sei erwähnt, dass folgende Publikationen meiner Projektarbeit direkt zuzuordnen sind:

Hannl D., Rieberer R., 2014; Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat für Hochtemperaturanwendung - Erste Betriebserfahrungen und Ergebnisse; Deutsche Kälte-Klima-Tagung, 19-21 November 2014, Düsseldorf, Deutschland

Hannl D., Rieberer, R., 2014; Absorption/Compression Cycle for High Temperature Heat Pumps - Simulation Model, Prototype Design and Initial Experimental Results; 11th IEA Heat Pump Conference, 12-16 May 2014, Montréal, Canada

An dieser Stelle möchte ich darauf hinweisen, dass ich aus Übersichtlichkeitsgründen auf ein lückenloses Referenzieren auf diese Publikationen sowie auf den Projektendbericht verzichtet habe.

Die Projektarbeiten erfolgten unter der Leitung und Betreuung von Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer, dem ich dafür besonderen Dank aussprechen möchte. Weiters möchte ich mich bei den Projektpartnern AIT Austrian Institute of Technology GmbH, unter der Leitung von Herrn Dipl.-Ing. Gerwin Schmid, und Frigopol Kälteanlagen GmbH, unter der Leitung von Herrn Ing. Alexander Baumhake, für die fachliche Expertise und Hilfe bedanken. Abschließend vielen herzlichen Dank an alle Personen, die mich am Institut oder auch im Privaten fachlich und menschlich unterstützt haben.

Graz, 28.09.2015

David Hannl

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	<u>1</u>
2	<u>GRUNDLAGEN UND STAND DER TECHNIK.....</u>	<u>5</u>
2.1	Kompressionswärmepumpe (für Hochtemperaturanwendung)	5
2.2	Absorptionswärmepumpe	7
2.3	Absorptionswärmepumpe Typ 2 (Wärme-Transformator)	7
2.4	Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe	9
2.4.1	Forschungsarbeiten zu Absorptions/Kompression-Wärmepumpen	10
2.4.2	Realisierte Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen	11
2.5	Absorptions/Desorptions-Prozess	13
2.6	Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat	16
2.6.1	Kriterien für die Wahl des Arbeitsstoffgemisches Ammoniak/Lithiumnitrat	16
2.6.2	Stoffspezifische Eigenschaften	17
2.6.3	Stoffdaten Ammoniak/Lithiumnitrat	19
2.6.4	Forschungsanlagen und Prototypen mit Ammoniak/Lithiumnitrat	23
2.7	Kennzahlen	27
2.7.1	Leistungszahl	27
2.7.2	Kompressor	28
2.7.3	Absorber	29
2.7.4	Wärmeübertrager	31
3	<u>KREISLAUFDESIGN, VERSUCHSSTANDSAUFBAU UND</u>	<u>32</u>
	<u>INBETRIEBNAHME.....</u>	<u>32</u>
3.1	Schaltschema und Prozessführung	32
3.2	Komponentenauslegung Kreislauf	35
3.2.1	Kompressoren	37
3.2.2	Ölmanagement	38
3.2.3	Lösungspumpe	39
3.2.4	Plattenwärmeübertrager	39
3.2.5	Sammelbehälter und Flüssigkeitsabscheider	44
3.2.6	Lösungsdrössel	45
3.2.7	Sicherheitseinrichtungen	46
3.2.8	Sonstige Komponenten	46
3.3	Wärmesenke und Wärmequelle	47
3.4	Messtechnik	49
3.4.1	Messtechnik Liste	49
3.4.2	Messschema	49
3.4.3	Messdatenaufzeichnung und Steuerung	54
3.4.4	Abgeleitete Messgrößen	55
3.4.5	Messunsicherheitsanalyse	56
3.5	Regelung	59
3.6	Inbetriebnahme	66
3.6.1	Befüllung	66
3.6.2	Erste Betriebserfahrungen	66
3.6.3	Fehlerhafte Messungen im Betrieb	68
3.7	Kompressorschaden Niederdruckkompressor	69

4	SIMULATION.....	72
4.1	Kreislaufsimulation	72
4.1.1	Gaskühler	73
4.1.2	Kompressoren	74
4.1.3	Lösungswärmeübertrager	74
4.1.4	Desuperheater	75
4.1.5	Lösungsdrossel	75
4.1.6	Absorber	75
4.1.7	Desorber	76
4.1.8	Lösungspumpe	77
4.2	Simulationsergebnisse	77
4.2.1	Simulationsvorgaben	77
4.2.2	Kreislaufsimulation	78
4.2.3	Druckverlustrechnung	86
4.2.4	Temperaturverlauf Wärmeübertrager	87
4.2.5	Ammoniak- und Lithiumnitrat-Füllmenge	89
4.3	Berechnungsmodell Wärmeübertrager	91
5	MESSERGEBNISSE UND BETRIEBSERFAHRUNGEN.....	95
5.1	Messmatrix	95
5.2	Auswertung Messreihen	96
5.2.1	Einzelmessreihe	97
5.2.2	Variation Druckverhältnis	99
5.2.3	Variation Druckniveaus	101
5.2.4	Variation Volumenstrom Wärmesenke	103
5.2.5	Variation Volumenstrom Wärmequelle	105
5.2.6	Variation Drehzahl	108
5.2.7	Unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle	110
5.2.8	Desober-Bypass	114
5.2.9	Einstufiger Betrieb	116
5.3	Detailauswertung Komponenten	121
5.3.1	Kompressoren	121
5.3.2	Lösungspumpe	125
5.3.3	Wärmeübertrager	127
6	SCHLUSSFOLGERUNGEN	135
	LITERATUR.....	140
	ANHANG	146
A	Stoffwertgleichungen für Ammoniak/Lithiumnitrat	146
B	Messwertliste.....	148
C	Programmcode EES.....	151
D	Wärmeübergangsberechnung und Druckverlustberechnung	164
E	Messdaten.....	173

Nomenklatur

In den Gleichungen im Hauptteil dieser Arbeit sind Formelzeichen, Einheiten, Abkürzungen und Indizes gemäß der folgenden Auflistung zu verwenden. Abweichend davon sind, sofern gegeben, in Abbildungen, bei den Messwerten und im Anhang die verwendeten Einheiten oder Formelzeichen gesondert angeführt

Formelzeichen

A	Fläche	m ²
c _p	spezifische Wärmekapazität	kJ/(kg*K)
E	elektrische Arbeit	Wh
h	Enthalpie	kJ/kg
l	Lösungswärme	kJ/kg _{ref}
L	Wärmetönung (Kapitel 2)	kJ/kg _{ref}
L	Füllstand	%
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M	molare Masse	kg/kmol
n, f	Drehzahl	1/s, Hz
p	Druck	bar
P	Mechanische oder elektrische Leistung	kW
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
Q	Wärmemenge	kJ
q	Dampfzahl	-
s	Entropie	kJ/(kg*K)
s	Plattenstärke	m
t	Temperatur	°C
T	Temperatur	K
time	Zeitintervall	s
U	Wärmedurchgangszahl	kW/(m ² *K)
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
x, ξ	Konzentration	kg _{ref} /kg _{mix}
α	Wärmeübertragungskoeffizient	kW/(m ² *K)
η	dynamische Viskosität	Pa*s
η	Wirkungsgrad	-
λ	Liefergrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit (Gl. 4-19, Anhang)	kW/(m*K)
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
Φ	Betriebscharakteristik	-

Abkürzungen und Indizes

ABS	Absorber	absorber
all	gesamt	overall
AUX	Gaskühler (von Wärmequelle gekühlt)	gas cooler (auxilliary heat exchanger)
cold	kalte Seite (Wärmeübertrager)	cold side (heat exchanger)
C, comp	Kompressor	compressor
CON	Kondensator	condenser
COP	Leistungszahl	coefficient of performance
COP _C	Leistungszahl für Kühlanwendung	COP for cooling application

COP _H	Leistungszahl für Heizanwendung	COP for heating application
cr	kritisch	critical
DES	Desorber	desorber
el	elektrisch	electrical
EVA	Verdampfer	evaporator
exp	erwartet	expected
G	gasförmig (Anhang)	gaseous
hot	heiße Seite (Wärmeübertrager)	hot side (heat exchanger)
hp, (HD)	Hochdruck	high pressure
HPC	Hochdruck-Kompressor	high pressure compressor
i	innerer	inner
in	Eintritt	inlet
init	Initialisierung	initialization
is	isentrop	isentropic
L	Füllstand	level
L	flüssig (Anhang)	liquid
loss	Verlust	loss
lp, (ND)	Niederdruck	low pressure
LPC	Niederdruck-Kompressor	low pressure compressor
LSP	Lösungspumpe	(liquid) solution pump
m	mechanisch	mechanical
max	Maximum	maximum
meas	gemessen	measured
min	Minimum	minimum
MSAC	Sammelbehälter Lösung nach Drossel	mean solution accumulator
OS, oil sep	Ölabscheider	oil separator
out	Austritt	outlet
P, PMP	Pumpe	pump
PSAC	Sammelbehälter arme Lösung	poor solution accumulator
pso	arme Lösung	poor Solution
ref	Kältemittel	refrigerant
rpm	Umdrehungen pro Minute	rounds per minute
RSAC	Sammelbehälter reiche Lösung	rich solution accumulator
rso	reiche Lösung	rich solution
SHX	Lösungswärmeübertrager	solution heat exchanger
sig	Signal	signal
sink, snk	Wärmesenke	heat sink
source, src	Wärmequelle	heat source
STH	Lösungsdrossel	solution throttle
sub, SC	unterkühlt	subcooling
SUP	Desuperheater, Heißgaskühler	desuperheater
u	Messunsicherheit	uncertainty

1 EINLEITUNG

Präambel

Zielsetzung einer verantwortungsvollen Energietechnik sollte eine Optimierung des Nutzens für den einzelnen Menschen sowie der Gesellschaft bei gleichzeitigem ressourcenschonenden Umgang mit den uns zur Verfügung stehenden Mitteln sein. Zunehmende Bewusstseinsbildung und ökonomische Zwänge aus sich verknappenden Rohstoffen sorgen dabei für ein Umdenken in Richtung geschlossener Kreisläufe unter Verwendung von regenerativen Rohstoffen wie Wind, Sonne, Wasser und Biomasse. Die Bildung von Zukunftstechnologien, Brückentechnologien und Pionierarbeit in wirtschaftlich (noch) nicht realisierbaren Bereichen sollten Teilaufgabe aktueller staatlicher Forschung und Entwicklung sein.

Ausgangszustand und Hintergrund des Vorhabens

Der Energiebedarf in der Industrie trägt seit der industriellen Revolution einen maßgeblichen Beitrag zur Energiebilanz in den sogenannten industrialisierten Ländern bei. In Abbildung 1-1 ist der Energieverbrauch in Österreich 2013 nach Sektoren eingeteilt dargestellt. Am Gesamtenergieverbrauch von etwa 1117 PJ hat die Industrie (produzierender Bereich, vgl. Abbildung 1-1) derzeit einen Anteil von etwa einem Drittel. Während in den vergangenen Jahren vor allem die Methoden zur Energieerzeugung (Strom, Biodiesel, etc.) im Fokus standen, wird mit den neuen Zielen der Europäischen Kommission im Rahmen der Energiesparziele bis 2030 auch die Energieeffizienz mit dem Ziel einer 30 %igen Steigerung miteinbezogen (Europäische Kommission, 2014).

Energetischer Endverbrauch Österreich

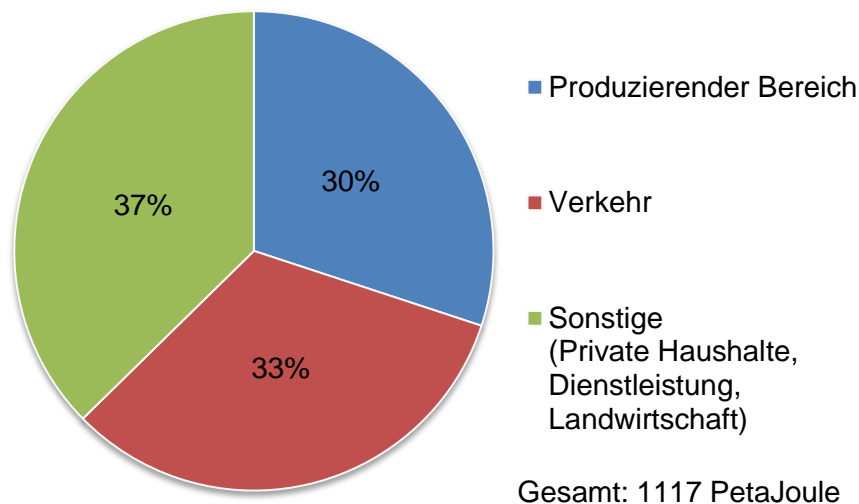


Abbildung 1-1: Anteil der Verbrauchssektoren am energetischen Endverbrauch in Österreich in 2013
(Datenquelle: Statistik Austria, 2014)

Unterteilt man den in der Industrie benötigten Energiebedarf in die zur Deckung verwendeten Energieträger kommt es zu einer Aufteilung gemäß Abbildung 1-2. Wie sich leicht ablesen lässt, wird trotz zunehmender Anstrengung im industriellen Bereich das Ziel einer nachhaltigen und umweltschonenden Energieaufbringung nicht zufriedenstellend erreicht. Vor allem der hohe Anteil von Erdgas, welcher zu einem großen Teil für die Wärmebereitstellung benötigt wird, stellt einen Ansatzpunkt für weitere Maßnahmen dar. Ergänzend sei bemerkt, dass im Diagramm der Anteil Erneuerbarer Energien Biogas, Biodiesel, Brennholz und sonstige biogene Treib- und Brennstoffe sowie Umgebungswärme beinhaltet und Verfahren zur Erzeugung von erneuerbarem Strom, wenn gegeben, im Anteil elektrischer Energie beinhaltet sind.

Energieträger Produzierender Bereich

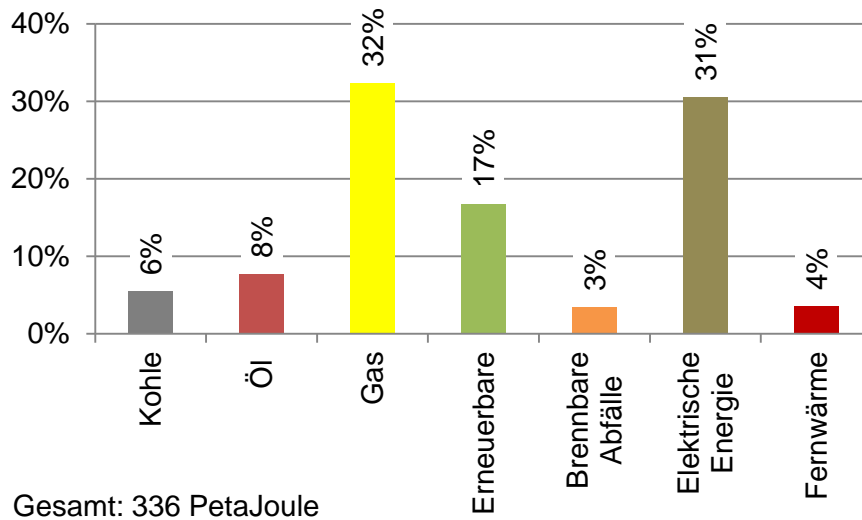


Abbildung 1-2: Anteil der verwendeten Energieträger im produzierenden Bereich in Österreich in 2013 (Datenquelle: Statistik Austria, 2014)

In Abbildung 1-3 ist der Betrag des Wärmebedarfs am energetischen Endverbrauch in der Industrie für Österreich sowie für die EU-27 (im Jahr 2009) dargestellt. Die einzelnen dargestellten Industriezweige wurden dabei anhand des Wärmebedarfs ausgewählt, Zweige mit geringem Wärmebedarf sind in der Kategorie „Sonstige“ gesammelt. Wie sich zeigt, ist im Bereich der Verarbeitung von Metallen und mineralischen (Bau)Stoffen vor allem ein Bedarf an Wärme mit Temperaturen über 400°C. Bereiche wie Chemie, Nahrung und die Papierindustrie haben hingegen Bedarf an Wärme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus.

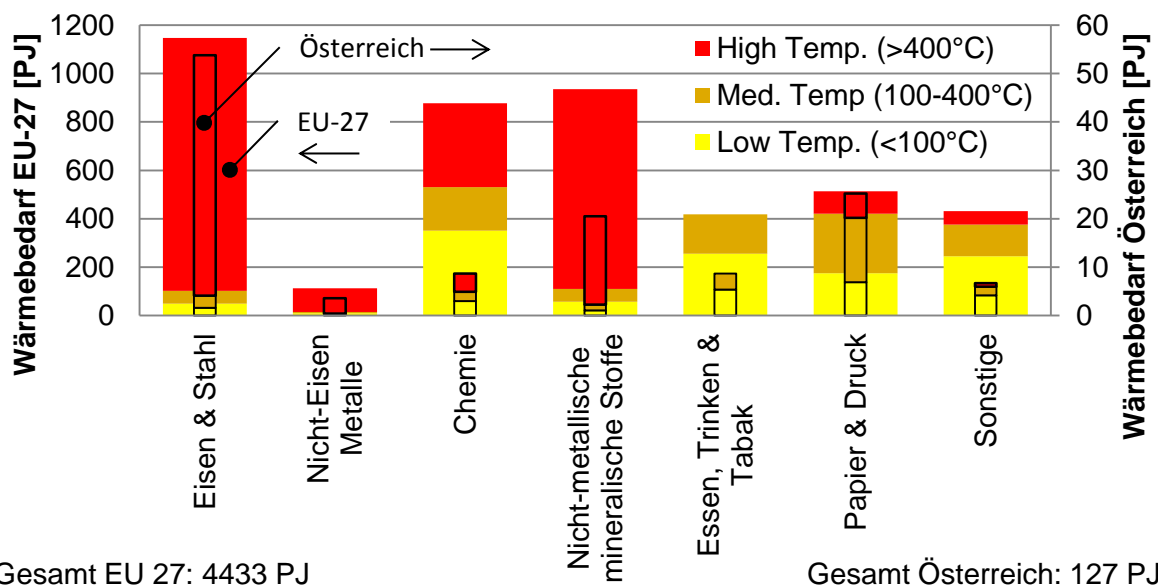


Abbildung 1-3: Wärmebedarf der Industriesektoren in den EU-27 und in Österreich für das Jahr 2009 (Datenquelle: Pardo et al., 2012)

Hinsichtlich des verfügbaren Abwärmepotentials kann aus einer Erhebung für Österreich für das Jahr 2012 (Kommunalkredit Public Consulting, 2012) darauf geschlossen werden, dass einerseits ein enormes Potential an Abwärme von ca. 54 PJ besteht und das verfügbare Potential bei Abwärmertemperaturen über 50°C bereits zu einem Anteil von etwas weniger als der Hälfte genutzt wird.

Motivation und Vorstellung des Projektes „HyPump“

Durch den Einsatz von neuartigen Hochtemperaturwärmepumpen (Wärmesenken-Austrittstemperatur bis über 100°C) ist es möglich bisher ungenutzte Abwärmequellen zu nutzen oder wiederaufzubereiten. Für die Anwendung mit im Vergleich zu Heizungswärmepumpen hohen Temperaturniveaus der Wärmequelle und Wärmesenke eignen sich unterschiedliche Wärmepumpentechnologien. Dies sind sowohl mechanisch angetriebene Wärmepumpenprozesse (ein- und mehrstufige Kompressionskreisläufe, Kaskaden), als auch thermisch angetriebene Wärmepumpenprozesse wie Ab- und Adsorptionskreisläufe. Hochtemperaturwärmepumpen können beispielsweise für industrielle Wärmerückgewinnung von Prozess-Abwärme genutzt werden.

Die zuvor genannten Veröffentlichungen zeigen, dass der Wärmeverbrauch einen wesentlichen Anteil am Endenergieverbrauch aufweist, unterteilbar in unterschiedliche Temperaturniveaus der benötigten Wärme (vgl. Abbildung 1-1 bis Abbildung 1-3). Der Einsatz von Hochtemperatur-Wärmepumpen zur Nutzung von industrieller Abwärme weist zusätzlich ein enormes Einsparungspotential hinsichtlich fossiler Brennstoffe und CO₂-Emissionen auf. Für den Einsatz sind heutzutage meist „maßgeschneiderte“ Großwärmepumpen mit marktüblichen Kältemitteln für Nutztemperaturen (meist) unter 80°C erhältlich. Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen stellen eine mögliche Alternative für die Hochtemperaturanwendung dar.

In dem dieser Arbeit zu Grunde liegenden Projekt „HyPump“ soll eine derartige „Hybride“ Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe kleiner bis mittlerer Leistung für den dezentralen industriellen Einsatz mit Nutz-Temperaturen über 100°C entwickelt werden. Durch den Einsatz kostengünstiger Standard-Komponenten soll ein wirtschaftlicher Einsatz auch im kleinen Leistungsbereich ermöglicht werden. Durch die Verwendung eines Arbeitsstoffgemisches anstelle eines reinen Kältemittels kann das Druckniveau im Prozess auch bei hohen Nutz-Temperaturen über 100°C durch Veränderung der Konzentrationen im System auf „Standarddrücke“ begrenzt werden.

Aufgabenstellung und Ziele dieser Arbeit

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Forschungsarbeiten sollen ein erster Schritt sein, ein marktreifes, kommerzielles und kostengünstiges Produkt zu entwickeln. Durch den relativ hohen Innovationsgehalt (vor allem durch die Wahl des Arbeitsstoffgemisches Ammoniak/Lithiumnitrat) sind maßgebliche neue Erkenntnisse für die Entwicklung von Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen im kleinen Leistungsbereich erzielt worden.

Das Hauptziel war die Entwicklung eines Funktionsmusters einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe kleiner bis mittlerer Leistung (ca. 20 kW) für den industriellen Einsatz mit Wärmesenkentemperaturen über 100°C. Im Aufbau wurden möglichst kostengünstige Standard-Komponenten eingesetzt, um die Kosten des Gesamtsystems im wirtschaftlich sinnvollen Rahmen zu halten. Am Ende dieses Projektes lagen Erkenntnisse bezüglich möglicher Systemvarianten und der verwendeten Komponenten vor.

Ein zentrales Projektziel war dabei, vorab ein detailliertes Simulationsmodell für die Hybrid-Wärmepumpe zu entwickeln mit welchem der Betrieb durch Kennfelder vorausgesagt werden konnte und ein Regelkonzept entworfen wurde. Im Anschluss an die Messungen am Funktionsmuster wurden die Messergebnisse mit der Simulation verglichen und einzelne Komponenten detailliert ausgewertet, um die reale Anlage möglichst genau abzubilden. Weiters konnten Verbesserungspotenzial hinsichtlich Effizienz und technischer Randbedingungen durch den Vergleich aufgezeigt werden.

Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beinhaltet sämtliche Schritte, die zur Erstellung des Funktionsmusters einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe und zur Erfüllung der oben beschriebenen Aufgaben notwendig waren. Die Gliederung erfolgt dabei anhand folgender Kapiteleinteilung:

Kapitel 2 beschreibt die Grundlagen unterschiedlicher Wärmepumpenkreisläufe und deren Anwendbarkeit bei Hochtemperatur. Weiters soll ein vertiefter Einblick in die Vorgänge beim Absorptions- bzw. Desorptionsprozess gegeben werden. Im Kapitel erfolgt die Beschreibung des verwendeten Kreislaufschemas und die Wahl des geeigneten Arbeitsstoffpaars wird detailliert begründet.

Kapitel 3 widmet sich dem Aufbau des Funktionsmusters. Es werden die grundsätzlichen Entscheidungen und Überlegungen gezeigt, die bei der Festlegung des Kreislaufdesigns der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe notwendig waren. Weiters werden die Auswahl geeigneter Komponenten und die verwendete Messtechnik im Detail beschrieben. Abschließend wird das Regelkonzept der Anlage vorgestellt und Schritte der Inbetriebnahme beschrieben.

Die Erstellung des Simulationsmodells und Ergebnisse der Simulationsrechnung werden in Kapitel 4 vorgestellt. Zusätzlich wird auf das zur Berechnung der Wärmeübertragung im Absorber und Desorber benötigte Modell eingegangen.

Das Kapitel 5 beinhaltet die Präsentation und Diskussion der mit dem Funktionsmuster gewonnenen Messergebnisse. Das Betriebsverhalten wird anhand einiger Kennfelder gezeigt und Betriebserfahrungen werden festgehalten.

In Kapitel 6 werden die Schlussfolgerungen aus den zuvor gewonnenen Erkenntnissen gezogen und ein Ausblick auf zukünftig zu behandelnde Fragestellungen gegeben.

Im Anhang werden die verwendeten Zustandsgleichungen für das Arbeitsstoffgemisch, die Messwertliste, der Programmcode der Simulationsrechnung in EES, das Modell für die Berechnung der Wärmeübertragung und des Druckverlustbeiwerts in den Wärmeübertragern und die gewonnenen Messdaten der stationären Betriebspunkte angeführt.

2 GRUNDLAGEN UND STAND DER TECHNIK

Im Folgenden soll ein Überblick über verschiedene Kreisläufe für Hochtemperatur-Wärmepumpen gegeben werden. Detailliert wird nachfolgend auf Mechanismen und Kennzahlen für Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen eingegangen.

2.1 Kompressionswärmepumpe (für Hochtemperaturanwendung)

Kompressionswärmepumpen für Hochtemperaturanwendung mit Wärmesenkentemperaturen über 85°C sind seit dem Verbot ehemaliger chlorhaltiger Hochtemperatur-Kältemittel durch das „Montrealer Protokoll über Stoffe, die zu einem Abbau der Ozonschicht führen“ weitgehend verschwunden und in den vergangenen Jahren wieder Forschungsschwerpunkt der Wärmepumpentechnik. Der vereinfachte Kreislauf, der in unterschiedlichen Modifikationen dem derzeit am Markt erhältlichen Stand der Technik entspricht, ist in Abbildung 2-1 dargestellt.

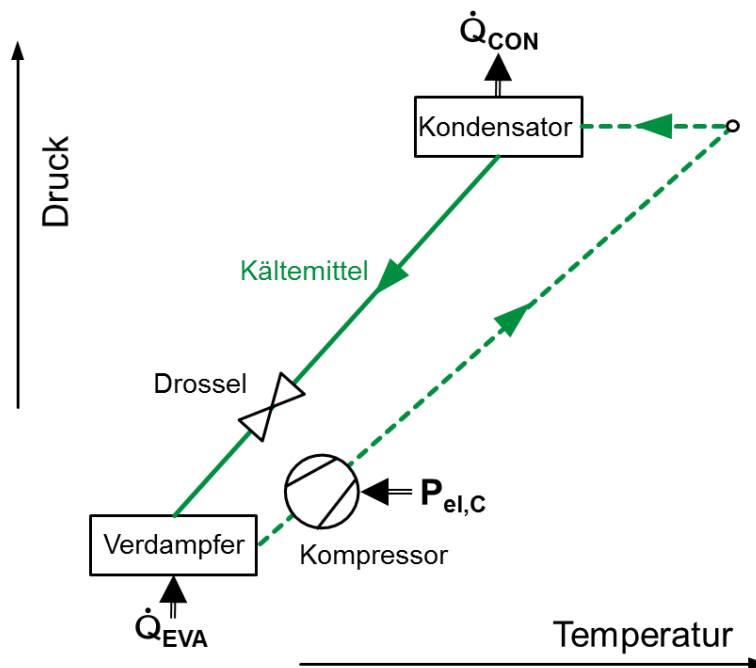


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung des Kompressionswärmepumpen-Kreislaufs

Ausgehend vom Verdampferaustritt, wo ein vollständig verdampfter, leicht überhitzter Zustand gegeben ist, wird das Kältemittel durch den Kompressor auf Hochdruckniveau verdichtet und anschließend dem Kondensator zugeführt. Für die Kompression wird die mechanische Energie zumeist durch einen Elektromotor unter Zufuhr der elektrischen Energie ($P_{el,C}$) bereitgestellt. Im Kondensator wird das Medium vollständig verflüssigt und die Wärme (\dot{Q}_{CON}) an eine Wärmesenke abgegeben. Das flüssige Kältemittel wird nun durch eine Drossel auf Niederdruckniveau entspannt und dem Verdampfer zugeführt. Unter Zufuhr der benötigten Wärme (\dot{Q}_{EVA}) für die Verdampfung durch eine Wärmequelle wird das Medium vollständig verdampft und überhitzt, womit der Kreislauf geschlossen ist.

Vorteile ergeben sich durch den relativ einfachen Aufbau und Regelbarkeit des Einstoffsystems. Des Weiteren sind Komponenten weitestgehend verfügbar, wenn auch nur bedingt für Hochtemperaturanwendung, wegen der damit einhergehenden Drucklagen (vgl. Tabelle 2-1).

Anhand einer rudimentären Simulation in EES (2014) eines Kompressionskältekreislaufes können die Druckniveaus und Leistungszahl bei einem angenommenen Temperaturhub auf der Wasserseite von 60°C Wärmequellentemperatur auf 100°C Wärmesenkentemperatur (ideal, keine Temperaturspreizung auf der Wasserseite) abgeschätzt werden. Dabei wurde der Fokus

auf Subkritische Prozessführung gelegt, weshalb nur entsprechende Kältemittel ($t_{kr} > 105^{\circ}\text{C}$) in Tabelle 2-1 aufgelistet sind. Die angeführte volumetrische Kälteleistung berechnet sich anhand der Sattdampf-Dichte und Verdampfungsenthalpie bei Verdampfer-Druckniveau.

Tabelle 2-1: Druckniveaus und Leistungszahl (Heizanwendung) für unterschiedliche Hochtemperatur-Kältemittel, $t_{EVA}=50^{\circ}\text{C}$, $t_{CON}=105^{\circ}\text{C}$, $\eta_{i.is.K}=0,6$ (vgl. Gl. 2-8)

Medium	Kritischer Druck p_{cr} [bar]	Kritische Temperatur t_{cr} [$^{\circ}\text{C}$]	p_{EVA} [bar]	p_{CON} [bar]	COP_H	volumetrische Kälteleistung [kJ/m ³]
R11	44,08	198	2,346	9,087	3,835	2192
R12	41,14	112	12,18	36,49	2,683	8573
R113	33,92	214,1	1,097	4,905	3,664	1148
R114	32,89	145,7	4,45	15,52	3,132	3774
R123	36,68	183,7	2,127	8,785	3,575	2098
R124	36,24	122,3	7,763	26,19	2,912	6253
R141b	42,49	204,2	1,829	7,556	3,757	1811
R142b	40,55	137,1	6,831	22,82	3,295	5526
R152a	45,2	113,3	11,79	38,64	2,922	9102
R236ea	34,29	139,3	4,568	17,54	3,077	4175
R236fa	32	124,9	5,829	21,47	2,828	5090
R245fa	36,51	154	3,432	14,16	3,338	3345
R365mfc	32,66	186,9	1,424	6,61	3,443	1528
R500	44,55	105,5	14,42	43,84	2,214	10102
R600	37,96	152	4,966	16,8	3,311	4090
R600a	36,4	134,7	6,844	21,76	3,051	5250
R717	113,3	132,3	20,33	68,95	3,463	16576
R718	220,6	374	0,1234	1,208	3,822	197,9
RC318	27,78	115,2	6,481	22,71	2,128	5352
R1234ze	36,32	109,4	9,974	33,38	2,465	7907
SES36	28,49	177,6	1,62	7,08	3,902	1816

Auf Grund des Ozonabbaupotentials scheiden viele der Kältemittel für den heutigen Gebrauch aus Verbotsgründen aus (R11, R12, R113, R114, R123, R124, R141b, R142b, R500, RC318). Andere Kältemittel überschreiten die angestrebten Druckniveaus ($p_{max} = 25$ bar) für eine Anlage mit Standardkomponenten (R152a, R717, R1234ze), sowie müssten bei Unterdruck im Niederdruckteil betrieben werden (R718).

Potentielle konventionelle Kältemittel für eine Hochtemperaturanwendung über 100°C sind gemäß dieser Berechnung R236ea, R236fa, R245fa, R365mfc, R600 und R600a (Butan bzw. Isobutan, hochentzündlich). Zum Teil weisen diese Kältemittel allerdings ein hohes GWP auf (R236ea, R236fa, R245fa, R365mfc, SES36) oder haben stoffspezifische Eigenschaften, die Herausforderungen an das Kreislaufdesign stellen, z.B. im Rahmen des Ölmanagements oder zusätzlicher Sicherheitsmaßnahmen für brennbare Kältemittel. In einigen Veröffentlichungen (z.B. Zhang et al, 2010) werden auch Gemische von zuvor genannten Kältemitteln untersucht, welche sich ebenfalls (potentiell) für Hochtemperaturwärmepumpen eignen.

Es konnten im Rahmen einer Recherche keine am Markt erhältlichen Anlagen im kleinen bis mittleren Leistungsbereich für die Anwendung um 100°C eruiert werden. R134a findet Anwendung bei Kondensationstemperaturen bis ca. 85°C . Es ist nicht brennbar oder giftig und hat kein Ozonabbaupotential, jedoch weist R134a ein sehr hohes GWP auf, weshalb Leckagen bei Anlagen mit diesem Kältemittel aus ökologischer Sicht vermieden werden sollten. Zusammenfassend kann festgehalten resultiert werden, dass offensichtlich kaum Kältemittel mit passenden Eigenschaften verfügbar sind.

2.2 Absorptionswärmepumpe

Alternativ zum zuvor gezeigten Kompressionskreislauf gibt es die Möglichkeit, mittels Zweistoffsystem die mechanische Verdichtung durch einen Lösungskreislauf mit Absorption und Desorption zu ersetzen. Als grundlegende Variante der „thermisch angetriebenen“ Wärmepumpen soll die konventionelle Absorptionswärmepumpe (vgl. Abbildung 2-2) im Folgenden erklärt werden.

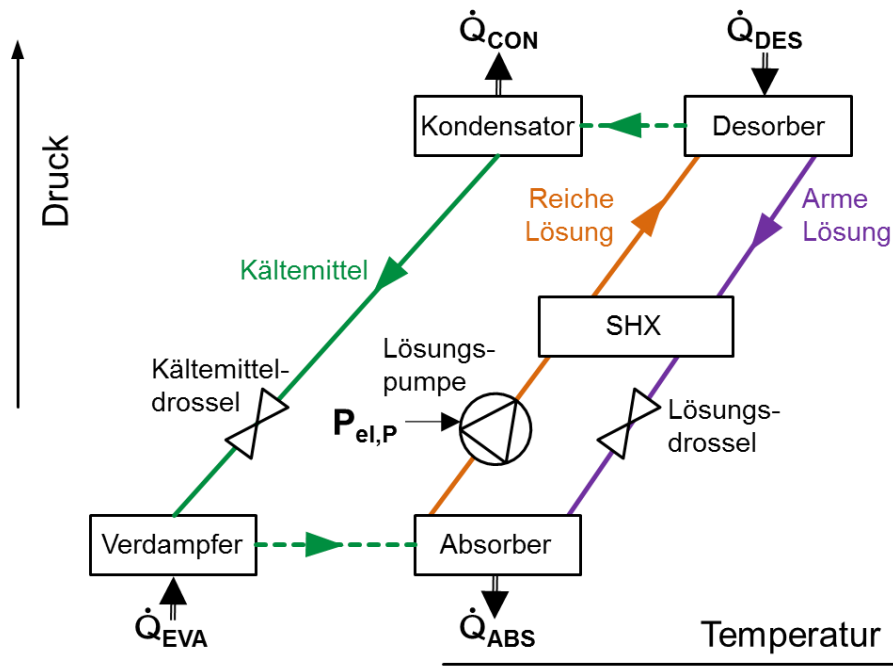


Abbildung 2-2: Schematische Darstellung eines Absorptionswärmepumpen-Kreislaufs

Im Absorber wird bei Niederdruck gasförmiges Kältemittel in der flüssigen, kältemittelarmen Lösung absorbiert und die während der Absorption frei werdende Wärme (\dot{Q}_{ABS}) auf mittlerem Temperaturniveau abgeführt. Die anschließend kältemittelreiche Lösung wird durch eine Lösungspumpe mittels elektrischer Leistungszufuhr ($P_{el,P}$) auf Hochdruckniveau gefördert. Durch den Lösungswärmeübertrager wird Wärme von der vom Desorber abfließenden armen Lösung auf die dem Desorber zufließende reiche Lösung übertragen, wodurch die im Desorber für das Austreiben des Kältemittels benötigte Wärmemenge (\dot{Q}_{DES}) auf hohem Temperaturniveau verringert wird.

Das nach dem Desorber abgetrennte gasförmige Kältemittel wird anschließend über den Kältemittel-Teilkreis geführt, bestehend aus Kondensator, Kältemitteldrossel und Verdampfer, analog zum Kompressionswärmepumpen-Kreislauf in Kapitel 2.1. Im Kondensator wird dabei die Kondensationswärme (\dot{Q}_{CON}) auf mittlerem Temperaturniveau abgeführt, im Verdampfer wird Verdampfungswärme (\dot{Q}_{EVA}) auf tiefem Temperaturniveau zugeführt. Die arme Lösung nach dem Desorber wird über den bereits erwähnten Lösungswärmeübertrager geführt und in der Lösungsdrossel auf Niederdruckniveau entspannt. Im Absorber wird die Lösung wieder mit dem, vom Verdampfer kommenden Kältemittel vermischt und der Prozess beginnt von vorne.

2.3 Absorptionswärmepumpe Typ 2 (Wärme-Transformator)

Dieser Kreislauf wird, in Abgrenzung zu konventionellen Absorptionswärmepumpen für Heiz- und Kühlzwecke gemäß Kapitel 2.2 – in Folge der Aufteilung eines Wärmestroms in einen kälteren und wärmeren – auch Wärme-Transformator genannt. Derzeit wird das Konzept und dessen Anwendungsgebiete hauptsächlich im Rahmen von Forschungsarbeiten untersucht, einen Überblick dazu geben Parham et al. (2014). Der schematische Kreislauf ist in Abbildung 2-3 dargestellt.

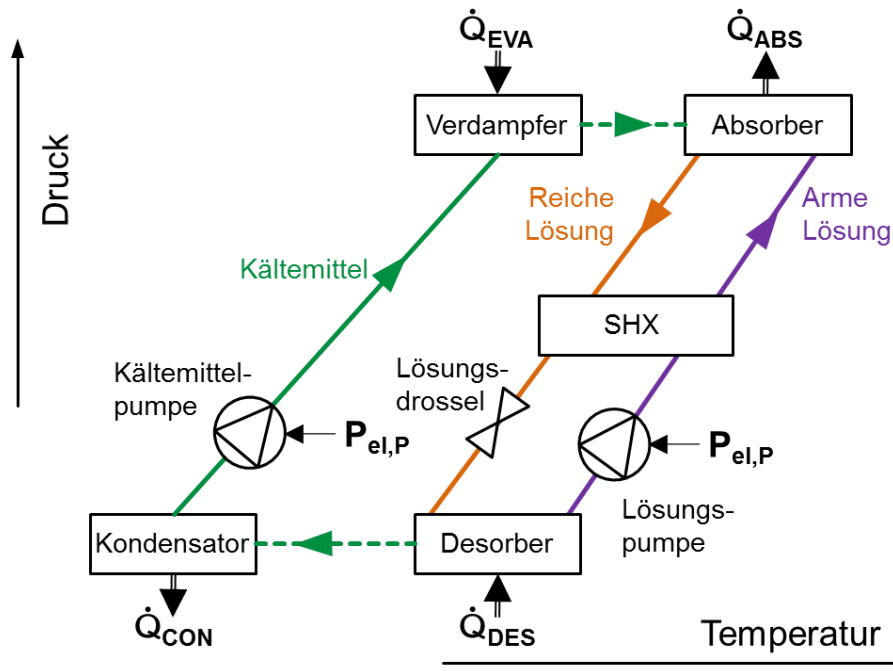


Abbildung 2-3: Schematische Darstellung eines Wärme-Transformator-Kreislaufs

Ausgehend vom Desorber, wo kältemittelreiche Lösung durch Wärmezufuhr (\dot{Q}_{DES}) auf mittlerem Temperaturniveau und bei niedrigem Druck erhitzt wird und dabei das tiefer siedende Medium (Kältemittel) aus der Lösung ausgetrieben wird, strömt das gasförmige Kältemittel in den Kondensator. Dort wird dieses unter Abfuhr von Wärme (\dot{Q}_{CON}) vollständig verflüssigt, um anschließend durch eine Kältemittelpumpe auf Hochdruckniveau gefördert zu werden. Dabei ist, im Vergleich zur mechanischen Energie bei Kompression, eine geringe Zufuhr von elektrischer Energie für den Pumpvorgang der Flüssigkeit notwendig. Im Verdampfer wird das Kältemittel anschließend auf höherem Druckniveau wieder verdampft, wobei Wärme (\dot{Q}_{EVA}) auf mittlerem Temperaturniveau zugeführt wird. Das gasförmige Medium strömt in den Absorber, wo es mit der kältemittelarmen Lösung vermischt wird.

Die Lösung geht, nachdem im Desorber ein Teil des gelösten Kältemittels ausgetrieben wurde, den Weg über eine Lösungspumpe, die wieder bei relativ geringer elektrischer Leistungszufuhr ($P_{el,P}$) die Lösung auf Hochdruckniveau fördert. Durch einen Lösungswärmeübertrager wird Wärme von der vom Absorber abfließenden reichen Lösung auf die dem Absorber zufließende arme Lösung übertragen, wodurch die Leistung im Absorber (entspricht dem Nutzen) gesteigert werden kann und somit die Performance (Verhältnis der abgeführten Wärme im Absorber zur zugeführten Wärme im Desorber und Verdampfer) verbessert wird. Im Absorber erfolgt die Mischung der armen Lösung mit dem gasförmigen Kältemittel. Bei gleichzeitiger Wärmeabfuhr (\dot{Q}_{ABS}) wird das Gas in der Flüssigkeit absorbiert. Die dadurch entstehende reiche Lösung geht anschließend den Weg über den Lösungswärmeübertrager und die Lösungsdrössel, in der das Medium auf Niederdruckniveau entspannt wird, zurück in den Desorber.

Vorteile ergeben sich wie erwähnt durch den deutlich geringeren elektrischen Leistungsbedarf, vor allem im Vergleich zu Kompressions-Kreisläufen. In Erweiterung zu konventionellen Kompressionswärmepumpen ist allerdings eine Wärmesenke auf niedrigem Temperaturniveau (Kondensator) notwendig. Ebenso nachteilig ist der erheblich größere Regelungsaufwand durch die beiden parallel zu betreibenden Pumpen für Lösung und flüssiges Kältemittel. Die Massenströme müssen für einen stationären Betrieb exakt auf das sich durch die Temperaturen einstellende Verhältnis – ausgedrückt durch den spezifischen Lösungsumlauf – abgestimmt werden. Zusätzlich sind Absorption und Desorption im Vergleich zu Kondensation und Verdampfung mit größeren Herausforderungen verbunden. Allgemein sind höhere konstruktive Anforderungen für den Kreislaufaufbau gegeben.

2.4 Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe

Das Konzept einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe, auf Grund der Prozessführung auch „hybride“ Wärmepumpe genannt, ist seit dem späten 19. Jahrhundert bekannt (Osenbrück, 1895). Das Prinzip entspricht einer Kombination der beiden zuvor genannten Kreisläufe von Kompressionswärmepumpe und Wärme-Transformator. Kondensation und Verdampfung der Kompressionswärmepumpe werden dabei durch einen Lösungskreislauf mit Absorption und Desorption substituiert. Das vereinfachte Kreislaufschema der verwendeten Variante einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe ist in Abbildung 2-4 dargestellt.

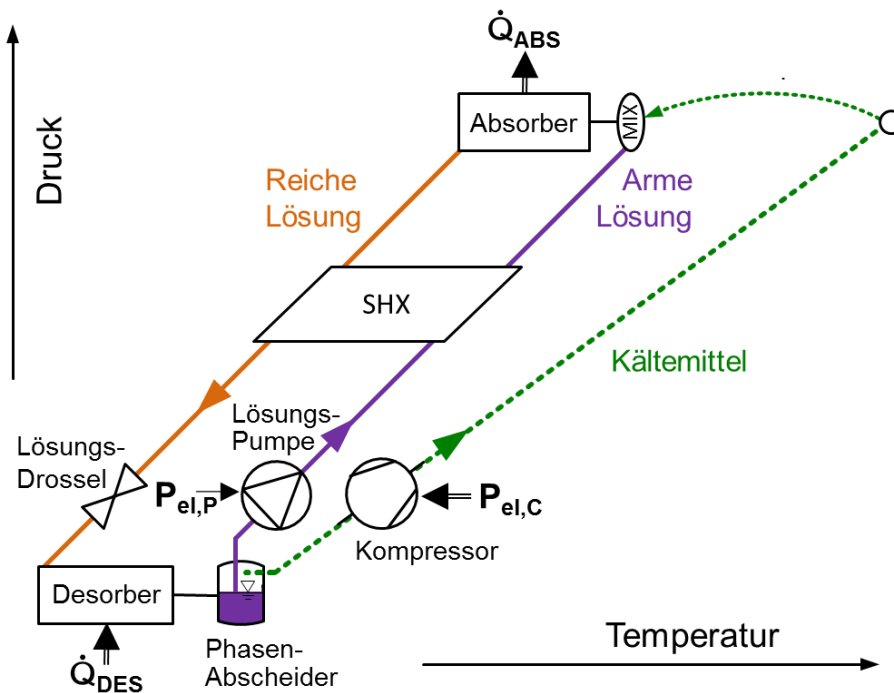


Abbildung 2-4: Schematische Darstellung des Absorptions/Kompressions-Wärmepumpenkreislaufs

Ausgehend vom Desorber, in welchem wie im Wärme-Transformator unter Zufuhr von Wärme (\dot{Q}_{DES}) Kältemittel aus der reichen Lösung ausgetrieben wird, wird die Gasphase und Flüssigphase anschließend im Phasenabscheider getrennt. Das Kältemittel wird durch den Kompressor auf Hochdruckniveau verdichtet unter Zufuhr der elektrischen Energie ($P_{el,C}$) für die mechanische Kompression. Die flüssige arme Lösung wird durch die Lösungspumpe unter Einsatz einer vergleichsweise geringen benötigten elektrischen Leistung ($P_{el,P}$) auf Hochdruckniveau gefördert. Das Medium fließt über den Lösungswärmeübertrager, welcher Wärme von der vom Absorber abfließenden reichen Lösung auf die dem Absorber zufließende arme Lösung überträgt, zur Mischkammer im oder vor dem Absorber. Bei der Vermischung erwärmt sich das Gemisch durch teilweise Kondensation und anschließend wird das übrige gasförmige Kältemittel bei Abfuhr der frei werdenden Wärme (\dot{Q}_{ABS}) vollständig absorbiert. Die durch die Absorption entstehende reiche Lösung fließt anschließend über den Lösungswärmeübertrager und die Lösungsdrossel, in der das Medium auf Niederdruckniveau entspannt wird, zurück in den Desorber.

Der gezeigte Kreislauf kann bei geeigneter Wahl des verwendeten Arbeitsstoffgemischs, bestehend aus Kältemittel und Lösungsmittel, für Hochtemperatur-Anwendung genutzt werden. Da anstelle des reinen Kältemittels ein Stoffgemisch verwendet wird, kann das Druckniveau während der Absorption und der Desorption mittels Variation der Lösungskonzentration in Abhängigkeit von der gegebenen Wärmesenken- und Wärmequellentemperatur eingestellt werden. Folgende Vorteile ergeben sich für den gezeigten Absorptions/Kompressions-Kreislauf im Vergleich zum konventionellen Kompressionskreislauf:

- Hohe Wärmesenken-Austrittstemperaturen können bei moderaten Druckniveaus im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen erreicht werden. Beispielsweise ist es mit dem Arbeitsstoffgemisch $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ möglich, Austrittstemperaturen über 100°C bei gleichzeitiger Begrenzung des Hochdruckniveaus auf ca. 20 bar zu erreichen.
- Die Heizleistung kann bei gleichbleibenden Temperaturniveaus mit Hilfe der Druckniveaus im Absorber und Desorber bzw. mit Hilfe der Konzentrationen von armer und reicher Lösung, welche ebenfalls die Druckniveaus beeinflussen, angepasst werden.
- Eine Annäherung an den „Lorenz“-Prozess (vgl. Abbildung 2-9) kann erreicht werden. Auf Grund der gleitenden Sättigungstemperaturen während Absorption und Desorption kann der Temperaturgleit der Lösung und die Temperaturspreizung der Wärmesenke/Wärmequelle im Betrieb angeglichen werden, vorausgesetzt die Wärmeübertragung erfolgt im Gegenstrom. Dadurch ergeben sich Vorteile hinsichtlich des exergetischen Wirkungsgrades bei der Wärmeübertragung.
- Bi-Generation von Wärme (Absorber) und Kälte (Desorber) mit einem System ist möglich, ggf. sogar mit der Möglichkeit der Versorgung über eine gemeinsame Wärmequelle/-senke gleicher Temperatur am Eintritt in Desorber und Absorber.

2.4.1 Forschungsarbeiten zu Absorptions/Kompression-Wärmepumpen

Im Rahmen der Recherchen zu Stand der Technik und Wissenschaft von Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen wurden die im Folgenden kurz beschriebenen Forschungsarbeiten gefunden. Forschungsanlagen werden gesondert davon im nachfolgenden Kapitel 2.4.2 beschrieben. Thematisch sortiert werden zuerst Arbeiten mit trockener Kältemittel-Verdichtung angeführt, nachfolgend werden das Konzept und einige Publikationen zu Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen mit „nasser“ Kompression (wet compression) vorgestellt.

In der Publikation von Hultén & Berntsson (1999) wird der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpenkreislauf (Arbeitsstoffgemisch: Ammoniak/Wasser) mit einer konventionellen Kompressionswärmepumpe (Kältemittel: Isobutan) hinsichtlich Performance, Leitungszahl und ökonomischen Aspekten verglichen. Es werden sämtliche Komponenten beider Kreislaufarten definiert und ein Fokus auf die Auslegung von Absorber und Desorber gelegt. Im Konzept wird für die Verdichtung ein ölgeschmierter Schraubenkompressor verwendet, als Absorber und Desorber kommen Rohrbündel-Wärmeübertrager zum Einsatz. Durch einen Vergleich unterschiedlicher Betriebsbedingungen, die sich vor allem hinsichtlich der Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke bei der Wärmeübertragung sowie der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintrittstemperatur unterscheiden. Die Ergebnisse zeigen wie erwartet, dass der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpenkreislauf vor allem dann bessere Leistungszahlen im Vergleich zur Kompressionswärmepumpe aufweist, wenn die Temperaturspreizung hoch und die Temperaturdifferenz niedrig sind. Im Rahmen der untersuchten Betriebsbedingungen wird resümiert, dass höhere Temperaturniveaus einen negativen Einfluss auf die Performance der Absorptions/Kompression-Wärmepumpe haben, währenddessen es bei der Kompressionswärmepumpe sogar zu Verbesserungen der Leistungszahl kommt. Es wird darauf hingewiesen, dass selbst unter ökonomischen Aspekten bei günstigen Betriebsbedingungen ein Vorteil für die Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe bestehen kann.

In Hultén & Berntsson (2002) wird die zuvor beschriebene Parameterstudie aus Hultén & Berntsson (1999) noch einmal erweitert, indem beispielsweise der Einfluss des maximal zulässigen Hochdruckniveaus untersucht wird und das Absorber- und Desorber-Design optimiert wird. Ergänzend werden auch einige zusätzliche Betriebsbedingungen analysiert. Es zeigt sich, dass die Leistungszahl der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe bei höheren zulässigen Hochdruckniveaus während der Absorption steigt.

In der Dissertation von Nordtvedt (2005) wird ausführlich auf das Kreislauf-Konzept und Auslegung aller Komponenten einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser eingegangen. Dabei wird ein Schwerpunkt auf die Auslegung von Absorber- und Desorber-Wärmeübertrager gelegt, wobei beide als Plattenwärmeübertrager ausgeführt werden. Anhand von Simulationsstudien wird gezeigt, inwiefern bspw. Druckniveaus, spezifischer Lösungsumlauf und interne Wärmeübertrager die Performance beeinflussen. Die Betriebsbedingungen werden dabei mit moderaten Wärmequellen- und Wärmesenken-Temperaturniveaus von 50°C am Eintritt angesetzt. Eine Exergieanalyse zeigt potentielle Verbesserungsmaßnahmen. Auf den im Rahmen der Arbeiten aufgebauten Prototyp wird im anschließenden Kapitel 2.4.2 kurz eingegangen.

Das in Jensen et al. (2014) vorgestellte Konzept einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser wird hinsichtlich der Anwendbarkeit als Hochtemperatur-Wärmepumpe analysiert. Wesentliche Kriterien wie bspw. Temperaturspreizung der Wärmesenke und Grädigkeit im Absorber- und Desorber-Wärmeübertrager werden vorgegeben. Anhand von Diagrammen wird gezeigt, dass mit derzeitigen Standardkomponenten für Ammoniak 100°C am Wärmesenken-Austritt erreicht werden können. Als Variablen dienen dabei die Konzentration der reichen Lösung und der spezifische Lösungsumlauf, welche für den jeweiligen Betriebspunkt angepasst werden müssen. Die maximal zulässige Kompressoraustrittstemperatur wird dabei mit 170°C festgelegt, der maximal zulässige Hochdruck beträgt 28 bar. Für noch höhere Austrittstemperaturen wird die Verwendung von Hochdruck-Komponenten für Ammoniak oder von Komponenten bekannt aus der transkritischen CO₂-Anwendung vorgeschlagen.

Konzepte mit „wet compression“, das heißt einer Verdichtung von „nassem“ Arbeitsstoffgemisch, welches nach dem Desorber nicht mehr aufgeteilt, sondern direkt zum Kompressor geleitet wird, können in vielen Publikationen gefunden werden. Bergmann & Hivessy (1988) zeigen in einfachen Kreislaufvergleichen für das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser, dass durch die nasse Kompression einerseits die Leistungszahl erhöht wird, andererseits kann durch die zweiphasige Kompression die Kompressoraustrittstemperatur wesentlich gesenkt werden. Malewski (1988) zeigt das Konzept eines lösungs-geschmierten Kompressors, wobei die nach dem Desorber abgetrennte Lösung zwar durch eine Lösungspumpe separat gefördert wird, allerdings nicht Richtung Absorber, sondern in den Kompressor zur Kühlung und Schmierung geleitet wird. Das Konzept wurde im Rahmen von Experimenten untersucht, es wurde dabei ein modifizierter, ölfreier Schraubenkompressor für die „nasse“ Kompression verwendet. Die Funktion konnte erfolgreich getestet werden und es wird auf die Anwendbarkeit als Hochtemperaturwärmepumpe hingewiesen.

Itard (1995) beschäftigt sich mit dem Vergleich von nasser und trockener Kompression für reine Kältemittel und zeotrope Arbeitsstoffgemische. In seinem Resümee werden die geringfügigen Vorteile bei nasser Kompression reiner Kältemitteln durch die technischen Herausforderungen bei der Umsetzung überwogen. Selbst bei nasser Kompression zeotroper Kältemittel wird hervorgehoben, dass dies nur bei idealen Bedingungen für die Kompression sinnvoll ist. Die Publikation von Zeytsev & Infante Ferreira (2002) zeigt die Entwicklung und experimentelle Untersuchung eines ölfreien Schraubenkompressors für die nasse Kompression. Die Tests haben gezeigt, dass eine direkte zweiphasige Zuströmung wegen schwankender Zusammensetzung Probleme bereitet, weshalb die vorherige Separation und getrennte Zuleitung von Lösung und gasförmigem Kältemittel verwendet wurde. Die Weiterführung des Konzepts und Testergebnisse werden in Infante Ferreira et al. (2006) präsentiert. Der maximale erreichte Isentrope Wirkungsgrad des Schraubenkompressors wird mit 0,4 angegeben.

2.4.2 Realisierte Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen

Wegen einiger technischer Schwierigkeiten und wegen ökonomischer Rahmenbedingungen konnte das Konzept lange Zeit nicht kommerziell angewendet werden. Daraus resultierend wurden im Zuge der Recherche zu möglichen Schaltungsvarianten von

Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen mehrere Forschungsanlagen aber lediglich ein Anbieter gefunden. Im Folgenden soll ein Überblick über bestehende Anlagen zusammengefasst werden.

Ausgeführte Forschungsanlagen von Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen für den Zeitraum vor 2005 wurden in Nordtvedt (2005) zusammengefasst. Es handelt sich bereits bei den bis dahin untersuchten Anlagen um Systeme mit ölgeschmierter oder trockener Kompression sowie Anlagen mit „wet compression“ (siehe Kapitel 2.4.1).

In Nordtvedt (2005) werden ausführlich das Design, der Aufbau und experimentelle Ergebnisse einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser diskutiert. Wie in der vorliegenden Arbeit werden ölgeschmierte Kompressoren (zweistufig) verwendet und auf die Anwendbarkeit und Auslegung von Plattenwärmeübertragern für Absorber und Desorber eingegangen. Eine ausführliche Auswertung der Ergebnisse der Testanlage zeigt die Performance und den Einfluss einzelner Komponenten. In den Schlussfolgerungen werden mögliche Verbesserungsmaßnahmen sowie Fragestellungen für zukünftige Arbeiten diskutiert. Im Rahmen der Diskussion ist darauf hingewiesen, dass die Wahl des Kompressors und die Auslegung von Absorber/Desorber-Wärmeübertrager maßgeblich für die Erreichung hoher Leistungszahlen sind. Absorber und Desorber wurden jeweils als zwei in Serie geschaltete Wärmeübertrager ausgeführt. Die erreichte Heizleistung des Prototyps lag bei ca. 40 kW, die erreichte Temperaturspannung der Wärmesenke zwischen Ein- und Austritt ist mit bis zu 43,5 K recht hoch.

Die Firma Hybrid Energy AS (2015) bietet Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser an. Die Entwicklung erfolgte seit Mitte der 90er am norwegischen Institute for Energy Technology, in welchem das Unternehmen noch eingegliedert ist. Maßgebliche Grundlagen der verwendeten Technik basieren auf den Ausführungen von Nordtvedt (2005). Die Anwendung bezieht sich vorwiegend auf Abwärmenutzung in Industrieprozessen (Nahrung, Biogasanlagen, etc.). Die Leistungsgröße der üblicherweise konzipierten Anlagen wird auf der Homepage des Unternehmens mit 350 kW bis 1400 kW angeführt, zwei Beispiele sind in Abbildung 2-5 dargestellt. Die Anzahl der bisher verbauten oder in Bau befindlichen Hochtemperaturwärmepumpen wird mit 15 angegeben (Stand August 2015).



Abbildung 2-5: Bilder zweier „hybrider“ Wärmepumpen der Firma „Hybrid Energy AS“, links: 416 kW (Goget, 2013), rechts: 650 kW Heizleistung (Nordtvedt, 2009)

Eine Versuchsanlage mit einer thermischen Leistung von 4,5 MW wird bei Minea & Chiriac (2006) beschrieben. Der Aufbau entspricht dem einstufigen Absorptions/Kompressions-

Wärmepumpenkreislauf mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser. Der verwendete Kompressor war nicht-ölgeschmiert, weshalb die Ölabscheidung und der Wasserdampfgehalt im Kältemitteldampf keine Probleme darstellten. Die Pilotanlage wurde bei mittleren Temperaturniveaus mit rund 55°C Wärmesenken-Austrittstemperatur betrieben. Als Wärmeübertrager wurden Rohrbündelwärmeübertrager eingesetzt, dessen Rohraußenwand im Absorber als mit Lösung benetzte Oberfläche für die Fallfilmabsorption dient. Die Temperaturspreizung von Wärmequelle im Desorber und Wärmesenke im Absorber wird mit ca. 20 K angegeben. Auf Grund der Größe der Anlage wurden Sicherheitsaspekte für den Betrieb besonders hervorgehoben.

Kim et al. (2010) beschreiben in ihrer Arbeit das theoretische Potential und Kreislaufdesign einer hybriden Wärmepumpe für die Verwendung mit Geothermie. Zusätzlich wird beschrieben, wie eine Labor-Versuchsanlage am Korean Institute for Energy Research (KIER) aufgebaut wurde und welche Probleme beim Betrieb auftraten. Experimentelle Ergebnisse der 10 kW Versuchsanlage wurden in Kim et al. (2013) veröffentlicht. Absorber und Desorber sind als Plattenwärmeübertrager ausgeführt, wobei die Absorption in einem Blasenabsorber und nachfolgend in einem zweiten Fallfilmabsorber erfolgt. Auf Grund der Verwendung von ölgeschmierten Kompressoren ist eine Rektifikation nach dem Desorber vorgesehen. In der Zusammenfassung der Ergebnisse wird explizit auf die Wichtigkeit der richtigen Kältemittel-Füllmenge im System für den Betrieb hingewiesen.

Ein laufendes Forschungsvorhaben wird auf der Website des Instituts für Thermodynamik der Leibniz Universität Hannover (IfT, 2014) vorgestellt. Die realisierte Anlage für Hochtemperaturanwendung wird mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser betrieben und hat eine Nennheizleistung von 40 kW. Wie im vorliegenden Projekt wird dabei ein Schwerpunkt auf die Auslegung von Absorber und Desorber mittels Simulation gelegt. Die Versuchsanlage wird lt. IfT (2014) derzeit in Betrieb genommen.

2.5 Absorptions/Desorptions-Prozess

Absorption beschreibt im Rahmen dieser Arbeit die Aufnahme eines gasförmigen Kältemittels, dem Sorbat bzw. Absorbat, in einem flüssigen Sorptionsmittel, dem Sorbent. Die sich einstellende Gleichgewichtskonzentration bei Zweistoffgemischen ist durch die Temperatur und den Druck bestimmt. Um den Gleichgewichtszustand einer gesättigten Lösung berechnen zu können sind mindestens zwei Parameter notwendig. Bei der Absorption wird Energie in Form von Wärme frei. Dieser Prozess ist reversibel umkehrbar, man kann somit durch Zufuhr von Wärme das Sorbat wieder aus der Lösung austreiben bzw. desorbieren. In Abbildung 2-6 sind die grundlegenden Vorgänge graphisch dargestellt.

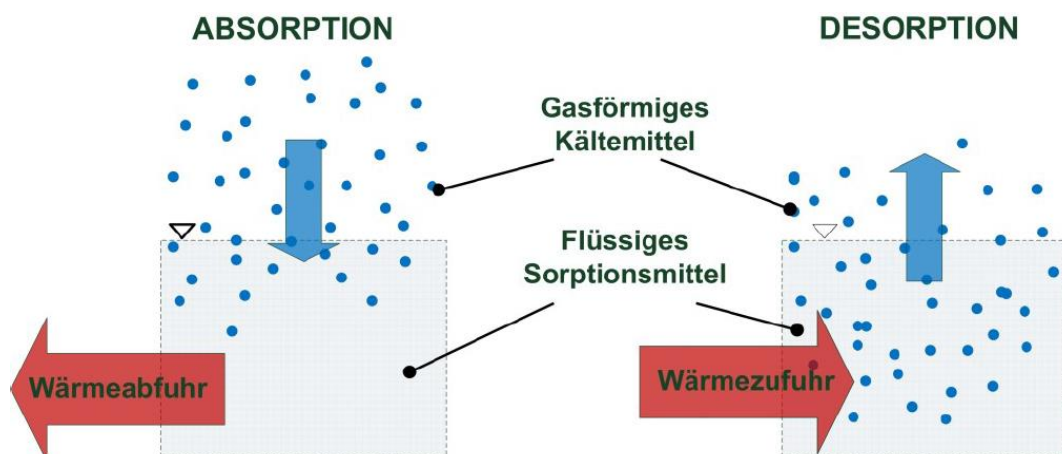


Abbildung 2-6: Prinzip der Absorption und Desorption (Erking, 2014)

Lösungswärme und Lösungsunterkühlung

Im Zuge der Absorption wird das Kältemittel verflüssigt und in der armen Lösung aufgenommen. Die durch den Absorptionsprozess entstehende Wärme wird als Wärmetönung bezeichnet. Die Wärmetönung wird analog zur Kondensationsenthalpie spezifisch, d.h. je Kilogramm Kältemittel angegeben. Die Wärmetönung (L) wird in Niebergall (1981) in einer vereinfachten Form gemäß Gl. 2-1 berechnet, bestehend aus der Kondensationsenthalpie (r_{ref}) und der Lösungswärme (l), auf die im Folgenden kurz eingegangen wird. Sie entspricht jener Energie, die aus der flüssigen Lösung je Kilogramm absorbiertem Kältemittel abgeführt werden muss, um während dem Absorptionsprozess die Temperatur konstant zu halten. Die Wärmetönung nimmt für unterschiedliche Ausgangskonzentrationen der flüssigen Lösung unterschiedliche Werte an.

$$L = r_{ref} + l \tag{Gl. 2-1}$$

In Abbildung 2-7 ist die Lösungswärme für unterschiedliche Arbeitsstoffgemische dargestellt, basierend auf Definitionen und Daten von Niebergall (1981). Die Abhängigkeit der Lösungswärme von der Konzentration zeigt, dass vor allem bei geringen Ausgangskonzentrationen eine hohe Lösungswärme gegeben ist, erkennbar an den Arbeitsstoffgemischen Ammoniak/Wasser oder Wasser/Kalilauge. Ammoniak/Lithiumnitrat weist gemäß dieser Abbildung eine vergleichsweise hohe Lösungswärme auf, die im Rahmen dieser Arbeit aber nicht nachvollzogen werden konnten.

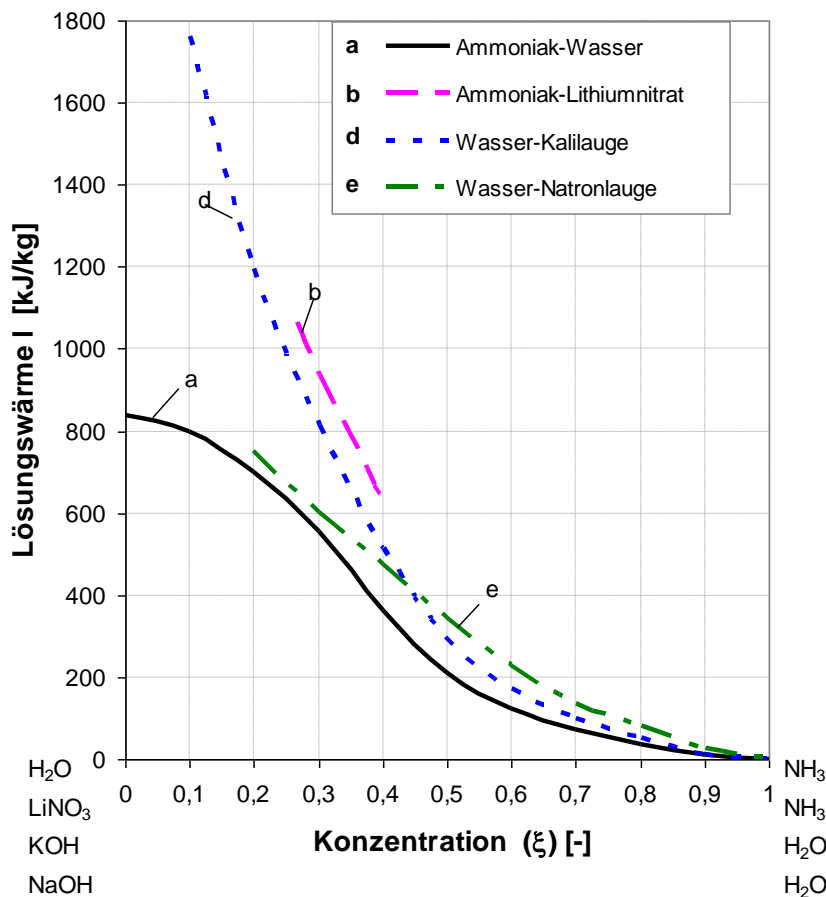


Abbildung 2-7: Lösungswärme je Kilogramm Kältemittel von verschiedener Arbeitsstoffgemische in Abhängigkeit von der Konzentration (Moser, 2008)

Des Weiteren ist im Absorber zur realen Absorption des Kältemittels in der Lösung eine treibende Kraft notwendig, wie in einem Wärmeübertrager eine treibende Temperaturdifferenz zur Übertragung von Wärme notwendig ist. Diese treibende Kraft kann man sich als ein

Partialdruckgefälle (Druckdifferenz $\Delta p_{\text{partial}}$) zwischen höherem Druck der Gasphase (zum „Hineindrücken“) gegenüber einem niedrigeren Druck der Lösung (zum „Aufsaugen“) vorstellen. Dieses Partialdruckgefälle ist äquivalent zu einer niedrigeren Temperatur des Lösungsmittels (T_{real}) gegenüber der Temperatur der theoretischen gesättigten Lösung im Gleichgewichtszustand (T_{ideal}) und drückt sich durch eine Unterkühlung der Lösung (ΔT_{sc}) aus. Für alle Absorptionsvorgänge, die nun nicht mit unendlich langer Dauer des Phasenkontakt oder mit unendlich großer Kontaktfläche erfolgen, ergibt sich am Austritt ein Zustand mit einer Massenkonzentration ξ_{rso} , der nicht dem theoretischen Zustand mit der Massenkonzentration ξ_{rso}^* entspricht, dargestellt im Lösungsfeld (vgl. Kapitel 2.6.2) in Abbildung 2-8. (siehe Niebergall, 1981)

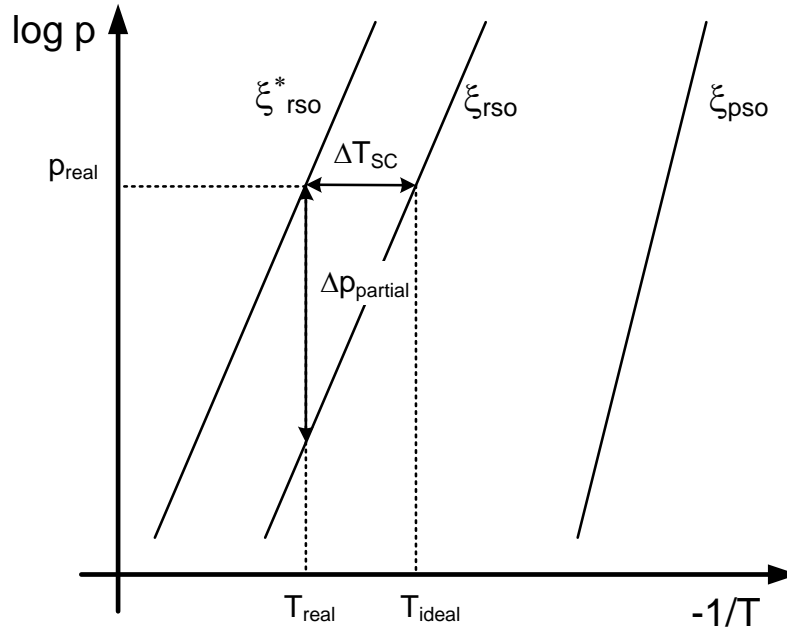


Abbildung 2-8: Darstellung der Unterkühlung und des auftretenden Partialdruckgefälles bei „realer“ Absorption im $\log(p)$ - $(-1/T)$ -Diagramm (Moser, 2008)

Annäherung an den Lorenz-Prozess

Der Carnot-Prozess setzt sich aus zwei isothermen und isentropen Zustandsänderungen zusammen. Der Prozess wird zumeist als idealer Vergleichsprozess in der Wärmetechnik bzw. Wärmepumpentechnik herangezogen. Für konventionelle Kompressionswärmepumpen mit azeotropen Kältemitteln, bei denen folglich Kondensation und Verdampfung (ohne Druckverlust) isothermen Zustandsänderungen entsprechen, ist ein Vergleich mit der Carnot-Effizienz sinnvoll. Um gemäß Abbildung 2-9 den Carnot-Prozess bestmöglich auszunutzen, ist eine möglichst gleichbleibende Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur während der Wärmeübertragung notwendig.

Der sogenannte Lorenz-Prozess besteht aus zwei polytropen und zwei isentropen Zustandsänderungen. Wärmepumpen mit zeotropen Kältemittelgemischen sind ein Beispiel, bei denen der Lorenz-Prozess als Vergleichsprozess dienen kann. Bei der Absorption und Desorption tritt ebenso eine Temperaturänderung der gesättigten Lösung mit veränderter Konzentration auf. Der Temperaturgleit kann je nach Konzentrationsdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Lösung hohe Werte annehmen. Passt nun die Temperaturspannung von Wärmequelle bzw. Wärmesenke mit dem Temperaturgleit der Lösung zusammen, treten niedrige Exergieverluste auf. Exergieverluste sind bei der Wärmeübertragung vor allem dann gegeben, wenn große Temperaturdifferenzen gegeben sind, was zu einer niedrigen Effizienz führt. In Abbildung 2-9 entspricht die eingeschlossene Fläche des jeweiligen Prozesses der notwendigen (mechanischen) Antriebsarbeit.

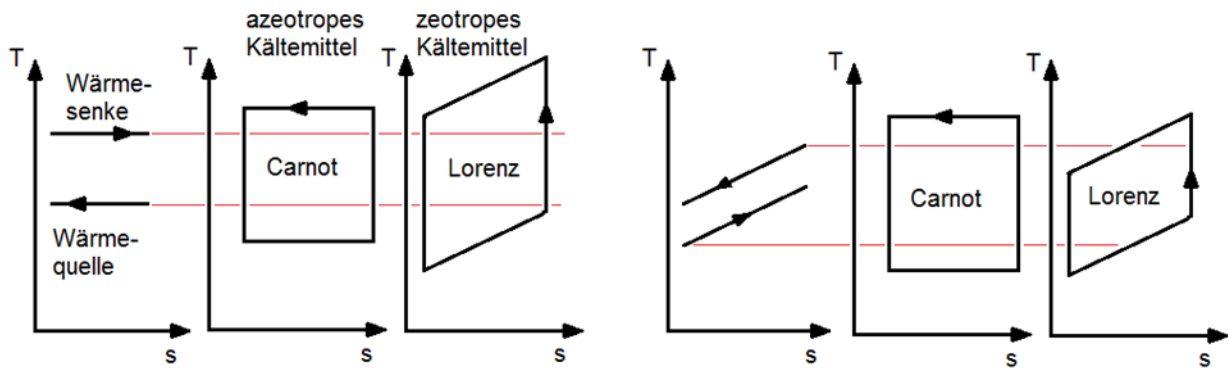


Abbildung 2-9: Annäherung an Carnot- und Lorenz-Prozess am Beispiel unterschiedlicher Temperaturspreizungen von Wärmequelle und Wärmesenke (Leibetseder, 2014)

Der Lorenz-Kreisprozess ist somit in höherem Maß als Vergleichsprozess für Absorptions/Kompressions-Wärmepumpen geeignet. Die beiden annähernd isothermen Zustandsänderungen von Kondensation und Verdampfung bei Kompressionswärmepumpen werden durch zwei polytrope Absorptions- und Desorptionsvorgänge ersetzt, wie in Abbildung 2-9 rechts. Bei der Nutzung von bspw. Abwärme ergibt sich der Vorteil, dass die Austrittstemperatur der Wärmequelle in einem hohen Ausmaß gesenkt werden kann, ohne dass sich dies nachteilig für den Prozess und die Performance auswirkt. Andererseits kann daraus abgeleitet werden, dass eine geringere Temperaturdifferenz von z.B. Wärmesenkeneintritt zu -austritt die Performance der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe verschlechtert.

2.6 Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat

Als Arbeitsstoffgemisch für die Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe wurde Ammoniak/Lithiumnitrat gewählt. Einige stoffspezifische Eigenschaften werden in Kapitel 2.6.2 erörtert. Auf die ausführliche Begründung der Wahl des Gemischs wird in Kapitel 2.6.1 eingegangen. Eine Auflistung und kurze Erklärung der Betriebsweise von Forschungsanlagen und Prototypen mit Ammoniak/Lithiumnitrat gibt Kapitel 2.6.4.

2.6.1 Kriterien für die Wahl des Arbeitsstoffgemisches Ammoniak/Lithiumnitrat

Im Zuge der Arbeiten wurden unterschiedliche Arbeitsstoffgemische, basierend auf Ammoniak als Kältemittel, im Rahmen von Simulationsrechnungen untersucht, ausführlich beschrieben in Rabensteiner (2012). Die Auswahl beschränkte sich grundsätzlich durch die Festlegung auf die Verwendung am Markt verfügbarer Ammoniakkompressoren. Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), Ammoniak/Lithiumnitrat ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) und Ammoniak/Natriumthiocyanat (NH_3/NaSCN) weisen im Vergleich zueinander folgende Vor- und Nachteile bei der Verwendung in einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe auf:

- Während $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ einen gewissen Anteil von Wasserdampf im Kältemitteldampf aufweist, in Abhängigkeit von Druck und Temperatur im Desorber, kann für $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ und NH_3/NaSCN reines Ammoniak in der Gasphase angenommen werden.
- Resultierend aus dem zuvor genannten Punkt wird für $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ und NH_3/NaSCN keine Rektifikation nach dem Desorber benötigt. Bei der Anwendung von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ist hingegen eine Rektifikation bei den hohen Desorber-Temperaturen zwingend notwendig, einige Gründe hierfür werden im Folgenden genannt:
- Die meisten Ammoniak-Kompressoren, bzw. die darin verwendeten Materialien, und die meisten Kältemaschinenöle tolerieren nur einen geringen Anteil Wasser im Kältemitteldampf. Handelsübliche ölgeschmierte Ammoniak-Kompressoren können somit für $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ und NH_3/NaSCN verwendet werden.
- Wenn eine zweistufige Kompression vorgesehen wird und das Kältemittel zwischen den beiden Stufen gekühlt wird, kondensiert auf Grund der sinkenden Temperatur

wasserreiche Lösung aus. Bei der Verwendung von ölgeschmierten Kompressoren ist in diesem Fall zusätzlich zu berücksichtigen, dass die kondensierte Lösung wieder vom Kältemaschinenöl getrennt werden muss, falls ein kontinuierlicher Ölkreislauf gewährleistet werden soll. Für $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ und NH_3/NaSCN können im Rahmen der Ölabscheidung „Standardkomponenten“ verwendet werden, da keine wässrige Lösung mitabgeschieden wird

- Auf Grund eines höheren Kristallisationsrisikos bei NH_3/NaSCN im Desorber, vor allem wenn, wie bei der Hochtemperaturanwendung gegeben, niedrige Drücke bei gleichzeitig hohen Temperaturen gegeben sind, was zu geringen Ammoniakkonzentrationen in der übrigbleibenden „armen“ Lösung führt, musste dieses Kältemittel ausgeschieden werden.

Auf Grund der wesentlichen Kriterien von unzulässig hohen Anteilen Wasserdampf im Kältemittelkreislauf beim Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser und der Kristallisationsgefahr von Ammoniak/Natriumthiocyanat bei Hochtemperaturanwendung wurde gemäß dem Ausschlussverfahren Ammoniak/Lithiumnitrat gewählt. Da das Funktionsmuster ausschließlich mit dem gewählten Stoffpaar betrieben wird, beziehen sich alle nachfolgenden Kapitel (Simulation, Messergebnisse) auf den Betrieb mit Ammoniak/Lithiumnitrat als Arbeitsstoffgemisch, sofern nicht anders erwähnt.

2.6.2 Stoffspezifische Eigenschaften

Ammoniak/Lithiumnitrat ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) wird in den letzten Jahren vorrangig in Forschungsanlagen als mögliche Alternative zu Ammoniak/Wasser in Absorptionsmaschinen getestet. Das Sorbat Ammoniak entspricht dem Kältemittel, welches im Kreislauf aus der Lösung ausgetrieben und in der Lösung absorbiert wird. Als Sorbent tritt dabei eine flüssige Lösung aus Ammoniak und Lithiumnitrat auf, wobei Lithiumnitrat in Reinform einen salzförmigen festen Aggregatzustand annimmt.

Das Arbeitsstoffgemisch soll nach Möglichkeit Eigenschaften wie gute Mischbarkeit der Arbeitsmedien und gute thermische Eigenschaften aufweisen, es soll thermisch und chemisch bei den gegebenen Betriebsbedingungen stabil sein, keine toxische Wirkung aufweisen, nicht brennbar sein bzw. keine Explosionsgefahr bestehen und letztendlich umweltverträglich sein, für den Fall, dass die Medien in die Atmosphäre gelangen. Für die Auslegung und Konstruktion sind Einsatztemperatur und entsprechender Betriebsdruck als wichtige Kenngrößen anzuführen.

Ein Gemisch aus Kältemittel und grundsätzlich salzförmigem Sorbent (in Reinform) muss im Lösungsfeld (siehe Abbildung 2-10) bei Auslegungsdruck und -temperatur sowie während des gesamten Absorptions- und Desorptions-Prozesses eine flüssige Lösung bilden und vor allem keine Kristallisationsbereiche aufweisen. Auch geringfügige Kristallisationserscheinungen können den Kreisprozess zum Erliegen bringen, da durch sukzessive Anlagerung an den Wänden Leitungen verstopfen oder Beschädigungen von Bauteilen auftreten, vor allem bei engen Querschnitten.

Ammoniak

Das natürliche Kältemittel Ammoniak (NH_3) wird schon seit der Entwicklung von Kältemaschinen als Kältemittel eingesetzt. Derzeit findet es Anwendung vor allem in Kältemaschinen für Industrie und Gewerbe (z.B. Lebensmittelindustrie). Ausschlaggebend dafür sind gute thermodynamische Eigenschaften und chemische Stabilität. Da Ammoniak kein Ozonabbaupotential (ODP) und ebenso kein Treibauspotential (GWP_{100a}) aufweist; stellt es eine klimaneutrale Alternative zu HFKW-Kältemitteln dar. Als Nachteil ist bei Kältemittelfreisetzung die Brennbarkeit und Explosionsgefahr in einem gewissen Konzentrationsbereich und die toxische Wirkung für Menschen bei Kontakt und Einatmen anzusehen. Die Wahrnehmungsschwelle bei Austritt liegt bereits bei wenigen ppm in der Luft und weit unter der

toxischen Dosis, wodurch ein Gefahrenhinweis gegeben ist. Einige Stoffeigenschaften sind in Tabelle 2-2 aufgelistet.

Tabelle 2-2: Stoffeigenschaften Ammoniak (berechnet mit EES, 2014)

Eigenschaft	Wert	Einheit
Molare Masse	17,03	kg/kmol
Kritischer Druck p_{cr}	113,3	bar
Kritische Temperatur t_{cr}	132,3	°C
Kritische Dichte ρ_{cr}	225	kg/m ³
Tripelpunkttemperatur	-77,65	°C
Sättigungstemperatur bei 1,013 bar	-33,33	°C
Sättigungsdruck bei 20°C	8,578	bar
Verdampfungsenthalpie bei 20°C	1186	kJ/kg
Dichte flüssig (gesättigt) bei 20°C	610,2	kg/m ³
Dichte gasförmig (gesättigt) bei 20°C	6,705	kg/m ³
Isentropenexponent bei 20°C und 1,013 bar	1,303	-

Bemerkenswert ist die hohe kritische Temperatur, im Vergleich zu konventionellen Kältemitteln, die eine Verwendung als Hochtemperaturkältemittel ermöglicht, wenngleich der kritische Druck erheblich höher ist, als mit Standardkomponenten realisierbar. Des Weiteren ist der hohe Isentropenexponent zu erwähnen. Dieser ist im Vergleich mit anderen Kältemitteln als Nachteil anzuführen, da ein hoher Exponent hohe Kompressor-Austrittstemperaturen verursacht.

Die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels haben wesentlichen Einfluss auf Performance und Baugröße der Anlage. Die Dichte des Kältemittels bei Betriebsdruck und die Verdampfungs- bzw. Kondensationsenthalpie dienen als Maßstab, welche Massenströme bei einer gewünschten Leistung notwendig sind, auch wenn bei Absorptionsmaschinen die Absorption anstelle von Kondensation und Desorption anstelle von Verdampfung treten. Hohe Dichten und hohe Enthalpiedifferenzen beim Phasenübergang in Kombination mit moderatem Druck ermöglichen eine kompakte Bauweise. Bei gegebenem Querschnitt der Leitungen wird ein niedriger Massenstrom geringe Druckverluste verursachen, unter Voraussetzung vergleichbarer Stoffeigenschaften (Viskosität).

Der Sättigungsdruck des Kältemittels bei Auslegungstemperatur im „kalten“ Teil der Anlage sollte den Atmosphärendruck möglichst nicht unterschreiten, damit keine Maßnahmen gegen den Eintritt von Umgebungsluft in das System vorzusehen sind. Andererseits sollte der Sättigungsdruck im „warmen“ Teil der Anlage moderate Werte annehmen, auch wenn bei Zweistoffgemischen der Druck entsprechend dem Konzentrationsverhältnis angepasst werden kann. Bei konventionellen Kompressionswärmepumpen sind die Druckniveaus anhand der Temperaturniveaus festgelegt.

Die Materialverträglichkeit von Komponenten für den Einsatz mit Ammoniak als Kältemittel erfordert eine herstellerseitige Freigabe bzw. muss überprüft werden. Daten für die Beurteilung der Verträglichkeit einzelner Metalle, Legierungen und Dichtungswerkstoffe können bspw. unter Cole-Parmer (2015) online recherchiert werden. Hervorzuheben ist bei der Anwesenheit von Wasser bzw. Wasserdampf die Reaktion mit Kupfer sowie dessen Legierungen, welche innerhalb kürzester Zeit zu Materialversagen führt. Sicherheitshinweise zu Handhabung und Lagerung von Ammoniak können dem Sicherheitsdatenblatt (Air Liquide, 2015) entnommen werden.

Lithiumnitrat

Lithiumnitrat (LiNO₃) ist ein farb- und geruchloses Salz, das bei Raumtemperatur und Atmosphärendruck einen transparenten kristallinen Feststoff in Form von Salzkristallen bildet.

Zu potentiellen Gefahren zählen neben der reizenden Wirkung bei Hautkontakt und der Gesundheitsgefährdung bei Verschlucken, die brandfördernde Wirkung, da der Sauerstoff in der Verbindung für die Oxidation herangezogen wird. Bei offener Lagerung verklumpt das Mineral schon nach kurzer Zeit und es erfolgt auf Grund der hygroskopischen Eigenschaft die dauerhafte Aufnahme von Wasserdampf aus der Umgebung. Als wesentliche Eigenschaft kann für das Salz angenommen werden, dass der Dampfdruck in der umgebenden Luft vernachlässigbar klein ist. Eigenschaften des Reinstoffs sind in Tabelle 2-3 angeführt.

Tabelle 2-3: Stoffeigenschaften Lithiumnitrat (Roth, 2014)

Eigenschaft	Wert	Einheit
Molare Masse	68,95	kg/kmol
Schmelzpunkt	253	°C
Zersetzungstemperatur	>600	°C
Dichte bei 20°C	2360	kg/m ³
Löslichkeit in Wasser bei 20°C	520	kg/m ³

Die angegebene Dichte entspricht, auf Grund der salzförmigen Formgebung in der Praxis, nicht der Schüttdichte sondern der Dichte der Salzkristalle. Die Materialverträglichkeit für gängige Werkstoffe, die in Wärmepumpenkreisläufen verwendet werden, wurde im Rahmen einer Recherche untersucht. Es zeigte sich, dass nur wenige Aussagen zu Korrosion und Verträglichkeit für das Gemisch Ammoniak/Lithiumnitrat auffindbar sind. Heard & Ayala (2003) kamen zu dem Schluss, dass „304 stainless steel“, „316 stainless steel“ und „A37 carbon steel“ als Werkstoffe verwendet werden können. Pauken & Emis (2006) untersuchten Phasenwechsel-Materialien mit Wasser/Lithiumnitrat als Variante und kamen zum Schluss, dass Aluminium keine Korrosionserscheinungen zeigt. In Davis (1921) wurden schon frühzeitig Untersuchungen veröffentlicht, die zeigen, dass die Materialien „iron wire“, „machine (carbon) steel“, „Nichrome wire“ und „Nickel-steel alloy“ verwendbar sind. Allgemein ist davon auszugehen, dass Ammoniak die im Wesentlichen bestimmende Komponente hinsichtlich der Materialverträglichkeit ist.

2.6.3 Stoffdaten Ammoniak/Lithiumnitrat

Stoffeigenschaften für Sättigungszustand, Dichte, Viskosität und Wärmekapazität für NH₃/LiNO₃ können den Publikationen von Libotean et al. (2007) und (2008) entnommen werden. Werte für die thermische Leitfähigkeit finden sich in Cuenca et al. (2014). Ergänzende Stoffeigenschaften des Arbeitsstoffgemisches wie Gleichungen zur Enthalpieberechnung und Kristallisationslinie wurden aus der Veröffentlichung von Infante Ferreira (1984) übergeführt. Die Zustandsgleichungen sind vollständig in Anhang A angeführt. Mittels Vermerk ist angeführt, welche der Gleichungen im Rahmen der Simulationsrechnungen verwendet wurden.

Lösungsfeld im log(p)-(-1/T)-Diagramm

Zur Beschreibung des Verhältnisses von Druck, Temperatur und Konzentration eines Zweistoffgemisches wird ein Lösungsfeld skizziert. Im log(p)-(-1/T)-Diagramm in Abbildung 2-10 werden die Siedelinien gesättigter Lösung in Abhängigkeit von Druck und Temperatur aufgetragen. Die linke, mit „NH₃“ beschriftete Linie stellt dabei die Sättigungslinie von reinem Ammoniak mit Konzentration X=1 dar. Mit abnehmendem Konzentrationsverhältnis, d.h. einer Zunahme von Lithiumnitrat im Verhältnis zu Ammoniak in der Lösung, steigt bei gleichem Druckniveau die Siedetemperatur. Sind Druck, Temperatur und Konzentration gegeben besteht die Möglichkeit, dass die Lösung unterkühlt vorliegt. Es kann im Diagramm anhand von Druck und Temperatur der Punkt eingezeichnet werden, die resultierende Konzentration entspricht allerdings nun der theoretischen Sättigung. Kristallisationsbereiche gemäß den Stoffdaten aus Infante Ferreira (1984) zeigen an, bei welcher Kombination von Druck und Temperatur mit Kristallbildung in der Lösung zu rechnen ist.

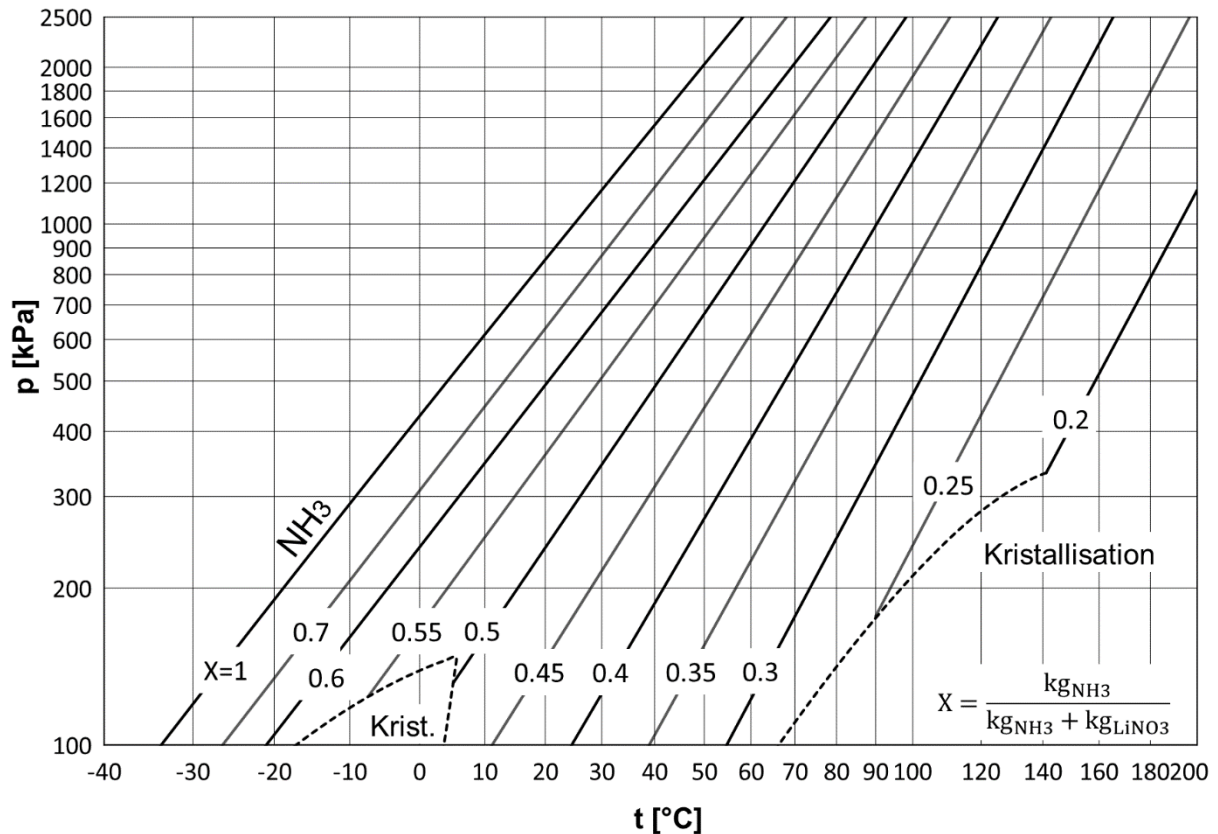


Abbildung 2-10: $\log(p)$ - $(-1/T)$ -Diagramm von $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, basierend auf den Stoffdaten veröffentlicht in Libotean et al. (2007) und Infante Ferreira (1984)

Erwähnenswerte Stoffeigenschaften

Wesentlichster Vorteil gegenüber $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ist, dass in der Gasphase auf Grund des nicht vorhandenen Dampfdrucks von Lithiumnitrat reines Ammoniak gegeben ist. Als Nachteil von $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ muss die, gemäß den Korrelationen von Libotean et al. (2008) berechneten Stoffeigenschaften, im Vergleich zu Ammoniak/Wasser-Gemischen ca. 10-mal höhere Viskosität genannt werden. Bei Kombination von niedrigem Druckniveau, niedriger Temperatur und geringer Ammoniakkonzentration der Lösung sind Werte der dynamischen Viskosität von bis zu $10 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ möglich. Diese Kombination entspricht dem Zustand im Desorber, Werte der Viskosität der gesättigten Lösung bei Niederdruckniveau sind in Abbildung 2-11 dargestellt. Die höhere Viskosität muss bei der Auslegung der Wärmeübertrager berücksichtigt werden. Im Vergleich weist $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ bei den in Conde-Petit (2006) berechneten Zustandspunkten Werte bis maximal $2,5 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ auf.

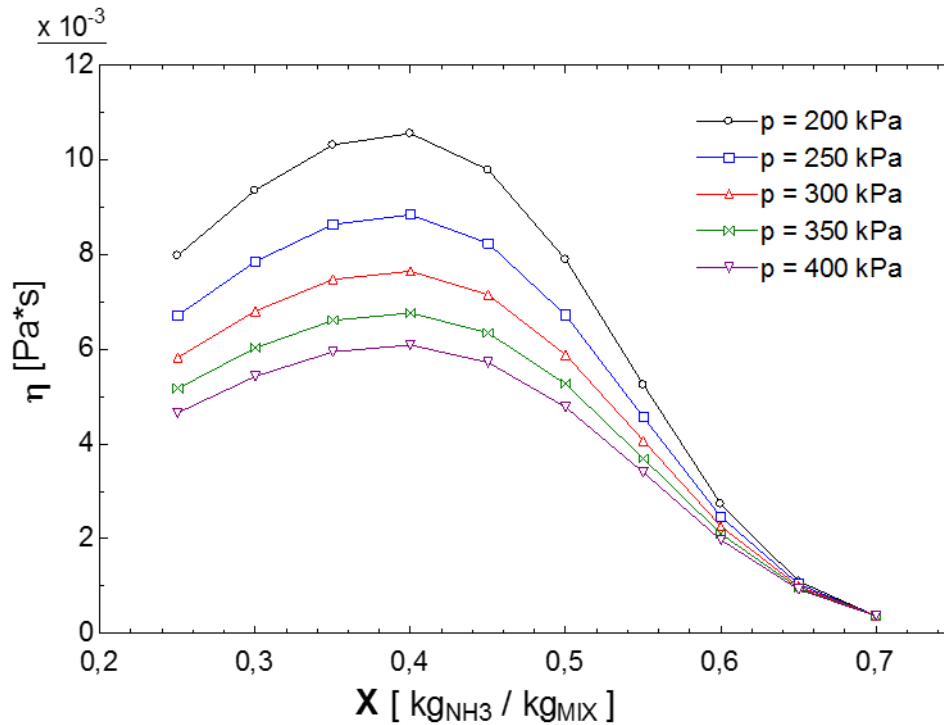


Abbildung 2-11: Kinematische Viskosität für gesättigte flüssige Lösung bei $p = 2$ bis 4 bar (für Desorber), basierend auf den Stoffdaten veröffentlicht in Libotean et al. (2008)

Im Absorber ergeben sich auf Grund des Hochdruckniveaus und der höheren Temperaturen wesentlich geringere Werte für die Viskosität. Aus Abbildung 2-12 können Maximalwerte der kinematischen Viskosität von rund 1-2 mm^2/s abgelesen werden, was der Viskosität von kaltem Wasser entspricht. Vor allem bei hohen Ammoniakkonzentrationen, wie sie sich am Ende der Absorption ergeben, sinkt die Viskosität deutlich. Dies könnte in beiden Abbildungen allerdings auf eine unzureichend genaue Korrelation der Stoffdaten zurückzuführen sein, da für die Zustandsgleichungen in Libotean et al. (2008) lediglich Messwerte der Viskosität bis $X=0,5$ verwendet wurden.

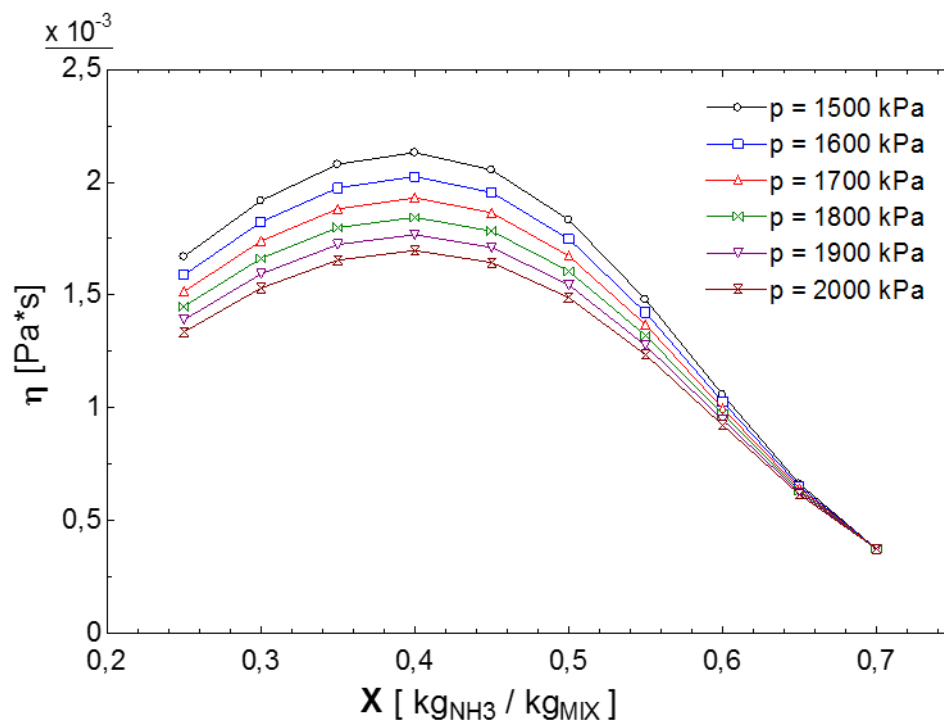


Abbildung 2-12: Kinematische Viskosität für gesättigte flüssige Lösung bei $p = 15$ bis 20 bar (für Absorber), basierend auf den Stoffdaten veröffentlicht in Libotean et al. (2008)

In Abbildung 2-12 ist das Lösungsfeld aus Abbildung 2-10 mit zusätzlichen Linien zum Ablesen der Dichte für gesättigte Lösung dargestellt. Für Konzentrationen kleiner $X=0,6$ ergibt sich praktisch durchgehend eine Dichte größer 900 kg/m^3 . Vergleicht man dies mit der Dichte von synthetischen (PAO-)Ölen, die für die Kompressor-Schmierung verwendet werden, muss damit gerechnet werden, dass sich das Öl an der Oberfläche absetzt. Vergleichswerte werden in Fuchs (2015) mit 835 kg/m^3 bei 15°C für das Kältemaschinenöl „RENISO SYNTH 68“ angegeben.

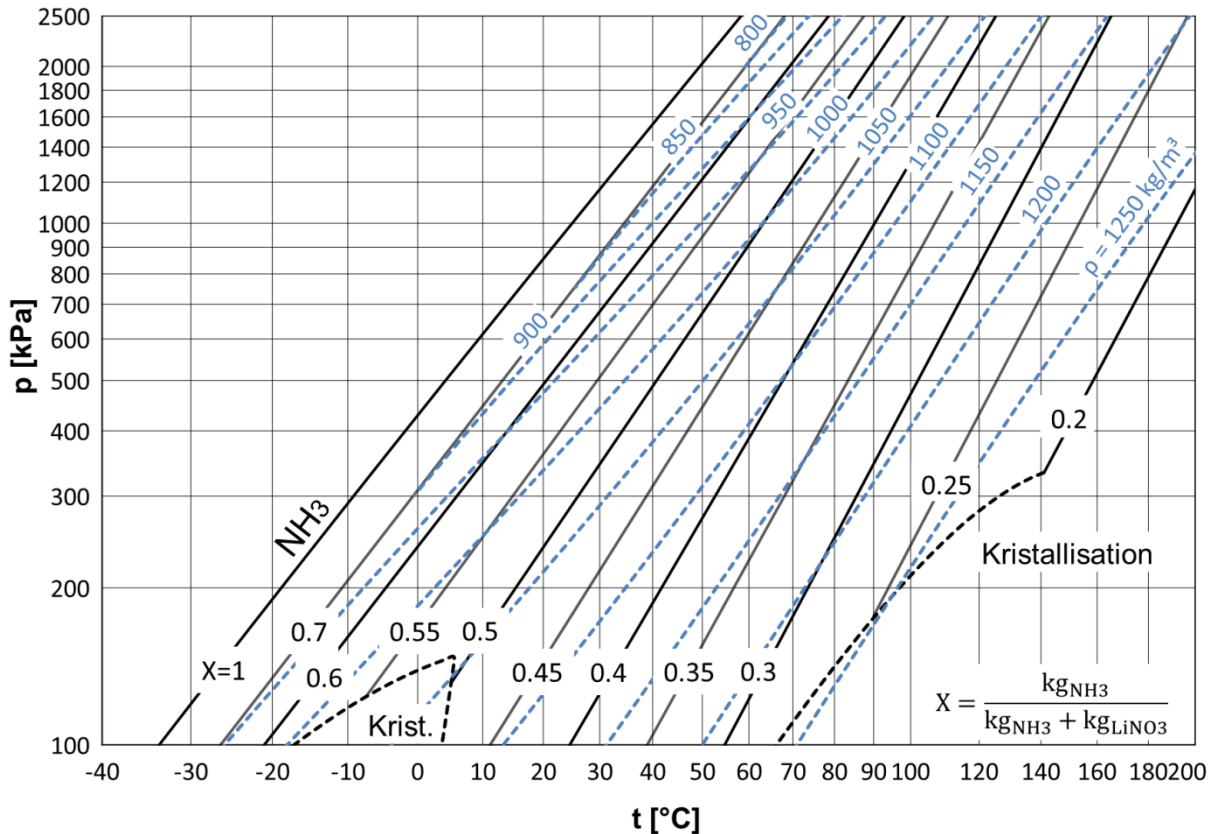


Abbildung 2-13: $\log(p)$ - $(-1/T)$ -Diagramm von $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ inklusive Dichtekennlinien für gesättigte Lösung, basierend auf den Stoffdaten veröffentlicht in Libotean et al. (2007, 2008) und Infante Ferreira (1984)

Betreffend der Kristallisationsgefahr ist anzumerken, dass bei hohen Temperaturen ($>100^\circ\text{C}$) und bei niedrigen Drücken ($<2 \text{ bar}$) gemäß den verwendeten Stoffdaten Kristallisation auftreten kann, dargestellt in Abbildung 2-10. Skizziert man die Sättigungstemperatur, unterhalb jener die Lösung zur Kristallbildung übergeht, so ergibt sich der Verlauf gemäß Abbildung 2-14. Dieses Diagramm ist vor allem für den kalten Zustand der reichen Lösung nach der Lösungsdrossel relevant. Es folgt daraus, dass einerseits ab einer Konzentration der Lösung unter $X=0,3$ im kalten Bereich der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe Kristallisation auftreten kann. Bei höheren Konzentrationen, die sich üblicherweise bei Hochtemperaturanwendung einstellen werden, ist nicht mit Kristallisationsgefahr zu rechnen.

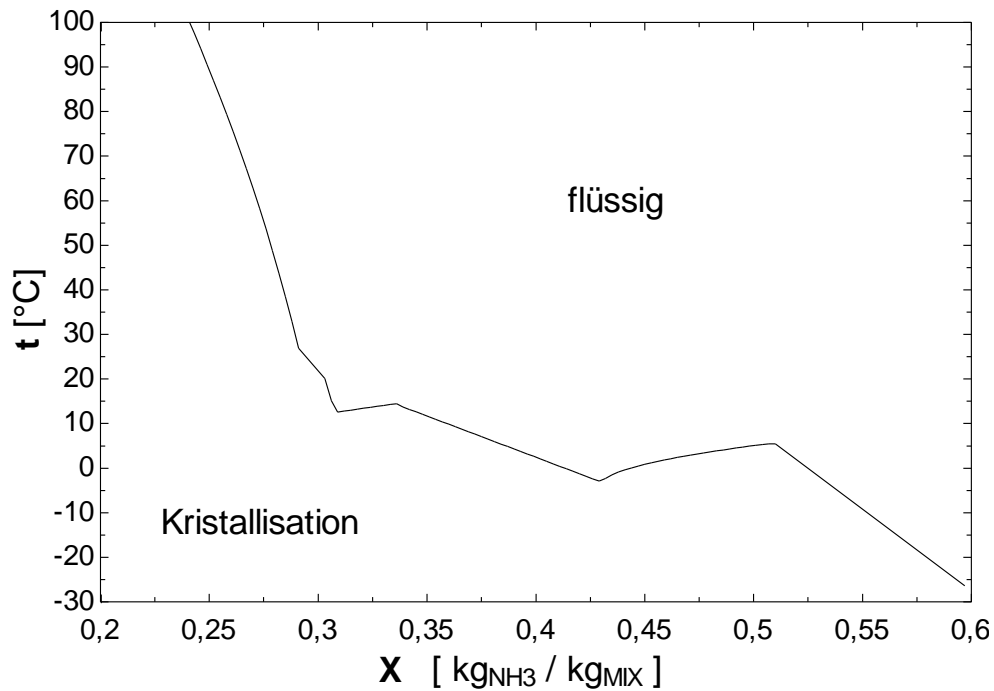


Abbildung 2-14: Kristallisationstemperatur in Abhängigkeit der Lösungskonzentration, basierend auf den Stoffdaten veröffentlicht in Infante Ferreira (1984)

2.6.4 Forschungsanlagen und Prototypen mit Ammoniak/Lithiumnitrat

Im Rahmen der Wahl des geeigneten Arbeitsstoffgemisches wurde eine detaillierte Aufstellung bisher veröffentlichter experimenteller Ergebnisse mit Versuchsanlagen und Prototypen mit Ammoniak/Lithiumnitrat recherchiert. Dabei konnte der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Absorptions/Kompressions-Wärmepumpenkreislauf nicht gefunden werden, allerdings eine Anzahl von Publikationen zu verschiedenen Varianten von Absorptionswärmepumpen mit Ammoniak/Lithiumnitrat. Publizierende Organisationen wurden in Mexiko (Universidad Nacional Autónoma de Mexico) und Spanien (Universitat Rovira i Virgili, Universidad Carlos III de Madrid) gefunden. Die Highlights der Ergebnisse und Erkenntnisse werden im Folgenden chronologisch sortiert angeführt.

Ayala et al. (1997 und 1998) untersuchten den Aufbau einer Kombination einer Absorptions- und Kompressionswärmepumpe mittels Simulationsmodell und an einem Prototyp. Der Kreislauf besteht dabei, entgegen dem in dieser Arbeit verwendeten System einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe, aus einem Kreislauf einer Absorptionswärmepumpe mit zusätzlichem Kompressor, der dampfförmiges Kältemittel, kommend vom Verdampfer, direkt im Absorber entnimmt, auf Hochdruckniveau komprimiert und dem Generator zuführt. Nicht entnommenes Kältemittel wird im Absorber absorbiert und über die Lösungspumpe und einen Lösungswärmeübertrager dem Generator zugeführt. Der Absorber wurde dabei als Rohrbündelwärmeübertrager mit am Boden angeordnetem Lösungsreservoir ausgeführt. Mit dem Kreislauf ist es möglich Wärmequellen oder Stromquellen mit schwankendem Angebot sinnvoll zu nutzen. Anhand des Verhältnisses von Kältemittel, welches im Absorptions- oder im Kompressionskreislauf transportiert wird, kann ein Optimum der Leistungszahl berechnet werden. Die Effizienz der Kompression und der Stromerzeugung werden dabei berücksichtigt und sind maßgeblich für das Optimum. Mit Hilfe eines Prototyps wurden die Simulationsergebnisse experimentell validiert. Das Optimum der Leistungszahl trat, wie in der Simulation vorausberechnet, bei einem hohen Anteil des Kältemitteltransports durch den Kompressionskreislauf auf. Der hohe Einfluss der Effizienz des Kompressors wurde noch einmal unterstrichen.

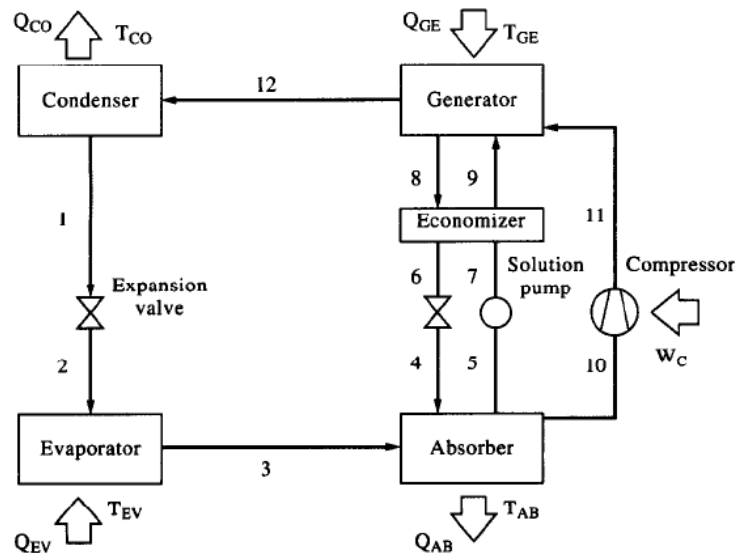


Abbildung 2-15: Schematischer Aufbau der Kombination einer Absorptions- und Kompressionswärmepumpe (Ayala et al., 1997)

Kim et al. (2009) präsentieren in ihrem Endbericht zum Projekt „AbsoCOOL“ einen ähnlichen Prototypen einer Absorptions/Kompressions-Kälteanlage mit der Möglichkeit der direkten Kompression eines Teils des Kältemittelmassenstroms nach dem Verdampfer, dargestellt in Abbildung 2-16. Der Anwendungsbereich liegt in der mobilen Kühlung von Lebensmitteln (mittels der durch den Verdampfer abgeführten Wärme). Die vorgestellte Kombination einer Hochtemperatur-Brennstoffzelle mit der Absorptionskälteanlage weist gemäß den Autoren ein hohes Einsparungspotenzial hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches im Vergleich zu dieselbetriebenen Kompressionskälteanlagen auf. Für die Verdichtung kommt, wie in der vorliegenden Arbeit, ein ölgeschmierter Trennhauptkompressor der Fa. Frigopol zum Einsatz, als Arbeitsstoffgemisch wurde Ammoniak/Lithiumnitrat gewählt. Im Rahmen der Inbetriebnahme kam es mutmaßlich zu Problemen mit Rückschlagventilen (bzw. den Dichtungen aus den Materialien Buna-N und EPDM), weshalb Lösung in den Ölabscheider gelangte und zu Kompressorschäden führte. Nach Behebung des Problems konnten erfolgreich Betriebstests mit unterschiedlichen Kreislauf-Verschaltungen (als Kompressions-, Absorptions- bzw. Absorptions/Kompressions-Kälteanlage), allerdings ohne Brennstoffzelle als Wärmequelle für den Generator, durchgeführt werden. Abschließend wird nochmals auf den komplexen Aufbau des Gesamtsystems als Hindernis bei der Umsetzung hingewiesen

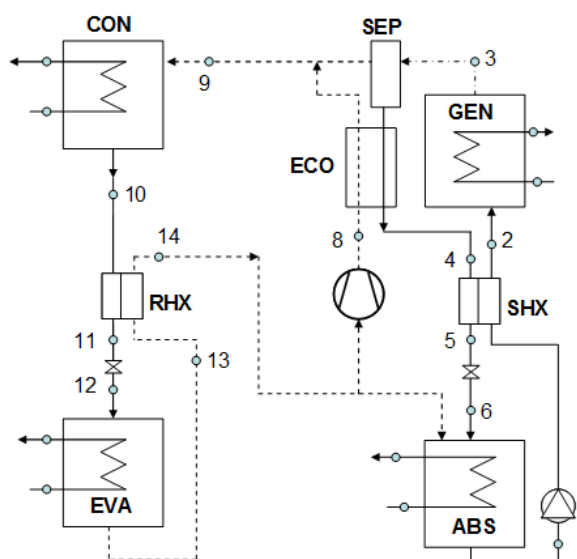


Abbildung 2-16: Schematischer Aufbau der Absorptions/Kompressions-Kälteanlage (Kim et al., 2009)

Zamora et al. (2011a und 2011b) stellen in ihren Publikationen die Entwicklung und erste Betriebsergebnisse einer wassergekühlten und einer luftgekühlten Absorptionswärmepumpe in einem Leistungsbereich von etwa 10 kW Kühlleistung vor. Das Schaltschema entspricht dem konventionellen Absorptionswärmepumpenkreislauf mit Lösungs- und Kältemittel-Wärmeübertrager. Die Entwicklung basiert dabei auf Ergebnissen einer wassergekühlten Versuchsanlage, die über mehrere Jahre getestet wurde. Für die Wärmeübertragung werden dabei, mit Ausnahme der Lamellenwärmeübertrager der luftgekühlten Anlage, Plattenwärmeübertrager verwendet. Für die Prototypen der Anlagen, welcher mit Ammoniak/Lithiumnitrat als Arbeitsstoffgemisch operiert, wurden erste Betriebsergebnisse präsentiert. In **Zamora et al. (2014)** werden der Entwicklungsstand, aktuelle Ergebnisse und eine ausführliche Berechnung der elektrischen Leistungszahl unter Berücksichtigung aller inneren und peripheren Verbraucher (Lösungspumpe, Regelung, Pumpen, Lüfter) für beide Prototypen vorgestellt. Zudem werden ersten Optimierungsmaßnahmen durchgeführt, vorrangig um die Kosten und den elektrischen Verbrauch zu senken. Abbildung 1-3 zeigt das Bild des kompakten luftgekühlten Prototypen mit ca. 10 kW Kälteleistung. Die Ergebnisse für diese Anlage zeigen einen thermischen COP von knapp unter 0,6 bei 15°C Kaltwasser-, 35°C Luft- und 90°C Heißwassertemperatur sowie einen elektrischen COP von 6,5.



Abbildung 2-17: Bild des luftgekühlten Prototypen einer Ammoniak/Lithiumnitrat Absorptionswärmepumpe mit 10 kW Kälteleistung (Zamora et al., 2014)

Rivera et al. (2011) und **Moreno-Quintanar et al. (2011 und 2012)** präsentieren die Entwicklung eines diskontinuierlichen Kühlsystems für Eisproduktion. Dabei wird ein Generator/Absorber Tank tagsüber solar aufgeheizt und Ammoniak wird aus dem Arbeitsstoffgemisch ausgetrieben. Rivera et al. (2011) verwenden hierfür Ammoniak/Lithiumnitrat, währenddessen in den Publikationen von Moreno-Quintanar et al. (2011, 2012) in der gleichen Versuchsanlage Ammoniak/Lithiumnitrat/Wasser eingesetzt wird. Der Dampf wird kondensiert und in einem Tank gespeichert. Nachts wird der abkühlende Generator/Absorber Tank für die Absorption genutzt. Der Druck sinkt und das flüssige Kältemittel kann nun über eine Drossel expandiert werden und im Verdampfer die gewünschte Kälteleistung für die Eisproduktion bereitstellen. Die Versuchsanlage kann damit tageweise und je nach Füllmenge in unterschiedlicher Größenordnung operieren. Das bestehende Funktionsmuster, dargestellt in Abbildung 2-18, lieferte eine Nennleistung von 8 kg Eis pro Tag. Derartige Anlagen bieten eine technologische Möglichkeit zur kostengünstigen, wartungsarmen, solaren Kälteerzeugung besonders in Regionen ohne bzw. mit schlechter elektrischer Infrastruktur. Der Vergleich der erreichten Ergebnisse beider Arbeitsstoffgemische zeigt, dass mit Ammoniak/Lithiumnitrat/Wasser eine um 24 % höhere solare Leistungszahl, bezogen auf die solare Einstrahlung, als mit Ammoniak/Lithiumnitrat erreicht werden kann.

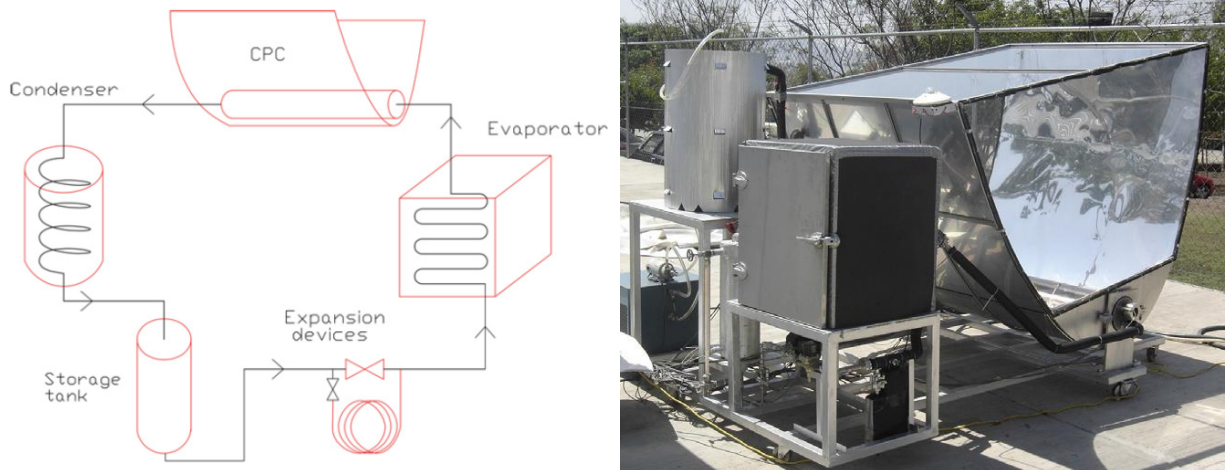


Abbildung 2-18: Links: Schematischer Aufbau der diskontinuierlichen solaren Kühlanlage (CPC... compound parabolic concentrator); Rechts: Bild des Funktionsmodells (Rivera et al., 2011)

Im Rahmen einer Arbeit zu Absorptionswärmepumpen mit Booster-Kompressor zwischen Verdampfer und Absorber (Ventas et al., 2010) veröffentlichten u.a. **Ventas et al. (2012)** und **Zacarías et al. (2013)** experimentelle Ergebnisse an einem adiabaten Absorber mit Sprühnebelabsorption (ca. 10 kW Absorberleistung) mit $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ als Arbeitsstoffgemisch. Die arme Lösung wird dabei unterkühlt zugeführt und absorbiert anschließend, gemäß dem Konzept ohne gleichzeitige Wärmeabfuhr, vorverdichteten Ammoniakdampf auf mittlerem Druckniveau. Ein schematischer Schnitt durch den länglichen Absorberbehälter und die Verteileinrichtung sind in Abbildung 2-19 dargestellt. Die Versuchsanordnung besteht zudem aus einem Generator und Lösungswärmeübertrager, welche als Plattenwärmeübertrager ausgeführt wurden. Die Ergebnisse zeigen ausführlich den Zusammenhang von Mitteldruck, Generatortemperatur und spezifischem Lösungsumlauf für die Auslegung der Anlage. Die Ergebnisse wurden für den Aufbau des Simulationsmodells einer Absorptionswärmepumpe mit Booster-Kompressor verwendet.

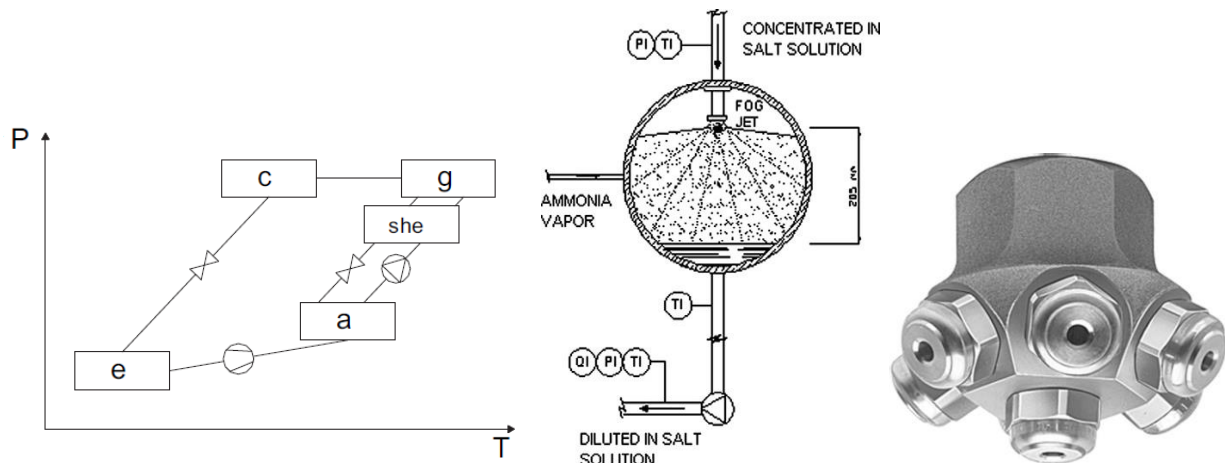


Abbildung 2-19: Links: Schematischer Aufbau der Absorptionswärmepumpe mit Booster-Kompressor (Ventas et al., 2010); Mitte: Schema des adiabaten Absorberkonzepts mit Sprühnebelverteilung der Lösung (Ventas et al., 2012); Rechts: Sprühverteilereinrichtung (Zacarías et al., 2013)

In einer Publikation von **Llamas-Guillén et al. (2014)** wird wiederum das Konzept und die Ergebnisse einer Absorptionskälteanlage vorgestellt. Die Schaltung entspricht dem konventionellen Absorptionswärmepumpenkreislauf mit Lösungswärmeübertrager. Wie in Abbildung 2-20 ersichtlich, wurden luftgekühlte Absorber und Kondensator vorgesehen. Die in dieser ersten Versuchsanlage wurde mit ca. 5 kW festgelegt und soll in weiterer Folge verbessert werden. Die gemessene thermische Leistungszahl war bei 15°C Kaltwasser-, ca. 29°C Lufttemperatur und 124°C der Lösung am Generatöraustritt knapp unter 0,4. Im Zuge der

Messungen wurde auch festgehalten, dass, trotz der hohen Generatortemperaturen, Kristallisation kein Problem darstellt.



Abbildung 2-20: Bild der Versuchsanlage einer Ammoniak/Lithiumnitrat Absorptionswärmepumpe mit 5 kW Kälteleistung (Llamas-Guillén et al., 2014)

2.7 Kennzahlen

Zum besseren Verständnis und um aussagekräftige Vergleichswerte zu liefern werden Kennzahlen verwendet. Im Rahmen der Arbeit wurde sowohl bei der Erstellung der Modelle als auch bei der Auswertung der Ergebnisse auf diese Werte zurückgegriffen. Im Folgenden werden wiederkehrend verwendete Kennzahlen, unterteilt nach Zuordnung zu System oder Bauteilen, definiert und diskutiert.

2.7.1 Leistungszahl

Um nun die gegebenen Leistungen in einer Effizienzkennzahl gemäß üblicher Definition überzuführen, muss zuerst bestimmt werden, welche Wärmeströme als Nutzen deklariert werden bzw. welche Leistungen den Nutzen des Systems bilden und bei welchen es sich um den Aufwand handelt. Der „Wirkungsgrad“ des Systems ergibt sich demnach zu Gl. 2-2. Dabei wurde bereits vorausgesetzt, dass nur elektrisch zugeführte Leistung dem Aufwand zuzurechnen ist.

$$COP = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nutz}}}{\sum P_{el}} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Im Fall des Heizbetriebs der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe ist der Coefficient Of Performance als Verhältnis der Wärmesenkenleistung auf Hochtemperaturniveau zu der Summe aus elektrisch zugeführter Kompressorleistung und der elektrischen Antriebsenergie für die Pumpe zu berechnen, angeführt in Gl. 2-3. Die zugeführte Wärme im Desorber wird dabei als aus der Umgebung oder aus Abwärme gewonnen und muss damit nicht dem Aufwand zugerechnet werden.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{sink}}{\sum P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{Wärmesenke}}{P_{el,Kompressor} + P_{el,Lösungspumpe}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Für den Kühlbetrieb wiederum ergibt sich ein Nutzen in Form der Kälteleistung im Desorber, bei gleichem Aufwand wie im Heizbetrieb. Die zur Kühlung im Absorber notwendige Abfuhr der Energie wird z.B. an die Umgebung abgegeben und ist somit nicht dem Aufwand zuzurechnen. Formt man die Desorberleistung als Resultat der sonstigen Leistungen, ergänzt um die Wärmeverluste des Systems, um, so erkennt man in Gl. 2-4, dass der COP_C im Kühlbetrieb bei vernachlässigbaren Wärmeverlusten um 1 kleiner ist als der COP im Heizbetrieb.

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{source}}{\sum P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{sink} + \sum \dot{Q}_{loss}}{\sum P_{el}} - 1 \approx COP_H - 1 \quad \text{Gl. 2-4}$$

Dies ergibt sich gemäß Energiebilanz in Gl. 2-5, wobei der Zähler in Gl. 2-4 entsprechend der umgeformten Energiebilanz ersetzt wird. Aus der Energiebilanz kann der Wärmeverlust des Systems berechnet werden.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{source} + \sum P_{el} - \dot{Q}_{sink} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Unter Umständen kann auf Grund der sehr geringen Pumpenleistungen, beispielsweise im Vergleich zur Verdichterleistung und Wärmesenkenleistung, diese in der Kennzahlberechnung vernachlässigt werden und der Nutzen rein auf die aufzuwendende elektrische Energie für die Kompression bezogen werden.

2.7.2 Kompressor

Im Kompressor wird das gasförmige Kältemittel verdichtet. Dabei tritt auf Grund von Reibung, Transmissionsverlusten etc. immer ein Verlust auf, der in Form einer Wärmeabgabe an die Umgebung erfolgt. Bei nicht-gekühlten Kompressoren wird als Vergleichsprozess, der im besten Fall erreicht werden kann, die isentrope, adiabate Verdichterarbeit bzw. -leistung angeführt. In Abbildung 2-21 ist die Zustandsänderung in einem mit Elektromotor betriebenen Kompressor skizziert. Dabei wird Ammoniak (NH_3) vom Zustandspunkt 1 mit Temperatur t_1 und Druck p_1 verdichtet. Am Austritt ist Zustand 2 mit Temperatur t_2 und Druck p_2 gegeben.

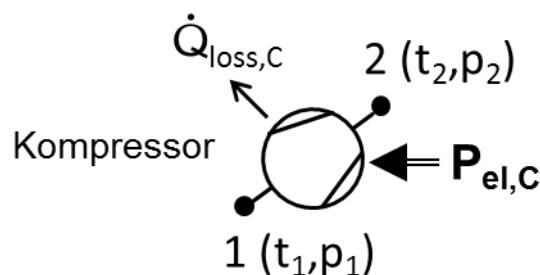


Abbildung 2-21: Skizze Zustandsänderung Kompressor

Eine grundlegende Größe ist das Druckverhältnis gemäß Gl. 2-6. Hochdruck- und Niederdruckniveau entsprechen dabei dem Druck in der Sauggas- und Druckgasleitung. Bei mehrstufiger Kompression liegt ein Gesamtdruckverhältnis und Einzeldruckverhältnisse je Kompressor vor.

$$\pi = \frac{\text{Hochdruckniveau}}{\text{Niederdruckniveau}} = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Der „Gesamtisentrope Wirkungsgrad“ der Verdichtung setzt Leistungen gemäß Gl. 2-7 in ein Verhältnis. Die Kennzahl kann vor allem dazu verwendet werden, den elektrischen

Leistungsbedarf bei gegebenem Druckverhältnis zu bestimmen. Der Gesamisentropen Wirkungsgrad wird von Herstellern zumeist für die Beschreibung der „Güte“ der Kompression angeführt.

$$\eta_{all,is} = \frac{\text{Isentrope Verdichterleistung}}{\text{Elektrisch zugeführte Leistung}} = \frac{\dot{m}_{ref} * (h_{2,is} - h_1)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Eine Aussage über die internen Vorgänge liefert der „Innere Isentrope Wirkungsgrad“ gemäß Gl. 2-8. Dieser bezieht die isentrope Verdichterarbeit auf die dem Kältemittel zugeführte Arbeit in Form der Enthalpieänderung vom Eintritt zum Austritt. Anhand dieser Kennzahl kann die Kompressoraustrittstemperatur abgeschätzt werden.

$$\eta_{i,is} = \frac{\text{Isentrope Verdichterarbeit}}{\text{dem Gas indizierte Arbeit}} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Die Differenz von elektrisch zugeführter Leistung zu der dem Kältemittel indizierten Leistung entspricht den Wärmeverlusten am Kompressor oder bei der Transmission. Die Kennzahl hierfür kann als „Mechanischer Wirkungsgrad“ gemäß Gl. 2-9 formuliert werden. Das Produkt aus Innerem Isentropen und Mechanischen Wirkungsgrad muss nach der gegebenen Definition den Gesamisentropen Wirkungsgrad entsprechen.

$$\eta_m = \frac{\text{dem Gas indizierte Leistung}}{\text{Elektrisch zugeführte Leistung}} = \frac{\dot{m}_{ref} * (h_2 - h_1)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Hinsichtlich der volumetrischen Effizienz wird der Liefergrad gemäß Gl. 2-10 angeführt, welcher das Verhältnis von realem Kältemittelmassenstrom zu theoretischem Massenstrom bei gegebenem Hubvolumen und Drehzahl beschreibt. Verluste treten beispielsweise durch saugseitige Druckverluste, Rückexpansion und innerer Leckage auf.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{nh3}}{\rho_{ref} * \dot{V}_{hub} * n} \quad \text{Gl. 2-10}$$

2.7.3 Absorber

Der Absorber ist eine wesentliche Komponente der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe. Sowohl Wärme- als auch Stoffübergang müssen gut funktionieren, um einen möglichst hohen COP bei gleichzeitig hohen Wärmesenken-Austrittstemperaturen zu erreichen. In Abbildung 2-22 ist der Ablauf der Massen- und Energieströme im Absorber skizziert. Das Kältemittel (ref) wird in der Mischkammer (MIX) mit der armen Lösung (pso) vermischt. Im Absorber wird bei gleichzeitiger Wärmeabgabe (\dot{Q}_{ABS}) das Kältemittel in der Lösung absorbiert. Der Austritt der resultierenden reichen Lösung (rso) wird einphasig flüssig mit der Temperatur $t_{rso,ABS,out}$ angenommen.

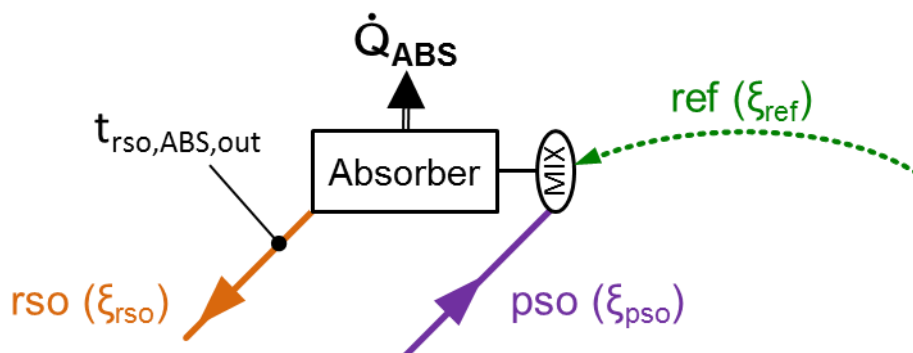


Abbildung 2-22: Skizze Zustandsänderung Absorber

Die Konzentration der reichen Lösung kann bei bekannten Massenströmen und Konzentrationen von Kältemittel und armer Lösung gemäß der Komponenten-Massenbilanz in Gl. 2-11 berechnet werden. Bei Ammoniak/Lithiumnitrat vereinfacht sich diese Gleichung, da in der Gasphase (ref) reines Ammoniak angenommen werden kann.

$$\dot{m}_{rso} * \xi_{rso} = \dot{m}_{pso} * \xi_{pso} + \dot{m}_{ref} * \xi_{ref} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Eine weitere, theoretische Konzentration der reichen Lösung ergibt sich als Funktion der Zustandsgleichungen des Arbeitsstoffgemisches bei der Annahme von Sättigung bei gemessener Temperatur und gemessenem Druck am Austritt aus dem Absorber in Gl. 2-12. Diese Größe berücksichtigt allerdings nicht die realen Gegebenheiten der Stoffübertragung im Absorber.

$$\xi^*_{rso} = f(p_{ABS}, t_{rso,ABS,out}) \quad \text{Gl. 2-12}$$

Anhand der beiden berechneten Konzentrationen der reichen Lösung kann ein theoretischer Absorptions-Wirkungsgrad gemäß Gl. 2-13 berechnet werden. Dabei wird die im Absorber erreichte Konzentrationssteigerung zur theoretisch maximal möglichen Konzentrationssteigerung gemäß dem in Gl. 2-12 theoretischen Austrittszustand in ein Verhältnis gesetzt. Eine ausführliche Beschreibung hierzu findet sich auch in Niebergall (1981).

$$\eta_{ABS} = \frac{\xi_{rso} - \xi_{pso}}{\xi^*_{rso} - \xi_{pso}} \quad \text{Gl. 2-13}$$

Anders formuliert, kann bei gemessenem Druck und berechneter Ausgangskonzentration gemäß Gl. 2-11 eine theoretische Absorberaustrittstemperatur mit Gl. 2-14 berechnet werden, bei der die Lösung gesättigt vorliegt. Diese Temperatur wird nun immer höher liegen, als die reale Absorberaustrittstemperatur. Die Differenz wird als Absorberunterkühlung definiert, und berechnet sich gemäß Gl. 2-15. Diese Absorberunterkühlung wurde bereits in Kapitel 2.5 beschrieben und ist für die Absorption bzw. den Stoffübergang von Gasphase zur Flüssigphase zwingend notwendig. Nichtsdestotrotz wird im Betrieb eine möglichst geringe Absorberunterkühlung angestrebt.

$$t^*_{rso,ABS,out} = f(p_{ABS}, \xi_{rso}) \quad \text{Gl. 2-14}$$

$$\Delta T_{ABS,sub} = t^*_{rso,ABS,out} - t_{rso,ABS,out} \quad \text{Gl. 2-15}$$

Die sich einstellende Konzentrationsdifferenz zwischen reicher und armer Lösung wird auch als Entgasungsbreite bezeichnet und anhand von Gl. 2-16 berechnet. Allgemein ist eine hohe Entgasungsbreite zu bevorzugen, da entsprechend das Verhältnis von Lösungs- zu Kältemittelmassenstrom gesenkt werden kann. Letzteres wird auch als spezifischer Lösungsumlauf bezeichnet und gemäß Gl. 2-17 berechnet, wobei in diesem Fall der Massenstrom reicher Lösung als Bezugsgröße im Zähler verwendet wird. Der spezifische Lösungsumlauf bezogen auf die arme Lösung ist um genau 1 kleiner.

$$\Delta \xi = \xi_{rso} - \xi_{pso} \quad \text{Gl. 2-16}$$

$$f = \frac{\dot{m}_{rso}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_{pso}}{\dot{m}_{ref}} + 1 = \frac{\xi_{ref} - \xi_{pso}}{\xi_{rso} - \xi_{pso}} \quad \text{Gl. 2-17}$$

2.7.4 Wärmeübertrager

Die Effizienz der Wärmeübertragung wird mittels der Betriebscharakteristik angegeben. In Abbildung 2-23 ist exemplarisch ein Wärmeübertrager skizziert. Dabei wird Medium 1, welches kalt eintritt, von Zustand 1 auf 1' erwärmt. Medium 2, welches heiß eintritt, wird von Zustand 2 auf 2' abgekühlt. Die maximal erreichbare Temperatur von Medium 1 hängt von Verhältnis der Wärmekapazitätsströme ($\dot{m} \cdot c_p$) ab, ist aber jedenfalls durch die Eintrittstemperatur von Medium 2 begrenzt und umgekehrt.

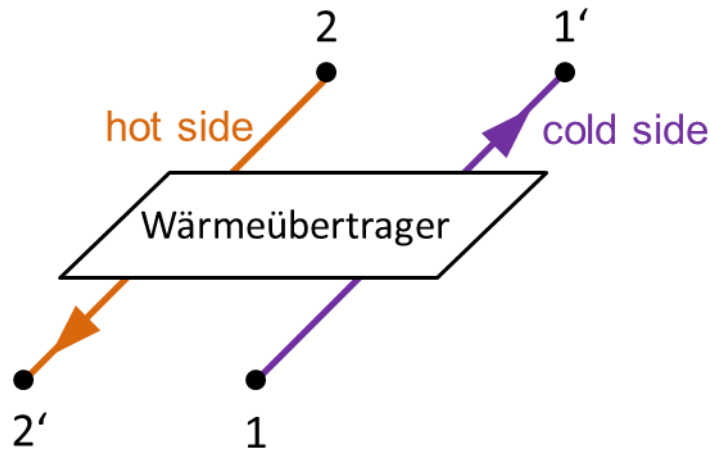


Abbildung 2-23: Skizze Zustandsänderung Wärmeübertrager

Um nun die Betriebscharakteristik zu berechnen, wird auf beiden Seiten die Wärmeleistung bei maximaler Temperaturdifferenz gemäß Gl. 2-18 und Gl. 2-19 berechnet. Um die Enthalpien zu berechnen sind zusätzlich der Druck und ggf. die Konzentration der Lösung notwendig. Anhand eines Vergleichs (Gl. 2-20) wird die kleinere von beiden Leistungen ermittelt, die somit die maximal übertragbare Wärmeleistung darstellt.

$$\dot{Q}_{hot,max} = \dot{m}_{hot} * (h_2 - h_1)_{hot} \quad \text{Gl. 2-18}$$

$$\dot{Q}_{cold,max} = \dot{m}_{cold} * (h_2 - h_1)_{cold} \quad \text{Gl. 2-19}$$

$$\dot{Q}_{max} = \min(\dot{Q}_{hot,max} ; \dot{Q}_{cold,max}) \quad \text{Gl. 2-20}$$

Die real übertragene Wärmeleistung kann anhand der Massenströme, Temperaturen, Konzentrationen und Drücke berechnet werden, siehe Gl. 2-21. Sofern keine (wesentlichen) Wärmeverluste am Wärmeübertrager auftreten können beide Seiten gleichgesetzt werden

$$\dot{Q} = \dot{m}_{hot} * (h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_{cold} * (h_{1'} - h_1) \quad \text{Gl. 2-21}$$

Die Betriebscharakteristik gemäß Gl. 2-22 ergibt nun einen Wert kleiner 1, da für die Wärmeübertragung immer eine treibende Temperaturdifferenz notwendig ist. Je höher der Wert liegt, desto effizienter ist der Wärmeübertrager. Im Rahmen dieser Arbeit wird diese Kennzahl vor allem bei einphasiger Wärmeübertragung angeführt.

$$\Phi_{W\ddot{U}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad \text{Gl. 2-22}$$

3 KREISLAUFDESIGN, VERSUCHSSTANDSAUFBAU UND INBETRIEBNAHME

Im Folgenden wird das Kreislaufdesign und die Funktionsweise erklärt und es werden die verwendeten Komponenten von Kreislauf und Infrastruktur beschrieben. Konstruktive Details sind dabei vor allem bei den Kompressoren und beim Absorber näher beleuchtet. Abschließend wird die Regelstrategie erklärt und die im Rahmen der Inbetriebnahme dokumentierten ersten Betriebserfahrungen und Unregelmäßigkeiten beschrieben.

3.1 Schaltschema und Prozessführung

Das entwickelte Kreislaufschema der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe mit dem Arbeitsstoffgemisch $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Ein Foto des aufgebauten Funktionsmusters zeigt Abbildung 3-2.

Ausgehend vom Kältemitteldampf in der Sauggasleitung wird das Kältemittel durch die 2-stufige Kompression auf Hochdruckniveau verdichtet. Diese ist notwendig, da bei hohen Verdichtungsverhältnissen eine einstufige Kompression, wegen des vergleichsweise hohen Isentropen-Koeffizienten von Ammoniak, hohe Kompressoraustrittstemperaturen bedingen würde. Im Kreislaufdesign, dargestellt in Abbildung 3-1, wurde die 2-stufige Kompression mit einem Bypass für den Niederdruckkompressor ausgeführt, sodass unterschiedliche Verdichtungsverhältnisse mit der Anlage getestet werden können.

Der „Desuperheater“-Wärmeübertrager (in Abgrenzung zum Desorber mit SUP abgekürzt) kühlt im Anschluss an den Hochdruckkompressor den überhitzten Kältemitteldampf. Dies ist notwendig, um die Ölabscheidung mit Standardkomponenten zu ermöglichen, auch wenn hohe Kompressoraustrittstemperaturen bis 140°C auftreten. Als Wärmesenke im „Desuperheater“ wird die Wärmesenke (erhitztes Wasser) nach dem Absorber verwendet. Die Wärmeübertragerfläche kann, auf Grund der hohen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmesenke und dem überhitzten Kältemitteldampf, klein dimensioniert werden.

Nachdem das mitgeführte Kältemaschinenöl abgeschieden wurde, wird das Kältemittel durch eine Verteillanze im Absorber-Eintrittskanal verteilt, mit der zugeführten armen Lösung vermischt und teilweise absorbiert. Die dabei bei der Vermischung erreichte Temperatur bestimmt die maximal mögliche Austrittstemperatur der Wärmesenke aus dem Absorber. Während der stattfindenden Absorption im Wärmeübertrager wird Wärme an die Wärmesenke auf hohem Temperaturniveau abgegeben. Die nach dem Absorber erreichte Lösungskonzentration, die Sättigungstemperatur und der Sättigungsdruck (Hochdruck) sind voneinander abhängig, sodass das Hochdruckniveau anhand der Ammoniak-Füllmenge im System und des spezifischen Lösungsumlaufs (Verhältnis von Lösungsmassenstrom zu Kältemittelmassenstrom gemäß Gl. 2-17) eingestellt werden kann.

Nach dem Absorber wird die Lösung im Hochdruck-Sammelbehälter (RSAC) gesammelt. Solange ein minimaler Füllstand im Sammelbehälter gewährleistet ist, kann von einer ammoniakreichen flüssigen Lösung am Austritt aus dem Sammelbehälter ausgegangen werden. Da der Absorptionsprozess allerdings nicht unendlich Zeit in Anspruch nehmen kann, stellt sich im realen Betrieb eine Unterkühlung zum theoretischen Sättigungszustand der „reichen“ Lösung ein. Diese Unterkühlung entspricht der Differenz der theoretischen Temperatur der Lösung bei Sättigung im Vergleich zur gemessenen Austrittstemperatur, welche bei der Auswertung berücksichtigt werden muss. Gleiches gilt auch für den Zustand nach der Mischung von Lösung und Kältemittel am Absorbereintritt.

Die „reiche“ Lösung wird anschließend über den Wärmeübertrager „SHX 1“ geführt und danach in der Lösungsdrossel auf Niederdruckniveau entspannt. Bei Niederdruck kann nun das Kältemittel im Desorber durch Wärmezufuhr von der Wärmequelle (Wasser) wieder

ausgetrieben werden. Das austretende 2-Phasen-Gemisch wird im Niederdruck-Sammelbehälter in NH_3 -Kältemitteldampf und flüssige „arme“ Lösung getrennt. Die Dampfphase wird wiederum durch den Niederdruckkompressor angesaugt, während die „arme“ Lösung durch die Lösungspumpe erneut Richtung Absorber gepumpt wird.

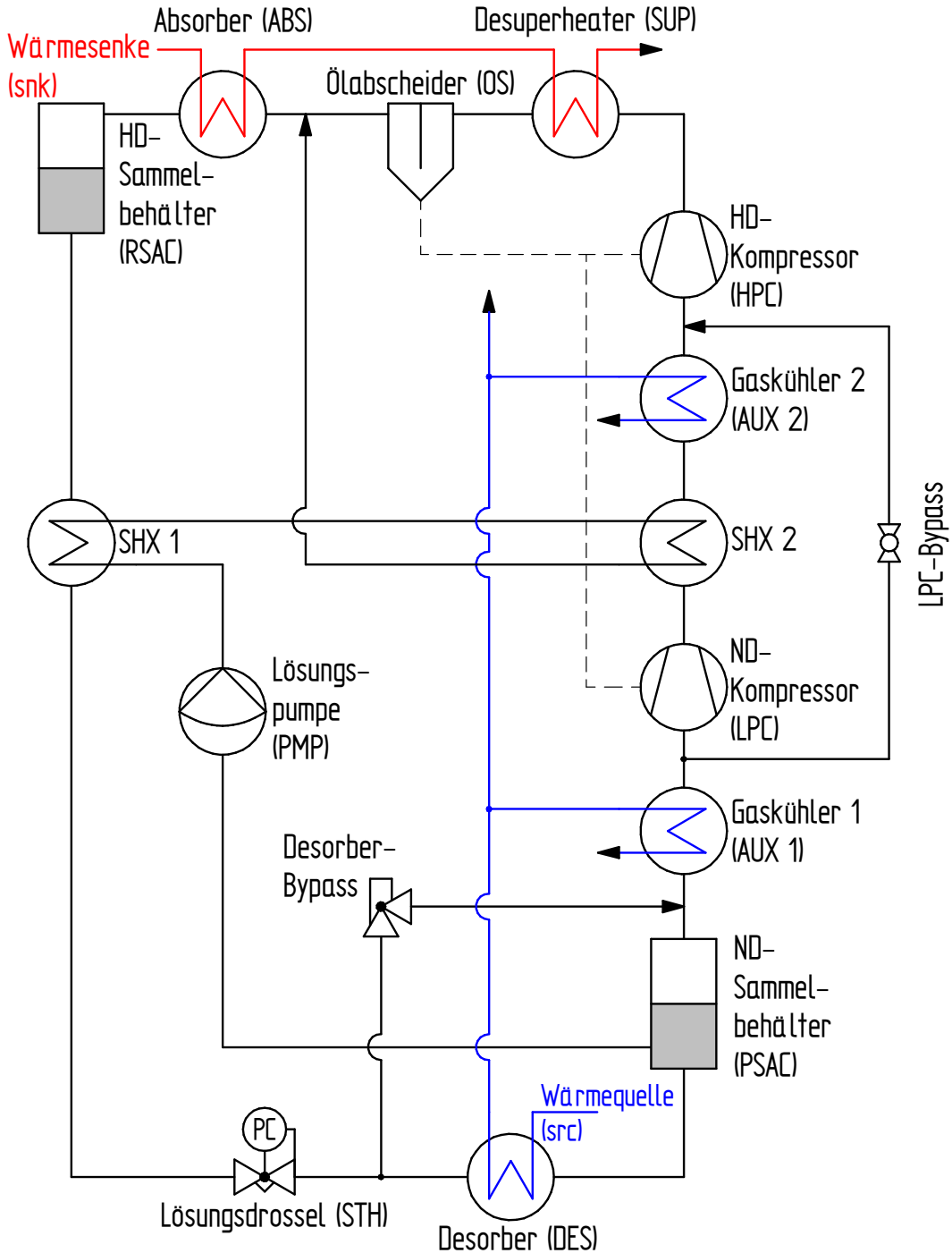


Abbildung 3-1: Kreislaufdesign Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe

Eine Verbesserung der Performance wird durch die im Kreislauf vorgesehene Lösungswärmeübertrager (Solution Heat Exchanger, SHX) erreicht. SHX 1 überträgt Wärme von der vom Absorber abfließenden „reichen“ Lösung auf die dem Absorber zufließende „arme“ Lösung. Die auf die „arme“ Lösung übertragene Wärme erhöht die Temperatur und Enthalpie am Eintritt in den Absorber, wodurch die Leistung im Absorber erhöht wird. Bei hohen

Lösungsumläufen oder bei einem steigenden Temperaturunterschied zwischen Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintritt steigt die im SHX 1 übertragbare Leistung.

Ein zweiter Lösungswärmeübertrager SHX 2 ist vorgesehen, um Wärme von dem überhitzten Kältemitteldampf nach dem Niederdruckkompressor auf die dem Absorber zufließende „arme“ Lösung zu übertragen. Auf Grund des Temperaturniveaus der „armen“ Lösung kann in der gegebenen Verschaltung der Kältemitteldampf nicht unter die Temperatur der Lösung nach dem SHX 1 abgekühlt werden. Um trotzdem möglichst geringe Kompressor-Eintrittstemperaturen in den Hochdruckkompressor zu gewährleisten, und damit niedrige Kompressor-Austrittstemperaturen, wurde nach dem SHX 2 ein zusätzlicher Wärmeübertrager (Gaskühler 2) vorgesehen, welcher mit kaltem Wasser der Wärmequelle nach dem Desorber gespeist wird, dem niedrigsten zur Verfügung stehenden Wärmequellen-Temperaturniveau. Dabei ist zu beachten, dass eine Abkühlung lediglich bis zur Kondensationstemperatur auf Mitteldruckniveau erfolgen darf. Die im Gaskühler abgegebene Wärmemenge steht im Prozess nicht mehr zur Verfügung, weshalb durch diese Maßnahme die Leistungszahl geringfügig verschlechtert wird. Bei hohen Temperaturniveaus von Wärmequelle und Wärmesenke aber, wie bei Hochtemperaturanwendung gegeben, kann dadurch gemäß Auslegungsrechnung der Betrieb innerhalb der Betriebsgrenzen bestmöglich erreicht werden (vgl. Kapitel 4.2.2).

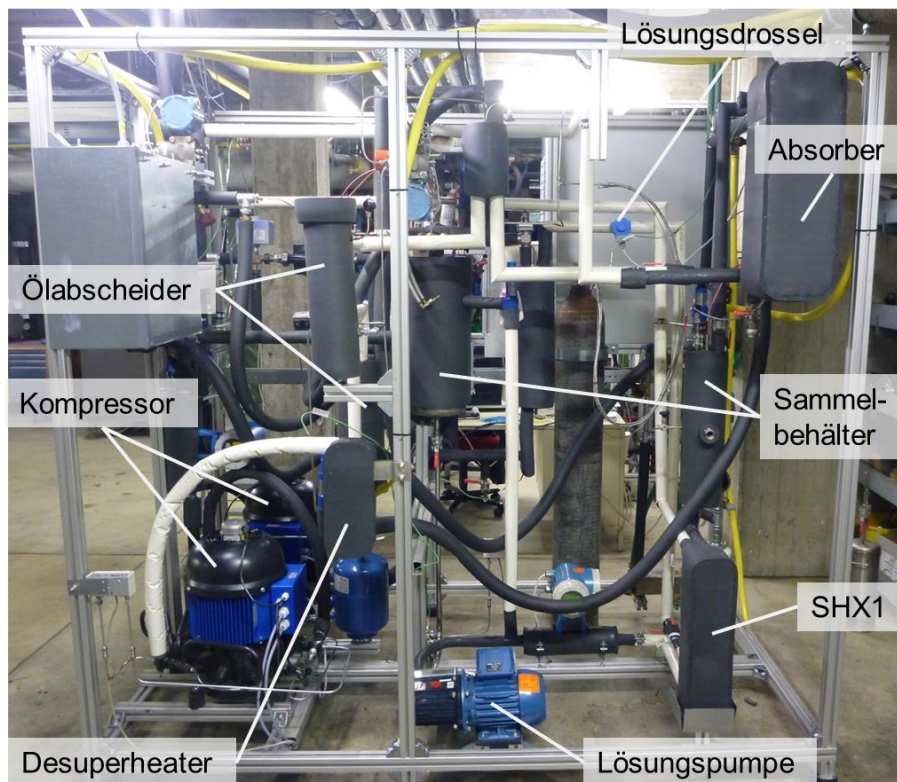


Abbildung 3-2: Bild Kreislauf Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe

Um nach der Lösungsdrössel eine gleichmäßige Verteilung der Lösung im Desorber zu erreichen und um die Geschwindigkeit in der Zuleitung gering zu halten wurde ursprünglich eine Phasentrennung vor dem Desorber in einem separaten Sammelbehälter (MSAC, dargestellt in Abbildung 3-3) vorgesehen. Der nach der Drössel vorliegende Kältemitteldampf sollte dabei über einen Bypass direkt in die Zuleitung zum Niederdruckkompressor geführt werden. Auf Grund der niedrigsten Temperatur im Kreislauf nach der Drössel wird bei der Mischung das Sauggas zusätzlich abgekühlt. Im Rahmen der ersten Inbetriebnahme zeigte sich allerdings, dass ein Betrieb mit geöffnetem Bypass eine wesentlich geringere Wärmeübertragung im Desorber zur Folge hatte (vgl. Kapitel 5.3.3), weshalb bei den meisten Messungen der Bypass fix geschlossen wurde. Um das Sauggas trotzdem zu kühlen ist ein zusätzlicher Wärmeübertrager (Gaskühler 1) in der Sauggasleitung vorgesehen, welcher wiederum mit kaltem Wasser der Wärmequelle nach dem Desorber gespeist wird.

Gemäß dem Schema wurden sämtliche Komponenten für die gewählte Leistungsgröße ausgelegt. Der Kältemittelmassenstrom wird durch die Auslegungstemperatur und den Auslegungsdruck im Desorber sowie die gewählten Kompressoren festgelegt. Die Leistungsgröße wurde mit ca. 20 kW Heizleistung bei Nennbetrieb mit einer Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintrittstemperatur von jeweils 60°C festgelegt, dies entspricht einem Kältemittelmassenstrom von ca. 40 kg/h.

3.2 Komponentenauslegung Kreislauf

Anhand der definierten Leistungsgröße von ca. 20 kW Heizleistung wurde für einen Nenndruck im Niederdruckbehälter von 3 bar und einer Nenntemperatur für Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintritt von 60°C der Volumenstrom des Kältemittels bestimmt. Für die Kompression wurden frequenzgeregelte halbhermetische NH₃-Trennhäubenverdichter verbaut. Das Hubvolumen des Niederdruckkompressors wurde entsprechend dem Kältemittelmassenstrom und dem Sauggaszustand mit 24 m³/h gewählt. Das Hubvolumen des Hochdruckkompressors bei Nenndrehzahl 50 Hz wurde, bei Annahme gleicher Druckverhältnisse beider Stufen, in Abhängigkeit des berechneten Volumenstroms auf Mitteldruckniveau mit 14 m³/h gewählt. Die verwendeten halbhermetischen NH₃-Trennhäubenverdichter sind ölgeschmiert und um das Öl rückzuführen wurde nach dem Hochdruckkompressor eine zweistufige Ölabscheidung (Prinzipien Siebkörper und Koaleszenz) vorgesehen. Nicht abgeschiedenes Öl gelangt in den Lösungskreislauf und kann danach nur mehr diskontinuierlich rückgeführt werden, weshalb ein möglichst hoher Abscheidegrad angestrebt wurde.

Anhand der simulierten Massen- und Energiebilanzen des Kreislaufes (vgl. Kapitel 4) konnten die Wärmeübertrager und sonstigen Kreislaufkomponenten ausgelegt werden. Das resultierende Schema ist in Abbildung 3-3 dargestellt. Folgende Details ergaben sich in Erweiterung zu den im Kapitel 3.1 genannten Kreislaufmechanismen:

- Im oberen Teil des Niederdruck-Sammelbehälters (PSAC) wurde ein Sieb vorgesehen, welches aufspritzende Flüssigkeitströpfchen abfangen soll. Zusätzlich wurde die Sauggasleitung so dimensioniert, dass das Kältemittel mit einer geringen Geschwindigkeit von ca. 1 m/s aufwärts strömt.
- Um kurzfristig Flüssigkeitsschläge im Hochdruckkompressor sicher auszuschließen, z.B. bei Betriebsstart, wurde ein Flüssigkeitsabscheider nach dem Gaskühler 2 vorgesehen.
- Kugelhähne wurden vorgesehen, um ggf. einzelne Baugruppen abzutrennen und auszutauschen (Ölabscheider, Absorber, Lösungsfilter, Lösungspumpe)
- Ein Ammoniakreservoir ist zur Änderung der Ammoniak-Füllmenge im System eingebunden (siehe Regelung, Kapitel 3.5). Eine Verbindung besteht zum Niederdruckbehälter und zu einem Pufferbehälter in der Ammoniakleitung zum Absorber.
- Ein Rückschlagventil wurde in der Zuleitung des Kältemittels zum Absorber vorgesehen, um eventuelle Lösungsrückflüsse Richtung Ölabscheider zu verhindern. Zusätzlich ist ein kleiner Behälter auf höherem Niveau in der Kältemittelleitung zwischen letztem Ölabscheider und Absorber eingefügt, der einerseits der zuvor erwähnten Gasentnahme dient, andererseits ebenfalls kurzfristige Lösungsrückflüsse Richtung Ölkreislauf verhindern soll.
- Ein Filter wurde im Lösungskreislauf vor der Drossel vorgesehen, die ggf. feste Anteile in der Lösung vor der Drossel abscheidet.
- Ein Sammelbehälter nach der Lösungsdrossel (MSAC) ist eingebaut, um bei Wunsch Gasphase und Flüssigphase vor dem Desorber zu trennen und die Gasphase direkt in den Kältemittelkreislauf zu führen. (Anm.: bei den meisten Versuchen nicht realisiert)
- Entleer- (E) und Füllstutzen (F) sind soweit notwendig an den Sammelbehältern und an tiefen Stellen im Kreislauf vorgesehen.

3 Kreislaufdesign, Versuchsstandsaufbau und Inbetriebnahme

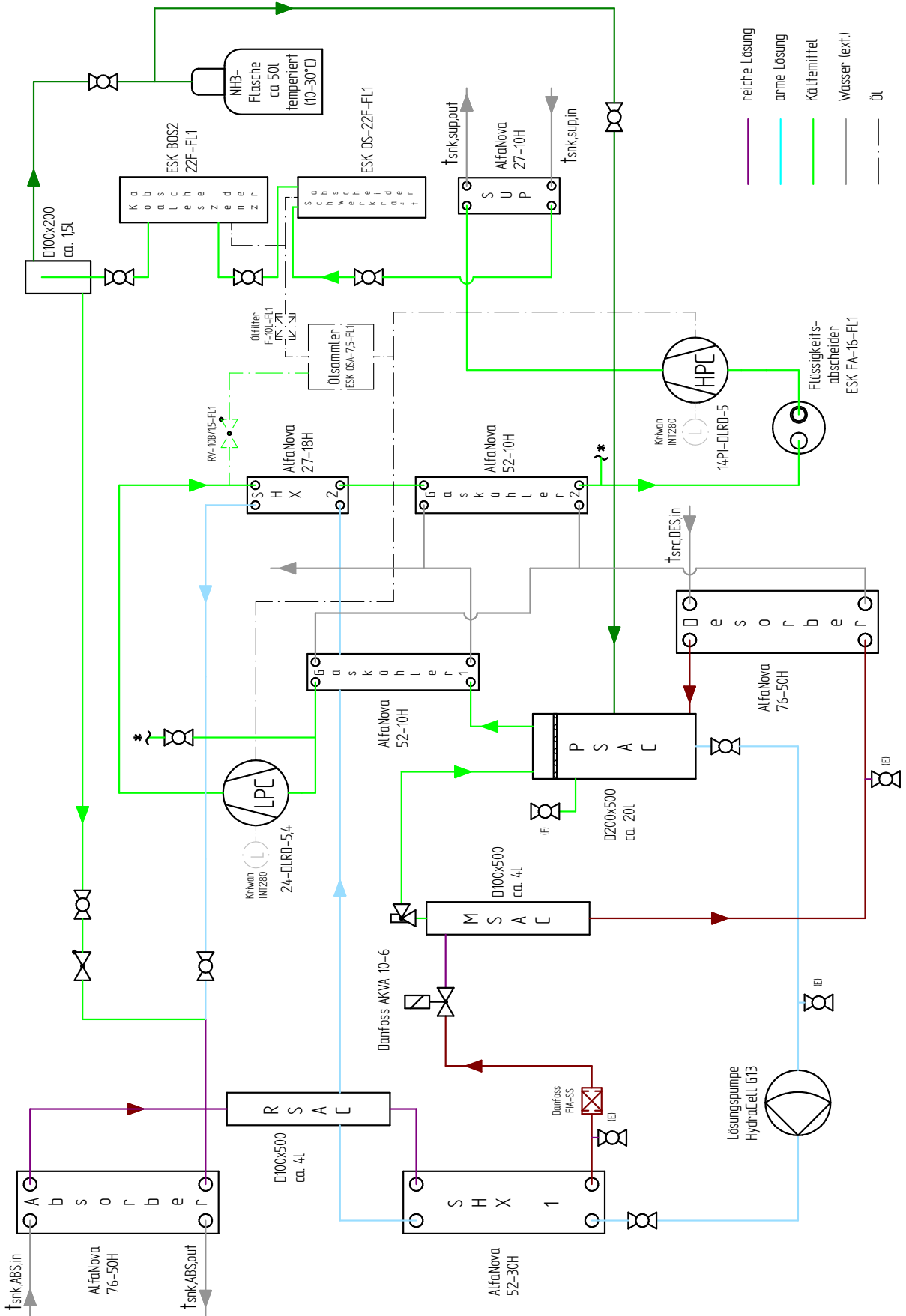


Abbildung 3-3: Schematischer Aufbau inklusive Bauteil-Kennnummern aller wesentlichen Komponenten, ohne Messtechnik

3.2.1 Kompressoren

Als Kompressoren wurden halboffene NH₃-Trennhaubenkompressoren der Fa. Frigopol (2013) verwendet. Durch die Trennhaube sind die kältemittelbeaufschlagten Teile vom Stator getrennt. Die Hubkolben sind sternförmig angeordnet und ölgeschmiert. Jeder Kompressor benötigt deshalb einen Ölspiegelregulator, welcher diskontinuierlich Öl von einem Ölsammelbehälter in den Ölsumpf fördert. Des Weiteren ist zur Temperaturüberwachung ein Pt-100 Widerstandsthermometer im unteren Teil des Kompressors eingeführt. Für den Betrieb aus dem kalten Zustand ist eine Ölsumpfheizung angebracht. Die verwendeten Kompressoren wurden mit externer Druckgasführung konzipiert, um hohe Kompressor-Austrittstemperaturen, die auf Grund der Hochtemperaturanwendung auftreten, zu ermöglichen. Die Temperatur ist allerdings auf Grund des verwendeten Kältemaschinenöls limitiert (Richtwert gemäß Kompressorhersteller: max. 140°C).



Abbildung 3-4: NH₃-Trennhaubenkompressor mit externer Druckgasführung (Frigopol, 2013)

Wie bereits zuvor beschrieben, erfolgte die Auslegung beider Kompressoren anhand der Leistungsgröße und Nennbetriebsbedingungen. Genauere Daten zu den beiden eingebauten Kompressoren wurden dem Datenblatt von Frigopol (2013) und dem Typenschild entnommen:

Niederdruckkompressor (LPC):

Typenbezeichnung*:	24-DLRD-5,4
Hubvolumen:	23,57 m ³ /h @ 1450 rpm
Nominale Motorleistung*:	4 kW
Frequenzregelung:	35-75 Hz
Anschluss Saugleitung:	Ø 28 mm
Anschluss Druckleitung:	Ø 18 mm
Zulässiger Betriebsdruck*:	27 bar Druckleitung, 18 bar Saugleitung
Frequenzumformer:	Lenze SMVector ESV153N04TXB

Hochdruckkompressor (HPC):

Typenbezeichnung*:	14-DLRD-5
Hubvolumen:	14,35 m ³ /h @ 1450 rpm
Nominale Motorleistung*:	3,7 kW
Frequenzregelung:	15-75 Hz
Anschluss Saugleitung:	Ø 28 mm
Anschluss Druckleitung:	Ø 18 mm
Zulässiger Betriebsdruck*:	27 bar Druckleitung, 18 bar Saugleitung
Frequenzumformer:	Danfoss VLT FC-302P11KT5E20H1

*Typenschildangabe

3.2.2 Ölmanagement

Da die Kompressoren ölgeschmiert sind, musste ein Ölmanagement vorgesehen werden. Vor allem, da nicht abgeschiedenes Öl in den Lösungskreislauf gelangt und danach nur mehr mit hohem Aufwand diskontinuierlich von der Lösung getrennt werden kann, ist eine hohe Abscheiderate notwendig. Beide Kompressoren wurden über einen gemeinsamen Ölsammler und mittels einer Ölabscheidung nach dem Hochdruckkompressor und dem Desuperheater-Wärmeübertrager versorgt. Dies war notwendig um die Einsatztemperaturen und den Aufwand niedrig zu halten. Sämtliche Komponenten des Ölmanagements sind in Abbildung 3-5 dargestellt und in Tabelle 3-1 aufgelistet.



Abbildung 3-5: Komponenten Ölkreislauf (Bild 1-5: ESK Schultze, 2013, Bild 6: Kriwan, 2013)

Die Abscheidung ist in Abbildung 3-3 ersichtlich und erfolgt dabei zuerst nach dem Prinzip mit Siebkörpern (1) und anschließend mit einem Koaleszenz-Filterelement (2). Beide abgeschiedene Ölmenigen werden über eine Schwimmersteuerung und einen Filter (4) in den Ölsammler (3) gefördert. Dieser ist durch ein Rückschlagventil mit dem Mitteldruckniveau verbunden und weist immer ein leicht höheres Druckniveau auf. Die Ölspiegelregulatoren (6) wurden speziell für den Betrieb mit Ammoniak hinsichtlich der verwendeten Materialien angepasst und fördern bei Bedarf Öl in den Ölsumpf.

Tabelle 3-1: Komponentenliste Ölmanagement

Nr.	Bezeichnung	Stk.	Funktion	Hersteller
1	OS-22F-FL1	1	Ölabscheider Schwerkraft	ESK Schultze
2	BOS2-22F-FL1	1	Ölabscheider Koaleszenz	ESK Schultze
3	OSA-7,5-FL1	1	Ölsammler	ESK Schultze
4	F-10L-FL1	1	Ölfilter	ESK Schultze
5	RV-10B/1,5-FL1	1	Rückschlag-/Druckventil	ESK Schultze
6	INT280	2	Ölspiegelregulator (adaptiert)	KRIWAN

Kennzahlen des verwendeten Kältemaschinenöls sind in Tabelle 3-2 angeführt. Das Öl wurde vom Kompressorhersteller vorgegeben. Einsatzgrenzen hinsichtlich der Kompressor-Austrittstemperatur liegen bei ca. 140°C, darüber hinaus sollte kein kontinuierlicher Betrieb erfolgen.

Tabelle 3-2: Kennzahlen Mobil Gargoyle Arctic SHC 226 E (Mobil, 2015)

Kennzahl	Wert	Einheit
IOS-Viskositätsindex	68	-
Viskositätsindex	136	-
Viskosität bei 40°C	66,5	mm ² /s
Viskosität 100°C	10,1	mm ² /s
Dichte bei 15°C	0,835	kg/dm ³
Pourpoint	-54	°C
Flammpunkt	266	°C

Da auch bei idealer Betrachtung beider Abscheideraten, für den Ölabscheider mit Siebkörpern bei rund 97% bis 99% und für den Koaleszenz-Abscheider bei rund 99%, immer ein Anteil an Öl

im Kältemittelmassenstrom verbleibt ist langfristig eine Rückführung aus der Lösung unbedingt notwendig. Das Öl kann sich zudem an Wänden absetzen und verschlechtert damit den Wärmeübergang an Plattenwärmeübertragern (Nordtvedt, 2005). Um den Druckverlust an den Ölabscheidern zu überwachen und damit das Tauschintervall zu bestimmen muss eine Differenzdruckmessung vorgesehen werden.

3.2.3 Lösungspumpe

Die Lösungspumpe stellt einen kontinuierlichen Volumenstrom der armen Lösung in Richtung Absorber sicher. Auf Grund des annähernd gesättigten Zustands der Lösung in der Saugleitung kann Kavitation im Betrieb Probleme verursachen. Im Rahmen des Aufbaus wurde versucht, eine kavitationsunempfindliche Vordruckpumpe vorzusehen. Mangels Verfügbarkeit einer ammoniakverträglichen Pumpe für kleine Massenströme mussten alternative Maßnahmen zur Kavitationsvermeidung getroffen werden. Es wurde die Saugleitung überdimensioniert, für geringe Druckverluste, und nicht gedämmt, wodurch sich eine Abkühlung und dementsprechend ein leicht unterkühlter Lösungszustand einstellen kann und Kavitation dadurch erschwert wird.

Als Lösungspumpe wurde eine Kolbenmembranpumpe der Fa. Verder (2015) verwendet. Die Technischen Spezifikationen sind im Folgenden angeführt. Die Daten wurden dem Produktdatenblatt (Verder, 2015) und dem Angebot vom 21.02.2013 entnommen.

Lösungspumpe (LSP bzw. PMP):

Typenbezeichnung:	Verder-Wanner Hydra-Cell G13EKSJHFEHA
Fördermenge bei 50 Hz:	ca. 300 l/h
Nennzahl bei 50 Hz:	950 min ⁻¹
Nennleistung bei 50 Hz:	0,75 kW
Max. Förderhöhe:	83 bar
Max. Temperatur Medium:	85°C
Frequenzregelbereich:	10 - 87,5 Hz
Max. Fördermenge:	ca. 500 l/h
Sauganschluss:	1/2" BSPT
Druckanschluss:	3/8" BSPT
Frequenzumformer:	ABB ACS310-01E-04A7-2 inkl. ACS-CP-C

3.2.4 Plattenwärmeübertrager

Sämtliche Wärmeübertrager wurden als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Gaskühler, Desuperheater und Lösungswärmeübertrager sind beiderseits einphasig durchflossen und können entsprechend den Stoffdaten ausgelegt werden. Absorber und Desorber sind auf Grund der komplexen Vorgänge während der Wärme- und Stoffübertragung von besonderer Bedeutung für den Gesamtprozess. Im Folgenden wird detailliert auf die Konstruktionsschritte eingegangen.

a) Absorber

Im Absorber muss das gasförmige Kältemittel in der Lösung absorbiert werden und die dabei freiwerdende Wärme an die Wärmesenke abgeführt werden. Die Absorption kann dabei prinzipiell auf mehrere unterschiedliche Arten erfolgen:

- Das zweiphasige Arbeitsstoffgemisch kann im Gleichstrom oder im Gegenstrom zur Wärmesenke geführt werden. Für den erwünschten hohen Temperaturleit (bzw. für eine hohe Temperaturspreizung) ist jedenfalls das Gegenstromprinzip auszuführen.
- Gasphase und flüssige Lösung können innerhalb des Lösungskanal im Gleichstrom oder im Gegenstrom geführt werden. Bei der Anwendung mit möglichst hohem

Temperaturleit des Gemisches zwischen Ein- und Austritt ist die Gleichstromvariante zu wählen.

- Je nach vertikaler Richtung wird sich eine Strömung von oben nach unten als Fallfilmabsorber oder von unten nach oben als Blasenabsorber einstellen, vgl. Abbildung 3-6. Im Fallfilmabsorber wird das Kältemittel in der an der Wand hinabfließenden gekühlten Lösung absorbiert. Im Blasenabsorber werden die Blasen möglichst gleichmäßig in der Lösung verteilt, sowie absorbiert und Wärme an den Wänden abgeführt. Die höhere Absorptionsrate bei höheren Gasströmen gemäß Voruntersuchungen von Lee et al. (2002) sowie die einfachere Konstruktion der Einlassverteilung waren für die Wahl des Blasenabsorber-Konzepts ausschlaggebend.

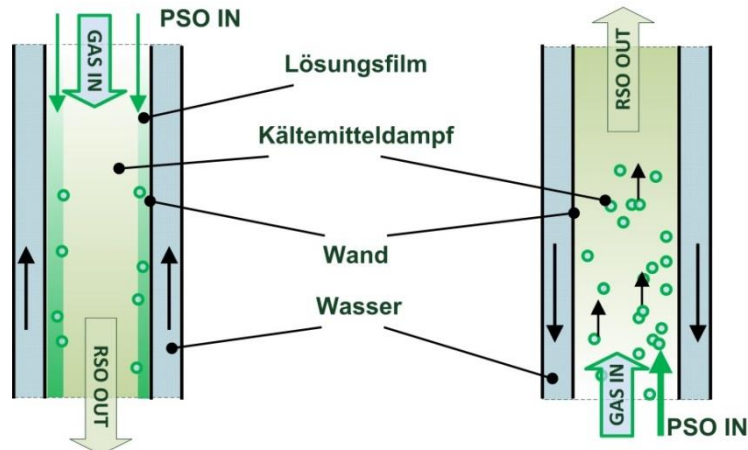


Abbildung 3-6: Fallfilmabsorption vs. Blasenabsorption (Erking, 2014)

Absorbereinlass

Im Vorfeld des Entwurfs einer Einlassgeometrie für die möglichst gleichmäßige Verteilung von gasförmigem Ammoniak und flüssiger armer Lösung am Absorbereintritt wurde eine Recherche zu bisher realisierten Konzepten durchgeführt, welche im Folgenden zusammengefasst wird.

Patent Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR): (Peter et al., 2000)

Im Patent EP0927326 B1 (Peter et al., 2000) wird eine mögliche Variante des Absorbereinlasses diskutiert. Ein Schema des Aufbaus ist in Abbildung 3-7 dargestellt.

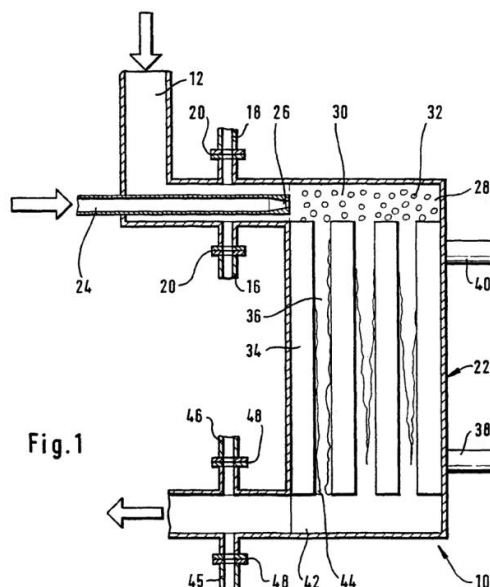


Abbildung 3-7: Ausführungsbeispiel eines Wärmeübertragers (Peter et al., 2000)

Die Patentansprüche beziehen sich auf ein Wärmetauschverfahren, „... *dadurch gekennzeichnet, dass das Lösungsmittel in einer Kältemediumdampf-Atmosphäre in einen Tropfennebel versprüht wird, in welcher eine im wesentlichen adiabate Sprühabsorption von Kältemittel durch die Lösungsmittelstropfen stattfindet, ...*“ (Peter et al., 2000). In Schwerkraftrichtung ist der Sprühraum oberhalb der Wärmeübertragung angeordnet. An den Wärmeübertragerflächen ergibt sich somit ein Lösungsmittelfilm, der abgekühlt wird und Ammoniak absorbiert.

Im Patent wird darauf hingewiesen, dass das vorgestellte Verfahren auch für konventionelle Plattenwärmeübertrager angewendet werden kann. „*Bevorzugterweise beträgt der Abstand zwischen den Platten 34 2 bis 4 mm*“ (Peter et al., 2000). Allerdings sollten gemäß Interpretation parallele oder parallel gewellte Platten zur Anwendung kommen.

Patent Institut für Energietechnik, Norwegen: (Risberg et al., 2013)

Patent EP1774248 B1 (Risberg et al., 2013) beschäftigt sich mit der Verteilung von Lösung und Kältemittel bei der Anwendung von Plattenwärmeübertragern für Kältemittelabsorber. Die Anordnung als Fallfilmabsorber oder als Blasenabsorber wird im Rahmen von drei getrennten Arrangements behandelt.

Abbildung 3-8 zeigt eine erste Variante des Einlasses für Fallfilmabsorber. Durch die geschlitzte Hülse wird ein gleichmäßiger Überlauf der Flüssigphase gewährleistet. Zusätzlich kann durch leichte Neigung des Plattenwärmeübertragers die Verteilung beeinflusst werden. Die in Abbildung 3-8 gezeigte geschlitzte Ausführung mit zusätzlicher Zackenform kann auch als gerader Schlitz erfolgen.

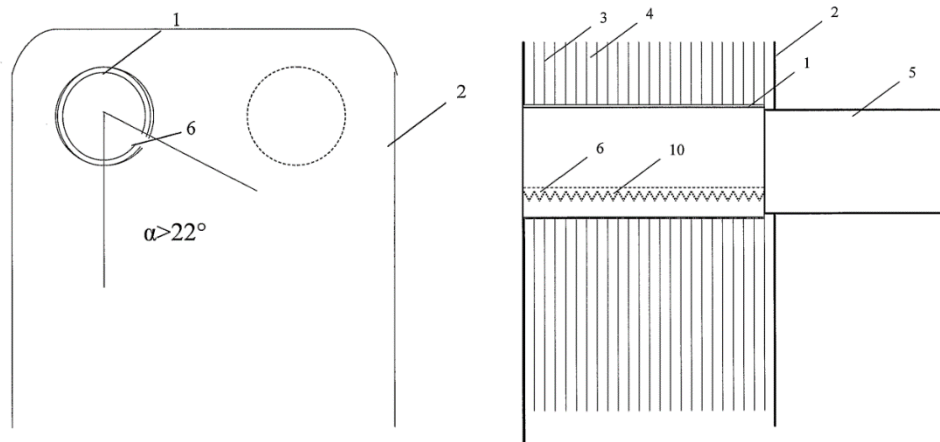


Abbildung 3-8: Links: Absorbereinlass für Fallfilmabsorber, rechts: Seitenansicht mit Überlauf (Risberg et al., 2013)

In Abbildung 3-9 sind erweiterte Anwendungen gezeigt. Die Ausführung mit zwei geschlitzten Rohren und einer nicht dargestellten Mechanik kann man in Abhängigkeit des Massenstroms die Hülsen versetzen und den Eintrittsquerschnitt anpassen. Abbildung 3-9 zeigt die Anordnung mit Hülse für den Fall eines von unten nach oben durchströmten Blasenabsorbers. Dabei wird das Rohr (1) lediglich von der Gasphase durchströmt und die Lösung außen zugeführt.

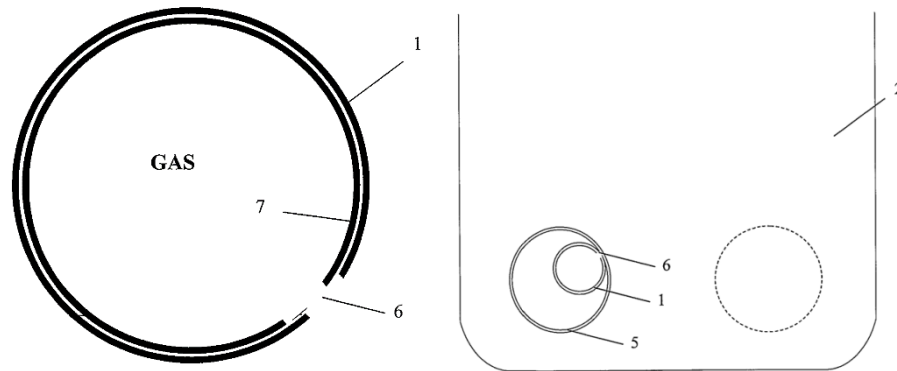


Abbildung 3-9: Links: Regelbare Ausführung, rechts: Absorbereinlass für Blasenabsorber (Risberg et al., 2013)

Patent Conpañia Industrial de Aplicaciones Termicas, Spanien: (Bourouis et al., 2012)

Im Patent EP2484992 A1 (Bourouis et al., 2012) wird das System einer Wasser/Wasser oder Luft/Wasser Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung (bis 15 kW) vorgestellt, betrieben mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat. Als spezifisches Merkmal wird die Verwendung von Plattenwärmeübertragern angeführt und es wird die Konstruktion des Absorbereinlasses detailliert beschrieben. Eine Detailskizze der patentierten Einlassgeometrie ist mittels Schnittdarstellung von unten auf Höhe des Einlasses in Abbildung 3-10 dargestellt.

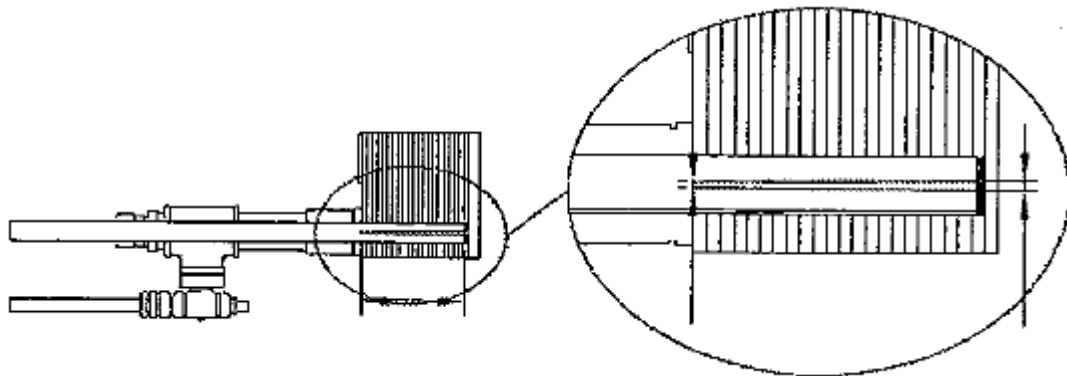


Abbildung 3-10: Detail Einlassdesign der Verteileinrichtung am Absorbereintritt (Bourouis et al., 2012)

Die Funktionsweise entspricht einem Blasenabsorber, in dem Ammoniakdampf durch die in Abbildung 3-10 dargestellte Verteileinrichtung in den Einlasskanal eingeblasen wird. Die Lösung fließt außen an der Verteillanze entlang und wird mit dem Ammoniakdampf vermischt. Die Verteillanze, ausgeführt als Rohr, ragt bis zum Ende des Kanals und das Ende des Rohres ist zugeschweißt. Auf der Unterseite des Rohres ist ein trapezförmiger Ausschnitt vorgesehen, der zum Ende hin breiter wird. Der Querschnitt des Trapezes ist geringfügig größer als der Rohrquerschnitt. Die Wärmesenke wird im Gegenstromprinzip geführt.

Ausgeführte Absorber-Einströmgeometrie

Die für das Funktionsmuster realisierte Absorbereinlass-Verteileinrichtung orientiert sich an dem zuvor gezeigten Modell von Bourouis et al. (2012). Anstelle der Trapezförmigen Einströmgeometrie für den Ammoniakdampf wird eine Verteillanze mit Bohrungen verwendet, der Abstand zwischen den Bohrungen entspricht jeweils in etwa dem zweifachen Kanalabstand im Plattenwärmeübertrager. Die Konstruktionszeichnung ist in Abbildung 3-11 dargestellt. In der verschweißten Endplatte ist eine zusätzliche Bohrung vorgesehen, um den letztgelegenen Kanal zu versorgen. Wie bei Bourouis et al. (2012) wird die Summe der Querschnitte aller Bohrungen dem Rohrquerschnitt angepasst, in der ausgeführten Variante ist abweichend zum Patent die Summe der Querschnitte jedoch etwas kleiner als der Rohrquerschnitt. Die

Bohrungen nehmen gegen Strömungsende hin zu, wodurch auch weiter hinten noch eine Ammoniakverteilung gesichert werden soll.

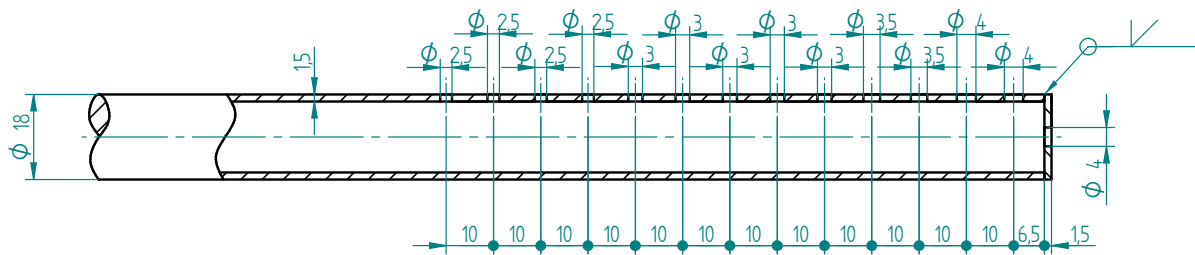


Abbildung 3-11: Konstruktionszeichnung der NH₃-Verteileinrichtung

Die Ausrichtung im Absorberkanal ist in Abbildung 3-12 dargestellt. Der Absorber wird wie erwähnt als Blasenabsorber verwendet, das Ammoniak innen im Einlasskanal schräg nach unten, Richtung Mitte des Strömungskanals zwischen den Wärmeübertrager-Platten, eingeblasen. An der Verteillanze strömt außen die arme Lösung entlang, mischt sich in der Einlasskammer und erwärmt sich dabei in Folge der Absorption. Das Zweiphasengemisch fließt anschließend die Kanäle hinauf, das Ammoniak wird vollständig absorbiert und Wärme an die Wärmesenke im Gegenstromprinzip abgegeben. Vor der Verteillanze ist ein Rückschlagventil eingebaut, damit im Stillstand keine Lösung in die Kältemittelleitung gelangt.

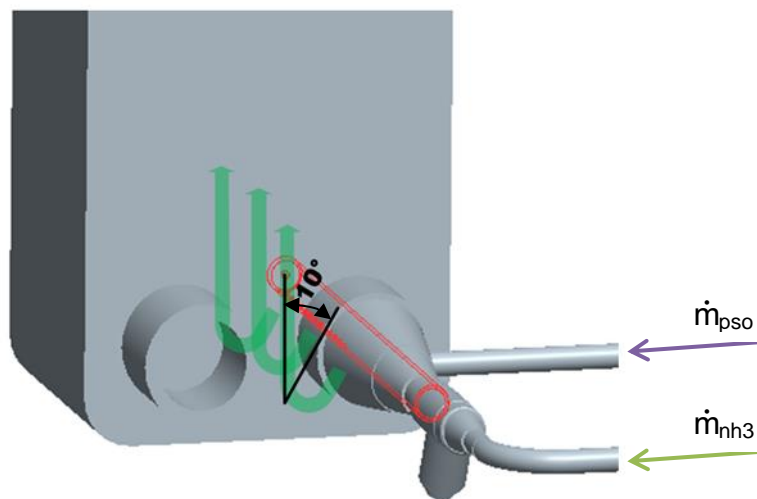


Abbildung 3-12: Zuführung zu Einlasskanal und Ausrichtung am Absorber (Erkinger, 2014)

b) Desorber

Im Desorber erfolgt die Austreibung des Kältemittels aus der reichen Lösung nach der Lösungsdrössel. Wie im Absorber wird die Wärmeübertragung von der Wärmequelle im Gegenstromprinzip geführt, um einen möglichst hohen Temperaturgleit realisieren zu können. Die Flussrichtung der Lösung wurde von unten nach oben gewählt, um die aufsteigenden Blasen optimal abzuführen und durch die Sogwirkung sowie durch den Auftrieb erwärmter Lösung in Folge thermischer Schichtung eine gleichmäßige Phasenverteilung zu erreichen.

Da nach der Lösungsdrössel bereits ein Anteil verdampften Kältemittels im Massenstrom der Lösung vorhanden ist, wurde die Möglichkeit vorgesehen, die Gasphase vor dem Desorber im MSAC abzutrennen und direkt Richtung Sauggasleitung überzuführen. Damit sollte im Desorber eine noch gleichmäßigere Verteilung möglich sein, da andernfalls die Gasphase in den ersten Kanälen nach Eintritt aufsteigt und ungleichmäßige Strömungsverhältnisse das Resultat sind. Andererseits führt das Zweiphasengemisch zu einer höheren Verwirbelung in der Lösung und damit potentiell zu höheren Wärmeübertragungskoeffizienten an den Wänden. Der Einfluss wurde im Rahmen von Messungen untersucht (siehe Kapitel 5.2.8).

c) Verwendete Wärmeübertrager

In Tabelle 3-3 sind sämtliche verwendete Plattenwärmeübertrager gelistet. Die Auslegung erfolgte gemäß der in Kapitel 4.3 dargestellten Vorgehensweise. Die Bezeichnung beinhaltet die Baugröße, die Plattenanzahl und die Plattengeometrie. Die spezifischen Maße und Betriebsgrenzen können den Datenblättern entnommen werden (Alfa Laval, 2015). Hervorzuheben ist, dass für die Plattenwärmeübertrager Desuperheater und SHX 2 eine Betriebsdruck-Einsatzgrenze von unter 23 bar bei dem gegebenen Temperaturniveau (bis max. 140°C im Desuperheater) angegeben wird.

Tabelle 3-3: Komponentenliste Wärmeübertrager

Stk.	Bezeichnung	Funktion	Hersteller
1	AlfaNova 76-50H	Absorber ABS	Alfa Laval
1	AlfaNova 76-50H	Desorber DES	
1	AlfaNova 52-30H	Lösungswärmeübertrager SHX 1	
2	AlfaNova 52-10H	Gaskühler AUX 1&2	
1	AlfaNova 27-18H	Lösungswärmeübertrager SHX 2	
1	AlfaNova 27-10H	Desuperheater SUP	

3.2.5 Sammelbehälter und Flüssigkeitsabscheider

In Abbildung 3-13 ist beispielgebend der Sammelbehälter nach dem Desorber dargestellt. Neben der Funktion als Sammler nach der Desorption und Reservoir für die Lösungspumpe sowie die Kompressoren ist es wichtig, dass die Trennung zwischen Flüssig- und Gasphase vollständig erfolgt. Deshalb wurde im Behälter ein feines Netz im oberen Teil vorgesehen, das Lösungströpfchen vom Kältemitteldampf abscheiden soll (in Abbildung 3-13 nicht dargestellt). Die Zuleitung aus dem Desorber erfolgt mittig rechts, der Abfluss zur Lösungspumpe liegt unten, die Zuleitung zu den Kompressoren ist oben links. In der Mitte des Behälters ist ein Führungsrohr eingeschweißt, an dem sich Außen ein Magnetzylinder mit dem Füllstand auf und ab bewegen kann und Innen ein Messwert-Aufnehmer Platz findet.

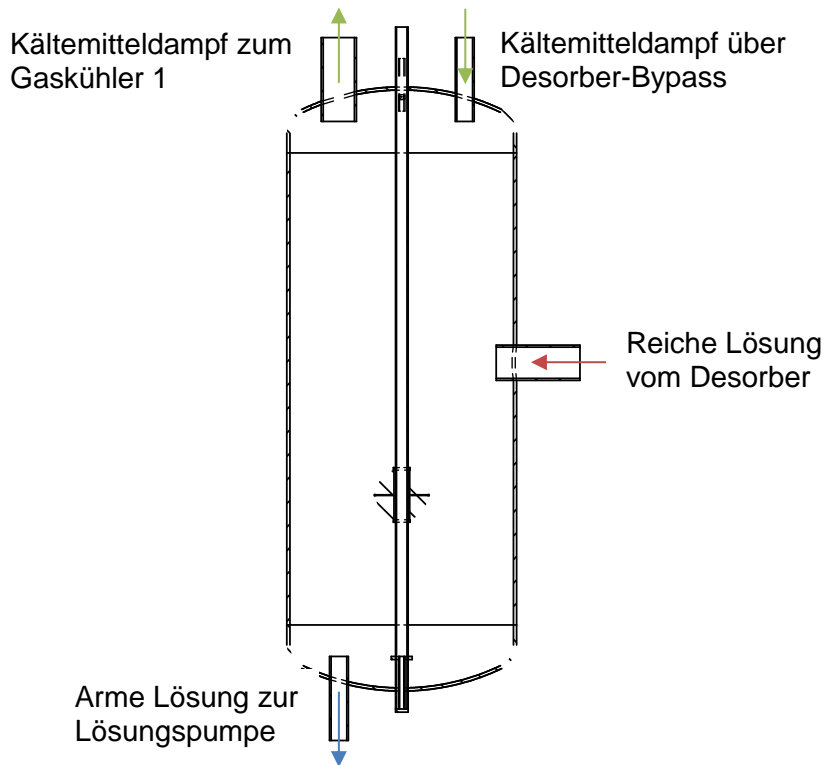


Abbildung 3-13: Konstruktionszeichnung Sammelbehälter PSAC

Die anderen Sammelbehälter MSAC und RSAC sind nach dem gleichen Prinzip aufgebaut, das Volumen wurde allerdings wesentlich geringer angesetzt, da beide nicht als Speicher bzw. Reservoir im Kreislauf sondern zur Phasentrennung dienen. Die Auslegung, Konstruktion und Fertigung erfolgte gemäß den gesetzlichen Anforderungen.

Der Flüssigkeitssammler im Kältemittelkreislauf vor dem Hochdruckkompressor (vgl. Abbildung 3-3) schützt diesen bei Systemstart oder bei kurzfristig kalten Kältemitteltemperaturen unterhalb der Kondensationstemperatur im Gaskühler AUX 2 vor Flüssigkeitsschlägen. Dies ist vor allem dann möglich, wenn das Mitteldruckniveau hoch ist und die Temperaturen der Bauteile oder des Wärmequellen-Kreislaufs nach dem Desorber (noch) niedrig sind. Ab einem Mitteldruckniveau von ca. 8 bar kommt es bei Betriebsstart an kalten Oberflächen (Temperatur im Stillstand ca. 20°C) kurzfristig zu Kondensation. Flüssigkeitstropfen können temporär im Flüssigkeitsbehälter abgeschieden werden. Nach erfolgter Erwärmung des Systems verdampfen diese wieder. Zusätzlich wird das vom Niederdruckkompressor kommende Kältemaschinenöl im Behälter abgeschieden und kontinuierlich dem Kältemittelmassenstrom in den Hochdruckkompressor beifügt. Im stationären Betrieb hat der Behälter allerdings keine Funktion.

3.2.6 Lösungsdrossel

Als Lösungsdrossel wurde ein elektrisch betriebenes Expansionsventil der Fa. Danfoss (2013) eingesetzt. Die Funktionsweise entspricht einer pulsweitengesteuerten Öffnung des Strömungsquerschnitts innerhalb einer fixen Periodendauer. Angaben der Betriebsdaten wurden dem Datenblatt (Danfoss, 2013) entnommen und sind im Folgenden angeführt. Die maximale Medientemperatur konnte gemäß Anfrage bei Danfoss mit 85°C angesetzt werden.

Lösungsdrossel (STH):

Typenbezeichnung:	AKVA 10-6
k_V -Wert:	0,103 m ³ /h
Medientemperatur:	-50°C bis 60°C
Maximale Druckdifferenz:	18 bar
Maximaler Betriebsdruck:	42 bar

Die Auslegung erfolgte für eine festgelegte maximale Durchflussmenge von ca. 400 kg/h, mit den überschlägigen Stoffdaten der reichen NH₃/LiNO₃-Lösung, anhand von Gl. 3-1, wobei im Rahmen dieser Berechnung der zweiphasige Austrittszustand nicht gesondert berücksichtigt wird. Die Druckdifferenz im Auslegungspunkt beträgt 15 bar, die Dichte am Eintritt der Drossel beträgt 900-1100 kg/m³. Daraus ergibt sich ein theoretischer maximaler Lösungsmassenstrom bei vollständig geöffnetem Ventil von 378 bis 418 kg/h.

$$k_V = \dot{V} * \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p} * \frac{\rho}{1000 \text{ kg/m}^3}} = \frac{\dot{m}}{\rho} * \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p} * \frac{\rho}{1000 \text{ kg/m}^3}} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Da bereits bei ersten Messungen eine deutlich niedrigere maximale Durchflussmenge von ca. 230 kg/h festgestellt wurde, musste eine zusätzliche Lösungsdrossel eingebaut werden. Der Einbau erfolgte zwischen dem Entleerstutzen vor dem Filter und dem Entleerstutzen vor dem Desorber in Abbildung 3-3. Die Daten der etwas größer dimensionierten Drossel sind nachfolgend angeführt. Die beiden Drosseln können parallel oder jeweils einzeln verwendet werden.

2. Lösungsdrossel (STH):

Typenbezeichnung:	AKVA 10-7
k_V -Wert:	0,162 m ³ /h
Medientemperatur:	-50 bis 60 °C
Maximale Druckdifferenz:	18 bar
Maximaler Betriebsdruck:	42 bar

3.2.7 Sicherheitseinrichtungen

Die Sicherheitseinrichtungen am Funktionsmuster sind den gesetzlichen Bestimmungen angepasst. Eine Beschreibung des Gefahrenpotentials einzelner Baugruppen und unterschiedlicher Gefahrenquellen erfolgte gemäß den Technischen Regeln in AD 2000 - Merkblatt Z2.

Not-Aus-Schalter sind an mehreren Stellen am Funktionsmuster vorgesehen. Diese schalten bei Betätigung die Kompressoren, die Lösungspumpe und die Wärmequelle ab. Die Wärmesenke läuft zur Abfuhr der Wärme aus dem Absorber weiter. Druckschalter wurden bei den Kompressoren und bei der Lösungspumpe eingebaut, die jeweils bei Unterschreitung einer unteren Druckgrenze in der Saugleitung oder bei Überschreitung einer oberen Druckgrenze in der Druckleitung auslösen. Die Niederdruckgrenze wurde bei allen auf 1,2 bar eingestellt. Für Lösungspumpe und Hochdruckkompressor wurde die Hochdruckgrenze auf 21 bar festgelegt. Nach dem Niederdruckkompressor muss beachtet werden, dass der Hochdruckkompressor bis maximal 18 bar am Eintritt ausgelegt ist, weshalb die Hochdruckgrenze entsprechend niedriger eingestellt wurde.

Überdruck-Eck-Sicherheitsventile wurden an den Behältern PSAC und RSAC sowie nach beiden Kompressoren und nach der Lösungspumpe vorgesehen. Das im Störfall austretende Ammoniak wird in eine Gasabsaugung geleitet, die während dem Betrieb fortwährend Luft aus dem Aufstellungsbereich des Funktionsmusters absaugt. Bei der Lösungspumpe wurde auf Grund des flüssigen Zustands ein Bypass zurück zum Niederdruckbehälter gelegt, welcher bei Überdruck in der Druckleitung geöffnet wird. Die Druckgrenze wurde im Niederdruckteil der Anlage bei 9 bar, im Hochdruckteil bei 24 bar festgelegt. Das Überströmventil bei der Lösungspumpe wurde, da sich der Einstelldruck relativ auf das Niederdruckniveau bezieht, auf einen maximalen Druck von 22 bar eingestellt.

Für den Fall, dass sämtliche mechanischen Sicherheitseinrichtungen versagen, wurde eine automatische Sicherheitsabschaltung durch die Regelung in LabView vorgesehen. Diese stoppt die Kompressoren, die Lösungspumpe und die Wärmequelle bei Unterschreitung der unteren Druckgrenze von 1 bar im Niederdruckteil sowie einer Überschreitung der oberen Druckgrenze von 10 bar im Niederdruckteil und 25 bar im Hochdruckteil.

3.2.8 Sonstige Komponenten

Ein Filter vom Typ Danfoss „FIA-SS 15 D STR“ mit Schweißenden wurde in den Lösungskreis eingebaut, um gegebenenfalls Feststoffe vor der Lösungsdrösel abzuscheiden. Als Filtereinsatz dient ein engmaschiges Netz mit 100µm Netzweite vom Typ „FIA-INS 15-20 100my“. Vor und nach dem Filter ist ein Kugelhahn vorgesehen, um bei Bedarf den Filter ausbauen und entleeren zu können.

Ein Rückschlagventil aus Edelstahl mit Teflon-Dichtungen wurde wie erwähnt in den Kältemittelkreislauf vor den Eintritt in den Absorber eingebaut. Dieses soll Lösungsrückflüsse im Stillstand verhindern. Bei längerem Stillstand wurde zusätzlich ein Kugelhahn vor dem Rückschlagventil geschlossen. Sämtliche Kugelhähne sind ebenfalls aus Edelstahl und mit Teflon-Dichtungen ausgestattet.

Sämtliche Leitungen, Materialien für die Behälter, Armaturen und Verbindungselemente wurden in Edelstahlausführung gewählt. Vor und nach den Kompressoren kommen flexible Schläuche aus Teflon mit Edelstahlmantelung zum Einsatz. Schaugläser aus Borsilikat-Glas mit Teflon-Dichtungen wurden an Sammelbehältern und in der Leitung der reichen Lösung nach dem Absorber vorgesehen. Befüll- und Entleerstützen wurden an tiefen Stellen und an den Behältern angebracht.

3.3 Wärmesenke und Wärmequelle

Für die Abfuhr der Wärme aus dem Absorber und dem Desuperheater war es notwendig einen Wärmesenkenkreislauf bereitzustellen. Die Grundanforderungen bestehen in der Regelbarkeit von Senken-Eintrittstemperatur und Volumenstrom, um das Funktionsmuster bei unterschiedlichen Betriebspunkten zu betreiben. In Abbildung 3-14 ist der schematische Aufbau dargestellt.

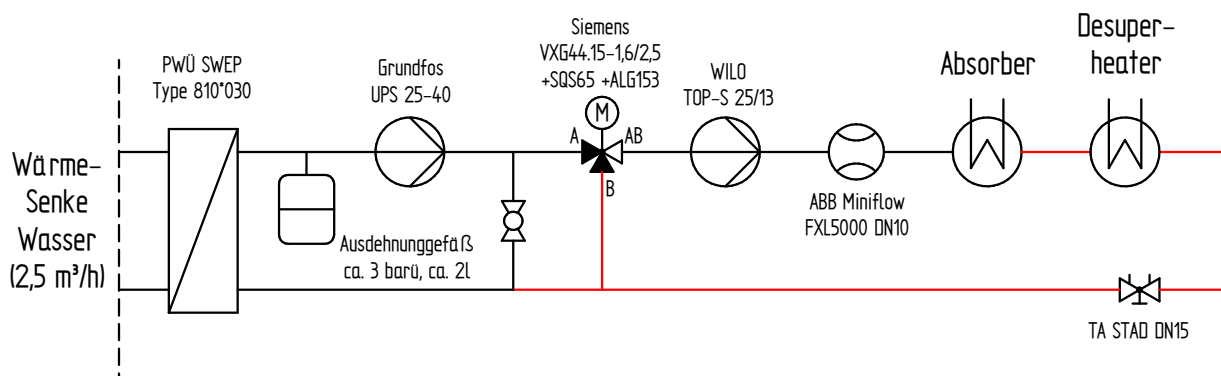


Abbildung 3-14: Schema Wärmesenkenkreislauf

Auf der linken Seite wird Wärme an den Wärmesenkenkreislauf der Infrastruktur des Instituts über einen Plattenwärmeübertrager abgegeben. Die hydraulische Trennung ist notwendig, da der Wärmesenkenkreislauf des Funktionsmusters bei über 100°C betrieben werden kann und somit, bei der Verwendung von Wasser als Wärmeträger, ein höheres Druckniveau im Kreislauf benötigt wird. Das Ausdehnungsgefäß ermöglicht die Einstellung des Vordrucks und erlaubt dem Fluid sich bei höheren Temperaturen auszudehnen. Es wurde entsprechend der Betriebsbedingungen und der Füllmenge ausgelegt. Die linke Kreislaufpumpe wird benötigt, um einen permanenten Volumenstrom am Plattenwärmeübertrager sicherzustellen.

Nach einer hydraulischen Weiche folgt im Kreislauf das Beimischventil. Die Funktion einer Beimischschaltung ist es, Medium aus dem Rücklauf in den Vorlauf in jenem Verhältnis beizumischen, dass eine voreingestellte Temperatur am Austritt (AB) erreicht wird. Die dabei eintretende Regelcharakteristik ist entscheidend von der Ventilautorität im System abhängig. Die Ventilautorität setzt den Anteil des Druckverlustes über das Regelventil zum Druckverlust über den gesamten Wasserkreislauf ins Verhältnis. Im gegebenen Fall ist ein Optimum zwischen hoher Ventilautorität für eine einfache Regelbarkeit und einem möglichst niedrigem Druckverlust zu finden. (Burkhardt & Kraus 2006)

Weiter in Abbildung 3-14 folgt die Kreislaufpumpe, die den Volumenstrom für Absorber und Desuperheater fördert. Gemeinsam mit dem Strangreduzierventil im Rücklauf kann der Volumenstrom der Wärmesenke eingestellt werden. Der Volumenstrom wird im Volumenstrommessgerät nach der Pumpe gemessen und nachfolgend wird Wärme im Absorber und Desuperheater auf die Wärmesenke übertragen.

Der Wärmequellenkreislauf wird einerseits benötigt, um im Desorber die notwendige Wärme für die Austreibung von Kältemittel aus der Lösung zur Verfügung zu stellen. Andererseits dient der kalte Austritt der Wärmequelle aus dem Desorber als Wärmesenke für die beiden Gaskühler vor dem Nieder- und Hochdruckkompressor. In Abbildung 3-15 ist der schematische Aufbau dargestellt. Als Wärmeträger-Medium wird Wasser verwendet.

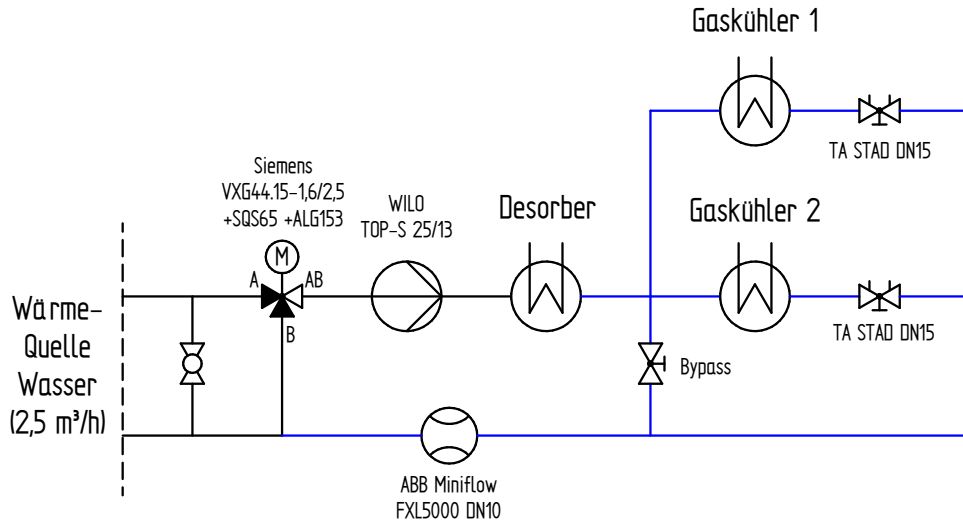


Abbildung 3-15: Schema Wärmequellenkreislauf

Als Wärmequelle dient ein mit Elektrostäben beheizter 60 kW Warmwasser-Kessel mit Pufferspeicher. Die Wärmequelle verfügt dabei über eine eigene Kreislaufpumpe. Über eine hydraulische Weiche erfolgt die Zuleitung zum Wärmequellenkreislauf des Funktionsmuster. Eine Beimischschaltung ermöglicht die Regelung der Eintrittstemperatur in den Desorber über Beimischung aus dem Rücklauf.

Die Kreislaufpumpe in Abbildung 3-15 fördert den benötigten Volumenstrom. Im Desorber wird der Volumenstrom abgekühlt und anschließend wird dieser auf die beiden Gaskühler aufgeteilt. Dazu sind die beiden Strangreduzierventile nach beiden Gaskühlern bei gleicher Ventilstellung zu betreiben, um eine möglichst gleiche Aufteilung (jeweils die Hälfte) zu erhalten. Der Volumenstrom der Wärmequelle kann ebenfalls mittels dieser beiden Strangreduzierventile eingestellt werden. Sollte keiner der Gaskühler durchflossen werden, besteht die Möglichkeit diese über ein weiteres Ventil mittels Bypass zu umgehen. Dieser ist im Normalfall geschlossen. Nachdem die Teilvolumenströme wieder zusammengeführt wurden, wird der Volumenstrom gemessen.

Die eingebauten Komponenten können der Tabelle 3-4 entnommen werden. Die Auslegung der Rohrleitungen und der Komponenten erfolgte für einen maximalen Volumenstrom von 1000 l/h und einen Regelbereich der Eintrittstemperaturen von 40°C bis 80°C. Die verwendete Messtechnik wird in Kapitel 3.4 angeführt.

Tabelle 3-4: Komponentenliste Wärmesenke & Wärmequelle

Stk.	Funktion	Typ	Hersteller / Lieferant
1	Förderpumpe	UPS 25-40	Grundfos
2	Förderpumpe	TOP-STG 25/13	Wilo
1	Ausdehnungsgefäß	k. A.	k. A.
1	Plattenwärmeübertrager	810*030	SWEP
2	Dreiwegeventil + Ventiltrieb	VXG44.15-2,5 + SQS65	Siemens AG
3	Strangreguliertventile	STAD DN15	TA Hydraulics

3.4 Messtechnik

Die folgenden Abschnitte beschreiben die verwendete Messtechnik, zeigen das Messschema mit Beschreibung der Messstellen und Benennung der Messwerte, geben die Grundlage für die Berechnung abgeleiteter Messgrößen, wie Leistungen oder Konzentration wieder und dokumentieren abschließend die durch die Messung auftretende Messunsicherheit.

3.4.1 Messtechnik Liste

Die Liste der verwendeten Messgeräte ist in Tabelle 3-5 dargestellt. Für die Temperaturmessung wurden grundsätzlich zwei Methoden angewandt, mittels Widerstandsthermometer im Medium oder mittels Thermoelement als Anlagefühler. Die Drucktransmitter messen den Druck relativ zur Umgebung über die Auslenkung einer Membran. Die Volumenstrommessgeräte arbeiten nach dem Prinzip der magnetisch-induktiven Durchflussmessung. Coriolis-Massenstrommessgeräte aus Edelstahl wurden für die Messungen im Wärmepumpen-Kreislauf verwendet, da korrosive und gasförmige Medien fließen. Die Füllstandmessung in den Behältern erfolgte mittels Schwimmer und Reedkontaktkette, wobei ein Magnet im Schwimmer die Potentiometer-Schaltung der Kette auf Höhe des Füllstands schaltet. Drehstrom- und Wechselstromzähler wurden für die Messung der elektrisch zugeführten Energiemengen verwendet.

Tabelle 3-5: Messgeräteliste

Stk.	Funktion / Beschreibung	Typ	Hersteller / Lieferant
7	Widerstandsthermometer	Pt100, Kl. A, Ø=3mm, L=150mm	PMR HandelsgmbH
20	Thermoelement	Typ K, Kl. 1, Ø=3mm, L=150mm	PMR HandelsgmbH
2	Drucktransmitter	Relativdrucksensor, 0-25 bar, 3100B0025G01B000;	GEMS Sensors
1	Drucktransmitter	Relativdrucksensor, 0-16 bar, 3100B0016G01B000	GEMS Sensors
2	Volumenstrommessgerät	FXL5000 (Miniflow), DN10, DL53-EK100K04	ABB
1	Massenstrommessgerät Lösungsmassenstrom	Coriolis Promass, DN08, 63MP08-UC920A00B1A	Endress & Hauser
1	Massenstrommessgerät Kältemittelmassenstrom	Coriolis Promass, DN15, 83F15-ACWSAAAAAAAE	Endress & Hauser
3	Füllstandmessung	Schwimmer V52R & Reedkontaktkette K5-L500-1. 0 SiL	KSR Kübler / WIKA Messgerätevertrieb
2	Differenzdrucktransmitter	0-1 bar relativ	Rosemount
1	Differenzdrucktransmitter	0-1 bar relativ	HUBA
2	Drehstromzähler, 3-phasig	DSZ12D-3X65A	Eltako
1	Wechselstromzähler, 1-ph.	AAD1D5F10KR3A00	Saia Burgess
3	Manometer (analog)	Relativdruck, Messbereich 0-16 bzw. 0-25 bar	WIKA Messgerätevertrieb

3.4.2 Messschema

Die nachfolgenden Abbildungen und Listen sollen einen vollständigen Überblick über die Messstellen inklusive der verwendeten Messmethode und der Benennung der einzelnen Messstellen geben. Sofern vorhanden, wurde der Bereich der zu erwartenden Messwerte angegeben, für welchen die Messgeräte für Temperatur-, Druck- und Volumenstrommessung kalibriert wurden.

a) Wärmepumpenkreislauf

In Abbildung 3-16 ist der schematische Aufbau der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe um die eingebauten bzw. angelegten Messaufnehmer erweitert. Die Temperaturfühler wurden wegen der aggressiven Medien und der Gefahr von Ammoniakaustritt an geschraubten Verbindungsstellen außen an die Rohre angelegt und der thermische Kontakt zwischen Fühler und Rohr mit Wärmeleitpaste und Dämmung verbessert. Trotzdem ist davon auszugehen, dass die an der Messfühlerspitze gemessene Temperatur nicht exakt der Temperatur des Mediums im Inneren entspricht. Füllstände wurden an allen drei Sammelbehältern gemessen. Im Lösungskreislauf ist nach der Lösungspumpe das Massenstrommessgerät eingebaut, mit dem zusätzlich die Lösungsdichte gemessen wurde. Der Kältemittelmassenstrom wurde nach dem Gaskühler AUX 2 in den Kältemittelkreislauf eingebaut.

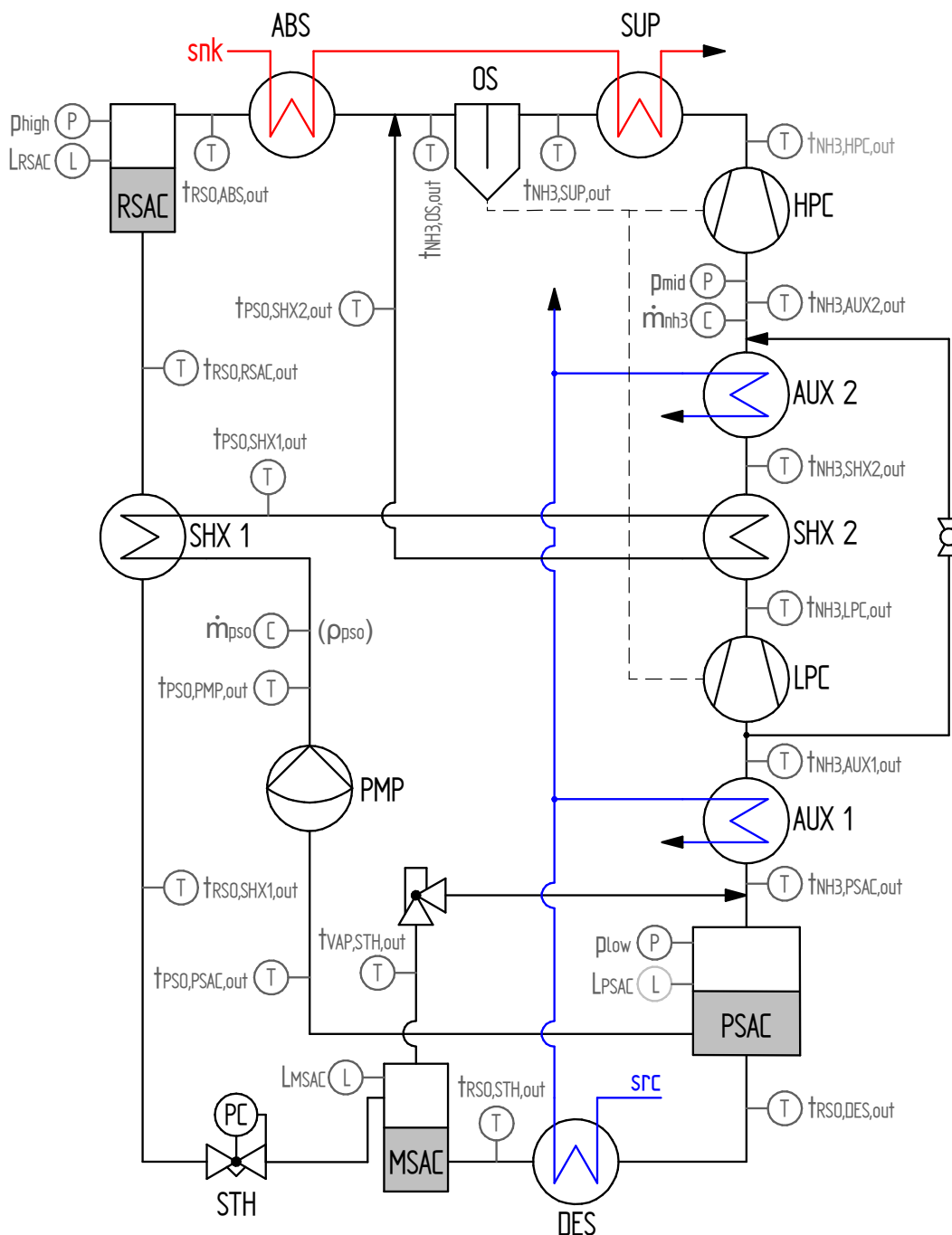


Abbildung 3-16: Messschema Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe

Die Druckmessung erfolgt an den Behältern PSAC und RSAC sowie in der Leitung nach dem Flüssigkeitsabscheider (siehe Abbildung 3-3) vor dem Hochdruckkompressor. Anzumerken ist, dass die Temperatur des Gemisches von gasförmigen Kältemittel und armer Lösung vor dem Absorber nicht gemessen werden konnte. Gemäß der in Kapitel 3.2.4 a beschriebenen Ausführung ist die Vermischung direkt im Einlasskanal des Plattenwärmeübertragers vorgesehen, weshalb baulich die Temperatur nicht gemessen werden konnte. Alle sonstigen Messwerte des Wärmepumpenkreislaufs sind in Tabelle 3-6 angeführt, inklusive erwarteten Messbereich und der verwendeten Messmethode. Zusätzlich zu Abbildung 3-16 angeführt sind die Druckdifferenzmessung am Ölabscheider und die Ölumpftemperatur in den Kompressoren.

Tabelle 3-6: Messstellen inkl. Messbereich Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe

Bezeichnung	Einheit	Bereich	Messmethode
$t_{NH3,PSAC,out}$	°C	30-80	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,AUX,1,out}$	°C	20-80	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,LPC,out}$	°C	100-180	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,SHX,2,out}$	°C	50-120	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,AUX,2,out}$	°C	20-80	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,HPC,out}$	°C	100-180	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,SUP,out}$	°C	80-120	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{NH3,OS,out}$	°C	80-120	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{PSO,PSAC,out}$	°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{PSO,PMP,out}$	°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{PSO,SHX,1,out}$	°C	50-100	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{PSO,SHX,2,out}$	°C	60-120	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{RSO,ABS,out}$	°C	60-100	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{RSO,RSAC,out}$	°C	50-90	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{RSO,SHX,1,out}$	°C	60-100	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{VAP,STH,out}$	°C	0-60	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{RSO,STH,out}$	°C	0-60	TC Typ K, Anlegefühler
$t_{RSO,DES,out}$	°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler
p_{high}	bar g	0-25	Drucktransmitter
p_{mid}	bar g	0-25	Drucktransmitter
p_{low}	bar g	0-10	Drucktransmitter
\dot{m}_{nh3}	kg/h	0-100	Coriolis-Massenstrommessgerät
\dot{m}_{ps0}	kg/h	0-600	Coriolis-Massenstrommessgerät
ρ_{ps0}	kg/m ³	1000-1600	Coriolis-Massenstrommessgerät
L_{RSAC}	%	0-100	Reedkontaktkette
L_{MSAC}	%	0-100	Reedkontaktkette
L_{PSAC}	%	0-100	Reedkontaktkette
$\Delta p_{oil,sep}$	bar	0-1	Differenzdrucktransmitter
$t_{oil,comp}$	°C		Pt100, im Kompressor (LPC/HPC)

Zusätzlich zu den oben angeführten Messaufnehmern sind mehrere Signalgeber im Kreislauf der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe eingebaut. Beispiele hierfür sind die Signale für Hochdrucküberschreitung und Niederdruckunterschreitung der eingebauten Druckschalter von Kompressoren und Lösungspumpe. Des Weiteren liefern ggf. die Kompressoren und gesondert davon die Ölspiegelregulatoren Fehlersignale, welche im Betrieb die Komponenten abschalten. Die Lösungspumpe wird über einen thermischen Überlastschutz gegen Überhitzung gesichert. Die Impulsausgänge des Dreh- und Wechselstrom-Energiemengenzählers werden ebenfalls als Digitalsignal aufgenommen, in der Messdatenauswertung aufsummiert und anschließend die Leistungen berechnet (siehe Gl. 3-16). Sämtliche Einzelsignale sind in Tabelle 3-7 gelistet.

Tabelle 3-7: Digitale Signale Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe

Bezeichnung	Art	Messmethode / „Quelle“
$i_{hp,LSP}$	I/O	Druckschalter, Danfoss Typ KP
$i_{hp,HPC}$	I/O	Druckschalter, Danfoss Typ KP
$i_{hp,LPC}$	I/O	Druckschalter, Danfoss Typ KP
$i_{lp,LSP}$	I/O	Druckschalter, Danfoss Typ KP
$i_{lp,HPC}$	I/O	Druckschalter, Danfoss Typ KP
$i_{lp,HPC}$	I/O	Druckschalter, Danfoss Typ KP
$err_{LSP,motor}$	I/O	Fehlersignal Lösungspumpe (Thermistorsignal)
$err_{LPC,motor}$	I/O	Fehlersignal Niederdruckkompressor
$err_{HPC,motor}$	I/O	Fehlersignal Hochdruckkompressor
$err_{LPC,oil}$	I/O	Ölspiegelregulator
$err_{HPC,oil}$	I/O	Ölspiegelregulator
$E_{el,LPC}$ (Signal)	Impulszähler	Impulsgeber, 3-phasig, 1000 Impulse/kWh
$E_{el,HPC}$ (Signal)	Impulszähler	Impulsgeber, 3-phasig, 1000 Impulse/kWh
$E_{el,LSP}$ (Signal)	Impulszähler	Impulsgeber, 1-phasig, 1000 Impulse/kWh

b) Wärmesenke

Die im Wärmesenkenkreislauf vorgesehenen Messstellen sind in Abbildung 3-17 eingezeichnet. Die Temperaturmessstellen sind im Gegensatz zum Wärmepumpenkreislauf im Rohr vorgesehen. Mittels Verschraubung werden die Widerstandsthermometer in der Mitte des Rohrs, gegen die Strömungsrichtung, fixiert. Für eine unbekannte Messabweichung kann unter Umständen eine Temperaturschichtung im Rohr sorgen, vor allem wenn die Strömungsgeschwindigkeiten gering sind. Im Zulauf der Wärmesenke zum Absorber ist das Volumenstrommessgerät, an der vergleichsweise kältesten Position, eingebaut.

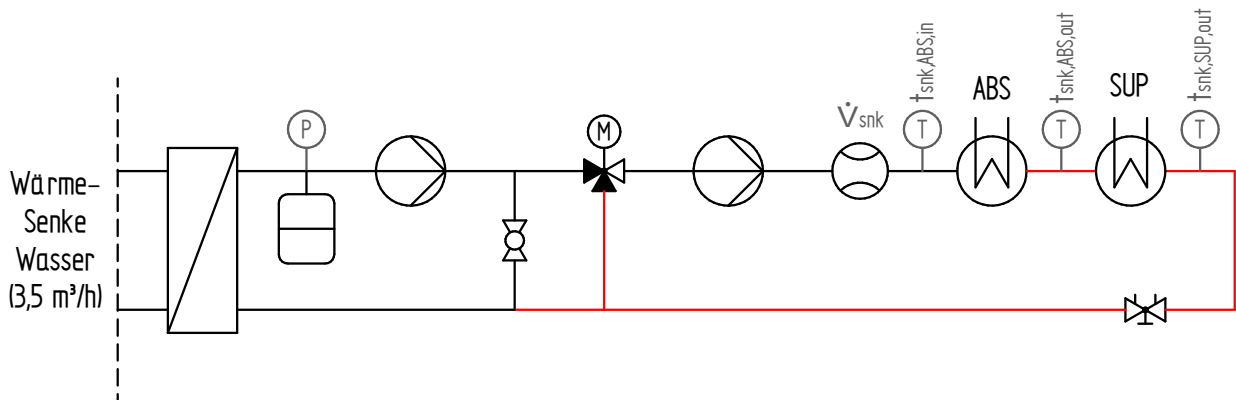


Abbildung 3-17: Messschema Wärmesenkenkreislauf

In Tabelle 3-8 sind die Bezeichnungen und der Messbereich noch einmal angeführt. Nicht aufgezeichnet wurde der Druck im Wärmesenkenkreislauf, welcher an einem analogen Manometer abgelesen werden konnte.

Tabelle 3-8: Messstellen inkl. Messbereich Wärmesenkenkreislauf

Bezeichnung	Einheit	Bereich	Messmethode
$t_{snk,ABS,in}$	°C	20-90	Pt100, im Rohr verschraubt
$t_{snk,ABS,out}$	°C	40-120	Pt100, im Rohr verschraubt
$t_{snk,SUP,out}$	°C	40-120	Pt100, im Rohr verschraubt
\dot{V}_{snk}	l/h	0-2000	Volumenstrommessgerät

Die Austrittstemperatur aus dem Absorber wurde im Rahmen der ersten Messungen analysiert. Die Temperatur nach dem Absorber war zumeist höher, als die Temperatur nach dem Desuperheater. Die Auswertung der Wärmeübertragung im Desuperheater auf Seite des Kältemittels lässt jedoch darauf schließen, dass die Temperatur auf Grund interner Schichtung im Rohr höher gemessen wird, als es dem Mittelwert des strömenden Mediums entspricht. Nach Einbau einer Verengung an der Messstelle wurde die Schichtung verringert, konnte jedoch nicht gänzlich beseitigt werden. Für die Berechnung von Absorber- und Desuperheaterleistung wurde der Messwert $t_{\text{snk,ABS,out}}$ deshalb nicht verwendet.

c) Wärmequelle

Die Wärmequelle wurde ebenso wie die Wärmesenke mit Temperaturmessstellen im Rohr ausgestattet. Als Eintrittstemperatur der beiden Gaskühler AUX 1 und AUX 2 wird die Austrittstemperatur aus dem Desorber herangezogen. Der Volumenstrom über die beiden Gaskühler kann anhand des Druckverlusts über die Strangreguliertventile (überschlägig) ermittelt werden. Im Betrieb konnte dies jedoch nicht online durchgeführt werden, weshalb der Volumenstrom nach dem Desorber anhand gleicher Ventilstellungen ca. halbiert wurde (Bypass-Ventil geschlossen). Das Volumenstrommessgerät befindet sich nach der Zusammenführung der Teilmassenströme.

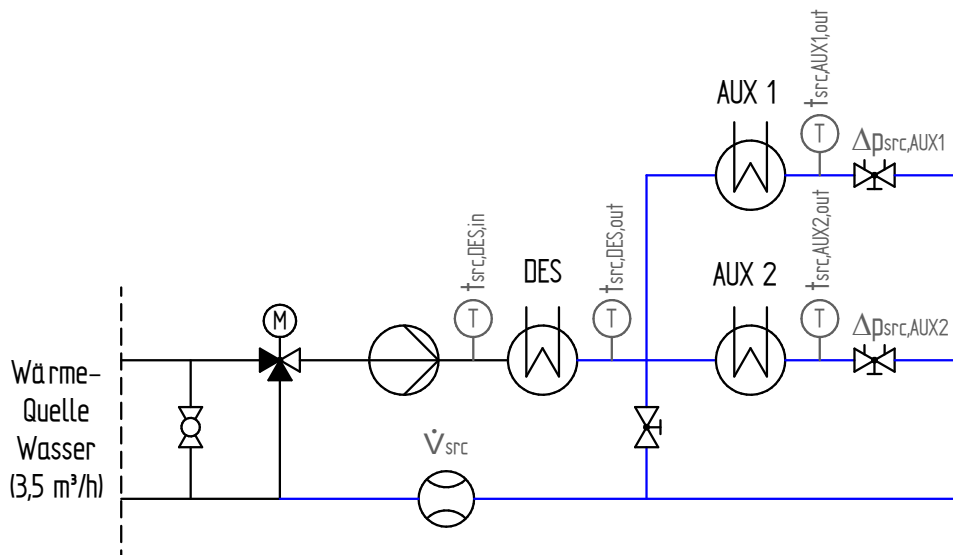


Abbildung 3-18: Messschema Wärmequellenkreislauf

In Tabelle 3-9 sind die einzelnen Messstellen noch einmal mit Bereich und verwendeter Messmethode angeführt. Die beiden Differenzdruckmessgeräte wurden nach den ersten Messungen wieder ausgebaut, da die Auswertung der Messwerte keine plausiblen Ergebnisse für den Volumenstrom lieferte.

Tabelle 3-9: Messstellen inkl. Messbereich Wärmequellenkreislauf

Bezeichnung	Einheit	Bereich	Messmethode
$t_{\text{src,DES,in}}$	°C	20-90	Pt100, im Rohr verschraubt
$t_{\text{src,DES,out}}$	°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt
$t_{\text{src,AUX,1,out}}$	°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt
$t_{\text{src,AUX,2,out}}$	°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt
\dot{V}_{src}	l/h	0-2000	Volumenstrommessgerät
$\Delta p_{\text{src,AUX,1}}$	bar	0-1	Differenzdrucktransmitter
$\Delta p_{\text{src,AUX,2}}$	bar	0-1	Differenzdrucktransmitter

3.4.3 Messdatenaufzeichnung und Steuerung

Für die Messdatenaufzeichnung und die Steuerung bzw. Regelung wurde LabView verwendet. Als Schnittstelle zwischen Benutzer und Anlage dient eine Mess- und Steuereinheit vom Typ CompactRIO der Firma National Instruments. Die Liste der verwendeten Ein- und Ausgabemodule sowie die Bezeichnung der Controller-Einheit ist in Tabelle 3-10 angeführt. Die Zuordnung der zuvor angeführten Messstellen und Messaufnehmer zu den einzelnen Modulen ist in der ausführlichen Messwertliste im Anhang B dokumentiert.

Tabelle 3-10: Liste der verwendeten Komponenten der Mess- und Steuereinheit

Modul Nr.	Bezeichnung	Anwendung	Kanäle
		Reader:	
	NI cRIO-9114	Chassis (8 Module)	
	NI cRIO-9024	Controller	
		Module:	
1	NI 9263	Analog Output, 0-10 V	4
2	NI 9265	Analog Output, 4-20 mA	4
3	NI 9208	Analog Input, 4-20 mA	16
4	NI 9375	Digital Input / Digital Output	16/16
5	NI 9217	RTD (Pt100)	4
6	NI 9217	RTD (Pt100)	4
7	NI 9213	Thermoelement	16
8	NI 9213	Thermoelement	16

In LabView wurden sämtliche Bedienoberflächen, Regelkreise und die Messdatenaufzeichnung implementiert. Die Aufzeichnung erfolgt in Sekundenschritten. Zusätzlich zu den Messwerten wurden Ausgabewerte von Reglern und Steuersignalen aufgezeichnet. Abgeleitete Messgrößen, wie im nachfolgenden Kapitel beschrieben, wurden in Echtzeit berechnet und ebenfalls der Aufzeichnung angefügt. Die in der Bedienebene steuer- und regelbaren Signale sind in Tabelle 3-11 angeführt.

Tabelle 3-11: Liste der Steuersignale

Bezeichnung	Art	Signalart
iO _{ALL}	I/O	Schalter, Hauptschalter
iO _{LSP}	I/O	Schalter, Lösungspumpe
iO _{LPC,init}	I/O	Schalter, Niederdruckkompressor
iO _{HPC,init}	I/O	Schalter, Hochdruckkompressor
iO _{snk,pmp}	I/O	Schalter, snk _{pump,1} (WILO), snk _{pump,2} (Grundfos)
iO _{src,pmp}	I/O	Schalter, src _{pump,1} (WILO)
iO _{LPC,release}	I/O	Freigabe FU LPC
iO _{HPC,release}	I/O	Freigabe FU HPC
iO _{FU,main,power}	I/O	Hauptschalter für Versorgung Frequenzumrichter
iO _{ventilator}	I/O	Ventilator Gebläse EIN/AUS
iO _{heizband}	I/O	Heizband Ölsumpf EIN/AUS
iO _{PWM,STH}	I/O	Pulsweitenmodulation Lösungsdrossel
sig _{src,valve}	0-10 V (0-100 %)	Stellsignal Mischventil Wärmequellenkreislauf
sig _{snk,valve}	0-10 V (0-100 %)	Stellsignal Mischventil Wärmesenkenkreislauf
sig _{f,LSP}	4-20 mA (10-87,5 Hz)	Signal Frequenzumrichter Lösungspumpe
sig _{f,HPC}	4-20 mA (15-75 Hz)	Signal Frequenzumrichter Hochdruckkompressor
sig _{f,LPC}	4-20 mA (35-75 Hz)	Signal Frequenzumrichter Niederdruckkompressor

3.4.4 Abgeleitete Messgrößen

Die Wärmesenkenleistung wird gemäß Gl. 3-2 berechnet, wobei die Korrelationen für Dichte und Enthalpie von Wasser nach Gl. 3-3 und Gl. 3-4 verwendet werden (mit $0^\circ\text{C} < t < 120^\circ\text{C}$).

$$\dot{Q}_{snk} = \dot{V}_{snk} * \rho_{(t_{snk,ABS,in})} * (h_{(t_{snk,SUP,out})} - h_{(t_{snk,ABS,in})}) \quad \text{Gl. 3-2}$$

$$\rho(t) = 5,69161684 * 10^{-6} * t^3 - 4,23317618982 * 10^{-3} * t^2 - 5,131255128225 * 10^{-2} * t + 1000,85333187443 \quad \text{Gl. 3-3}$$

$$h(t) = 3,694341503963 * 10^{-6} * t^3 - 4,64997442183515 * 10^{-4} * t^2 + 4,19861846186111 * t + 4,94300728878052 * 10^{-1} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Die Leistung des Desuperheaters wurde auf der Kältemittelseite berechnet. Auch wenn die Temperaturmessung mit Anlagefühlern erfolgt, so ist doch die höhere Temperaturdifferenz im Vergleich zur Wasserseite für die Ermittlung von Vorteil. Auch da die Messwerte der Senke am Absorberaustritt nachträglich wegen Temperaturschichtung im Rohr verworfen wurden, ergibt sich die Leistung gemäß Gl. 3-5. Die Enthalpiewerte für Ammoniak am Ein- und Austritt wurden in dieser und nachfolgenden Gleichungen anhand der Stoffdaten in EES für den gemessenen Druck und die gemessene Temperatur berechnet. Die Absorberleistung konnte anhand von Gl. 3-6 rückgerechnet werden.

$$\dot{Q}_{SUP} = \dot{m}_{nh3} * (h_{(t_{NH3,HPC,out},p_{high})} - h_{(t_{NH3,SUP,out},p_{high})}) \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{Q}_{snk} - \dot{Q}_{SUP} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Die Desorber-Leistung wurde mit den Messwerten der Wärmequelle und Gl. 3-7 berechnet. Korrelationen für Dichte und Enthalpien sind in Gl. 3-3 und Gl. 3-4 gegeben. Die Leistungen der beiden Gaskühler wurden wiederum wegen der höheren Temperaturdifferenz auf Seiten des Kältemittelstroms gemäß Gl. 3-8 und Gl. 3-9 berechnet. Bei der Berechnung der Enthalpien von Ammoniak ist das Druckniveau (p_{low} bzw. p_{mid}) zu beachten.

$$\dot{Q}_{DES} = \dot{V}_{src} * \rho_{(t_{src,DES,out})} * (h_{(t_{src,DES,in})} - h_{(t_{src,DES,out})}) \quad \text{Gl. 3-7}$$

$$\dot{Q}_{AUX,1} = \dot{m}_{nh3} * (h_{(t_{NH3,PSAC,out},p_{low})} - h_{(t_{NH3,AUX,1,out},p_{low})}) \quad \text{Gl. 3-8}$$

$$\dot{Q}_{AUX,2} = \dot{m}_{nh3} * (h_{(t_{NH3,SHX,2,out},p_{mid})} - h_{(t_{NH3,AUX,2,out},p_{mid})}) \quad \text{Gl. 3-9}$$

Die Leistung, die von der Wärmequelle in Summe aufgenommen wurde, ergibt sich aus der Differenz der im Desorber abgeführten und in den Gaskühlern zugeführten Leistung nach Gl. 3-10.

$$\dot{Q}_{src} = \dot{Q}_{DES} - \dot{Q}_{AUX,1} - \dot{Q}_{AUX,2} \quad \text{Gl. 3-10}$$

Die Leistungen der Lösungswärmeübertrager können lediglich anhand kreislaufinterner Bilanzen, im gegebenen Fall der armen Lösung, gemäß Gl. 3-11 und Gl. 3-12 berechnet werden. Die Konzentration der armen Lösung wurde in Abhängigkeit der Temperatur am Austritt der Lösung aus dem Absorber und dem Niederdruckniveau gemäß der verwendeten Gleichung für den Zusammenhang von Druck, Temperatur und Sättigungskonzentration in Anhang A berechnet. Ebenso erfolgte die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität anhand der Zustandsgleichung im Anhang. Um einen mittleren Wert zwischen Ein- und Austritt zu erhalten, wurden, wegen des linearen Einflusses der Temperatur auf die spezifische

Wärmekapazität gemäß Zustandsgleichung, die Werte der spezifischen Wärmekapazität von Ein- und Austritt arithmetisch gemittelt.

$$\dot{Q}_{SHX,1} = \dot{m}_{pso} * \bar{c}_{p,pso,SHX,1} (t_{PSO,SHX,1,out} - t_{PSO,PMP,out}) \quad \text{Gl. 3-11}$$

$$\dot{Q}_{SHX,2} = \dot{m}_{pso} * \bar{c}_{p,pso,SHX,2} * (t_{PSO,SHX,2,out} - t_{PSO,SHX,1,out}) \quad \text{Gl. 3-12}$$

Da die Messwerte des Kältemittelmassenstroms auf Grund nicht nachvollziehbarer Ergebnisse verworfen werden mussten, musste der Ammoniakmassenstrom aus anderen Messwerten rückgerechnet werden. Dies erfolgte anhand der Energie- und Massenbilanz am Desorber gemäß Gl. 3-13 bis Gl. 3-15. Die Konzentration der armen Lösung wurde, wie oben erwähnt, mittels der Zustandsgleichung für gesättigten Zustand der flüssigen Lösung nach dem Desorber berechnet. Die Enthalpien am Ein- und Austritt können anhand der gemessenen Temperaturen und dem gemessenen Niederdruck berechnet werden. Am Eintritt der reichen Lösung in den Desorber liegt die Strömung üblicherweise zweiphasig vor, weshalb hier ebenfalls eine Aufteilung in gesättigte flüssige Lösung und Kältemitteldampf für die Enthalpieberechnung erfolgt. Iterativ muss die Konzentration der reichen Lösung und der Ammoniakmassenstrom berechnet werden, sodass die in Gl. 3-13 angeführte Energiebilanz auf der Lösungsseite mit der Desorberleistung gemäß Gl. 3-7 übereinstimmt und die Massenbilanzen in Gl. 3-14 sowie Gl. 3-15 erfüllt sind.

$$\dot{Q}_{DES} = \dot{m}_{pso} * h_{pso,DES,out} + \dot{m}_{nh3} * h_{nh3,DES,out} - \dot{m}_{rso} * h_{rso,DES,in} \quad \text{Gl. 3-13}$$

$$\dot{m}_{pso} + \dot{m}_{nh3} = \dot{m}_{rso} \quad \text{Gl. 3-14}$$

$$\dot{m}_{rso} * \xi_{rso} = \dot{m}_{pso} * \xi_{pso} + \dot{m}_{ref} \quad \text{Gl. 3-15}$$

Die Leistungen von Kompressoren und Lösungspumpe berechnen sich anhand der per Impulszähler aufsummierten gemessenen Energiemenge und der Umrechnung gemäß Gl. 3-16. Für die Intervallzeit ist die Dauer der Messung des stationären Betriebspunkts in Sekunden einzusetzen und hat in der Regel 600 Sekunden betragen.

$$P_{el} = \frac{E_{el,Intervall}}{time_{Intervall}} * \frac{3600 \text{ s/h}}{1000 \text{ W/kW}} \quad \text{Gl. 3-16}$$

3.4.5 Messunsicherheitsanalyse

Für die gemessenen und berechneten, abgeleiteten Messwerte wurde eine Analyse der Messunsicherheit durchgeführt. Messergebnisse setzen sich ganz allgemein immer aus einem Messwert und einer zugehörigen Messunsicherheit zusammen. Die in diesem Kapitel berechnete Messunsicherheit entspricht der Messunsicherheit der Messung, angegeben als einfache Standardabweichung zum Messwert. Das heißt der Reale Wert liegt zu 68 % innerhalb der angegebenen Toleranz zum Messwert.

Die Abweichung des Messwerts vom realen Wert an der Messstelle entspricht einem zufälligen Fehler, welcher entsprechend der gegebenen maximalen Messgerätabweichung berechnet werden kann. Nicht reproduzierbare, systematische Messabweichungen treten bspw. durch die Messmethode mit Anlagefehlern auf. Dahingehend ist zu unterscheiden, dass es sich in diesem Fall nicht mehr um die Messgenauigkeit des Sensors, sondern um die Temperaturdifferenz vom Sensor zum strömenden Medium im Rohrrinneren mit der aufzunehmenden Temperatur handelt. Weiter unbekannte systematische Abweichungen können Temperaturschichtungen in Rohren, Ablagerungen am Sensor o.Ä. sein. Diese unbekanntes Abweichungen werden in der angegebenen Messunsicherheit nicht berücksichtigt.

Der Ansatz, der für die Berechnung der Messunsicherheit abgeleiteter Messgrößen verwendet wurde ist das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz gemäß Gl. 3-17.

$$u_{(f)} = \sqrt{\left(\frac{\delta f}{\delta x}\right)^2 * u_x^2 + \left(\frac{\delta f}{\delta y}\right)^2 * u_y^2 + \dots} \quad \text{Gl. 3-17}$$

Temperatur, Druck und Volumenstrommessgerät wurden vorab mittels Vergleich mit einem Referenzmessgerät kalibriert. Dazu wurde eine Ausgleichsgerade mit Steigung und Offset für jeden Messaufnehmer hinterlegt. Die Berechnung der Messunsicherheit erfolgt anhand der Toleranzangaben der Messgeräte, welche in den Datenblättern angeführt werden. Die Maximalen Messabweichungen für die unterschiedlichen Messgeräte und Messgerätetypen sind in Tabelle 3-12 angeführt. Die Massenstrommessergeräte weisen zusätzlich einen Offset in Folge Temperatur und Druck bei Betrieb außerhalb der Referenzbedingungen und für den verwendeten 4-20 mA Ausgang aus. Die Maximale Messunsicherheit der Drucktransmitter wurde vorab überschlägig zusammengesetzt aus Genauigkeit, Temperatureinfluss und Langzeit-Drift.

Tabelle 3-12: Maximale Messabweichung der einzelnen Messgeräte gemäß Herstellerangaben (v.M. = vom Messwert, v.E. = vom Endwert)

Messgerät	Max. Messabweichung inkl. Offset
Widerstandsthermometer	±0,2 % v.M. ±0,15 K
Thermoelement	±1,5 K
Drucktransmitter	±1% v.E.
Volumenstrommessgerät	±3 % v.M.
Massenstrommessgerät Kältemittelmassenstrom	±0,2 kg/h (gültig bis 57 kg/h)
Massenstrommessgerät Lösungsmassenstrom	±0,1 % v.M. ±0,1 kg/h
Massenstrommessgerät Lösungsdichte	±20 kg/m ³
Dreh- & Wechselstromzähler	±1 % v.M.

Bei der Berechnung von Stoffdaten für abgeleitete Messgrößen wurde zusätzlich für die Korrelation eine Maximale Vorhersageungenauigkeit von ±0,25 kg/m³ bei der Dichte und ±0,1 kJ/(kg*K) bei der Enthalpiedifferenz von Wasser verwendet. Für die Enthalpiedifferenz von Ammoniak in den Wärmeübertragern wurde eine Maximale Ungenauigkeit von ±5 % der berechneten Differenz angenommen. Für die Konzentration der armen Lösung nach dem Desorber, berechnet in Abhängigkeit von Druck und Temperatur, wurde eine maximale Ungenauigkeit der verwendeten Korrelation von ±0,05 kg_{NH3}/kg_{MIX} verwendet. Die spezifische Wärmekapazität der armen Lösung wird für die gegebene Ein- und Austrittstemperaturen von Wärmeübertrager SHX 1 und SHX 2 jeweils gemittelt und mit einer Vorhersageungenauigkeit von ±5 % angenommen. Für den rückgerechneten Ammoniak-Kältemittelmassenstrom wurde auf Basis der Berechnungsmethode gemäß Kapitel 3.4.4 eine maximale Abweichung von ±10 % angesetzt.

Um die Maximale Messabweichung auf eine einfache Standardabweichung überzuführen, wurde der Toleranzwert gemäß Tabelle 3-12 mittels Gl. 3-18 umgerechnet. Dabei wird die rechteckig angenommene Verteilung der Toleranz mit starren Grenzwerten in eine Normalverteilte Glockenkurve umgeformt, wobei beim ca. 0,58-fachen der Toleranz die einfache Standardabweichung mit 68% der realen Werte innerhalb dieser Grenze angenommen wird.

$$u_{(x)} = \frac{|\text{Max. Messabweichung inkl. Offset}|}{\sqrt{3}} \quad \text{Gl. 3-18}$$

Wendet man nun Gl. 3-17 auf die Berechnung der Desorberleistung gemäß Gl. 3-7 an, ergibt sich Gl. 3-19. Die Messunsicherheiten der einzelnen Werte werden wie zuvor beschrieben berechnet. Als Resultat ergibt sich die einfache Standardabweichung der Messunsicherheit in Folge der maximalen Messabweichung der Messgeräte für die Desorberleistung.

$$u_{Q_{DES}} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_{DES}}{\delta t_{src,DES,in}}\right)^2 * u_{t_{src,DES,in}}^2 + \left(\frac{\delta Q_{DES}}{\delta t_{src,DES,out}}\right)^2 * u_{t_{src,DES,out}}^2 \dots} \quad \text{Gl. 3-19}$$

$$\dots + \left(\frac{\delta Q_{DES}}{\delta \Delta h}\right)^2 * u_{\Delta h}^2 + \left(\frac{\delta Q_{DES}}{\delta \rho}\right)^2 * u_{\rho}^2 + \left(\frac{\delta Q_{DES}}{\delta \dot{V}_{src}}\right)^2 * u_{\dot{V}_{src}}^2$$

Führt man diese Messunsicherheitsberechnung für sämtliche Wärmeübertrager durch ergibt sich zusammengefasst Tabelle 3-13. Die zu Grunde liegenden Gleichungen sind in Kapitel 3.4.4 angeführt. Die Werte entsprechen den durchschnittlichen absoluten sowie prozentualen Messunsicherheiten sämtlicher aufgenommenen stationärer Messwerte (insgesamt 144 Messungen). Auf Grund der geringen Leistung und höherer max. Messabweichung der Thermoelemente sind die Unsicherheiten der Leistung der Lösungswärmeübertrager verhältnismäßig höher als bspw. für die Absorber- und Desorberleistung. Bei den Gaskühlern kommt zusätzlich die hohe Unsicherheit für den berechneten Kältemittelmassenstrom hinzu.

Tabelle 3-13: Durchschnittliche Messunsicherheiten (inkl. Mixmal- und Minimalwerte) wesentlicher abgeleiteter Messwerte

Wert	Mittelwert u_{\emptyset}	% $_{\emptyset}$ vom Messwert	u_{min}	u_{max}	% $_{min}$	% $_{max}$
\dot{Q}_{ABS}	0,34 kW	2,88	0,15	0,43	2,35	4,68
\dot{Q}_{SUP}	0,05 kW	9,53	0,02	0,10	6,85	36,63
\dot{Q}_{sink}	0,34 kW	2,73	0,14	0,42	2,17	4,53
P_{el}	0,02 kW	0,41	0,01	0,03	0,38	0,51
COP_H	0,07	2,76	0,05	0,17	2,21	4,55
\dot{Q}_{DES}	0,31 kW	2,65	0,13	0,38	1,97	4,29
\dot{Q}_{AUX1}	0,03 kW	20,42	0,02	0,04	13,21	66,78
\dot{Q}_{AUX2}	0,05 kW	8,17	0,03	0,07	7,42	10,21
\dot{Q}_{SHX1}	0,24 kW	9,11	0,10	0,66	6,22	21,77
\dot{Q}_{SHX2}	0,18 kW	33,20	0,10	0,41	11,00	146,61

Messunsicherheiten für einzelne Messwerte sind in exemplarisch in Kapitel 5.2.1 angeführt. Maximalwerte der Messunsicherheit in Prozent vom Messwert treten vor allem bei niedrigen Leistungen an den Wärmeübertragern auf (z.B. AUX 1, SHX 2).

3.5 Regelung

Hinsichtlich der Regelung der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe gibt es auf Grund der freien Wahl der Druckniveaus einen wesentlichen zusätzlichen Freiheitsgrad im Vergleich zu konventionellen Kompressionswärmepumpen. Andererseits kann der höhere Regelaufwand mit Einstellung des optimalen Lösungsmassenstroms und der optimalen Ammoniak-Füllmenge im System erhebliche Auswirkungen haben. Um die ablaufenden Vorgänge bei Betriebspunktänderung oder bei unterschiedlichen Systemeinstellungen zu verdeutlichen sollen im Folgenden mehrere Anwendungsbeispiele beschrieben werden.

In Abbildung 3-19 ist der Lösungskreislauf schematisch im Lösungsfeld eingezeichnet. Die Verläufe bei Druckänderung werden dabei idealisiert entlang der Sättigungskonzentrationen von armer und reicher Lösung angenommen. Die Konzentration der armen Lösung wird durch den Austrittszustand aus dem Desorber bestimmt und die Konzentration der reichen Lösung aus Druck und Temperatur am Austritt aus dem Absorber (unter Vernachlässigung der Absorberunterkühlung). Im Diagramm kann für die Absorption und Desorption der auftretende Temperaturgleit bei gleichzeitiger Konzentrationsänderung durch die horizontalen Verläufe veranschaulicht werden.

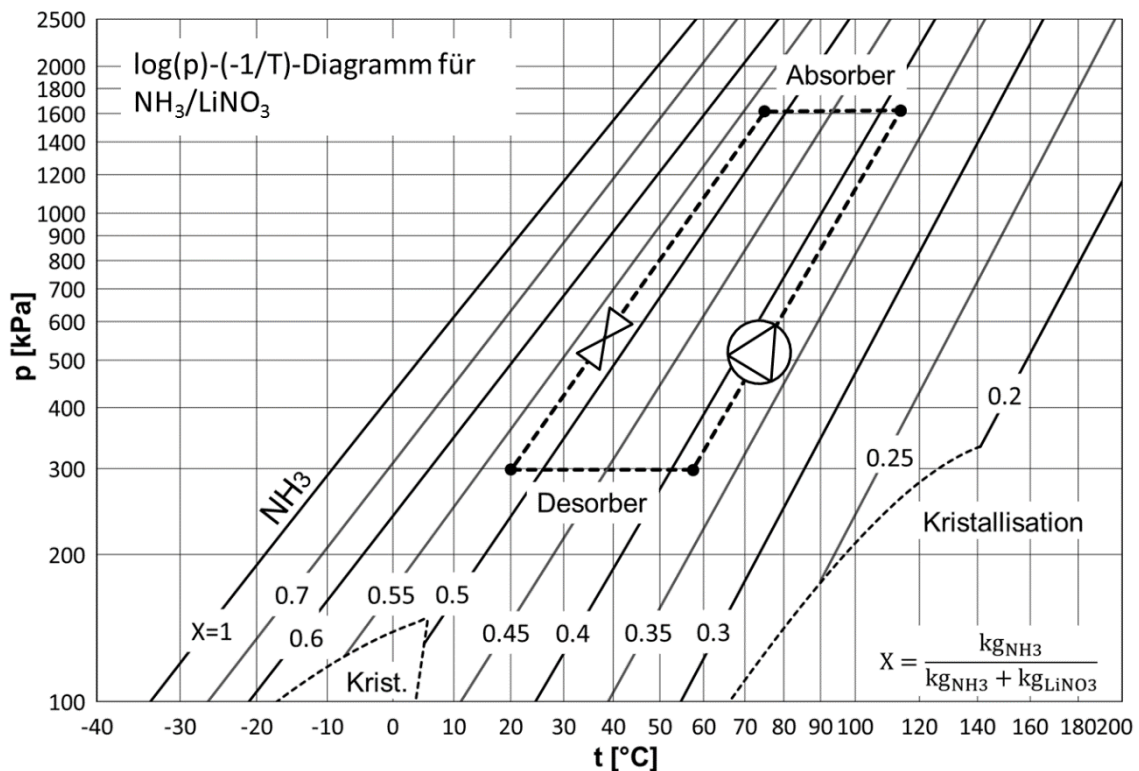
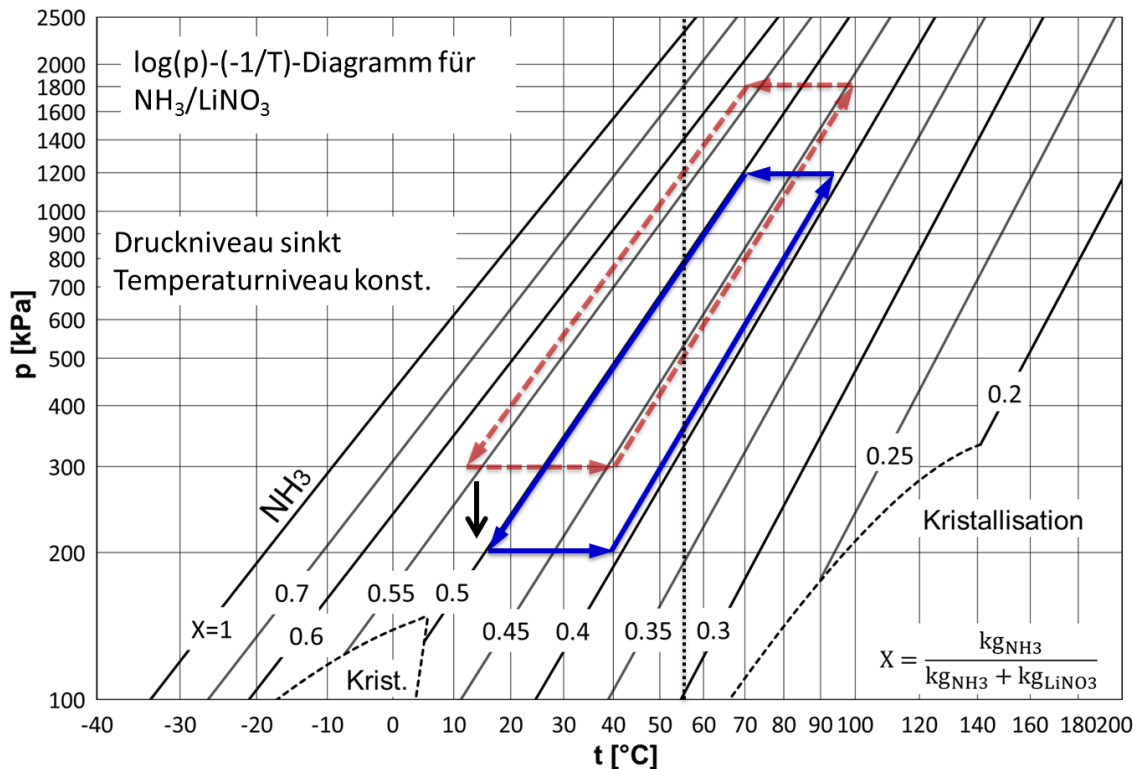


Abbildung 3-19: Lösungskreislauf im log(p)-(-1/T)-Diagramm

Da im realen Kreislauf in der Lösungsdrösel immer auch ein Teil Ammoniak verdampft, liegt der Eintrittszustand in den Desorber nicht bei der Konzentration der reichen Lösung sondern im Diagramm rechts davon. Für den realen Eintrittszustand in den Absorber, wo bereits ein Teil des Ammoniakmassenstroms absorbiert und die Lösung aufgewärmt wurde, ergibt sich eine höhere Konzentration als die der armen Lösung. Durch die internen Lösungswärmeübertrager wird versucht die Lösung schon vorab zu erhitzen, um höhere Absorbereintrittstemperaturen und in weiterer Folge eine höhere Wärmesenkenleistung zu erreichen (im hier gezeigten schematischen Kreislauf nicht dargestellt).

In Abbildung 3-20 ist dargestellt, was bei Änderung des Niveaus von Hoch- und Niederdruck bei gleichzeitig gleichbleibendem Druckverhältnis und gleichbleibenden Temperaturniveaus (gepunktete Linie) passiert. Das Niederdruckniveau sinkt von 3 bar (roter Kreislauf, strichliert)

auf 2 bar (blauer Kreislauf, durchgezogen) und entsprechend sinkt die Dichte des Kältemitteldampfs. Bei gleichbleibender Kompressordrehzahl sinkt der Kältemittelmassenstrom um rund ein Drittel und im gleichen Ausmaß auch die Leistung in den Wärmeübertragern. Der spezifische Lösungsumlauf (siehe Gl. 2-17) bleibt annähernd gleich, weshalb der Lösungsmassenstrom gesenkt werden muss. Da die Konzentrationen von reicher und armer Lösung sinken, muss Ammoniak aus dem Lösungskreislauf abgeführt werden, andernfalls würden bei gesenktem Niederdruck der Hochdruck und das Druckverhältnis erheblich steigen.



Diese Änderung des Druckniveaus ermöglicht eine Leistungsregelung im Betrieb. Stellglieder sind dabei die regelbare Lösungsdruck, die Lösungspumpe und die Ammoniak-Füllmenge im System. Grenzen treten bei Umgebungsdruck im Niederdruckteil, wenn Unterdruck zu Atmosphäre ausgeschlossen werden soll, und maximalem Betriebsdruck der Komponenten im Hochdruckteil der Anlage auf.

Abbildung 3-21 zeigt, ausgehend vom gleichen Grund-Betriebszustand (rot, strichliert), die Änderung des Temperaturniveaus bei gleichbleibenden Druckniveaus von Hoch- und Niederdruck (blau, durchgezogen). Dies kann beispielsweise gewünscht sein, wenn die Prozesstemperaturen steigen, gleichzeitig die Leistung konstant bleiben soll oder die Druckniveaus innerhalb der Betriebsgrenzen festgesetzt wurden. Hinsichtlich der Leistung ergibt sich lediglich ein geringfügiger Einfluss auf die Sauggas-Dichte des Kältemitteldampfs in Folge der leicht erhöhten Sauggastemperatur. Die Konzentrationen von armer und reicher Lösung sinken erheblich. Gleichzeitig besteht allerdings die Notwendigkeit, Ammoniak bei steigendem Temperaturniveau abzuführen, um das Druckverhältnis nicht zu erhöhen. Dieser Zusammenhang ermöglicht auch die Nutzung des Wärmepumpenkreislaufs für die Hochtemperaturanwendung, bei gleichzeitig moderaten Drücken.

Als Stellglieder dienen wiederum die Lösungsdruck, die Lösungspumpe und die Ammoniak-Füllmenge. Die Lösungspumpe muss auf Grund der unterschiedlichen Entgasungsbreite bei verändertem Temperaturniveau an die Betriebsbedingungen anpassen. Die Lösungsdruck sorgt für einen konstanten Niederdruck.

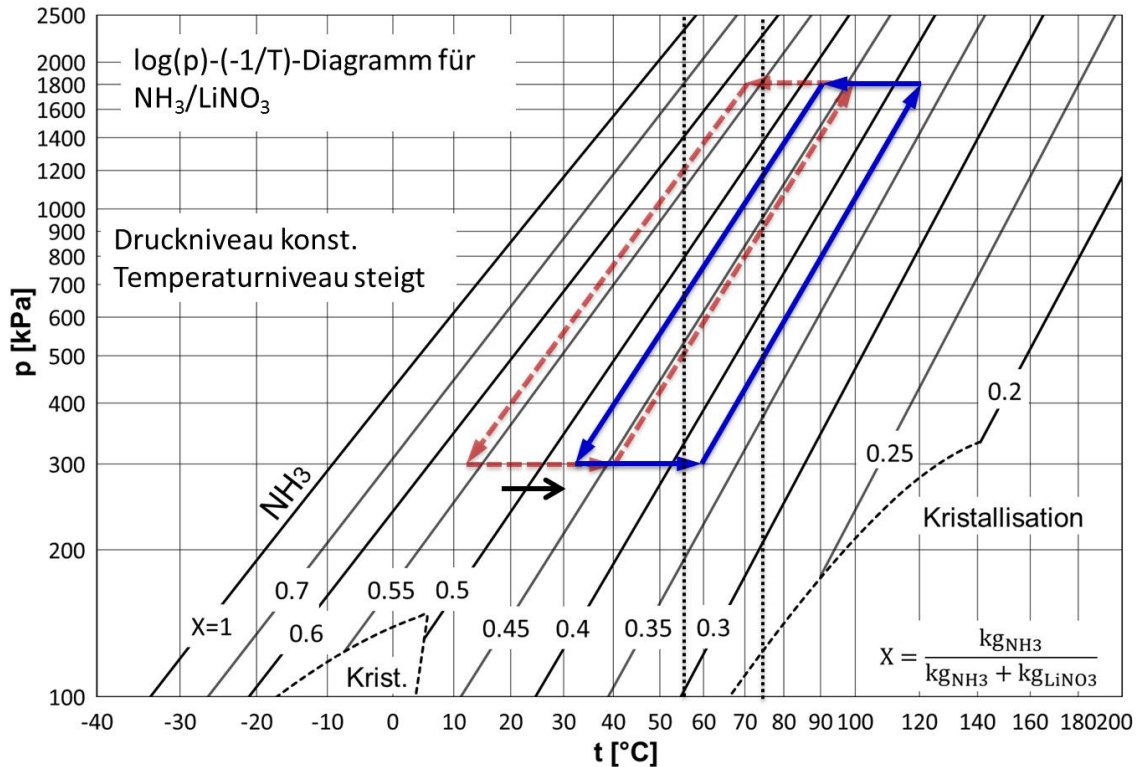


Abbildung 3-21: Änderung Temperaturniveau im log(p)-(-1/T)-Diagramm

In Abbildung 3-22 wird dargestellt, wie sich eine Änderung der Ammoniak-Füllmenge im System bei gleichbleibendem Niederdruck- und Temperaturniveau auswirkt. Ausgehend von hoher Füllmenge (rot, strichliert) wird Ammoniak entnommen und das Hochdruckniveau sinkt (blau, durchgezogen).

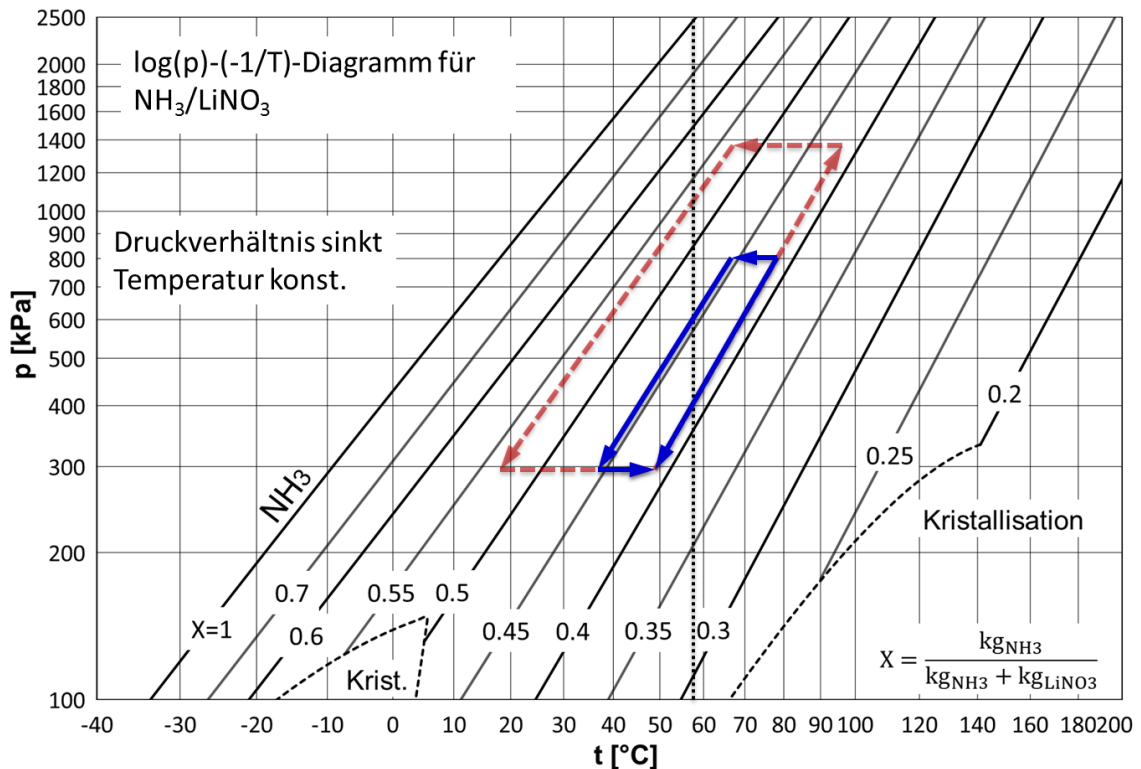


Abbildung 3-22: Änderung Ammoniak-Füllmenge im log(p)-(-1/T)-Diagramm

Die Konzentration der armen Lösung nach dem Desorber verändert sich bei gleichbleibendem Druck und konstanter Temperatur nicht. Ebenso werden der Kältemittelmassenstrom und die Leistung in den Wärmeübertragern nur geringfügige Änderungen aufweisen. Der Hochdruck wiederum muss analog zur Ammoniak-Füllmenge im System sinken und die Konzentration der reichen Lösung stellt sich gemäß der Massenbilanz ein. Entsprechend sinkt das Druckverhältnis und die erreichten Temperaturgleits während der Absorption und Desorption sinken, da eine geringere Entgasungsbreite auftritt. Der Lösungsmassenstrom sinkt, um den spezifischen Lösungsumlauf an die geringe Entgasungsbreite anzupassen.

Die Änderung der Ammoniak-Füllmenge kann somit zur Anpassung des Temperaturgleits während der Absorption und Desorption an die gewünschte Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke dienen. Gleichzeitig sinkt die erreichbare Wärmesenken-Austrittstemperatur allerdings erheblich (vgl. Abbildung 3-22). Die elektrische Leistungsaufnahme bei gleichem Kältemittelmassenstrom nimmt auf Grund des geringeren Druckverhältnisses ab.

Sollte trotz geringer benötigter Temperaturspreizung im Absorber und Desorber eine hohe Wärmesenken-Austrittstemperatur erreicht werden (im Vergleich zu Wärmequellen-Eintrittstemperatur) kann Abbildung 3-23 als Anhaltspunkt dienen. Ausgehend von einem Grund-Betriebszustand (rot, strichliert) wird die Wärmesenken-Eintrittstemperatur erhöht, bei gleichbleibendem Druckverhältnis und Niederdruckniveau. Wenn die Wärmequellen-Eintrittstemperatur konstant bleibt, resultiert eine Temperaturdifferenz zwischen Quellen- und Senken-Eintritt.

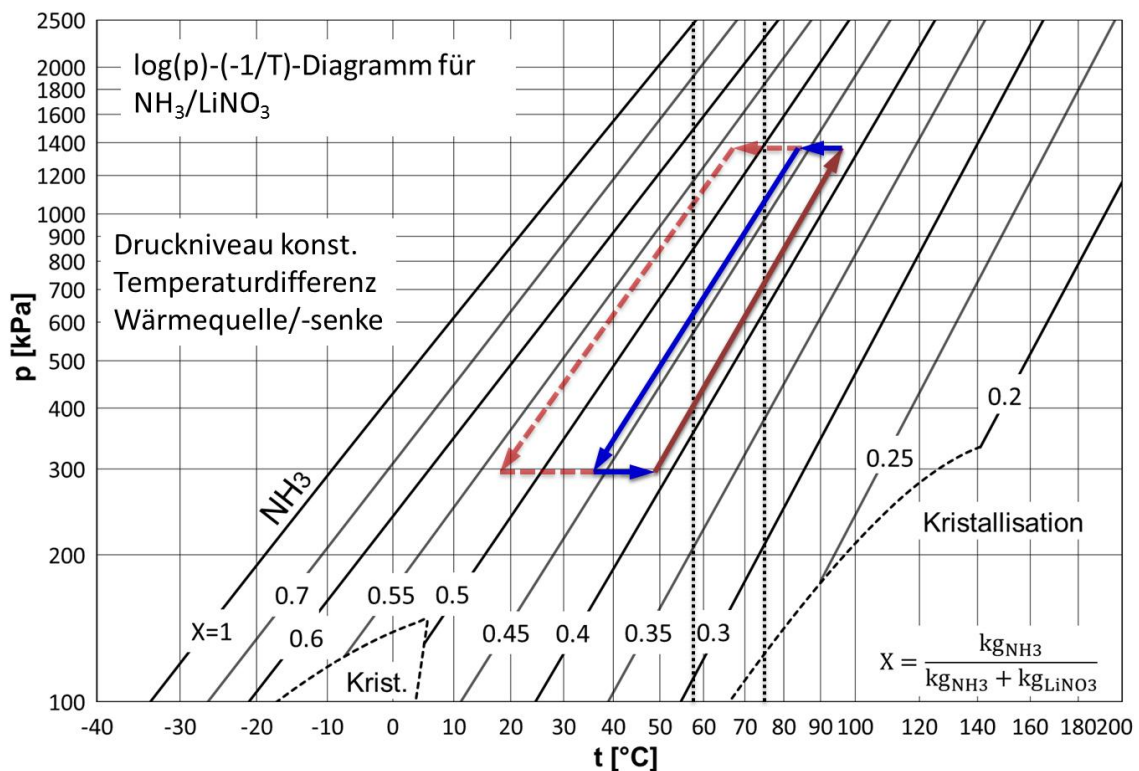


Abbildung 3-23: Auswirkung Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellen und Wärmesenken-Eintritt im $\log(p)$ - $(-1/T)$ -Diagramm

Die Temperaturerhöhung der Wärmesenken-Eintrittstemperatur bewirkt, dass die erreichte reiche Lösung am Austritt aus dem Absorber eine geringere Konzentration aufweist. Entsprechend wird die Entgasungsbreite geringer, der spezifische Lösungsumlauf steigt und der Temperaturgleit während der Absorption und Desorption, und damit auch von Wärmequelle und Wärmesenke, sinken. Da das Niederdruckniveau und die Wärmequellentemperatur konstant gehalten werden, ändern sich der Kältemittelmassenstrom und die

Kompressorleistung nur geringfügig. Die Ammoniak-Füllmenge muss allerdings an die neue Konzentration der reichen Lösung angepasst werden.

Ausgeführt wurden nun die notwendigen Regelglieder an der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe durch eine manuelle Zu- und Abfuhr von Ammoniak aus dem Kreislauf mittels eines Reservoirs, durch eine Regelung des Querschnitts bzw. des Durchflusses durch die Lösungsdrössel und durch eine Regelung der Lösungspumpendrehzahl und des daraus resultierenden spezifischen Lösungsumlaufs. Sämtliche Regelungen wurden in LabView implementiert und können in der Bedienoberfläche eingestellt werden.

In Abbildung 3-24 wird das Kreislaufdesign um die manuelle Zu- und Abfuhr von Ammoniak erweitert. Das Reservoir wurde durch eine Gasflasche realisiert, die einerseits mit dem Hochdruckteil des Kältemittelkreislaufs der Anlage über eine Leitung verbunden ist, andererseits mit dem Niederdruckteil durch eine Leitung zum Niederdruck-Sammelbehälter (PSAC). Die Leitung vom Hochdruckteil ist am Pufferbehälter nach der Ölabscheidung angebracht (vgl. Abbildung 3-3). Die Entnahme bzw. Zufuhr von Ammoniak erfolgte durch Nadelventile, die in beiden Leitungen vorgesehen wurden. Die Gasflasche diente als Kondensations- bzw. Verdampfungsbehälter, in dem Ammoniak mit ca. 8 bar (Sättigungsdruck bei Umgebungstemperatur) vorliegt. Bei größeren Änderungen der Füllmengen musste die Gasflasche während der Ammoniakabfuhr aus dem Kreislauf gekühlt bzw. während der Ammoniakzufuhr beheizt werden.

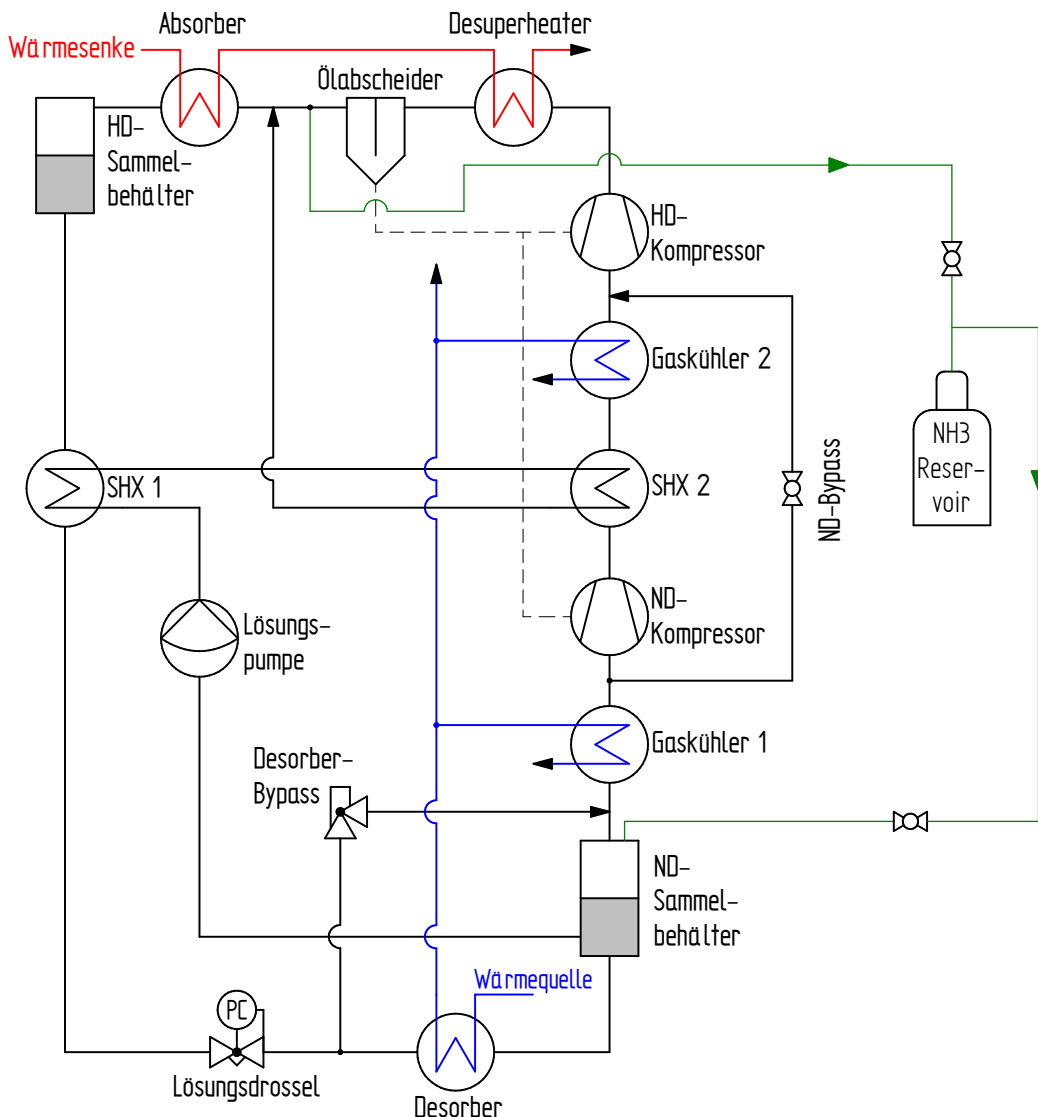


Abbildung 3-24: Kreislaufdesign mit Zu- und Abfuhranschluss für Ammoniak

Eine Zufuhr von Ammoniak ist vor allem dann notwendig, wenn bei fixiertem Niederdruckniveau das Druckverhältnis bzw. das Hochdruckniveau erhöht werden soll. Eine Abfuhr wiederum ist notwendig, wenn das Hochdruckniveau oder das Druckverhältnis einen Grenzwert überschreiten. Unterschiedliche Anwendungsfälle für die Änderung der Füllmenge sind in den Beispielen von Abbildung 3-20 bis Abbildung 3-23 vorgestellt.

Die Regelung der Lösungsdrossel erfolgt durch eine Pulsweitenmodulation und dem daraus resultierenden Lösungsmassenstrom. In Abbildung 3-25 ist der Regelkreis der Niederdruckregelung dargestellt. Die Führungsgröße (Niederdruck) wird in der Bedienoberfläche in LabView vorgegeben. Als Vergleichswert dient der Messwert des Niederdruckniveaus. Die Stellgröße ist die Dauer der Öffnungszeit der pulsweitengesteuerten Lösungsdrossel. Je nach Betriebspunkt kann die Drossel zwischen 20% und 100% der Periodendauer geöffnet werden. Der Lösungsmassenstrom ergibt sich aus Öffnungszeit und Druckverhältnis.

Das Gleichgewicht wird dann erreicht, wenn exakt jene Menge Lösung in den Desorber gelangt, dort teilweise Kältemitteldampf ausgetrieben wird und der Kältemitteldampf anschließend durch den Niederdruckkompressor angesaugt wird, sodass ein Massengleichgewicht bei Sollwert im Niederdruck-Sammelbehälter erreicht wird. Bei geringerem Durchfluss durch die Drossel sinkt das Niederdruckniveau, mehr Kältemittel wird im Desorber ausgetrieben und der Volumenstrom in den Niederdruckkompressor steigt. Bei höherem Durchfluss durch die Drossel steigt das Druckniveau.

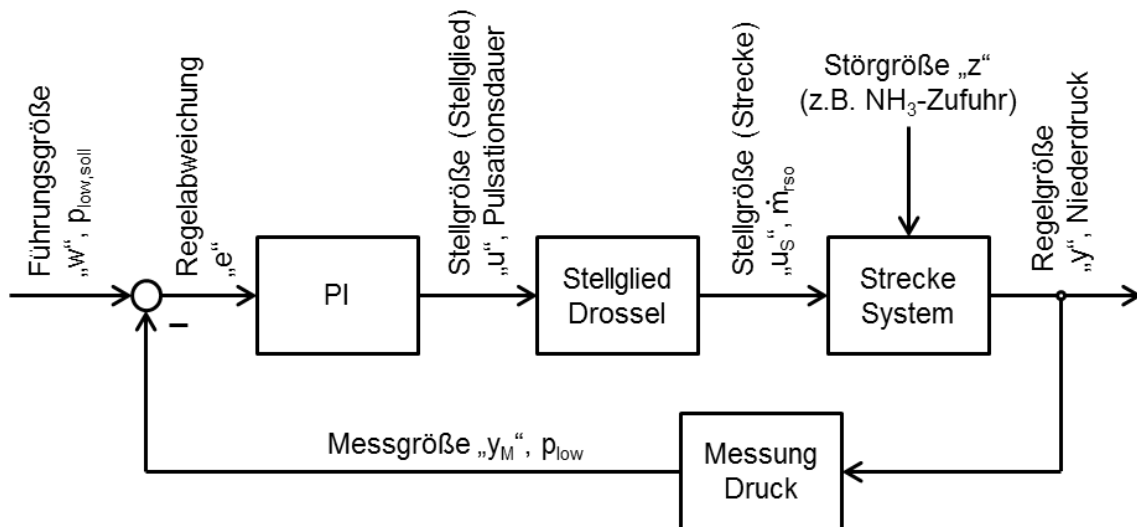


Abbildung 3-25: Regelkreis Niederdruckregelung

Die Regelung des Lösungsmassenstroms erfolgt durch die Drehzahl der Lösungspumpe. Diese kann in einem breiten Frequenzbereich mit einem Massenstrom von ca. 50 bis 500 kg/h betrieben werden. In Abbildung 3-26 ist der Regelkreis dargestellt. Als wesentliche Führungs- und Regelgröße wird für die Lösungsmassenstrom-Regelung der Füllstand im Hochdrucksammelbehälter verwendet. Bei konstantem Füllstand entspricht dies einem flüssigen Austrittszustand der reichen Lösung aus dem Absorber.

Liegt der Füllstand im Behälter unter dem eingestellten Sollwert wird über den PI-Regler das Steuersignal des Frequenzumrichters bzw. die Lösungspumpendrehzahl sukzessive erhöht. Um ein stabiles Gleichgewicht zu erreichen, muss die im Absorber zugeführte Menge Lösung bei den gegebenen Betriebsbedingungen exakt die zugeführte Menge Ammoniak absorbieren. Bei unvollständiger Absorption sinkt der Füllstand im Sammelbehälter, bei zu hohem Lösungsmassenstrom wird der Ammoniak-Gaspolster im Sammelbehälter zusätzlich absorbiert und der Füllstand steigt. Indirekt ergibt sich daraus auch eine Änderung des Hoch- und

Niederdruckniveaus, da der Kältemittelmassenstrom ohne Rücksicht auf die vollständige Absorption zugeführt wird.

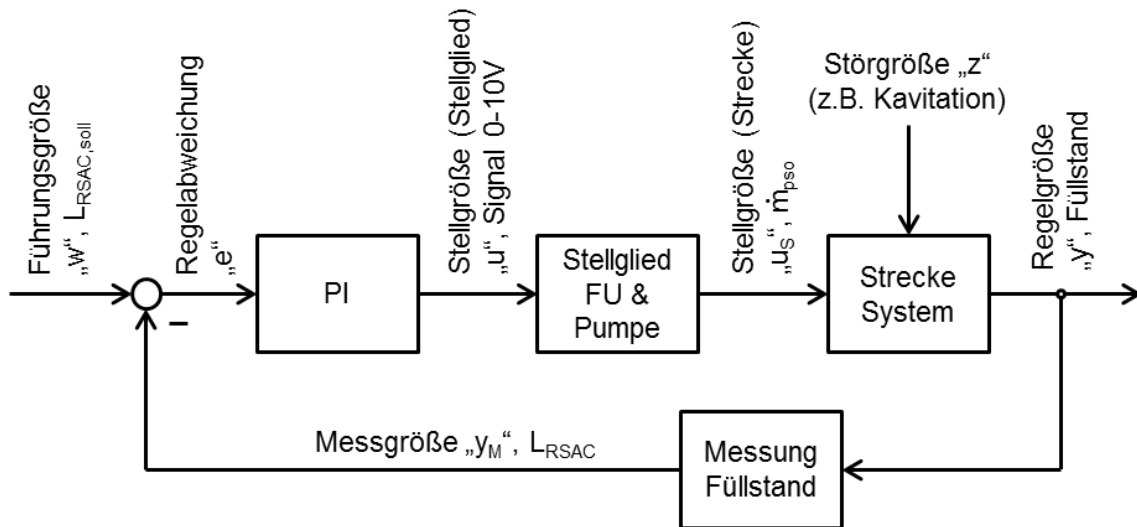


Abbildung 3-26: Regelkreis Lösungsmassenstrom

Gesamt ergibt sich somit ein Zusammenspiel aus Lösungsmassenstrom, Menge an Ammoniak im System und Öffnungszeit der Lösungsdrossel, die sich gegenseitig beeinflussen und das Gleichgewicht am Absorberaustritt bestimmen.

Weitere Regelgrößen sind die Frequenzen der beiden Kompressoren. Während im zweistufigen Betrieb die Drehzahl des Niederdruckkompressors in der Bedienoberfläche festgelegt wird, wird die Frequenz des Hochdruckkompressors derart berechnet werden, so dass sich gleiche Druckverhältnisse für beide Kompressoren ergeben. Aus dem grundlegenden Zusammenhang gemäß der idealen Gasgleichung bei gleicher Gastemperatur in Gl. 3-20 (Zustände am Eintritt in die Kompressoren) ergibt sich bei annähernd gleichem Druckverhältnis, unter Voraussetzung eines gleichen Liefergrads, die Drehzahl des Hochdruckkompressors gemäß Gl. 3-21.

$$(p * \dot{V})_{LPC,in} \approx (p * \dot{V})_{HPC,in} \quad \text{Gl. 3-20}$$

$$n_{HP} = \sqrt{\frac{p_{LP,mess}}{p_{HP,mess}} * \frac{V_{LP}}{V_{HP}}} * n_{LP} \quad \text{Gl. 3-21}$$

Mittels Feineinstellung besteht die Möglichkeit in der Bedienoberfläche die Drehzahl des Hochdruckkompressors nachträglich zu justieren. Für den einstufigen Betrieb kann die Drehzahl des Hochdruckkompressors wiederum in der Bedienoberfläche eingestellt werden. Die Drehzahl hat direkten Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom und die Leistungen, weshalb eine Leistungsregelung auch über die Drehzahlregelung erfolgen kann.

Die Regelung der Eintrittstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke erfolgt über die in Kapitel 3.3 vorgestellte Hydraulik und der Volumenstrom wird händisch über die eingebauten Strangreduzierventile eingestellt. Die Beimischregelung wurde genauso wie die Kreislaufregelung in LabView implementiert, die gewünschten Eintrittstemperaturen können in der Bedienoberfläche eingestellt werden. Im Betrieb wurde des Öfteren die Temperaturspreizung von Wärmesenke und Wärmequelle an den Temperaturleit der Lösung im Absorber und Desorber angepasst. Da die Absorbereintrittstemperatur der Lösung nicht gemessen werden konnte, wurde der Temperaturleit der Lösung im Desorber für die Anpassung beider Volumenströme verwendet.

3.6 Inbetriebnahme

Im Folgenden werden Betriebserfahrungen und erste Auswertungen im Rahmen der Inbetriebnahme und darüber hinaus beschrieben

3.6.1 Befüllung

Die Befüllung erfolgte mit flüssigem $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ -Gemisch mit einer Konzentration von ca. 45 Gew.% Ammoniak. Das Gemisch wurde vorab in einem Druckbehälter hergestellt. In Abbildung 3-27 ist der zeitliche Verlauf der Absorption von gasförmigem Ammoniak im ursprünglich salzförmigen Lithiumnitrat dargestellt. Ausgangspunkt waren ca. 15 kg Lithiumnitrat, welches die entsprechende Menge Ammoniak absorbiert. Der Behälter wurde dabei kontinuierlich durch eine Kühlwasserspirale mit ca. 5°C kaltem Wasser gekühlt. Die Abbildung links zeigt das noch salzförmige Lithiumnitrat (im Hintergrund). Sukzessive wird Ammoniak absorbiert und es bildet sich eine gallertartige Masse, im Bild in der Mitte dargestellt. Diese nimmt auf Grund der äußeren gesättigten Lösung das zuströmende Ammoniak nur sehr langsam auf. Der Behälter wurde deshalb mehrfach umgedreht und die Lösung damit umgeschichtet. Mit der Bildung einer zähflüssigen Masse wurde der Behälter als Blasenabsorber mit gasförmiger Zufuhr von Ammoniak von unten verwendet. Nach ca. 2-3 Tagen wurde der vollkommen flüssige Zustand im rechten Bild erreicht.



Abbildung 3-27: Unterschiedliche Stufen der Lösung von Ammoniak in Lithiumnitrat (Erkinger, 2014)

Die Zufuhr in den Kreislauf erfolgte über den Befüllstutzen am Niederdrucksammelbehälter PSAC, durch die Lösungspumpe wurde die Lösung in den Hochdruckteil gepumpt. Bevor die Füllung mit flüssiger Lösung erfolgte, wurde der Kreislauf mit Ammoniak auf ca. 2 bar vorgefüllt. Der Füllbehälter wurde während der Füllung entsprechend mit noch höherem Druck durch eine NH_3 -Gasflasche beaufschlagt, sodass die Lösung in den Kreislauf gedrückt wurde.

3.6.2 Erste Betriebserfahrungen

Die ursprünglich eingebaute Lösungs-drossel war für einen Kältemittelmassenstrom von ca. 400 kg/h ausgelegt. Schon nach den ersten Messungen zeigte sich, wie in Kapitel 3.2.6 beschrieben, dass die tatsächliche maximale Durchflussmenge bei Nennbedingung circa die Hälfte betrug. Es wurde eine zweite, etwas größere Lösungs-drossel eingebaut, um auch Betriebsbedingungen mit hohen Lösungsumläufen durchzuführen.

Das Funktionsmuster wurde im Rahmen der Inbetriebnahme einstufig betrieben. Schon nach wenigen Betriebsstunden zeigte sich eine Verunreinigung des Kompressoröls im Ölsumpf des Hochdruckkompressors. Die Verunreinigung kann potentiell über den Weg des zugeführten Öls aus dem Ölsammler oder über den Sauggas-Kältemittelmassenstrom erfolgen. Wie sich im Rahmen der späteren Messungen und einer Ölanalyse herausstellte, handelt es sich bei der Verunreinigung um Lithiumnitrat, gemeinsam mit einer großen Anzahl weiterer Komponenten. Da Verunreinigungen im Filter auf der Saugseite des Niederdruckkompressors gefunden wurden, ist davon auszugehen, dass die Verunreinigung über den Kältemittelmassenstrom zugeführt wird. Abbildung 3-28 zeigt einen optischen Vergleich des bis dahin nicht verunreinigten Öls im Niederdruckkompressor (LPC) mit dem verunreinigten Öl im

Hochdruckkompressor (HPC). Im Rahmen der Messungen konnten die Verunreinigungen nicht behoben werden, weshalb der Betrieb fortgesetzt wurde. Der Zustand des Kompressoröls im Hochdruckkompressor verbesserte sich im Laufe der nachfolgenden Betriebsstunden mit zweistufiger Kompression. Letztendlich führte die Ansammlung von Lithiumnitrat im Ölsumpf des Niederdruckkompressors zu den in Kapitel 3.7 beschriebenen Kompressorschäden.

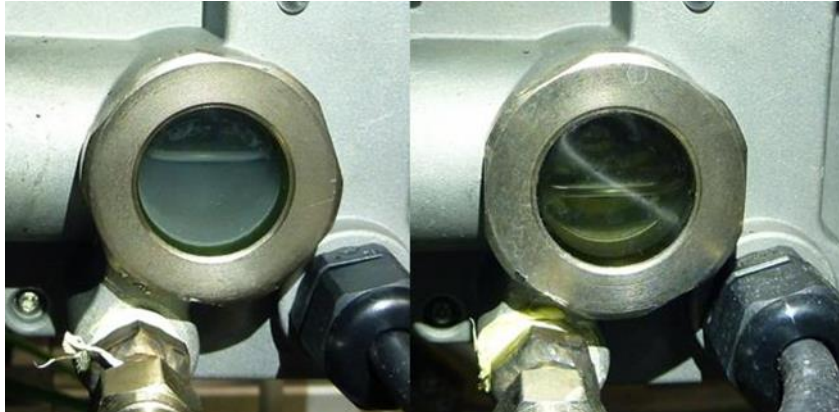


Abbildung 3-28: Zustand und Verunreinigung Kompressoröl im Ölsumpf, HPC (links), LPC (rechts) (Erking, 2014)

Kavitation konnte vor oder in der Lösungspumpe festgestellt werden. Da die arme Lösung nach dem Niederdrucksammelbehälter annähernd gesättigt vorliegt und nur eine geringe Unterkühlung durch die ungedämmte Zuleitung zur Lösungspumpe gegeben ist neigt die Strömung in der Zuleitung zu spontaner Gasblasenbildung und Strömungsabriss. Dies konnte anhand des Abfalls des Lösungsmassenstroms festgestellt werden (vgl. Abbildung 3-29). Vor allem bei einem Massenstrom von ca. 200 kg/h traten Kavitationserscheinungen mit einer Dauer von einigen Sekunden auf. Dies deutet auf spezifische Einflüsse von Strömungsgeschwindigkeit der Lösung oder Drehzahl der Lösungspumpe hin. Des Weiteren war bei Senkung des Niederdruckniveaus im Betrieb erhöhte Kavitationsgefahr gegeben. Wie bereits in Kapitel 3.2.3 beschreiben könnte eine kavitationsunempfindliche Vordruckpumpe derartige Einbrüche des Lösungsmassenstroms verhindern. Im stationären Betrieb kamen Kavitationserscheinungen selten vor und es wurde darauf geachtet, dass während des Intervalls der Messung eines Messpunkts keine Kavitation auftrat.

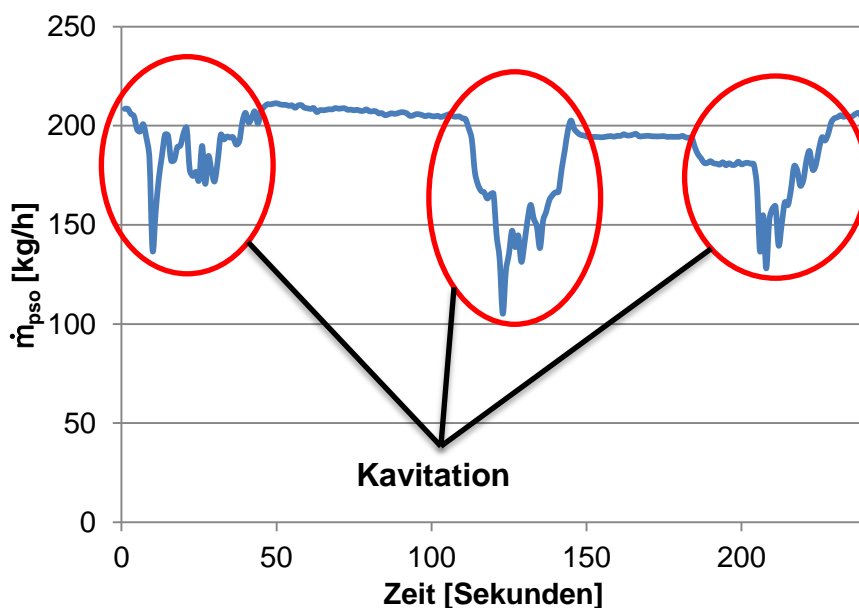


Abbildung 3-29: Zeitverlauf Lösungsmassenstrom mit Kavitation (vgl. Leibetseder, 2014)

3.6.3 Fehlerhafte Messungen im Betrieb

Probleme mit einzelnen Messgeräten oder Messmethoden wurden nach Vergleich der erwarteten Werte mit den Messwerten festgestellt.

a) Kältemittelmassenstrom

Am problematischsten war die fehlerhafte Messung des Kältemittelmassenstroms. Im Verlauf der Betriebsstunden wurde sukzessive ein geringerer Kältemittelmassenstrom gemessen. Der Abfall deutet unter Umständen auf eine zunehmende Ablagerung und damit Fehlmessung im Inneren des Rohres hin. Da der Kältemittelmassenstrom eine wesentliche Größe für die Bewertung einzelner Komponenten (z.B. Kompressoren, Absorber) darstellt, musste dieser anhand der in 3.4.4 vorgestellten Rückrechnung auf das ausgetriebene Kältemittel über die Desorberleistung berechnet werden. In den Messergebnissen wurde der ursprüngliche Messwert durch den berechneten Wert ersetzt, da Leistungen und Kennzahlen in Abhängigkeit des Kältemittelmassenstroms berechnet werden.

b) Dichte arme Lösung

Die mittels Massenströmmessgerät gemessene Lösungsdichte zeigte eine Abweichung zu den Erwartungswerten gemäß den Zustandsgleichungen von Ammoniak/Lithiumnitrat in Anhang A. Für die Berechnung der Konzentration wurde am Austritt aus dem Desorber gesättigte Lösung angenommen. Nach mehrmaliger Kontrolle wurde eine Fehleinstellung in der internen Kalibrierenebene des Messgeräts festgestellt, welche nicht geändert werden konnte. Da keine Aussage über das Ausmaß der Abweichung getroffen werden kann, mussten die Werte nachträglich mit den Erwartungswerten verglichen werden. Abbildung 3-30 zeigt den linearen Zusammenhang.

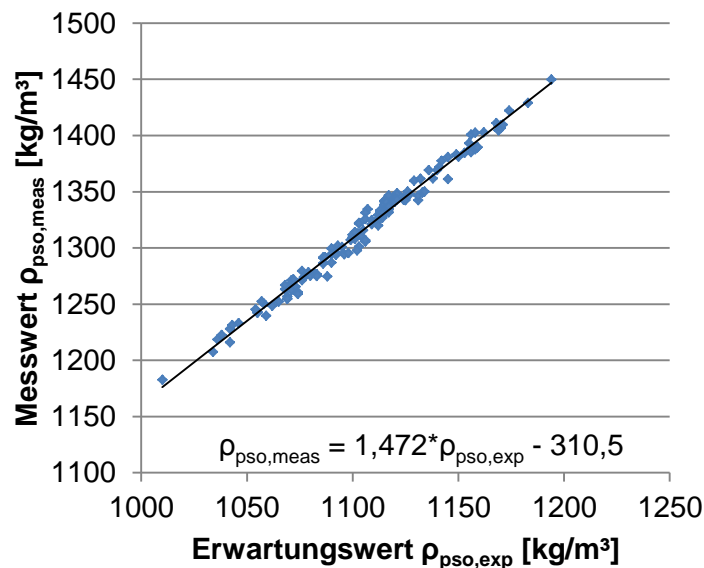


Abbildung 3-30: Vergleich Messwert und Erwartungswert Lösungsdichte

c) Absorberaustrittstemperatur Wärmesenke

Die Absorberaustrittstemperatur der Wärmesenke konnte, wie bereits in Kapitel 3.4.2 beschrieben, wegen vermuteter Temperaturschichtungen im Rohr nach dem Absorber nicht für die Auswertung herangezogen werden. Sofern benötigt, wurde die korrigierte Temperatur anhand der gemessenen Absorberleistung gemäß Gl. 3-6 sowie Volumenstrom und Eintrittstemperatur der Senke in den Absorber berechnet, analog zu Gl. 3-2.

d) Temperaturmessung Anlegefühler

Am Lösungs- und Kältemittelkreislauf erfolgte die Temperaturmessung mittels Anlegefühler. Vergleiche und Auswertung der Grädigkeit an Wärmeübertragern (Gaskühler, Desuperheater)

zeigten, dass vor allem am Kältemittelkreislauf die gemessenen Werte deutlich unter den zu erwartenden Temperaturen liegen. Dies kann in erheblichem Maß auf die Messmethode rückgeführt werden. Die Temperatur sinkt kontinuierlich vom Rohrinernen zur Außenseite der Dämmung. Mit dem Anlegefühler wird immer nur im besten Fall die Temperatur an der Rohraußenwand gemessen. Wird eine positive Grädigkeit in den Wärmeübertragung vorausgesetzt, ergibt sich z.B. bei der Messung der Desuperheater-Austrittstemperatur des Kältemittels (verglichen mit der korrigierten Absorberaustrittstemperatur der Wärmesenke) ein theoretischer Temperaturunterschied von bis zu 2 K. In Abbildung 3-31 ist der exemplarische Temperaturverlauf im Lösungswärmeübertrager SHX 2 gezeigt. Die Unterschreitung der Eintrittstemperatur der Lösung durch die Kältemittel-Austrittstemperatur ist im Rahmen der Wärmeübertragung nicht möglich und nur auf die ungenaue Messanordnung mit Anlegefühlern zurückzuführen. Dies wurde jedenfalls bei der Auswertung der gemessenen Temperaturwerte berücksichtigt.

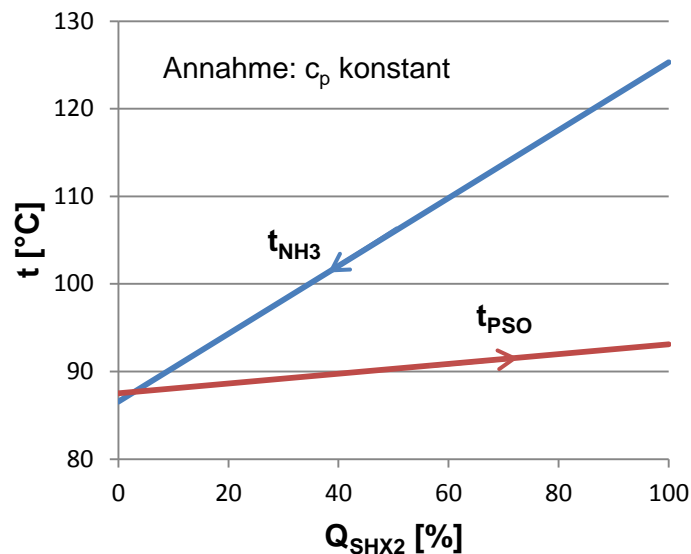


Abbildung 3-31: Q-t-Diagramm, skizziert gemäß den gemessenen Temperaturen am Ein- und Austritt von Kältemittel und Lösung (Anlegefühler) des Lösungswärmeübertrager SHX 2 (Leibetseder, 2014)

3.7 Kompressorschaden Niederdruckkompressor

Im Rahmen der Messungen kam es zu zwei aufeinanderfolgenden Kompressorschäden am Niederdruckkompressor nach ca. 200 und ca. 100 Betriebsstunden. Die Ursache hierfür ist gemäß der Interpretation der Schadensanalyse eine Verunreinigung des Kompressoröls mit Ammoniak/Lithiumnitrat-Lösung. In Abbildung 3-32 ist auf der linken Seite ein Foto des Sauggasfilters in der Zuleitung des Niederdruckkompressors gezeigt. Da an dieser Stelle Verunreinigungen feststellbar sind, ist davon auszugehen, dass diese über das zuströmende Ammoniak nach dem PSAC-Behälter in den Kompressor gelangten, trotz eines Netzes im oberen Teil des Behälters, der für eine sichere Phasentrennung zusätzlich auch mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten in der Abführung der Gasphase konzipiert wurde. Trotzdem dürften feine Lösungströpfchen mitgerissen und im Niederdruckkompressor abgeschieden worden sein. Abbildung 3-32 rechts zeigt die Zylinderwand, an der sich das Salz sichtlich abgelagert und ein erhöhter Abrieb auftrat.

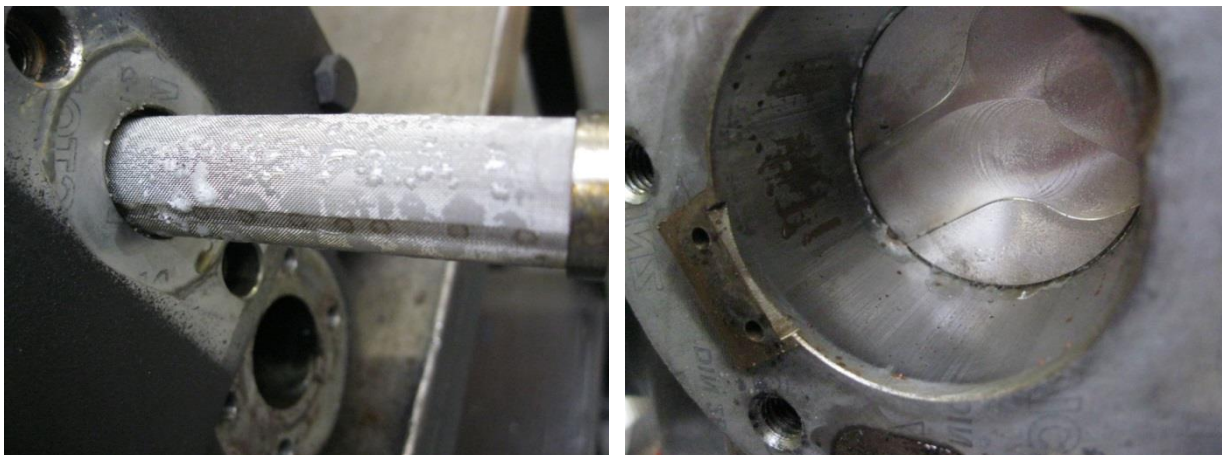


Abbildung 3-32: Verunreinigung Niederdruckkompressor, links: Ablagerungen am Sauggasfilter, rechts: Ablagerungen an der Zylinderwand, Fotos: Frigopol Kälteanlagen GmbH

Das Lithiumnitrat scheidet sich allerdings nicht nur am Filter und an den Wänden des Zylinders ab, durch Vermischung flüssiger Lösung mit dem Kompressoröl wurde dieses auch im ganzen Gehäuse und an der Welle des Rotors verteilt. Abbildung 3-33 zeigt ein Bild der Ablagerungen im inneren des Gehäuses und an den Lagern der Welle.

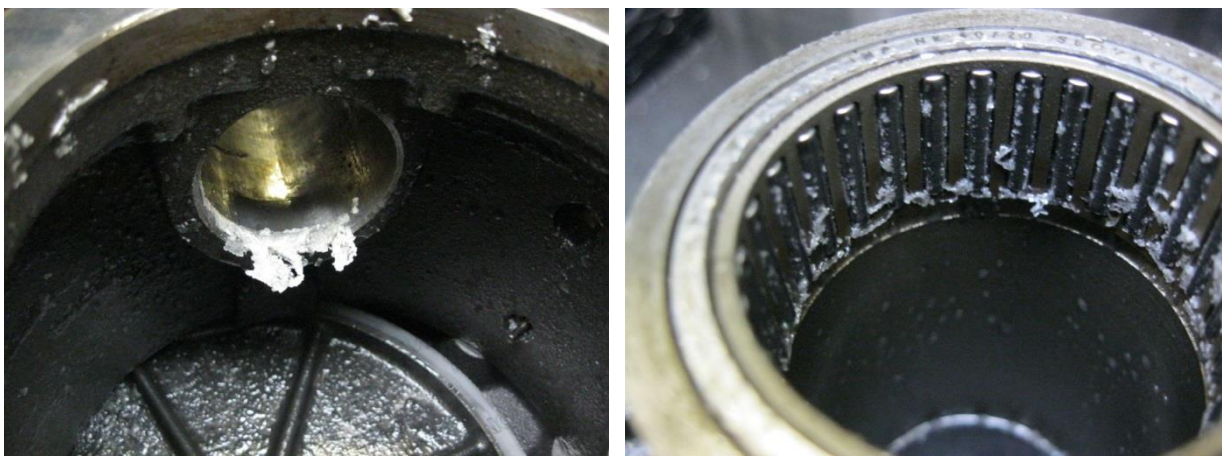


Abbildung 3-33: Verunreinigung Niederdruckkompressor, links: Lithiumnitrat-Kristalle am Zylinder, rechts: Lithiumnitrat-Kristalle an der Innenseite des Nadellagers, Fotos: Frigopol Kälteanlagen GmbH

Im Anschluss musste der Niederdruckkompressor ausgebaut werden. Das Öl aus dem Ölsumpf wurde analysiert und einer Sichtprobe unterzogen. Abbildung 3-34 zeigt deutlich, dass sich im Ölsumpf bereits eine eigene Schicht Lithiumnitrat im unteren Teil abgesetzt hat. Bei Betrieb wurde dieses mit dem Kompressoröl vermischt und im Gehäuse verteilt. Die Zwischenschicht in Abbildung 3-34 besteht aus feinkörnigen Ablagerungen und es handelt sich wahrscheinlich um Abrieb aus dem Kompressor.

Eine separate Ölanalyse, angefordert vom Kompressorhersteller, ergab, dass nennenswerte Verschleißrückstände von Eisen, Zinn, Aluminium, Nickel, Kupfer, Blei und Mangan im Öl gegeben waren. Woher diese stammten, konnte nicht näher analysiert werden. Verunreinigungen mit Lithium, Kalium, Natrium und Wolfram waren in absteigender Reihenfolge in der Ölphase gegeben. Sogar ein Wasseranteil von 1500ppm wurde festgestellt, wobei eine Ursache dafür nachträglich aus der Umgebung angesaugter Wasserdampf sein könnte, welcher sich im Öl ansammelt. Jedenfalls führte der Zustand des Öls zweimalig zum Blockieren der Kolben, vornehmlich durch hohen Abrieb an den bewegten Bauteilen in Folge der nicht gegebenen Schmierwirkung.

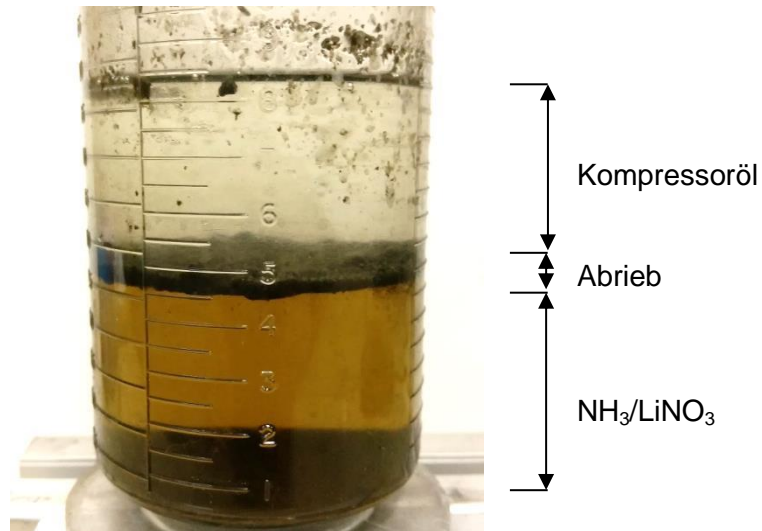


Abbildung 3-34: Entnommene Ölprobe Niederdruckkompressor, Schichtung der unterschiedlichen Bestandteile, Oben: Kompressoröl, Unten: Lösung Ammoniak/Lithiumnitrat, Mitte: Abrieb

Um einen langfristigen Betrieb zu ermöglichen, sind unbedingt Maßnahmen gegen die Verunreinigungen und das Mitreißen von Lösungströpfchen im Kältemitteldampf zu treffen. Vor dem Hochdruckkompressor wurde bspw. ein Flüssigkeitsabscheider installiert (vgl. Schema in Abbildung 3-3), welcher diesen offensichtlich bei einstufigem Betrieb vor Verunreinigungen mit Lösung schützte. Beim Abbau der Anlage wurde in diesem Flüssigkeitssammler die Ansammlung eines Gemischs wie in Abbildung 3-34 festgestellt, wohingegen im HD-Kompressor kein flüssiges Lithiumnitrat im Ölsumpf bzw. im abgelassenen Öl gegeben war. Weitere Maßnahmen könnten ein Tröpfchenabscheider in der Sauggasleitung oder ein feineres und mehrschichtiger Netz im oberen Teil des Phasenabscheiders nach dem Desorber (PSAC) sein.

4 SIMULATION

In den Unterkapiteln wird das Simulationsmodell erklärt und Simulationsergebnisse präsentiert. Die Simulationen wurden mit dem Simulationsprogramm „Engineering Equation Solver“ (EES, 2014) durchgeführt. Die dabei getroffenen Annahmen werden im Folgenden dokumentiert. Abschließend wird kurz auf das Modell zur Berechnung der Wärmeübertragung in den Plattenwärmeübertragern eingegangen, mit welchen diese ausgelegt wurden.

4.1 Kreislaufsimulation

In Abbildung 4-1 sind die Zustandspunkte für die Simulation und die Kurzbenennung der Komponenten eingetragen. Als Basis für die Simulation dient der zweistufige Kreislauf mit Gaskühlern vor beiden Stufen, wie im vorangehenden Kapitel beschrieben. Vor dem Desorber wird in der Simulation keine Trennung von Gasphase und Flüssigphase vorgesehen (vgl. Kapitel 3.2.4 b).

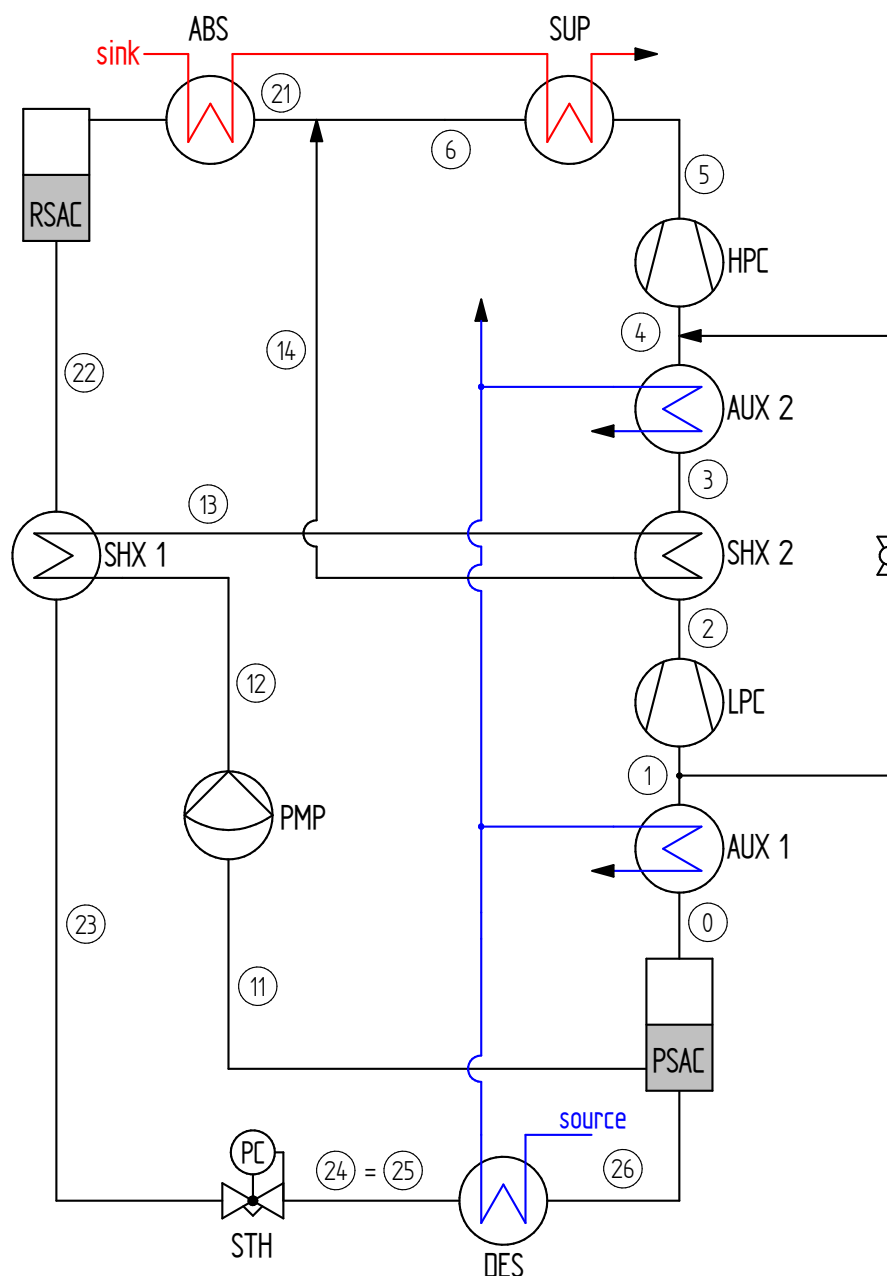


Abbildung 4-1: Festlegung der Zustandspunkte für die Simulation

Für die einzelnen Zustandspunkte wurden die Parameter Druck, Konzentration und Massenstrom zugeordnet und sofern möglich vorgegeben, siehe Tabelle 4-1. Die Dampfzahl wird unter Berücksichtigung der ausgeführten Kreislaufführung vorgegeben. Der Fluidstrom am Desorberaustritt teilt sich auf in eine gesättigte arme Lösung und den Kältemittelmassenstrom. Am Austritt aus dem Absorber liegt die reiche Lösung flüssig und unterkühlt vor. Der Druck wird anhand der Position im Kreislauf festgelegt, Konzentration und Massenstrom berechnen sich in Folge der grundlegenden Massenbilanzen.

Tabelle 4-1: Benennung der Stellen und Beschreibung wesentlicher Parameter der einzelnen Zustandspunkte resultierend aus dem Kreislaufschema in Abbildung 4-1

Zustandspunkt	Benennung	Druck	Konzentration	Massenstrom	Dampfzahl
0	$t_{\text{NH}_3, \text{PSAC}, \text{out}}$	p_{low}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
1	$t_{\text{NH}_3, \text{AUX}, 1, \text{out}}$	p_{low}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
2	$t_{\text{NH}_3, \text{LPC}, \text{out}}$	p_{mid}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
3	$t_{\text{NH}_3, \text{SHX}, 2, \text{out}}$	p_{mid}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
4	$t_{\text{NH}_3, \text{AUX}, 2, \text{out}}$	p_{mid}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
5	$t_{\text{NH}_3, \text{HPC}, \text{out}}$	p_{high}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
6	$t_{\text{NH}_3, \text{SUP}, \text{out}}$	p_{high}	$\xi_{\text{nh}_3} = 1$	\dot{m}_{nh_3}	1, überhitzt
11	$t_{\text{PSO}, \text{PSAC}, \text{out}}$	p_{low}	ξ_{pso}	\dot{m}_{pso}	0, gesättigt
12	$t_{\text{PSO}, \text{PMP}, \text{out}}$	p_{high}	ξ_{pso}	\dot{m}_{pso}	0, unterkühlt
13	$t_{\text{PSO}, \text{SHX}, 1, \text{out}}$	p_{high}	ξ_{pso}	\dot{m}_{pso}	0, unterkühlt
14	$t_{\text{PSO}, \text{SHX}, 2, \text{out}}$	p_{high}	ξ_{pso}	\dot{m}_{pso}	0, unterkühlt
21	$t_{\text{RSO}, \text{ABS}, \text{in}}$	p_{high}	ξ_{rso}	\dot{m}_{rso}	zweiphasig
22	$t_{\text{RSO}, \text{RSAC}, \text{out}}$	p_{high}	ξ_{rso}	\dot{m}_{rso}	0, unterkühlt
23	$t_{\text{RSO}, \text{SHX}, 1, \text{out}}$	p_{high}	ξ_{rso}	\dot{m}_{rso}	0, unterkühlt
24 = 25	$t_{\text{RSO}, \text{STH}, \text{out}}$	p_{low}	ξ_{rso}	\dot{m}_{rso}	zweiphasig
26	$t_{\text{RSO}, \text{DES}, \text{out}}$	p_{low}	ξ_{rso}	\dot{m}_{rso}	zweiphasig

Massenstrom armer Lösung und Massenstrom Kältemittel ergeben gemäß der Massenbilanz im Desorber (und Absorber) in Gl. 3-14 den Massenstrom reiche Lösung. Die Konzentrationen von Kältemittel, reicher und armer Lösung müssen der Ammoniak-Massenbilanz in Gl. 3-15 genügen. Die Druckniveaus für Nieder- und Hochdruck können frei festgelegt werden, das Mitteldruckniveau berechnet sich unter der Voraussetzung gleicher Druckverhältnisse in beiden Kompressoren gemäß Gl. 4-1.

$$p_{\text{mid}} = \sqrt{p_{\text{low}} * p_{\text{high}}} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Im Folgenden wird die Vorgehensweise zur Berechnung der einzelnen Energiebilanzen in den Komponenten angeführt. Der Programmcode für EES (2014) ist in Anhang C angeführt. Die Berechnung erfolgt iterativ, wobei Anfangswerte und Limits vor allem für Temperaturen und Konzentrationen vorgegeben wurden.

4.1.1 Gaskühler

Im Gaskühler AUX 1 und AUX 2 wird die übertragene Wärmemenge anhand des in Kapitel 2.7.4 vorgestellten Modells mit Betriebscharakteristik berechnet. Da der Volumenstrom der Wärmequelle im Gaskühler in der Simulation einfach angepasst werden kann, wurde dieser so gewählt, dass der Wärmekapazitätsstrom ($\dot{m} * c_p$) auf beiden Seiten gleich ist. Somit ergeben sich annähernd gleiche Temperaturspreizungen auf beiden Seiten. Im realen Betrieb war es allerdings lediglich möglich, den Volumenstrom der Wärmequelle nach dem Desorber in etwa zu halbieren und auf die Wärmeübertrager aufzuteilen (ohne Rücksicht auf $\dot{m} * c_p$).

Die Enthalpien von Wasser sowie Ammoniak am Ein- und Austritt der Gaskühler werden mit den in EES verfügbaren Stoffdatenbanken berechnet. Die Betriebscharakteristik bzw. thermische Effizienz wird als Input-Parameter vorgegeben. Ergebnisse der Berechnung sind der übertragene Wärmestrom, der minimale Volumenstrom der „Wärmequelle“ im Gaskühler und die Austrittszustände von Ammoniak und Wärmesenke. Teilweise Kondensation des Kältemittels, vor allem auf Mitteldruckniveau, wird dabei in der Simulation explizit ausgeschlossen.

4.1.2 Kompressoren

Die Kompressoren wurden mit Hilfe von Messdaten, die vom Hersteller zur Verfügung gestellt wurden, parametrisiert. Die Messdaten stammten aus Prüfstands-Messungen mit einem Trennhaubenkompressor der Fa. Frigopol (2013) vom Typ 40L-DLYD-13 mit einem Hubvolumen von 39,40 m³/h und einer Fixdrehzahl von 1450 min⁻¹. Die Bauform entspricht dem im Funktionsmuster verwendeten Kompressor mit externer Druckgasführung, jedoch mit entsprechend abweichender Baugröße und ohne Frequenzregelung.

Weiters beruhen die Daten auf Messungen mit dem Kältemittel R723, ein Gemisch aus 60 Gew.% Ammoniak und 40 Gew.% Dimethylether (DME). Für die Überführung in die Simulation wurden die Werte für Inneren Isentropen Wirkungsgrad und Mechanischen Wirkungsgrad anhand der Messdaten für Temperatur, Druck, Massenstrom und elektrischer Leistung berechnet. Stoffwerte für R723 wurden mit dem Programm Refprop (2013) berechnet. Als Kältemaschinenöl kam wie im Funktionsmuster Mobil Gargoyle Arctic SHC 226 E zum Einsatz.

Die Korrelationen für Inneren Isentropen und Mechanischen Wirkungsgrad der Kompressoren wurden mittels Gl. 4-2 und Gl. 4-3 übergeführt. Für den Hochdruckkompressor ist das Verhältnis von Hochdruck- zu Mitteldruckniveau einzusetzen. Mit Hilfe des Inneren Isentropen Wirkungsgrad kann bei gegebenem Eintrittszustand des Kältemittels anhand von Gl. 2-8 die Kompressoraustrittstemperatur bestimmt werden. Stoffdaten wurden für reinen Ammoniak anhand der Stoffdatenkorrelationen in EES berechnet. Mit dem Mechanischen Wirkungsgrad und Gl. 2-9 kann die elektrische Leistungsaufnahme ermittelt werden. Das Produkt beider Wirkungsgrade ergibt den Gesamisentropen Wirkungsgrad.

$$\eta_{i, is, LPC} = 0,0089 * \left(\frac{p_{mid}}{p_{low}}\right)^3 - 0,1164 * \left(\frac{p_{mid}}{p_{low}}\right)^2 + 0,5208 * \left(\frac{p_{mid}}{p_{low}}\right) - 0,012 \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$\eta_{m, LPC} = -0,0226 * \left(\frac{p_{mid}}{p_{low}}\right) - 0,8053 \quad \text{Gl. 4-3}$$

Der Liefergrad wird gemäß Gl. 4-4 vorgegeben. Das theoretische Hubvolumen der Kolben wird durch Baugröße und Drehzahl bestimmt, die Drehzahl des Hochdruckkompressors berechnet sich gemäß Gl. 3-21. Am Eintritt in den Niederdruckkompressor kann über die iterativ bestimmte Dichte und das Hubvolumen der Ammoniakmassenstrom bestimmt werden, welcher im Kreislauf die wesentliche Größe hinsichtlich Absorption, Desorption und notwendigem Lösungsmassenstrom darstellt.

$$\lambda_{LPC} = 0,9804 - 0,0431 \left(\frac{p_{mid}}{p_{low}}\right) \quad \text{Gl. 4-4}$$

4.1.3 Lösungswärmeübertrager

Die Lösungswärmeübertrager wurden wie die Gaskühler anhand der Betriebscharakteristik (Kapitel 2.7.4) ermittelt. Die Massenströme und die Temperaturen jeweils am Eintritt werden durch die iterative Kreislaufberechnung bestimmt. Im Lösungswärmeübertrager SHX 2 tritt im Betrieb die größere Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt auf der Kältemittelseite auf,

was dem vergleichsweise geringeren Wärmekapazitätsstrom $\dot{m} \cdot c_p$ geschuldet ist. Die maximal übertragbare Wärmeleistung ergibt sich somit auf dieser Seite. Im Lösungswärmeübertrager SHX 1 weist die arme Lösung, auf Grund der geringeren Konzentration und Temperatur eine niedrigere Wärmekapazität auf. Gemeinsam mit dem geringeren Massenstrom ergibt dies eine niedrigere übertragbare Wärmeleistung auf der Seite der armen Lösung.

In beiden Fällen wird die Betriebscharakteristik vorgegeben, um so die Austrittstemperaturen aus den Wärmeübertragern zu berechnen. Die arme und reiche Lösung sind in allen Betriebspunkten unterkühlt flüssig vorausgesetzt. Stoffwerte der Lösung berechnen sich gemäß den in Anhang A beschriebenen Zustandsgleichungen. Stoffwerte für Ammoniak werden gemäß den vorhandenen Korrelationen in EES berechnet.

4.1.4 Desuperheater

Der Desuperheater-Wärmeübertrager wird von der Wärmesenke nach dem Absorber durchflossen. Die Übertragene Wärmemenge errechnet sich über die Vorgabe der Betriebscharakteristik gemäß Kapitel 2.7.4 und der iterativen Berechnung der Eintrittszustände von Wärmesenke und Kältemittel in den Wärmeübertrager. Maßgeblich für die maximal übertragbare Leistung ist die Gasseite.

Alternativ wäre es im Simulationsmodell möglich, den Massenstrom der Wärmesenke nach dem Absorber aufzuteilen, nur einen geringen Anteil in den Desuperheater zu leiten und so bspw. eine höchstmögliche Temperaturspreizung der Wärmesenke zu erreichen. Die Enthalpien der Wärmesenke und von gasförmigem Ammoniak am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers werden mit den in EES verfügbaren Stoffdatenbanken berechnet.

4.1.5 Lösungsdrossel

Die Lösungsdrossel wurde adiabatisch angenommen, wodurch sich bei gleichem Massenstrom am Ein- und Austritt eine isenthalpe Zustandsänderung ergibt. Da allerdings das Druckniveau deutlich sinkt, wird auf Grund des sinkenden Sättigungs-Temperaturniveaus ein Teil des Kältemittels ausgetrieben, sodass eine gesättigte Lösung und Kältemitteldampf bei entsprechender Austrittstemperatur vorliegen. Die Gesamtenthalpie des Zweiphasengemisches ändert sich dabei jedoch nicht.

Stoffdaten der Lösung sind gemäß den Zustandsgleichungen im Anhang berechnet worden. Für den ausgetriebenen Kältemitteldampf wurden die Stoffdaten aus EES verwendet, bei der Berechnung der Enthalpie ist es jedoch wichtig, den Nullpunkt gleich wie bei der Lösung zu definieren. In den Zustandsgleichungen von Ammoniak/Lithiumnitrat (Anhang A) entspricht gesättigt flüssiger Ammoniak bei 0°C einer Enthalpie von 0 kJ/kg. In den Stoffdaten von EES weist der gleiche Zustandspunkt eine Enthalpie von 200 kJ/kg aus. Die mit EES berechneten Enthalpiewerte der Dampfphase sind dementsprechend in den Gleichungen um 200 kJ/kg zu verringern. Diese Vorgehensweise muss zumindest bei allen Misch-, Absorptions- und Desorptionsvorgängen berücksichtigt werden, für eine einheitliche Handhabung wurden im Rahmen des hier vorgestellten Simulationsmodells alle Enthalpiewerte von Ammoniak auf 0 kJ/kg für gesättigt flüssigen Zustand bei 0°C bezogen.

4.1.6 Absorber

Im Absorber wird das gasförmige Kältemittel (6) in der flüssigen armen Lösung (14) absorbiert. Im Modell wird dafür der Vorgang in zwei Teilvorgänge unterteilt. Im ersten Schritt wird Kältemittel und Lösung vermischt und es erfolgt eine adiabate Absorption. Da hierfür nicht unendlich Zeit vorhanden ist und ein Potential für die Absorption benötigt wird muss eine Unterkühlung der flüssigen Phase des resultierenden Gemischs (21) angenommen werden. Die

Energiebilanz kann gemäß Gl. 4-5 angeschrieben werden. Für die Massenbilanz gilt wiederum Gl. 3-14.

$$\dot{m}_{rso} * h_{21} = \dot{m}_{pso} * h_{14} + \dot{m}_{nh3} * h_6 \quad \text{Gl. 4-5}$$

Im zweiten Schritt erfolgt die Absorption bei gleichzeitiger Wärmeabgabe an die Wärmesenke. Die Austrittstemperatur der Lösung ergibt sich aus der Eintrittstemperatur der Wärmesenke, welche im Modell ein Input-Parameter ist, und dem Wärmedurchgangskoeffizienten. Des Weiteren kann der Volumenstrom der Wärmesenke an den Temperaturgleit der Lösung angepasst, sodass möglichst geringe Exergieverluste bei der Wärmeübertragung auftreten. Im Modell werden für diesen Zweck die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt vorgegeben. Erste definiert die Austrittstemperatur der Lösung, Zweite den Volumenstrom der Wärmesenke.

Der Austrittszustand der Lösung aus dem Absorber ist unterkühlt anzunehmen, wie auch der Eintrittszustand, wo die Lösung noch zweiphasig vorliegt. In Anlehnung an die in Kapitel 2.5 vorgestellten Grundlagen wird die Konzentration der reichen Lösung für gesättigten Zustand bei Austrittstemperatur zuzüglich der Unterkühlung und Hochdruckniveau berechnet. Nachdem die Temperaturen bekannt sind, kann die Absorberleistung mittels Gl. 4-6 berechnet werden. Im Simulationsmodell sind alle dem Absorptions/Kompressions-Kreislauf zugeführten Leistungen gemäß Energiegleichung positiv, alle abgeführten negativ angenommen.

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{rso} * (h_{22} - h_{21}) = \dot{m}_{rso} * h_{22} - (\dot{m}_{pso} * h_{14} + \dot{m}_{nh3} * h_6) \quad \text{Gl. 4-6}$$

Stoffdaten für die Lösung sind den Zustandsgleichungen von Ammoniak/Lithiumnitrat zu entnehmen (Anhang A), für die Gasphase wurden die Stoffdaten aus EES verwendet, unter Berücksichtigung des gleichen Bezugspunktes für die Enthalpie (Kapitel 4.1.5). Auf der Wasserseite muss das Produkt aus Enthalpiedifferenz und Massenstrom der Wärmesenke ebenfalls die Absorberleistung ergeben. Stoffdaten für Wasser bei den gegebenen Temperaturen werden dabei gemäß den Stoffdaten in EES berechnet.

4.1.7 Desorber

Im Desorber erfolgt die Austreibung des Kältemittels aus der reichen Lösung nach der Lösungsdrossel. Sowohl Eintritts- als auch Austrittszustand sind zweiphasig und die Stoffdaten können wie im Kapitel 4.1.5 beschrieben berechnet werden. Die Energiebilanz kann aus dem Massenstrom reicher Lösung und der Enthalpiedifferenz der Lösung gemäß Gl. 4-7 ermittelt werden. Die von der Wärmequelle zugeführte Desorberleistung ist dabei positiv. Auf Grund der isenthalpen Drosselung kann anstelle der Enthalpie des zweiphasigen Gemischs am Eintritt (25) auch die Enthalpie der Lösung nach dem Lösungswärmeübertrager SHX 1 (23), das heißt vor der Lösungsdrossel, herangezogen werden.

$$\dot{Q}_{DES} = \dot{m}_{rso} * (h_{26} - h_{25}) = \dot{m}_{rso} * (h_{26} - h_{23}) \quad \text{Gl. 4-7}$$

Nach dem Desorber erfolgt die Auftrennung des Zweiphasengemischs (26) in Gasphase und Flüssigphase im Niederdruck-Sammelbehälter. Der Kältemittel-Massenstrom wird dabei durch die Drehzahl des Niederdruckkompressors festgelegt. Je nach Entgasungsbreite und damit Dampfzahl am Austritt aus dem Desorber ergibt sich der zugehörige Lösungsmassenstrom, sodass sich ein spezifischer Lösungsumlauf berechnen lässt. Am Austritt aus dem Sammelbehälter und in der Flüssigphase nach dem Desorber wird gesättigte flüssige Lösung bei entsprechender Temperatur angenommen. Die Temperatur am Austritt wird durch eine fixe Temperaturdifferenz zur eintretenden Wärmequelle, deren Eintrittstemperatur als Input-Parameter vorgegeben wird, bestimmt.

Die Wärmequelle wird wie die Wärmesenke an den Temperaturgleit der Lösung angepasst. Dazu wird die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmequelle am Eintritt der Lösung

(25) vorgegeben. Enthalpiedifferenz multipliziert mit dem Volumenstrom ergibt wiederum die Desorberleistung, die für die Austreibung notwendig ist. Die Stoffdaten für Wasser bei den gegebenen Temperaturen werden in EES berechnet.

4.1.8 Lösungspumpe

Mit dem Modell der Lösungspumpe wurde, unter Berücksichtigung der Herstellerdaten, die Drehzahl mit Gl. 4-8 und die elektrisch bezogene Leistung mit Gl. 4-9 berechnet. Letztere stammt aus dem Datenblatt der Fa. Verder (2015). Da nicht die gesamte zugeführte Energie in die Lösung übergeht, sondern zu einem großen Teil über die Motorkühlung abgeführt wird, muss die tatsächliche Leistung für die Druckerhöhung von Zustand 11 auf 12 mit Gl. 4-10 (links) ermittelt werden. Diese wird in weiterer Folge mit der Enthalpieerhöhung des Lösungsmassenstroms (rechts) gleichgesetzt, um den Austrittszustand zu berechnen. Die Dichte der eintretenden Lösung im Zustand 11 wird gemäß der verwendeten Zustandsgleichung in Anhang A berechnet. Einheiten sind gemäß Nomenklatur zu verwenden.

$$n_{pmp,Hydracell} = \frac{\dot{m}_{pso}}{\rho_{11}} * 210843 (1/s)/(m^3/s) \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$P_{pmp,Hydracell} = n_{pmp,Hydracell} * 4,264 * 10^{-3} kW/(1/s) + (p_{high} - p_{low}) * \frac{\dot{m}_{pso}}{\rho_{11}} * 117,4 kW/(bar * m^3/s) \quad \text{Gl. 4-9}$$

$$P_{pmp} = \frac{\dot{m}_{pso}}{\rho_{11}} * (p_{12} - p_{11}) * 100 kPa/bar = \dot{m}_{pso} * (h_{12} - h_{11}) \quad \text{Gl. 4-10}$$

Der Wirkungsgrad der Lösungspumpe kann nun anhand des Verhältnisses der minimal notwendigen Leistung für die Druckerhöhung (Gl. 4-10) zur erwarteten Pumpenleistung gemäß Herstellerdaten (Gl. 4-9) ermittelt werden. Nicht in Gl. 4-9 berücksichtigt ist der Betrieb mit Frequenzumrichter. Eine grobe Vorauswertung anhand der Auslegedaten zeigt, dass der Wirkungsgrad (Gl. 4-11) in etwa 0,5 beträgt.

$$\eta_{pmp} = \frac{P_{pmp}}{P_{pmp,Hydracell}} \quad \text{Gl. 4-11}$$

4.2 Simulationsergebnisse

In den folgenden Unterkapiteln werden die durchgeführten Simulationsrechnungen hinsichtlich der Betriebsbedingungen definiert und Ergebnisse präsentiert.

4.2.1 Simulationsvorgaben

Für die Berechnungen war es notwendig, zusätzliche Parameter vorzugeben. Bereits erwähnte Vorgaben sind die Berechnung des Mitteldruckniveaus anhand von Gl. 4-1, Die Vorgabe der Kennlinien für Wirkungsgrad und Liefergrad der Kompressoren gemäß Kapitel 4.1.2 sowie der Kennlinien der Lösungspumpe, beschrieben in Kapitel 4.1.8. Die in Tabelle 4-1 gelisteten Werte geben Aufschluss über die, aus dem Kreislaufaufbau resultierenden Zuordnungen. In Tabelle 4-2 sind nun Vorgaben gelistet, welche in der Simulation entweder fix vorgegeben wurden oder als variable Betriebszustände dienten.

Mit dem Funktionsmuster sind die variablen Systemparameter ebenfalls frei festlegbar. Die Kompressordrehzahl wurde als Vereinfachung mit der Nenndrehzahl angesetzt, für die Simulationsrechnung ergibt sich bei geänderter Drehzahl lediglich eine proportionale Senkung oder Steigerung der Leistungen. Die Temperaturdifferenzen und die Betriebscharakteristik der

Wärmeübertrager wurden abgeschätzt und mit dem in Kapitel 4.3 vorgestellten Modell per Simulation verifiziert. Für die Absorberunterkühlung wurde mit 3 K ein Erfahrungswert aus vorangegangenen Arbeiten zur Bewertung des Absorbers einer Absorptionskälteanlage herangezogen (siehe Hannl, 2011).

Tabelle 4-2: Vorgabeparameter für die Simulationsrechnung

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Hochdruckniveau	p_{high}	von 10 bis 20	bar
Niederdruckniveau	p_{low}	von 2 bis 6	bar
Wärmesenken-Eintrittstemperatur	$t_{\text{sink,in}}$	von 40 bis 80	°C
Wärmequellen-Eintrittstemperatur	$t_{\text{source,in}}$	von 40 bis 80	°C
Drehzahl Niederdruckkompressor	n_{LPC}	1450	U/min
Temperaturdifferenz Lösung zu Wärmesenke (22)	$\Delta T_{\text{ABS,sink,in}}$	10	K
Temperaturdifferenz Lösung zu Wärmesenke (21)	$\Delta T_{\text{ABS,sink,out}}$	10	K
Temperaturdifferenz Wärmequelle zu Lösung (26)	$\Delta T_{\text{DES,source,in}}$	7,5	K
Temperaturdifferenz Wärmequelle zu Lösung (25)	$\Delta T_{\text{DES,source,in}}$	7,5	K
Absorberunterkühlung Lösung am Eintritt (21)	$\Delta T_{\text{ABS,sub,in}}$	3	K
Absorberunterkühlung Lösung am Austritt (22)	$\Delta T_{\text{ABS,sub,out}}$	3	K
Betriebscharakteristik für SHX 1&2, AUX 1&2, SUP	Φ	0,8	-

4.2.2 Kreislaufsimulation

Mit dem resultierenden Simulationsmodell wurden die Kreislaufberechnungen durchgeführt. Im Folgenden werden anhand einiger Verläufe die grundlegenden Mechanismen gezeigt, anhand derer der Kreisprozess erklärt werden kann. Zusätzlich werden soweit möglich Erkenntnisse aus der Simulationsrechnung dokumentiert.

a) Variation Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintrittstemperatur

In Abbildung 4-2 werden exemplarische Simulationsergebnisse für die Wärmesenken-Austrittstemperatur aus dem Desuperheater ($t_{\text{sink,out}}$) und die Wärmequellen-Austrittstemperatur aus dem Desorber ($t_{\text{source,out}}$), für die maximale Kompressorausstrittstemperatur ($t_{\text{comp,out}}$) und für die gemäß Gl. 2-3 berechnete Leistungszahl im Heizbetrieb (COP_H) dargestellt.

Der Niederdruck (p_{low}) wurde mit 3 bar, der Hochdruck (p_{high}) mit 18 bar festgelegt. Die Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintrittstemperatur ($t_{\text{sink,in}}$) bzw. ($t_{\text{source,in}}$) wurde gleichgesetzt und im Bereich von 40°C bis 80°C variiert. Bei Wärmequellen-Eintrittstemperaturen kleiner 48°C tritt auf Grund der geringen Temperatur des Ammoniaks bei Mitteldruck im Gaskühler AUX 2 bereits Kondensation im Wärmeübertrager auf, weshalb keine Ergebnisse in diesem Bereich dargestellt sind.

Die Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur steigen annähernd im selben Maß wie die Eintrittstemperaturen. Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt beträgt bei beiden 28-32 K. Auf Seite der Wärmequelle nimmt die Temperaturdifferenz bei zunehmendem Temperaturniveau leicht ab, da die Temperatur der reichen Lösung nach der Lösungsdrossel relativ hohe Werte annimmt. Bei Temperaturen oberhalb von 66°C wird in der Simulation eine Wärmesenken-Austrittstemperatur über 100°C erreicht.

Die Kompressorausstrittstemperatur steigt mit zunehmender Senken- und Quellen-Temperatur auf Grund der höheren Kompressoreintrittstemperatur. Letztere ist maßgeblich beeinflusst durch die Temperatur des Ammoniaks nach den Gaskühlern, welche wiederum im Idealfall die Temperatur des Wärmequellen-Austritts erreicht. Bei Senken- und Quellen-Eintrittstemperaturen über 65°C ist die Betriebsgrenze des ölgeschmierten Kompressors von 140°C am Kompressoraustritt bereits erreicht.

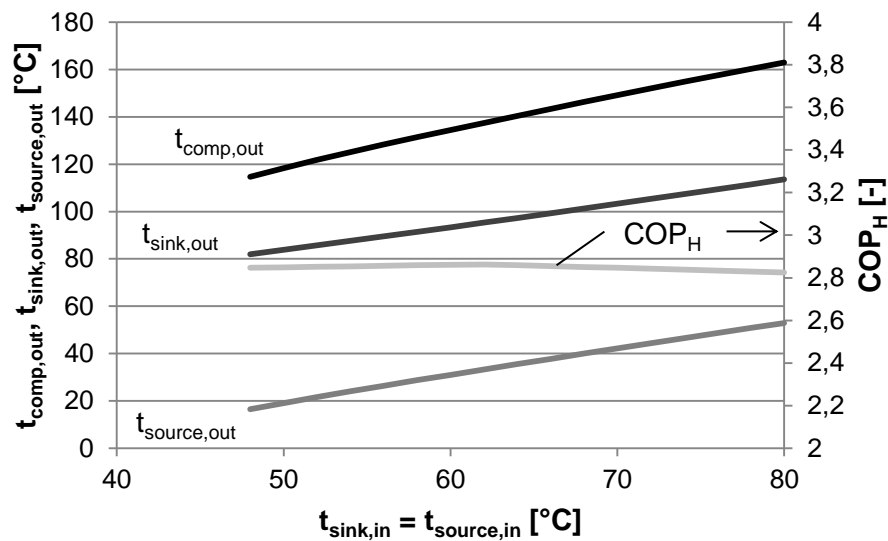


Abbildung 4-2: Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur und Leistungszahl für Betrieb bei $p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$

Der COP_H zeigt moderate Werte mit einem Maximum von ca. 2,9, vor allem auf Grund des Gesamtisentrophen Wirkungsgrads der Kompressoren von 0,52, und bleibt bei variiertem Senken- und Quellentemperatur ungefähr konstant. Der spezifische Lösungsumlauf und die Leistung der Lösungspumpe steigen, aufgrund einer sinkenden Entgasungsbreite von Ammoniak/Lithiumnitrat mit zunehmendem Temperaturniveau. Dadurch steigt auch der Einfluss der internen Wärmeübertrager SHX 1 und SHX 2 auf die Gesamtperformance. Die isentrope Enthalpiedifferenz in den Kompressoren steigt mit zunehmender Sauggasttemperatur, gleichzeitig sinken allerdings die Sauggasdichte und damit der Massenstrom des Kältemittels.

Abbildung 4-3 zeigt Ergebnisse für die in Abbildung 4-2 angeführten Parameter wenn in der Simulation eine ideale isentrope Kompression angenommen wird, das heißt der Innere Isentrope Wirkungsgrad Gl. 4-2 und der Mechanische Wirkungsgrad in Gl. 4-3 werden mit 1 angesetzt. Somit wird der Einfluss des verwendeten Kompressors ausgeblendet.

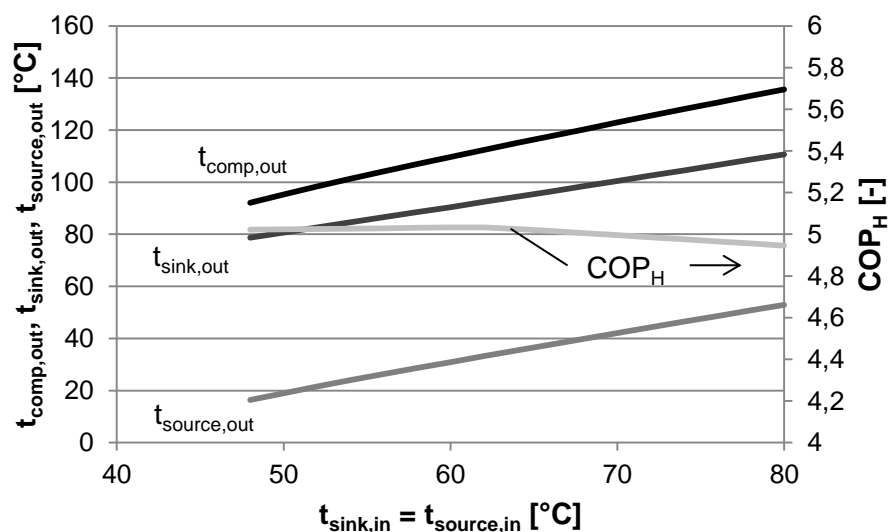


Abbildung 4-3: Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur und Leistungszahl für Betrieb bei $p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, mit idealer isentroper Kompression

Die Ergebnisse für die Leistungszahl mit Werten bis knapp über 5 und die, im Vergleich zu Abbildung 4-2 deutlich niedrigeren Kompressoraustrittstemperatur, die auch bei hohen

Eintrittstemperaturen von Wärmequelle und Wärmesenke nicht über 140°C steigen, stellen Idealwerte dar, die im realen Betrieb nicht erreichbar sind, auch wenn die Parameter der Wärmeübertrager weiterhin mit den in Tabelle 4-2 vorgegebenen Werten angesetzt wurden. Für die Abschätzung des Potentials des Absorptions/Kompression-Wärmepumpenkreislauf bieten die Ergebnisse Anhaltspunkte, anhand derer ein Vergleich mit anderen idealen Kreisläufen erfolgen kann, unter Berücksichtigung der Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke von ca. 30 K, was einen „Temperaturhub“ zwischen Wärmesenken-Austritt und Wärmequellen-Austritt von ca. 60 K bedeutet. In weiterer Folge werden die Ergebnisse allerdings wieder für den Kreislauf mit den gemäß Kapitel 4.1.2 parametrisierten Kompressoren präsentiert.

In Abbildung 4-4 sind die Leistungen von Absorber und Desorber dargestellt. Da in allen Betriebspunkten die Drehzahl des Niederdruckkompressors und das Niederdruckniveau konstant sind, zusätzlich die Kompressoreintrittstemperatur keinen erheblichen Einfluss auf die Sauggasdichte hat, ergibt sich auch bei steigender Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintrittstemperatur ein annähernd konstanter Kältemittelmassenstrom. Dieser hat auf Grund der hohen Verdampfungs- und Kondensationsenthalpie von Ammoniak maßgeblichen Einfluss auf die erreichte Leistung im Absorber und Desorber. Der leichte Knick im Verlauf ist durch eine unstetige Korrelation für die Enthalpieberechnung von Ammoniak/Lithiumnitrat begründet (vgl. Anhang A). Im Desorber ist die Leistung um den Betrag der eingebrachten Energie von Kompressoren und Lösungspumpe geringer als im Absorber.

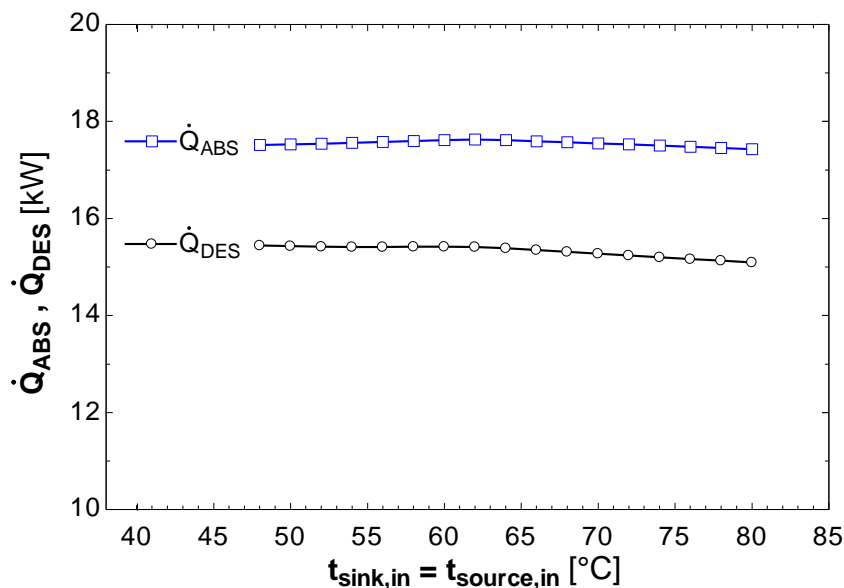


Abbildung 4-4: Absorber- und Desorber-Leistung für Betrieb bei $p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$

Die Leistungen aller sonstigen Wärmeübertrager sind in Abbildung 4-5 dargestellt. Wie zu erwarten übersteigt die Leistung des zweiten Gaskühlers auf Mitteldruckniveau die Leistung des ersten Gaskühlers vor dem Niederdruckkompressor. Da gleiche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke- und Wärmequelle festgelegt wurden, ist die Leistung des Lösungswärmeübertragers SHX 1 gering. Erst mit steigendem spezifischem Lösungsumlauf bei hohen Temperaturen wird im SHX 1 eine größere Leistung als im SHX 2 übertragen, welcher Wärme vom überhitzten Kältemittel nach dem Niederdruckkompressor auf die Lösung überträgt. Wenn die Wärmesenken-Eintrittstemperatur höher liegt als die Wärmequellen-Eintrittstemperatur steigt der spezifische Lösungsumlauf und damit die Bedeutung des SHX 1. Die Leistung die im Desuperheater an die Wärmesenke abgegeben wird ist ebenfalls gering, vor allem im Vergleich zur Absorberleistung in Abbildung 4-4.

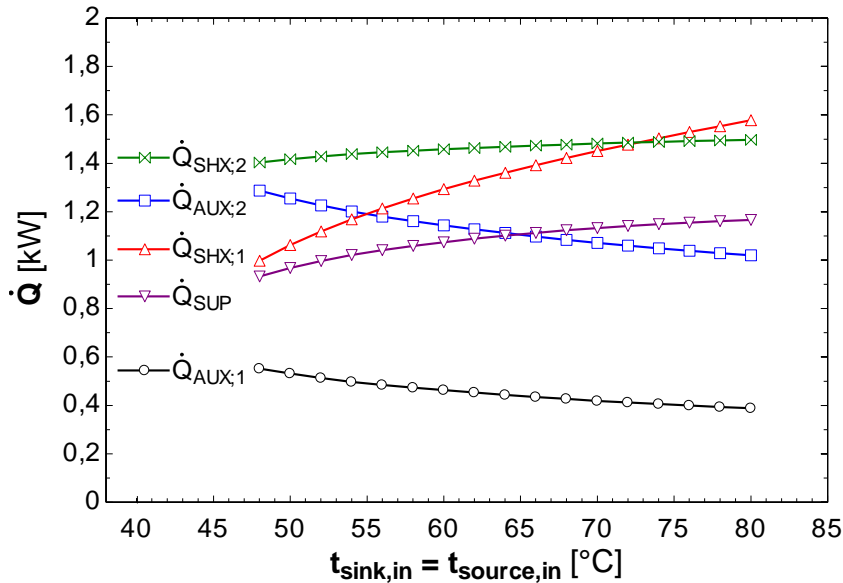


Abbildung 4-5: Leistungen von Desuperheater, Lösungswärmeübertrager und Gaskühler für Betrieb bei $p_{low} = 3 \text{ bar}$, $p_{high} = 18 \text{ bar}$

b) Temperaturunterschied zwischen Wärmesenke und Wärmequelle

Setzt man die Wärmesenken-Eintrittstemperatur höher an als die Wärmequellen-Eintrittstemperatur hat dies maßgeblichen Einfluss auf den Prozess. In Abbildung 4-6 ist der Verlauf der Simulationsergebnisse der bereits in Abbildung 4-2 benannten Parameter über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur aufgetragen. Die Wärmequellen-Eintrittstemperatur ist immer 20 K niedriger als die Wärmesenken-Eintrittstemperatur gesetzt.

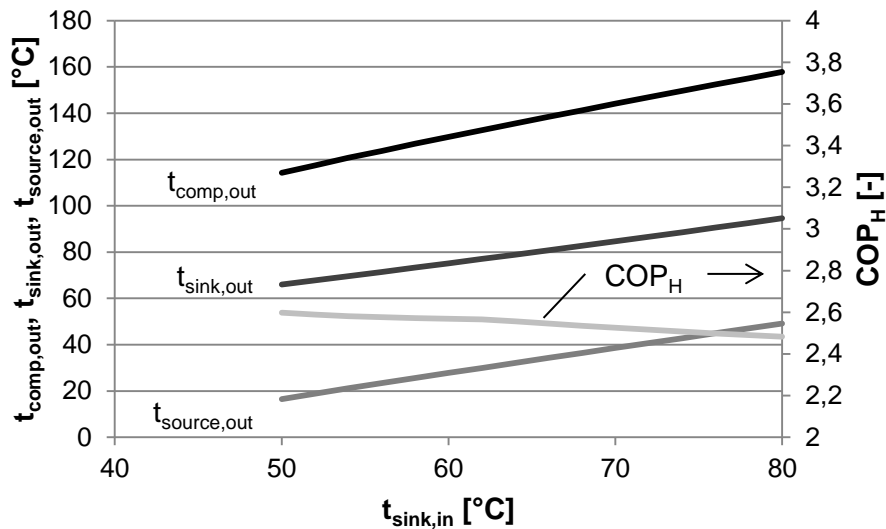


Abbildung 4-6: Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressorausstrittstemperatur und Leistungszahl für Betrieb bei $p_{low} = 3 \text{ bar}$, $p_{high} = 18 \text{ bar}$, $t_{source,in} = t_{sink,in} - 20 \text{ K}$

Im Vergleich mit Abbildung 4-2 kann man sofort erkennen, dass trotz höherer Wärmesenken-Eintrittstemperaturen die Austrittstemperatur niedrigere Werte annimmt, da die erreichte Temperaturspreizung der Wärmesenke nur mehr rund 15 K beträgt. Gleiches gilt für die Wärmequelle. Da der Austritt der Wärmequelle aus dem Desorber zur Kühlung in den Gaskühlern AUX 1 und AUX 2 dient, sinkt wegen der geringeren Temperaturspreizung die Kompressorausstrittstemperatur nur geringfügig, trotz wesentlich niedrigerer Wärmequellen-Eintrittstemperatur.

Die geringere Temperaturspreizung ergibt sich aus der kleineren Entgasungsbreite im Desorber, welche sich aus der Differenz von Konzentration der armen Lösung nach dem Desorber zur Konzentration der reichen Lösung nach dem Absorber berechnet. Wird nun die Temperaturdifferenz von Wärmesenke zu Wärmequelle bei gleichem Druckniveau erhöht, ergibt sich eine geringere Entgasungsbreite, ein höherer spezifischer Lösungsumlauf und als Folge dessen ein geringerer Temperaturgleit in Absorber und Desorber. Im Vergleich ist der Massenstrom armer Lösung nun mehr als doppelt so hoch wie bei Betrieb ohne Temperaturunterschied zwischen Wärmequellen- und Wärmesenkeneintritt.

Der COP_H sinkt, da die höheren Lösungsmassenströme zu höheren Wärmekapazitätsströmen ($\dot{m} \cdot c_p$) im Lösungswärmeübertrager SHX 1 führen, gleichzeitig aber auch die Temperaturdifferenz vom Eintritt reicher Lösung zum Eintritt armer Lösung steigt. Gemäß vorgegebener Betriebscharakteristik (vgl. Kapitel 4.1.3) kann ein Teil der Wärme nicht übertragen und daraus resultierend sinkt die im Absorber zur Verfügung stehende übertragbare Wärmemenge. Die im Lösungswärmeübertrager transferierte Wärmeleistung steigt ca. auf das Fünffache, was bedeutet, dass auf Grund der vorgegebenen Betriebscharakteristik die nicht übertragbare Wärmemenge sich ebenfalls verfünffacht. In Zahlen ausgedrückt gehen rund 1 bis 1,5 kW „verloren“. Des Weiteren steigt die elektrische Leistung der Lösungspumpe auf mehr als das Doppelte, was die Leistungszahl zusätzlich senkt.

Allgemein kann festgehalten werden, dass die Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenke und Wärmequelle die Performance verschlechtert. Sowohl die Leistungszahl als auch die erreichte Senkenaustrittstemperatur sinken, die Heizleistung bleibt dabei annähernd konstant. Bestmögliche Betriebsbedingungen sind bei Versorgung mit gleichem Temperaturniveau und Auslegung mit hoher Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke gegeben.

c) Variation Druckniveau und Druckverhältnis

Im Folgenden soll erklärt werden, wie sich das Betriebsverhalten bei geändertem Niveau von Hoch- und Niederdruck und bei unterschiedlichen Druckverhältnissen ändert. In Abbildung 4-7 ist die Heizleistung über der gleichgesetzten Eintrittstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke für variierte Betriebsbedingungen dargestellt.

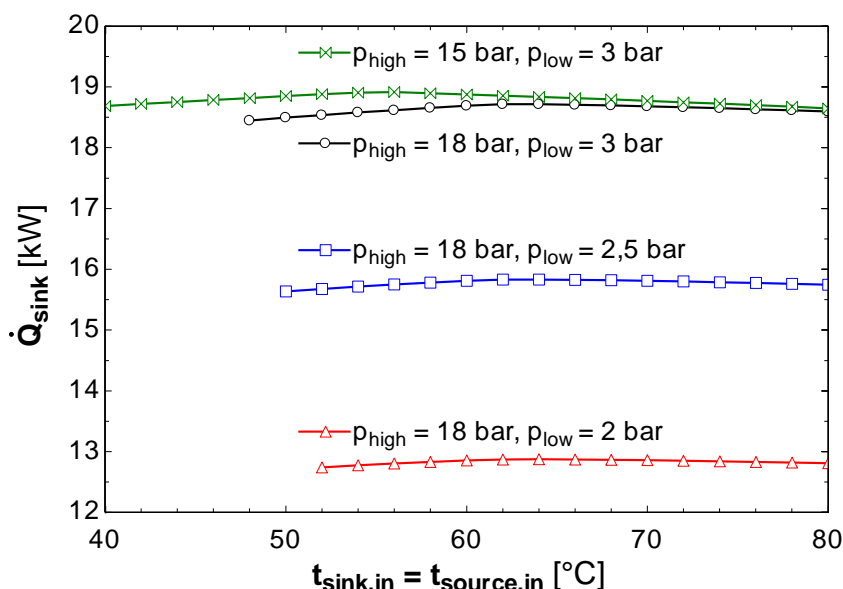


Abbildung 4-7: Wärmesenkenleistung bei Betrieb mit unterschiedlichen Druckniveaus und Druckverhältnissen

Die Kennlinie der Heizleistung für $p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$ und $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$ entspricht dem in Punkt a) gezeigten Verlauf der Absorberleistung addiert um die Leistung im Desuperheater. Ausgehend davon kann bei Verringerung des Druckverhältnisses durch Änderung des Hochdruckniveaus auf $p_{\text{high}} = 15 \text{ bar}$ eine annähernd gleichbleibende Heizleistung festgestellt werden,

zurückzuführen auf den praktisch unveränderten Kältemittelmassenstrom. Wie sich nachfolgend zeigt ist allerdings das Temperaturniveau der Wärmeübertragung niedriger. Bei Erhöhung des Druckverhältnisses durch Senkung des Niederdruckniveaus auf $p_{\text{low}} = 2,5$ bar bzw. $p_{\text{low}} = 2$ bar kommt es allerdings zu einer Verringerung der Sauggasdichte und damit zu einer Senkung des Kältemittelmassenstroms. Die Heizleistung sinkt annähernd proportional zum Niederdruckniveau, infolge der sinkenden Sauggasdichte am Niederdruckkompressor.

In Abbildung 4-8 ist die Leistungszahl (COP_H) aufgetragen. Wegen der verschiedenen Druckverhältnisse und der damit einhergehenden Änderung der Verdichterleistung ergibt sich ein deutlicher Unterschied im Verlauf. Die höchste Leistungszahl kann bei Betrieb mit geringem Druckverhältnis erreicht werden. Ohne die zugehörige Wärmesenken-Austrittstemperatur ist die Aussagekraft der Leistungszahl allerdings begrenzt.

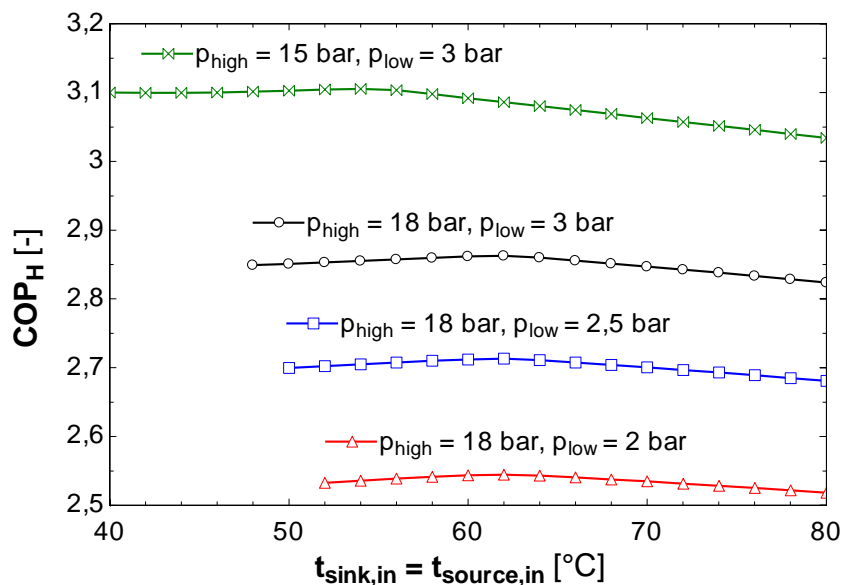


Abbildung 4-8: Leistungszahl bei Betrieb mit unterschiedlichen Druckniveaus und Druckverhältnissen

Die Wärmesenken-Austrittstemperatur ist in Abbildung 4-9 über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur dargestellt. Die erreichte Temperaturspreizung kann als Differenz beider indirekt abgelesen werden. Für das geringste Druckverhältnis von 5 ($p_{\text{low}} = 3$ bar und $p_{\text{high}} = 15$ bar) ist die erreichte Temperaturspreizung mit ca. 25 K gegeben, währenddessen bei deutlich höherem Druckverhältnis, z.B. 9 mit $p_{\text{low}} = 2$ bar und $p_{\text{high}} = 18$ bar, dieser auf über 45 K steigt.

Der zu Grunde liegende Einfluss ist der geringere spezifische Lösungsumlauf und die höhere Temperatur nach der Vermischung vor dem Absorber. Letztere ist vor allem durch das Hochdruckniveau und die Konzentration der zufließenden armen Lösung bestimmt, bei der die Absorption abläuft und sich die Sättigungstemperatur nach der Mischung einstellt. Der spezifische Lösungsumlauf sinkt, da die erreichte Entgasungsbreite wegen der höheren Konzentration am Austritt aus dem Absorber bzw. der geringeren Konzentration der armen Lösung am Austritt aus dem Desorber steigt. Bei höheren Lösungsumläufen wird die Lösung bei der teilweisen Absorption bei der Vermischung weniger erhitzt.

Die Temperaturspreizung der Wärmequelle im Desorber ist annähernd gleich wie im Absorber.

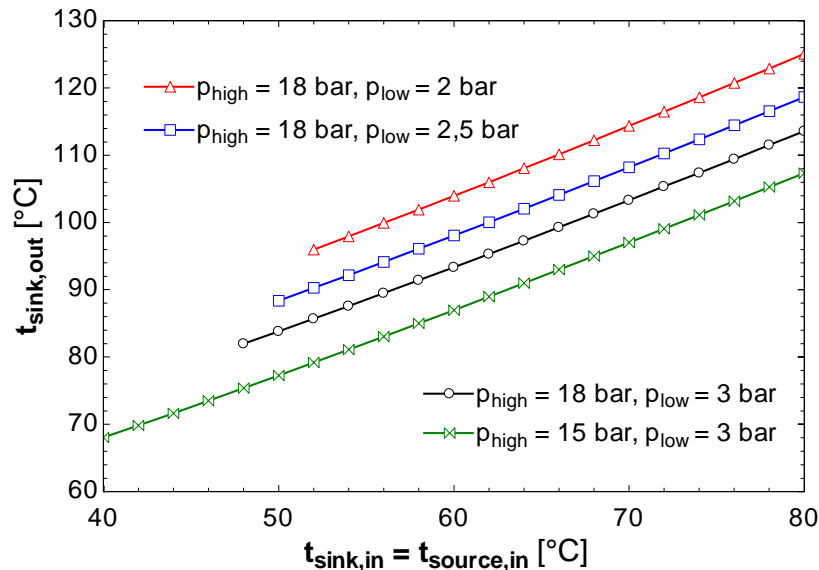


Abbildung 4-9: Wärmesenken-Austrittstemperatur bei Betrieb mit unterschiedlichen Druckniveaus und Druckverhältnissen

Trägt man den spezifischen Lösungsumlauf, berechnet gemäß Gl. 2-17, für die unterschiedlichen Betriebsbedingungen auf erhält man Abbildung 4-10. Einerseits erkennt man sofort den steigenden Umlauf bei niedrigeren Druckverhältnissen, andererseits auch den steigenden Umlauf bei höheren Wärmequellen/Wärmesenken-Eintrittstemperaturen, der auf die geringere Entgasungsbreite zurückzuführen ist, resultierend aus den Zustandsgleichungen für Ammoniak/Lithiumnitrat. Der Ammoniakmassenstrom ist wie zuvor erwähnt bei gleichbleibendem Niederdruckniveau annähernd konstant, der Lösungsmassenstrom steigt mit höherem Temperaturniveau.

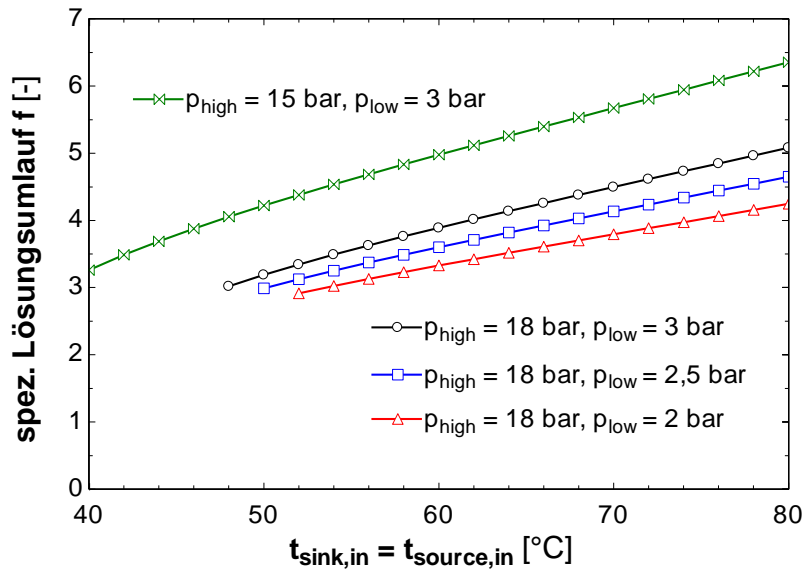


Abbildung 4-10: Spezifischer Lösungsumlauf bei Betrieb mit unterschiedlichen Druckniveaus und Druckverhältnissen

Abschließend ist die Kompressoraustrittstemperatur zu vergleichen. Der Verlauf ist in Abbildung 4-11 dargestellt. Trotz unterschiedlicher Druckniveaus und Druckverhältnisse zeigt die Kompressoraustrittstemperatur nur eine geringfügige Steigerung bei Erhöhung des Verhältnisses auf. Dies ergibt sich aus der Kompressoreintrittstemperatur des Kältemittels, welches vor beiden Kompressoren durch die Wärmequelle nach dem Desorber gekühlt wird. Steigt nun das Druckverhältnis, wird der Temperaturgleit im Desorber, wie zuvor erwähnt, höher. Als Folge daraus sinkt die Austrittstemperatur des Kältemittels aus den Gaskühlern AUX 1 und AUX 2.

Für die Berechnung der Kompressoraustrittstemperatur sind zusätzlich die Kennlinien, mit denen die Kompressoren modelliert wurden, und deren Verlauf bei variierten Druckverhältnissen zu berücksichtigen, weshalb kein einheitlicher Zusammenhang hergestellt werden kann. Bspw. steigt bei $p_{low} = 3$ bar und $p_{high} = 15$ bar die Kompressoraustrittstemperatur unter anderem auch wegen deutlich geringerer Innerer Isentroper Wirkungsgrade im Vergleich zu $p_{low} = 3$ bar und $p_{high} = 15$ bar.

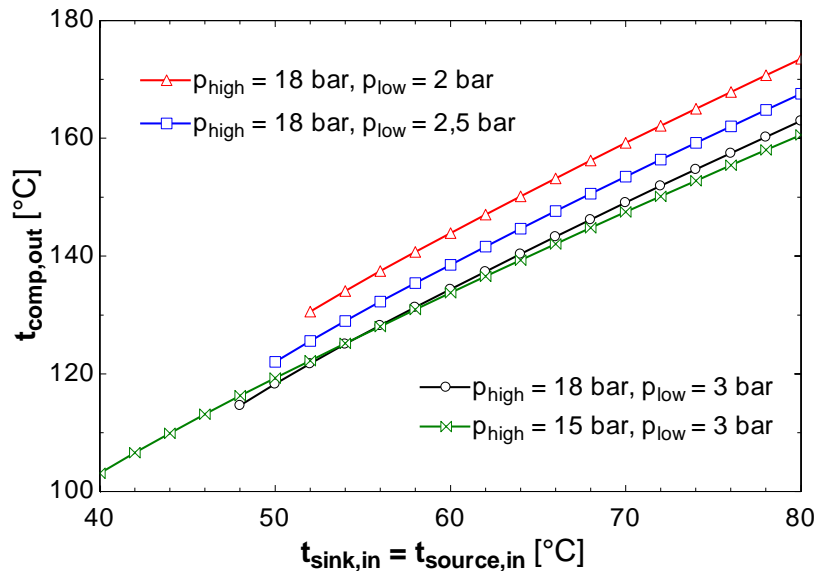


Abbildung 4-11: Kompressoraustrittstemperatur bei Betrieb mit unterschiedlichen Druckniveaus und Druckverhältnissen

d) Variation Hochdruckniveau

In Abbildung 4-12 ist der Verlauf der Simulationsergebnisse der bereits in Abbildung 4-2 benannten Parameter über dem Hochdruckniveau aufgetragen. Dabei ändert sich mit zunehmendem Hochdruck (p_{high}) und bei gleichbleibendem Niederdruck (p_{low}) das Druck- bzw. Verdichtungsverhältnis im System. Die Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintrittstemperatur ($t_{sink,in}$ und $t_{source,in}$) wurden in der Simulation vorgegebenen, wobei diesmal die Temperatur am Eintritt der Wärmesenke um 10 K höher als die der Wärmesenke angesetzt ist.

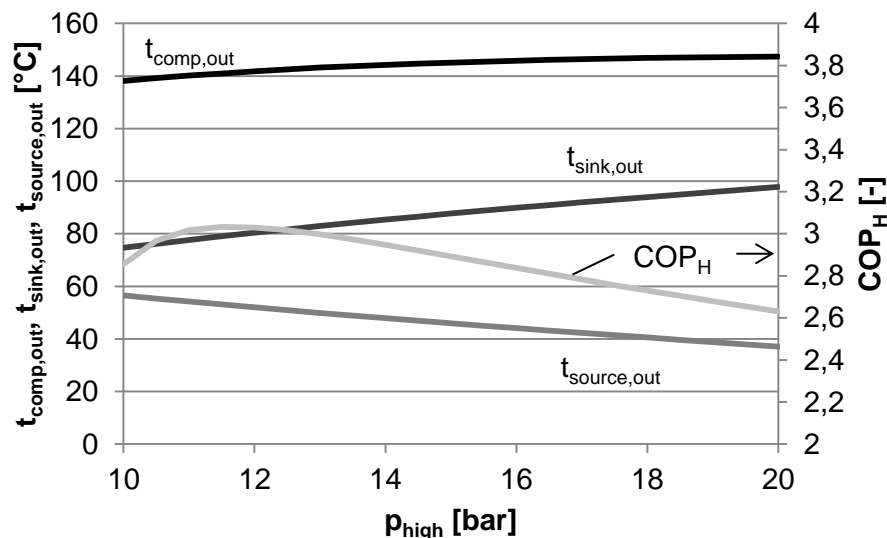


Abbildung 4-12: Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur und Leistungszahl für Betrieb bei $p_{low} = 3$ bar, $t_{sink,in} = 70^\circ\text{C}$, $t_{source,in} = 60^\circ\text{C}$

Es ist erkennbar, dass mit zunehmendem Druckverhältnis die erreichte Temperaturdifferenz zwischen Austritt der Wärmesenke und Austritt der Wärmequelle zunimmt. Dies kann auf den geringeren spezifischen Lösungsumlauf in Folge einer höheren Entgasungsbreite im Desorber bzw. Absorber zurückgeführt werden. Die Konzentrationen der „armen“ bzw. „reichen“ Lösung, und somit die Entgasungsbreite, werden anhand von Druck und Temperatur am Austritt aus dem Desorber bzw. Absorber, unter Annahme eines gesättigten (Desorber) bzw. unterkühlten (Absorber) Lösungszustands, berechnet.

Die Kompressoraustrittstemperatur steigt moderat bei höheren Verdichtungsverhältnissen und flacht bei hohen Verdichtungsverhältnissen (>5) deutlich ab. Der Erhöhung durch das steigende Druckverhältnis im Kompressor wirkt dabei die sinkende Wärmequellen-Austrittstemperatur entgegen, welche in den beiden Gaskühlern zur Kühlung des angesaugten Ammoniaks maßgeblich ist. Der Verlauf des COP_H zeigt zuerst eine Zunahme, bedingt durch einen vergleichsweise stärkeren Anstieg der Heizleistung im Vergleich zur benötigten elektrischen Leistung. Nachdem ein Maximum bei einem Verdichtungsverhältnis von unter 4 erreicht wird, sinkt der COP_H mit zunehmendem Hochdruck. Die Heizleistung bleibt dabei annähernd konstant, während die elektrische Leistung der Kompressoren wegen des höheren Druckverhältnisses in beiden Stufen zunimmt.

4.2.3 Druckverlustrechnung

An sämtlichen Zustandspunkten wurden Rohrdurchmesser für das Funktionsmuster vorgegeben. Anhand der Simulation war es möglich den Druckverlust je Meter Rohrlänge auszurechnen und gegebenenfalls Anpassungen vorzunehmen. Auf Grund der unterschiedlichen Strömungsarten, von laminar bis turbulent, einphasig oder zweiphasig, musste für unterschiedliche Strömungsarten die Berechnungsmethode adaptiert werden.

Die äquivalente Sandrauigkeit k_s für neue Edelstahlrohre wurde ebenso wie der hydraulische Durchmesser, welcher bei Kreisrohren dem Innendurchmesser d entspricht, vorgegeben. Anhand von Dichte und Viskosität des fließenden Mediums sowie den, nach Berechnung des Kreislaufs, bekannten Massenströmen konnte die Reynoldszahl Re berechnet werden. Stoffdaten für Ammoniak/Lithiumnitrat wurden mittels den Zustandsgleichungen in Anhang A berechnet, für Ammoniak erfolgte die Berechnung mittels den in EES vorhandenen Korrelationen. Für den Fall einer einphasigen Strömung wurde zur anschließenden Ermittlung der Rohrreibungszahl λ für Reynoldszahlen kleiner 2320 Gl. 4-12 angewandt, für größere Reynoldszahlen wurde die Gleichung nach Prandtl-Colebrook gemäß Gl. 4-13 verwendet.

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64 * \nu}{v * d} \quad \text{Gl. 4-12}$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \log_{10} \left(\frac{2,51}{Re * \sqrt{\lambda}} + \frac{k_s}{d * 3,71} \right) \quad \text{Gl. 4-13}$$

Der Druckverlust je Meter Rohrleitung berechnet sich mit der Rohrreibungszahl und den bekannten Zuständen im Rohr anhand von Gl. 4-14. Dieser konnte anschließend verglichen werden und bei Bedarf der Rohrdurchmesser angepasst werden.

$$\Delta p = \lambda * \frac{1}{d} * \frac{v^2}{2 * \rho} \quad \text{Gl. 4-14}$$

Für Zweiphasige Strömung wurde das Modell von Lockhart-Martinelli, beschrieben in Glück (1988), verwendet. Die Vorgehensweise entspricht der für das Modell in Anhang D vorgestellten Berechnungsschritte. Die Zweiphasenströmung wird in einen flüssigen und gasförmigen Anteil aufgespalten und der Druckverlust im Rohr wird je Phase mit den zuvor gezeigten Gleichungen berechnet. Mittels mehrerer Faktoren, welche gemäß den im Anhang definierten Gl. D-51 bis

Gl. D-53 berechnet werden, kann der Druckverlust bei Zweiphasenströmung abgeschätzt werden.

In Tabelle 4-3 sind alle wesentlichen Werte für die Druckverlustrechnung gelistet. Die Sandrauhigkeit wurde mit 0,1 mm angenommen. Nach dem Niederdruckkompressor (Punkte 2 bis 6) sind hohe Strömungsgeschwindigkeiten auch deshalb notwendig, um das mitgerissene Kompressoröl weiterzuleiten. Vor allem in den Kältemittelleitungen sind deshalb hohe Druckverluste gegeben. Im Lösungskreislauf sind hohe Druckverluste nach der Lösungspumpe (Punkte 12 bis 14) und nach dem Absorber (Punkte 22 bis 25) zu erwarten. Erstere können durch eine geringfügig höhere Druckänderung in der Lösungspumpe ausgeglichen werden. Zweitere sind wenig relevant, da in der Lösungsdrössel ohnehin Druck abgebaut wird. Die hohen Druckverluste in der Zuleitung zum Desorber (Punkt 24) ergeben sich aus der Zweiphasenströmung.

Tabelle 4-3: Druckverlustwerte für die jeweiligen Zustandspunkte gemäß Abbildung 4-1 ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

Zustandspunkt	Rohrdurchmesser	Geschwindigkeit	Reynoldszahl	Druckverlust
-	m	m/s	-	Pa/m
0	0,0297	8,779	45433	73,92
1	0,0297	8,268	48291	69,3
2	0,016	15,3	66207	941,1
3	0,015	14,92	82629	1127
4	0,015	12,91	94788	971,7
5	0,012	10,79	87659	1699
6	0,012	9,61	97331	1510
11	0,015	0,1732	376,6	188,4
12	0,01	0,3899	572,8	940,9
13	0,01	0,3934	829,4	655,5
14	0,01	0,3973	1211	453,6
21	0,0297	1,441		59,26
22	0,01	0,6221	4305	875,8
23	0,01	0,6168	3765	889,3
24 = 25	0,015	11,01		2276
26	0,0297	8,831		269,3

4.2.4 Temperaturverlauf Wärmeübertrager

Für sämtliche Wärmeübertrager, welche Wärme von oder zur Wärmequelle und Wärmesenke transferieren, wurde im Kreislaufsimulationsmodell in EES der Temperaturverlauf während der Wärmeübertragung auf beiden Seiten hinterlegt. Dazu wurde die übertragene Wärmemenge in 10 äquidistante Schritte unterteilt und für jeden Schritt Enthalpien und Temperaturen berechnet. Die 11 Zustandspunkte werden anschließend in einem Q-t-Diagramm eingetragen. Des Weiteren wird die logarithmische Temperaturdifferenz berechnet und die minimale Temperaturdifferenz ausgegeben.

In Abbildung 4-13 ist beispielgebend der Temperaturverlauf im Desuperheater-Wärmeübertrager dargestellt. Der Wärmeübertrager wird im Gegenstromprinzip betrieben. Der Temperaturgleit des Kältemittels ist vergleichsweise hoch, auf Grund des geringen Kältemittelmassenstroms im Vergleich zum Massenstrom der Wärmesenke erfolgt allerdings bei Letzterer nur eine geringfügige Temperaturänderung. Die minimale Temperaturdifferenz ergibt sich ganz klar am Eintritt der Wärmesenke.

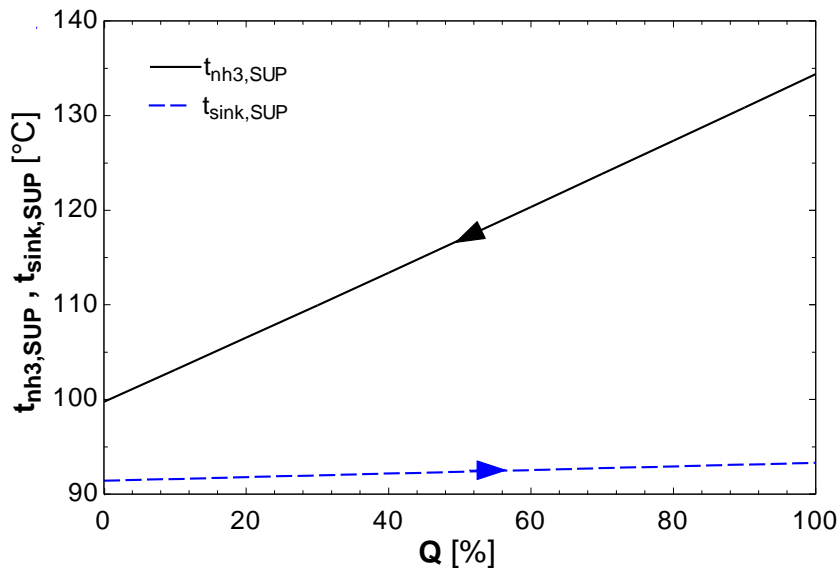


Abbildung 4-13: Q-t-Diagramm Desuperheater ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

Der Temperaturverlauf im Desuperheater erfolgt annähernd linear, da das überhitzte Ammoniak eine beinahe konstante spezifische Wärmekapazität aufweist. Gleiches gilt auch für die beiden Gaskühler, die ebenfalls einen Wärmeübergang von überhitztem Kältemittel auf Wasser, in diesem Fall auf die Wärmequelle, aufweisen. Da im Simulationsmodell der Volumenstrom der Wärmequelle in den Gaskühlern an den Temperaturgleit des Kältemittels angepasst wurde ergibt sich eine annähernd gleiche Steigung auf beiden Seiten, siehe Abbildung 4-14.

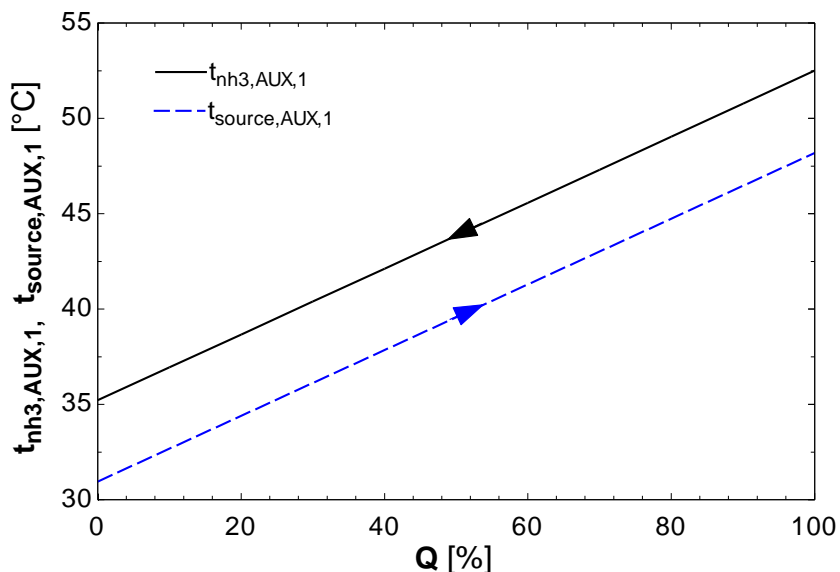


Abbildung 4-14: Q-t-Diagramm Gaskühler 1 ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

Vor allem für Absorber und Desorber ergibt sich allerdings ein deutlich nicht linearer Temperaturverlauf der Lösung während der Wärmeübertragung. In Folge sich ändernder Sättigungstemperatur während der Absorption oder Desorption ergibt sich ein im Folgenden dargestellter Verlauf. Bei der Absorption in Abbildung 4-15, mit gleicher Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Ein- und Austritt, ergibt sich die geringste Temperaturdifferenz während der Wärmeübertragung bei ca. der Hälfte der übertragenen Wärmemenge. Dadurch ergibt sich in diesem Bereich ein negativer Einfluss auf die, für die Wärmeübertragung benötigte, treibende Temperaturdifferenz durch die nicht-lineare Abkühlkurve bei gleichzeitiger Absorption.

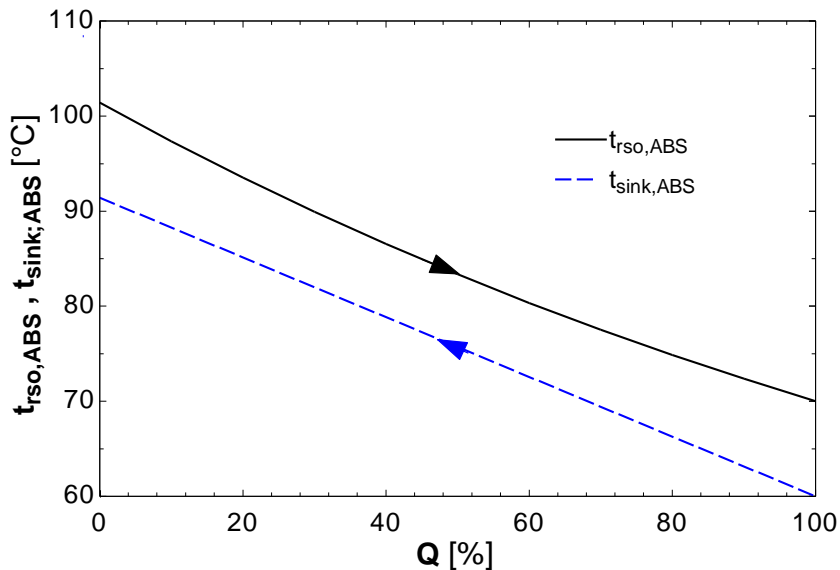


Abbildung 4-15: Q-t-Diagramm Absorber ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

Im Desorber, dargestellt in Abbildung 4-16, ist die Flussrichtung der Wärme umgekehrt. Die Temperaturdifferenz am Ein- und Austritt sind ebenfalls gleich. Der nicht-lineare Verlauf während der Desorption vergrößert die Temperaturdifferenz während der Wärmeübertragung. Unter Anderem aus diesem Grund wurde im Desorber, im Vergleich zum Absorber, mit einer geringeren Differenzvorgabe am Ein- und Austritt gerechnet, welche auch bei der Auslegung des Wärmeübertragers herangezogen wird (Kapitel 4.3).

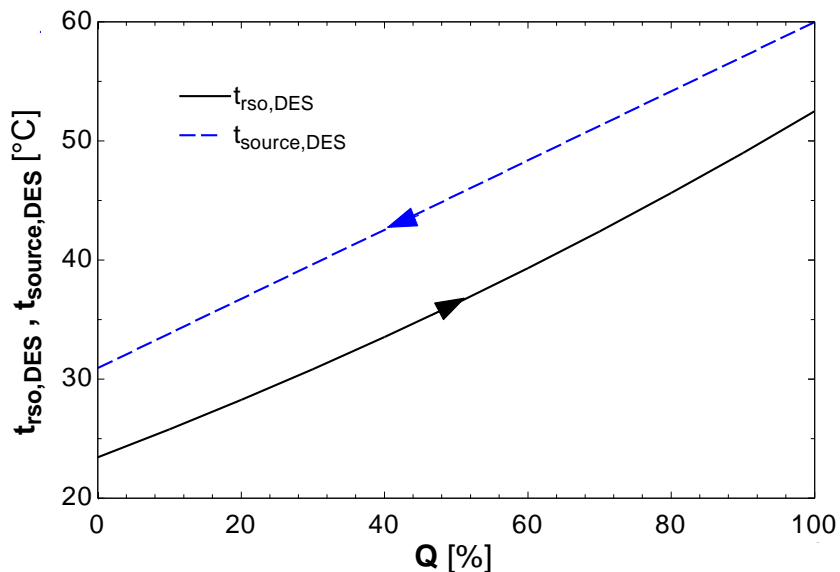


Abbildung 4-16: Q-t-Diagramm Desorber ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

4.2.5 Ammoniak- und Lithiumnitrat-Füllmenge

Die Ammoniak- und Lithiumnitrat-Füllmenge wurde mit Hilfe des Simulationsmodells prognostiziert. An den einzelnen Zustandspunkten wurde das Volumen der entsprechenden Rohrleitungen bestimmt. Die Sammelbehälter wurden zusätzlich anhand von Füllständen und den Zuständen von Lösung und Gasphase berücksichtigt. Die Wärmeübertrager sind ebenfalls in der Bilanz berücksichtigt, Absorber und Desorber werden jeweils zur Hälfte mit Lösung und Gasphase gefüllt angenommen.

In Abbildung 4-17 soll einen Überblick dafür geben, wie sich die Füllmenge Ammoniak mit steigendem Temperaturniveau ändert. Die Füllmenge Lithiumnitrat ergab sich mit etwa 12 kg,

am Funktionsmuster wurde nach ersten Messungen die Füllmenge allerdings noch um zusätzlich 3 kg gesteigert. Im Diagramm müssen, ausgehend von annähernder Parität von Ammoniak zu Lithiumnitrat bei einer Senken- und Quellen-Eintrittstemperatur von 50°C ca. 4 kg Ammoniak bzw. ein Drittel der Füllmenge abgeführt werden, wenn das Temperaturniveau auf 80°C erhöht wird. Das entspricht einer abgeführten Energie von knapp 5000 kJ bzw. 1,5 kWh.

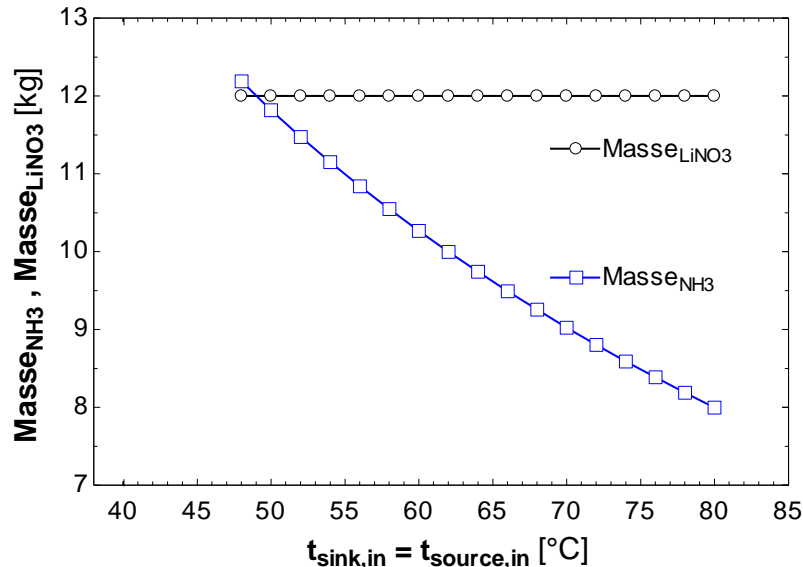


Abbildung 4-17: Ammoniak- und Lithiumnitrat-Füllmenge ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$)

Abbildung 4-18 zeigt den Verlauf des Füllstands in den einzelnen Füllbehältern. Wie bereits in Kapitel 3.2.4 b angemerkt, wurde der Sammelbehälter vor dem Desorber (MSAC) nicht für die Phasentrennung genutzt und ist deshalb im Betrieb vollständig gasförmig gefüllt. Der Füllstand im Hochdruck-Sammelbehälter (RSAC) wird durch die Regelung konstant bei 50% festgelegt. Verschiebungen der Füllmenge Ammoniak führen entsprechend zu einem geänderten Füllstand im Niederdruck-Sammelbehälter (PSAC). Im betrachteten Betriebsbereich sinkt der Füllstand von 70 % auf unter 40 %. Zusätzliche Füllstandsänderungen treten bei geänderten Druckniveau von Niederdruck und Hochdruck auf. Dabei gilt, dass bei geringeren Druckniveaus und gleichbleibender Temperatur die Ammoniak-Füllmenge sinkt.

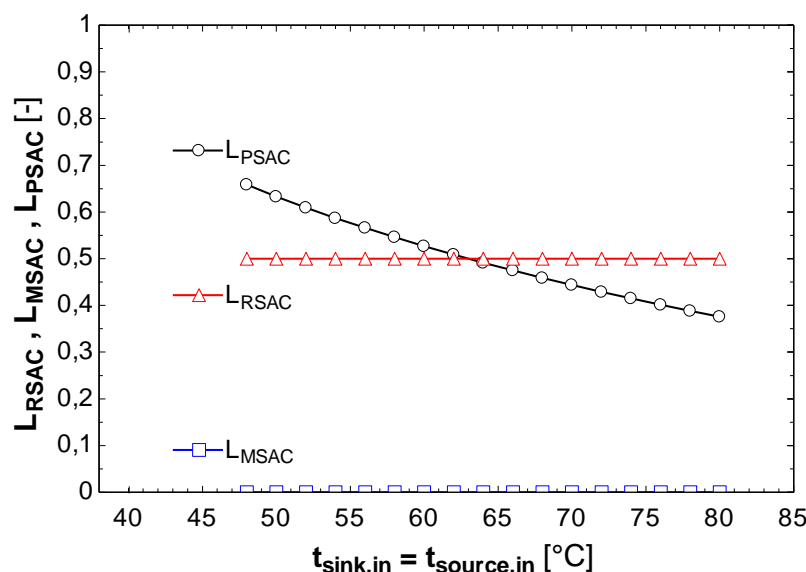


Abbildung 4-18: Füllstände in den Sammelbehältern ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$)

Wie bereits erwähnt wurde, war die tatsächliche Füllmenge von Lithiumnitrat und Ammoniak höher als in der Simulation prognostiziert. Dies kann zum Beispiel aus falschen

Volumenberechnungen oder einem höheren Anteil Lösung im Absorber und Desorber resultieren. Mit je etwa 15 kg Lithiumnitrat und Ammoniak ergibt sich in Absolutwerten auch eine höhere Menge Ammoniak, die bei Betriebspunktänderungen verschoben werden muss.

4.3 Berechnungsmodell Wärmeübertrager

Zusätzlich zu der Kreislaufsimulation wurde mit Hilfe der Berechnungsgrundlagen im VDI Wärmeatlas (Martin, 2006 sowie Steiner, 2006) ein Modell für den Wärme- und Stoffübergang im Absorber und Desorber aufgebaut. Das Modell wurde ebenfalls für die einphasige Wärmeübertragung in allen anderen Wärmeübertragern angewandt. Die übertragene Leistung in den Plattenwärmeübertragern wird anhand der folgenden grundlegenden Gleichungen von Gl. 4-15 bis Gl. 4-17 berechnet.

$$\dot{Q}_{PWT_{max_{kalte\ Seite}}} = \dot{m}_{kalte\ Seite} * (h_{kalte\ Seite_{aus_{max}}} - h_{kalte\ Seite_{ein}}) \quad \text{Gl. 4-15}$$

$$\dot{Q}_{PWT_{max_{warme\ Seite}}} = \dot{m}_{warme\ Seite} * (h_{warme\ Seite_{ein}} - h_{warme\ Seite_{aus_{min}}}) \quad \text{Gl. 4-16}$$

$$\dot{Q}_{PWT_{eff}} = \Phi_{PWT} * \min(\dot{Q}_{PWT_{max_{kalte\ Seite}}}, \dot{Q}_{PWT_{max_{warme\ Seite}}}) \quad \text{Gl. 4-17}$$

Dabei ist die Betriebscharakteristik der Wärmeübertragung (Φ_{PWT} , siehe Kapitel 2.7.4) nicht bekannt. Anhand einer Unterteilung des Wärmeübergangs im Plattenwärmeübertrager in N Teilschritte gleicher Länge (in Richtung der Strömung) kann das im Anhang D angeführte Modell angewendet und die Leistung gemäß Gl. 4-18 berechnet werden. Dabei gilt die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten mittels der Wärmeübertragungskoeffizienten auf beiden Seiten und der Wärmeleitung in der Platte mit Gl. 4-19. Die gemäß Gl. 4-17 ermittelte Leistung, bei iterativer Vorgabe der Betriebscharakteristik der Wärmeübertragung, wird nun mit der gemäß Gl. 4-18 berechneten Leistung verglichen. Der Wert der Betriebscharakteristik wird, ausgehend vom Wert 1, solange in kleinen Schritten gesenkt, bis Gl. 4-17 einen kleineren Wert als Gl. 4-18 liefert

$$\dot{Q}_j = \frac{A_{PWT}}{N} * (t_{warme\ Seite_j} - t_{kalte\ Seite_j}) * U_j \quad \text{Gl. 4-18}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{S_1}} + \frac{1}{\alpha_{S_2}} + \frac{s_{PWT}}{\lambda_{PWT}}} \quad \text{Gl. 4-19}$$

Als Ergebnis liefert das Modell die Betriebscharakteristik für Gl. 4-17, die sich im Betrieb gemäß Berechnung der Wärmeübertragung einstellt. Der Wert der Betriebscharakteristik spiegelt sich auch in Form der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien wider, die mit dem Modell für jeden Teilschritt berechnet wird. Die Vorgaben für Massenstrom und Eintrittszustand sind der Kreislaufsimulation zu entnehmen, Stoffdaten werden für Ammoniak/Lithiumnitrat gemäß den Zustandsgleichungen in Anhang A berechnet, für reines Ammoniak und Wasser im Wärmequellen-/Wärmesenken-Kreislauf werden die Korrelation in EES verwendet.

Für die Wärmeübertrager SHX 1, SHX 2, AUX 1, AUX 2 und DES reicht es, die für die Simulation in Kapitel 4.2.1 angesetzte Betriebscharakteristik mit dem gemäß Gl. 4-17 berechneten Wert zu vergleichen. Sollte der berechnete Wert niedriger sein, als in der Simulation angesetzt, kann man die Bauform oder die Plattenzahl der Plattenwärmeübertrager anpassen, bis dieser die notwendige Betriebscharakteristik erreicht. Sollten mit dem Modell deutlich höhere Werte ermittelt werden, kann der Wärmeübertrager verkleinert oder die Plattenzahl gesenkt werden.

Für die Wärmeübertragung im Absorber und Desorber ergibt sich ein wesentlich komplexeres Vorgehen. Anhand der Kreislaufsimulation in Kapitel 4.2.2 werden die Massenströme und Eintrittszustände von Lösung und Wärmequelle/Wärmesenke bestimmt. Das Modell vergleicht wiederum die mit den Wärmedurchgangskoeffizienten berechnete Leistung gemäß Gl. 4-18 mit der Leistung berechnet nach Gl. 4-17. Bei Übereinstimmung ist nun im Modell zu prüfen, ob die vollständige Absorption bzw. ausreichende Desorption erfolgt ist. Dazu kann man im Absorber den Austrittszustand der Lösung heranziehen, welcher flüssig vorliegen muss. Im Desorber kann die gemäß Kreislaufsimulation berechnete Dampfzahl am Austritt als relevante Größe herangezogen werden, welche vorliegen muss, um den Kreislauf aufrechtzuhalten.

Da in der Kreislaufsimulation die Temperaturdifferenzen zwischen Lösung und Wärmesenke/Wärmequelle am Ein- und Austritt vorgegeben wurden, kann alternativ auch überprüft werden, ob diese Temperaturdifferenz mit dem gewählten Plattenwärmeübertrager, definiert durch Bauform und Plattenanzahl, bewerkstelligt werden kann. Wenn dies erfüllt ist, kann gemäß dem Berechnungsmodell für den Wärmeübertrager die Leistung bei den vorgegebenen Temperaturdifferenzen übertragen werden.

In Abbildung 4-19 ist der Temperaturverlauf von Lösung und Wärmesenke im Absorber über der Wärmeübertragerfläche für einen Betriebspunkt dargestellt. Wie sich zeigt, wird vor allem in der ersten Hälfte eine höhere Wärmeübertragung als gegen Ende erzielt. Der Knick der Lösung gegen Ende der Fläche deutet an, dass die Absorption vollständig abgeschlossen wurde und eine weitere Unterkühlung der flüssigen Lösung im Absorber erfolgt.

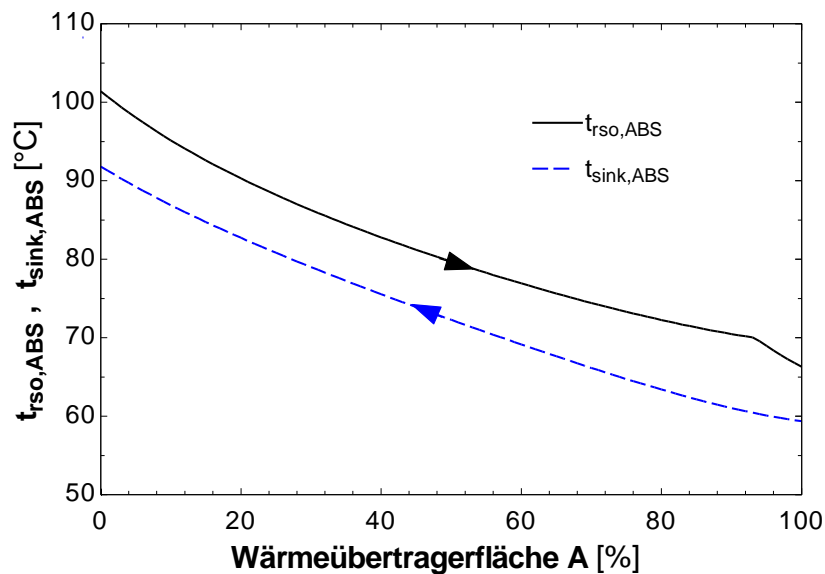


Abbildung 4-19: Temperaturverlauf im Absorber ($p_{low} = 3$ bar, $p_{high} = 18$ bar, $t_{sink,in} = t_{source,in} = 60^\circ\text{C}$)

Abbildung 4-20 zeigt den Verlauf von Wärmedurchgangskoeffizient und aufsummiertem Druckverlust im Wärmeübertrager. Wie bereits zuvor erwähnt, sind in der ersten Hälfte der Wärmeübertragerfläche die übertragene Wärmemenge und auch der berechnete Wärmedurchgangskoeffizient hoch. Wie in Abbildung 4-19 ersichtlich, ist die Temperaturdifferenz über die gesamte Fläche annähernd konstant, resultierend aus den Vorgaben in der Kreislaufsimulation, wo Temperaturdifferenz am Ein- und Austritt gleichgesetzt wurden.

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist am Eintritt der Lösung hoch, da das Zweiphasengemisch einerseits eine höhere Geschwindigkeit und damit Reynoldszahl aufweist, andererseits da der Wärmeübertragungskoeffizient bei Phasenübergang höher liegt als bei einphasiger Strömung. Im Bereich der Unterkühlung der flüssigen Lösung ist der Wärmedurchgangskoeffizient annähernd konstant auf niedrigem Niveau. Gemäß den Berechnungen für diesen Betriebspunkt liegt der Wärmeübertragungskoeffizient auf der Lösungsseite deutlich unter der Wasserseite,

für die Wärmesenke werden Werte von über $1500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ und für die Lösung je nach Dampfzahl im Bereich von $250 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ bis $1100 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ berechnet.

Der lösungsseitige Druckverlust ist im Absorber sehr gering (ca. 4 mbar zwischen Eintritt und Austritt), was sich aus den vergleichsweise geringen Geschwindigkeiten sowie aus den Stoffdaten gemäß Konzentration und Temperatur der Lösung ergibt (vgl. Kapitel 2.6.3). Im Bereich mit Zweiphasengemisch zu Beginn der Wärmeübertragung ist der Druckverlust je Teilfläche noch am höchsten.

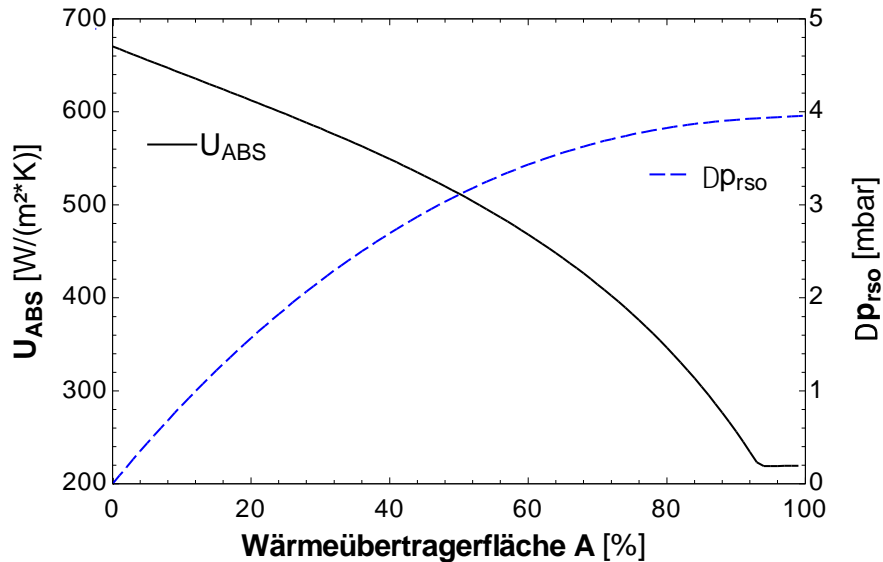


Abbildung 4-20: Wärmedurchgangskoeffizient und Druckverlust im Absorber ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

Im Desorber ergibt sich der Temperaturverlauf von Lösung und Wärmequelle dargestellt in Abbildung 4-21. Am Eintritt der Lösung (links) liegt das Zweiphasengemisch mit niedriger Dampfzahl vor, mit Erwärmung wird Ammoniak ausgetrieben und die Dampfzahl erhöht. Diese drückt sich auch in einer sich verändernden Wärmeübertragung aus, wobei vor allem im mittleren Bereich der Wärmeübertragerfläche laut Modell die meiste Wärme übertragen wird. Deutlicher ersichtlich in Abbildung 4-16 ist in diesem Bereich auch die höchste Temperaturdifferenz gegeben.

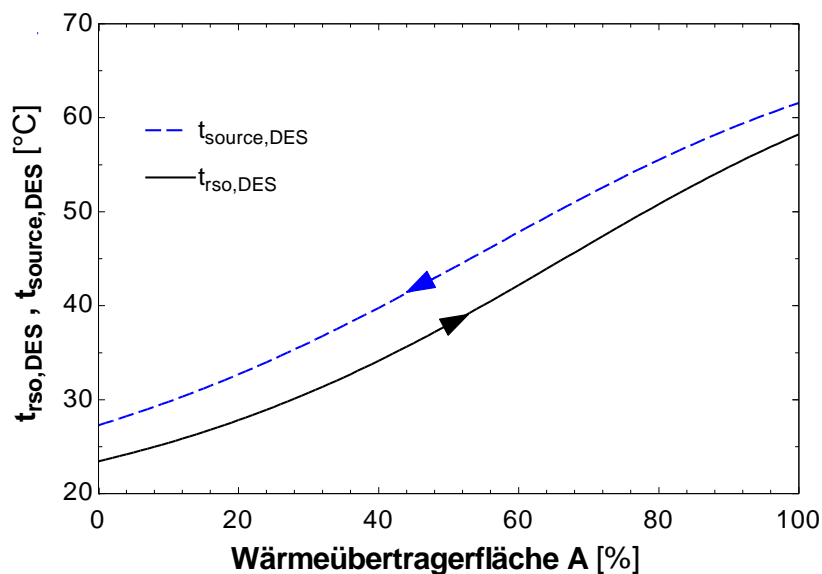


Abbildung 4-21: Temperaturverlauf im Desorber ($p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$, $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$, $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 60^\circ\text{C}$)

Sieht man sich den Wärmedurchgangskoeffizienten in Abbildung 4-22 an, zeigt sich der zunehmende Wärmeübertragungskoeffizient auf der Lösungsseite. Im Desorber sind auf Grund

der Dampfzahl der Lösung eine höhere Reynoldszahl und daraus folgend ein höherer Wärmeübertragungskoeffizient als im Absorber berechnet worden. Für den angeführten Betriebspunkt sind der Wärmeübertragungskoeffizient der Lösungsseite und Koeffizient der Wasserseite annähernd gleich. Gegen Ende des Wärmeübertragers sinkt der Wärmeübertragungskoeffizient der Lösungsseite bereits geringfügig, da der Koeffizient bei steigenden Dampfzahlen des Zweiphasengemischs gemäß Modell bei rund 25 % Dampfanteil ein Maximum erreicht.

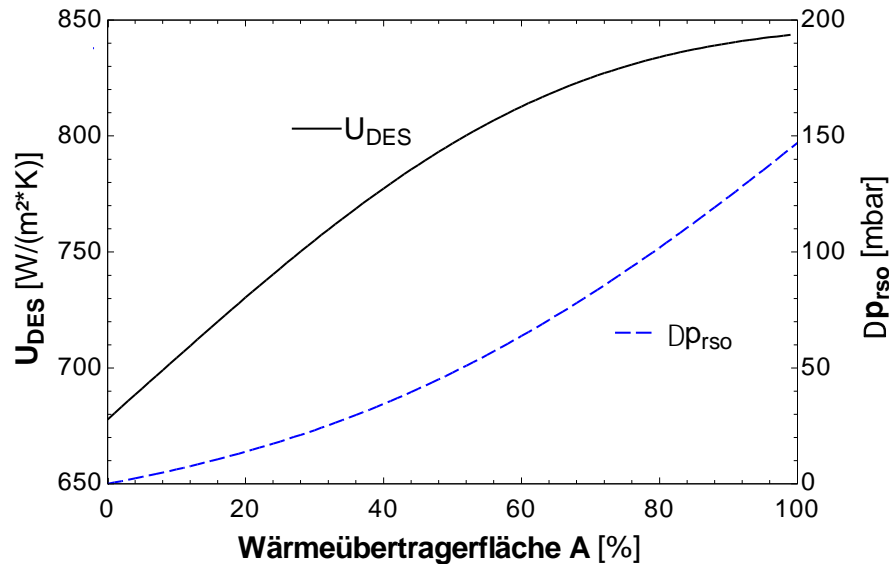


Abbildung 4-22: Temperaturverlauf im Desorber ($p_{low} = 3$ bar, $p_{high} = 18$ bar, $t_{sink,in} = t_{source,in} = 60^{\circ}C$)

Der Druckverlust im Desorber (ca. 150 mbar zwischen Ein- und Austritt) ist auf Grund der geringeren Temperatur und der damit einhergehenden deutlich höheren Viskosität der Lösung sowie der höheren Strömungsgeschwindigkeit höher als im Absorber (ca. 4 mbar). Für den gezeigten Betriebspunkt liegt der Gesamtmassenstrom bei ca. 165 kg/h. Dieser ist bei höherem spezifischen Lösungsumlauf, zum Beispiel bei Betriebspunkten mit niedrigem Druckverhältnis oder Temperaturdifferenz von Wärmesenken zu Wärmequellen-Eintritt, erheblich höher und der Druckverlust damit durchaus relevant.

5 MESSERGEBNISSE UND BETRIEBSERFAHRUNGEN

Nach Aufbau und erfolgreicher Inbetriebnahme der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe wurden im Rahmen der experimentellen Analyse stationäre Betriebspunkte vermessen und Kennfelder für den Betrieb erstellt. Der Einfluss und das Verhalten im Betrieb einzelner Komponenten wurden detailliert ausgewertet und Performance-Kennzahlen berechnet. Die nachfolgenden Unterkapitel sollen einen Einblick in die Messergebnisse und Optimierungspotentiale aufzeigen.

5.1 Messmatrix

Im Vorfeld der Messungen wurde die Messmatrix geplant. Tabelle 5-1 gibt einen Überblick über die im Rahmen dieser Arbeit diskutierten Messreihen, die wiederum aus einer Anzahl mehrerer Messpunkte bestehen. Die im Anhang E dargestellten Messdaten sind gemäß der dargestellten Messmatrix geordnet. Einzelne Messwerte können auch in mehreren Messreihen zur Anwendung kommen. Abseits der hier vorgestellten Messungen wurde noch eine Vielzahl an Einzelmessungen durchgeführt, welche nicht im Rahmen dieser Arbeit dokumentiert sind.

Tabelle 5-1: Messmatrix, zusammengefasst in Messreihen, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar		Hz	
1	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	50 _{LPC}	OFF
2	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
3	angepasst	angepasst	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
4	1000	1000	45-65	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	ON
5	1000-600	1000	60	60	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
6	1000	1000-500	60	60	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
7	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	15	3	2	40 _{LPC}	OFF
8	1000	1000	45-55	$t_{\text{sink,in}}$	15	3	2	40 _{LPC}	ON
9	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	15	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
10	1000	1000	50-75	$t_{\text{sink,in}}$	12	2	2	50 _{LPC}	OFF
11	Maximum	Maximum	45-80	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	30 _{HPC}	OFF
12	Maximum	Maximum	50-70	$t_{\text{sink,in}} -5K$	12	4	1	30 _{HPC}	OFF
13	Maximum	Maximum	45-80	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	40 _{HPC}	OFF
14	Maximum	Maximum	45	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	50 _{HPC}	OFF
15	Maximum	Maximum	45	$t_{\text{sink,in}}$	9	3	1	40 _{HPC}	OFF
16	angepasst	angepasst	50-75	$t_{\text{sink,in}}$	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
17	angepasst	angepasst	50-80	50	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
18	angepasst	angepasst	60-90	60	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
19	angepasst	angepasst	70-95	70	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
20	angepasst	angepasst	75-95	75	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
21	angepasst	angepasst	45-50	$t_{\text{sink,in}}$	15	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
22	angepasst	angepasst	45-60	$t_{\text{sink,in}}$	15	3	2	50 _{LPC}	OFF
23	angepasst	angepasst	45-60	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	50 _{LPC}	OFF
24	angepasst	angepasst	45-60	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	60 _{LPC}	OFF

Varierte Parameter innerhalb einer Messreihe sind zumeist Wärmesenken- und/oder Wärmequellen-Eintrittstemperatur. Lediglich bei Messreihe 5 und 6 wurde der Volumenstrom von Wärmequelle bzw. Wärmesenke variiert, um den Einfluss auf Absorber und Desorber zu analysieren. In den ersten zehn Messreihen, mit Ausnahme von Messreihe 3, 5 und 6, wurde der Wärmequellen- und Wärmesenken-Volumenstrom vorgegeben und nicht an den Temperaturleit der Lösung angepasst, um den Einfluss der Wärmequelle bzw. Wärmesenke auf den Wärmeübergang im Absorber und Desorber gering zu halten.

Die beiden Messreihen 4 und 8 wurden mit Gasbypass um den Desorber durchgeführt (vgl. Abbildung 3-1). Da im Rahmen dieser Messungen und bei Vergleich mit Messreihen 2 und 7 festgestellt wurde, dass die Umleitung der Gasphase nach der Lösungsdrössel zu einem deutlichen Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten im Desorber führt, wurde diese Variante für alle weiteren Messungen nicht weiter verfolgt. Der Einsatz der nachträglich eingebauten zweiten Lösungsdrössel (vgl. Kapitel 3.2.6) erfolgte bei einzelnen Messpunkten mit einem Lösungsmassenstrom reicher Lösung über der Grenze von ca. 225 kg/h in Messreihe 3, 5 sowie 11 bis 24.

Die Messreihen 17 bis 20 wurden bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen von Wärmequelle und Wärmesenke durchgeführt, wobei die Wärmequellentemperatur konstant gehalten wurde und die Wärmesenkentemperatur sukzessive erhöht wurde. Bei diesen Messungen und bei Messreihe 3 sowie 21 bis 24 wurde der Volumenstrom der Wärmequelle an den Temperaturleit der Lösung im Desorber angepasst. Da der Temperaturleit der Lösung im Absorber nicht gemessen werden konnte, wegen fehlender Temperaturmessung nach der Vermischung von Lösung und Kältemittel, wurde der Volumenstrom der Wärmesenke gleich oder geringfügig höher angesetzt.

Messreihen 11 bis 15 erfolgten einstufig, weshalb das Druckverhältnis deutlich niedriger vorgegeben wurde und sich ein vergleichsweise niedrigerer Kältemittelmassenstrom einstellt. Wegen des geringen Temperaturleit der Lösung im Absorber und Desorber wurde der maximale Volumenstrom von Wärmequelle und Wärmesenke eingestellt. Während in Messreihe 11, bei niedriger Drehzahl des Kompressors, der Temperaturleit auf der Lösungsseite im Desorber größer war, ist bei Messreihe 14 die Temperaturspreizung der Wärmequelle höher. In Messreihe 12 wurde die Wärmequellen-Eintrittstemperatur um 5 K niedriger angesetzt als die Wärmesenken-Eintrittstemperatur.

Die Messreihen 21 bis 24 konnten auf Grund eines Kompressorschadens im Niederdruckkompressor nicht mehr vollständig durchgeführt werden, ursprünglich war geplant auch diese Messungen bis zu einer Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintrittstemperatur von 75°C durchzuführen. Höhere Temperaturen für die Wärmequelle wurden mit Rücksicht auf die eingebauten Komponenten (siehe zum Beispiel Kapitel 3.2.6) und die Ein- bzw. Austrittstemperaturen der Kompressoren nicht geplant. Die Wärmequelle wurde zum Teil noch deutlich höher eingestellt, zu sehen in Messreihen 17 bis 20.

5.2 Auswertung Messreihen

Im Folgenden wird detailliert auf die Messergebnisse einzelner Messreihen und den Einflüssen variierter Betriebsparameter eingegangen. Ergänzende Informationen können den Messdaten in Anhang E entnommen werden. Ursachen für Abweichungen von Messergebnissen zur Simulationsrechnung werden – soweit ein Vergleich möglich ist – diskutiert, im nachfolgenden Kapitel 5.3 werden noch detailliert die einzelnen Komponenten analysiert. Bei Einzelmessreihen werden die gemäß Kapitel 3.4.5 berechneten Messunsicherheiten in Form der einfachen Standardabweichung angegeben, bei Messreihenvergleichen wurde diese zwecks Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet. Die in den Abbildungen verwendeten Farbcodierungen werden in den jeweiligen Tabellen den einzelnen Messungen zugeordnet, wobei die verschiedenen Messwerte nach Farbton sortiert sind und die unterschiedlichen Messreihen dabei mittels Variation der Farbhelligkeit dargestellt werden.

5.2.1 Einzelmessreihe

Ein erster Vergleich von Messung und Simulation kann anhand der Messreihe 1 erfolgen. Diese ist angelehnt an die im Kapitel 4.2.2 a diskutierten Simulationsergebnisse, wengleich der Volumenstrom von Wärmequelle und Wärmesenke nicht an den Temperaturgleit der Lösung im Absorber und Desorber angepasst wurde. Stattdessen wurde ein fixierter Wert von 1000 l/h eingestellt, siehe Tabelle 5-2. Die Eintrittstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke wurde in dieser und den folgenden Messungen in 5 K Schritten variiert.

Tabelle 5-2: Betriebsvorgaben Einzelmessreihe, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	Hz	ON/OFF
1	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	50 _{LPC}	OFF

In Abbildung 5-1 sind die Austrittstemperaturen von Wärmequelle nach dem Desorber ($t_{\text{source,out}}$) und Wärmesenke nach dem Desuperheater-Wärmeübertrager ($t_{\text{sink,out}}$) dargestellt. Für die einzelnen Messpunkte ergibt sich eine Spreizung von ca. 14 K für die Wärmesenke und 13 K für die Wärmequelle, resultierend aus den Leistungen und dem eingestellten Volumenstrom der hydraulischen Kreisläufe. Für diese und sämtliche anderen Messreihen mit zweistufigem Betrieb tritt das Maximum der Kompressoraustrittstemperatur ($t_{\text{comp,out}}$) am Niederdruckkompressor auf und ist im Vergleich zu den Erwartungswerten gemäß Simulation in Abbildung 4-2 deutlich niedriger. Dabei ist auch zu berücksichtigen, dass auf Grund der geringen Temperaturspreizung im Desorber die nach den Gaskühlern erreichte Sauggasttemperatur höher ist als in der Simulation. Auch unter Berücksichtigung der Möglichkeit einer systematischen Messunsicherheit in Folge der Messmethode mit Anlagefühlern (unbekannt, nicht in den Fehlerindikatoren gemäß Messunsicherheitsanalyse in Kapitel 3.4.5 inkludiert) ist die Temperatur deutlich unter den Erwartungen, was allerdings den Betrieb bei hohen Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen ermöglicht.

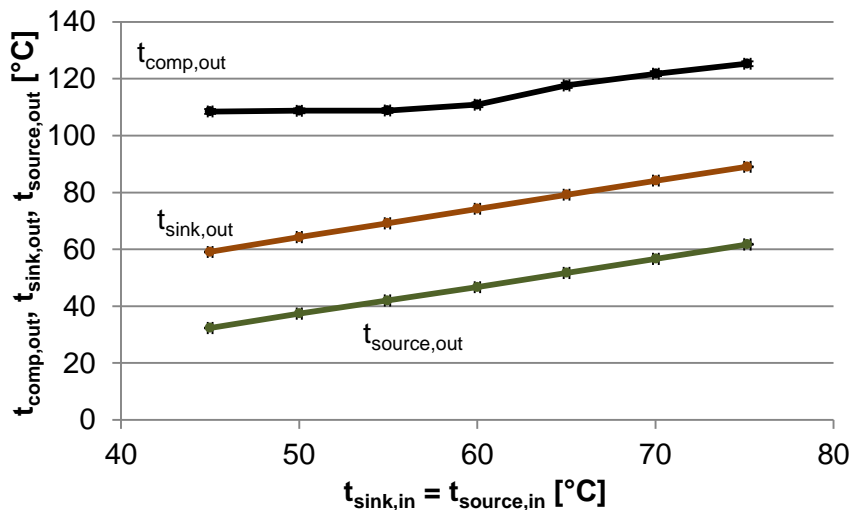


Abbildung 5-1: Messreihe 1 – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur

Da die elektrische Leistungsaufnahme (P_{el} , inklusive Frequenzumrichter) nicht unter den Erwartungswerten liegt, dargestellt in Abbildung 5-2, ist davon auszugehen, dass eine stärkere Kühlung als in der Simulation angenommen während der Kompression auftritt. Die Heizleistung (\dot{Q}_{sink} , abgegeben an die Wärmesenke) liegt im Vergleich zu Absorber- und Desuperheater-Leistung in Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5 ebenfalls deutlich unter den Erwartungen. Dies ist allerdings auch auf einen geringeren Liefergrad des Niederdruckkompressors und damit einen

geringeren Kältemittelmassenstrom zurückzuführen, siehe Kapitel 5.3. Immer zu berücksichtigen ist dabei allerdings, dass auf Grund der Rückrechnung des Kältemittelmassenstroms aus den sonstigen Messwerten eine hohe Messunsicherheit für diesen Wert gegeben ist. Wärmeverluste an den Kompressoren tragen jedenfalls zu einer geringeren verfügbaren Wärmesenkenleistung bei. Der COP_H sinkt somit primär wegen der Wärmeverluste und der im Vergleich zur Simulation höheren elektrischen Leistungsaufnahme je Kilogramm Kältemittel für die Verdichtung bzw. je Kilogramm Lösung für den Pumpvorgang.

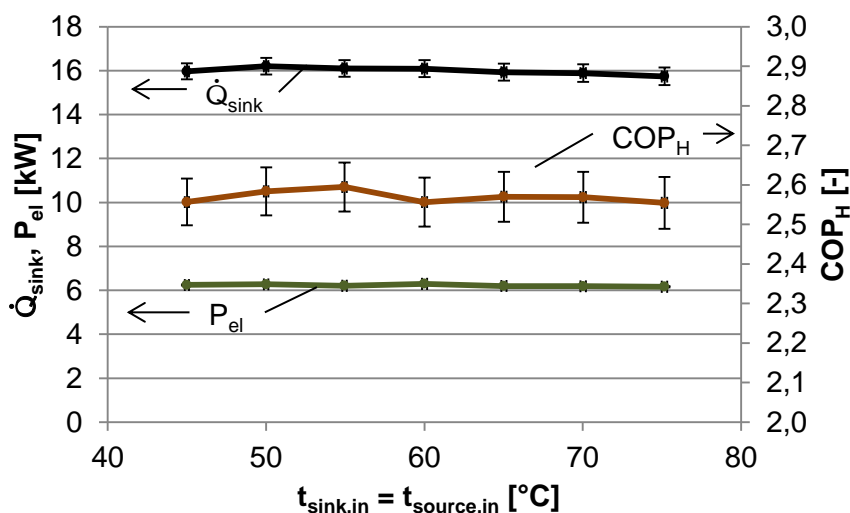


Abbildung 5-2: Messreihe 1 – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl

Abbildung 5-3 zeigt eine weitere Ursache für die vergleichsweise schlechtere Performance des Funktionsmusters. Während in der Simulation (Kapitel 4.2.2 a) der spezifische Lösungsumlauf (f) Werte von 3 (40°C) bis 5 (80°C) annimmt, gleichmäßig ansteigend auf Grund der geringeren Entgasungsbreite bei höheren Temperaturen im Kreislauf, sind mit dem Funktionsmuster deutlich höhere Werte gemessen worden. Der Lösungsmassenstrom armer Lösung (\dot{m}_{pso}) steigt mit zunehmendem Temperaturniveau, der Kältemittelmassenstrom bleibt annähernd gleich, da sich das Niederdruckniveau nicht ändert. Daraus ergibt sich, dass die Entgasungsbreite geringer als in der Simulation ausfällt, was im Rahmen der Messungen einerseits durch eine höhere Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke im Absorber-Wärmeübertrager begründet war, andererseits ist die Absorberunterkühlung, mit 10 K deutlich höher als in der Simulation angesetzt, detailliert besprochen in Kapitel 5.3.3 a.

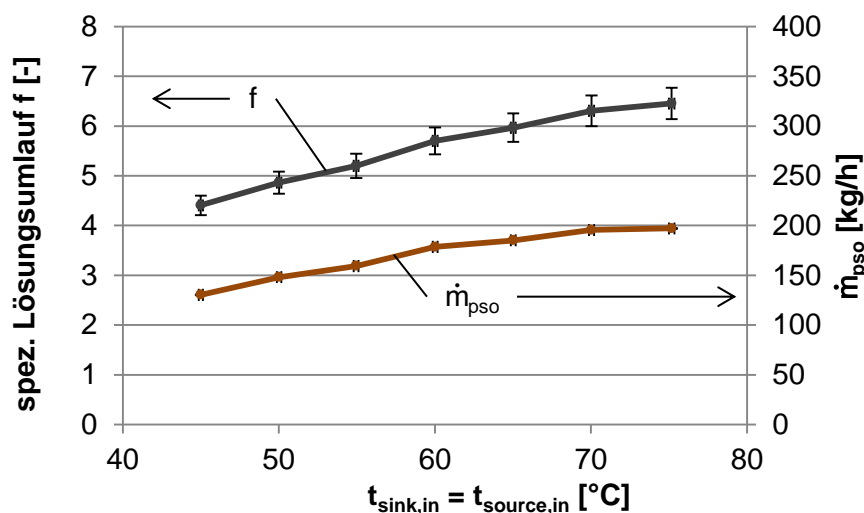


Abbildung 5-3: Messreihe 1 – Spezifischer Lösungsumlauf und Massenstrom arme Lösung

5.2.2 Variation Druckverhältnis

Ausgehend von einem Gesamt-Druckverhältnis von 6 bei Messreihe 2 wurde das Druckverhältnis auf 5 bei Messreihe 7 gesenkt, das Niederdruckniveau allerdings konstant gehalten, beschrieben in Tabelle 5-3. Der Volumenstrom der hydraulischen Kreisläufe wurde in beiden Messreihen konstant mit 1000 l/h eingestellt, die Drehzahl des Niederdruckkompressors ist im Vergleich zur zuvor dargestellten Messauswertung mit 40 Hz eingestellt. Variiert wurde für beide Messreihen wiederum die Eintrittstemperatur von Wärmequelle bzw. Wärmesenke ($t_{\text{source,in}} = t_{\text{sink,in}}$).

Tabelle 5-3: Betriebsvorgaben Variation Druckverhältnis, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar			
2	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
7	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	15	3	2	40 _{LPC}	OFF

Für die Austrittstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke in Abbildung 5-4 kann auf Grund der im Vergleich der Messreihen annähernd gleichbleibenden Leistungen, resultierend aus gleichen Kältemittelmassenströmen, kaum ein Unterschied festgestellt werden. Die, trotz geringerer eingebrachter elektrischer Leistung (vgl. Abbildung 5-5), bei den Messungen in etwa gleiche (bei $t_{\text{sink,in}} < 60^\circ\text{C}$ sogar höhere) Temperaturspreizung von Messreihe 7 ist durch geringere Wärmeverluste des Kompressors, in Folge des geringeren Druckverhältnisses, zu erklären. Die annähernd gleichen Werte sind allerdings auch auf die konstanten Volumenströme in den Kreisläufen zurückzuführen. Bei Anpassung der Temperaturspreizung an den Temperaturgleit der Lösung im Absorber und Desorber ist für das höhere Druckverhältnis in Messreihe 2 eine höhere Differenz zwischen Ein- und Austritt erreichbar. Für die Kompressoraustrittstemperatur kann nur eine geringfügig höhere Temperatur bei höherem Druckverhältnis gemessen werden, was darauf hindeutet, dass die Wärmeverluste steigen.

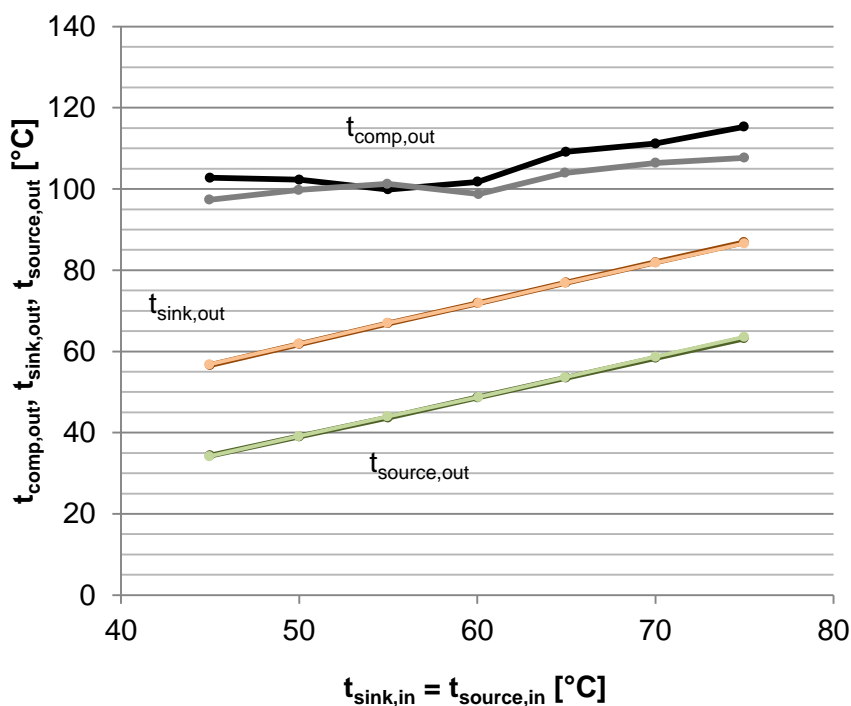


Abbildung 5-4: Messreihe 2 & 7 (Variation Druckverhältnis) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-3)

Die Wärmesenkenleistung ist, wie bereits erwähnt, für beide Messreihen gleich, dargestellt in Abbildung 5-5. Einerseits ist das Niederdruckniveau gleich, weshalb der Sauggasmassenstrom des Niederdruckkompressors gleich bleibt, Andererseits wird zusätzlich eingebrachte Leistung durch die beiden Kompressoren fast vollständig an die Umgebung abgeführt, zu erkennen in den fast gleichbleibenden Kompressor-Austrittstemperaturen. Die elektrische Leistungsaufnahme steigt zwar mit zunehmendem Druckverhältnis, die abgegebene Wärmeleistung (im Absorber und Desorber) bleibt allerdings nahezu konstant. Die Leistungszahl sinkt in Folge der steigenden elektrischen Leistung deutlich, wenngleich der erreichte Temperaturgleit im Desorber für höhere Druckverhältnisse steigt, und nur wegen der Messreihen mit konstanten Volumenströmen die Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke sich nicht ändert. Im Betrieb sollte jedoch entweder das Druckverhältnis an die gewünschte Temperaturspreizung angepasst werden, oder der Volumenstrom der hydraulischen Kreisläufe anhand des Temperaturgleits der Lösung eingestellt werden.

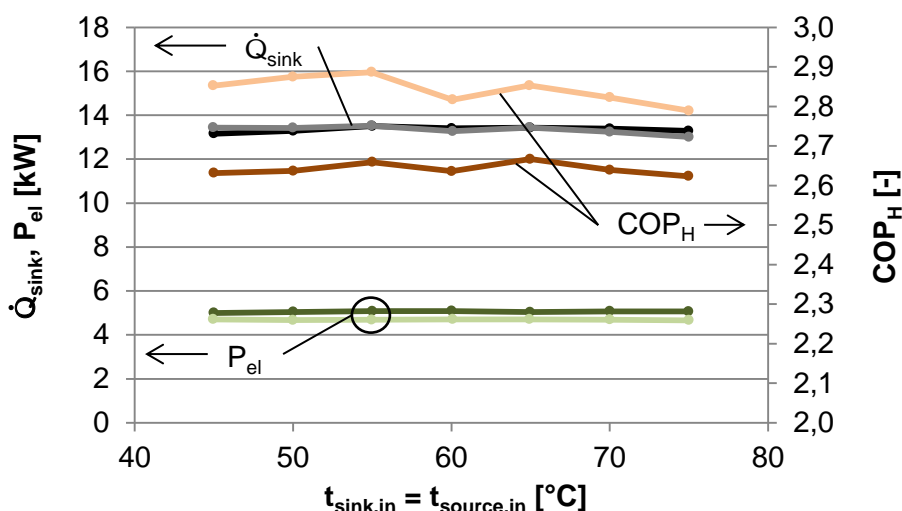


Abbildung 5-5: Messreihe 2 & 7 (Variation Druckverhältnis)– Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-3)

Der Massenstrom arme Lösung, aufgetragen in Abbildung 5-6, steigt deutlich mit niedrigerem Druckverhältnis, was sich aus der geringeren Entgasungsbreite ergibt. Bei gleichem Kältemittelmassenstrom muss somit der Lösungsmassenstrom steigen, um im Desorber die gleiche Menge Kältemittel auszutreiben, bzw. im Absorber zu absorbieren. Ebenfalls für beide Messreihen erkennbar ist der steigende Lösungsmassenstrom bei höheren Temperaturniveaus von Wärmequelle und Wärmesenke. Der entsprechende spezifische Lösungsumlauf ist in Abbildung 5-7 dargestellt.

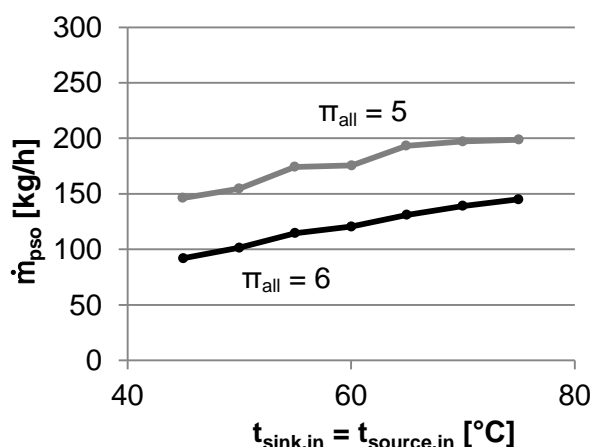


Abbildung 5-6: Messreihe 2 & 7 (Variation Druckverhältnis) – Massenstrom arme Lösung

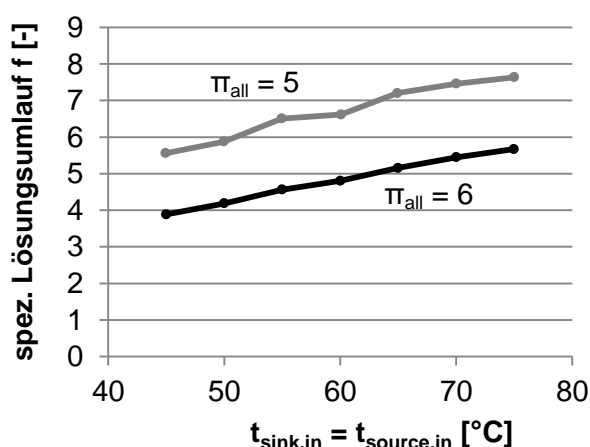


Abbildung 5-7: Messreihe 2 & 7 (Variation Druckverhältnis) – Spezifischer Lösungsumlauf

5.2.3 Variation Druckniveaus

Zur Regelung der Leistung der hybriden Wärmepumpe bietet sich das Niederdruckniveau an. Ausgehend von der Messreihe 1 ausgewertet in Kapitel 5.2.1 wird das Niederdruckniveau bei gleichbleibendem Druckverhältnis gemäß Tabelle 5-4 gesenkt. Der Volumenstrom der Wärmequelle und Wärmesenke wurde dabei wiederum mit 1000 l/h konstant vorgegeben und die Eintrittstemperatur von Wärmequelle sowie Wärmesenke von 45°C bis 75°C variiert.

Tabelle 5-4: Betriebsvorgaben Variation Druckniveaus, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	Hz	ON/OFF
1	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	50 _{LPC}	OFF
9	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	15	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
10	1000	1000	50-75	$t_{\text{sink,in}}$	12	2	2	50 _{LPC}	OFF

In Abbildung 5-8 sieht man die, in Folge der kleiner werdenden Leistungen bei geringerem Niederdruckniveau sinkende Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke. Die Spreizung zwischen Ein- und Austrittstemperatur nimmt dabei in prozentual gleichem Ausmaß wie die Wärmesenken- und Desorberleistung ab, im gegebenen Fall von einer Temperaturspreizung der Wärmesenke von 14 K auf unter 10 K, was in Folge der um rund ein Drittel geringeren Sauggasdichte zu erwarten war. Die Kompressoraustrittstemperatur sinkt mit fallendem Niederdruckniveau. Die isentrope Kompressoraustrittstemperatur berechnet sich jedoch höher mit sinkenden Druckniveaus. Setzt man Wärmeverluste über das Gehäuse an die Umgebung voraus, und sind diese hauptsächlich von der Oberflächentemperatur abhängig, kann sich bei sinkendem Kältemittelmassenstrom eine geringere Austrittstemperatur ergeben, da die über das Gehäuse abgeführte Wärme nicht im gleichen Ausmaß sinkt.

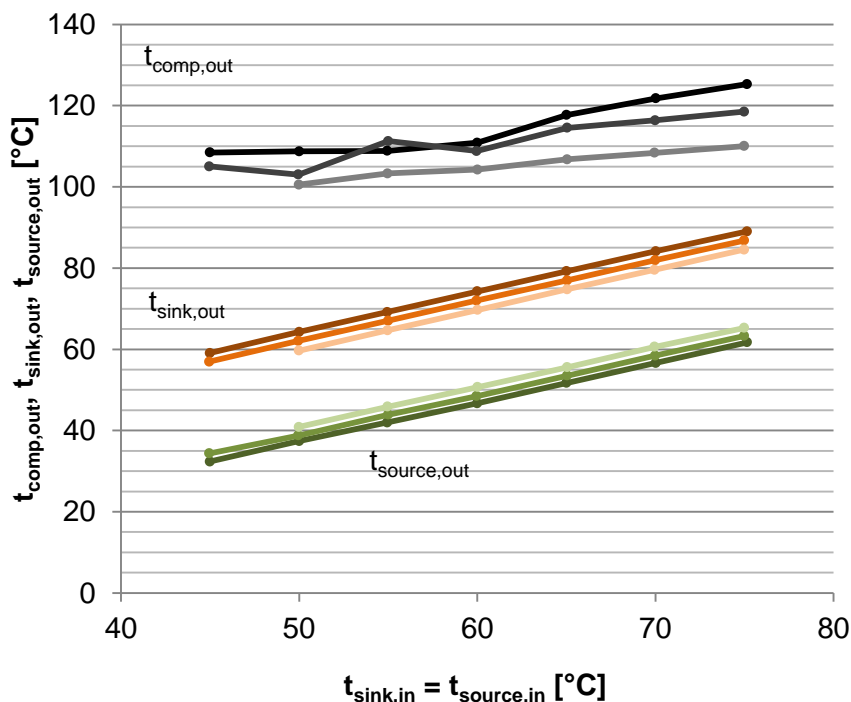


Abbildung 5-8: Messreihe 1, 9 & 10 (Variation Druckniveaus) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-4)

Abbildung 5-9 zeigt den Einfluss des Niederdruckniveaus auf Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl. Anhand der COP-Werte kann abgelesen werden, dass die Kompressorleistung nicht im gleichen Ausmaß wie die Wärmesenkenleistung sinkt. Auch die prozentual höheren Wärmeverluste des Kompressors verschlechtern die Leistungszahl. Auf Grund der relativ geringen Einbußen bei der Leistungszahl kann auf eine erfolgreiche Leistungsregelung über das Niederdruckniveau hingewiesen werden. Im gegebenen Fall erfolgt die Senkung der Leistung von ca. 16 kW bei Messreihe 1 auf ca. 11 kW bei Messreihe 10, bei gleichzeitigem Abfall der COP-Werte von ca. 2,6 auf ca. 2,45. Alternativ dazu besteht die Möglichkeit der Leistungsregelung über die Kompressordrehzahl, beschrieben in Kapitel 5.2.6.

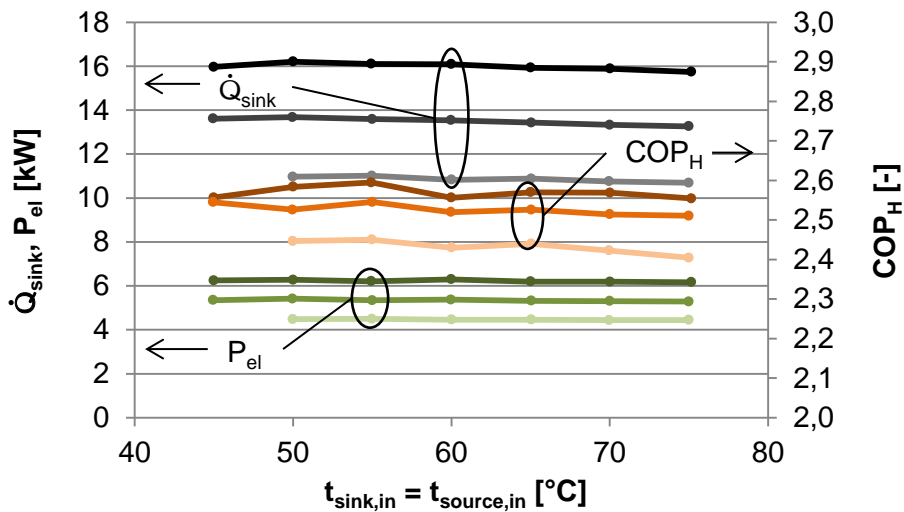


Abbildung 5-9: Messreihe 1, 9 & 10 (Variation Druckniveaus) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-4)

In Abbildung 5-10 ist der mit sinkendem Kältemittelmassenstrom sinkende Lösungsmassenstrom dargestellt. Um eine Aussage zu erhalten, müssen diese jedoch über den spezifischen Lösungsumlauf in Abbildung 5-11 verglichen werden. Wie sich zeigt, ergibt sich ein annähernd gleichbleibender spezifischer Lösungsumlauf, obwohl bei geringeren Druckniveaus die Entgasungsbreite sinkt. Die Ursache hierfür liegt in geringeren Temperaturdifferenzen zwischen Wärmesenke und Lösung im Absorber bei kleiner werdenden Kältemittelmassenströmen, wodurch die erreichte Konzentration nach dem Absorber vergleichsweise steigt. Ursachen für die im Wärmeübertrager und der geringeren absorbierten Menge Ammoniak bezogen auf das im Absorber zu Verfügung stehende Volumen.

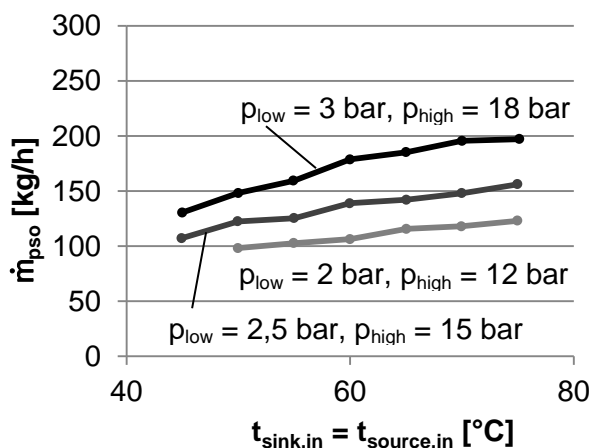


Abbildung 5-10: Messreihe 1, 9 & 10 (Variation Druckniveaus) – Massenstrom arme Lösung

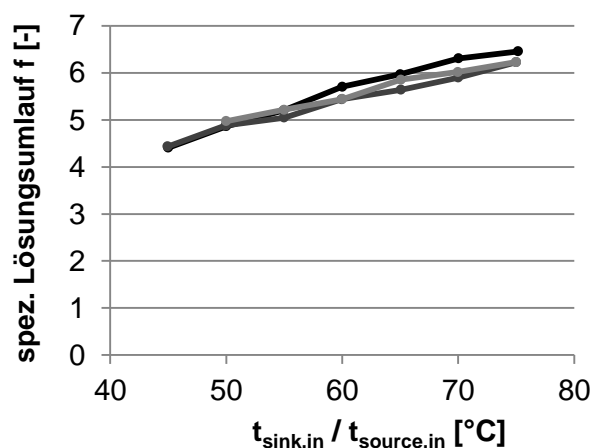


Abbildung 5-11: Messreihe 1, 9 & 10 (Variation Druckniveaus) – Spezifischer Lösungsumlauf

5.2.4 Variation Volumenstrom Wärmesenke

Um den Einfluss einzelner Betriebsgrößen auf den Wärmepumpenprozess detailliert auszuwerten wurden diese bei ansonst konstanten Betriebsbedingungen variiert. Da die Temperaturspreizung im Absorber und Desorber eine wesentliche Grundvoraussetzung für die Performance darstellt, wurde der Volumenstrom von Wärmequelle und Wärmesenke bei einigen Messreihen an den Temperaturgleit der Lösung im Desorber angepasst. Für die Messreihe 5 in Tabelle 5-5 wurde der Volumenstrom der Wärmesenke von 600 l/h bis 1000 l/h variiert, bei konstantem Druckverhältnis (6), konstanten Eintrittstemperaturen (60°C) und konstantem Volumenstrom der Wärmequelle (1000 l/h).

Tabelle 5-5: Betriebsvorgaben Variation Volumenstrom Wärmesenke, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	Hz	ON/OFF
5	1000-600	1000	60	60	18	3	2	40 _{LPC}	OFF

Abbildung 5-12 zeigt den Einfluss des Volumenstroms (\dot{V}_{sink}) der Wärmesenke auf die Temperaturspreizung zwischen Eintritt ($t_{\text{sink,in}} = 60^\circ\text{C}$) und Austritt. Dieser steigt mit geringer werdendem Volumenstrom wegen des Zusammenhangs gemäß Gl. 3-2, während die Temperaturspreizung der Wärmequelle konstant bleibt bzw. sogar geringfügig sinkt, da, wie nachfolgend beschrieben wird, die gemessene Absorber- und Desorberleistung sinken. Ebenso leicht ansteigend ist die Kompressoraustrittstemperatur, vor allem auf Grund der höher werdenden Sauggasttemperatur, resultierend aus der steigenden Temperatur der Wärmequelle am Austritt, welche für die Gaskühler genutzt wird.

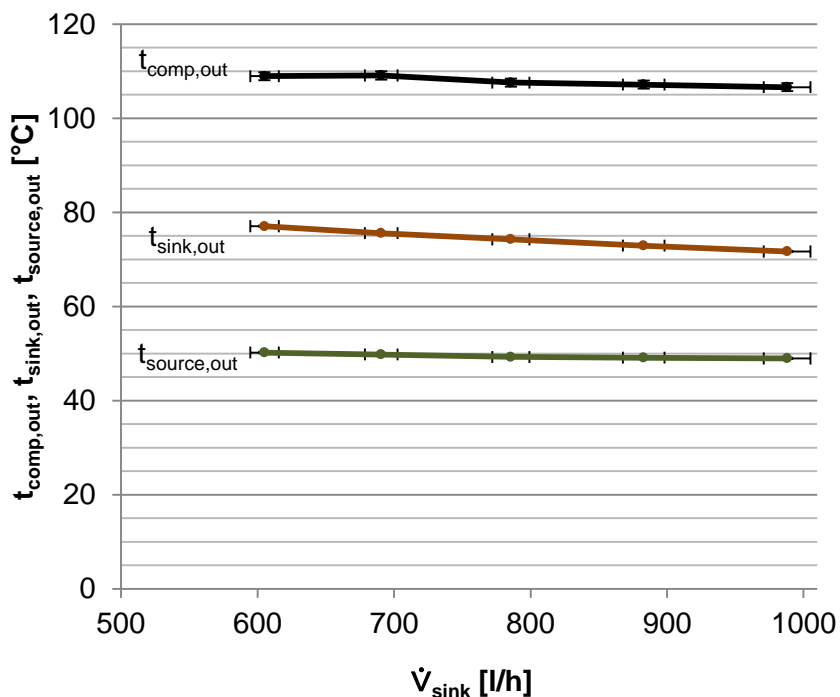


Abbildung 5-12: Messreihe 5 (Variation Volumenstrom Wärmesenke) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur

Da für alle Betriebspunkte der Kältemittel-Massenstrom annähernd gleich bleibt, ist auch die im Absorber übertragene Wärmemenge nicht erheblich verändert. Abbildung 5-13 zeigt den Verlauf der Wärmesenkenleistung, die eine Abnahme um ca. 10% bei Senkung des Volumenstroms der Wärmesenke von 1000 l/h auf 600 l/h aufweist. Da Kompressordrehzahl und Sauggasdichte gleich bleiben, ist dies allerdings nicht auf den Kältemittelmassenstrom

zurückzuführen, sondern auf nicht übertragene sensible Wärme der Lösung im Wärmeübertrager. Dementsprechend steigt die Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenke und Lösung am Eintritt der Wärmesenke mit sinkendem Volumenstrom an. Gleichzeitig steigt allerdings die Summe aus Kompressor- und Lösungspumpenleistung geringfügig an, vor allem resultierend aus einem höheren Lösungsmassenstrom, weshalb der COP deutlich stärker sinkt als die Wärmesenkenleistung. Beim geringsten eingestellten Volumenstrom der Wärmesenke von 600 l/h ist der Anstieg der elektrischen Leistung, primär wegen der höheren Lösungspumpendrehzahl, im Diagramm schon deutlich erkennbar.

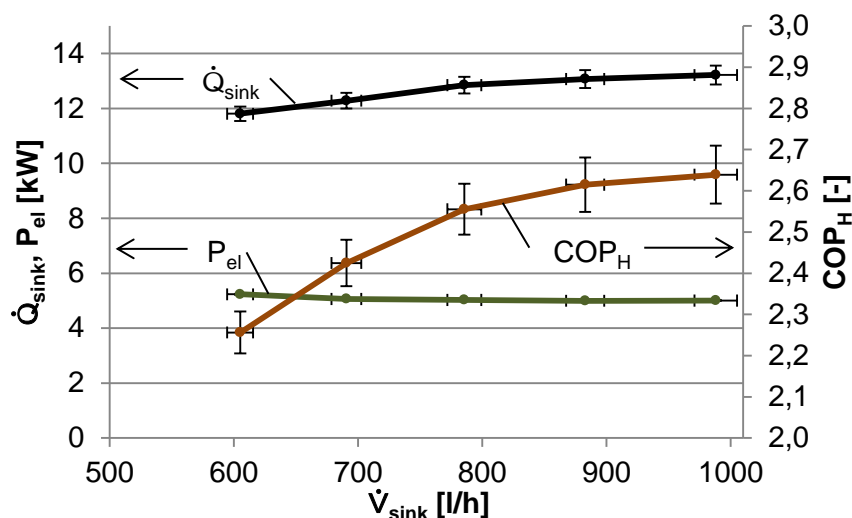


Abbildung 5-13: Messreihe 5 (Variation Volumenstrom Wärmesenke) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl

Abbildung 5-14 zeigt nun den Verlauf der Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenke am Eintritt und reicher Lösung am Austritt aus dem Absorber. Wie bereits zuvor erwähnt, steigt dieser deutlich mit abnehmendem Volumenstrom. Dadurch sinkt nicht nur die Absorberleistung, da sensible Wärme zunehmend nicht übertragen wird, sondern es sinkt auch die Entgasungsbreite im Prozess und der Lösungsmassenstrom muss entsprechend steigen. Da die Temperatur der Lösung nach der Vermischung am Eintritt von Lösung und Kältemittel in den Absorber nicht gemessen werden konnte, kann keine Aussage darüber getroffen werden, wie sich der Temperaturverlauf im Wärmeübertrager ergibt. Auf Grund der Ergebnisse und weiteren Auswertungen (siehe Kapitel 5.3.3 a) kann allerdings davon ausgegangen werden, dass die geringste Temperaturdifferenz rund um eben jener Mischstelle im Eintrittskanal der Lösung bzw. am Austritt der Wärmesenke auftritt. Dementsprechend steigt die Temperaturdifferenz am Senkeneintritt wegen der Grädigkeit in der Nähe der Mischstelle. Gemäß Simulationsauslegung und dem gemessenen Temperaturgleit der Lösung im Desorber sollte, bei idealem, geringfügig unterkühltem Zustand der Lösung nach der Mischung, die geringste Temperaturdifferenz eigentlich am Eintritt der Wärmesenke liegen.

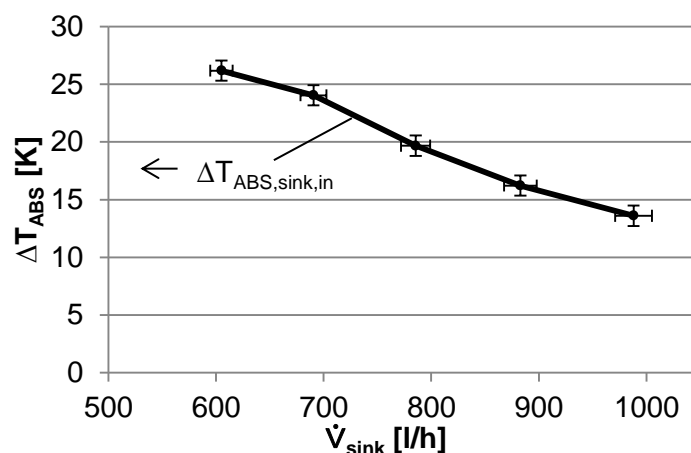


Abbildung 5-14: Messreihe 5 (Variation Volumenstrom Wärmesenke) – Temperaturdifferenz im Absorber

In Abbildung 5-15 wird abschließend der Massenstrom armer Lösung und der spezifische Lösungsumlauf dargestellt. Beide vervielfachen sich bei Senkung des Volumenstroms der Wärmesenke von 1000 l/h auf 600 l/h. Dies resultiert aus der geringeren Entgasungsbreite bei gleichzeitig annähernd gleichbleibendem Kältemittelmassenstrom.

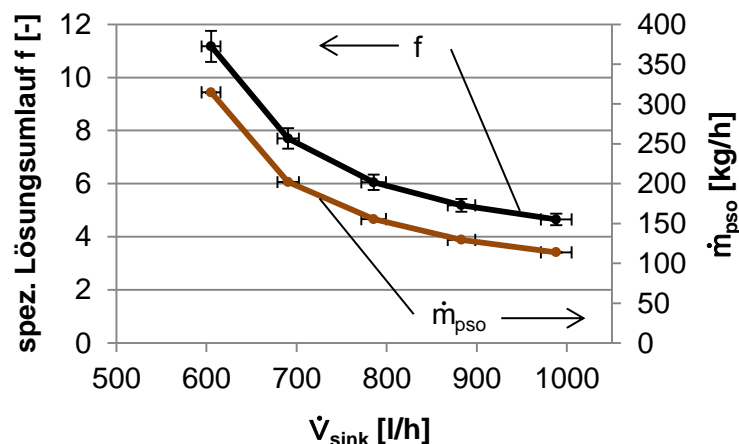


Abbildung 5-15: Messreihe 5 (Variation Volumenstrom Wärmesenke) – Spezifischer Lösungsumlauf und Massenstrom arme Lösung

5.2.5 Variation Volumenstrom Wärmequelle

Analog zum vorangegangenen Kapitel wird im Folgenden der Volumenstrom der Wärmequelle von 500 l/h bis 1000 l/h variiert. Die sonstigen Betriebsbedingungen wurden gemäß Tabelle 5-6 konstant gehalten und der Volumenstrom der Wärmequelle mit 1000 l/h vorgegeben.

Tabelle 5-6: Betriebsvorgaben Variation Volumenstrom Wärmequelle, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar			
6	1000	1000-500	60	60	18	3	2	40 _{LPC}	OFF

Abbildung 5-16 zeigt die Temperaturverläufe, wobei vor allem auffällt, dass die Wärmequellen-Austrittstemperatur aus dem Desorber mit sinkendem Volumenstrom abnimmt. Die Temperaturspreizung der Wärmequelle im Desorber steigt, für die Halbierung des Volumenstroms von 1000 l/h auf 500 l/h ergibt sich eine um 90 % gesteigerte Spreizung zwischen Ein- und Austritt (von 11,5 K auf 21,8 K). Die nicht ganz proportionale Steigerung ergibt sich aus leicht sinkenden Leistungen im Desorber. Die Wärmesenken-Austrittstemperatur bleibt annähernd konstant, ebenso die Kompressor-Austrittstemperatur, welche erst bei sehr

geringen Volumenströmen auf Grund der niedrigeren Sauggasttemperatur nach den Gaskühlern, durchflossen von der Wärmequelle nach dem Desorber, wahrnehmbar sinkt.

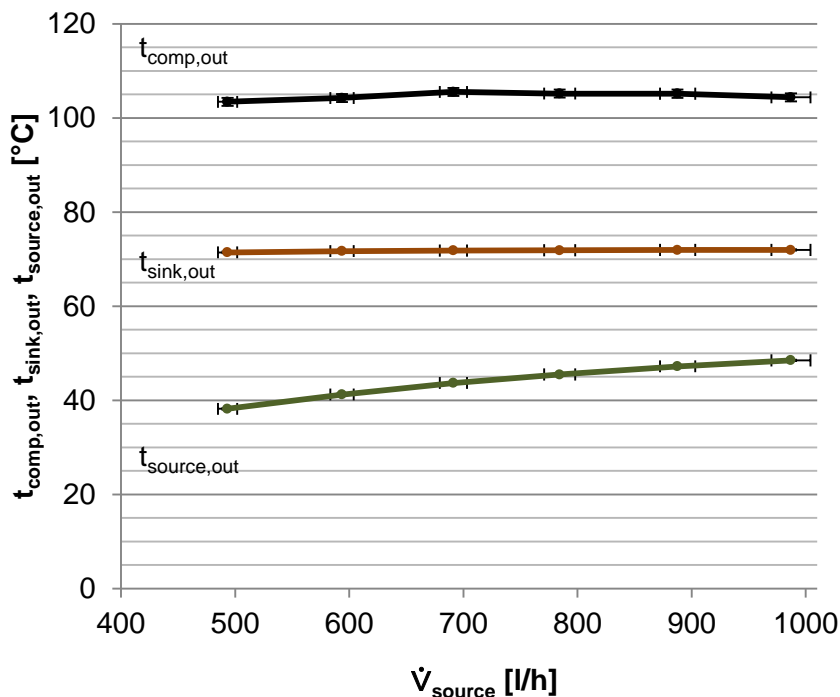


Abbildung 5-16: Messreihe 6 (Variation Volumenstrom Wärmequelle) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressorausstrittstemperatur

In Abbildung 5-17 wird der Verlauf der Wärmesenkenleistung und der Desorberleistung (schwarz strichliert) gezeigt. Wie erwähnt sinken die Leistungen mit sinkendem Volumenstrom der Wärmequelle, vor allem da die Entgasungsbreite abnimmt und damit der Lösungsmassenstrom und der Einfluss des Lösungswärmeübertragers SHX 1, bzw. der darin gemäß Betriebscharakteristik (vgl. Kapitel 2.7.4) nicht übertragenen Wärmemenge, steigen. Die elektrische Leistung der Kompressoren und Lösungspumpe ändern sich in Summe kaum. Lediglich beim Betriebspunkt mit 500 l/h ist die Auswirkung des hohen Lösungsmassenstroms (vgl. Abbildung 5-18) deutlich in Wärmesenkenleistung, elektrischer Leistung und schlussendlich auch in der Abnahme des COP-Werts erkennbar.

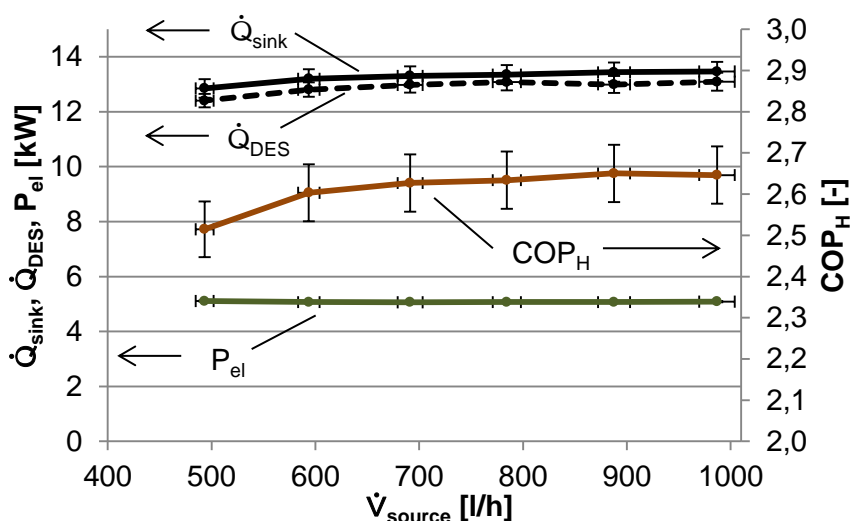


Abbildung 5-17: Messreihe 6 (Variation Volumenstrom Wärmequelle) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl

Die Temperaturdifferenz am Eintritt und Austritt von Wärmequelle zur Temperatur der Lösung im Desorber ist in Abbildung 5-18 dargestellt. Sehr gut erkennbar ist dabei, dass bei hohen Volumenströmen der Wärmequelle über 600 l/h die geringste Temperaturdifferenz am Eintritt der Wärmequelle liegt, dementsprechend der Volumenstrom zu groß ist, um eine Übereinstimmung von Temperaturleit der Lösung und Temperaturspreizung der Wärmequelle im Wärmeübertrager zu erreichen. Bei einem Volumenstrom von ca. 600 l/h kommt es zu einem Schnittpunkt, ab welchem die geringere Temperaturdifferenz am Austritt der Wärmequelle liegt. In der gegebenen Messreihe liegt dieser Schnittpunkt bei etwa 10 K, was deutlich höher liegt als die im Simulationsmodell angesetzten 7,5 K. Durch Umbaumaßnahmen (z.B. nach Einbau der zweiten Lösungsdrassel) und bei höheren Leistungen im Desorber (mit entsprechend höheren Volumenströmen der Wärmequelle im Schnittpunkt) sinkt diese Temperaturdifferenz bei Anpassung der Temperaturspreizung an den Temperaturleit der Lösung allerdings deutlich, beschrieben in Kapitel 5.3.3 b. Nach dem Schnittpunkt steigt die Temperaturdifferenz am Eintritt der Wärmequelle rasant an, dadurch wird die Entgasungsbreite der Desorption verringert. Die Temperaturspreizung der Wärmequelle im Desorber (vgl. Abbildung 5-16) liegt beim Schnittpunkt bei ca. 20 K.

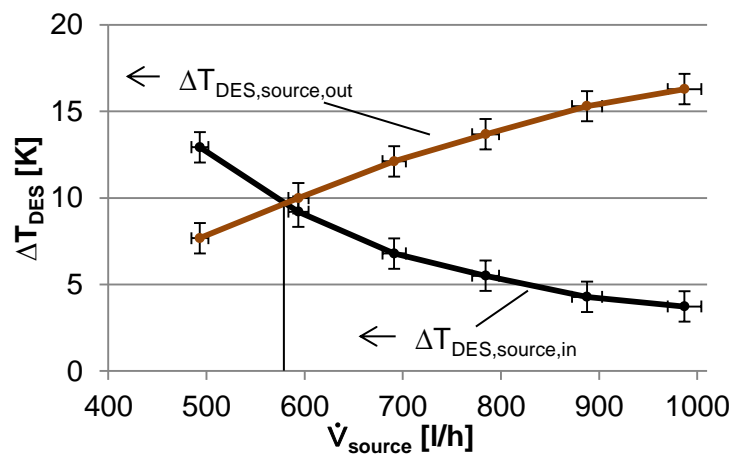


Abbildung 5-18: Messreihe 6 (Variation Volumenstrom Wärmequelle) – Temperaturdifferenz im Desorber

In Abbildung 5-19 wird in Ergänzung zu den vorher genannten Verläufen der Lösungsmassenstrom und der spezifische Lösungsumlauf dargestellt, wobei sich nur ein geringer Anstieg mit sinkendem Wärmequellen-Volumenstrom bis 600 l/h ergibt. Der etwas stärkere Anstieg beim Betriebspunkt mit 500 l/h ist aus der sinkenden Entgasungsbreite resultierend und hat, wie zuvor erwähnt, deutliche Auswirkungen auf die Performance.

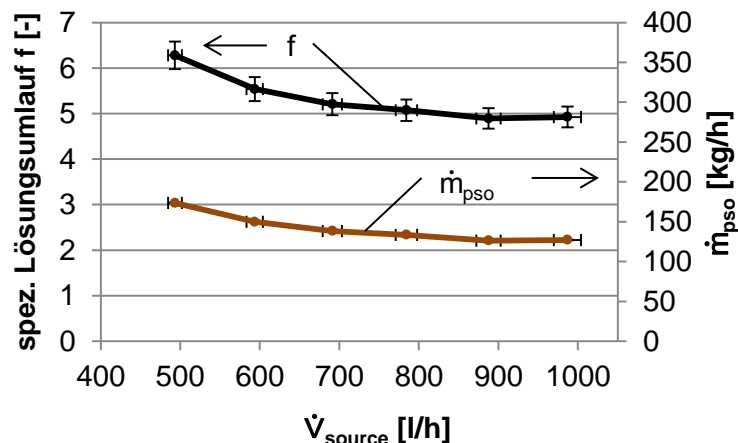


Abbildung 5-19: Messreihe 6 (Variation Volumenstrom Wärmequelle) – Spezifischer Lösungsumlauf und Massenstrom arme Lösung

5.2.6 Variation Drehzahl

Anhand der Drehzahl des Niederdruckkompressors ist bei ansonst übereinstimmenden Betriebsbedingungen eine Leistungsregelung möglich. Tabelle 5-7 zeigt die Betriebsparameter, die im Rahmen des Vergleichs angesetzt wurden. Wesentlich ist dabei, dass, entgegen zu vorangegangenen Messreihen, die Temperaturspreizung der Wärmequelle im Desorber an den Temperaturgleit der Lösung angepasst wurde. Der Volumenstrom der Wärmesenke wurde entweder gleich oder geringfügig höher als der Volumenstrom der Wärmequelle eingestellt. Variiert wurde neben der Kompressordrehzahl (40 Hz bis 60 Hz) auch die Eintrittstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke ($t_{\text{source,in}} = t_{\text{sink,in}}$).

Tabelle 5-7: Betriebsvorgaben Variation Drehzahl, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar		Hz	
3	angepasst	angepasst	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
23	angepasst	angepasst	45-60	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	50 _{LPC}	OFF
24	angepasst	angepasst	45-60	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	60 _{LPC}	OFF

Abbildung 5-20 zeigt den Vergleich der Temperaturverläufe. Alle drei Messreihen weisen, da die Temperaturspreizung an den Temperaturgleit angepasst wurde, annähernd gleiche Austrittstemperaturen von Wärmequelle und Wärmesenke auf, wobei jeweils eine Temperaturspreizung von ca. 15 K erreicht werden konnte. Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen in Abbildung 4-2 ist diese gemessene Temperaturspreizung deutlich geringer, was sich aus dem bereits in Kapitel 5.2.1 beschriebenen höheren spezifischen Lösungsumlauf ableitet. Dieser wird durch einen deutlich schlechteren Wärme- und Stoffübergang im Absorber verursacht. Während die Temperaturdifferenz im Desorber den in der Simulation angesetzten Erwartungswerten entspricht, wird im Absorber eine deutlich höhere Temperaturdifferenz am Eintritt der Wärmesenke zur Lösung gemessen.

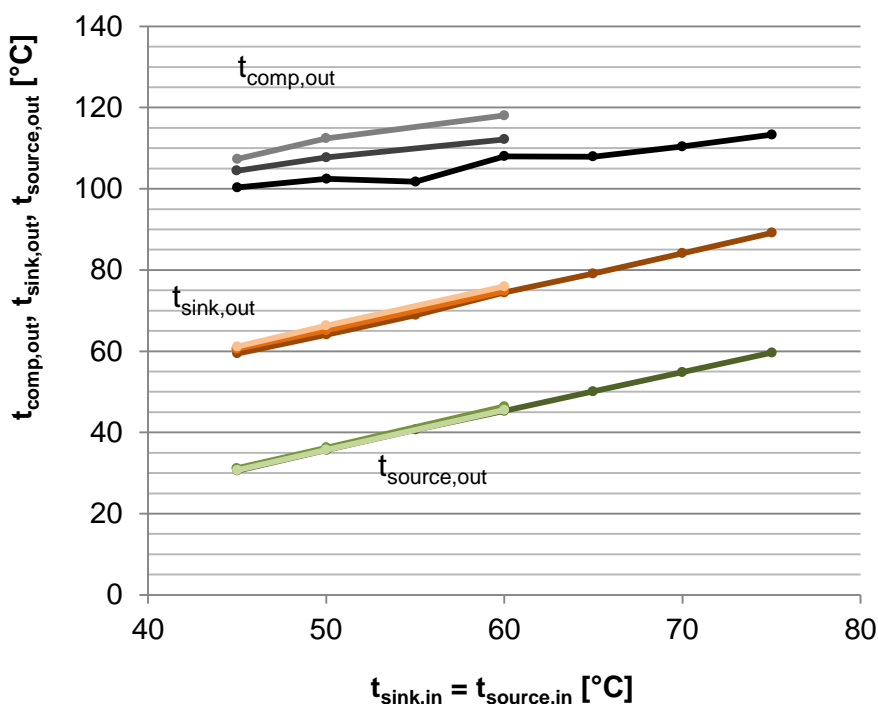


Abbildung 5-20: Messreihe 3, 23 & 24 (Variation Drehzahl) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressorausstrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-7)

Zusätzlich ist gemäß Auswertung in Kapitel 5.3.3 a die Unterkühlung der Lösung am Absorberaustritt deutlich höher als in der Simulation. Daraus resultieren eine geringere Entgasungsbreite, ein höherer spezifischer Lösungsumlauf und damit auch ein geringerer erreichbarer Temperaturgleit im Absorber und Desorber. Die Kompressor-Austrittstemperatur steigt mit zunehmender Drehzahl, was aus dem steigenden Kältemittelmassenstrom und nicht proportional steigenden Wärmeverlusten über das Gehäuse an die Umgebung resultiert.

Gemäß Abbildung 5-21 sinkt der COP_H mit steigender Drehzahl des Niederdruckkompressors. Einerseits steigt die Wärmesenkenleistung nicht proportional zur Drehzahl, eine Steigerung der Drehzahl um 50% führt zu einer Steigerung der Senkenleistung von rd. 41 %, andererseits steigt die elektrische Leistungsaufnahme sogar leicht überproportional um ca. 52 %. Daraus kann auf einen niedrigeren Liefergrad der Kompressoren bei hohen Drehzahlen geschlossen werden. Der Gesamisentropie Wirkungsgrad der Kompressoren sinkt ebenfalls deutlich, woraus die niedrigeren COP-Werte resultieren. Der Innere Isentrope Wirkungsgrad der Kompression sinkt wegen der geringeren spezifischen Wärmeverluste bezogen auf den Kältemittelmassenstrom, dies ist auch aus den höheren Kompressor-Austrittstemperaturen ableitbar.

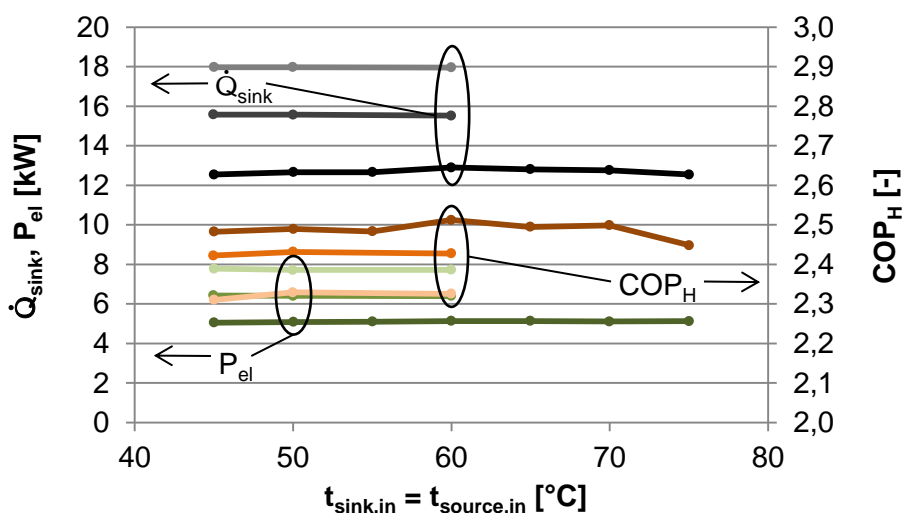


Abbildung 5-21: Messreihe 3, 23 & 24 (Variation Drehzahl) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-7)

In Abbildung 5-22 sind die eingestellten Volumenströme von Wärmequelle und Wärmesenke eingetragen. Beide steigen mit zunehmender Drehzahl, da bei gleichbleibender Temperaturspreizung die übertragene Leistung steigt und die Volumenströme immer an den Temperaturgleit der Lösung im Desorber angepasst wurde. Für Drehzahl 40 Hz wurde der Volumenstrom Wärmesenke noch höher angesetzt als der Volumenstrom Wärmequelle, bei den beiden anderen Messreihen wurden diese gleich eingestellt. Der Massenstrom der armen Lösung steigt mit zunehmender Drehzahl, wobei die Differenz zwischen 40 Hz und 50 Hz und zwischen 50 Hz und 60 Hz nicht die gleiche prozentuale Steigerung des Kältemittelmassenstroms widerspiegelt. Das heißt, dass sich bei höheren Drehzahlen die Entgasungsbreite recht unterschiedlich verändert. Hinsichtlich der Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmequelle im Desorber konnte eine deutliche Senkung bei 50 Hz und 60 Hz festgestellt werden, zum Teil auf den Einsatz der zweiten Lösungsdrossel bei hohen Lösungsmassenströmen zurückzuführen. Im Absorber wurden ebenfalls bei 50 Hz und 60 Hz geringere Temperaturdifferenzen am Eintritt der Wärmesenke gemessen. Dies ist in beiden Fällen nur durch überproportional höhere Wärmedurchgangskoeffizienten zu erklären (vgl. Kapitel 5.3.3).

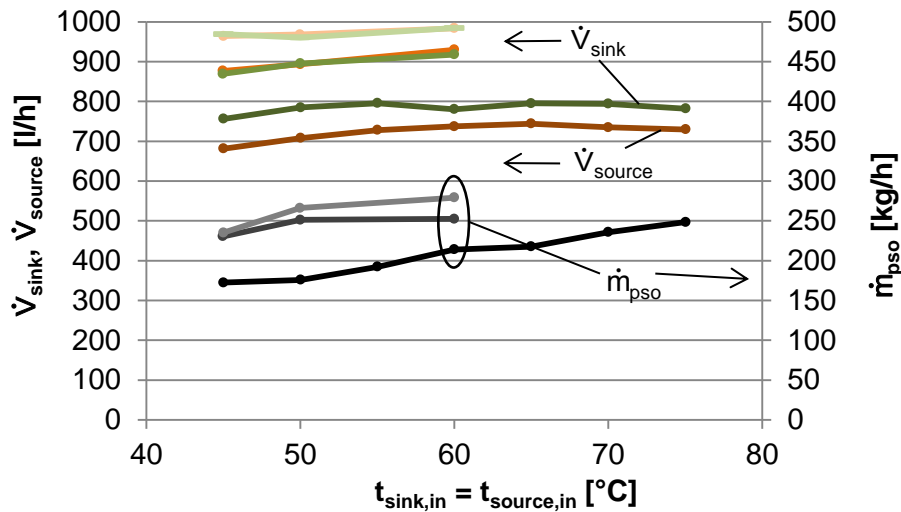


Abbildung 5-22: Messreihe 3, 23 & 24 (Variation Drehzahl) – Volumenstrom Wärmequelle und Wärmesenke, Massenstrom arme Lösung (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-7)

Abbildung 5-23 gibt nochmals Aufschluss über das Verhältnis von Lösungs- zu Kältemittelmassenstrom. Wie im Diagramm ersichtlich, kann keine eindeutige Tendenz hinsichtlich des Einflusses der Drehzahl abgelesen werden, lediglich der gesteigerte spezifische Lösungsumlauf mit zunehmendem Temperaturniveau ist deutlich zu erkennen. Nochmals sei allerdings darauf hingewiesen, dass der Kältemittelmassenstrom aus der Energie- und Massenbilanz rückgerechnet wurde, da die Messung nicht nachvollziehbare Werte lieferte.

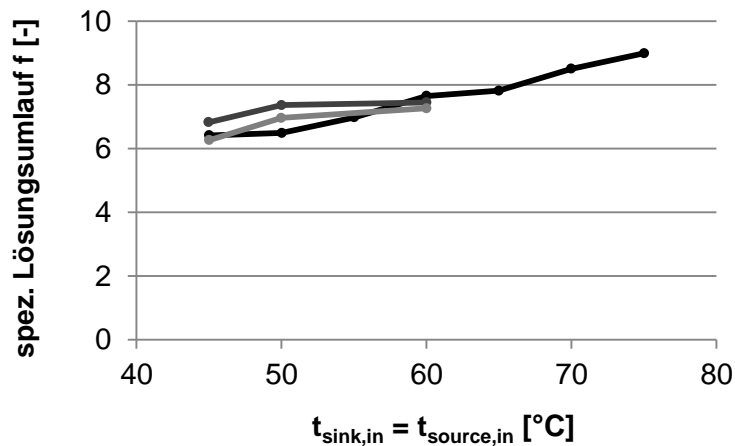


Abbildung 5-23: Messreihe 3, 23 & 24 (Variation Drehzahl) – Spezifischer Lösungsumlauf (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-7)

Der direkte Vergleich mit den Ergebnissen aus Kapitel 5.2.3, hinsichtlich der Leistungsregelung, ist wegen der unterschiedlichen Volumenströme von Wärmequelle und Wärmesenke nicht möglich. Durch die Anpassung der Volumenströme an den Temperaturleit der Lösung im Desorber bei der Variation der Drehzahl in Messreihe 3, 23 und 24 kommt es zu einer deutlichen Erhöhung des spezifischen Lösungsumlaufs (vgl. Abbildung 5-23 zu Abbildung 5-11) und einer Verschlechterung der Leistungszahl. Beide Varianten konnten erfolgreich zur Leistungsregelung genutzt werden. Die Senkung der Drehzahl von 60 Hz auf 40 Hz ermöglicht in etwa die gleiche prozentuale Verringerung der Wärmesenkenleistung wie die Senkung der Druckniveaus von $p_{\text{high}} = 18 \text{ bar}$ und $p_{\text{low}} = 3 \text{ bar}$ auf $p_{\text{high}} = 12 \text{ bar}$ und $p_{\text{low}} = 2 \text{ bar}$.

5.2.7 Unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle

Die Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe ist vor allem dann von Vorteil, wenn eine hohe Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke möglich bzw. gefordert wird. Liegt die

Eintrittstemperatur der Wärmesenke höher als die Wärmequellen-Eintrittstemperatur, so ergeben sich für die Messreihen gemäß Tabelle 5-8 die im Folgenden gezeigten Verläufe.

Tabelle 5-8: Betriebsvorgaben für unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	Hz	ON/OFF
17	angepasst	angepasst	50-80	50	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
18	angepasst	angepasst	60-90	60	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
19	angepasst	angepasst	70-95	70	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF
20	angepasst	angepasst	75-95	75	17,5	2,5	2	50 _{LPC}	OFF

In Abbildung 5-24 sind die Temperaturverläufe für die vier Messreihen über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur aufgetragen. Die Wärmequellen-Austrittstemperatur ergibt sich aus der Eintrittstemperatur und der mittels Volumenstrom an die Lösung angepassten Temperaturspreizung. Erkennbar ist, dass die Temperaturspreizung mit steigender Differenz zwischen Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintrittstemperatur fällt, beispielsweise für Messreihe 17 von 14 K bei gleicher Eintrittstemperatur (50°C) auf ca. 7 K bei 50°C bzw. 80°C Eintrittstemperatur. Die Wärmesenken-Austrittstemperatur weist entsprechend auch eine fallende Temperaturspreizung bei höherer Differenz zwischen den Eintrittstemperaturen auf, wegen der variierten Eintrittstemperatur ist dies aber nicht deutlich erkennbar. Im Rahmen der Messreihen wurden auch Wärmesenken-Austrittstemperaturen über 100°C erreicht, ohne die zulässige Temperatur an den relevanten Stellen (z.B. Drossel, Lösungspumpe) zu überschreiten. Die Kompressor-Austrittstemperatur steigt analog zur Wärmequellen-Austrittstemperatur, wegen der höheren Sauggasttemperatur nach den Gaskühlern.

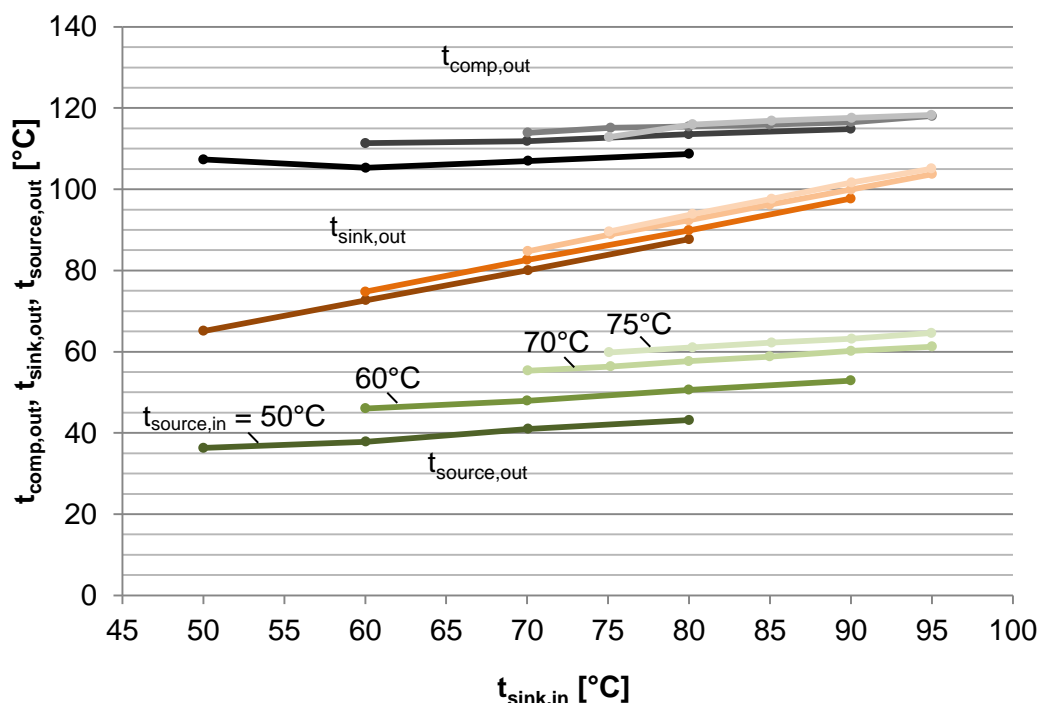


Abbildung 5-24: Messreihe 17, 18, 19 & 20 (unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressorausstrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-8)

In Abbildung 5-25 ist die Wärmesenkenleistung und die Summe der elektrischen Leistungen von Kompressoren und Lösungspumpe dargestellt. Wie sofort erkennbar, ist die elektrische

Leistung annähernd konstant, leicht steigend mit steigender Temperaturdifferenz von Wärmesenke zu Wärmequelle. Der Anstieg ergibt sich zur Folge des gesteigerten Lösungsmassenstroms und damit der Leistung der Lösungspumpe. Gleichzeitig sinkt die Wärmesenkenleistung stark mit zunehmender Differenz der Eintrittstemperaturen. Dies ergibt sich wegen der hohen intern zu übertragenden Wärmemenge im Lösungswärmeübertrager SHX 1, die, in Folge der sich einstellenden Betriebscharakteristik am realen Wärmeübertrager, nie vollständig übergeführt werden kann. Jegliche im SHX 1 nicht übertragene sensible Wärme muss im Absorber durch die Absorption von Kältemittel zugeführt werden. Das heißt, dass der Eintrittszustand der armen Lösung in den Absorber durch die Absorption eines Teils des Kältemittels erst aufgewärmt werden muss, bevor Wärme an die Wärmesenke abgegeben werden kann, wodurch die verfügbare Wärmesenkenleistung sinkt. Je höher der spezifische Lösungsumlauf und desto höher die im SHX 1 zu übertragende Wärmemenge desto höher auch die intern nicht übertragbare Wärmemenge, die sozusagen im Absorber nicht für die Erwärmung der Wärmesenke und im Desorber nicht für die Abkühlung der Wärmequelle zur Verfügung steht. Die zu übertragende Wärmemenge steigt wiederum mit zunehmender Differenz der Eintrittstemperatur von Wärmequelle zu Wärmesenke.

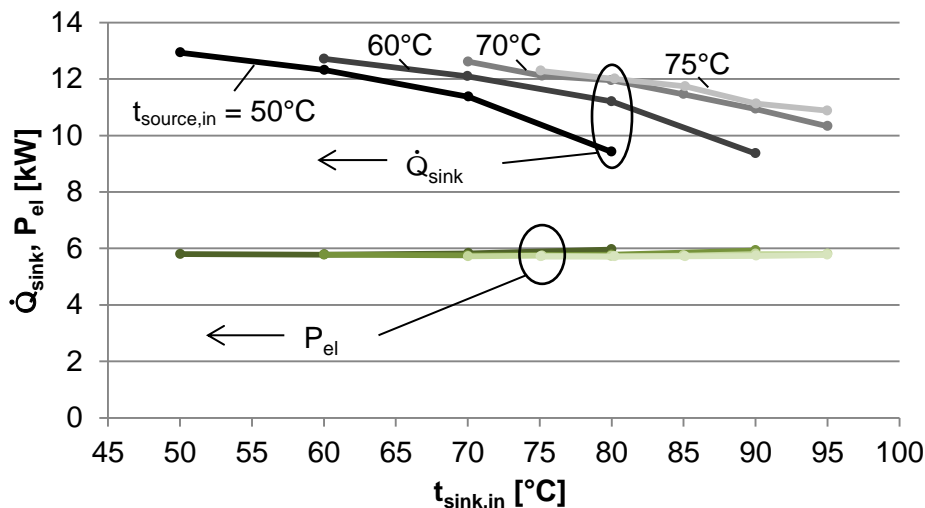


Abbildung 5-25: Messreihe 17, 18, 19 & 20 (unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle) – Wärmesenkenleistung und elektrische Leistungsaufnahme (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-8)

Die internen Verluste und der Abfall der Wärmesenkenleistung spiegeln sich auch im Verlauf der COP-Werte in Abbildung 5-26 wider. Schon bei gleicher Eintrittstemperatur ist die Leistungszahl niedrig, da ein hohes Druckverhältnis ($\pi_{\text{all}} = 7$) im Rahmen der Messreihen eingestellt wurde. Zusätzlich sinkt der COP analog zur Wärmesenkenleistung, wodurch sich bei der maximal eingestellten Differenz von 30 K zwischen Wärmesenken und Wärmequellen-Eintrittstemperatur ($t_{\text{sink,in}} = 80^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{source,in}} = 50^{\circ}\text{C}$) ein COP_H von nur mehr ca. 1,6 ergibt. Der Ausgangspunkt des COP (bei gleicher Eintrittstemperatur) ist dabei bei allen Messreihen in etwa gleich, lediglich bei Messreihe 20 ergeben sich konsequent niedrigere Werte als bei allen anderen Messreihen.

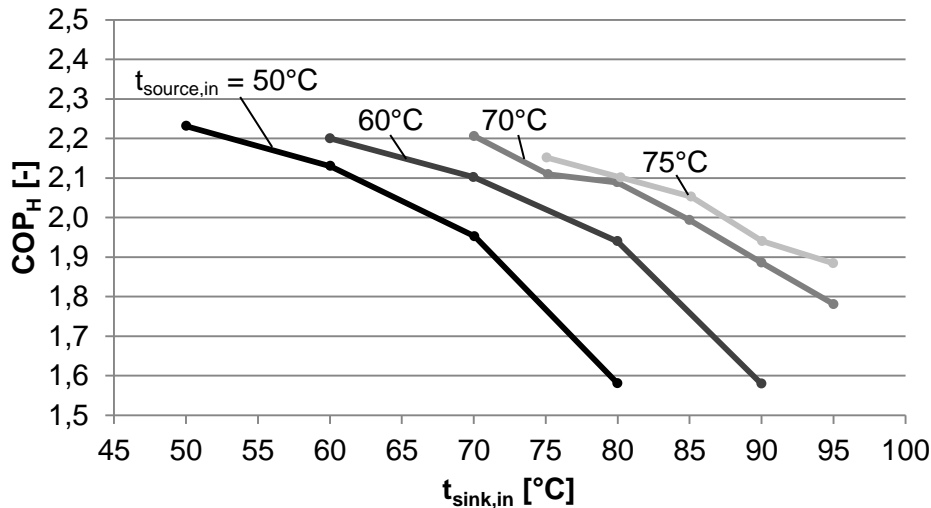


Abbildung 5-26: Messreihe 17, 18, 19 & 20 (unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle) – Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-8)

In Abbildung 5-27 und Abbildung 5-28 sind der Lösungsmassenstrom und der spezifische Lösungsumlauf über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur dargestellt. Diese steigen einerseits in Folge des steigenden Temperaturniveaus, andererseits ist mit zunehmender Differenz der Eintrittstemperatur zwischen Wärmesenke und Wärmequelle ein noch erheblich stärkerer Anstieg gegeben. Da für sämtliche Messungen der Kältemittelmassenstrom annähernd gleich ist, ergeben sich qualitativ gleiche Verläufe in beiden Diagrammen. Die Verdoppelung des Lösungsmassenstroms für Messreihe 17 ist wie erwähnt auch für die Halbierung des Temperaturgleits in Absorber und Desorber verantwortlich. Anzumerken ist hier allerdings, dass, der Lösungsmassenstrom auf Grund sinkender Temperaturdifferenzen im Absorber nicht so stark steigt wie im Falle gleichbleibender Temperaturdifferenzen. Die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Eintritt letzterer sinkt von ca. 20 K bei gleichen Eintrittstemperaturen auf unter 6 K bei einer Differenz der Eintrittstemperatur von Wärmesenke zu Wärmequelle von 30 K. Dies deutet darauf hin, dass sich bei derartigen Betriebsbedingungen die Grädigkeit, der Ort der minimalen Temperaturdifferenz innerhalb des Wärmeübertragers und schlussendlich der Temperaturverlauf im Absorber stark ändern. Es ist anzunehmen, dass bei hohen Lösungsumläufen der Mischvorgang am Absorber-Eintritt von Lösung und Kältemittel besser funktioniert. Die berechnete Absorberunterkühlung am Austritt der reichen Lösung war allerdings beinahe konstant.

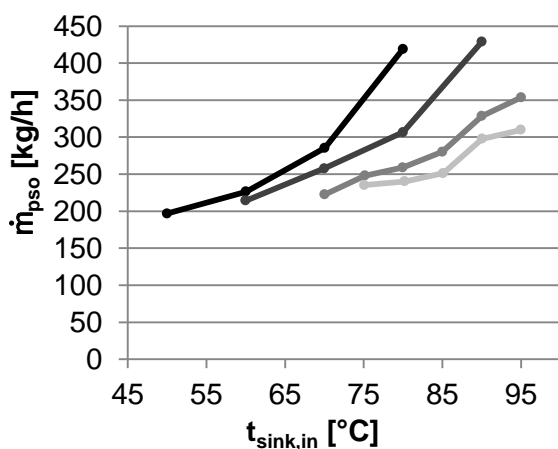


Abbildung 5-27: Messreihe 17, 18, 19 & 20 (unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle) – Massenstrom arme Lösung (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-8)

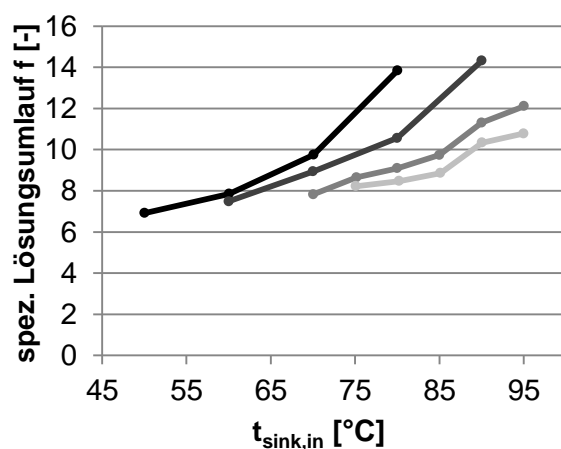


Abbildung 5-28: Messreihe 17, 18, 19 & 20 (unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle) – Spezifischer Lösungsumlauf (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-8)

5.2.8 Desorber-Bypass

Eine detaillierte Auswertung bietet der Vergleich von Messreihen mit und ohne Desorber-Bypass (vgl. 3.2.4 b), mit Betriebsbedingungen gemäß Tabelle 5-9. In Messreihe 2 ist der Desorbereintritt zweiphasig, wie es sich nach der Lösungsdrassel ergibt. Im Desorber ist keine spezielle Einlassvorrichtung vorgesehen, weshalb die Gefahr bestand, dass die Verteilung bei zweiphasiger Strömung ungleich erfolgt. Deshalb wurde der Desorber-Bypass für die Gasphase nach der Lösungsdrassel vorgesehen, welcher in Messreihe 4 geöffnet wurde. Durch Feineinstellung und den Behälter MSAC erfolgte die Phasentrennung. Innerhalb der Messreihen wurde die Wärmesenken- und Wärmequellen-Eintrittstemperatur variiert.

Tabelle 5-9: Betriebsvorgaben mit und ohne Desorber-Bypass, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar			
2	1000	1000	45-75	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	OFF
4	1000	1000	45-65	$t_{\text{sink,in}}$	18	3	2	40 _{LPC}	ON

Abbildung 5-29 zeigt die Temperaturverläufe von Wärmequellen- und Wärmesenken-Austritt. Da der Volumenstrom an beiden hydraulischen Kreisläufen fix mit 1000 l/h vorgegeben wurde und der Kältemittelmassenstrom durch das Niederdruckniveau und die Kompressordrehzahl vorgegeben ist, sollte sich die Temperaturspreizung für die unterschiedlichen Temperaturen und die beiden Messreihen kaum ändern. Trotzdem ist in den Messdaten zu erkennen, dass für den Betrieb mit Desorber-Bypass die Temperaturspreizung geringfügig abnimmt, was im Rahmen der folgenden Diagramme erklärt wird. Die Kompressoraustrittstemperatur weist ähnliche Werte auf, wenngleich ein unerwartetes Minimum bei Messreihe 2, welches auch bei anderen Messreihen auftritt, nur durch höhere Wärmeverluste bei diesen Messpunkten zu erklären ist (z.B. durch tiefere Umgebungstemperaturen).

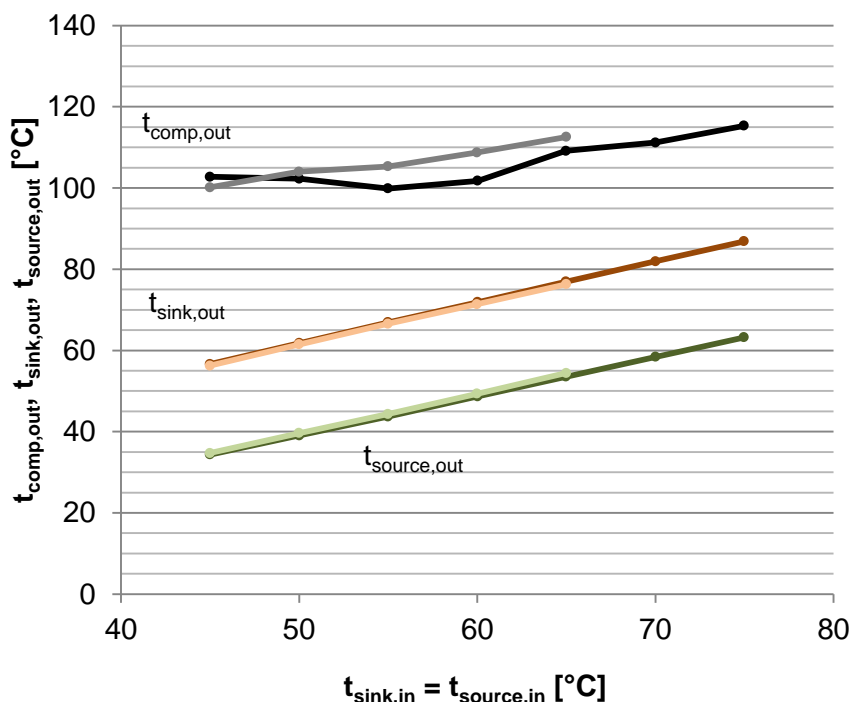


Abbildung 5-29: Messreihe 2 & 4 (mit und ohne Desorber-Bypass) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-9)

Interessanter ist nun der Vergleich von Wärmesenkenleistung und COP in Abbildung 5-30. Deutlich erkennbar ist hier, dass der Betrieb ohne Desorber-Bypass eine höhere Senkenleistung und einen höheren COP_H aufweist. Die elektrische Leistungsaufnahme ist für beide Messreihen annähernd übereinstimmend, da Kältemittelmassenstrom und Druckverhältnis annähernd konstant sind. Auch die Leistung der Lösungspumpe ist für den Betrieb mit Desorber-Bypass nur unerheblich höher als für Betrieb ohne Desorber-Bypass. Der Abfall der Leistungszahl ergibt sich somit vorrangig aus der sinkenden Wärmesenkenleistung, welche im Folgenden analysiert wird.

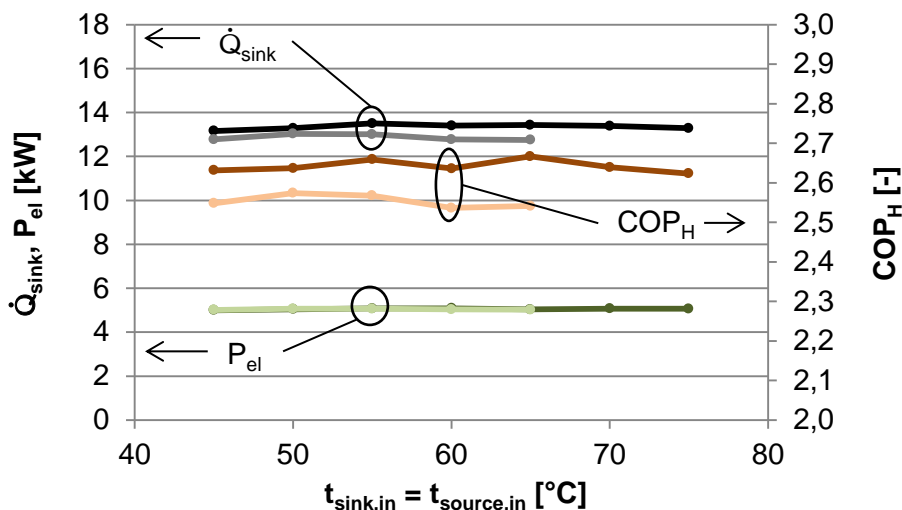


Abbildung 5-30: Messreihe 2 & 4 (mit und ohne Desorber-Bypass) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-9)

In Abbildung 5-31 und Abbildung 5-32 ist ersichtlich, dass der Lösungsmassenstrom bei Betrieb mit Desorber-Bypass etwas höher liegt als bei Betrieb ohne Desorber-Bypass. Dieser höhere Lösungsmassenstrom resultiert, wie schon bei vorangegangenen Messreihenvergleichen besprochen, in höheren internen Verlusten im Lösungswärmeübertrager SHX 1 und senkt den Temperaturgleit der Lösung während Absorption und Desorption. Letzterer ist auf Grund der geringeren Temperaturspreizungen auf der Wärmequellen- und Wärmesenken-Seite allerdings nicht für die Messreihen relevant. Würde man jedoch den Volumenstrom nicht fix vorgeben, sondern an den Temperaturgleit der Lösung im Desorber anpassen, wäre bei Betrieb mit Desorber-Bypass eine noch erheblich geringere Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke erreichbar.

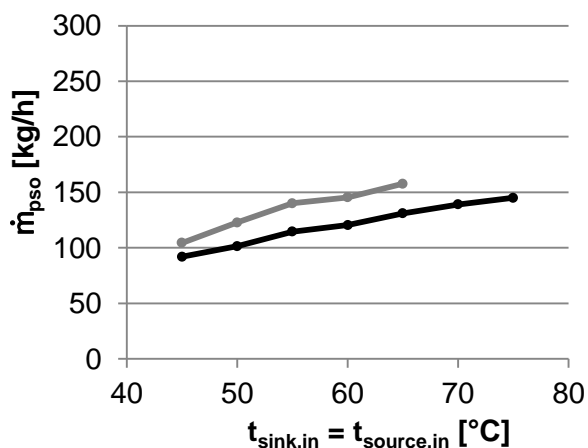


Abbildung 5-31: Messreihe 2 & 4 (mit und ohne Desorber-Bypass) – Massenstrom arme Lösung (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-9)

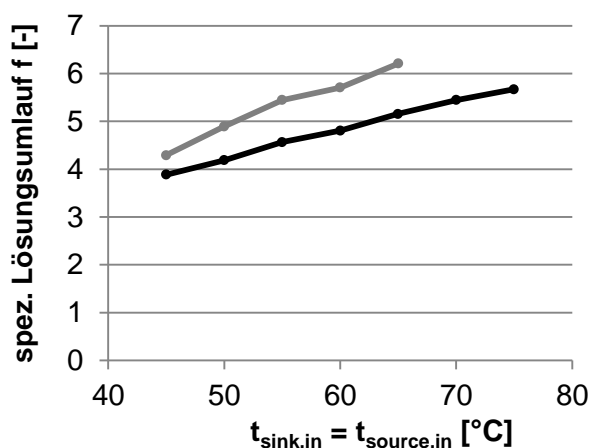


Abbildung 5-32: Messreihe 2 & 4 (mit und ohne Desorber-Bypass) – Spezifischer Lösungsumlauf (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-9)

Die Ursache für den höheren Lösungsmassenstrom ist in Abbildung 5-33 dargestellt. Ein höherer spezifischer Lösungsumlauf ergibt immer auch eine geringere Entgasungsbreite. Im vorliegenden Vergleich wird am Desorber die Strömungsart auf der Lösungsseite verändert. Offensichtlich resultiert dies in einem erheblich geringeren Wärmeübertragungskoeffizienten im Desorber bei Betrieb mit Desorber-Bypass. Die Temperaturdifferenz am Eintritt der Wärmequelle, welche die minimale Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ist, nimmt stark zu, wenn die nach der Drossel vorliegende Gasphase nicht durch den Desorber geführt wird. Somit steigt auch die Konzentration der armen Lösung, da die Lösung kälter aus dem Desorber austritt, und die Entgasungsbreite sinkt dadurch, mit allen vorher angeführten negativen Konsequenzen. Als Schlussfolgerung aus dem Vergleich wurde für alle weiterführenden Messreihen der Betrieb ohne Desorber-Bypass gewählt.

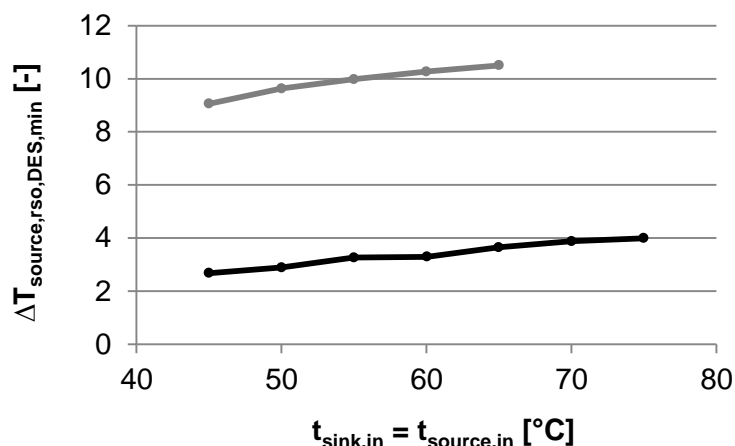


Abbildung 5-33: Messreihe 2 & 4 (mit und ohne Desorber-Bypass) – Temperaturdifferenz zur Lösung am Eintritt der Wärmequelle in den Absorber (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-9)

5.2.9 Einstufiger Betrieb

Die Anlage wurde im Rahmen einiger Messreihen auch mit einstufiger Kompression betrieben. Ein Vergleich mehrerer Messreihen mit variiertem Kompressordrehzahl (Hochdruckkompressor, vgl. Abbildung 3-1 mit geöffnetem LPC-Bypass) ist gemäß den Betriebsbedingungen in Tabelle 5-10 durchgeführt worden. Das Gesamt-Druckverhältnis wurde dabei wesentlich geringer angesetzt, obwohl das Druckverhältnis am Hochdruckkompressor nun höher ist, als im zweistufigen Betrieb. Der Volumenstrom von Wärmequelle und Wärmesenke ist durch den geringen Temperaturgleit bei niedrigen Druckverhältnissen mit 1100 l/h vorgegeben. Bei einer Drehzahl von 40 Hz (Messreihe 13) hat sich dadurch annähernd eine Übereinstimmung von Temperaturgleit und Temperaturspreizung der Wärmequelle im Desorber eingestellt.

Tabelle 5-10: Betriebsvorgaben einstufiger Betrieb, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar		Hz	
11	Maximum	Maximum	45-80	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	30 _{HPC}	OFF
13	Maximum	Maximum	45-80	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	40 _{HPC}	OFF
14	Maximum	Maximum	45	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	50 _{HPC}	OFF

Die Wärmequellen- und Wärmesenken-Austrittstemperatur in Abbildung 5-34 steigt mit zunehmender Drehzahl des Hochdruckkompressors leicht an. Der Kältemittelmassenstrom und damit die Leistungen in Absorber und Desorber steigen, was bei gleichbleibendem Volumenstrom der hydraulischen Kreisläufe zu einer höheren Temperaturspreizung führt. Allgemein ist die erreichte Temperaturspreizung deutlich geringer als bei zweistufigem Betrieb, zurückzuführen auf den geringen Temperaturgleit der Lösung während Absorption und Desorption in Folge des geringen Druckverhältnisses. Beispielsweise wurde für Messreihe 13

bei einer Wärmequellen- bzw. Wärmesenken-Eintrittstemperatur von 50°C im Desorber ein Temperaturgleit der Lösung von 7 K gemessen. Für diesen Betriebspunkt und die eingestellten Volumenströme (jeweils etwa 1100 l/h) ergibt sich eine Temperaturspreizung der Wärmequelle von 7 K im Desorber bzw. eine Temperaturspreizung der Wärmesenke von insgesamt 8 K über Absorber und Desuperheater. Die Kompressoraustrittstemperatur steigt relativ stark mit zunehmender Kompressordrehzahl. Dies ist auf die Wärmeverluste am Kompressorgehäuse zurückzuführen, welche nicht im gleichen Verhältnis wie die Drehzahl steigen und somit die spezifischen Wärmeverluste (bezogen auf den Kältemittelmassenstrom) abnehmen. Gleichzeitig ist in diesem Diagramm gut erkennbar, dass mit steigendem Temperaturniveau von Wärmequelle und Wärmesenke die Kompressor-Austrittstemperatur erheblich weniger ansteigt, als die Sauggasttemperatur, welche in etwa der Wärmequellen-Austrittstemperatur entspricht. Das heißt bei hohen Temperaturen nehmen die Wärmeverluste stark zu, gleichzeitig wird dadurch aber auch die Kompressor-Austrittstemperatur begrenzt.

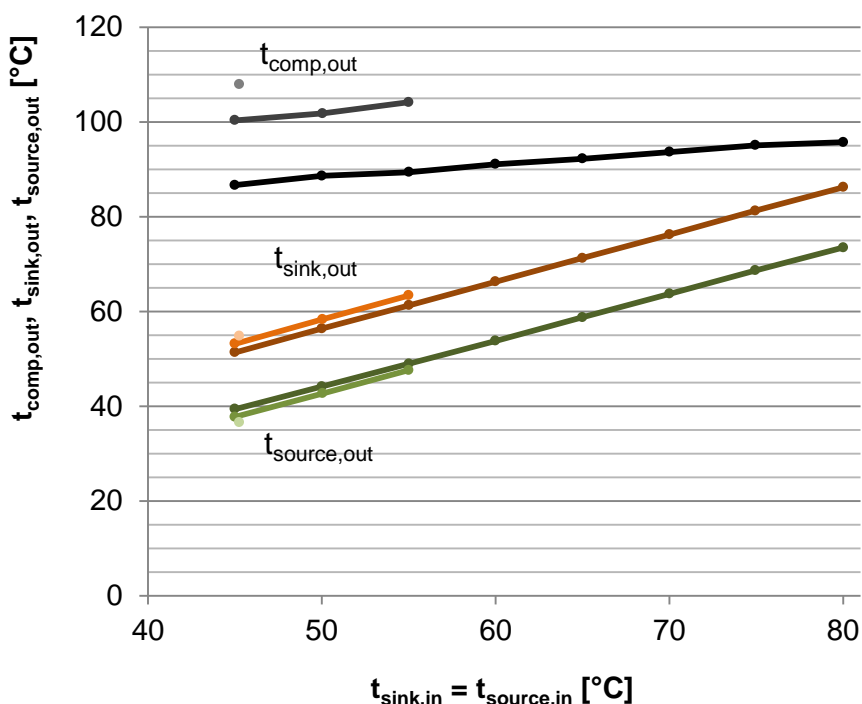


Abbildung 5-34: Messreihe 11, 13 & 14 (einstufiger Betrieb) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressoraustrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-10)

Die Verläufe von Leistungen und Leistungszahl in Abbildung 5-35 weisen auf die bereits in Kapitel 5.2.6 beschriebenen Zusammenhänge (Einfluss der Drehzahl auf Liefergrad und Wärmeverluste) hin. Während die Wärmesenkenleistung in geringerem Ausmaß als die Drehzahl steigt, ist die elektrische Leistung der Kompressoren sogar überproportional steigend. Das heißt der Liefergrad der Kompressoren und der Gesamisentropie Wirkungsgrad des Hochdruckkompressors sinken bei steigender Drehzahl. Letzteres führt zum Abfall der COP-Werte. Eine weitere Ursache ist im veränderten spezifischen Lösungsumlauf zu finden, welcher höhere interne Exergieverluste am Lösungswärmeübertrager SHX 1 verursacht. Da das Druckverhältnis wesentlich geringer ist, sind die COP-Werte wesentlich höher, als bei den vorangegangenen Messreihen mit zweistufiger Kompression.

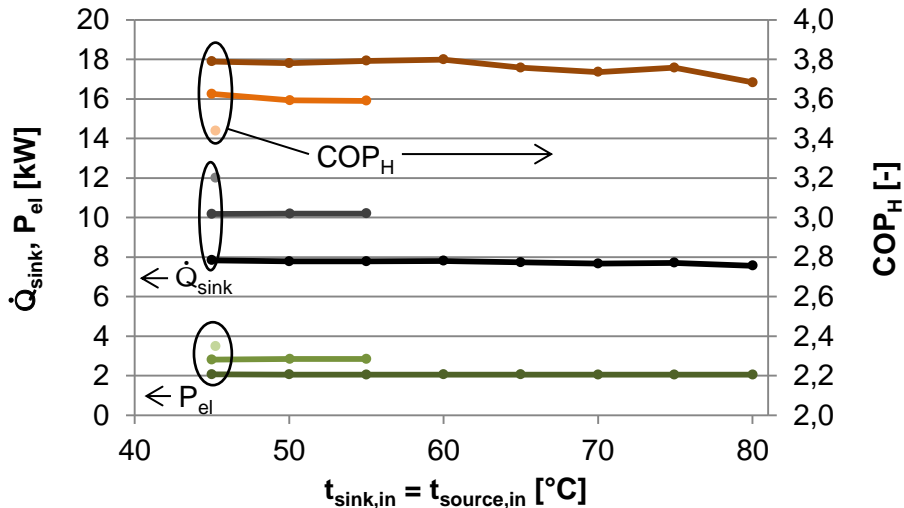


Abbildung 5-35: Messreihe 11, 13 & 14 (einstufiger Betrieb) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-10)

Für den Lösungsmassenstrom in Abbildung 5-36 und den spezifischen Lösungsumlauf in Abbildung 5-37 zeigt sich bei einstufigem Betrieb einerseits ein wesentlich höherer Umlauf, auf Grund des geringen Druckverhältnisses. Andererseits ist hier ein Anstieg des spezifischen Lösungsumlaufs mit der Kompressordrehzahl erkennbar, was auf den Temperaturverlauf in Absorber und Desorber zurückzuführen ist. Der Volumenstrom von Wärmequelle und Wärmesenke ist konstant, weshalb sich bei 30 Hz die geringsten Temperaturdifferenzen jeweils am Austritt der Lösung von Desorber und Absorber ergeben. Diese steigen mit zunehmender Drehzahl, wodurch die Entgasungsbreite geringer wird und der spezifische Lösungsumlauf steigt.

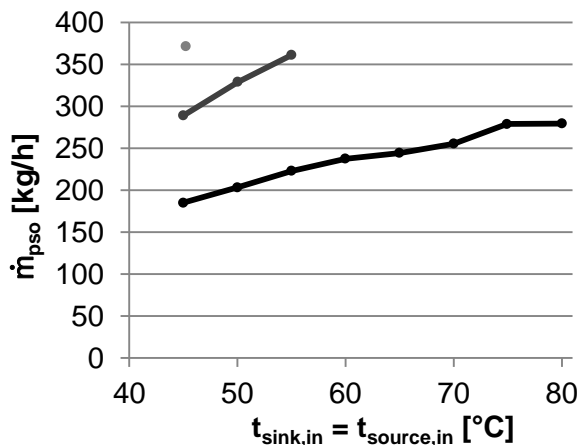


Abbildung 5-36: Messreihe 11, 13 & 14 (einstufiger Betrieb) – Massenstrom arme Lösung (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-10)

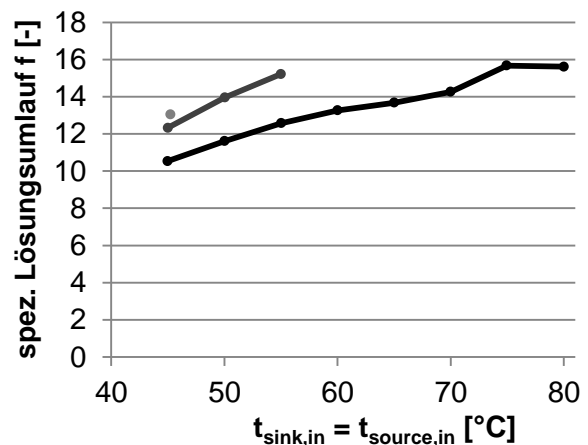


Abbildung 5-37: Messreihe 11, 13 & 14 (einstufiger Betrieb) – Spezifischer Lösungsumlauf (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-10)

Unterschiedliche Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle

In einem weiteren Messreihenvergleich gemäß Tabelle 5-11 wurde der Einfluss einer geringfügigen Differenz der Eintrittstemperaturen (5 K) von Wärmesenke zu Wärmequelle bei Betrieb mit einstufiger Kompression untersucht.

Tabelle 5-11: Betriebsvorgaben einstufiger Betrieb mit unterschiedlichen Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle, variierte Parameter in blau

Messreihe	\dot{V}_{sink}	\dot{V}_{source}	$t_{\text{sink,in}}$	$t_{\text{source,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	f_{COMP}	Bypass _{DES}
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	Hz	ON/OFF
11	Maximum	Maximum	45-80	$t_{\text{sink,in}}$	12	4	1	30 _{HPC}	OFF
12	Maximum	Maximum	50-70	$t_{\text{sink,in}} - 5\text{K}$	12	4	1	30 _{HPC}	OFF

Aufgetragen über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur in Abbildung 5-38 zeigt sich, dass der wesentliche Unterschied in der um die Temperaturdifferenz geringeren Wärmequellen-Austrittstemperatur und einer geringfügig sinkenden Kompressor-Austrittstemperatur besteht. Letzteres ist durch die niedrigere Sauggasttemperatur nach dem Gaskühler zu erklären, welche durch die Wärmequelle am Austritt aus dem Desorber gekühlt werden. Die Temperaturspreizung von Wärmesenke und Wärmequelle sinkt wegen des steigenden spezifischen Lösungsumlaufs (vgl. Abbildung 5-41), wegen der geringen Werte in beiden Messreihen ist dies im Diagramm aber kaum erkennbar.

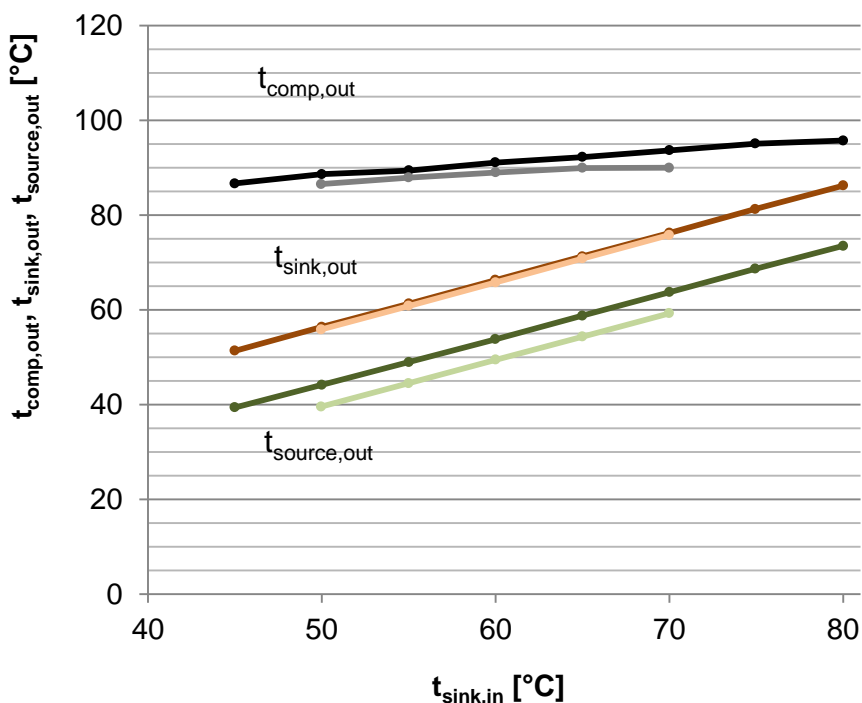


Abbildung 5-38: Messreihe 11 & 12 (einstufiger Betrieb) – Wärmesenken- und Wärmequellen-Austrittstemperatur, Kompressorausstrittstemperatur (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-11)

Leistungen und COP in Abbildung 5-39 zeigen den bereits in Kapitel 5.2.7 beschriebenen Einfluss unterschiedlicher Eintrittstemperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle. Maßgeblich ist hierfür der steigende Lösungsmassenstrom. Die Wärmesenkenleistung sinkt wegen der höheren zu übertragenden Wärmemenge im Lösungswärmeübertrager SHX 1 (steigt auch in Folge der der Differenz der Eintrittstemperaturen), die nicht vollständig übergeführt werden kann (vgl. Kapitel 5.2.7). Gleichzeitig steigt die elektrische Leistung sogar an, da ein größerer Lösungsmassenstrom von der Lösungspumpe auf Hochdruckniveau gefördert werden muss. In Summe ergibt sich bei einstufigem Betrieb ein erheblicher Einfluss der Differenz zwischen Wärmesenken und Wärmequellen-Eintrittstemperatur auf die Leistungszahl, auch da der erreichbare Temperaturgleit der Lösung während Absorption und Desorption bei kleinen Druckverhältnissen wesentlich geringer ist.

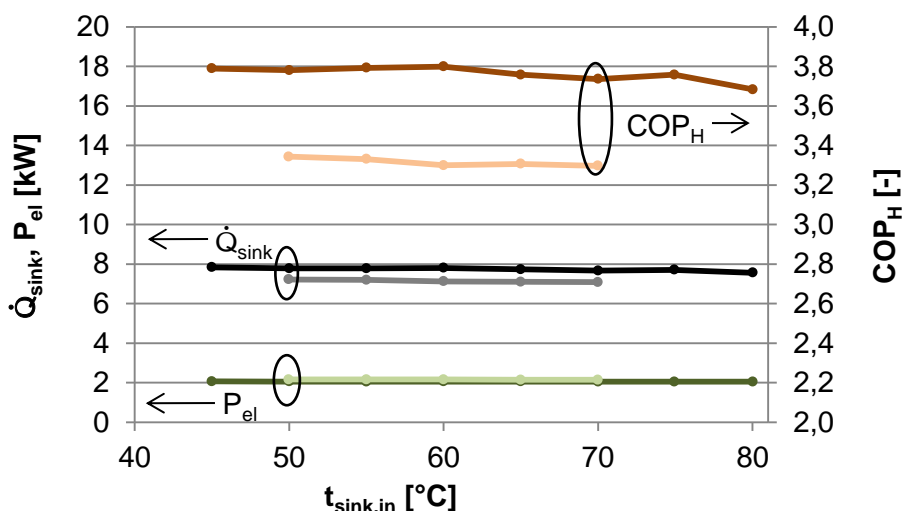


Abbildung 5-39: Messreihe 11 & 12 (einstufiger Betrieb) – Wärmesenkenleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-11)

Die Änderungen des Lösungsmassenstroms und des spezifischen Lösungsumlaufs sind in Abbildung 5-40 und Abbildung 5-41 dargestellt. Wie erwartet steigen beide stark an, wenn eine Differenz der Eintrittstemperatur von Wärmesenke zu Wärmequelle vorgegeben wird. Anzumerken ist, dass die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Eintritt der Wärmesenke im einstufigen Betrieb deutlich geringere Werte annimmt als zuvor bei zweistufiger Kompression und höheren Druckverhältnissen. Es ist anzunehmen, dass bei den hohen Lösungsumläufen der Mischvorgang am Absorber-Eintritt von Lösung und Kältemittel einen geringeren Einfluss auf den Temperaturverlauf im Absorber hat, da die Lösung nicht im gleichen Ausmaß durch Absorption im Absorber-Einlasskanal erhitzt werden muss, um Wärme übertragen zu können. Temperaturdifferenzen am Senkeneintritt wurden zwischen 2 K bis 4 K für die Messreihen berechnet. Die berechnete Absorberunterkühlung am Austritt der reichen Lösung war allerdings für den einstufigen Betrieb wesentlich höher, in der Größenordnung von 15 K (im Vergleich zu rund 10 K bei Betriebspunkten mit zweistufiger Kompression).

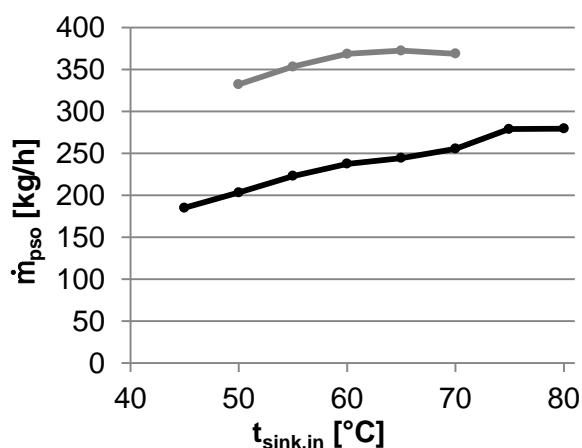


Abbildung 5-40: Messreihe 11 & 12 (einstufiger Betrieb) – Massenstrom arme Lösung (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-11)

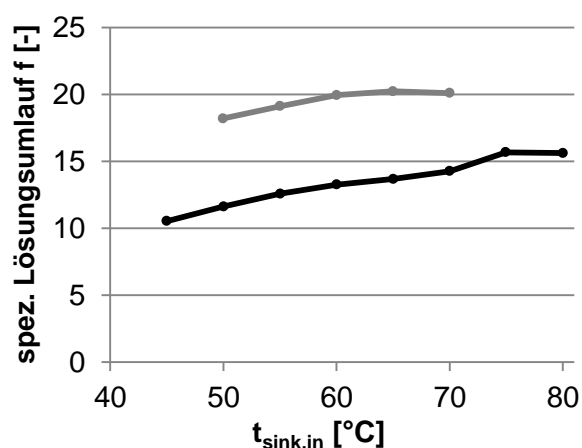


Abbildung 5-41: Messreihe 11 & 12 (einstufiger Betrieb) – Spezifischer Lösungsumlauf (Farbcodierung gemäß Tabelle 5-11)

5.3 Detailauswertung Komponenten

Im Folgenden werden die wesentlichen Zusammenhänge und Auswertungen von wichtigen Kreislaufkomponenten beschrieben. Anhand der Messergebnisse kann auch das Simulationsmodell überarbeitet werden, wobei im Rahmen dieses Kapitels nur die Auswertung der in der Simulation zu berücksichtigenden Parameter angeführt wird. Definitionen der Kennzahlen sind in Kapitel 2.7 gegeben.

5.3.1 Kompressoren

Die beiden Kompressoren sind für den elektrischen Energieverbrauch und in weiterer Folge für die erreichte Leistungszahl des Prozesses wesentlich verantwortlich. Im Rahmen der Auswertung der Messreihen wurden bereits mehrere Aspekte und Zusammenhänge diskutiert, beispielsweise, dass die Wirkungsgrade und der Liefergrad nicht immer mit den Erwartungswerten übereinstimmen. Im Folgenden werden anhand der berechneten Kennzahlen beider Kompressoren (inkl. Frequenzumrichter) für Messreihe 1 Vergleiche durchgeführt.

In Abbildung 5-42 sind mehrere Leistungswerte für den Niederdruckkompressor über der Sauggasttemperatur aufgetragen. Die Werte werden dabei wie folgt ermittelt:

$P_{el,Messung,berechnet}$	= Elektrische Leistung berechnet über Messwert Energiemengenzähler
$P_{el,Simulation,Erwartungswert}$	= Erwartungswert elektrische Leistung gemäß Simulationsannahmen
$P_{Verdichtung,isentrop}$	= Berechnete Isentrope Verdichterarbeit bei gegebenem Druckverhältnis
$P_{NH3,Messung,berechnet}$	= eingebrachte Leistung ins Kältemittel (berechnet)

Sowohl für die isentrope Verdichterarbeit als auch für die in das Kältemittel eingebrachte Leistung musste der „rückgerechnete“ NH_3 -Massenstrom (vgl. Kapitel 3.4.4) verwendet werden, wodurch sich entsprechende Unsicherheiten hinsichtlich der Auswertung ergeben.

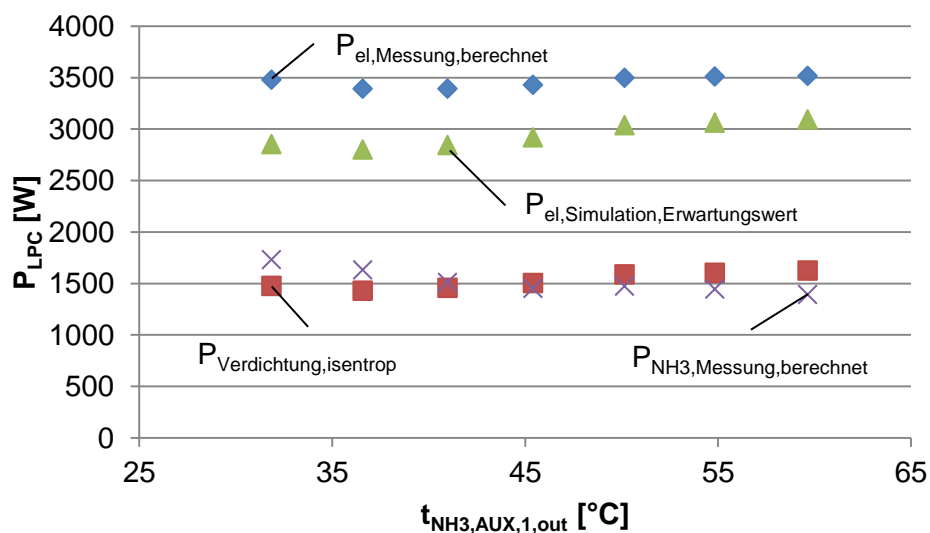


Abbildung 5-42: Auswertung Niederdruckkompressor – Leistungen für Messreihe 1

Die gemessene Leistung liegt dabei deutlich über dem Erwartungswert, was bedeutet, dass der Gesamtisentrope Wirkungsgrad des Niederdruckkompressors niedriger ist, als in der Simulation berechnet. Die Leistung ist nicht unmittelbar abhängig von der Sauggasttemperatur. Die dem Kältemittel zugeführte Leistung sinkt mit zunehmender Sauggasttemperatur, da die Wärmeverluste des Kompressors größer werden. Die Werte liegen zum Teil unter denen der isentropen Verdichterarbeit, was bedeutet, dass eine stark gekühlte Verdichtung vorliegt.

Die Leistungen spiegeln sich auch in Abbildung 5-43 wider. Der Gesamtisentrope Wirkungsgrad, berechnet aus den Messwerten, ist etwas niedriger als der Erwartungswert. Der berechnete Innere Isentrope Wirkungsgrad nimmt dort, wo die dem Kältemittel zugeführte Leistung geringer als die Isentrope Verdichterleistung ist, einen Wert größer 1 an. In der Simulation wurden Erwartungswerte für den Innere Isentrope Wirkungsgrad von ca. 0,7 berechnet (vgl. Gl. 4-2). Damit begründen sich auch die geringen Kompressor-Austrittstemperaturen und die hohen Wärmeverluste, die für die dargestellte Messreihe 1 bei hohen Temperaturen deutlich über 50 % der zugeführten elektrischen Leistung betragen.

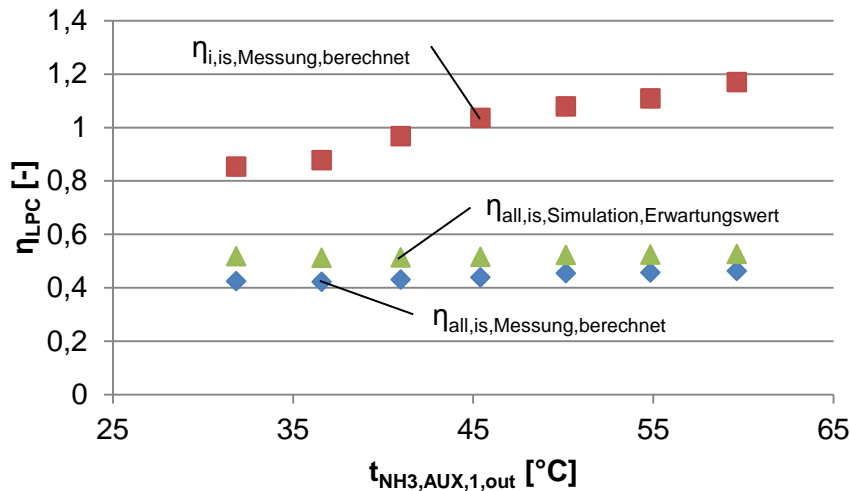


Abbildung 5-43: Auswertung Niederdruckkompressor – Wirkungsgrade für Messreihe 1

In Abbildung 5-44 wird der berechnete Liefergrad des Niederdruckkompressors mit dem Erwartungswert gemäß Simulation verglichen. Es zeigt sich ein deutlich geringerer Liefergrad, wobei dieser mit zunehmender Sauggasttemperatur steigt. Umgekehrt kann auch die Vermutung aufgestellt werden, dass der niedrige Liefergrad die Ursache für die schlechten Wirkungsgrade ist.

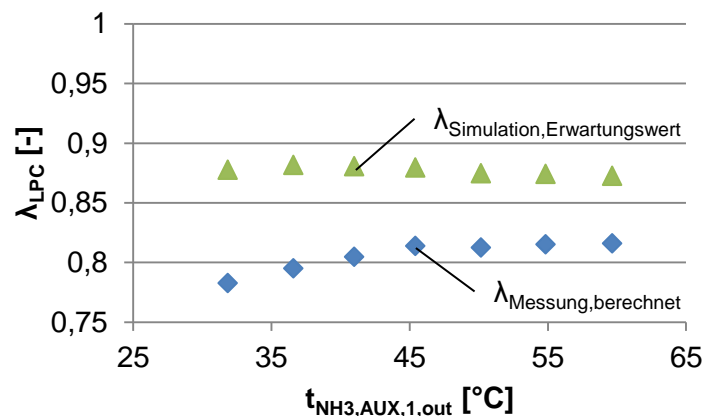


Abbildung 5-44: Auswertung Niederdruckkompressor – Liefergrad für Messreihe 1

In Abbildung 5-45 ist der bereits im Kapitel 5.2.6 und 5.2.9 besprochene Zusammenhang gezeigt, dass der Liefergrad des Niederdruckkompressors mit zunehmender Drehzahl sinkt. Diese Charakteristik ist Bauteilspezifisch, wobei die Auswirkung bei hohen Frequenzen über 50 Hz offensichtlich stärker sind als im niedrigen Frequenzbereich unter 50 Hz.

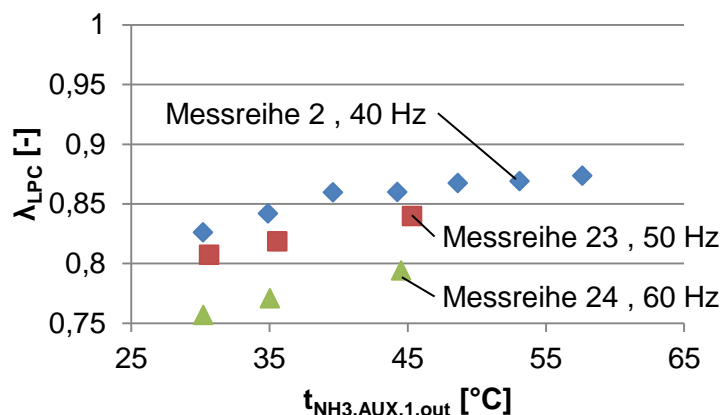


Abbildung 5-45: Auswertung Niederdruckkompressor – Liefergrad bei unterschiedliche Drehzahlen (Messreihe 2, 23 & 24)

Die bereits für Abbildung 5-42 beschriebenen Leistungswerte sind in Abbildung 5-46 für den Hochdruckkompressor aufgetragen. Sofort ersichtlich ist dabei, dass die gemessene Leistung hier deutlich unter dem Erwartungswert liegt. Der Hochdruckkompressor weist ein geringeres Hubvolumen als der Niederdruckkompressor bei gleicher Baugröße auf. Die Drehzahl des Hochdruckkompressors ist trotz kleinerer Auslegung nur bei rd. 30 Hz. Wie in Abbildung 5-45 gezeigt, weisen die Kompressoren bei niedrigen Frequenzen höhere Liefergrade auf, was eine Ursache für die bessere Performance sein kann. Inwiefern der Frequenzumrichter dabei eine Rolle spielt, kann nicht gesondert ermittelt werden. Da für die beiden Kompressoren allerdings unterschiedliche Frequenzumrichter verwendet wurden (vgl. Kapitel 3.2.1), ist dies bei der Interpretation zu berücksichtigen.

Die ins Kältemittel übergeführte Leistung ist allerdings noch viel geringer, als beim Niederdruckkompressor. Da wie erwähnt die Baugröße gleich ist, der Kompressor aber bei wesentlich geringeren Drehzahlen operiert führt dies offenbar zu größeren Wärmeverlusten während der Kompression. Diese Verluste, berechnet über die Differenz zwischen elektrisch zugeführter Leistung und der dem Ammoniak zugeführten Leistung, werden bei steigendem Sauggas-Temperaturniveau größer. Werte bis über 70 % sind im Rahmen der Messungen ermittelt worden.

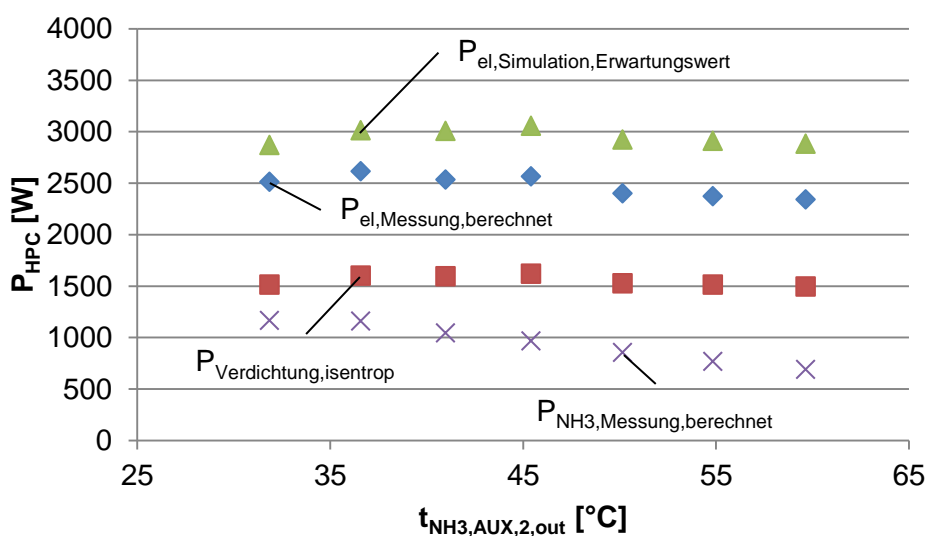


Abbildung 5-46: Auswertung Hochdruckkompressor – Leistungen für Messreihe 1

Die hohen Wärmeverluste drücken sich auch im berechneten Inneren Isentropen Wirkungsgrad gemäß Abbildung 5-47 aus. Dieser ist durchgehend über 1 und steigt mit zunehmender

Sauggas-Temperatur. Der Gesamtisentrope Wirkungsgrad wiederum ist besser als in der Simulation angenommen und deutlich besser als beim Niederdruckkompressor. Als Vorteil der Wärmeabfuhr während der Kompression kann die daraus resultierende niedrige Kompressor-Austrittstemperatur genannt werden. Trotzdem sind die hohen Wärmeverluste, da diese im Absorber und somit bei der Wärmesenkenleistung fehlen, nicht wünschenswert, solange die elektrische Leistungsaufnahme nicht gleichzeitig sinkt und so eine Verbesserung der Leistungszahl erreicht wird.

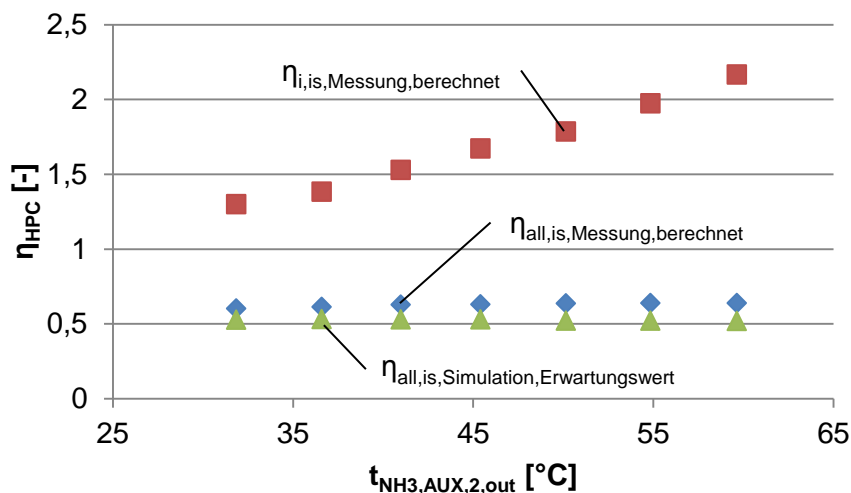


Abbildung 5-47: Auswertung Hochdruckkompressor – Wirkungsgrade für Messreihe 1

Der berechnete Liefergrad für den Hochdruckkompressor ist in Abbildung 5-48 skizziert. Im Gegensatz zum Niederdruckkompressor sind hier die berechneten Werte höher als in der Simulation angenommen. Die Werte steigen wiederum mit zunehmender Sauggastemperatur. Wie bereits erwähnt, ist der Kältemittelmassenstrom rückgerechnet, weshalb die Liefergrade mit einer hohen Unsicherheit behaftet sind. Trotzdem kann bei Vergleich der Werte von Nieder- und Hochdruckkompressor, unter Berücksichtigung des Einflusses der Drehzahl auf den Liefergrad, der rückgerechnete Wert des Kältemittelmassenstroms bestätigt werden.

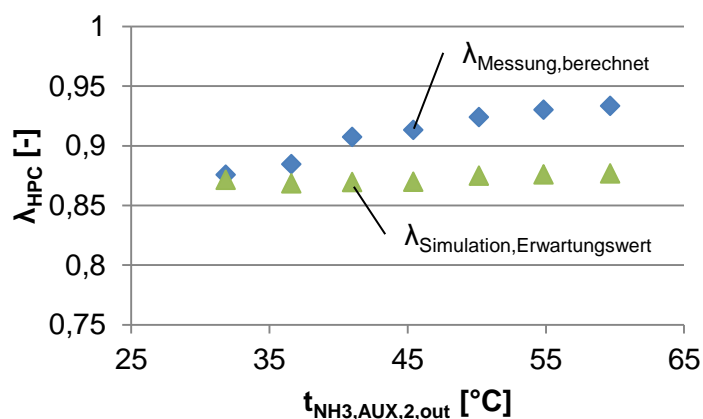


Abbildung 5-48: Auswertung Hochdruckkompressor – Liefergrad für Messreihe 1

In Abbildung 5-49 ist abschließend der Verlauf der NH_3 -Zustandsänderungen vom Gaskühler 1 bis zum Desuperheater-Austritt skizziert. Es wurde aus Messreihe 1 der Betriebspunkt mit der höchsten Einlasstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke ($t_{\text{source}, \text{in}} = t_{\text{sink}, \text{in}} = 75^{\circ}\text{C}$) gewählt. In diesem Punkt ist der gekühlte Verlauf der Kompression im T-s-Diagramm am deutlichsten sichtbar. Die Wärmeübertragung im ersten Gaskühler AUX 1 von Zustand „0“ auf „1“ erfolgt als isobare Abkühlung. Danach erfolgt die Kompression im Niederdruckkompressor von Zustand „1“ auf „2“, wobei sich für den Inneren Isentropen Wirkungsgrad größer 1 eine

nach links verlaufende Zustandsänderung ergibt. Danach wird im Lösungswärmeübertrager SHX 2 und im Gaskühler AUX 2 die Wärme des überhitzten Ammoniaks von „2“ auf „3“ an die Lösung und von „3“ auf „4“ an die Wärmequelle nach dem Desorber abgegeben. Die Verdichtung im Hochdruckkompressor von „4“ auf „5“ erfolgt deutlich nach links geneigt, was die hohen Wärmeverluste des Kompressors widerspiegelt. Abschließend erfolgt die Abkühlung des überhitzten Ammoniaks im Desuperheater durch die Wärmesenke nach dem Absorber von Zustand „5“ auf „6“.

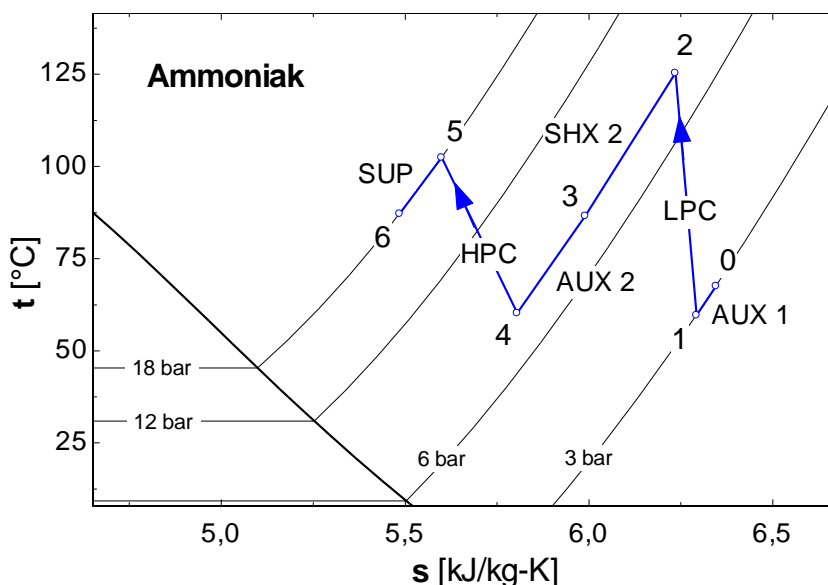


Abbildung 5-49: Darstellung der Zustandsänderungen im Kältemittelkreislauf im T-s-Diagramm, Messreihe 1, Betriebspunkt $t_{\text{sink,in}} = t_{\text{source,in}} = 75^\circ\text{C}$

5.3.2 Lösungspumpe

Für die Lösungspumpe können im Folgenden Korrelationen hinsichtlich Umrechnung des Lösungsmassenstroms in elektrische Leistung hergestellt werden. Abbildung 5-50 zeigt, dass die Drehzahl wie erwartet annähernd linear mit dem Lösungsmassenstrom korreliert.

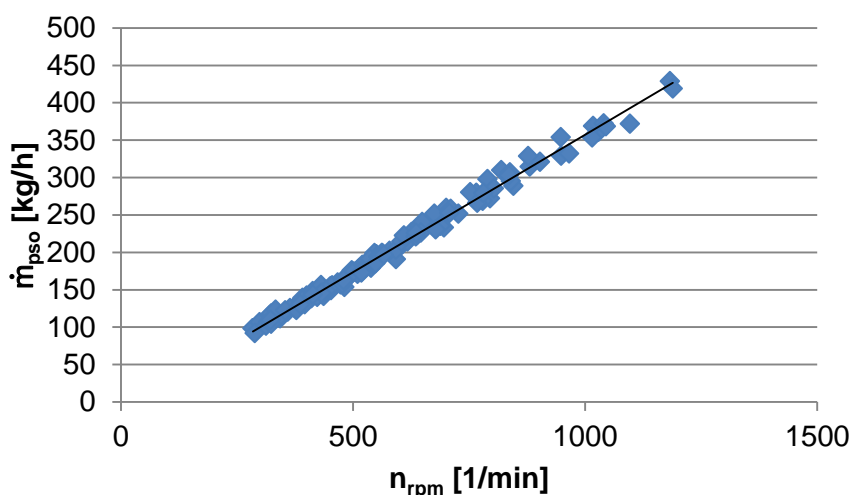


Abbildung 5-50: Auswertung Lösungspumpe – Korrelation Lösungsmassenstrom zu Drehzahl

In Abbildung 5-51 ist die Korrelation zwischen Lösungsmassenstrom und elektrischer Leistung dargestellt. Wegen der unterschiedlichen Druckerhöhungsarbeiten, je nach Nieder- und Hochdruckniveau, kommt es hier zu keinem direkten Zusammenhang, obwohl über einen weiten Bereich und bei Vergleich der Werte diese primär vom Lösungsmassenstrom abhängig

scheinen. Bei einstufigem Betrieb der Kompression (Messreihe 11 bis 15) und damit der geringsten Druckerhöhung ist eine deutliche Abweichung sichtbar. Analog zu Gl. 4-9 kann der Zusammenhang über den Lösungsmassenstrom bzw. die Drehzahl und die Druckerhöhungsarbeit formuliert werden.

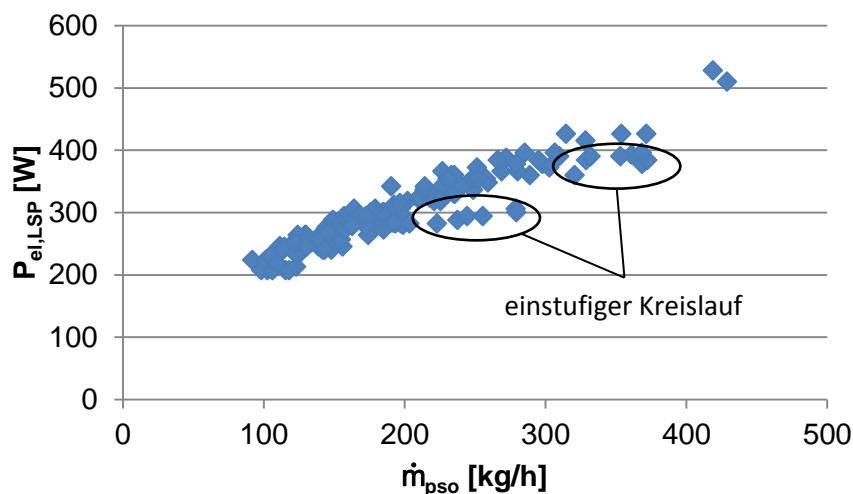


Abbildung 5-51: Auswertung Lösungspumpe – Korrelation Pumpenleistung zu Lösungsmassenstrom

In Abbildung 5-52 ist die gemessene elektrische Leistung der zuvor angesprochenen Leistung für die Druckerhöhung gemäß Gl. 4-10 gegenübergestellt. Wiederum weichen die Werte bei einstufiger Kompression (Messreihe 11 bis 15, mit entsprechend geringer Druckerhöhung bei hohen Lösungsmassenströmen) vom linearen Zusammenhang deutlich ab.

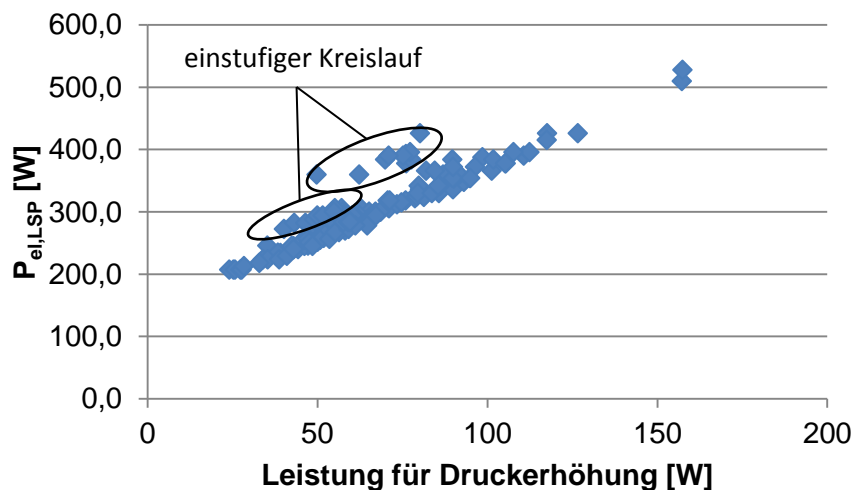


Abbildung 5-52: Auswertung Lösungspumpe – Korrelation Pumpenleistung zu Leistung für Druckerhöhung gemäß Gl. 4-10

Über die Lösungspumpe erfolgte eine Erwärmung der Lösung, deren Ausmaß gemäß Auswertung vorrangig vom Lösungsmassenstrom abhängig ist. Bei geringen Massenströmen der armen Lösung von rund 100 kg/h wurden Temperaturerhöhungen vom Zulauf zum Ablauf im Bereich von 0,75 K gemessen, bei hohen Lösungsmassenströmen über 300 kg/h beträgt diese unter 0,4 K. Gemäß der zugeführten elektrischen Leistung wäre eine überschlägige Temperaturerhöhung von 2,5 K bei 100 kg/h und 1,25 K bei 300 kg/h bei adiabater Lösungspumpe möglich. Die Differenz zwischen der der Lösung zugeführten Leistung zur elektrischen Leistung der Lösungspumpe geht über den gekühlten Elektromotor, den Frequenzumrichter und das Pumpengehäuse an die Umgebung verloren.

5.3.3 Wärmeübertrager

Anhand der gemessenen und berechneten Zustände jeweils am Ein- und Austritt in die Wärmeübertrager können Kennzahlen und Temperaturverläufe berechnet werden. Im Folgenden sollen die Resultate und deren Zusammenhänge anhand mehrerer Diagramme diskutiert werden.

a) Absorber

Im Absorber war zusätzlich das Problem gegeben, dass der Eintrittszustand des Zweiphasengemischs nicht gemessen werden konnte. Arme Lösung und Kältemitteldampf werden im Einlasskanal des Plattenwärmeübertragers vermischt und verteilen sich anschließend auf die Kanäle. Massenströme, Eintrittstemperaturen und Druck sind bekannt, trotzdem kann nicht unmittelbar auf die, sich durch Absorption einstellende Temperatur des Gemischs geschlossen werden. Für die folgenden Berechnungen des Wärmedurchgangs wurde angenommen, dass sich nach der Vermischung, das heißt nach dem Eintritt von armer Lösung und Kältemittel sowie teilweiser Absorption im Einlasskanal des Absorbers, die gleiche Unterkühlung der flüssigen Phase einstellt, wie sie nach dem Absorber gegeben ist. Letztere konnte über Energie und Massenbilanzen aus den Messwerten berechnet werden. Die Unterkühlung der absorbierenden Lösung wurde somit im gesamten Wärmeübertrager, für den gesamten Absorptionsprozess konstant angenommen.

Als Kenngröße wurde für Absorber und Desorber der U-Wert angegeben, berechnet über Leistung und Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager gemäß Gl. 4-18. Die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen wiederum erfolgt mittels Unterteilung der Wärmeübertragung in 10 Abschnitte, um die nicht-linearen Temperaturverläufe der Lösung zu berücksichtigen. Zur Umrechnung in UA-Werte in einen Wärmedurchgangskoeffizienten U muss der Wert mit der für die Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden Fläche von ca. 4,7 m² dividiert werden. Flächen auf Höhe der Ein- und Auslasskanäle werden bei dieser Berechnung nicht mehr berücksichtigt. Daraus ergibt sich ein für den gesamten Wärmeübertrager konstanter U-Wert, ohne Rücksicht auf lokale Strömungsverhältnisse.

Abbildung 5-53 zeigt eine erste Auswertung der U-Werte am Absorber über dem Massenstrom reicher Lösung für Messreihe 1, 2, 7, 9 und 10 mit einem konstanten Wärmesenken-Volumenstrom von 1000 l/h, sowie Messreihe 24, wo sich ebenfalls ein Wärmesenken-Volumenstrom von ca. 1000 l/h ergeben hat. Der Wärmedurchgangskoeffizient nimmt mit steigendem Lösungsmassenstrom deutlich zu und zeigt für die Messreihen mit unterschiedlichen Kältemittelmassenströmen und Leistungen annähernd gleiche Werte.

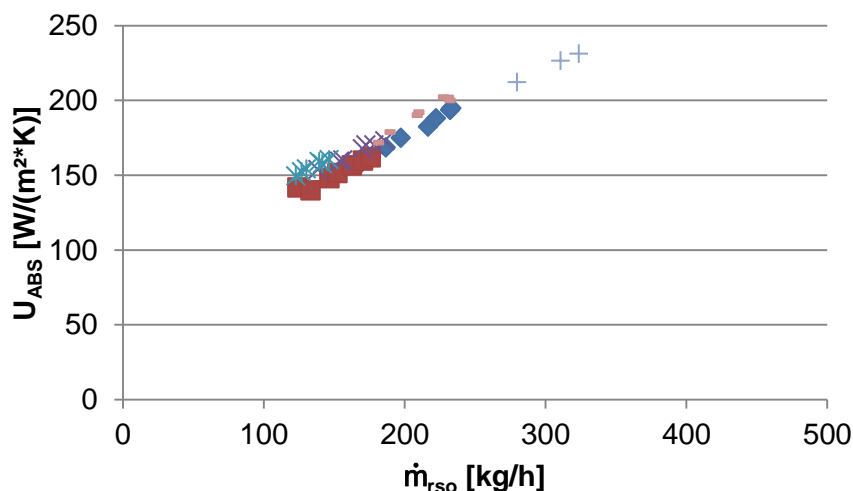


Abbildung 5-53: U-Werte des Absorbers in Abhängigkeit des Lösungsmassenstroms, $\dot{V}_{\text{sink}} = 1000$ l/h (Messreihe 1, 2, 7, 9, 10, 24)

Verglichen mit den in Kapitel 4.3 präsentierten U-Werten gemäß Auslegung wurden wesentlich niedrigere Werte erreicht. Der niedrige U-Wert resultierte in der, im Rahmen der Messung festgestellten, sehr hohen Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Eintritt der Wärmesenke in den Wärmeübertrager. Dies muss allerdings, wie später noch näher erklärt wird, nicht unbedingt der Fall sein, wenn angenommen wird, dass der Zustand der Lösung nach der Mischung noch deutlich stärker unterkühlt ist, als am Austritt der reichen Lösung nach dem Absorber. Demzufolge wäre am Eintritt der Lösung nicht die notwendige Temperatur für eine Wärmeübertragung gegeben. Die in Abbildung 5-53 angeführten Werte beziehen sich auf gleiche Unterkühlung am Ein- und Austritt, was bspw. für Messreihe 1 Temperaturdifferenzen von rund 15 K am Eintritt der Wärmesenke und 24 K am Austritt ergibt und somit niedrige rechnerische Wärmedurchgangskoeffizienten zur Folge hat.

In Abbildung 5-54 ist der Einfluss des Wärmequellen-Volumenstroms erkennbar. Dabei werden die berechneten U-Werte für Messreihe 5 aufgetragen. Der bereits in Abbildung 5-53 diskutierte Einfluss des Lösungsmassenstroms kommt hier allerdings auch zur Geltung, da mit abnehmendem Wärmesenken-Volumenstrom der spezifische Lösungsumlauf steigt. Trotz dessen, dass höhere Lösungsmassenströme einen positiven Einfluss haben sollten, sinkt der U-Wert mit abnehmendem Volumenstrom wegen des abnehmenden Wärmeübertragungskoeffizienten auf der Wasserseite. Beide, gegenläufige Einflüsse resultieren in einem gemäßigten Abfall der Wärmedurchgangskoeffizienten.

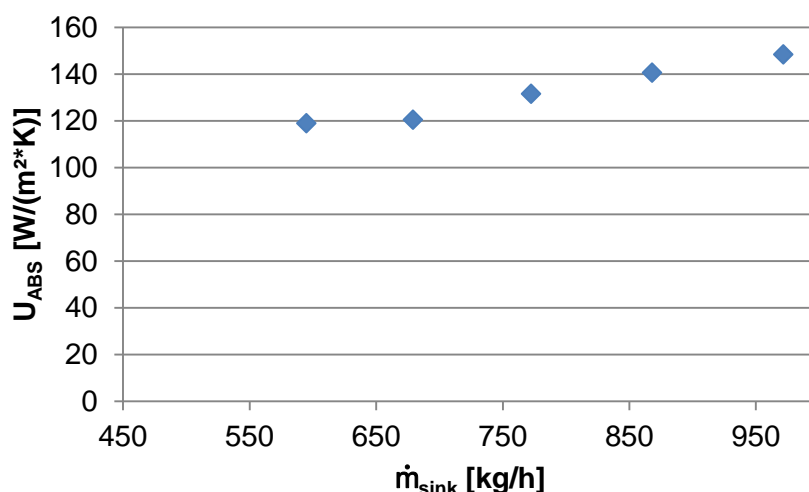


Abbildung 5-54: U-Werte des Absorbers in Abhängigkeit des Wärmesenken-Volumenstroms bei Messreihe 5

Abbildung 5-55 stellt die U-Werte nun über dem Verdichtungsverhältnis dar. Höhere Verdichtungsverhältnisse bedeuten immer auch geringere Lösungsumläufe. Da in den aufgetragenen Messreihen der Volumenstrom der Wärmesenke an den Temperaturgleit der Lösung im Desorber angepasst wurde, nehmen auch die Volumenströme bei höheren Verdichtungsverhältnissen ab. In Summe erhöht sich der Wärmeübertragungskoeffizient auf beiden Seiten, weshalb die U-Werte mit abnehmendem Druckverhältnis deutlich steigen.

Ein weiterer Aspekt, der im Rahmen des Vergleichs von Abbildung 5-55 diskutiert werden kann, ist, dass die gemessene Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Eintritt der Wärmesenke in den Absorber deutlich zunimmt wenn das Druckverhältnis steigt. Für die im Diagramm skizzierten Messreihen ergeben sich für die Temperaturdifferenz bei steigendem Druckverhältnis 3 K ($\pi_{\text{all}} = 3$), 12 K ($\pi_{\text{all}} = 5$), 16 K ($\pi_{\text{all}} = 6$) und 19 K ($\pi_{\text{all}} = 7$), jeweils im Durchschnitt. Da bei hohen Druckverhältnissen der Einfluss der Temperatur der Lösung beim Absorber-Eintritt zunimmt, ist anzunehmen, dass es sich dabei um eine Auswirkung der unzureichenden Vermischung und Aufwärmung des Gemischs im Absorber-Einlasskanal handelt. Die ursprünglich für diese Messreihen angestrebten hohen Temperaturspreizungen

können dann nicht erreicht werden, was sich auch bei den Messungen gezeigt hat. Nimmt man an, dass die Temperatur nach der Vermischung eben nicht wie gewünscht erreicht wird, bestätigt dies die Tendenz in Abbildung 5-55.

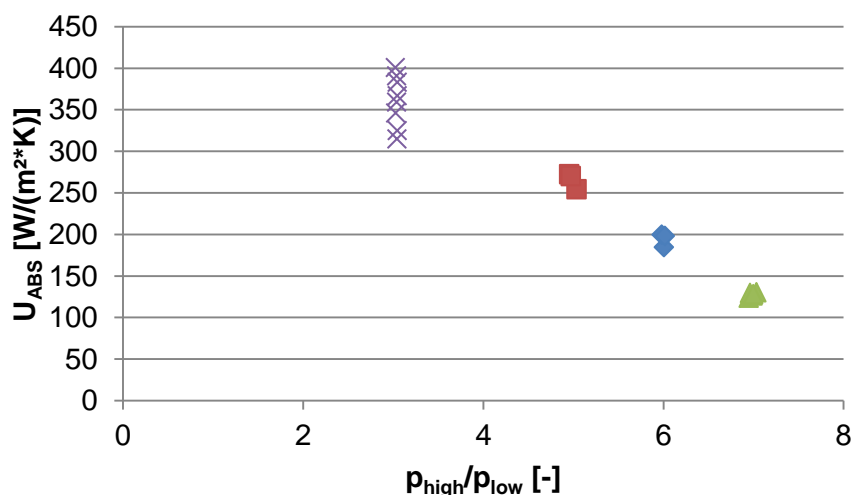


Abbildung 5-55: U-Werte des Absorbers in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (Messreihe 22, 23, 16, 11)

Der Verlauf des U-Werts für Messreihe 17, 18, 19 und 20 mit unterschiedlicher Eintrittstemperatur von Wärmesenke und Wärmequelle ist in Abbildung 5-56 dargestellt. Mit steigender Differenz der Eintrittstemperaturen steigen der spezifische Lösungsumlauf und der angepasste Volumenstrom der Wärmesenke, weshalb auch die Wärmedurchgangskoeffizienten stark ansteigen. Des Weiteren ist wie bereits bei der Abbildung zuvor ein deutlicher Einfluss auf die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Absorber festzustellen. Die Werte am Eintritt der Wärmesenke fallen von ca. 20 K bei gleicher Eintrittstemperatur auf unter 5 K bei einer eingestellten Differenz zwischen Wärmesenken und Wärmequellen-Eintritt von 30 K.

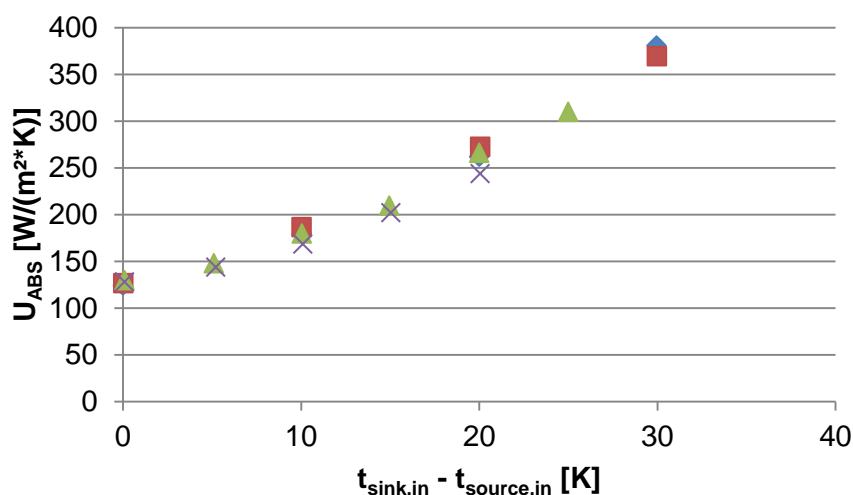


Abbildung 5-56: U-Werte des Absorbers in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz von Wärmesenke zu Wärmequelle (Messreihe 17, 18, 19, 20)

Die berechnete Unterkühlung der Lösung am Austritt aus dem Absorber ist in Abbildung 5-57 dargestellt. Diese konnte aus Energie- und Massenbilanzen anhand der Messwerte berechnet werden (vgl. Kapitel 2.7.3). Die gezeigten Werte beziehen sich auf Messreihen mit zweistufiger Kompression. Wie sich zeigte, sind die in der Simulation angenommenen Werte von 3 K erheblich überschritten worden. Ein Zusammenhang mit dem Lösungsmassenstrom ist

gegeben. Die nach rechts abweichenden Werte ergeben sich bei Messreihen mit Temperaturdifferenz von Wärmesenken- zu Wärmequellen-Eintrittstemperatur. Nicht in Abbildung 5-57 erkennbar ist die Erkenntnis, dass die Unterkühlung innerhalb der Messreihen nicht vom Temperaurniveau des Prozesses abhängig ist. Dies ist insofern von Bedeutung, da für die einzelnen Messreihen die Absorberunterkühlung gemäß Berechnung nicht vom Lösungsmassenstrom bzw. spezifischen Lösungsumlauf abhängig ist. Dies lässt darauf schließen, dass vor allem das Druckverhältnis einen Einfluss auf die Absorberunterkühlung hat. Höchste Werte der Unterkühlung wurden allerdings bei hohen Absorberleistungen berechnet.

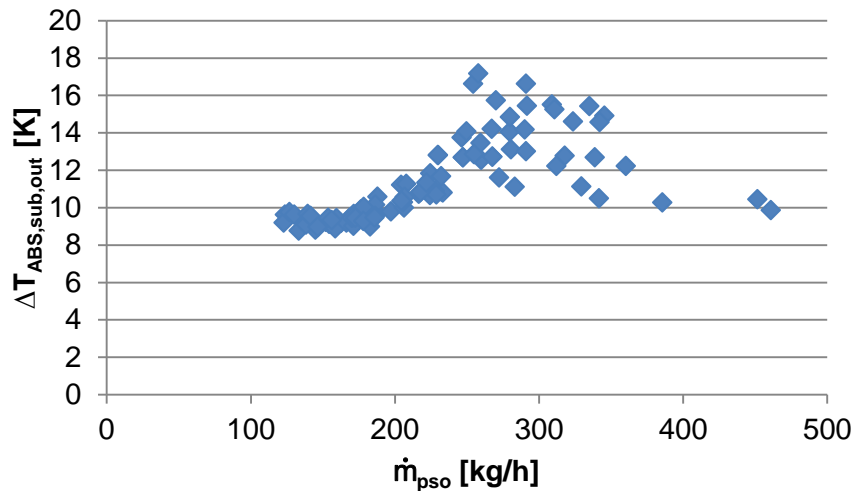


Abbildung 5-57: Berechnete Absorberunterkühlung der reichen Lösung am Absorberaustritt in Abhängigkeit des Lösungsmassenstroms, für Messreihen mit zweistufiger Kompression

Die Messreihen mit einstufiger Kompression weisen einen hohen Lösungsmassenstrom und ein geringes Druckverhältnis auf, weshalb eine hohe Absorberunterkühlung folgt. Verglichen mit Abbildung 5-57 sind die berechneten Werte höher als erwartet. Unter Umständen ist dies auf die bereits zuvor erwähnte geringere Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Eintritt der Senke zurückzuführen, was auf einen geänderten Temperaturverlauf im Absorber bei diesen Messreihen hindeutet.

Eine mögliche Erklärung für den Temperaturverlauf ist, wie bereits mehrfach diskutiert, dass die Erwärmung des Gemischs nach der Vermischung im Absorber-Einlasskanal nicht wie angenommen erfolgt. Abbildung 5-58 gibt ein Bild, wie sich eine deutlich niedrigere Temperatur nach der Vermischung auf den Temperaturverlauf auswirkt. Bei Annahme gleicher Unterkühlung am Ein- und Austritt der Lösung ($\Delta T_{ABS,sub,in} = \Delta T_{ABS,sub,out} = 13,5$ K) ergibt sich der gewünschte parallele Verlauf von Wärmesenke und Lösung im Q-t-Diagramm. Wird nun der mit Stern gekennzeichnete Verlauf angenommen, für den die Unterkühlung nach der Vermischung hoch angesetzt wurde ($\Delta T_{ABS,sub,in} = \text{ca. } 30$ K, $\Delta T_{ABS,sub,out} = 13,5$ K), da die Zeit für die Durchmischung und Erwärmung gering ist, ergibt sich am Austritt der Wärmesenke eine geringe Temperaturdifferenz, die die Wärmeübertragung beschränkt. Die würde auch die geringe erreichte Temperaturspreizung bei den Messungen am Funktionsmuster erklären. Maßnahme dagegen könnte eine separate Mischkammer darstellen.

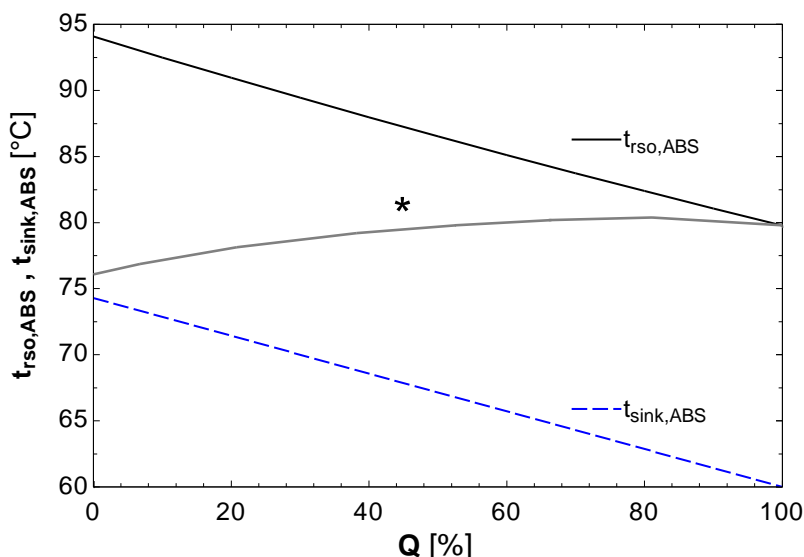


Abbildung 5-58: „Idealer“ Temperaturverlauf der Lösung im Absorber (schwarze Linie) und vermuteter „realer“ Verlauf (graue Linie, mit Stern gekennzeichnet)

b) Desorber

Die Auswertung der Wärmeübertragung im Desorber konnte im Gegensatz zum Absorber mit gemessenen Zuständen am Ein- und Austritt erfolgen. Die berechneten U-Werte sind in Abhängigkeit vom Lösungsmassenstrom und gruppiert nach unterschiedlichen Betriebsarten mit zweistufiger Kompression (mit einer oder zwei Lösungsdrosseln bzw. mit Desorber-Bypass) in Abbildung 5-59 dargestellt. Wie bereits in Kapitel 5.2.8 diskutiert, ist im Betrieb mit Desorber-Bypass ein wesentlich geringerer Wärmedurchgangskoeffizient gegeben, weshalb der Betrieb mit rein flüssigem Lösungseintritt in den Desorber nicht weiter verfolgt wurde. Für den Betrieb ohne Bypass steigen die U-Werte mit zunehmendem Lösungsmassenstrom, wobei ab einer Grenze von ca. 250 kg/h die zweite Lösungsdrossel parallel zur ersten eingesetzt wurde.

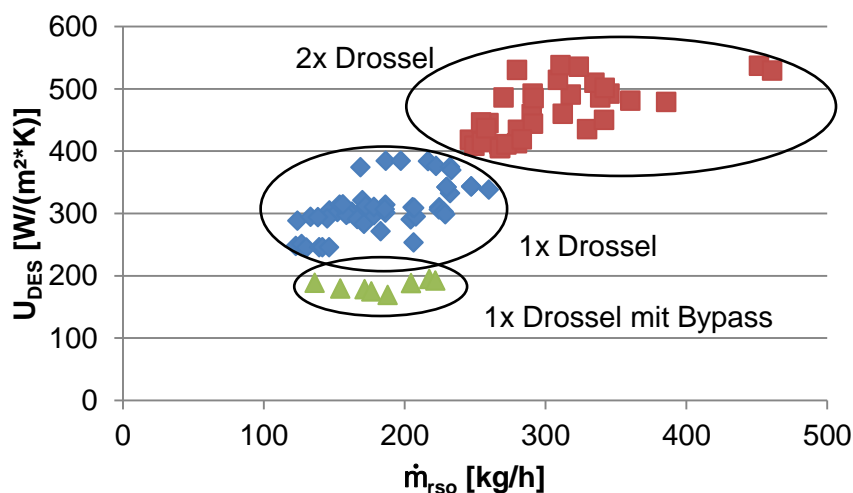


Abbildung 5-59: U-Werte des Desorbers in Abhängigkeit des Lösungsmassenstroms und gruppiert nach Modifikationen

In Übereinstimmung mit Abbildung 5-60 erkennt man allerdings deutlich, dass bei Betrieb mit der eingebauten zweiten Lösungsdrossel wesentlich höhere Wärmedurchgangskoeffizienten erreicht werden konnten. Die Erhöhung ergibt sich aus einem Zusammenspiel von höheren Wärmeübertragungskoeffizienten einerseits bei steigendem Wärmequellen-Volumenstrom und andererseits bei steigendem Lösungsmassenstrom. Ein Einfluss kann auch durch eine veränderte Zuströmung und Phasenverteilung bei Öffnen der zweiten Drossel gegeben sein. In Abbildung 5-60 ist bei der Interpretation zu berücksichtigen, dass die U-Werte beim Betrieb mit

zwei Drosseln auch der Lösungsmassenstrom höher ist. Trotzdem ist ein deutlicher Sprung in den Werten bei Wechsel innerhalb einer Messreihe feststellbar, z.B. bei Messreihe 3 von ca. $300 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ bei Betrieb mit einer Lösungsdrossel (für Eintrittstemperaturen von Wärmequelle und Wärmesenke bis 55°C) auf über $400 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ bei Betrieb mit zwei Drosseln.

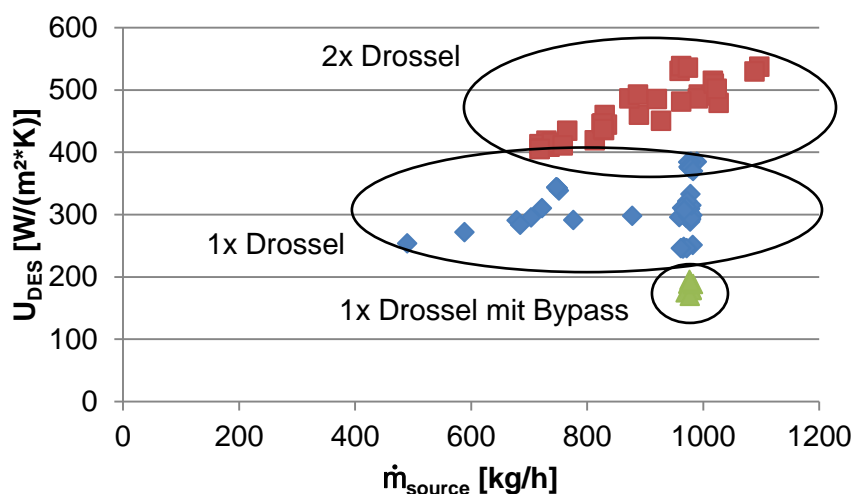


Abbildung 5-60: U-Werte des Desorbers in Abhängigkeit des Wärmequelle-Volumenstroms und gruppiert nach Modifikationen

In Abbildung 5-61 soll der Einfluss des Wärmequellen-Volumenstroms nochmal verdeutlicht werden. Bei Messreihe 6 wurde der Volumenstrom bei sonst konstanten Betriebsbedingungen verändert. Der dargestellte Verlauf deutet einen geringen aber wahrnehmbaren Einfluss des Wärmequellen-Volumenstroms auf den Wärmedurchgangskoeffizienten an. Da in Messreihe 6 auch nur geringfügige Änderungen des Lösungsmassenstroms auftreten, ist in Abbildung 5-61 eine isolierte Interpretation möglich. Der Wärmedurchgangskoeffizient sinkt um ca. 10 % bei Verringerung des Volumenstroms der Wärmequelle um 40 %.

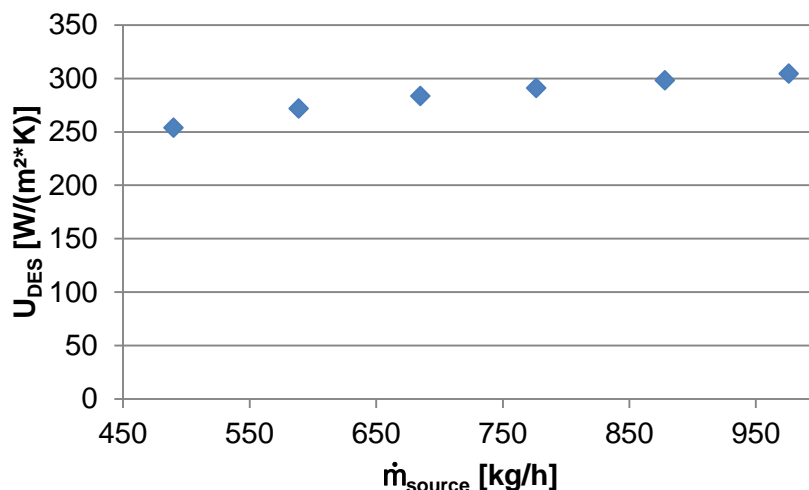


Abbildung 5-61: U-Werte des Desorbers in Abhängigkeit des Wärmesenken-Volumenstroms in Messreihe 6

In Abbildung 5-62 sind die U-Werte über dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Verglichen werden nur Messpunkte mit Betrieb mit einer Lösungsdrossel. Entgegen dem Verlauf im Absorber, wo diese mit sinkendem Druckverhältnis zunehmen, fallen die Werte bei kleinen Druckverhältnissen sichtbar ab. Vor allem bei einstufigem Betrieb ($\pi_{ges} = 3$) ist auf Grund der geringen ausgetriebenen Kältemittelmenge, der geringen Leistung und des hohen spezifischen Lösungsumlauf ein Abfall feststellbar. Auch ist die Dampfzahl am Eintritt für diese Messpunkte

niedrig. Es ist anzunehmen, dass sich bei derartigen Betriebspunkten ein anderes Strömungsbild im Desorber ergibt, mit geringeren Wärmeübertragungskoeffizienten auf der Lösungsseite.

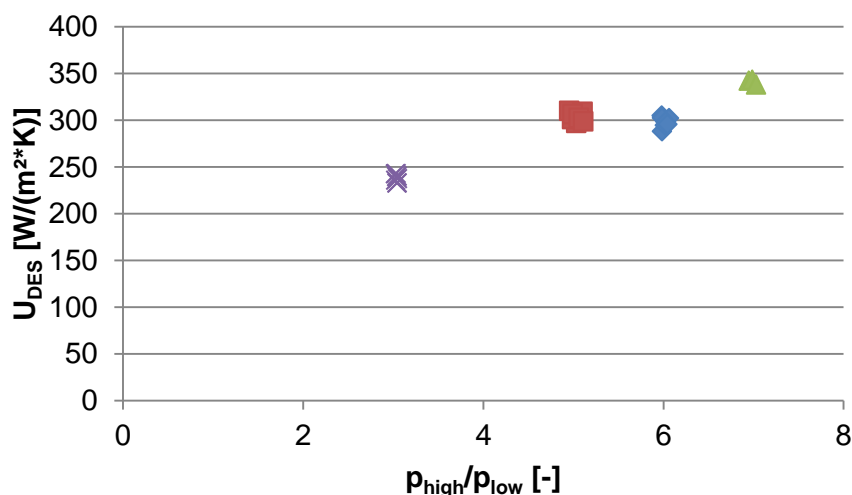


Abbildung 5-62: U-Werte des Desorbers in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (Messreihe 2, 7, 16, 11)

Die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmequelle im Desorber (bei Übereinstimmung von Temperaturleit und Temperaturspreizung) für Messreihen mit unterschiedlicher Eintrittstemperatur von Wärmesenke und Wärmequelle sinkt mit zunehmender Differenz der Eintrittstemperaturen. Dies spiegelt sich auch in den berechneten U-Werten in Abbildung 5-63 wieder. Durch den steigenden Lösungsmassenstrom und spezifischen Lösungsumlauf sowie höherer, an den Temperaturleit der Lösung angepasster Volumenströme der Wärmequelle kommt es zu einer Verbesserung des Wärmeübertragungskoeffizienten auf beiden Seiten. Unter Berücksichtigung von Abbildung 5-61 muss allerdings ein Großteil der Verbesserung durch die Lösungsseite zustande kommen.

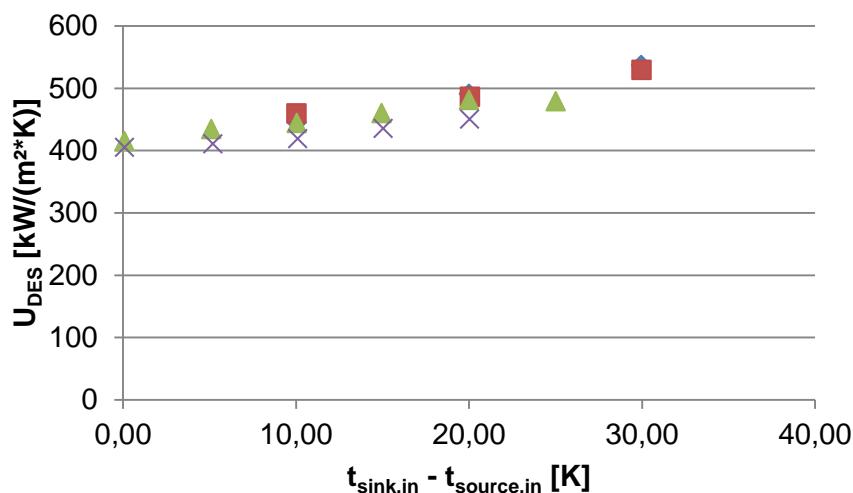


Abbildung 5-63: U-Werte des Desorbers in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz von Wärmesenke zu Wärmequelle (Messreihe 17, 18, 19, 20)

Bei Betrieb mit angepasster Temperaturspreizung der Wärmequelle an den Temperaturleit der Lösung kam es durchwegs zu Temperaturdifferenzen die der Auslegung und den Annahmen im Simulationsmodell entsprochen haben. Die mit dem in Kapitel 4.3 vorgestellten Modell berechneten Wärmedurchgangskoeffizienten sind jedoch deutlich höher, teilweise mehr als das Doppelte. Die Erfahrungen aus dem Betrieb mit Desorber-Bypass sowie der Einfluss der

zweiten Drossel zeigen jedoch, dass die Verteilung am Desorber-Eintritt und die Strömungsform einen erheblichen Einfluss haben.

c) Sonstige Wärmeübertrager

Für die Gaskühler AUX 1 und AUX 2, den Lösungswärmeübertrager SHX 2 und den Desuperheater SUP wurden die Temperaturen jeweils von Ammoniak und der jeweiligen Wärmesenke ausgewertet und die Betriebscharakteristik berechnet. Da es bei der Messung mit Anlegefühlern an gasförmig durchströmten Rohren zu Unsicherheiten hinsichtlich der Messmethode kommt (Kapitel 3.6.3 d), war eine sinnvolle Auswertung nicht möglich. Größtenteils war in den aus den Messwerten folgenden Temperaturverläufen ein Schnittpunkt gegeben, der andeuten würde, dass das austretende Ammoniak kälter ist, als die Wärmesenke bzw. die Lösung am Eintritt in den Wärmeübertrager (vgl. Abbildung 3-31). Da dies während der Wärmeübertragung auf gar keinen Fall vorkommen kann, sind die Werte nur beschränkt aussagekräftig. Trotzdem kann allerdings auf eine sehr hohe Betriebscharakteristik für die Wärmeübertrager herausgelesen werden. Für eine Anpassung des Simulationsmodells könnte die Betriebscharakteristik der oben angeführten Wärmeübertrager mit ca. 0,95 angenommen werden.

Die Betriebscharakteristik des Lösungswärmeübertragers SHX 1 konnte gesondert bestimmt werden. Da alle Temperaturmessungen an flüssig durchströmten Leitungen erfolgten, sind diese aussagekräftiger als an gasförmig durchströmten Leitungen. Weiters sind alle Messstellen mit ähnlichen, nicht reproduzierbaren, systematischen Messabweichungen hinsichtlich der Messmethode (mit Anlegefühler) behaftet. Der Verlauf in Abbildung 5-64, aufgetragen über dem gemessenen Lösungsmassenstrom der armen Lösung, zeigt eine Abnahme der Betriebscharakteristik mit steigendem Massenstrom. Bei sehr hohen Massenströmen über 250 kg/h kommt es zu einem Abflachen des Abfalls. Betriebspunkte hierfür waren bei einstufigem und zweistufigem Betrieb mit hoher Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenken- und Wärmequelleneintritt gegeben. Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, dass die übertragbare Wärmemenge und die Differenz der Eintrittstemperatur zwischen den beiden Lösungsmassenströmen in diesen Messreihen erheblich höher ist, als bei allen anderen Messungen. Das heißt, dass die Betriebscharakteristik zwar höhere Werte liefert, die minimale Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager jedoch trotzdem deutlich höher ist, als bei Messreihen mit gleicher Eintrittstemperatur von Wärmequelle und Wärmesenke.

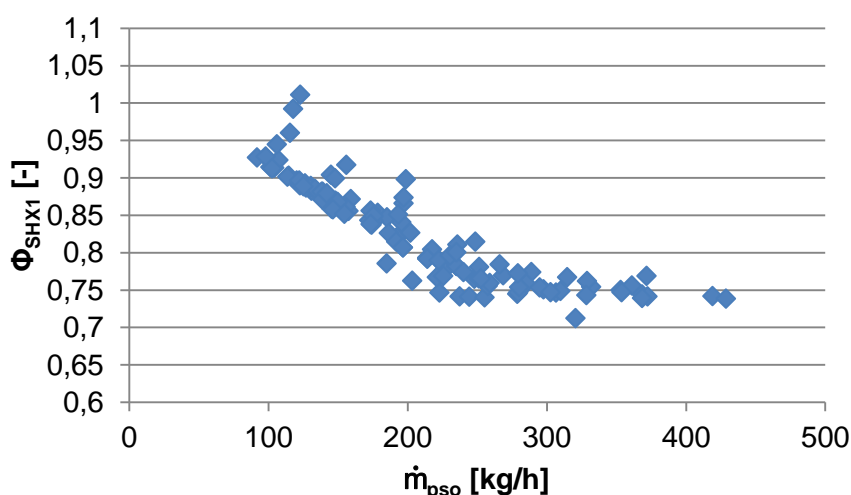


Abbildung 5-64: Berechnete Betriebscharakteristik des Lösungswärmeübertrager SHX 1

6 SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK

Im Folgenden wird eine Zusammenfassung der Ergebnisse und der erzielten Erkenntnisse aus den einzelnen Arbeitsschritten gegeben. Abschließend sollen ein kurzer Ausblick und weiterführende Fragestellungen Perspektiven für zukünftige Forschungsvorhaben oder für eine mögliche Umsetzung im Rahmen von Pilotanlagen geben.

Kreislaufdesign, Kreislaufsimulation und Aufbau eines Funktionsmusters

Das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Konzept einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe zielt auf die Anwendung als Hochtemperaturwärmepumpe im kleinen Leistungsbereich ab. Als verwendetes Arbeitsstoffgemisch wies Ammoniak/Lithiumnitrat vor allem auf Grund des reinen Ammoniaks in der Gasphase vorteilhafte Eigenschaften auf. Da gängige Kältemaschinenöle nur einen geringen Anteil von Wasserdampf im Kältemittel tolerieren, musste das ansonst häufig verwendete Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser ausgeschieden werden. Nachteile, die sich durch die Verwendung des Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat ergeben, sind einerseits die deutlich höhere Viskosität im Vergleich zu Ammoniak/Wasser, was sich auf Druckverluste sowie Wärme- und Stoffübertragung auswirkt, und andererseits mögliche Kristallisation bei geringer Ammoniakkonzentration.

Für die Verdichtung wurden ölgeschmierte Trennhaubenkompressoren verwendet. Um eine Ölrückführung zu den ölgeschmierten Kompressoren zu gewährleisten, musste eine effiziente Ölabscheidung vor der Absorption vorgesehen werden. Dies wurde durch zwei in Serie geschaltete Ölabscheider erreicht, wobei ersterer das Öl mittels Siebkörper und zweiterer mittels Koaleszenz-Filterelementen abscheidet. Trotzdem konnte auch bei geringen Restmengen Öl im Kältemittel nicht verhindert werden, dass sich langfristig eine Verschleppung von Öl Richtung Lösungskreislauf ergibt.

Mit dem aus den Anforderungen resultierenden Kreislaufdesign und nach Festlegung der maßgeblichen Komponenten, im Besonderen der Kompressoren, wurde ein detailliertes Simulationsmodell aufgebaut. Dieses wurde dazu verwendet, Potentiale abzuschätzen und Betriebsgrenzen auszuloten. Ein Kreislaufdetail, das gemäß Simulationsrechnungen im Zuge der Konzeption berücksichtigt werden musste, war vor allem die Einhaltung der zulässigen Kompressor-Austrittstemperatur, in erster Linie begrenzt durch das verwendete Kältemaschinenöl. Im Rahmen der Konzeption wurde dies durch eine zweistufige Kompression mit vom Wärmequellen-Austritt durchströmten Gaskühlern vor beiden Stufen erreicht. Zusätzlich wurde nach der Niederdruckstufe das überhitzte Kältemittel durch die dem Absorber zufließende Lösung und nach der Hochdruckstufe durch die Wärmesenke gekühlt. Mit Hilfe der Simulation konnte ebenso der Einfluss einzelner Betriebsparameter abgeschätzt werden und eine Variation der Betriebsbedingungen, vor allem der Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintrittstemperatur, erfolgen.

Für eine hohe Wärmeübertragung im Absorber und Desorber wurde konstruktiv eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Fluidströme am Eintritt angestrebt. Lösung und Wärmequelle bzw. Wärmesenke wurden im Gegenstromprinzip geführt, um einen möglichst hohen Temperaturgleit der Lösung auszunutzen. Im Absorber wurde für die Verteilung eine Lanze mit Bohrungen im Einlasskanal vorgesehen, welche das gasförmige Ammoniak möglichst gleichmäßig verteilen sollte. Die Lösung wurde im Einlasskanal außen um die Lanze zugeführt, entsprechend kommt es auch zur teilweisen Absorption im Einlasskanal, der sozusagen als Mischkammer dient. Im Desorber wurde die Strömungsrichtung so festgelegt, dass es durch die aufsteigenden Dampfblasen zu einer Sogwirkung in den Kanälen kommt und so die gleichmäßige Verteilung gewährleistet war. Absorber, Desorber und alle sonstigen Wärmeübertrager die von Lösung durchflossen werden, wurden anhand eines eigens für Ammoniak/Lithiumnitrat aufgebauten Modells für die Berechnung von Wärme- und Stoffübergang ausgelegt. Die niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten von Lösung, Wärmequelle und Wärmesenke bei der Absorption und Desorption führten zu entsprechend geringen Wärmedurchgangskoeffizienten.

Des Weiteren konnte eine Regelung entworfen werden, mit welcher der Betrieb bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen möglich ist. Beide Kompressoren und die Lösungspumpe wurden frequenzgeregelt. Während der Niederdruckkompressor auf einen fixen Wert eingestellt wurde, musste die Drehzahl des Hochdruckkompressors in Abhängigkeit des Verhältnisses der Hubvolumina, des Druckverhältnisses und der Drehzahl des Niederdruckkompressors angepasst werden, sodass gleiche Verdichtungsverhältnisse in beiden Stufen resultierten. Die Drehzahl der Lösungspumpe wurde anhand des Füllstands im Hochdruck-Sammelbehälter geregelt, sodass ein konstanter Füllstand gegeben ist. Das Niederdruckniveau wurde mittels einer pulsweitengesteuerten Lösungsdrössel eingestellt. Um das Hochdruckniveau bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen einstellen zu können, war eine Zu- und Abfuhr von Ammoniak im System notwendig. Dies erfolgte über eine Ammoniakflasche, mit welcher Gas auf Hochdruckniveau nach der Ölabscheidung entnommen oder auf Niederdruckniveau in den Sammler zuführt werden konnte.

Die Wärmequelle und Wärmesenke wurden über eine externe Infrastrukturanlage zur Verfügung gestellt. Die Temperatur und der Durchfluss in den Wasserkreisläufen konnten bei den Versuchen vorgegeben werden. Für die Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintrittstemperatur wurden im Rahmen der Messungen Temperaturen von 45°C bis 75°C eingestellt. Der Volumenstrom wurde entweder fix vorgegeben oder an den Temperaturgleit der Lösung angepasst, bei einem maximalen Durchfluss von 1,5 m³/h. Die Wärmesenke wurde hydraulisch durch einen Wärmeübertrager von der Rückkühlanlage getrennt, sodass Temperaturen über 100°C am Austritt möglich sind.

Betriebserfahrungen und Messergebnisse

Bei den Messungen war verglichen mit den Simulationsergebnissen zu erkennen, dass der erreichte „Temperaturhub“ zwischen Wärmesenken-Austritt und Wärmequellen-Austritt wesentlich geringere Werte annimmt als in der Simulation berechnet. Übereinstimmend dazu war der gemessene spezifische Lösungsumlauf bei den Messungen wesentlich höher als erwartet, was auf eine geringere Entgasungsbreite hindeutet. Während am Desorber die in der Simulation vorgegebene Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung von ca. 7.5 K am Eintritt und Austritt erreicht wurde, ergaben sich im Absorber am Eintritt der Wärmequelle deutlich höhere Temperaturdifferenzen von 15-20 K anstelle von 10 K in der Simulation und dementsprechend eine geringere Konzentration der „reichen“ Lösung am Ende des Absorptionsvorgangs. Im Rahmen der Messungen wurde weiters festgestellt, dass vor allem am Absorbereintritt die Vermischung von Lösung und Kältemittel und der dabei erreichte unterkühlte Sättigungszustand einen maßgeblichen Einfluss auf die Gesamtperformance zeigen. Des Weiteren ließen die Messergebnisse erkennen, dass die gemessene Kompressoraustrittstemperatur nicht die gemäß Simulation zu erwartenden hohen Werte von über 140°C erreicht.

Verglichen mit den Simulationsergebnissen wurden bei den Messungen auch niedrigere Leistungszahlen (COP_H) ermittelt. Primär war dies auf eine höher als simulierte elektrische Leistungsaufnahme von Hoch- und Niederdruckkompressor sowie Lösungspumpe, jeweils inklusive Frequenzumrichter, zurückzuführen. Zudem wurden Wärmeverluste an die Umgebung, vor allem bei den Ammoniakkompressoren, im Simulationsmodell unzureichend berücksichtigt. Die Messungen zeigten, dass beim Betrieb als Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe mit kreislaufbedingt hoher Sauggasüberhitzung erhebliche Wärmeverluste an den Kompressoren auftreten, feststellbar durch die zuvor erwähnte niedriger als erwartete Kompressor-Austrittstemperatur. Darüber hinaus traten relativ hohe Verluste durch den drehzahlgeregelten Betrieb, bei z.T. sehr niedrigen Drehzahlen des Hochdruckkompressors, und den Wirkungsgrad der Frequenzumrichter auf. Auswertungen der Messdaten zeigten, dass 50 bis 80 % der elektrischen Leistung „verloren“ gehen. Die Heizleistung zeigte für einzelne Messreihen mit Variation der Wärmequellen- und Wärmesenken-Eintrittstemperatur, bedingt durch den annähernd gleichbleibenden Kältemittelmassenstrom, nahezu konstante Werte.

Um weitere Ursachen für die niedrigen COP_H -Werte aufzudecken, wurden der Absorptions- und der Desorptionsprozess näher analysiert. Die gemessene Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Lösungs-Austritt aus dem Absorber war wie bereits erwähnt deutlich höher als bei der Auslegung angesetzt. Dementsprechend fiel die Absorberleistung bei der Messung geringer aus und der spezifische Lösungsumlauf stieg wegen der geringeren Konzentrationsdifferenz (Entgasungsbreite) zwischen armer und reicher Lösung. Anhand der gemessenen Werte und der bekannten Stoffdaten wurde die Unterkühlung der Lösung am Absorberaustritt nach dem Hochdruck-Sammelbehälter mit 8-15 K berechnet, was im Vergleich zu 3 K in der ursprünglichen Auslegung ebenfalls zu einem erhöhten spezifischen Lösungsumlauf beiträgt.

Die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke am Eintritt der Lösung in den Absorber, wo auch die Vermischung von „armer“ Lösung und Kältemittel erfolgt, konnte baulich bedingt nicht gemessen werden. Auf Grund der Messwerte der Temperaturen der Wärmesenke und der Temperatur der Lösung am Austritt aus dem Absorber konnte allerdings davon ausgegangen werden, dass, entgegen der Annahme einer raschen Erhitzung der Lösung im Mischbereich des Einlasskanals, diese ebenfalls einen stark unterkühlten Zustand annimmt. Dies führt zu einer geringeren Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Wärmesenke und verringert die erreichbare Wärmesenken-Austrittstemperatur.

Abseits der zuvor beschriebenen Erkenntnisse kann über zufriedenstellende Betriebserfahrungen mit dem Funktionsmuster und dessen Regelung berichtet werden. Sämtliche sonstigen Wärmeübertrager im System, abseits von Absorber und Desorber, zeigten im Betrieb die erwartete oder eine höher als erwartete Effizienz, ausgedrückt durch das Verhältnis der übertragenen Wärme im Vergleich zur maximal übertragbaren Wärmemenge. Die Lösungspumpe, welche „arme“ Lösung nach dem Niederdrucksammelbehälter ansaugt, zeigte bei transienten Betriebsbedingungen gelegentlich Kavitationserscheinungen, wodurch der Lösungsmassenstrom einbrach. Dies könnte z.B. durch eine geeignete Vordruckpumpe verhindert werden. Hinsichtlich der Ölabscheidung und Ölrückführung konnten nach mehr als 100 Messpunkten (ca. 300 Betriebsstunden) keine Probleme festgestellt werden. Durch Sichtprüfung und Probennahme konnten allerdings schon frühzeitig Spuren von Lithiumnitrat im Kompressor-Schmieröl festgestellt werden. Diese führten zu Ablagerungen von Lithiumnitrat an Wänden und an den Zylindern im Kompressor, wodurch es zweimalig zu einem Schaden beim Niederdruckkompressor kam. Die Verunreinigung wurde höchstwahrscheinlich durch vom Kältemitteldampf „mitgerissenes“ Lösungsmittel hervorgerufen.

Ausblick

Mit Abschluss der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Messungen wurde das Funktionsmuster abgebaut und das, der Arbeit zu Grunde liegende Projekt „HyPump“ abgeschlossen. Wegen der aufgetretenen technischen Problemstellungen beim Aufbau des Funktionsmusters, Beispiele hierfür sind das Ölmanagement, die komplexe Füllmengenregelung für Ammoniak und die allgemein aufwendige Regelung des Prozesses, kommt es zum derzeitigen Stand nicht zur Fortführung der Arbeiten an einem funktionsfähigen Prototypen bei den involvierten Partnern. Die vorliegenden Betriebserfahrungen, vor allem mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat, bieten die Möglichkeit darauf aufbauend erste Prototypen und Pilotprojekte zu verwirklichen, wenngleich dafür noch zusätzliche Entwicklungsarbeit notwendig ist. Wesentliche Punkte sind in den nachfolgenden „Weiterführenden Fragestellungen“ genannt.

Die Abschätzung der wirtschaftlichen Umsetzbarkeit des vorgestellten Konzepts einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe im Rahmen einer Umsetzungsstudie wurde im Zuge des Projekts „HyPump“ durchgeführt und im Endbericht (Rieberer et al., 2015) detailliert dargestellt. Dabei können anhand aktueller ökonomischer Rahmenbedingungen (Energiepreise, Investitionskosten) und mit Hilfe des, anhand der Messergebnisse überarbeiteten

Simulationsmodells Leistung und Leistungszahl für unterschiedliche Anwendungsfälle analysiert werden. Ein optimierter Absorber muss für die gewünschte hohe Temperaturspreizung der Wärmesenke vorausgesetzt werden. Im Rahmen der Umsetzungsstudie wurde deshalb das für die Auslegung des Absorbers verwendete Simulationsmodell, mit den zugehörigen Annahmen für den Temperaturverlauf, verwendet. Im Vergleich mit derzeit gängigen Wärmeerzeugern (z.B. Gaskessel, Elektrokesse, Pelletkessel) konnten für den Anwendungsfall einer Warmwasser-Bereitstellung mit Aufheizung der Wärmesenke von 50°C auf 80°C und Abkühlung der Wärmequelle von 50°C auf ca. 20°C mit der „hybriden“ Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe konkurrenzfähige Annuitäten erreicht werden.

Ein theoretischer Vergleich wurde abschließend auch mit dem Konzept einer Hochtemperatur-Wärmepumpe durchgeführt. Im Vergleich zu konventionellen Wärmepumpen ist bei hohen Temperaturspreizungen und hohen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequellenaustritt und Wärmesenkenaustritt, die bei azeotropen Kältemitteln zu einem hohen Druckverhältnis führt, eine konkurrenzfähige Leistungszahl erreichbar.

Anhand der Umsetzungsstudie und der durchgeführten Kostenanalyse wurden Optimierungspotentiale aufgezeigt. Die Kostenzusammenstellung zeigt bei einer ABC-Analyse, dass die wesentlichen Komponenten, namentlich die Kompressoren inkl. Frequenzumrichter, die Lösungspumpe inkl. Frequenzumrichter, die Plattenwärmeübertrager sowie Montage und Instandsetzung, 70% der Gesamtkosten ausmachen. Verglichen mit anderen Möglichkeiten der konventionellen Wärmebereitstellung ergeben sich mit dem derzeitigen Design noch deutlich höhere Investitionskosten. Wegen der erweiterten Regelmöglichkeiten ergibt sich ein erhöhter Bedarf an Messtechnik und ein Messwerterfassungssystem muss auch im konventionellen Betrieb eingesetzt werden. Dies alles muss berücksichtigt werden, wenn das im Rahmen dieser Arbeit präsentierte Konzept einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe wieder aufgegriffen wird.

Weiterführende Fragestellungen

Fragestellungen, die im Rahmen fortführender Arbeiten aufgegriffen werden sollten, ergeben sich im Wesentlichen aus den wesentlichen Problemen, die im Aufbau und während des Betriebs mit dem Funktionsmuster aufgetreten sind. Folgende fünf primär zu behandelnden Punkte können genannt werden:

- Die Gestaltung einer kontinuierlichen Rückführung des Öls das in den Lösungskreislauf gelangt zu den Kältemittel-Kompressoren. Die im Funktionsmuster vorgesehene zweistufige Ölabscheidung nach dem Hochdruckkompressor sichert zwar einen hohen Abscheidegrad, im Dauerbetrieb über mehrere Monate ist jedoch auch eine geringfügige Verschleppung in den Lösungskreislauf von Relevanz. Alternativ kann natürlich auch der Einsatz ölfreier Kompressoren angedacht werden, wobei diese zumeist Nachteile hinsichtlich des Gesamtisentrophen Wirkungsgrads aufweisen.
- Die Verringerung der Wärmeverluste am Kompressor durch thermische Optimierung von Gehäuse und Statorkühlung. Beispielsweise die bessere Wärmedämmung, externe Druckgasführung und Gestaltung der Oberfläche des Gehäuses bieten Möglichkeiten die Wärmeverluste an die Umgebung zu minimieren. Die Luftkühlung des Stators für die im Funktionsmuster eingesetzten Kompressoren könnte beispielsweise durch eine Wasserkühlung ersetzt werden.
- Die Begrenzung der Kompressor-Austrittstemperatur war im Rahmen der Experimente auf Grund der hohen Wärmeverluste an den Kompressoren nicht von wesentlicher Bedeutung. Bei überarbeitetem Kompressor-Design ist allerdings davon auszugehen, dass die Kompressor-Austrittstemperatur steigt. Neben der gewünschten Annäherung des Kompressionsvorgangs an die ideale isentrope Verdichtung sollten auch Kompressoröle mit höheren zulässigen Verdichtungsendtemperaturen in Betracht gezogen werden.

- Maßnahmen gegen die Verschleppung von Lithiumnitrat bzw. Lösung in den Kältemittelkreislauf sind zwingend notwendig. Um einen kontinuierlichen Betrieb zu gewährleisten ist von einfachen Filtern, in welchen sich Lithiumnitrat bzw. Lösung ablagern soll, abzuraten, besser wäre eine vollständige Abscheidung etwaiger Lösungströpfchen vor der ersten Kompressorstufe und Rückführung in den Lösungskreislauf.
- Das Absorber-Design ist zwingend an den ursprünglich gewünschten hohen Temperaturleit anzupassen. Der Einbau einer separaten Mischkammer für Lösung und Kältemittel vor dem Eintritt in den Absorber würde höhere Eintrittstemperaturen in den Absorber ermöglichen. Die zweiphasige Strömung ist allerdings durch konstruktive Maßnahmen gleichmäßig zu verteilen. Abweichend vom ursprünglichen Ziel der Verwendung von Standardkomponenten sollte auch ein für den Absorptionsvorgang optimierter Aufbau des Absorbers, bspw. Fallfilm-Rohrbündel-Wärmeübertrager, in Betracht gezogen werden.

Ohne dauerhafte Lösung der hier angeführten Fragestellungen ist ein sinnvoller und kontinuierlicher Betrieb eines Prototypen nicht möglich.

LITERATUR

- Air Liquide, 2014: AIR LIQUIDE Austria GmbH; Sicherheitsdatenblatt gemäß VO (EU) Nr. 453/2010, <http://www.airliquide.at/loesungen/produkte/gase/docs/sdb/10.1500.pdf>, 23.01.2015
- Alfa Laval, 2015: Alfa Laval Corporate AB; AlfaNova - Plattenwärmeübertrager in Fusionstechnik, <http://local.alfalaval.com/de-de/produkte-loesungen/waermeuebertragung/plattenwaermeuebertrager/alfanova/Pages/plattenwaermeuebertrager-fusionstechnik-mideurope.aspx>, 02.02.2015
- Ayala et al., 1997: Ayala R., Heard C.L., Holland F.A.; Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation; Applied Thermal Engineering, Volume 17, Issue 3, pp. 223-233
- Ayala et al., 1998: Ayala R., Heard C.L., Holland F.A.; Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental; Applied Thermal Engineering, Volume 18, Issue 8, pp. 661-670
- Bergmann & Hivessy, 1988: Bergmann G., Hivessy G.; Development of hybrid heat pumps; 2nd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps, September 1988, University of Technology Graz, Austria
- Boyko & Kruzhilin, 1967: Boyko L.D., Kruzhilin G.N.; Heat Transfer and Hydraulic Resistance during Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes; International Journal Heat and Mass Transfer 10, pp. 361-73
- Bourouis et al, 2012: Bourouis M., Coronas Salcedo A., Valles Raquera J.M., Zamora Garcia M., Conpañia Industrial de Aplicaciones Termicas; Air/Water or water/water absorption water cooler using ammonia and lithium nitrate; Europäisches Patentregister, Patentnummer EP2484992 A1, Veröffentlichungsdatum 08.08.2012
- Burkhardt & Kraus, 2006: Burkhardt W., Kraus R.; Projektierung von Warmwasserheizungen; 7.Auflage, Oldenbourg Industrieverlag, München
- Cole-Parmer, 2015: Cole-Parmer Instrument Company; Chemical Compatibility Database, <http://www.coleparmer.com/Chemical-Resistance>, 23.01.2015
- Conde-Petit, 2006: Conde-Petit M.; Thermophysical Properties of {NH₃+H₂O} Solutions for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment – Formulation for Industrial Use; M. Conde Engineering, Zurich, Switzerland
- Cuenca et al., 2014: Cuenca Y., Salavera D., Vernet A., Teja A.S., Vallès M.; Thermal conductivity of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions over a wide range of concentrations and temperatures; International Journal of Refrigeration, Volume 38, pp. 333-340
- Davis et al., 1921: Davis R. O. E., Olmstead L. B., Lundstrum F. O.; Vapor pressure of lithium nitrate : ammonia system; Journal of American Chemical Society 43, pp. 1575-1580
- Djordjevic & Kabelac, 2008: Djordjevic E., Kabelac S.; Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger; International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 51, Issues 25-26, pp. 6235-6242
- EES, 2014: F-Chart Software; Engineering Equation Solver V9.699; Madison, Wisconsin, United States

Erkinger, 2014: Erkinger David; Aufbau und Inbetriebnahme einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe; Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

ESK Schultze, 2013: ESK Schultze GmbH & Co. KG; ESK Komponenten 2013, http://www.esk-schultze.de/2012/Katalog/ESK_Katalog.pdf, 24.01.2013

Europäische Kommission, 2014: COM(2014) 520 final: Mitteilung Der Kommission an das Europäische Parlament und den Rat: Energieeffizienz und ihr Beitrag zur Energieversorgungssicherheit und zum Rahmen für die Klima- und Energiepolitik bis 2030; Brüssel, 23.7.2014

Frigopol, 2013: Frigopol Kälteanlagen GmbH; Trennhauben-Kälte-Kompressoren 7-DLC-1.5 bis 46L-DLD-13, <http://www.frigopol.com/pdf/4ae839bcd8bd.pdf>, 03.04.2013

Fuchs, 2015: Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH; Kältemaschinenöle 2014/2015; http://www.fuchs-europe.de/fileadmin/fuchs_upload/downloads/Industrieschmierstoffe_Prospekte/2014/RENISO_Kaeltemaschinenoele_2014_2015.pdf, (26.01.2015)

Glück, 1988: Glück Bernd; Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung: Druckverluste; VEB Verlag für Bauwesen; Berlin, Deutschland, ISBN 3-345-00222-1

Goget, 2013: Goget Remi; Ammonia Water Hybrid Heat Pumps, Economic integration and environmental benefits of high temperature Hybrid Heat Pumps; Hybrid Energy AS, Präsentation i.R. des IEA HPP Workshop, 27 May 2013, Oslo, Norwegen

Hannl, 2011: Hannl David; Experimentelle Analyse einer NH₃/H₂O – Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung; Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Heard & Ayala, 2003: Heard C. L., Ayala R.; Carbon and stainless steel in solutions of lithium nitrate in ammonia at moderate temperatures; Materials and Corrosion 54, pp. 609-611

Hultén & Berntsson, 1999: Hultén M., Berntsson T.; The compression/absorption cycle – influence of some major parameters on COP and a comparison with the compression cycle; International Journal of Refrigeration, Volume 22, pp. 91-106

Hultén & Berntsson, 2002: Hultén M., Berntsson T.; The compression/absorption heat pump cycle – conceptual design improvements and comparisons with the compression cycle; International Journal of Refrigeration, Volume 25, pp. 487-497

Hybrid Energy, 2015: Hybrid Energy AS; <http://www.hybridenergy.no/en/>, 25.08.2015

IfT, 2014: Instituts für Thermodynamik, Leibniz Universität Hannover; Forschungsaktivitäten am Institut für Thermodynamik, <http://www.ift.uni-hannover.de/5.html>, 08.10.2014

Infante Ferreira, 1984: Infante Ferreira Carlos A.; Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions; Solar Energy Vol. 32, No 2, pp. 231-236

Infante Ferreira et al., 2006: Infante Ferreira C.A., Zamfirescu C., Zaytsev D.; Twin screw oil-free wet compressor for compression–absorption cycle; International Journal of Refrigeration, Volume 29, pp. 556-565

Itard, 1995: Itard L. C. M.; Wet compression versus dry compression in heat pumps working with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures; International Journal of Refrigeration, Volume 18, pp. 495-504

Jensen et al., 2014: Jensen J. K., Reinholdt L., Markussen W. B., Elmegaard B.; Investigation of ammonia/water hybrid absorption/compression heat pumps for heat supply temperatures above 100 °C; International Sorption Heat Pump Conference, March 31-April 3 2014, Washington, United States

Kim et al., 2009: Kim D.-S., Benovsky P., Baumhake A.; Hybrid fuel cell driven absorption compression transport cooling system (Projektnummer 812621); Publizierbarer Endbericht, A3 (Austrian Advanced Automotive Technology) - 4. Ausschreibung der Programmlinie Intelligente Verkehrssysteme und Services, eine Initiative des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT)

Kim et al., 2010: Kim M., Baik Y.J., Park S.R., Chang K.C., Ra H.S.; Design of a high temperature production heat pump system using geothermal water at moderate temperature; Current Applied Physics, Volume 10, Issue 2, Supplement, pp. 117-122

Kim et al., 2013: Kim J., Park S.R., Baik Y.J., Chang K.C., Ra H.S., Kim M., Kim Y.; Experimental study of operating characteristics of compression/absorption high-temperature hybrid heat pump using waste heat; Renewable Energy, Volume 54, pp. 13-19

Kommunkredit Public Consulting, 2012: Abwärmepotenzialerhebung 2012, Erhebung außerbetrieblicher Abwärmepotentiale der Industrie, Endergebnis; http://www.umweltfoerderung.at/uploads/abwrmepotenzialerhebung_2012_presentation_webseite.pdf, 13.08.2014

Kraume, 2012: Kraume Matthias; Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen; Springer Verlag Berlin Heidelberg, Deutschland, ISBN 978-3-642-25148-1

Kriwan, 2013: KRIWAN Industrie-Elektronik Austria GmbH; Bedienungsanleitung Ölspiegelregulator INT 280, <http://www.kriwan.at/de/download.php?publicationID=6870>, 31.01.2013

Lee et al, 2012: Lee K.B., Chun B.H., Lee J.C., Hyun J.C., Kim S.H.; Comparison of heat and mass transfer in falling film and bubble absorbers of ammonia-water; Experimental Heat Transfer, Volume 15, Issue 3, pp. 191–205

Leibetseder 2014: Leibetseder Harald; Experimentelle Analyse einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe; Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Libotean et al., 2007: Libotean S., Salavera D., Valles M., Esteve X., Coronas A.; Vapor-Liquid Equilibrium of Ammonia + Lithium Nitrate + Water and Ammonia + Lithium Nitrate Solutions from (293.15 to 353.15) K; J. Chem. Eng. Data 2007, 52, pp. 1050-1055

Libotean et al., 2008: Libotean S., Martín A., Salavera D., Valles M., Esteve X., Coronas A.; Densities, Viscosities, and Heat Capacities of Ammonia + Lithium Nitrate and Ammonia + Lithium Nitrate + Water Solutions between (293.15 and 353.15) K; J. Chem. Eng. Data 2008, 53, pp. 2383-2388

Llamas-Guillén et al., 2014: Llamas-Guillén S.U., Cuevas R., Best R., Gómez V.H.; Experimental results of a direct air-cooled ammonia–lithium nitrate absorption refrigeration system, Applied Thermal Engineering, Volume 67, Issues 1–2, pp. 362-369

Malewski, 1988: Malewski Werner F.; Integrated absorption and compression heat pump cycle using mixed working fluid ammonia and water; 2nd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps, September 1988, University of Technology Graz, Austria

Martin, 2006: Martin Holger; Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern; in: VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage, Kapitel Mm, Springer Verlag Berlin Heidelberg, Deutschland, ISBN 978-3-540-25504-8

Minea & Chiriac, 2006: Minea V., Chiriac F.; Hybrid absorption heat pump with ammonia/water mixture – Some design guidelines and district heating application; International Journal of Refrigeration, Volume 29, pp. 1080-1091

Mobil, 2015: Mobil Schmierstoff GmbH; Produktinformation Mobil Gargoyle Arctic SHC 226 E, [212.223.94.68/pdf/gargoyle%20artic%20shc%20226e.pdf](https://www.mobil.com/~/media/Products/SHC%20226E.pdf), 28.01.2015

Moreno-Quintanar et al., 2011: Moreno-Quintanar G., Rivera W., Best R.; Development of a solar intermittent refrigeration system for ice production; World Renewable Energy Congress 2011, 8-13 May 2011, Linköping, Schweden

Moreno-Quintanar et al., 2012: Moreno-Quintanar G., Rivera W., Best R.; Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH₃/LiNO₃ and NH₃/LiNO₃/H₂O; Renewable Energy, Volume 38, Issue 1, pp. 62-68

Moser, 2008: Moser Harald; Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen; Dissertation, Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen, Technische Universität Graz

Niebergall, 1981: Niebergall Wilhelm; Handbuch der Kältetechnik, Band 7: Sorptions-Kältemaschinen; Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN-13 978-3-642-80542-4

Nordtvedt, 2005: Nordtvedt Stein Rune; Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid; Dissertation, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim; Norwegen

Nordtvedt, 2009: Nordtvedt Stein Rune; R&D Activities at IFE on Thermal Heat Pumps; Energy Systems Department, Institute for Energy Technology, Präsentation i.R. des IEA HPP Annex 35 Kick-off Meeting, Amsterdam, 2009-04-07

Oronel et al., 2010: Oronel C., Amaris C., Vallès M., Bourouis M.; "Experiments on the characteristics of saturated boiling heat transfer in a plate heat exchanger for ammonia/lithium nitrate and ammonia/(lithium nitrate+water); ThETA3, 19-22 Dez. 2010, Kairo, Ägypten

Oronel et al., 2011: Oronel C., Amaris C., Vallès M., Bourouis M., Coronas A.; Performance Comparison of a bubble absorber with ammonia/lithium nitrate and ammonia/(lithium nitrate + water) for absorption chillers; ISHPC11, 6-8 April 2011, Padua, Italy

Oronel et al., 2013: Oronel C., Amaris C., Bourouis M., Vallès M.; Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with NH₃/LiNO₃ and NH₃/(LiNO₃ + H₂O) mixtures; International Journal of Thermal Sciences, Volume 63, pp. 105-114

Osenbrück, 1895: Osenbrück A.; Verfahren zur Kälteerzeugung bei Absorptionsmaschinen; in Kaiserliches Patentamt. 1895, Germany

Pardo et al., 2012: N. Pardo, K. Vatopoulos, A. Krook-Riekkola, J.A. Moya, A. Perez; Heating and Cooling demand and market perspective; Joint Research Centre Scientific and Policy Reports, Joint Research Centre, Institute for Energy and Transport, European Commission

Parham et al., 2014: Parham K., Khamooshi M., Kenfack Tematio D. B., Yari M., Atikol U.; Absorption heat transformers – A comprehensive review; Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 34, pp. 430-452

Pauken & Emis, 2006: Pauken M., Emis N.; Thermal Energy Storage Devices; Thermal & Fluid Analysis Workshop (TFAWS), 7-11 August 2006, University of Maryland, United States

Peter et al., 2000: Peter T., Sander H., Steck A., Treffinger P., Guo Z., Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt; Heat transferring method and heat exchanger; Europäisches Patentregister, Patentnummer EP0927326 B1, Veröffentlichungsdatum 22.11.2000

Rabensteiner, 2012: Rabensteiner Markus; Alternative Arbeitsstoffgemische für Kompressions/Absorptions-Wärmepumpen für die Anwendung im Hochtemperaturbereich; Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

REFPROP, 2013: NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database, Version 9.1, Gaithersburg, Maryland, United States

Rieberer et al., 2015: Rieberer R., Hannl D., Schmid G., Baumhake A.; HyPump – Hocheffiziente Hybrid-Wärmepumpe zur Wärmerückgewinnung in der Industrie (Projektnummer: 834614); Publizierbarer Endbericht, Neue Energien 2020 – 5. Ausschreibung, Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsfördergesellschaft FFG

Risberg et al., 2013: Risberg T., Nordvedt S. R., Grandum S., Horntveit B., Institutt For Energiteknikk; Inlet arrangement for a plate heat exchanger; Europäisches Patentregister, Patentnummer EP1774248 B1, Veröffentlichungsdatum 12.06.2013

Rivera et al., 2011: Rivera W., Moreno-Quintanar G., Rivera C.O., Best R., Martínez F.; Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate; Solar Energy, Volume 85, Issue 1, pp. 38-45

Statistik Austria, 2014: Vorläufige Energiebilanz Österreich 2013 in Terajoule, http://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_und_umwelt/energie/energiebilanzen/071936.html, 12.08.2014

Steiner, 2006: Steiner Dieter; Strömungssieden gesättigter Flüssigkeiten; in: VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage, Kapitel Hbb, Springer Verlag Berlin Heidelberg, Deutschland, ISBN 978-3-540-25504-8

Táboas et al., 2012: Táboas F., Vallès M., Bourouis M., Coronas A.; Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger; International Journal of Refrigeration, Volume 35, Issue 3, pp. 633-644

Ventas et al., 2010: Ventas R., Lecuona A., Zacarías A., Venegas M.; Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures; Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issues 11–12, pp. 1351-1359

Ventas et al., 2012: Ventas R., Vereda C., Lecuona A., Venegas M.; Experimental study of a thermochemical compressor for an absorption/compression hybrid cycle; Applied Energy, Volume 97, pp. 297-304

Verder, 2015: Verder GmbH Austria; Prdoktdatenblatt Kolbenmembranpumpe G03, http://www.verder.at/fileadmin/user_upload/Du/technosheet/vb-kolbenmembranpumpe/ts_vb_G03_dosier-kolbenmembranpumpe_de.pdf, 30.01.2015

Zacariás et al., 2010: Zacariás A., Ventas R., Venegas M., Lecuona A.; Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator; International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 53, Issues 21–22, pp. 4768-4779

Zacariás et al., 2013: Zacariás A., Venegas M., Lecuona A., Ventas R.; Experimental evaluation of ammonia adiabatic absorption into ammonia–lithium nitrate solution using a fog jet nozzle; Applied Thermal Engineering, Volume 50, Issue 1, pp. 781-790

Zamora et al., 2011a: Zamora M., Bourouis M., Vallès M., Coronas A.; A new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for solar cooling applications; 4th IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology, 14-16 April 2011, Ohrid, Mazedonien

Zamora et al., 2011b: Zamora M., Bourouis M., Vallès M., Coronas A.; Development of a small capacity air-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chiller – first cooling capacity and COP measurements; International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11), 6-8 April 2011, Padua, Italy

Zamora et al., 2014: Zamora M., Bourouis M., Coronas A., Vallès M.; Pre-industrial development and experimental characterization of new air-cooled and water-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chillers; International Journal of Refrigeration, Volume 45, pp. 189-197

Zeytsev & Infante Ferreira, 2002: Zeytsev D., Infante Ferreira C. A.; Screw Compressor For Ammonia-Water Heat Pump Lubricated By The Process Mixture; International Compressor Engineering Conference, Paper 1581

Zhang et al., 2010: Zhang S., Wang H., Guo T.; Experimental investigation of moderately high temperature water source heat pump with non-azeotropic refrigerant mixtures; Applied Energy, Volume 87, Issue 5, pp. 1554-1561

ANHANG

A Stoffwertgleichungen für Ammoniak/Lithiumnitrat

In sämtlichen nachfolgenden Stoffwertgleichungen für Gemische aus Ammoniak/Lithiumnitrat sind die Temperatur t in °C einzusetzen und die Konzentration x in $\text{kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{Gemisch}}$ (im Rahmen der Simulationen in Kapitel 4 angewandt im Bereich $0,25 < x < 0,75$).

Infante Ferreira (1984)

Kristallisationsgrenze x_{KRIS} [-]

$$0 < x \leq 0,2911: x_{KRIS} = 0,3021 - 3,4 * 10^{-4} * t - 2,72 * 10^{-6} * t^2 \quad \text{Gl. A-1}$$

$$0,2911 < x \leq 0,3: x_{KRIS} = x \quad \text{Gl. A-2}$$

$$0,3 < x \leq 0,3076: x_{KRIS} = -6,08 * 10^{-4} * t + 0,3152 \quad \text{Gl. A-3}$$

$$0,3076 < x \leq 0,3362: x_{KRIS} = 1,43 * 10^{-2} * t + 0,12885 \quad \text{Gl. A-4}$$

$$0,3362 < x \leq 0,4304: x_{KRIS} = -5,402 * 10^{-3} * t + 0,41318 \quad \text{Gl. A-5}$$

$$0,4304 < x \leq 0,5072: x_{KRIS} = 0,443413 + 6,9 * 10^{-3} * t + 8,54 * 10^{-4} * t^2 \quad \text{Gl. A-6}$$

$$0,5072 < x \leq 0,6434: x_{KRIS} = 0,527643 - 3,126 * 10^{-3} * t - 1,9 * 10^{-5} * t^2 \quad \text{Gl. A-7}$$

$$0,6434 < x \leq 0,6649: x_{KRIS} = -4,605 * 10^{-3} * t + 0,40761 \quad \text{Gl. A-8}$$

$$0,6649 < x \leq 0,7826: x_{KRIS} = 3,09 * 10^{-5} * t^2 + 0,57452 \quad \text{Gl. A-9}$$

$$0,7826 < x < 1: x_{KRIS} = 7,378 * 10^{-2} * t + 6,7214 \quad \text{Gl. A-10}$$

Libotean et al. (2007) und (2008)

Sättigungsdruck p_{sat} [kPa]

$$p_{sat} = EXP \left[4,99 + 88,5 * x - 198 * x^2 + 135 * x^3 + \frac{-1790 - 22300 * x + 61300 * x^2 - 45200 * x^3}{t + 273,15} \right] \quad \text{Gl. A-11}$$

Dichte ρ [kg/m³]

$$\rho = [1,521 - 0,4528 * x + (-1,961 * 10^{-5} - 1,726 * 10^{-3} * x) * (t + 273,15)] * 10^3 \quad \text{Gl. A-12}$$

dynamische Viskosität η [Pa*s]

$$\eta = 10^{-3} * EXP \left[\frac{10^3 * (1,918 + 10,094 * x - 18,394 * x^2)}{t + 273,15} - 1,205 - 35,627 * x + 51,529 * x^2 \right] \quad \text{Gl. A-13}$$

spezifische Wärmekapazität c_p [kJ/(kg*K)]

$$c_p = 0,5593 + 3,241 * x + (2,078 * 10^{-3} + 1,847 * 10^{-3} * x) * (t + 273,15) \quad \text{Gl. A-14}$$

Flüssigkeitsenthalpie h [kJ/kg]

Es handelt sich dabei um eine Fortführung des Ansatzes von Ferreira (1984) unter Verwendung der spezifischen Wärmekapazität c_p gemäß Libotean et al. (2007) (Gl. A-14). Für reines flüssiges Ammoniak ($x = 1$) ergibt die Enthalpieberechnung bei 0°C einen Wert von 0 kJ/kg.

$0 < x \leq 0,54$:

$$h = 1570 * (0,54 - x)^2 - 215 + \int_0^t c_p dt \rightarrow$$

$$h = 1570 * (0,54 - x)^2 - 215 + \int_0^t (0,5593 + 3,241 * x + (2,078 * 10^{-3} + 1,847 * 10^{-3} * x) * (t + 273,15)) dt \rightarrow \quad \text{Gl. A-15}$$

$$h = 1570 * (0,54 - x)^2 - 215 + (0,5593 + 3,241 * x) * t + (2,078 * 10^{-3} + 1,847 * 10^{-3} * x) * \left(\frac{t^2}{2} + 273,15 * t\right)$$

$0,54 < x < 1$:

$$h = 689 * (x - 0,54)^{1,5} - 215 + \int_0^t c_p dt \rightarrow$$

$$h = 689 * (x - 0,54)^{1,5} - 215 + \int_0^t (0,5593 + 3,241 * x + (2,078 * 10^{-3} + 1,847 * 10^{-3} * x) * (t + 273,15)) dt \rightarrow \quad \text{Gl. A-16}$$

$$h = 689 * (x - 0,54)^{1,5} - 215 + (0,5593 + 3,241 * x) * t + (2,078 * 10^{-3} + 1,847 * 10^{-3} * x) * \left(\frac{t^2}{2} + 273,15 * t\right)$$

Cuenca et al. (2014)

Thermische Leitfähigkeit λ [W/(m*K)]

Die Stoffdaten für die thermische Leitfähigkeit λ von Ammoniak/Lithiumnitrat wurden, unter Verwendung der in Cuenca et al. (2014) vorgestellten Messwerte, mittels Korrelation in eine Gleichung übergeführt.

$$\lambda = (-0,000181 * x^2 + 0,000138 * x - 0,00000992) * t^2 + (0,0166 * x^2 - 0,013 * x + 0,00000584) * t + (0,6 * x^2 - 0,495 * x + 0,514) \quad \text{Gl. A-17}$$

Stoffwerte für Ammoniak

Die Stoffwerte von reinem Ammoniak ($x = 1$) wurden gemäß den in EES (2014) zur Verfügung stehenden Stoffdaten berechnet. Für reines flüssiges Ammoniak ergibt die Berechnung der Enthalpie bei 0°C einen Wert von 200 kJ/kg, weshalb bei Absorptions-, Desorptions- und Mischvorgängen die Enthalpie von reinem Ammoniak immer um diesen Betrag verringert werden musste um sich auf die gleiche Basis wie die Stoffdaten von Ammoniak/Lithiumnitrat zu beziehen (vgl. Gl. A-15 und Gl. A-16).

B Messwertliste

Nr.	Kurzbezeichnung	Modul	Mess- einheit	Mess- bereich	Ausgabe- einheit	Ausgabe- mess- bereich		Modul- Kanal	Name Lab- view
0	Zeitstempel						Systemzeit		
1	t _{NH3,PSAC,out}	TC Input			°C	30-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.0	TC0
2	t _{NH3,AUX,1,out}	TC Input			°C	20-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.1	TC1
3	t _{NH3,LPC,out}	TC Input			°C	100-180	TC Typ K, Anlegefühler	7.2	TC2
4	t _{NH3,SHX,2,out}	TC Input			°C	50-120	TC Typ K, Anlegefühler	7.3	TC3
5	t _{NH3,AUX,2,out}	TC Input			°C	20-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.4	TC4
6	t _{NH3,HPC,out}	TC Input			°C	100-180	TC Typ K, Anlegefühler	7.5	TC5
7	t _{NH3,SUP,out}	TC Input			°C	80-120	TC Typ K, Anlegefühler	7.6	TC6
8	t _{NH3,OS,out}	TC Input			°C	80-120	TC Typ K, Anlegefühler	7.7	TC7
9	t _{PSO,PSAC,out}	TC Input			°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.8	TC8
10	t _{PSO,PMP,out}	TC Input			°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.9	TC9
11	-----	TC Input					frei	7.10	TC10
12	-----	TC Input					frei	7.11	TC11
13	-----	TC Input					frei	7.12	TC12
14	-----	TC Input					frei	7.13	TC13
15	-----	TC Input					frei	7.14	TC14
16	-----	TC Input					frei	7.15	TC15
17	t _{PSO,SHX,1,out}	TC Input			°C	50-100	TC Typ K, Anlegefühler	8.0	TC0
18	t _{PSO,SHX,2,out}	TC Input			°C	60-120	TC Typ K, Anlegefühler	8.1	TC1
19	t _{RSO,ABS,out}	TC Input			°C	60-100	TC Typ K, Anlegefühler	8.2	TC2
20	t _{RSO,RSAC,out}	TC Input			°C	60-100	TC Typ K, Anlegefühler	8.3	TC3
21	t _{RSO,SHX,1,out}	TC Input			°C	50-90	TC Typ K, Anlegefühler	8.4	TC4
22	t _{VAP,STH,out}	TC Input			°C	0-60	TC Typ K, Anlegefühler	8.5	TC5
23	t _{RSO,STH,out}	TC Input			°C	0-60	TC Typ K, Anlegefühler	8.6	TC6
24	t _{RSO,DES,out}	TC Input			°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler	8.7	TC7
25	-----	TC Input					frei, TC Typ K angeschlossen	8.8	TC8
26	-----	TC Input					frei, TC Typ K angeschlossen	8.9	TC9
27	-----	TC Input					frei	8.10	TC10
28	-----	TC Input					frei	8.11	TC11
29	-----	TC Input					frei	8.12	TC12
30	-----	TC Input					frei	8.13	TC13
31	-----	TC Input					frei	8.14	TC14
32	-----	TC Input					frei	8.15	TC15
33	t _{snk,ABS,in}	RTD Input			°C	20-90	Pt100, im Rohr verschraubt	5.0	RTD0
34	t _{snk,ABS,out}	RTD Input			°C	40-120	Pt100, im Rohr verschraubt	5.1	RTD1
35	t _{snk,SUP,out}	RTD Input			°C	40-120	Pt100, im Rohr verschraubt	5.2	RTD2
36	t _{src,DES,in}	RTD Input			°C	20-90	Pt100, im Rohr verschraubt	5.3	RTD3
37	t _{src,DES,out}	RTD Input			°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt	6.0	RTD0
38	t _{src,AUX,1,out}	RTD Input			°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt	6.1	RTD1
39	t _{src,AUX,2,out}	RTD Input			°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt	6.2	RTD2
40	-----	RTD Input					frei	6.3	RTD3

Anhang B

Nr.	Kurzbezeichnung	Modul	Mess- einheit	Mess- bereich	Ausgabe- einheit	Ausgabe- mess- bereich		Modul. Kanal	Name Lab- view
41	p_{high}	Analog Input	mA	4-20	bar g	0-25	Drucktransmitter, GEMS	3.0	AI0
42	p_{mid}	Analog Input	mA	4-20	bar g	0-25	Drucktransmitter, GEMS	3.1	AI1
43	p_{low}	Analog Input	mA	4-20	bar g	0-10	Drucktransmitter, GEMS	3.2	AI2
44	\dot{V}_{src}	Analog Input	mA	4-20	l/h	0-2000	Volumenstrommessger ät, AAB Miniflow	3.3	AI3
45	\dot{V}_{snk}	Analog Input	mA	4-20	l/h	0-2000	Volumenstrommessger ät, AAB Miniflow	3.4	AI4
46	\dot{m}_{nh3}	Analog Input	mA	4-20	kg/h	0-100	Coriolis- Massenstrommessgerät , Endress+Hauser	3.5	AI5
47	-----	Analog Input					frei	3.6	AI6
48	\dot{m}_{pso}	Analog Input	mA	4-20	kg/h	0-600	Coriolis- Massenstrommessgerät , Endress+Hauser	3.7	AI7
49	ρ_{pso}	Analog Input	mA	4-20	kg/m ³	800- 1400	Coriolis- Massenstrommessgerät , Endress+Hauser	3.8	AI8
50	L_{RSAC}	Analog Input	mA	4-20	%	0-100	Reedkontaktkette	3.9	AI9
51	L_{MSAC}	Analog Input	mA	4-20	%	0-100	Reedkontaktkette	3.10	AI10
52	L_{PSAC}	Analog Input	mA	4-20	%	0-100	Reedkontaktkette	3.11	AI11
53	$\Delta p_{oil,sep}$	Analog Input	mA	4-20	bar	0-1	Differenzdrucktransmitt er, Rosemount	3.12	AI12
54	$\Delta p_{src,AUX,1}$	Analog Input	mA	4-20	bar	0-1	Differenzdrucktransmitt er, HUBA	3.13	AI13
55	$\Delta p_{src,AUX,2}$	Analog Input	mA	4-20	bar	0-1	Differenzdrucktransmitt er, Rosemount	3.14	AI14
56	-----	Analog Input	mA	4-20			frei	3.15	AI15
57	$iO_{hp,LSP}$	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.0	DI0
58	$iO_{hp,HPC}$	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.1	DI1
59	$iO_{hp,LPC}$	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.2	DI2
60	$iO_{lp,LSP}$	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.3	DI3
61	$iO_{lp,HPC}$	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.4	DI4
62	$iO_{lp,HPC}$	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.5	DI5
63	$err_{LSP,motor}$	Digital Input	I/O		I/O		Fehlersignal Lösungspumpe (Thermistorsignal)	4.6	DI6
64	$err_{LPC,motor}$	Digital Input	I/O		I/O		Fehlersignal Niederdruckkompressor	4.7	DI7
65	$err_{HPC,motor}$	Digital Input	I/O		I/O		Fehlersignal Hochdruckkompressor	4.8	DI8
66	$err_{LPC,oil}$	Digital Input	I/O		I/O		Ölspiegelregulator, falls Signal vorhanden	4.9	DI9
67	$err_{HPC,oil}$	Digital Input	I/O		I/O		Ölspiegelregulator, falls Signal vorhanden	4.10	DI10
68	$E_{el,LPC} \text{ (Signal)}$	Digital Input	I/O		Impuls- zähler	1000 Imp/kWh	Impulsgeber, Eltako	4.11	DI11
69	$E_{el,HPC} \text{ (Signal)}$	Digital Input	I/O		Impuls- zähler	1000 Imp/kWh	Impulsgeber, Eltako	4.12	DI12
70	$E_{el,LSP} \text{ (Signal)}$	Digital Input	I/O		Impuls- zähler	1000 Imp/kWh	Impulsgeber, Saia Burgess	4.13	DI13
71	-----	Digital Input	I/O				frei	4.14	DI14
72	-----	Digital Input	I/O				frei	4.15	DI15
73	iO_{ALL}	Digital Output			I/O		Schalter, Hauptschalter	4.16	DO0
74	iO_{LSP}	Digital Output			I/O		Schalter, Lösungspumpe	4.17	DO1

Anhang B

Nr.	Kurzbezeichnung	Modul	Mess- einheit	Mess- bereich	Ausgabe -einheit	Ausgabe -mess- bereich		Modul. Kanal	Name Lab- view
75	iO _{LPC,init}	Digital Output			I/O		Schalter, Niederdruckkompressor	4.18	DO2
76	iO _{HPC,init}	Digital Output			I/O		Schalter, Hochdruckkompressor	4.19	DO3
77	iO _{snk,pmp}	Digital Output			I/O		Schalter, snk_pump_1 (WILO), snk_pump_2 (Grundfos)	4.20	DO4
78	iO _{src,pmp}	Digital Output			I/O		Schalter, src_pump_1 (WILO)	4.21	DO5
79	iO _{LPC,release}	Digital Output			I/O		Freigabe FU LPC	4.22	DO6
80	iO _{HPC,release}	Digital Output			I/O		Freigabe FU HPC	4.23	DO7
81	iO _{FU,main,power}	Digital Output			I/O		Hauptschalter für Versorgung Frequenzumrichter	4.24	DO8
82	iO _{ventilator}	Digital Output			I/O		Ventilator Gebläse EIN/AUS	4.25	DO9
83	iO _{heizband}	Digital Output			I/O		Heizband Ölsumpf EIN/AUS	4.26	DO10
84	-----	Digital Output					frei	4.27	DO11
85	-----	Digital Output					frei	4.28	DO12
86	-----	Digital Output					frei	4.29	DO13
87	-----	Digital Output					frei	4.30	DO14
88	iO _{PWM,STH}	Digital Output			I/O		Pulsweitenmodulation Lösungsdrössel	4.31	DO15
89	sig _{src,valve}	Analog Output	V	0-10	V	0-10	Stellsignal Mischventil Wärmequellenkreislauf	1.0	AO0
90	sig _{snk,valve}	Analog Output	V	0-10	V	0-10	Stellsignal Mischventil Wärmesenkenkreislauf	1.1	AO1
91	-----	Analog Output	V	0-10			frei	1.2	AO2
92	-----	Analog Output	V	0-10			frei	1.3	AO3
93	sig _{f,LSP}	Analog Output	mA	4-20	Hz	10-87,5	Signal Frequenzumrichter Lösungspumpe	2.0	AO0
94	sig _{f,HPC}	Analog Output	mA	4-20	Hz	15-75	Signal Frequenzumrichter Hochdruckkompressor	2.1	AO1
95	sig _{f,LPC}	Analog Output	mA	4-20	Hz	35-75	Signal Frequenzumrichter Niederdruckkompressor	2.2	AO2
96	-----	Analog Output	mA	4-20			frei	2.3	AO3

C Programmcode EES

Vorgaben (vgl. Kapitel 4.2.1):

p_high, p_low, n_rpm_comp_1,
t_source_in, DELTAT_DES_source_in, DELTAT_DES_source_out,
t_sink_in, DELTAT_ABS_sink_in, DELTAT_ABS_sink_out,
DELTAT_ABS_sub_in, DELTAT_ABS_sub_out,
PHI_SHX_1, PHI_SHX_1, PHI_AUX_1, PHI_AUX_2, PHI_SUP

Systemeinheiten:

Drücke in [kPa] (p_high, p_low und p_mid in [bar])
Temperaturen in [°C]

Zustandspunkte entsprechen der Zuteilung gemäß Abbildung 4-1.

Programmcode:

“Unterprogramme zur Berechnung von Stoffwerten von Ammoniak/Lithiumnitrat“

Procedure nh3lino3enthalpy(X;t:h)

"Berechnung der Enthalpie von NH3/LiNO3-Lösung"

IF X<0,54 THEN

h=1570*(0,54-X)^2-215+(0,5593+3,241*X)*t+(0,002078+0,001847*X)*(t^2/2+273,15*t)

ELSE

h=689*(X-0,54)^(1,5)-215+(0,5593+3,241*X)*t+(0,002078+0,001847*X)*(t^2/2+273,15*t)

ENDIF

END

Procedure nh3lino3temperature(X;h:t)

"Berechnung der Temperatur von NH3/LiNO3-Lösung"

IF X<0,54 THEN

t=(-(1,1269057+3,74550805*X)/(2*(0,002078+0,001847*X)/2)+(((1,1269057+3,74550805*X)/
...*(2*(0,002078+0,001847*X)/2))^2-(1570*(0,54-X)^2-215-h)/((0,002078+0,001847*X)/2))^(0,5)

ELSE

t=(-(1,1269057+3,74550805*X)/(2*(0,002078+0,001847*X)/2)+(((1,1269057+3,74550805*X)/
...*(2*(0,002078+0,001847*X)/2))^2-(689*(X-0,54)^(1,5)-215-h)/((0,002078+0,001847*X)/2))^(0,5)

ENDIF

END

Module nh3lino3concentration(t;h:X)

"Berechnung der Temperatur von NH3/LiNO3-Lösung"

h=1570*(0,54-X_star_1)^2-

215+(0,5593+3,241*X_star_1)*t+(0,002078+0,001847*X_star_1)*(t^2/2+273,15*t)

h=689*(X_star_2-0,54)^(1,5)-

215+(0,5593+3,241*X_star_2)*t+(0,002078+0,001847*X_star_2)*(t^2/2+273,15*t)

CALL nh3lino3concentrationdecider(X_star_1;X_star_2:X)

END

Procedure nh3lino3concentrationdecider(Xstar1;Xstar2:X)

IF Xstar1<0,54 THEN

X=Xstar1

ELSE

X=Xstar2

ENDIF

END

```

Procedure calculatorresponse(x;h;q_NH3_vap;t:t_2)
IF (q_NH3_vap<0) THEN
    CALL nh3lino3temperature(x;h:t_2)
ELSE
    t_2=t
ENDIF
END

```

```

Module calculator(p;x;DELTAT_sub;h:t_2)
p=exp((4,99+88,5*x_liq-198*x_liq^2+135*x_liq^3)+1/(t+DELTAT_sub+273,15)*(-1790-
22300*x_liq+61300*x_liq^2-45200*x_liq^3))
CALL nh3lino3enthalpy(x_liq;t:h_liq)
h_vap=ENTHALPY(ammonia;t;t;p=p)-200
x_liq*(1-q_NH3_vap)=m_NH3_liq
x=m_NH3_liq+q_NH3_vap
h=(1-q_NH3_vap)*h_liq+q_NH3_vap*h_vap
CALL calculatorresponse(x;h;q_NH3_vap;t:t_2)
END

```

"Unterprogramme zur Berechnung des Druckverlusts in den Rohrleitungen"

```

Procedure pressureloss(k;d;Re:lambda)
IF Re<2320 THEN
    lambda=64/Re
ELSE
    CALL PrandtlColebrook(k;d;Re:lambda)
ENDIF
END

```

```

Subprogram PrandtlColebrook(k;d;Re:lambda)
1/lambda^0,5=-2*log10(2,51/(Re*lambda^0,5)+k/(3,71*d))
END

```

```

Procedure corrfactor(Re_liq;Re_vap;X_LM:PHI)
PHI=((1+X_LM^0,55)^(2*1,815)/X_LM^2)^(0,5)
IF (Re_liq<=2000) AND (Re_vap<=2000) THEN
    PHI=((1+X_LM^0,66)^(2*1,51)/X_LM^2)^(0,5)
ENDIF
IF (Re_liq>2000) AND (Re_vap>2000) THEN
    PHI=((1+X_LM^0,504)^(2*1,98)/X_LM^2)^(0,5)
ENDIF
END

```

"Procedure zur Berechnung der im Wärmeübertrager übertragenen Wärmemenge "

```

PROCEDURE HX(eshx;mIs;mrs;ha;hb;hc;hd:hbb;hdd;qshx)
TypeHX$='counterflow'
qls=mIs*(ha-hb)"amount of heat on 'left side'"
qrs=mrs*(hd-hc) "amount of heat on 'right side'"
qmin=MIN(qls;qrs)
qshx=eshx*qmin "eshx is the sol. hx. effectiveness"
hdd=hc+eshx*qmin/mrs "calculation of outlet enthalpies"
hbb=ha-eshx*qmin/mIs
END

```

SUBPROGRAM

HXTEMP(T_sec_10;T_sec_0;x;DELTAT_sub;h_in;h_out;p:T[0];T[1];T[2];T[3];T[4];T[5];T[6];T[7];T[8];T[9];
...T[10];dTlog_ges;DELTAT_min)

"Berechnung der Temperaturprofile in 11 Punkten (für 10 Abschnitte gleicher Übertragungsleistung)"

N=10

Deltah=(h_out-h_in)/N "Schritte gleicher Enthalpiedifferenz auf Anlagenseite"

DeltaT_sec=(T_sec_0-T_sec_10)/N "Schritte gleicher Temperaturdifferenz auf Wasserseite"

DUPLICATE i=0;N

h[i]=h_in+Deltah*i

CALL calculator(p;x;DELTAT_sub;h[i];t[i])

T_sec[i]=T_sec_0-DeltaT_sec*i

dT[i]=ABS(T_sec[i]-T[i])

END

DELTAT_min=MIN(dT[0];dT[1];dT[2];dT[3];dT[4];dT[5];dT[6];dT[7];dT[8];dT[9];dT[10])

"Berechnung der mittleren log Temperaturdifferenzen in 10 Abschnitten"

M=9

DUPLICATE i=0;M

CALL TLOG(dT[i];dT[i+1];dTlog[i]) "dTlog ist der Kehrwert der log. Temp.-diff"

Deltah=KA[i]/dTlog[i]

END

"Berechnung der mittleren log Temperaturdifferenz des WT als arithmetischer Mittelwert der 10 Abschnitte"

dTlog_ges=1/AVERAGE(dTlog[0..M])

END

"Berechnet die Mittlere Logarithmische Temperaturdifferenz für jeden Teilabschnitt im Subprogram HXTEMP"

Procedure TLOG(dTa;dTb:dTlog_reci) "Es wird der Kehrwert von dT_log ausgegeben"

IF dTa=dTb THEN

dTlog=dTa

dTlog_reci=1/dTlog

ELSE

dTlog=(dTa-dTb)/ln(dTa/dTb)

dTlog_reci=1/dTlog

ENDIF

END

"Zuordnung wesentlicher Parameter zu den Zustandspunkten"

"Drücke"

p[0]=100*p_low

p[1]=100*p_low

p[11]=100*p_low

p[24]=100*p_low

p[25]=100*p_low

p[26]=100*p_low

p_mid=p_low*(p_high/p_low)^(0,5)

p[2]=100*p_mid

p[3]=100*p_mid

p[4]=100*p_mid

p[5]=100*p_high

p[6]=100*p_high

p[12]=100*p_high

p[13]=100*p_high
p[14]=100*p_high
p[21]=100*p_high
p[22]=100*p_high
p[23]=100*p_high

"Konzentrationen"
x_nh3=1

x[11]=x_pso
x[12]=x_pso
x[13]=x_pso
x[14]=x_pso

x[21]=x_rso
x[22]=x_rso
x[23]=x_rso
x[24]=x_rso
x[25]=x_rso
x[26]=x_rso

"Massenströme"
m[0]=m_26_NH3_vap
m[0]=m_dot_nh3
m[1]=m_dot_nh3
m[2]=m_dot_nh3
m[3]=m_dot_nh3
m[4]=m_dot_nh3
m[5]=m_dot_nh3
m[6]=m_dot_nh3

m[11]=m[26]-m_26_NH3_vap
m[11]=m_dot_pso
m[12]=m_dot_pso
m[13]=m_dot_pso
m[14]=m_dot_pso

m[21]=m_dot_rso
m[22]=m_dot_rso
m[23]=m_dot_rso
m[24]=m_dot_rso
m[25]=m_dot_rso
m[26]=m_dot_rso

m_dot_rso_kgh=3600*m_dot_rso
m_dot_pso_kgh=3600*m_dot_pso
m_dot_nh3_kgh=3600*m_dot_nh3

m_dot_sink_kgh=3600*m_dot_sink
m_dot_source_kgh=3600*m_dot_source
m_dot_aux_1_kgh=3600*m_dot_aux_1
m_dot_aux_2_kgh=3600*m_dot_aux_2

"Kreislaufberechnung"

"Absorber ABS"
t_sink_ABS_in=t_sink_in
h_sink_ABS_in=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_sink_ABS_in)
h_sink_ABS_out=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_sink_ABS_out)

DELTA_{T_ABS_sink_in}=t[22]-(t_{sink_ABS_in})
 DELTA_{T_ABS_sink_out}=t[21]-(t_{sink_ABS_out})

Q_{ABS}=m_{dot_sink}*(h_{sink_ABS_in}-h_{sink_ABS_out})
 Q_{ABS}=m[21]*(h[22]-h[21])
 Q_{ABS}=UA_{ABS}*DELTA_{T_log_ABS}

p[22]=exp((4,99+88,5*x[22]-198*x[22]^2+135*x[22]^3)+1/(t[22]+DELTA_{T_ABS_sub_out}+273,15))*(-1790-...22300*X[22]+61300*X[22]^2-45200*X[22]^3))
 rho[22]=((1,521-0,4528*x[22])+(-0,00001961-0,001726*x[22]))*(t[22]+273,15))*10^3

CALL nh3lino3enthalpy(x[22];t[22]:h[22])

m[21]*h[21]=m[6]*h[6]+m[14]*h[14]

x_{21_liq}*(m[22]-m_{21_NH3_vap})=m_{21_NH3_liq}
 x[22]*m[22]=m_{21_NH3_liq}+m_{21_NH3_vap}
 p[21]=exp((4,99+88,5*x_{21_liq}-198*x_{21_liq}^2+135*x_{21_liq}^3)+1/(t[21]+DELTA_{T_ABS_sub_in}+...273,15))*(-1790-22300*x_{21_liq}+61300*x_{21_liq}^2-45200*x_{21_liq}^3))

CALL nh3lino3enthalpy(x_{21_liq};t[21]:h_{21_liq})
 h_{21_vap}=ENTHALPY(ammonia;t=t[21];p=p[21])-200
 m[21]*h[21]=(m[22]-m_{21_NH3_vap})*h_{21_liq}+m_{21_NH3_vap}*h_{21_vap}
 q[21]=m_{21_NH3_vap}/m_{dot_rso}

"Lösungsdrossel STH"

h[23]=h[24]
 p[24]=exp((4,99+88,5*x_{24_liq}-198*x_{24_liq}^2+135*x_{24_liq}^3)+1/(t[24]+273,15))*(-1790-22300*...x_{24_liq}+61300*x_{24_liq}^2-45200*x_{24_liq}^3))
 CALL nh3lino3enthalpy(x_{24_liq};t[24]:h_{24_liq})
 h_{24_vap}=ENTHALPY(ammonia;t=t[24];p=p[24])-200

m[23]*h[23]=(m[24]-m_{24_NH3_vap})*h_{24_liq}+m_{24_NH3_vap}*h_{24_vap}
 x_{24_liq}*(m[24]-m_{24_NH3_vap})=m_{24_NH3_liq}
 x[23]*m[23]=m_{24_NH3_liq}+m_{24_NH3_vap}
 q[24]=m_{24_NH3_vap}/m_{dot_rso}

"Separator nach Expansionsventil MSAC (nicht verwendet)"

t[25]=t[24]
 h[25]=h[24]
 q[25]=q[24]

"Desorber DES"

t_{source_DES_in}=t_{source_in}
 h_{source_DES_in}=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_{source_DES_in})
 h_{source_DES_out}=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_{source_DES_out})

DELTA_{T_DES_source_in}=(t_{source_DES_in})-t[26]
 DELTA_{T_DES_source_out}=(t_{source_DES_out})-t[25]

Q_{DES}=m_{dot_source}*(h_{source_DES_in}-h_{source_DES_out})
 Q_{DES}=(m[11]*h_{26_liq}+m[0]*h_{26_vap})-m[25]*h[25]
 Q_{DES}=UA_{DES}*DELTA_{T_log_DES}

p[26]=exp((4,99+88,5*x_{26_liq}-198*x_{26_liq}^2+135*x_{26_liq}^3)+1/(t[26]+273,15))*(-1790-22300*...x_{26_liq}+61300*x_{26_liq}^2-45200*x_{26_liq}^3))
 CALL nh3lino3enthalpy(x_{26_liq};t[26]:h_{26_liq})
 h_{26_vap}=ENTHALPY(ammonia;t=t[26];p=p[26])-200

x_{26_liq}*(m[25]-m_{26_NH3_vap})=m_{26_NH3_liq}
 x[25]*m[25]=m_{26_NH3_liq}+m_{26_NH3_vap}
 m[26]*h[26]=m_{26_NH3_vap}*h_{26_vap}+(m[25]-m_{26_NH3_vap})*h_{26_liq}

q[26]=m_26_NH3_vap/m[25]

"Gas-Flüssig-Abscheider PSAC"

t[0]=t[26]
 t[11]=t[26]
 h[0]=h_26_vap
 h[11]=h_26_liq
 x[11]=x_26_liq

"Gaskühler AUX 1"

t_aux_1_in=t_source_DES_out
 h_aux_1_in=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_aux_1_in)
 h_aux_1_out_exp=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t[0])
 h_1_exp=ENTHALPY(ammonia;T=t_aux_1_in;p=p[1])-200
 m_dot_aux_1=m[0]*(h[0]-h_1_exp)/(h_aux_1_out_exp-h_aux_1_in)
 CALL HX(PHI_AUX_1;m[0];m_dot_aux_1;h[0];h_1_exp;h_aux_1_in;h_aux_1_out_exp;h[1];h_aux_1_out;
 ...Q_AUX_1)
 t_aux_1_out=TEMPERATURE(steam_iapws;P=500;h=h_aux_1_out)
 t[1]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[1];h=h[1]+200)

"Verdichter LPC"

rho[1]=DENSITY(ammonia;t=t[1];p=p[1])
 lambda_LPC=0,9804-0,0431*(p_mid/p_low)
 V_dot_LPC=23,57/3600*lambda_LPC "m³/s"
 V_dot_LPC_h=V_dot_LPC*3600*n_rpm_LPC/1450
 m_dot_nh3=V_dot_LPC*rho[1]*n_rpm_LPC/1450 "kg/s"
 s_2=ENTROPY(ammonia;t=t[1];p=p[1])
 h_2_is=ENTHALPY(ammonia;p=p[2];s=s_2)-200
 eta_i_is_LPC=0,0089*(p_mid/p_low)^3-0,1164*(p_mid/p_low)^2+0,5208*(p_mid/p_low)-0,012
 eta_i_is_LPC=(h_2_is-h[1])/(h[2]-h[1])
 eta_m_LPC=-0,0226*(p_mid/p_low)+0,8053
 eta_ges_is_LPC=eta_i_is_LPC*eta_m_LPC
 P_LPC=m[1]*(h[2]-h[1])/eta_m_LPC "kW"
 t[2]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[2];h=h[2]+200)

"Verdichter HPC"

rho[4]=DENSITY(ammonia;t=t[4];p=p[4])
 lambda_HPC=0,9804-0,0431*(p_high/p_low)^(0,5)
 V_dot_HPC=14,35/3600*lambda_HPC "m³/s"
 V_dot_HPC_h=V_dot_HPC*3600*n_rpm_HPC/1450
 n_rpm_HPC_calc=(p_low/p_high)^(0,5)*V_dot_HPC/V_dot_LPC*n_rpm_LPC
 m_dot_nh3=V_dot_HPC*rho[4]*n_rpm_HPC/1450 "kg/s"
 s_5=ENTROPY(ammonia;t=t[4];p=p[4])
 h_5_is=ENTHALPY(ammonia;p=p[5];s=s_5)-200
 eta_i_is_HPC=0,0089*(p_high/p_mid)^3-0,1164*(p_high/p_mid)^2+0,5208*(p_high/p_mid)-0,012
 eta_i_is_HPC=(h_5_is-h[4])/(h[5]-h[4])
 eta_m_HPC=-0,0226*(p_high/p_mid)+0,8053
 eta_ges_is_HPC=eta_i_is_HPC*eta_m_HPC
 P_HPC=m[4]*(h[5]-h[4])/eta_m_HPC "kW"
 t[5]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[5];h=h[5]+200)

"Lösungspumpe PMP"

rho[11]=((1,521-0,4528*x[11])+(-0,00001961-0,001726*x[11]))*(t[11]+273,15))*10^3
 P_pmp=m[11]*1/rho[11]*(p[12]-p[11])
 P_pmp=m[11]*(h[12]-h[11]) "kW"
 n_pmp_Hydracell=m[11]/rho[11]*1000*60/8,3*1750 "1/min"
 P_pmp_Hydracell=6*n_pmp_Hydracell/84428+m[11]*60*(p_high-p_low)/511 "kW"
 eta_pmp=P_pmp/P_pmp_Hydracell
 CALL nh3lino3temperature(x[12];h[12];t[12])
 rho[12]=((1,521-0,4528*x[12])+(-0,00001961-0,001726*x[12]))*(t[12]+273,15))*10^3

"Lösungswärmeübertrager SHX 1"

```
CALL nh3lino3enthalpy(x[23];t[12]:h_23_exp)
CALL nh3lino3enthalpy(x[13];t[22]:h_13_exp)
CALL HX(PHI_SHX_1;m[22];m[12];h[22];h_23_exp;h[12];h_13_exp;h[23];h[13];Q_SHX_1)
CALL nh3lino3temperature(x[23];h[23]:t[23])
CALL nh3lino3temperature(x[13];h[13]:t[13])
rho[13]=((1,521-0,4528*x[13])+(-0,00001961-0,001726*x[13])*(t[13]+273,15))*10^3
```

"Lösungsmittelwärmeübertrager SHX 2"

```
CALL nh3lino3enthalpy(x[14];t[2]:h_14_exp)
h_3_exp=ENTHALPY(ammonia;T=t[13];p=p[3])-200
CALL HX(PHI_SHX_2;m[2];m[13];h[2];h_3_exp;h[13];h_14_exp;h[3];h[14];Q_SHX_2)
CALL nh3lino3temperature(x[14];h[14]:t[14])
rho[14]=((1,521-0,4528*x[14])+(-0,00001961-0,001726*x[14])*(t[14]+273,15))*10^3
t[3]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[3];h=h[3]+200)
```

"Desuperheater SUP"

```
t_sink_sup_in=t_sink_ABS_out
h_sink_sup_in=h_sink_ABS_out
t_sink_sup_out=TEMPERATURE(steam_iapws;H=h_sink_sup_out;P=500)
DELTAT_sink_sup_in=t[6]-(t_sink_sup_in)
DELTAT_sink_sup_out=t[5]-(t_sink_sup_out)
{Q_SUP=m_dot_sink*(h_sink_in_sup-h_sink_out_sup)}
{Q_SUP=m[5]*(h[6]-h[5])}
h_6_exp=ENTHALPY(ammonia;t=t_sink_sup_in;p=p[6])-200
Q_SUP=PHI_SUP*m[5]*(h_6_exp-h[5])
Q_SUP=m[5]*(h[6]-h[5])
Q_SUP=m_dot_sink*(h_sink_sup_in-h_sink_sup_out)
t[6]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[6];h=h[6]+200)
rho[6]=DENSITY(ammonia;t=t[6];p=p[6])
```

"Gaskühler AUX 2"

```
t_aux_2_in=t_source_DES_out
h_aux_2_in=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_aux_2_in)
h_aux_2_out_exp=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t[3])
h_4_exp=ENTHALPY(ammonia;T=t_aux_2_in;p=p[4])-200
m_dot_aux_2=m[3]*(h[3]-h_4_exp)/(h_aux_2_out_exp-h_aux_2_in)
CALL HX(PHI_AUX_2;m[3];m_dot_aux_2;h[3];h_4_exp;h_aux_2_in;h_aux_2_out_exp;h[4];h_aux_2_out;
...Q_AUX_2)
t_aux_2_out=TEMPERATURE(steam_iapws;P=500;h=h_aux_2_out)
t[4]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[4];h=h[4]+200)
```

"Kennzahlen"

```
100*p_high=exp((4,99+88,5*x_rso-198*x_rso^2+135*x_rso^3)+1/(t_rso_sat+273,15))*(-1790-22300*
...x_rso+61300*x_rso^2-45200*x_rso^3)
100*p_high=exp((4,99+88,5*x_pso-198*x_pso^2+135*x_pso^3)+1/(t_pso_sat+273,15))*(-1790-22300*
...x_pso+61300*x_pso^2-45200*x_pso^3)
COP_H=-((Q_ABS+Q_SUP)/(P_LPC+P_HPC+P_pmp_Hydracell))
Q_hot=-((Q_ABS+Q_SUP))
Q_cool=Q_DES-Q_AUX_1-Q_AUX_2
Q_ABS_absolut=-Q_ABS
Q_SUP_absolut=-Q_SUP
P_el=(P_LPC+P_HPC+P_pmp_Hydracell)
t_comp_max=max(t[2];t[5])
Runnumber=TABLERUN#
```

"Detailanalyse Druckverlust in den Rohrleitungen"

k_s=0,0001 "[m] (Edelstahlrohr neu)"

"Zustand 0"

rho[0]=DENSITY(ammonia;t=t[0];p=p[0]) "[kg/m³]"
 eta[0]=VISCOSITY(ammonia;t=t[0];p=p[0]) "[Pa*s]"
 d_hyd[0]=0,0297 "[m]"
 v_vel[0]=4*m[0]/(d_hyd[0]^2*PI)*1/rho[0] "[m/s]"
 Re[0]=rho[0]*v_vel[0]*d_hyd[0]/eta[0]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[0];Re[0]:lambda[0])
 DELTAp[0]=lambda[0]*1/d_hyd[0]*v_vel[0]^2/2*rho[0] "[Pa]"

"Zustand 1"

{rho[1]=DENSITY(ammonia;t=t[1];p=p[1]) "[kg/m³]"}
 eta[1]=VISCOSITY(ammonia;t=t[1];p=p[1]) "[Pa*s]"
 d_hyd[1]=0,0297 "[m]"
 v_vel[1]=4*m[1]/(d_hyd[1]^2*PI)*1/rho[1] "[m/s]"
 Re[1]=rho[1]*v_vel[1]*d_hyd[1]/eta[1]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[1];Re[1]:lambda[1])
 DELTAp[1]=lambda[1]*1/d_hyd[1]*v_vel[1]^2/2*rho[1] "[Pa]"

"Zustand 2"

rho[2]=DENSITY(ammonia;t=t[2];p=p[2]) "[kg/m³]"
 eta[2]=VISCOSITY(ammonia;t=t[2];p=p[2]) "[Pa*s]"
 d_hyd[2]=0,016 "[m]"
 v_vel[2]=4*m[2]/(d_hyd[2]^2*PI)*1/rho[2] "[m/s]"
 Re[2]=rho[2]*v_vel[2]*d_hyd[2]/eta[2]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[2];Re[2]:lambda[2])
 DELTAp[2]=lambda[2]*1/d_hyd[2]*v_vel[2]^2/2*rho[2] "[Pa]"

"Zustand 3"

rho[3]=DENSITY(ammonia;t=t[3];p=p[3]) "[kg/m³]"
 eta[3]=VISCOSITY(ammonia;t=t[3];p=p[3]) "[Pa*s]"
 d_hyd[3]=0,015 "[m]"
 v_vel[3]=4*m[3]/(d_hyd[3]^2*PI)*1/rho[3] "[m/s]"
 Re[3]=rho[3]*v_vel[3]*d_hyd[3]/eta[3]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[3];Re[3]:lambda[3])
 DELTAp[3]=lambda[3]*1/d_hyd[3]*v_vel[3]^2/2*rho[3] "[Pa]"

"Zustand 4"

{rho[4]=DENSITY(ammonia;t=t[4];p=p[4]) "[kg/m³]"}
 eta[4]=VISCOSITY(ammonia;t=t[4];p=p[4]) "[Pa*s]"
 d_hyd[4]=0,015 "[m]"
 v_vel[4]=4*m[4]/(d_hyd[4]^2*PI)*1/rho[4] "[m/s]"
 Re[4]=rho[4]*v_vel[4]*d_hyd[4]/eta[4]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[4];Re[4]:lambda[4])
 DELTAp[4]=lambda[4]*1/d_hyd[4]*v_vel[4]^2/2*rho[4] "[Pa]"

"Coriolis-Massenstrommessgerät"

DELTAp_83F15=100*(5,8*10^6*(eta[4]/rho[4])^0,25*m[4]^1,85*rho[4]^(-0,86)) "[Pa]"

"Zustand 5"

rho[5]=DENSITY(ammonia;t=t[5];p=p[5]) "[kg/m³]"
 eta[5]=VISCOSITY(ammonia;t=t[5];p=p[5]) "[Pa*s]"
 d_hyd[5]=0,012 "[m]"
 v_vel[5]=4*m[5]/(d_hyd[5]^2*PI)*1/rho[5] "[m/s]"
 Re[5]=rho[5]*v_vel[5]*d_hyd[5]/eta[5]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[5];Re[5]:lambda[5])
 DELTAp[5]=lambda[5]*1/d_hyd[5]*v_vel[5]^2/2*rho[5] "[Pa]"

"Zustand 6"

{rho[6]=DENSITY(ammonia;t=t[6];p=p[6]) "[kg/m³]"}
 eta[6]=VISCOSITY(ammonia;t=t[6];p=p[6]) "[Pa*s]"
 d_hyd[6]=0,012 "[m]"

$v_vel[6]=4*m[6]/(d_hyd[6]^2*PI)*1/rho[6]$ "[m/s]"
 $Re[6]=rho[6]*v_vel[6]*d_hyd[6]/eta[6]$
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[6];Re[6]:lambda[6])
 $DELTA p[6]=lambda[6]*1/d_hyd[6]*v_vel[6]^2/2*rho[6]$ "[Pa]"

"Zustand 11"
 $\{rho[11]=((1,521-0,4528*x[11])+(-0,00001961-0,001726*x[11])*(t[11]+273,15))*10^3$ "[kg/m³]"
 $eta[11]=10^{(-3)*exp(1000/(t[11]+273,15)*(10,094*x[11]-18,394*x[11]^2+1,918))+(-35,627*x[11]+$
 $...51,529*x[11]^2-1,205))$ "[Pa*s]"
 $d_hyd[11]=0,015$ "[m]"
 $v_vel[11]=4*m[11]/(d_hyd[11]^2*PI)*1/rho[11]$ "[m/s]"
 $Re[11]=rho[11]*v_vel[11]*d_hyd[11]/eta[11]$
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[11];Re[11]:lambda[11])
 $DELTA p[11]=lambda[11]*1/d_hyd[11]*v_vel[11]^2/2*rho[11]$ "[Pa]"

"Zustand 12"
 $\{rho[12]=((1,521-0,4528*x[12])+(-0,00001961-0,001726*x[12])*(t[12]+273,15))*10^3$ "[kg/m³]"
 $eta[12]=10^{(-3)*exp(1000/(t[12]+273,15)*(10,094*x[12]-18,394*x[12]^2+1,918))+(-35,627*x[12]+$
 $...51,529*x[12]^2-1,205))$ "[Pa*s]"
 $d_hyd[12]=0,010$ "[m]"
 $v_vel[12]=4*m[12]/(d_hyd[12]^2*PI)*1/rho[12]$ "[m/s]"
 $Re[12]=rho[12]*v_vel[12]*d_hyd[12]/eta[12]$
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[12];Re[12]:lambda[12])
 $DELTA p[12]=lambda[12]*1/d_hyd[12]*v_vel[12]^2/2*rho[12]$ "[Pa]"

"Coriolis-Massenstrommegerät"
 $DELTA p_{63MP08}=100*(1,4*10^8*(eta[12]/rho[12])*m[12]+2,8*10^7*(eta[12]/rho[12])^0,25*m[12]^2/$
 $...rho[12])$ "[Pa]"

"Zustand 13"
 $\{rho[13]=((1,521-0,4528*x[13])+(-0,00001961-0,001726*x[13])*(t[13]+273,15))*10^3$ "[kg/m³]"
 $eta[13]=10^{(-3)*exp(1000/(t[13]+273,15)*(10,094*x[13]-18,394*x[13]^2+1,918))+(-35,627*x[13]+$
 $...51,529*x[13]^2-1,205))$ "[Pa*s]"
 $d_hyd[13]=0,010$ "[m]"
 $v_vel[13]=4*m[13]/(d_hyd[13]^2*PI)*1/rho[13]$ "[m/s]"
 $Re[13]=rho[13]*v_vel[13]*d_hyd[13]/eta[13]$
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[13];Re[13]:lambda[13])
 $DELTA p[13]=lambda[13]*1/d_hyd[13]*v_vel[13]^2/2*rho[13]$ "[Pa]"

"Zustand 14"
 $\{rho[14]=((1,521-0,4528*x[14])+(-0,00001961-0,001726*x[14])*(t[14]+273,15))*10^3$ "[kg/m³]"
 $eta[14]=10^{(-3)*exp(1000/(t[14]+273,15)*(10,094*x[14]-18,394*x[14]^2+1,918))+(-35,627*x[14]+$
 $...51,529*x[14]^2-1,205))$ "[Pa*s]"
 $d_hyd[14]=0,010$ "[m]"
 $v_vel[14]=4*m[14]/(d_hyd[14]^2*PI)*1/rho[14]$ "[m/s]"
 $Re[14]=rho[14]*v_vel[14]*d_hyd[14]/eta[14]$
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[14];Re[14]:lambda[14])
 $DELTA p[14]=lambda[14]*1/d_hyd[14]*v_vel[14]^2/2*rho[14]$ "[Pa]"

"Zustand 21"
 $rho_liq_21=((1,521-0,4528*x[21])+(-0,00001961-0,001726*x[21])*(t[21]+273,15))*10^3$ "[kg/m³]"
 $eta_liq_21=10^{(-3)*exp(1000/(t[21]+273,15)*(10,094*x[21]-18,394*x[21]^2+1,918))+(-35,627*x[21]+$
 $...51,529*x[21]^2-1,205))$ "[Pa*s]"
 $d_hyd[21]=0,0297$ "[m]"
 $v_vel_liq_21=4*m[21]*(1-q[21])/(d_hyd[21]^2*PI)*1/rho_liq_21$ "[m/s]"
 $Re_liq_21=rho_liq_21*v_vel_liq_21*d_hyd[21]/eta_liq_21$
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[21];Re_liq_21:lambda_liq_21)
 $DELTA p_liq_21=lambda_liq_21*1/d_hyd[21]*v_vel_liq_21^2/2*rho_liq_21$ "[Pa]"
 $rho_vap_21=DENSITY(ammonia;t=t[21];p=p[21])$ "[kg/m³]"
 $eta_vap_21=VISCOSITY(ammonia;t=t[21];p=p[21])$ "[Pa*s]"
 $v_vel_vap_21=4*m[21]*q[21]/(d_hyd[21]^2*PI)*1/rho_vap_21$ "[m/s]"
 $Re_vap_21=rho_vap_21*v_vel_vap_21*d_hyd[21]/eta_vap_21$

CALL pressureloss(k_s;d_hyd[21];Re_vap_21:lambda_vap_21)
 DELTA_{p_vap_21}=lambda_vap_21*1/d_hyd[21]*v_vel_vap_21²/2*rho_vap_21 "[Pa]"
 X_LM_21=(DELTA_{p_liq_21}/DELTA_{p_vap_21})^(0,5) "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
 CALL corrfactor(Re_liq_21;Re_vap_21;X_LM_21:PHI_21) "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
 DELTA_p[21]=DELTA_{p_liq_21}*PHI_21²
 rho[21]=1/((1-q[21])/rho_liq_21+q[21]/rho_vap_21) "[kg/m³]"
 v_vel[21]=4*m[21]/(d_hyd[21]²*PI)*((1-q[21])/rho_liq_21+q[21]/rho_vap_21) "[m/s]"

"Zustand 22"
 {rho[22]=((1,521-0,4528*x[22])+(-0,00001961-0,001726*x[22])*(t[22]+273,15))*10³} "[kg/m³]"
 eta[22]=10⁽⁻³⁾*exp(1000/(t[22]+273,15)*(10,094*x[22]-18,394*x[22]²+1,918))+(-35,627*x[22]+
 ...51,529*x[22]²-1,205)) "[Pa*s]"
 d_hyd[22]=0,010 "[m]"
 v_vel[22]=4*m[22]/(d_hyd[22]²*PI)*1/rho[22] "[m/s]"
 Re[22]=rho[22]*v_vel[22]*d_hyd[22]/eta[22]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[22];Re[22]:lambda[22])
 DELTA_p[22]=lambda[22]*1/d_hyd[22]*v_vel[22]²/2*rho[22] "[Pa]"

"Zustand 23"
 rho[23]=((1,521-0,4528*x[23])+(-0,00001961-0,001726*x[23])*(t[23]+273,15))*10³ "[kg/m³]"
 eta[23]=10⁽⁻³⁾*exp(1000/(t[23]+273,15)*(10,094*x[23]-18,394*x[23]²+1,918))+(-35,627*x[23]+
 ...51,529*x[23]²-1,205)) "[Pa*s]"
 d_hyd[23]=0,010 "[m]"
 v_vel[23]=4*m[23]/(d_hyd[23]²*PI)*1/rho[23] "[m/s]"
 Re[23]=rho[23]*v_vel[23]*d_hyd[23]/eta[23]
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[23];Re[23]:lambda[23])
 DELTA_p[23]=lambda[23]*1/d_hyd[23]*v_vel[23]²/2*rho[23] "[Pa]"

"Zustand 24"
 rho_liq_24=((1,521-0,4528*x[24])+(-0,00001961-0,001726*x[24])*(t[24]+273,15))*10³ "[kg/m³]"
 eta_liq_24=10⁽⁻³⁾*exp(1000/(t[24]+273,15)*(10,094*x[24]-18,394*x[24]²+1,918))+(-35,627*x[24]+
 ...51,529*x[24]²-1,205)) "[Pa*s]"
 d_hyd[24]=0,015 "[m]"
 v_vel_liq_24=4*m[24]*(1-q[24])/d_hyd[24]²*PI*1/rho_liq_24 "[m/s]"
 Re_liq_24=rho_liq_24*v_vel_liq_24*d_hyd[24]/eta_liq_24
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[24];Re_liq_24:lambda_liq_24)
 DELTA_{p_liq_24}=lambda_liq_24*1/d_hyd[24]*v_vel_liq_24²/2*rho_liq_24 "[Pa]"
 rho_vap_24=DENSITY(ammonia;t=t[24];p=p[24]) "[kg/m³]"
 eta_vap_24=VISCOSITY(ammonia;t=t[24];p=p[24]) "[Pa*s]"
 v_vel_vap_24=4*m[24]*q[24]/d_hyd[24]²*PI*1/rho_vap_24 "[m/s]"
 Re_vap_24=rho_vap_24*v_vel_vap_24*d_hyd[24]/eta_vap_24
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[24];Re_vap_24:lambda_vap_24)
 DELTA_{p_vap_24}=lambda_vap_24*1/d_hyd[24]*v_vel_vap_24²/2*rho_vap_24 "[Pa]"
 X_LM_24=(DELTA_{p_liq_24}/DELTA_{p_vap_24})^(0,5) "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
 CALL corrfactor(Re_liq_24;Re_vap_24;X_LM_24:PHI_24) "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
 DELTA_p[24]=DELTA_{p_liq_24}*PHI_24²
 rho[24]=1/((1-q[24])/rho_liq_24+q[24]/rho_vap_24) "[kg/m³]"
 v_vel[24]=4*m[24]/(d_hyd[24]²*PI)*((1-q[24])/rho_liq_24+q[24]/rho_vap_24) "[m/s]"

"Zustand 25"
 rho_liq_25=((1,521-0,4528*x[25])+(-0,00001961-0,001726*x[25])*(t[25]+273,15))*10³ "[kg/m³]"
 eta_liq_25=10⁽⁻³⁾*exp(1000/(t[25]+273,15)*(10,094*x[25]-18,394*x[25]²+1,918))+(-35,627*x[25]+
 ...51,529*x[25]²-1,205)) "[Pa*s]"
 d_hyd[25]=0,015 "[m]"
 v_vel_liq_25=4*m[25]*(1-q[25])/d_hyd[25]²*PI*1/rho_liq_25 "[m/s]"
 Re_liq_25=rho_liq_25*v_vel_liq_25*d_hyd[25]/eta_liq_25
 CALL pressureloss(k_s;d_hyd[25];Re_liq_25:lambda_liq_25)
 DELTA_{p_liq_25}=lambda_liq_25*1/d_hyd[25]*v_vel_liq_25²/2*rho_liq_25 "[Pa]"
 rho_vap_25=DENSITY(ammonia;t=t[25];p=p[25]) "[kg/m³]"
 eta_vap_25=VISCOSITY(ammonia;t=t[25];p=p[25]) "[Pa*s]"
 v_vel_vap_25=4*m[25]*q[25]/d_hyd[25]²*PI*1/rho_vap_25 "[m/s]"
 Re_vap_25=rho_vap_25*v_vel_vap_25*d_hyd[25]/eta_vap_25

```

CALL pressureloss(k_s;d_hyd[25];Re_vap_25:lambda_vap_25)
DELTAp_vap_25=lambda_vap_25*1/d_hyd[25]*v_vel_vap_25^2/2*rho_vap_25      "[Pa]"
X_LM_25=(DELTAp_liq_25/DELTAp_vap_25)^(0,5)      "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
CALL corrfactor(Re_liq_25;Re_vap_25;X_LM_25:PHI_25)      "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
DELTAp[25]=DELTAp_liq_25*PHI_25^2
rho[25]=1/((1-q[25])/rho_liq_25+q[25]/rho_vap_25)      "[kg/m³]"
v_vel[25]=4*m[25]/(d_hyd[25]^2*PI)*((1-q[25])/rho_liq_25+q[25]/rho_vap_25)      "[m/s]"

"Zustand 26"
rho_liq_26=((1,521-0,4528*x[26])+(-0,00001961-0,001726*x[26])*(t[26]+273,15))*10^3      "[kg/m³]"
eta_liq_26=10^(-3)*exp(1000/(t[26]+273,15)*(10,094*x[26]-18,394*x[26]^2+1,918)+(-35,627*x[26]+
...51,529*x[26]^2-1,205))      "[Pa*s]"
d_hyd[26]=0,0297      "[m]"
v_vel_liq_26=4*m[26]*(1-q[26])/d_hyd[26]^2*PI*1/rho_liq_26      "[m/s]"
Re_liq_26=rho_liq_26*v_vel_liq_26*d_hyd[26]/eta_liq_26
CALL pressureloss(k_s;d_hyd[26];Re_liq_26:lambda_liq_26)
DELTAp_liq_26=lambda_liq_26*1/d_hyd[26]*v_vel_liq_26^2/2*rho_liq_26      "[Pa]"
rho_vap_26=DENSITY(ammonia;t=t[26];p=p[26])      "[kg/m³]"
eta_vap_26=VISCOSITY(ammonia;t=t[26];p=p[26])      "[Pa*s]"
v_vel_vap_26=4*m[26]*(q[26])/d_hyd[26]^2*PI*1/rho_vap_26      "[m/s]"
Re_vap_26=rho_vap_26*v_vel_vap_26*d_hyd[26]/eta_vap_26
CALL pressureloss(k_s;d_hyd[26];Re_vap_26:lambda_vap_26)
DELTAp_vap_26=lambda_vap_26*1/d_hyd[26]*v_vel_vap_26^2/2*rho_vap_26      "[Pa]"
X_LM_26=(DELTAp_liq_26/DELTAp_vap_26)^(0,5)      "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
CALL corrfactor(Re_liq_26;Re_vap_26;X_LM_26:PHI_26)      "Lockhart-Martinelli-Modell, Glück (1988)"
DELTAp[26]=DELTAp_liq_26*PHI_26^2
rho[26]=1/((1-q[26])/rho_liq_26+q[26]/rho_vap_26)      "[kg/m³]"
v_vel[26]=4*m[26]/(d_hyd[26]^2*PI)*((1-q[26])/rho_liq_26+q[26]/rho_vap_26)      "[m/s]"

```

"Q/t-Diagramm für Wärmeübertragung"

```

N=10
DUPLICATE i=0;N
Q_index[i]=i
END

```

"ABSORBER"

```

T_sink_sec[0]=t_sink_ABS_out
T_sink_sec[10]=t_sink_ABS_in
x_ABS=x[21]
h_ABS_in=h[21]
h_ABS_out=h[22]
p_ABS=p[21]
DELTAT_ABS_sub=(DELTAT_ABS_sub_in+DELTAT_ABS_sub_out)/2
CALL
HXTEMP(T_sink_sec[10];T_sink_sec[0];x_ABS;DELTAT_ABS_sub;h_ABS_in;h_ABS_out;100*p_high;
...T_ABS[0];T_ABS[1];T_ABS[2];T_ABS[3];T_ABS[4];T_ABS[5];T_ABS[6];T_ABS[7];T_ABS[8];T_ABS[9];
...T_ABS[10];DELTAT_log_ABS;DELTAT_min_ABS)

```

"DESORBER"

```

T_source_sec[0]=t_source_DES_out
T_source_sec[10]=t_source_DES_in
x_DES=x[25]
h_DES_in=h[25]
h_DES_out=h[26]
p_DES=p[25]
CALL
HXTEMP(T_source_sec[10];T_source_sec[0];x_DES;0;h_DES_in;h_DES_out;100*p_low:T_DES[0];
...T_DES[1];T_DES[2];T_DES[3];T_DES[4];T_DES[5];T_DES[6];T_DES[7];T_DES[8];T_DES[9];
...T_DES[10];DELTAT_log_DES;DELTAT_min_DES)

```

"DESUPERHEATER"

T_sink_sup_sec[0]=t_sink_sup_in
 T_sink_sup_sec[10]=t_sink_sup_out
 x_SUP=x_nh3
 h_SUP_in=h[6]
 h_SUP_out=h[5]
 CALL
 HXTEMP(T_sink_sup_sec[10];T_sink_sup_sec[0];x_SUP;0;h_SUP_in;h_SUP_out;100*p_high:T_SUP[0];
 ...T_SUP[1];T_SUP[2];T_SUP[3];T_SUP[4];T_SUP[5];T_SUP[6];T_SUP[7];T_SUP[8];T_SUP[9];
 ...T_SUP[10];DELTAT_log_SUP;DELTAT_min_SUP)

"AUX 1"

T_aux_1_sec[0]=t_aux_1_in
 T_aux_1_sec[10]=t_aux_1_out
 x_AUX_1=x_nh3
 h_AUX_1_nh3_in=h[1]
 h_AUX_1_nh3_out=h[0]
 CALL HXTEMP(T_aux_1_sec[10];T_aux_1_sec[0];x_AUX_1;0;h_AUX_1_nh3_in;h_AUX_1_nh3_out;
 ...100*p_low:T_AUX_1[0];T_AUX_1[1];T_AUX_1[2];T_AUX_1[3];T_AUX_1[4];T_AUX_1[5];T_AUX_1[6];
 ...T_AUX_1[7];T_AUX_1[8];T_AUX_1[9];T_AUX_1[10];DELTAT_log_AUX_1;DELTAT_min_AUX_1)

"AUX 2"

T_aux_2_sec[0]=t_aux_2_in
 T_aux_2_sec[10]=t_aux_2_out
 x_AUX_2=x_nh3
 h_AUX_2_nh3_in=h[4]
 h_AUX_2_nh3_out=h[3]
 CALL HXTEMP(T_aux_2_sec[10];T_aux_2_sec[0];x_AUX_2;0;h_AUX_2_nh3_in;h_AUX_2_nh3_out;
 ...100*p_mid:T_AUX_2[0];T_AUX_2[1];T_AUX_2[2];T_AUX_2[3];T_AUX_2[4];T_AUX_2[5];T_AUX_2[6];
 ...T_AUX_2[7];T_AUX_2[8];T_AUX_2[9];T_AUX_2[10];DELTAT_log_AUX_2;DELTAT_min_AUX_2)

"Massenberechnung"

M_LiNO3=12 " [kg]"
 L_RSAC=0,5 " [%]"
 V_RSAC=0,0045 " [m³]"
 L_MSAC=0 " [%]"
 V_MSAC=0,0045 " [m³]"
 V_PSAC=0,02 " [m³]"

MASS[0]=(0,17+0,021)*(d_hyd[0]^2*PI/4)*rho[0]+0,19/1000*rho[0]
 MASS[1]=(2+0,47+0,021)*(d_hyd[1]^2*PI/4)*rho[1]+(1,5529)*(0,015^2*PI/4)*rho[1]+0,19/1000*rho[1]+
 ...10/1000*rho[1]
 MASS[2]=(1+1,071+0,191)*(d_hyd[2]^2*PI/4)*rho[2]+10/1000*rho[2]+0,225/1000*rho[2]
 MASS[3]=(0,149+0,382)*(d_hyd[3]^2*PI/4)*rho[3]+0,225/1000*rho[3]+0,19/1000*rho[3]
 MASS[4]=(1+0,594+0,191+0,43)*(d_hyd[4]^2*PI/4)*rho[4]+0,19/1000*rho[4]+2,3/1000*rho[4]+
 ...3,75/1000*rho[4]+10/1000*rho[4] "inkl. Massenstrommessgerät (85F15)"
 MASS[5]=(1)*(0,015^2*PI/4)*rho[5]+(0,078+0,44)*(d_hyd[5]^2*PI/4)*rho[5]+10/1000*rho[5]+
 ...0,1/1000*rho[5]
 MASS[6]=(2,6982+0,612)*(d_hyd[6]^2*PI/4)*rho[6]+0,1/1000*rho[6]+3,7/1000*rho[6]+3,1/1000*rho[6]+
 ...1,75/1000*rho[6]+(0,97+0,43)*(0,010^2*PI/4)*rho[6]+(0,365)*(0,015^2*PI/4)*rho[6]
 MASS[11]=(1,1698)*(d_hyd[11]^2*PI/4)*rho[11]+(0,05)*(0,01^2*PI/4)*rho[11]
 MASS[12]=(0,9495+0,44)*(d_hyd[12]^2*PI/4)*rho[12]+(0,248)*(d_hyd[12]^2*PI/4)*rho[12]+
 ...0,7125/1000*rho[12] "inkl. Massenstrommessgerät (63MP08)"
 MASS[13]=(3,317+0,88)*(d_hyd[13]^2*PI/4)*rho[13]+0,7125/1000*rho[13]+0,225/1000*rho[13]
 MASS[14]=(2,5453+0,44)*(d_hyd[14]^2*PI/4)*rho[14]+0,225/1000*rho[14]+(0,115+1,034)*(0,015^2*PI/4)*
 rho[14]+(0,1)*(0,010^2*PI/4)*rho[14]
 MASS[22]=(0,6993+1,127)*(0,015^2*PI/4)*rho[22]+(0,073)*(0,0297^2*PI/4)*rho[22]+(0,3041)*
 ... (d_hyd[22]^2*PI/4)*rho[22]+0,665/1000*rho[22]
 MASS[23]=(2,137+0,338)*(d_hyd[23]^2*PI/4)*rho[23]+0,665/1000*rho[23]+(0,12)*(0,015^2*PI/4)*rho[23]

$$\begin{aligned} \text{MASS}[24] &= (0,229) * (d_hyd[24]^2 * \text{PI}/4) * \rho[24] \\ \text{MASS}[25] &= (0,7395 + 1,015) * (d_hyd[25]^2 * \text{PI}/4) * \rho[25] + (0,05) * (0,010^2 * \text{PI}/4) * \rho[25] \\ \text{MASS}[26] &= (0,13 + 0,231) * (d_hyd[26]^2 * \text{PI}/4) * \rho[26] \end{aligned}$$

“Massenbilanz Ammoniak“

$$\begin{aligned} M_NH3 &= \text{MASS}[0] + \text{MASS}[1] + \text{MASS}[2] + \text{MASS}[3] + \text{MASS}[4] + \text{MASS}[5] + \text{MASS}[6] + \text{MASS}[11] * x[11] + \\ & \dots \text{MASS}[12] * x[12] + \text{MASS}[13] * x[13] + \text{MASS}[14] * x[14] + \text{MASS}[22] * x[22] + \text{MASS}[23] * x[23] + \\ & \dots \text{MASS}[24] * x[24] + \text{MASS}[25] * x[25] + \text{MASS}[26] * x[26] + L_RSAC * V_RSAC * \rho[22] * x[22] + \\ & \dots (1 - L_RSAC) * V_RSAC * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[22]; p=p[22]) + L_MSAC * V_MSAC * \rho[25] * x[25] + \\ & \dots (1 - L_MSAC) * V_MSAC * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[25]; p=p[25]) + L_PSAC * V_PSAC * \rho[11] * x[11] + \\ & \dots (1 - L_PSAC) * V_PSAC * \rho[0] + 3/1000 * \rho[22] * x[22] + 3/1000 * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[21]; p=p[21]) + \\ & \dots 3/1000 * \rho[25] * x[25] + 3/1000 * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[26]; p=p[26]) \end{aligned}$$

“Gesamtmassenbilanz Ammoniak+Lithiumnitrat“

$$\begin{aligned} M_NH3 + M_LiNO3 &= \text{MASS}[0] + \text{MASS}[1] + \text{MASS}[2] + \text{MASS}[3] + \text{MASS}[4] + \text{MASS}[5] + \text{MASS}[6] + \text{MASS}[11] + \\ & \dots \text{MASS}[12] + \text{MASS}[13] + \text{MASS}[14] + \text{MASS}[22] + \text{MASS}[23] + \text{MASS}[24] + \text{MASS}[25] + \text{MASS}[26] + \\ & \dots L_RSAC * V_RSAC * \rho[22] + (1 - L_RSAC) * V_RSAC * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[22]; p=p[22]) + \\ & \dots L_MSAC * V_MSAC * \rho[25] + (1 - L_MSAC) * V_MSAC * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[25]; p=p[25]) + \\ & \dots L_PSAC * V_PSAC * \rho[11] + (1 - L_PSAC) * V_PSAC * \rho[0] + 3/1000 * \rho[22] + 3/1000 * \\ & \dots \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[21]; p=p[21]) + 3/1000 * \rho[25] + 3/1000 * \text{DENSITY}(\text{ammonia}; t=t[26]; p=p[26]) \end{aligned}$$

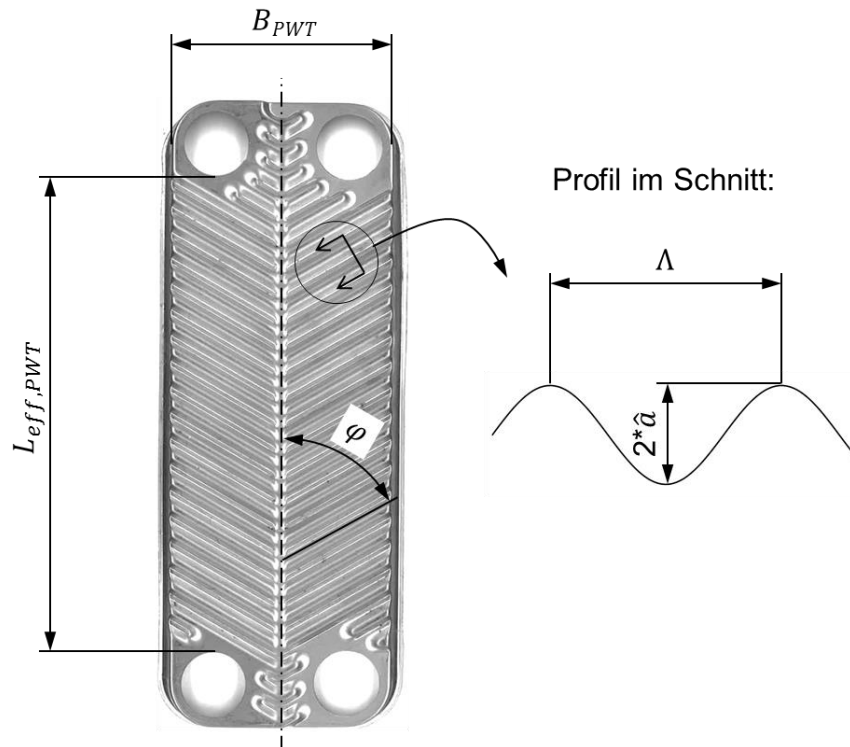
D Wärmeübergangsberechnung und Druckverlustberechnung

Die Wärmeübergangsberechnung erfolgt gemäß der in Kapitel 4.3 vorgestellten Methode mit numerischer Berechnung von Teilschritten. Die dabei verwendeten Grundlagen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten und des Druckverlusts werden im Folgenden angeführt.

D.1 Wärmeübergangsberechnung

a) Plattenwärmeübertrager-Geometriekennzahlen (Martin, 2006)

Die Geometrie des Plattenwärmeübertragers wird mit Hilfe folgender Gleichungen in der Berechnung berücksichtigt. Die Größe \hat{a} stellt dabei die Amplitude der Profilschwingung dar, Λ die dazugehörige Wellenlänge und der Prägungswinkel ϕ beschreibt den Winkel der Profilausprägung gegen die Hauptströmungsrichtung. B_{PWT} weist die durchströmte Breite am Plattenwärmeübertrager aus und $L_{eff,PWT}$ wird, entgegen dem Ansatz von Martin (2006) im VDI-Wärmeatlas, mit der um die Maße der Ein- und Austrittskanäle verkürzten effektiven Strecke zwischen Ein- und Auslass berechnet.



Wellenzahl X [-]

$$X = 2 * \pi * \frac{\hat{a}}{\Lambda} \quad \text{Gl. D-1}$$

Flächenvergrößerungsfaktor ϕ [-]

$$\phi \approx \frac{1}{6} * \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 * \sqrt{1 + X^2/2} \right) \quad \text{Gl. D-2}$$

Profilierte Plattenoberfläche für die Wärmeübertragung A_{PWT} [m²]

$$A_{PWT} = (\text{Platten} - 2) * B_{PWT} * L_{eff,PWT} * \phi \quad \text{Gl. D-3}$$

Hydraulischer Durchmesser d_h [m]

$$d_h = 4 * \hat{a} / \phi \quad \text{Gl. D-4}$$

Länge L zwischen zwei Kreuzungspunkten im Profil [m]

$$L = \frac{\Lambda}{\sin(2 * \varphi)} \quad \text{Gl. D-5}$$

b) Strömungskennzahlen

Folgende Strömungskennzahlen müssen für die Berechnung des Wärmeübertragungskoeffizienten jeweils für angenommene flüssige und gasförmige Durchströmung (jeweils mit Gesamtmassenstrom \dot{m}_{PWT}) und für die Wasserseite berechnet werden.

Prandtl-Zahl Pr [-]

$$Pr = \frac{\eta * c_p}{\lambda} \quad \text{Gl. D-6}$$

Querschnittsfläche in Durchflussrichtung Seite 1 A_{S_1} und Seite 2 A_{S_2} [m²]

$$A_{S_1} = 2 * FLOOR \left[\frac{Platten - 1}{2} \right] * \hat{a} * B_{PWT} \quad \text{Gl. D-7}$$

$$A_{S_2} = 2 * CEIL \left[\frac{Platten - 1}{2} \right] * \hat{a} * B_{PWT} \quad \text{Gl. D-8}$$

Bei gerader Anzahl von Platten ist in Gl. D-7 und Gl. D-8 zu berücksichtigen, dass auf einer der beiden Seiten ein Strömungskanal mehr zur Verfügung steht!

Fließgeschwindigkeit v [m/s]

$$v = \frac{\dot{m}_{PWT}}{\rho * A_{S_i}} \quad \text{Gl. D-9}$$

Kinematische Viskosität ν [m²/s]

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \text{Gl. D-10}$$

Reynolds-Zahl Re [-]

$$Re = \frac{v * d_h}{\nu} \quad \text{Gl. D-11}$$

Massenstromdichte (Massenstrom auf Querschnittsfläche bezogen) \dot{m}_{PWT}^d [kg/(s*m²)]

$$\dot{m}_{PWT}^d = \frac{\dot{m}_{PWT}}{A_{S_i}} \quad \text{Gl. D-12}$$

c) Berechnung einphasige Wärmeübertragung im Plattenwärmeübertrager (Martin, 2006)

Der Wärmeübergang im Plattenwärmeübertrager kann anhand der Reynoldszahl (Gl. D-11) in eine laminare oder eine turbulente Strömung unterteilt werden. Die angeführten Gleichungen müssen jeweils für einphasige flüssige und gasförmige Durchströmung der Lösung sowie für die Wasserseite berechnet werden.

Laminar: $Re < 2000$

Druckverlustbeiwert ξ_{0° für Prägungswinkel $\varphi = 0^\circ$ [-]

$$\xi_{0^\circ} = \frac{B_0}{Re} \quad \text{Gl. D-13}$$

$$B_0 = 96 * \left[1 - 0,173 * \left(\frac{2 * \hat{a}}{2 * \hat{a} + \Lambda} \right)^2 - 1,681 * \left(\frac{2 * \hat{a}}{2 * \hat{a} + \Lambda} \right)^3 + 2,399 * \left(\frac{2 * \hat{a}}{2 * \hat{a} + \Lambda} \right)^4 - 0,841 * \left(\frac{2 * \hat{a}}{2 * \hat{a} + \Lambda} \right)^5 \right] \quad \text{Gl. D-14}$$

Druckverlustbeiwert ξ_{90° für Prägungswinkel $\varphi = 90^\circ$ [-]

$$\xi_{90^\circ} = 3,8 * \left(\frac{597}{Re} + 3,85 \right) \quad \text{Gl. D-15}$$

Turbulent: $Re \geq 2000$

Druckverlustbeiwert ξ_{0° für Prägungswinkel $\varphi = 0^\circ$ [-]

$$\xi_{0^\circ} = \frac{1}{(1,8 * \log Re - 1,5)^2} \quad \text{Gl. D-16}$$

Druckverlustbeiwert ξ_{90° für Prägungswinkel $\varphi = 90^\circ$ [-]

$$\xi_{90^\circ} = 3,8 * \frac{39}{Re^{0,289}} \quad \text{Gl. D-17}$$

Druckverlustbeiwert ξ für Prägungswinkel φ [-]

$$\xi = \left(\frac{1}{\frac{\cos \varphi}{\sqrt{0,18 * \tan \varphi + 0,36 * \sin \varphi + \frac{\xi_{0^\circ}}{\cos \varphi}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_{90^\circ}}}} \right)^2 \quad \text{Gl. D-18}$$

Nusselt-Zahl Nu [-]

$$Nu = 0,122 * \sqrt[3]{Pr} * \sqrt[6]{\frac{\eta}{\eta_{Wand}}} * [\xi * Re^2 * \sin(2 * \varphi)]^{0,374} \quad \text{Gl. D-19}$$

Wärmeübertragungskoeffizient α [W/(m²*K)]

$$\alpha = Nu * \frac{\lambda}{d_h} \quad \text{Gl. D-20}$$

d) Konvektives Strömungssieden (Steiner, 2006)

Für konvektives Strömungssieden von Stoffgemischen mit Dampffzahl q wird folgender Ansatz zur Berechnung des konvektiven Wärmeübertragungskoeffizienten α_k gewählt. Die Koeffizienten α_L und α_G stellen dabei die gemäß Gl. D-20 für einphasige Durchströmung (L = flüssig, G = gasförmig) berechneten Wärmeübertragungskoeffizienten auf Lösungsseite dar.

Konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient α_k [W/(m²*K)]

$$\alpha_k = \alpha_L * \left[(1 - q)^{0,01} * \left[(1 - q)^{1,5} + 1,9 * q^{0,6} * \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,35} \right]^{-2,2} + q^{0,01} * \left\{ \frac{\alpha_G}{\alpha_L} * \left[1 + 8 * (1 - q)^{0,7} * \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,67} \right]^{-2} \right\}^{1/2} \right] \quad \text{Gl. D-21}$$

e) Blasensieden (Steiner, 2006)

Damit Blasensieden im Desorber auftritt, muss die Bedingung einer minimalen Wärmestromdichte \dot{q}_{onb} erfüllt sein.

Minimale Wärmestromdichte \dot{q}_{onb} [W/m²]

$$\dot{q}_{onb} = \frac{2 * \sigma * T_s * \alpha_L}{r_{kr} * \tilde{\rho}_G * \Delta \tilde{h}_v} \quad \text{Gl. D-22}$$

In der Gleichung stellt σ die Oberflächenspannung (Einheit: N/m), T_s die Siedetemperatur (Einheit: Kelvin) und α_L den einphasigen flüssigen Wärmeübertragungskoeffizienten gemäß Gl. D-20 dar. r_{kr} kann gemäß Steiner (2006) mit $0,3 * 10^{-6}$ m angesetzt werden, $\Delta \tilde{h}_v$ berechnet sich gemäß Gl. D-38, $\tilde{\rho}_G$ berechnet sich gemäß Gl. D-23 bis Gl. D-25 (worin y_{K_i} die Konzentration von Komponente i in der Gasphase ausdrückt).

Molare Dichte der Gasphase $\tilde{\rho}_G$ [kmol/m³]

$$\tilde{\rho}_G = \frac{1}{\frac{y_{K_1}}{\tilde{\rho}_{G_{K_1}}} + \frac{1 - y_{K_1}}{\tilde{\rho}_{G_{K_2}}}} \text{ bzw. } \tilde{\rho}_G = \frac{\rho_G}{M_G} \quad \text{Gl. D-23}$$

Molare Dichte der Komponente i der Gasphase $\tilde{\rho}_{G_i}$ [kmol/m³]

$$\tilde{\rho}_{G_i} = \frac{\rho_{G_i}}{M_i} \quad \text{Gl. D-24}$$

Molenbruch der Komponente 1 in der Gasphase \tilde{y}_{K_1} [-]

$$\tilde{y}_{K_1} = \frac{y_{K_1} * \frac{M_{K_2}}{M_{K_1}}}{1 - y_{K_1} * \left(1 - \frac{M_{K_2}}{M_{K_1}} \right)} \quad \text{Gl. D-25}$$

Die am Wärmeübertrager gegebene Wärmestromdichte \dot{q}_{PWT} ergibt sich gemäß:

Wärmestromdichte \dot{q}_{PWT} [W/m²]

$$\dot{q}_{PWT} = \frac{\dot{Q}_{PWT}}{A_{PWT}} \quad \text{Gl. D-26}$$

Wenn Wärmestromdichte $\dot{q}_{onb} > \dot{q}_{PWT}$ ist der Wärmeübertragungskoeffizient α_{Sieden} zusammensetzen aus konvektivem Wärmeübertragungskoeffizient α_k gemäß Gl. D-21 und Wärmeübertragungskoeffizient für Blasensieden α_B gemäß Gl. D-33:

Wärmeübertragungskoeffizient α_{Sieden} [W/(m²*K)]

$$\alpha_{Sieden} = \sqrt[3]{\alpha_k^3 + \alpha_B^3} \quad \text{Gl. D-27}$$

Bei Wärmestromdichten $\dot{q}_{onb} < \dot{q}_{PWT}$ ist der Wärmeübertragungskoeffizient vereinfacht mit $\alpha_{Sieden} = \alpha_k$ ausschließlich konvektiv anzunehmen.

Der Koeffizient für Blasensieden auf der Lösungsseite wird dabei anhand der im Folgenden angeführten Gleichungen je Komponente berechnet:

Wärmeübertragungskoeffizient Blasensieden für Komponente i [W/(m²*K)]

$$\alpha_{Bi} = \alpha_{0i} * \left\{ C_{Fi} * \left(\frac{\dot{q}_{PWT}}{\dot{q}_{0i}} \right)^{n_i} * \left[2,816 * p_{Ri}^{0,45} + \left(3,4 + \frac{1,7}{1 - p_{Ri}^7} \right) * p_{Ri}^{3,7} \right] * \left(\frac{d_0}{d_h} \right)^{0,4} * \left(\frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0,133} \right\} \quad \text{Gl. D-28}$$

Der normierte Wärmeübertragungskoeffizient α_{0i} und die normierte Wärmestromdichte \dot{q}_{0i} sind je Komponente i den Tabellenwerten in Steiner (2006) zu entnehmen, der Normierungswert d_0 für den hydraulischen Durchmesser beträgt 0,01 m und der Normierungswert R_{a0} für den arithmetischen Mittenrauhwert beträgt $1 * 10^{-6}$ m, der hydraulischer Durchmesser d_h berechnet sich gemäß Gl. D-4 und die Wärmestromdichte \dot{q}_{PWT} berechnet sich gemäß Gl. D-26. Der arithmetische Mittenrauhwert des Plattenwärmeübertragers R_a ist dem Datenblatt zu entnehmen. Die sonstigen in der Gleichung verwendeten Faktoren berechnen sich zu:

Reduzierter Druck für Komponente i p_{Ri} [-]

$$p_{Ri} = p_{PWT} / p_{kr_i} \quad \text{Gl. D-29}$$

Exponent der Wärmestromdichte für Komponente i n_i [-]

$$n_i = 0,8 - 0,1 * 10^{(0,76 * p_{Ri})} \quad \text{Gl. D-30}$$

Faktor für Komponente i C_{Fi} [-]

$$C_{Fi} = 0,435 * \left(\frac{M_i}{M_{H_2}} \right)^{0,27} \quad \text{Gl. D-31}$$

Mit Hilfe der einzelnen Koeffizienten α_{B_i} je Komponente i des Gemisches gemäß Gl. D-28 wird nun der ideal gemittelte Wärmeübertragungskoeffizient für Basensieden α_{id_B} berechnet:

Ideal gemittelter Wärmeübertragungskoeffizient für Basensieden α_{id_B} [W/(m²*K)]

$$\alpha_{id_B} = \frac{1}{\frac{\tilde{x}_{K_1}}{\alpha_{B_1}} + \frac{1 - \tilde{x}_{K_1}}{\alpha_{B_2}}} \quad \text{Gl. D-32}$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient für Blasensieden α_B ergibt sich abschließend gemäß:

$$\alpha_B = \frac{\alpha_{id_B}}{1 + \frac{\alpha_{id_B}}{\dot{q}_{PWT}} * \Delta T_{bp} * \left(1 - e^{\frac{-5 \cdot 10^3 * \dot{q}_{PWT}}{\tilde{\rho}_L * \Delta \tilde{h}_v}}\right)} \quad \text{Gl. D-33}$$

Der ideal gemittelte Wärmeübertragungskoeffizient α_{id_B} ist gemäß Gl. D-32 einzusetzen, die Wärmestromdichte \dot{q}_{PWT} berechnet sich gemäß Gl. D-26. Die in der Gleichung verwendeten Faktoren berechnen sich gemäß zu:

Molare Dichte der Flüssigphase $\tilde{\rho}_L$ [kmol/m³]

$$\tilde{\rho}_L = \frac{1}{x_{K_1} * \tilde{v}_{K_1} + (1 - x_{K_1}) * \tilde{v}_{K_2}} \text{ bzw. } \tilde{\rho}_L = \rho_L / M_L \quad \text{Gl. D-34}$$

Molares spezifisches Volumen der Komponente i in der Flüssigphase \tilde{v}_i [m³/kmol]

$$\tilde{v}_i = \frac{M_i}{\rho_i} \quad \text{Gl. D-35}$$

Molare Masse der Flüssigphase M_L [kg/kmol]

$$M_L = x_{K_1} * M_{K_1} + (1 - x_{K_1}) * M_{K_2} \quad \text{Gl. D-36}$$

Molare Masse der Gasphase M_G [kg/kmol] (worin y_{K_i} die Konzentration von Komponente i in der Gasphase ausdrückt)

$$M_G = y_{K_1} * M_{K_1} + (1 - y_{K_1}) * M_{K_2} \quad \text{Gl. D-37}$$

Molare Verdampfungsenthalpie [kJ/kmol]

$$\Delta \tilde{h}_v = h_G * M_G - h_L * M_L \quad \text{Gl. D-38}$$

Differenz Taupunkttemperatur zu Temperatur bei Siedebeginn ΔT_{bp} [K]

$$\Delta T_{bp} = \left| t_{sat_{q=1}} - t_{sat_{q=0}} \right| \quad \text{Gl. D-39}$$

Für reines Lithiumnitrat sind Tabellenwerte für den normierten Wärmeübertragungskoeffizient α_0 und den kritischen Druck p_{kr} nicht gegeben. Des Weiteren ist für das Arbeitsstoffgemisch NH₃/LiNO₃ der Faktor ΔT_{bp} (Gl. D-39) bei reinem Ammoniak in der Dampfphase gleich 0 (die Siedelinie entspricht der Taulinie). Deshalb, und da die Wärmestromdichte im Absorber und Desorber ohnehin gering sind, wurde Blasensieden im Modell der Wärmeübertragung für dieses Stoffgemisch nicht berücksichtigt. Für Arbeitsstoffgemische mit verfügbaren Stoffdaten kann der Koeffizient für Blasensieden wie oben beschrieben berechnet werden.

f) Kondensation (nach Boyko & Kruzhilin, 1967)

Der Wärmeübertragungskoeffizient für Kondensation α_{Kond} wird mit Hilfe der Gleichung von Boyko & Kruzhilin (1967) (und Wärmeübertragungskoeffizient der Flüssigphase α_L gemäß Gl. D-20) in folgender Form berechnet:

Wärmeübertragungskoeffizient für Kondensation α_{Kond} [W/(m²*K)]

$$\alpha_{Kond} = \alpha_L \sqrt{1 + \frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} * q} \quad \text{Gl. D-40}$$

g) Abgleich der berechneten Wärmeübertragungskoeffizienten mit gemessenen Daten aus Literaturquellen

Djordjevic & Kabelac (2008) kommen in der Veröffentlichung über das Strömungssieden von Ammoniak in einem Plattenwärmeübertrager zum Schluss, dass der gemäß Steiner (2006) im VDI-Wärmeatlas Kapitel Hbb berechnete Wärmeübertragungskoeffizient deutlich höhere Werte zeigt als bei Vergleichsmessungen ermittelt wurden. Um die Werte anzugleichen wird der Wärmeübertragungskoeffizient der Berechnung mit dem Faktor 0,51 multipliziert. Táboas et al. (2012) gehen in der Veröffentlichung zum Thema Wärmeübertragung von Ammoniak/Wasser-Gemischen in Plattenwärmeübertragern ähnlich vor. Es wird darin eine Faktor von 0,41 zur Angleichung der Simulationsergebnisse an die Messung angeführt.

Für das Stoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat wurde kein derartiger Faktor zur Angleichung von Simulation und Messung gefunden. Es wurde deshalb der gemäß Rechnung ermittelte Wärmeübertragungskoeffizient mit veröffentlichten Messergebnissen verglichen. Werte für einen Vergleich der Desorption im Plattenwärmeübertrager konnten Zacarias et al. (2010) und Oronel et al. (2010) entnommen werden. Für die Absorption im Plattenwärmeübertrager wurden Messwerte aus Oronel et al. (2011) und aus Oronel et al. (2013) herangezogen. Vor allem aus einem detaillierten Vergleich mit Letzterer wurde darauf geschlossen, dass ein überschlägiger Faktor 0,66 (für den konvektiven Anteil der Wärmeübertragung bei Sieden und Kondensation in Gl. D-41 und Gl. D-42) die Abweichungen der berechneten Wärmeübertragungskoeffizienten (unter Berücksichtigung des unten beschriebenen „Widerstands“ bei Absorption und Desorption) für Ammoniak/Lithiumnitrat an die Messergebnisse erheblich verringert.

h) Berücksichtigung des Absorptions/Desorptions-Prozesses (nach Nordtvedt, 2005)

In der Arbeit von Nordtvedt (2005) werden die Wärmeübertragungskoeffizienten für Sieden (Gl. D-27) und Kondensation (Gl. D-40) um einen „Widerstand“ der real ablaufenden Absorption und Desorption ergänzt wodurch sich, gemeinsam mit dem in Abschnitt g beschriebenen Faktors für die Kondensation und das Sieden von Ammoniak/Lithiumnitrat folgende „effektiver“ Wärmeübertragungskoeffizient $\alpha_{eff,Absorption}$ und $\alpha_{eff,Desorption}$ einstellt:

„Effektiver“ Wärmeübertragungskoeffizient für Absorption $\alpha_{eff,Absorption}$ [W/(m²*K)]

$$\alpha_{eff,Absorption} = \left(\frac{1}{0,66 * \alpha_{Kond}} + \frac{Z_S}{\alpha_G * C_f * \theta} \right)^{-1} \quad \text{Gl. D-41}$$

„Effektiver“ Wärmeübertragungskoeffizient für Desorption $\alpha_{eff,Desorption}$ [W/(m²*K)]

$$\alpha_{eff,Desorption} = \left(\frac{1}{0,66 * \alpha_{Sieden}} + \frac{Z_S}{\alpha_G * C_f} \right)^{-1} \quad \text{Gl. D-42}$$

Die in der Gleichung verwendeten Faktoren berechnen sich gemäß Gl. D-43 bis Gl. D-47.

Verhältnis von Wärmestromdichte des sensiblen Wärmestroms zur gesamter Wärmestromdichte [-] (dT/dh drückt darin die Steigung der Temperatur in Abhängigkeit der Enthalpie im Zustandspunkt aus, entspricht dem Temperaturgleit)

$$Z_S = \frac{\dot{q}_g}{\dot{q}} = q * c_{pG} * \frac{dT}{dh} \quad \text{Gl. D-43}$$

Massenstrom kondensierenden Kältemittels bezogen auf die Plattenoberfläche für die Wärmeübertragung \dot{m}_{Kond}^d [kg/(m²*s)] (A_{PWT} gemäß Gl. D-3)

$$\dot{m}_{Kond}^d = \frac{\dot{m}_{PWT}}{A_{PWT}} * (q_{ein} - q_{aus}) \quad \text{Gl. D-44}$$

Faktor A_a [-]

$$A_a = \frac{\dot{m}_{Kond}^d * c_{pG}}{\alpha_G} \quad \text{Gl. D-45}$$

Faktor θ [-]

$$\theta = \frac{A_a}{e^{A_a} - 1} \quad \text{Gl. D-46}$$

Faktor C_f [-]

$$C_f = \left[\frac{(dp_{LM}/dL)}{(dp_L/dL)_G} \right]^{0,445} \quad \text{Gl. D-47}$$

Die in Gl. D-47 auf die Länge bezogenen Druckverluste für die Lösung und die Gasphase (G) werden gemäß der nachfolgend in Gl. D-51 bis Gl. D-53 angeführten Druckverlustberechnung nach Lockhart-Martinelli berechnet.

D.2 Druckverlustberechnung (nach Glück, 1988)

Der Druckverlust zufolge Reibung und Beschleunigung im Plattenwärmeübertrager berechnet gemäß folgenden Schritten. Bei Unterteilung der Berechnung der Wärmeübertragung in N Schritte ist entsprechend die Länge des Teilschritts (in Strömungsrichtung) für die Druckverlustrechnung in Gl. D-48 heranzuziehen.

Druckverlust zufolge Reibung $\Delta p_{Reibung}$ [Pa]

$$\xi_V = \frac{2 * \Delta p_{Reibung} * d_h}{\rho * \dot{v}^2 * H_{effPWT}} \rightarrow \Delta p_{Reibung} = \frac{\xi_V * \rho * \dot{v}^2 * H_{effPWT}}{2 * d_h} \quad \text{Gl. D-48}$$

Druckverlust zufolge Beschleunigung $\Delta p_{Beschleunigung}$ [Pa]

$$\Delta p_{Beschleunigung} = \dot{m}_{PWT}^d * \left(\frac{1}{\rho_{aus}} - \frac{1}{\rho_{ein}} \right) \quad \text{Gl. D-49}$$

Für die Berechnung des zweiphasigen Druckverlustbeiwerts erfolgt in der Simulation eine Interpolation zwischen den einphasigen Druckverlustbeiwerte (berechnet gemäß Gl. D-18 für gasförmige und flüssige Durchströmung):

Zweiphasiger Druckverlustbeiwert ξ_V [-]

$$\xi_V = q * \xi_G + (1 - q) * \xi_L \quad \text{Gl. D-50}$$

Alternative Berechnung des Druckverlusts nach Lockhart-Martinelli:

Der Ansatz gemäß Lockhart-Martinelli wird für die Berechnung des Druckverlusts bei zweiphasiger Strömung verwendet. Der Faktor X_{LM} wird mit Hilfe der einzelnen einphasigen Druckverluste Δp_L und Δp_G berechnet, wobei nicht wie bei der Berechnung des Wärmeübertragungskoeffizienten vollständig gasförmige und flüssige Durchströmung angenommen wird, sondern anhand der Dampfzahl der Massenstrom in einen flüssigen und einen gasförmigen Teilmassenstrom aufgeteilt wird. Danach wird der einphasige Massenstrom jeweils separat als Basis für die Berechnung des Druckverlustbeiwerts gemäß Gl. D-18 und nachfolgend des Druckverlustes gemäß Gl. D-48 verwendet.

Faktor X_{LM} [-]

$$X_{LM} = \sqrt{\frac{\Delta p_L}{\Delta p_G}} \quad \text{Gl. D-51}$$

Der zweiphasige Druckverlust Δp_{LM} zufolge Reibung berechnet sich gemäß:

Zweiphasiger Druckverlust nach Lockhart-Martinelli Δp_{LM} [Pa]

$$\Delta p_{LM} = \Delta p_L * \phi_L^2 \quad \text{Gl. D-52}$$

Der dabei Verwendete Faktor ϕ_L wird mit Hilfe folgenden Ansatzes ermittelt:

Faktor ϕ_L [-]

$$\phi_L = \frac{(1 + X_{LM}^i)^j}{X_{LM}} \quad \text{Gl. D-53}$$

Faktoren i und j für die verschiedenen Strömungsformen der einphasigen Zustände (vgl. Kraume, 2012, S.551)

flüssige Phase	gasförmige Phase	i	j
Turbulent	turbulent	0,504	1,98
Turbulent	laminar	0,55	1,815
laminar	turbulent	0,55	1,815
laminar	laminar	0,66	1,51

Der Ansatz gemäß Lockhart-Martinelli wurde nicht für die Berechnung der Druckverluste in den Wärmeübertragern verwendet, wohl aber für die Abschätzung der Druckverluste in Rohren bei zweiphasiger Strömung.

E Messdaten

Im Folgenden werden Messwerte und abgeleitete Größen für sämtliche im Rahmen dieser Arbeit behandelten Messpunkte gelistet.

Messwerte, welche schon im Rahmen der Messungen als nicht aussagekräftig verworfen werden mussten sind lediglich zur Vervollständigung angeführt oder wurden gänzlich weggelassen. Dabei handelt es sich um folgende Messstellen.

- \dot{m}_{nh3}
- $t_{snk,ABS,out}$ (Temperaturschichtungen im Rohr an der Messstelle)
- p_{pso} (nicht mehr angeführt, fehlerhafte Kalibrierung Messgerätintern, siehe Kapitel 3.6.3 b)
- $\Delta p_{snk,AUX,1}$ und $\Delta p_{snk,AUX,2}$ (nicht mehr angeführt, die Messgeräte wurden nach der Inbetriebnahme entfernt)

Folgende Werte wurden anhand der Messwerte und der Gleichungen in Kapitel 3.4.4 berechnet. Der Kältemittelmassenstrom musste dabei wegen Funktionsstörungen des Massenstrommessgeräts aus den sonstigen Messwerten rückgerechnet werden. Dieser entspricht folglich einem berechneten Wert und ist entsprechend hinsichtlich der Aussagekraft zu interpretieren.

- \dot{m}_{nh3}
- $P_{el,LPC}$
- $P_{el,HPC}$
- $P_{el,LSP}$
- \dot{Q}_{ABS}
- \dot{Q}_{SUP}
- \dot{Q}_{DES}
- $\dot{Q}_{AUX,1}$
- $\dot{Q}_{AUX,2}$
- $\dot{Q}_{SHX,1}$
- $\dot{Q}_{SHX,2}$

Folgende Werte wurden in der Bedienoberfläche oder durch die Regelung vorgegeben und den Messwerten angehängt:

- f_{LPC}
- f_{HPC}
- f_{LSP}
- $sig_{PWM,STH}$

Digitale Ausgangssignale (Schaltsignale, Initialisierungen) und Eingangssignale (Stör- bzw. Fehlermeldungen und Impulsgeber) wurden zwar in den Rohdaten aufgezeichnet, sind hier allerdings nicht gelistet. Es ist davon auszugehen, dass bei stationären Messungen weder Fehlersignale auftreten noch Komponenten zu- bzw. abgeschaltet wurden. Die Impulssignale der Energiemengenzähler wurden für die Berechnung der elektrischen Leistungen verwendet. Die Dauer der Messung des stationären Betriebspunkts hat in der Regel 600 Sekunden betragen.

Anhang E

Nr.	P_{high}	P_{mid}	P_{low}	\dot{V}_{src}	\dot{V}_{snk}	\dot{m}_{nh3}	\dot{m}_{pso}	L_{RSAC}	L_{NSAC}	L_{PSAC}	$\Delta P_{oil,sep}$	$t_{snk,ABS,in}$	$t_{snk,ABS,out}$	$t_{snk,SUP,out}$	$t_{src,DES,in}$	$t_{src,DES,out}$
#	bar abs	bar abs	bar abs	l/h	l/h	kg/h	kg/h	%	%	%	bar	°C	°C	°C	°C	°C
Messreihe 3-18, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
1.1	18,12	7,15	3,00	982	985	38,3	130,4	46,4	0,1	48,8	0,026	45,00	59,90	59,09	44,98	32,35
1.2	17,95	6,91	3,01	996	989	38,4	148,2	41,2	0,1	42,1	0,025	50,01	65,28	64,28	50,17	37,39
1.3	17,84	6,93	2,99	987	990	37,9	159,3	39,8	0,1	35,5	0,014	54,95	70,32	69,15	55,01	41,99
1.4	18,09	7,05	3,00	985	987	38,0	178,5	41,9	0,1	29,3	0,012	60,01	75,54	74,26	60,02	46,70
1.5	18,07	7,37	3,00	988	983	37,3	185,2	40,8	0,1	24,4	0,016	65,02	80,64	79,21	65,01	51,72
1.6	17,95	7,41	3,00	994	987	36,9	195,5	37,6	0,1	20,1	0,016	70,03	85,69	84,16	69,97	56,65
1.7	17,99	7,49	2,99	1001	998	36,2	197,1	40,4	0,1	15,3	0,015	75,17	90,64	89,04	75,04	61,72
Messreihe 3-18, 40 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
2.1	17,96	7,63	3,00	983	985	31,9	91,9	51,1	0,1	48,8	0,017	45,00	57,31	56,62	45,01	34,39
2.2	18,04	7,33	3,00	978	982	31,8	101,5	42,7	0,1	43,5	0,014	50,01	62,65	61,80	50,00	39,07
2.3	17,95	7,07	3,00	979	989	32,1	114,6	44,9	0,1	36,1	0,006	55,00	67,93	66,92	55,02	43,71
2.4	18,02	7,01	2,97	987	987	31,7	120,5	39,5	0,1	31,0	0,004	60,03	73,04	71,90	59,98	48,67
2.5	17,95	7,34	3,00	982	985	31,5	130,9	39,9	0,1	25,6	0,009	64,98	78,28	76,93	65,00	53,51
2.6	18,09	7,33	3,00	987	984	31,3	139,1	39,9	0,1	20,7	0,008	70,01	83,41	81,95	70,01	58,41
2.7	18,16	7,54	3,00	977	984	31,0	145,0	36,6	0,1	17,3	0,010	74,98	88,41	86,85	75,07	63,21
Messreihe 3-18, 40 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
3.1	17,88	7,27	2,94	682	756	31,9	172,5	38,9	0,1	46,3	0,016	45,01	58,61	59,43	45,02	30,59
3.2	18,07	7,35	2,95	708	785	32,1	175,9	40,2	0,1	39,1	0,015	50,02	63,45	64,08	50,11	35,68
3.3	17,99	7,30	2,95	728	796	32,2	192,4	39,8	0,1	32,0	0,015	55,02	68,49	68,91	55,06	40,66
3.4	17,97	7,39	3,00	737	780	32,2	214,2	41,2	0,1	27,2	0,012	60,00	74,13	74,45	59,94	45,27
3.5	18,14	7,43	3,00	744	795	31,9	217,7	43,6	0,1	21,4	0,013	64,99	79,29	79,10	65,00	50,08
3.6	17,88	7,38	2,99	735	794	31,4	235,8	41,1	0,1	17,2	0,012	70,00	84,01	84,09	69,91	54,82
3.7	17,96	7,34	2,99	730	782	31,1	248,6	38,8	0,1	13,0	0,011	75,03	89,07	89,13	74,90	59,63
Messreihe 3-18, 40 Hz, 1000 l/h, mit Bypass																
4.1	17,98	7,28	2,95	980	985	31,7	104,4	41,4	27,2	40,2	0,017	44,99	56,88	56,26	45,00	34,73
4.2	17,97	7,36	3,00	988	988	31,6	122,8	40,1	33,7	31,8	0,015	50,00	62,26	61,48	49,96	39,67
4.3	17,95	7,37	3,00	990	981	31,5	140,1	39,9	35,5	24,3	0,012	54,99	67,57	66,56	54,83	44,34
4.4	18,03	7,38	2,95	982	982	30,9	145,4	39,5	32,4	18,2	0,012	59,99	72,47	71,37	60,01	49,36
4.5	18,02	7,60	2,95	991	987	30,3	157,7	39,4	34,3	11,6	0,013	65,00	77,60	76,32	65,00	54,44
Messreihe 3-18, 40 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
Volumenstrom Senke variiert																
5.1	18,07	7,29	2,96	991	988	31,1	113,8	41,2	0,1	31,0	0,009	60,00	72,87	71,69	60,03	48,97
5.2	17,96	7,31	2,96	990	883	30,9	129,5	39,0	0,1	29,6	0,009	59,99	74,03	72,93	60,05	49,13
5.3	18,00	7,36	2,96	988	786	30,8	155,5	36,4	0,1	28,2	0,009	59,98	75,11	74,27	60,03	49,27
5.4	18,05	7,50	2,95	990	691	30,2	202,0	37,3	0,1	25,1	0,010	60,04	75,88	75,58	59,99	49,81
5.5	18,00	7,28	2,99	1005	605	30,9	314,6	28,5	0,1	24,1	0,011	60,00	76,16	77,05	59,96	50,22
Messreihe 3-18, 40 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
Volumenstrom Quelle variiert																
6.1	18,11	7,48	3,04	987	986	32,4	127,1	43,7	0,1	30,7	0,012	60,01	73,27	71,95	60,05	48,50
6.2	18,05	7,46	3,03	888	985	32,4	126,2	36,6	0,1	32,5	0,011	60,01	73,24	71,94	59,96	47,23
6.3	18,06	7,45	3,03	784	984	32,8	133,5	39,2	0,1	32,5	0,012	60,01	73,18	71,88	59,98	45,48
6.4	18,00	7,54	3,04	691	983	32,9	138,3	34,0	0,1	34,2	0,012	60,00	73,16	71,83	59,99	43,68
6.5	17,89	7,47	3,04	594	983	33,0	149,9	33,6	0,1	35,3	0,012	59,98	73,02	71,72	59,97	41,24
6.6	17,98	7,51	3,03	493	982	32,9	173,5	36,2	0,1	37,3	0,012	60,00	72,78	71,44	60,00	38,20
Messung 3-15, 40Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
7.1	15,13	6,99	3,01	980	987	32,1	146,3	43,4	0,1	45,6	0,018	44,96	57,77	56,79	44,99	34,17
7.2	14,90	6,89	2,99	980	983	31,7	154,7	37,1	0,1	39,8	0,015	49,98	62,99	61,87	50,02	39,13
7.3	14,85	6,77	3,00	984	979	31,6	174,2	36,9	0,1	32,8	0,014	54,96	68,27	67,01	55,00	44,00
7.4	15,06	6,65	2,95	989	983	31,3	175,6	40,5	0,1	26,5	0,012	60,08	73,34	71,88	59,98	48,76
7.5	14,91	6,66	2,99	984	989	31,2	193,3	38,7	0,1	21,3	0,012	64,94	78,35	76,84	65,01	53,64
7.6	15,01	6,73	2,97	993	985	30,5	197,2	39,8	0,1	16,5	0,012	70,01	83,44	81,82	70,00	58,68
7.7	14,97	6,62	2,93	1000	989	30,0	198,8	40,5	0,1	11,7	0,011	75,00	88,26	86,58	74,87	63,56
Messung 3-15, 40Hz, 1000 l/h, mit Bypass																
8.1	14,94	6,75	2,94	989	987	31,1	173,5	37,9	34,8	33,0	0,018	44,98	57,10	56,27	44,97	35,02
8.2	14,93	6,78	2,93	984	984	31,0	186,6	37,5	36,4	25,2	0,016	49,99	62,26	61,29	49,98	39,78
8.3	14,91	6,59	2,89	987	986	30,0	191,9	40,4	38,7	16,8	0,013	54,98	67,25	66,15	55,02	44,90

Anhang E

Nr.	P_{high}	P_{mid}	P_{low}	\dot{V}_{src}	\dot{V}_{snk}	\dot{m}_{hn3}	\dot{m}_{pso}	L_{RSAC}	L_{NSAC}	L_{PSAC}	$\Delta P_{oil,sep}$	$t_{snk,ABS,in}$	$t_{snk,ABS,out}$	$t_{snk,SUP,out}$	$t_{src,DES,in}$	$t_{src,DES,out}$
#	bar abs	bar abs	bar abs	l/h	l/h	kg/h	kg/h	%	%	%	bar	°C	°C	°C	°C	°C
Messung 2,5-15, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
9.1	15,00	5,94	2,50	985	988	31,2	107,2	39,9	0,1	42,3	0,015	44,95	57,70	56,94	45,11	34,36
9.2	15,02	5,93	2,50	980	984	31,5	122,3	42,5	0,1	35,2	0,020	49,96	63,10	62,07	50,00	38,79
9.3	15,13	6,10	2,49	989	985	31,0	125,3	42,2	0,1	29,5	0,012	55,00	68,24	67,04	55,01	43,91
9.4	15,01	6,03	2,50	984	984	31,3	138,8	40,5	0,1	24,4	0,016	59,97	73,42	72,00	60,00	48,48
9.5	15,03	6,02	2,49	984	988	30,6	141,9	39,3	0,1	19,6	0,010	65,06	78,44	76,98	65,01	53,53
9.6	15,02	6,02	2,49	980	981	30,2	147,9	37,0	0,1	15,8	0,009	70,00	83,48	81,92	70,04	58,43
9.7	15,01	6,08	2,49	986	988	29,9	156,0	37,9	0,1	11,2	0,009	74,99	88,45	86,80	74,94	63,28
Messung 2-12, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																
10.1	11,99	4,76	2,01	975	985	24,7	98,1	39,4	0,1	28,0	0,005	49,99	60,54	59,69	50,05	40,87
10.2	12,16	4,80	2,00	992	992	24,4	102,5	44,2	0,1	21,5	0,004	54,98	65,65	64,67	55,01	45,89
10.3	12,11	4,81	1,99	978	982	23,9	106,2	42,5	0,1	17,6	0,002	60,02	70,83	69,66	60,00	50,70
10.4	11,97	4,82	2,01	979	980	23,8	115,6	38,7	0,1	13,5	0,002	65,05	76,07	74,78	65,00	55,58
10.5	12,02	4,82	1,99	989	982	23,5	117,9	41,1	0,1	9,1	0,001	69,97	80,99	79,58	70,03	60,61
10.6	11,95	4,82	2,00	981	986	23,5	122,9	36,9	0,1	6,5	0,002	74,99	86,02	84,52	74,95	65,29
Messung 4-12, 30 Hz, max. l/h, ohne Bypass																
einstufig																
11.1	12,13	3,86	3,99	1094	1072	19,4	185,0	41,1	0,1	39,8	0,013	45,00	51,42	51,35	45,22	39,39
11.2	12,05	3,83	3,96	1085	1066	19,2	203,3	39,6	0,1	32,0	0,003	50,01	56,49	56,37	50,01	44,16
11.3	12,00	3,84	3,96	1067	1084	19,3	223,0	39,2	0,1	25,6	-0,001	55,02	61,47	61,28	55,00	48,94
11.4	12,04	3,84	3,96	1069	1085	19,4	237,5	39,7	0,1	19,5	-0,003	60,00	66,51	66,29	59,97	53,78
11.5	12,06	3,84	3,96	1074	1085	19,3	244,3	38,9	0,1	14,3	-0,004	65,00	71,51	71,25	65,01	58,76
11.6	12,06	3,84	3,96	1090	1085	19,3	255,4	39,4	0,1	9,2	-0,004	70,00	76,49	76,21	70,01	63,73
11.7	11,99	3,84	3,96	1088	1078	19,0	278,8	39,2	0,1	4,5	-0,005	74,94	81,58	81,24	74,95	68,66
11.8	12,02	3,83	3,96	1100	1076	19,1	279,4	38,4	0,1	1,2	-0,006	80,01	86,59	86,21	79,87	73,49
Messung 4-12, 30 Hz, max. l/h, ohne Bypass																
einstufig, Temperaturdifferenz																
12.1	11,99	3,83	3,96	1069	1071	19,3	332,0	41,6	0,1	34,9	0,000	49,97	56,03	55,85	44,96	39,57
12.2	12,07	3,84	3,97	1071	1082	19,5	353,1	40,4	0,1	28,1	-0,002	55,00	61,04	60,81	49,98	44,48
12.3	12,05	3,83	3,96	1085	1084	19,5	368,4	40,0	0,1	21,3	-0,003	60,01	66,05	65,76	55,00	49,46
12.4	12,09	3,80	3,93	1087	1072	19,4	372,3	39,3	0,1	15,8	-0,001	65,00	71,12	70,80	59,97	54,34
12.5	12,12	3,80	3,92	1095	1074	19,3	368,6	37,2	0,1	11,3	0,002	70,00	76,17	75,79	64,97	59,25
Messung 4-12, 40 Hz, max. l/h, ohne Bypass																
einstufig																
13.1	12,05	3,80	4,00	1089	1085	25,5	288,9	33,7	0,1	41,6	-0,005	45,00	53,06	53,16	45,07	37,73
13.2	12,05	3,79	3,99	1089	1069	25,4	329,0	37,4	0,1	32,3	0,002	50,05	58,32	58,36	50,08	42,71
13.3	12,10	3,80	4,00	1100	1062	25,4	361,1	38,7	0,1	25,2	0,003	55,00	63,39	63,39	54,97	47,59
Messung 4-12, 50 Hz, max. l/h, ohne Bypass																
einstufig																
14.1	12,03	3,72	3,99	1092	1095	30,9	371,6	17,2	0,1	47,7	0,017	45,24	54,61	54,78	45,03	36,54
Messung 3-9, 40 Hz, max. l/h, ohne Bypass																
einstufig																
15.1	8,94	2,79	2,94	1094	1066	18,8	320,7	39,1	0,1	24,5	0,013	44,99	51,50	51,37	44,94	39,24
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
16.1	17,54	6,35	2,52	754	747	33,2	196,7	39,2	0,1	28,9	0,014	50,02	64,40	65,11	50,01	36,32
16.2	17,61	6,34	2,52	755	753	33,1	214,3	36,6	0,1	18,4	0,010	60,01	74,32	74,78	59,98	46,02
16.3	17,49	6,38	2,49	762	755	32,8	226,9	37,5	0,1	9,0	0,008	70,10	84,35	84,65	69,99	55,86
16.4	17,37	6,30	2,50	751	753	32,6	222,5	31,5	0,1	12,6	0,009	70,04	84,47	84,73	69,95	55,33
16.5	17,46	6,29	2,50	731	744	32,5	235,1	28,7	0,1	9,7	0,008	75,07	89,43	89,58	74,98	59,82
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
50°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																
17.1	17,54	6,35	2,52	754	747	33,2	196,7	39,2	0,1	28,9	0,014	50,02	64,40	65,11	50,01	36,32
17.2	17,50	6,29	2,50	831	853	33,1	226,4	29,6	0,1	29,9	0,010	60,04	72,40	72,66	50,00	37,85
17.3	17,53	6,30	2,50	1022	999	32,6	285,3	20,2	0,1	28,4	0,008	70,06	80,23	80,05	50,06	40,98
17.4	17,46	6,32	2,49	1107	1081	32,6	419,0	4,7	0,1	30,7	0,007	80,00	88,20	87,69	50,04	43,16

Anhang E

Nr.	P_{high}	P_{mid}	P_{low}	\dot{V}_{src}	\dot{V}_{snk}	\dot{m}_{hh3}	\dot{m}_{pso}	L_{RSAC}	L_{MSAC}	L_{PSAC}	$\Delta P_{oil,sep}$	$t_{snk,ABS,in}$	$t_{snk,ABS,out}$	$t_{snk,SUP,out}$	$t_{src,DES,in}$	$t_{src,DES,out}$
#	bar abs	bar abs	bar abs	l/h	l/h	kg/h	kg/h	%	%	%	bar	°C	°C	°C	°C	°C
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
50°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																
18.1	17,61	6,34	2,52	755	753	33,1	214,3	36,6	0,1	18,4	0,010	60,01	74,32	74,78	59,98	46,02
18.2	17,48	6,30	2,50	839	842	32,5	257,7	36,3	0,1	17,2	0,010	70,00	82,50	82,61	59,97	47,92
18.3	17,45	6,30	2,50	1003	999	32,1	306,7	23,6	0,1	17,1	0,006	79,99	90,13	89,88	59,93	50,62
18.4	17,47	6,35	2,50	1103	1078	32,2	428,8	7,1	0,1	19,1	0,005	90,00	98,31	97,69	60,02	52,89
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
70°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																
19.1	17,37	6,30	2,50	751	753	32,6	222,5	31,5	0,1	12,6	0,009	70,04	84,47	84,73	69,95	55,33
19.2	17,61	6,34	2,50	778	774	32,4	248,1	30,6	0,1	11,2	0,008	75,17	88,78	88,92	70,06	56,35
19.3	17,48	6,31	2,50	848	851	32,0	259,1	31,0	0,1	10,4	0,006	79,98	92,33	92,36	69,93	57,65
19.4	17,59	6,33	2,49	904	901	32,1	280,1	24,9	0,1	10,7	0,006	84,99	96,32	96,22	70,04	58,82
19.5	17,42	6,32	2,50	979	978	31,9	328,5	23,3	0,1	9,3	0,006	90,00	100,24	99,91	70,00	60,19
19.6	17,44	6,32	2,50	1045	1052	31,9	353,8	11,2	0,1	12,0	0,009	95,02	104,32	103,73	70,01	61,26
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
75°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																
20.1	17,46	6,29	2,50	731	744	32,5	235,1	28,7	0,1	9,7	0,008	75,07	89,43	89,58	74,98	59,82
20.2	17,57	6,31	2,50	772	774	32,1	240,2	17,0	0,1	11,2	0,004	80,22	93,83	93,88	75,01	61,05
20.3	17,59	6,32	2,50	828	829	32,0	251,3	14,5	0,1	11,1	0,003	85,11	97,73	97,61	75,00	62,24
20.4	17,42	6,31	2,50	845	848	31,9	297,7	11,3	0,1	10,9	0,003	90,05	101,89	101,66	75,00	63,17
20.5	17,56	6,34	2,50	946	954	31,7	309,9	11,5	0,1	10,0	0,003	94,98	105,48	105,09	74,93	64,61
Messreihe 2,5-15, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
21.1	15,03	5,79	2,50	831	830	33,2	221,0	44,5	0,1	32,2	0,026	45,01	58,44	58,99	44,98	32,27
21.2	15,02	5,65	2,50	833	842	32,3	225,6	48,1	0,1	17,2	0,013	50,01	63,06	63,55	50,01	37,39
Messreihe 3-15, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
22.2	15,10	6,33	3,00	1022	1029	40,1	268,8	38,8	0,1	34,9	0,031	45,01	58,43	58,63	45,00	32,75
22.3	14,86	6,25	3,00	1026	1026	40,0	295,0	37,1	0,1	25,0	0,027	49,99	63,45	63,59	50,01	37,73
22.4	14,88	6,19	2,99	1035	1028	39,2	302,8	27,1	0,1	16,1	0,025	60,00	73,38	73,42	59,97	47,63
Messreihe 3-18, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
23.1	18,00	6,95	3,00	877	869	39,6	230,6	43,8	0,1	33,2	0,010	44,98	59,82	60,56	45,00	31,17
23.2	17,95	6,93	3,00	893	896	39,5	251,4	48,0	0,1	24,9	0,022	50,01	64,55	65,16	50,00	36,25
23.3	18,06	6,88	3,00	930	918	39,2	252,5	42,5	0,1	15,0	0,019	60,01	74,35	74,79	59,97	46,37
Messreihe 3-18, 60 Hz, var. l/h, ohne Bypass																
24.1	18,03	6,55	3,00	964	969	44,7	235,1	39,9	0,1	35,8	0,016	45,01	60,33	61,14	45,02	30,71
24.2	17,89	6,51	3,00	968	961	44,7	266,2	39,8	0,1	28,2	0,015	49,99	65,58	66,28	49,99	35,70
24.3	18,09	6,54	3,00	984	985	44,6	279,1	34,4	0,1	18,3	0,014	60,00	75,45	75,94	60,04	45,53

Anhang E

Nr.	$t_{sfc,AUX,1,out}$	$t_{sfc,AUX,2,out}$	$t_{coil,comp}$	$t_{NH3,PSAC,out}$	$t_{NH3,AUX,1,out}$	$t_{NH3,LPC,out}$	$t_{NH3,SHX,2,out}$	$t_{NH3,AUX,2,out}$	$t_{NH3,HPC,out}$	$t_{NH3,SUP,out}$	$t_{NH3,OS,out}$	$t_{PSO,PSAC,out}$	$t_{PSO,PMP,out}$	$t_{PSO,SHX,1,out}$	$t_{PSO,SHX,2,out}$	$t_{RSO,ABS,out}$	$t_{RSO,RSAC,out}$
#	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Messung 2,5-15, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																	
9.1	34,42	35,04	53,89	41,6	33,6	105,0	57,2	33,7	87,5	55,6	52,7	40,8	41,5	56,6	67,3	57,5	57,9
9.2	38,86	39,42	50,08	45,4	37,9	103,0	61,6	38,0	87,3	60,7	57,0	45,0	45,4	61,4	68,9	62,5	63,2
9.3	43,93	44,49	57,80	50,4	42,8	111,3	66,2	43,0	91,5	65,7	61,9	49,7	50,6	66,1	74,3	67,0	68,1
9.4	48,49	49,06	55,27	54,4	47,0	108,8	70,7	47,4	90,6	70,6	65,8	53,9	54,5	70,8	76,3	71,6	73,2
9.5	53,51	54,05	60,91	59,2	51,8	114,5	75,2	52,2	94,9	75,3	70,5	58,8	59,6	75,5	80,9	76,1	77,9
9.6	58,39	58,92	62,77	63,6	56,4	116,4	79,8	57,0	96,9	80,2	75,0	63,4	64,3	80,4	85,3	80,9	83,0
9.7	63,20	63,71	63,62	67,8	61,0	118,5	84,2	61,7	98,1	85,0	79,3	68,0	68,7	84,9	89,6	85,6	87,8
Messung 2-12, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																	
10.1	40,80	41,15	55,06	45,5	39,8	100,5	58,0	40,0	83,0	58,5	55,0	45,4	46,0	58,3	66,7	58,9	59,3
10.2	45,80	46,12	57,81	50,3	44,6	103,3	62,3	44,8	85,5	63,4	59,8	50,1	50,8	62,8	70,4	63,5	63,9
10.3	50,60	50,89	57,46	54,6	49,1	104,2	66,8	49,3	86,2	68,1	63,0	54,7	55,2	67,6	73,5	68,2	68,9
10.4	55,39	55,70	59,93	58,5	53,6	106,8	71,7	54,0	88,0	73,2	67,9	59,2	59,7	72,7	77,1	73,1	74,2
10.5	60,42	60,71	61,12	63,2	58,4	108,4	76,0	58,9	89,8	77,9	71,9	64,3	64,4	77,2	80,8	77,8	78,8
10.6	65,08	65,38	62,69	67,3	62,8	110,0	80,5	63,3	91,2	82,6	75,8	68,5	68,9	82,0	84,8	82,5	83,8
Messung 4-12, 30 Hz, max. l/h, ohne Bypass																	
einstufig																	
11.1	39,05	22,89	58,15	39,3	38,0	23,3	27,6	37,4	86,6	50,3	46,4	39,7	40,0	47,1	47,0	48,7	49,1
11.2	43,80	23,60	60,87	43,7	42,5	23,6	29,0	41,8	88,6	55,2	50,7	44,4	44,7	51,9	51,8	53,7	54,1
11.3	48,55	23,82	62,17	47,6	46,9	23,5	30,1	46,1	89,4	60,0	54,9	48,7	49,1	56,5	56,3	58,5	58,9
11.4	53,38	23,94	63,89	52,1	51,4	23,4	31,5	50,5	91,1	64,8	59,3	53,4	53,8	61,3	61,1	63,4	63,9
11.5	58,35	24,21	65,39	56,3	56,1	23,6	32,7	55,0	92,2	69,6	63,3	58,2	58,6	66,2	65,9	68,2	68,8
11.6	63,31	24,58	67,06	60,6	60,7	24,0	33,9	59,4	93,6	74,5	67,3	63,1	63,4	71,0	70,7	73,0	73,7
11.7	68,24	24,90	69,16	64,8	65,3	24,4	35,3	64,0	95,1	79,3	72,0	68,4	68,2	76,0	75,5	77,9	78,6
11.8	73,06	25,48	69,66	69,2	69,8	25,0	36,1	68,3	95,7	84,1	75,4	73,5	72,9	80,9	80,4	82,9	83,6
Messung 4-12, 30 Hz, max. l/h, ohne Bypass																	
einstufig, Temperaturdifferenz																	
12.1	39,31	23,13	59,15	38,8	38,4	23,2	26,5	37,8	86,5	54,7	50,7	39,8	40,1	49,9	49,7	52,5	53,0
12.2	44,19	22,84	60,54	43,3	42,9	23,0	26,6	42,2	87,9	59,5	54,9	44,6	44,8	54,7	54,4	57,3	58,0
12.3	49,15	22,53	61,89	47,6	47,5	22,8	26,8	46,7	89,0	64,3	58,8	49,3	49,5	59,5	59,2	62,3	62,9
12.4	54,02	22,09	62,85	51,8	52,0	22,6	27,2	51,1	89,9	69,2	62,8	54,1	54,3	64,4	64,1	67,2	67,9
12.5	58,91	21,39	62,25	56,1	56,5	21,9	27,0	55,4	90,0	74,0	66,3	58,9	59,0	69,4	69,0	72,3	73,0
Messung 4-12, 40 Hz, max. l/h, ohne Bypass																	
einstufig																	
13.1	37,42	26,00	66,49	38,6	36,6	24,2	29,3	36,3	100,3	51,7	48,9	38,9	39,2	48,4	48,2	50,5	51,1
13.2	42,40	25,20	67,46	42,8	41,3	24,7	29,7	40,9	101,8	56,8	53,2	43,8	44,0	53,1	52,9	55,3	55,9
13.3	47,26	25,58	70,10	47,2	45,9	26,1	30,0	45,5	104,1	61,8	57,8	48,4	48,6	57,9	57,7	60,1	60,8
Messung 4-12, 50 Hz, max. l/h, ohne Bypass																	
einstufig																	
14.1	36,27	26,93	69,38	38,0	35,5	23,9	28,3	35,3	107,9	53,4	50,4	38,1	38,3	49,6	49,4	52,1	53,0
Messung 3-9, 40 Hz, max. l/h, ohne Bypass																	
einstufig																	
15.1	38,96	22,49	63,68	38,5	37,9	22,5	24,9	37,3	88,4	50,1	46,7	39,4	39,8	45,5	45,4	47,3	47,8
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
16.1	36,51	37,62	66,47	42,4	35,5	107,3	65,5	35,7	94,6	63,5	59,8	42,3	42,8	65,8	70,7	70,6	71,2
16.2	46,20	47,26	70,27	51,3	44,7	111,3	74,5	45,2	99,3	73,1	68,2	51,8	52,3	75,1	79,0	79,8	81,1
16.3	56,01	57,03	74,82	60,5	54,0	116,9	84,3	54,7	103,3	82,8	77,3	61,3	61,8	85,3	88,4	88,8	91,7
16.4	55,61	56,55	71,05	61,7	53,6	113,9	84,0	54,3	101,7	82,9	77,4	62,5	62,5	85,1	87,9	88,9	91,0
16.5	60,09	61,06	68,51	65,5	57,9	112,8	88,7	58,5	101,1	87,7	80,9	67,0	66,7	90,0	91,9	94,0	96,4
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
50°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																	
17.1	36,51	37,62	66,47	42,4	35,5	107,3	65,5	35,7	94,6	63,5	59,8	42,3	42,8	65,8	70,7	70,6	71,2
17.2	38,05	39,11	64,18	43,6	37,0	105,3	67,7	37,2	93,5	71,1	66,5	43,3	43,9	68,1	71,8	73,6	74,9
17.3	41,02	41,94	66,37	44,3	40,0	107,0	71,0	40,2	95,3	78,4	73,2	44,4	45,0	72,0	74,4	78,7	80,4
17.4	43,13	44,12	67,62	44,4	42,1	108,7	76,0	42,4	96,6	86,0	80,2	45,0	45,4	77,2	78,6	85,8	88,1

Anhang E

Nr.	$t_{sfc,AUX,1,out}$	$t_{sfc,AUX,2,out}$	$t_{oil,comp}$	$t_{NH3,PSAC,out}$	$t_{NH3,AUX,1,out}$	$t_{NH3,LPC,out}$	$t_{NH3,SHX,2,out}$	$t_{NH3,AUX,2,out}$	$t_{NH3,HPC,out}$	$t_{NH3,SUP,out}$	$t_{NH3,OS,out}$	$t_{PSO,PSAC,out}$	$t_{PSO,PMP,out}$	$t_{PSO,SHX,1,out}$	$t_{PSO,SHX,2,out}$	$t_{RSO,ABS,out}$	$t_{RSO,RSAC,out}$
#	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
50°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																	
18.1	46,20	47,26	70,27	51,3	44,7	111,3	74,5	45,2	99,3	73,1	68,2	51,8	52,3	75,1	79,0	79,8	81,1
18.2	48,06	48,99	69,90	52,6	46,8	111,9	76,2	47,1	99,0	80,9	75,5	53,0	53,5	77,0	80,0	83,0	84,5
18.3	50,61	51,49	72,33	53,3	49,3	113,5	79,9	49,7	100,7	88,1	82,1	54,0	54,5	81,1	83,1	88,0	90,0
18.4	52,81	53,79	73,05	53,4	51,5	114,8	85,5	51,9	102,2	95,9	89,5	54,6	55,0	87,1	88,2	95,7	98,2
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
70°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																	
19.1	55,61	56,55	71,05	61,7	53,6	113,9	84,0	54,3	101,7	82,9	77,4	62,5	62,5	85,1	87,9	88,9	91,0
19.2	56,54	57,49	73,92	61,5	54,5	115,1	85,2	55,2	103,3	87,0	81,2	62,4	62,6	86,3	88,8	91,5	93,5
19.3	57,78	58,64	74,28	61,9	55,8	115,4	86,0	56,5	103,6	90,5	84,3	62,9	63,2	87,2	89,4	92,8	94,7
19.4	58,86	59,76	74,76	62,3	56,8	115,9	87,9	57,6	104,2	94,3	87,7	63,1	63,6	89,4	91,1	95,5	97,6
19.5	60,15	61,06	75,09	61,9	58,1	116,5	89,4	58,9	104,6	98,0	90,9	63,5	63,9	91,1	92,3	98,1	100,3
19.6	61,19	62,12	76,75	62,7	59,3	118,0	92,3	59,9	105,3	101,7	94,7	63,8	64,3	94,2	95,1	101,5	104,1
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
75°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																	
20.1	60,09	61,06	68,51	65,5	57,9	112,8	88,7	58,5	101,1	87,7	80,9	67,0	66,7	90,0	91,9	94,0	96,4
20.2	61,25	62,25	73,89	65,9	59,0	115,9	90,8	59,7	104,1	91,9	85,0	67,3	67,5	92,0	94,0	96,4	99,1
20.3	62,37	63,28	75,71	66,2	60,1	116,9	92,0	60,8	105,4	95,6	88,5	67,6	68,0	93,4	95,1	98,4	101,0
20.4	63,21	64,17	76,49	65,9	61,0	117,6	93,3	61,7	105,8	99,6	92,4	67,4	67,9	95,1	96,2	101,1	104,0
20.5	64,59	65,52	76,82	66,7	62,4	118,3	95,0	63,1	106,5	103,1	95,5	68,2	68,6	96,9	97,7	103,5	106,2
Messreihe 2,5-15, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
21.1	32,48	33,23	61,47	38,8	31,8	99,2	55,7	31,8	88,0	57,6	54,5	38,4	38,9	55,7	60,4	60,1	60,7
21.2	37,57	38,26	68,62	43,3	36,7	101,0	59,8	36,8	91,3	62,2	58,6	43,2	43,7	59,9	64,2	64,2	64,8
Messreihe 3-15, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
22.2	32,91	33,63	60,52	39,0	32,2	98,6	54,1	32,3	87,8	57,4	54,8	38,5	39,0	54,1	58,7	57,9	58,6
22.3	37,85	38,53	68,86	43,0	37,0	102,2	58,4	37,1	90,3	62,3	59,3	43,0	43,4	58,3	62,4	62,1	63,1
22.4	47,71	48,32	73,56	52,4	46,5	106,5	67,8	46,8	96,6	71,9	68,1	52,7	53,2	68,2	71,6	71,7	73,3
Messreihe 3-18, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
23.1	31,48	32,55	66,55	38,7	30,6	104,4	58,2	30,7	91,5	59,1	56,3	38,0	38,6	58,1	63,6	62,2	63,1
23.2	36,50	37,49	70,81	42,8	35,6	107,7	61,8	35,7	94,7	63,7	60,7	42,7	43,2	61,7	66,7	65,9	66,9
23.3	46,59	47,43	76,49	52,5	45,3	112,2	71,0	45,6	101,0	73,1	69,2	52,7	53,2	71,2	75,7	75,3	76,7
Messreihe 3-18, 60 Hz, var. l/h, ohne Bypass																	
24.1	31,08	32,17	64,41	38,9	30,2	107,3	58,3	30,3	97,8	59,6	57,0	38,1	38,6	57,9	64,4	61,7	62,6
24.2	36,02	37,06	71,81	43,1	35,0	112,4	62,5	35,2	101,5	64,6	61,7	42,6	43,1	62,1	68,0	66,1	67,3
24.3	45,80	46,75	76,67	52,4	44,5	118,0	71,4	44,8	107,2	74,2	70,4	52,2	52,7	71,6	76,7	75,3	77,1

Anhang E

Nr.	$t_{RSO,SHX,1,out}$	$t_{VAP,STH,out}$	$t_{RSO,STH,out}$	$t_{RSO,DES,out}$	$P_{el,LPC}$	$P_{el,HPC}$	$P_{el,LSP}$	\dot{Q}_{ABS}	\dot{Q}_{SUP}	\dot{Q}_{DES}	$\dot{Q}_{AUX,1}$	$\dot{Q}_{AUX,2}$	$\dot{Q}_{SHX,1}$	$\dot{Q}_{SHX,2}$	f_{LPC}	f_{HPC}	f_{LSP}	$\sigma_{IP,WM,STH}$
#	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W	W	W	W	W	W	W	Hz	Hz	Hz	%
Messung 2,5-15, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																		
9.1	45,0	25,2	18,0	41,9	3038	2089	224	12838	780	12225	156	503	1282	919	50	28,9	16,7	63,3
9.2	48,7	23,6	23,6	46,5	3060	2122	235	13032	650	12658	149	505	1514	720	50	29,2	18,6	69,2
9.3	53,5	26,7	28,3	51,7	3066	2040	234	12983	610	12629	147	485	1474	782	50	28,0	19,2	68,7
9.4	57,3	24,0	33,5	56,3	3060	2067	245	13063	476	13019	144	489	1687	580	50	28,5	20,6	74,8
9.5	61,9	26,0	38,0	61,3	3027	2051	240	12986	447	12957	141	467	1654	569	50	28,4	21,1	75,2
9.6	66,2	26,6	42,9	66,2	3011	2051	240	12955	374	13020	135	456	1715	526	50	28,4	21,8	77,5
9.7	70,3	27,3	47,5	71,0	3016	2021	245	12976	287	13118	127	445	1794	522	50	28,1	22,7	79,9
Messung 2-12, 50 Hz, 1000 l/h, ohne Bypass																		
10.1	48,1	26,1	23,3	47,0	2580	1696	207	10524	446	10302	87	294	906	619	50	28,2	14,9	60,9
10.2	52,0	26,6	28,1	52,1	2580	1707	207	10618	395	10396	86	280	905	576	50	28,0	15,5	61,4
10.3	56,0	26,3	32,6	56,9	2575	1675	207	10516	313	10437	81	273	952	455	50	27,6	15,7	63,0
10.4	60,3	27,3	37,9	61,7	2577	1675	207	10624	254	10567	72	274	1066	365	50	27,9	16,9	67,7
10.5	64,6	28,0	42,4	66,8	2569	1664	207	10556	201	10648	70	261	1050	299	50	27,8	17,0	68,5
10.6	68,8	28,3	46,9	71,7	2569	1664	213	10546	143	10822	65	261	1105	236	50	27,9	17,5	70,8
Messung 4-12, 30 Hz, max. l/h, ohne Bypass																		
einstufig																		
11.1	42,4	23,9	30,9	40,2	0	1795	272	7308	527	7354	17	-126	1114	-27	50	30,0	28,9	49,7
11.2	47,3	24,5	35,9	44,9	0	1776	282	7309	472	7300	15	-160	1210	-14	50	30,0	31,2	54,0
11.3	51,9	24,8	40,9	49,6	0	1770	282	7369	415	7430	8	-200	1337	-19	50	30,0	33,6	59,0
11.4	56,7	25,1	45,7	54,5	0	1767	288	7439	369	7582	8	-239	1424	-30	50	30,0	35,2	61,6
11.5	61,5	25,7	50,4	59,6	0	1764	294	7420	314	7680	3	-279	1450	-42	50	30,0	35,7	62,5
11.6	66,3	26,2	55,3	64,6	0	1758	294	7403	265	7806	-1	-318	1494	-60	50	30,0	36,8	64,7
11.7	71,1	26,9	60,4	69,5	0	1746	306	7499	213	7802	-5	-351	1641	-98	50	30,0	40,3	69,9
11.8	75,8	27,9	64,8	74,5	0	1752	300	7402	157	7986	-7	-397	1668	-112	50	30,0	40,3	69,7
Messung 4-12, 30 Hz, max. l/h, ohne Bypass																		
einstufig, Temperaturdifferenz																		
12.1	43,8	25,0	35,2	40,0	0	1770	390	6767	454	6635	6	-144	2734	-40	50	30,0	50,8	85,9
12.2	48,7	25,3	40,0	44,9	0	1770	390	6789	406	6785	4	-200	2891	-77	50	30,0	53,4	89,7
12.3	53,4	25,4	44,7	49,8	0	1764	396	6779	349	6897	1	-253	2990	-85	50	30,0	55,0	92,8
12.4	58,2	26,1	49,4	54,8	0	1764	384	6813	291	7010	-2	-301	2998	-96	50	30,0	54,8	92,5
12.5	63,0	26,7	53,9	59,8	0	1770	378	6860	222	7165	-5	-355	2995	-108	50	30,0	53,6	90,9
Messung 4-12, 40 Hz, max. l/h, ohne Bypass																		
einstufig																		
13.1	42,6	25,3	31,6	39,0	0	2448	360	9269	910	9217	35	-116	2261	-32	35	40,0	44,5	77,8
13.2	47,5	26,0	37,2	44,1	0	2454	384	9366	830	9243	25	-186	2486	-48	35	40,0	49,9	86,6
13.3	52,2	26,3	42,0	48,8	0	2449	393	9426	777	9315	22	-256	2729	-61	35	40,0	54,2	93,3
Messung 4-12, 50 Hz, max. l/h, ohne Bypass																		
einstufig																		
14.1	42,7	25,1	31,5	38,1	0	3066	426	10786	1222	10696	51	-142	3577	-55	35	50,0	57,7	99,6
Messung 3-9, 40 Hz, max. l/h, ohne Bypass																		
einstufig																		
15.1	42,3	23,3	34,3	39,7	0	1956	360	7318	505	7183	7	-149	1497	-23	50	40,0	47,5	94,9
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
16.1	52,7	25,6	29,1	42,9	3174	2310	315	12112	826	11911	145	679	3567	772	50	28,0	29,8	91,5
16.2	62,4	26,9	38,6	52,8	3132	2304	342	12038	675	12116	135	654	3732	646	50	28,0	31,8	96,2
16.3	72,2	28,5	47,9	62,8	3162	2292	366	12006	514	12343	133	648	3911	530	50	27,9	33,0	99,9
16.4	72,1	28,8	48,7	64,1	3114	2274	330	12148	465	12579	164	645	3656	463	50	28,0	32,1	43,5
16.5	76,6	26,2	53,3	68,7	3102	2280	330	11956	333	12677	155	651	3924	318	50	27,9	33,8	45,6
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
50°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																		
17.1	52,7	25,6	29,1	42,9	3174	2310	315	12112	826	11911	145	679	3567	772	50	28,0	29,8	91,5
17.2	54,7	24,1	32,7	44,3	3144	2298	342	11737	583	11638	136	688	4290	675	50	27,9	34,0	45,8
17.3	57,3	25,0	36,6	45,3	3132	2298	396	10946	428	10693	87	682	6039	544	50	27,9	42,3	56,8
17.4	59,8	25,6	40,6	45,5	3144	2292	528	9158	265	8760	47	742	10490	462	50	27,9	62,6	80,2

Anhang E

Nr.	$t_{RSO,SHX,1,out}$	$t_{VAP,STH,out}$	$t_{RSO,STH,out}$	$t_{RSO,DES,out}$	$P_{el,LPC}$	$P_{el,HPC}$	$P_{el,LSP}$	\dot{Q}_{ABS}	\dot{Q}_{SUP}	\dot{Q}_{DES}	$\dot{Q}_{AUX,1}$	$\dot{Q}_{AUX,2}$	$\dot{Q}_{SHX,1}$	$\dot{Q}_{SHX,2}$	f_{LPC}	f_{HPC}	f_{LSP}	$\sigma_{IPWM,STH}$
#	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W	W	W	W	W	W	W	Hz	Hz	Hz	%
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
50°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																		
18.1	62,4	26,9	38,6	52,8	3132	2304	342	12038	675	12116	135	654	3732	646	50	28,0	31,8	96,2
18.2	64,4	29,2	43,0	54,4	3114	2286	354	11643	451	11620	118	635	4585	591	50	28,0	37,4	51,0
18.3	67,0	29,5	46,2	55,2	3102	2280	396	10902	306	10730	79	648	6168	474	50	28,0	44,1	59,6
18.4	69,6	29,6	50,1	55,5	3132	2286	510	9210	153	9015	37	723	10408	364	50	28,0	62,3	80,6
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
70°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																		
19.1	72,1	28,8	48,7	64,1	3114	2274	330	12148	465	12579	164	645	3656	463	50	28,0	32,1	43,5
19.2	73,1	29,6	50,7	64,1	3102	2286	354	11710	400	12214	142	648	4283	453	50	27,9	35,5	48,2
19.3	74,0	29,7	51,9	64,6	3090	2286	348	11638	317	11922	123	628	4520	425	50	27,9	36,9	50,4
19.4	75,4	29,8	53,5	64,9	3096	2286	366	11221	238	11604	110	646	5256	356	50	27,8	39,6	54,0
19.5	76,4	29,4	55,6	65,1	3102	2285	415	10785	157	10982	75	645	6495	296	50	28,0	46,2	62,5
19.6	77,8	30,5	56,8	65,3	3102	2274	426	10246	84	10453	66	684	7708	235	50	28,0	49,9	67,0
Messreihe 2,5-17,5, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
75°C Quelle, Temperaturdifferenz Senke																		
20.1	76,6	26,2	53,3	68,7	3102	2280	330	11956	333	12677	155	651	3924	318	50	27,9	33,8	45,6
20.2	78,0	28,0	54,5	69,2	3084	2286	342	11709	295	12322	138	662	4229	340	50	27,9	34,2	46,2
20.3	79,0	28,8	55,7	69,6	3078	2286	354	11503	234	12074	122	661	4564	328	50	27,8	35,6	48,3
20.4	80,3	29,3	58,0	69,3	3084	2274	378	10983	146	11419	97	667	5815	225	50	28,0	41,6	57,1
20.5	81,5	29,5	59,3	70,0	3096	2286	390	10795	80	11142	85	668	6278	188	50	27,9	43,1	58,8
Messreihe 2,5-15, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
21.1	46,5	25,0	26,9	39,1	3012	2190	318	12558	788	12201	146	544	2959	843	50	30,2	33,4	50,0
21.2	51,0	25,3	31,8	44,2	2997	2184	318	12361	724	12122	134	503	2859	755	50	30,1	33,5	50,1
Messreihe 3-15, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
22.2	46,0	25,3	27,2	39,0	3294	2418	366	15163	953	14467	173	611	3331	1024	50	32,9	41,0	62,8
22.3	50,5	25,1	32,3	43,6	3270	2412	384	15162	858	14520	154	585	3529	984	50	33,2	44,2	68,2
22.4	60,5	26,7	41,6	53,9	3210	2418	372	15059	725	14682	146	556	3513	789	50	33,1	44,0	68,4
Messreihe 3-18, 50 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
23.1	47,2	23,5	25,7	38,7	3528	2550	354	14527	1053	14017	204	770	3704	1045	50	30,2	35,7	49,3
23.2	51,6	24,9	30,8	43,6	3477	2556	372	14586	989	14181	182	720	3745	1011	50	30,2	38,3	52,7
23.3	61,7	26,7	39,9	54,1	3450	2592	354	14669	856	14546	179	680	3523	887	50	30,1	37,3	51,6
Messreihe 3-18, 60 Hz, var. l/h, ohne Bypass																		
24.1	47,3	22,6	24,6	38,9	4284	3138	360	16591	1388	15949	247	875	3714	1275	60	36,2	36,2	51,4
24.2	51,9	24,4	30,1	43,4	4212	3123	384	16671	1308	15970	229	845	4086	1263	60	36,3	40,4	56,8
24.3	61,8	26,2	39,4	53,6	4212	3132	378	16815	1144	16408	221	804	4091	1113	60	36,1	41,1	57,8