

Markus BRUNNER, B.Sc.

# **Untersuchung des Absorptionsprozesses einer Wärmepumpanlage bei hoher Kältemitteltemperatur am Absorbereintritt**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Dipl.-Ing. Wagner Philipp, B.Sc.  
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

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

Graz, Januar 2019

## Eidesstattliche Erklärung

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

*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

---

Unterschrift

# Kurzfassung

**Titel:** Untersuchung des Absorptionsprozesses einer Wärmepumpanlage bei hoher Kältemitteltemperatur am Absorbereintritt

**Autor:** Markus Brunner

1. Stichwort: Absorptionswärmepumpe
2. Stichwort: Ammoniak/Wasser
3. Stichwort: überhitztes Kältemittel

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgte die Untersuchung eines modifizierten Absorptionswärmepumpenkreislaufs. Durch eine Anhebung der Kältemitteltemperatur vor dem Eintritt in den Absorber wurde insbesondere der sich verändernde Absorptionsprozess näher betrachtet. Hierfür wurde in einer Versuchsanlage vor dem Absorber ein zusätzlicher Wärmeübertrager verbaut, der das Kältemittel über einen Wasserkreislauf erwärmt.

Diese Arbeit dient dabei zur Voruntersuchung für den späteren Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgas-Wärmeübertragers für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen (GAWPs). GAWPs kommen üblicherweise in Kombination mit Brennwerttechnik zum Einsatz, bei der ein Teil der im Abgas enthaltenen Wärmemenge auf den Heizungswasserrücklauf übertragen wird. Für eine gute Ausnutzung der Abgaswärme muss der Taupunkt des Abgases möglichst weit unterschritten werden. Bei hohen Heizungswasserrücklauftemperaturen, wie sie in alten Gebäuden durch die Verwendung von Radiatoren auftreten, kann nur ein geringer Anteil der Abgaswärme genutzt werden. Durch eine Wärmeübertragung auf das Kältemittel kann, trotz hoher Heizungswasserrücklauftemperaturen, die im Abgas enthaltene Wärmemenge besser genutzt werden. Dies führt damit zu einem Anstieg der Kältemitteltemperatur vor dem Absorber. Durch die Messdurchführungen an der Versuchsanlage soll das durch die hohe Kältemitteltemperatur veränderte Absorptionsverhalten beurteilt werden.

Die Ergebnisse der Messungen an der Versuchsanlage zeigen, dass sich eine signifikante Zunahme der Absorberleistung durch eine hohe Kältemitteltemperatur ergab. Je nach Anlagenkonfiguration wurde, bei zusätzlicher Erwärmung des Kältemittels vor dem Absorber auf 85 °C, bis zu 22 % mehr Wärme an die Wärmesenke abgeführt, als ohne zusätzliche Wärmezufuhr vor dem Absorber. Die gewählte Regelungsstrategie führte bei erhöhter Kältemitteltemperatur zu einer Reduktion des Kältemittelmassenstroms in der Versuchsanlage. Schlussendlich ergab sich eine Erhöhung der Leistungszahl (COP) um bis zu 20 % im Vergleich zum Betrieb ohne zusätzlicher Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom.

# Abstract

Title: Investigation of the absorption process of a heat pump system with high refrigerant temperature at the absorber inlet

Author: Markus Brunner

1<sup>st</sup> keyword: absorption heat pump

2<sup>nd</sup> keyword: ammonia/water

3<sup>rd</sup> keyword: superheated refrigerant

Within the scope of this work, a modified absorption heat pump circuit was investigated. By raising the refrigerant inlet temperature before entering the absorber, the influence on the absorption process was examined in detail. For this purpose, an additional heat exchanger was installed in a test rig between the evaporator and the absorber, which supplied the heat by an electrically heated water circuit.

This work is a preliminary investigation for the later use of a refrigerant-cooled flue gas heat exchanger for directly-fired gas absorption heat pumps (GAHPs). GAHPs are usually used in combination with a condensing boiler technology, in which a part of the heat contained in the flue gas is transferred to the return flow of the hydraulic heating system. The return temperature should be kept at a minimum, to ensure that it is as far below the dew point of the flue gas as possible. At high temperatures of the return flow, such as found in old buildings due to the use of radiators, only a small part of the flue gas heat can be used. By transferring the heat to the refrigerant, the amount of heat contained in the flue gas can be better utilised even at high return temperatures of the hydraulic heating system. This leads to an increase of the refrigerant inlet temperature at the absorber. Measurements at the test rig were conducted to assess the absorption behavior, which has been changed by the high refrigerant inlet temperature.

The results of the measurements at the test rig show that a significant increase in absorber capacity can be achieved by high refrigerant temperatures. Depending on the system configuration, up to 22 % more heat was transferred to the heat sink at a refrigerant temperature of 85 °C compared to the operation without additional heat transfer to the refrigerant mass flow. The chosen control strategy led to a reduction of the refrigerant mass flow in the test plant at increased refrigerant temperature. Finally, the Coefficient of Performance (COP) was increased up to 20 % in comparison to the operation without additional heat transfer to the refrigerant mass flow.

# Vorwort

Diese Diplomarbeit wurde im Rahmen des Projekts „FluePump - Effizienzsteigerung durch kältemittelgekühlten Rauchgaskondensator für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen“ (FFG-Nr.: 843579) am Institut für Wärmetechnik (IWT) der technischen Universität Graz (TU Graz) durchgeführt. Das Projekt ist Teil des Energieforschungsprogramms und wird aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert.

An dieser Stelle möchte ich mich besonders bei Herrn Dipl.-Ing. Philipp Wagner für die ausgezeichnete Betreuung während der Durchführung dieser Diplomarbeit bedanken. Seine fachliche Kompetenz hat in großem Maße zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit beigetragen. Weiters bedanke ich mich bei Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer für die Zuteilung und Beurteilung der vorliegenden Arbeit. Zudem möchte ich mich beim technischen Personal des Instituts bedanken, das mich stets tatkräftig während des Aufbaus der Versuchsanlage unterstützt hat.

Ein großes Dankeschön möchte ich an meine Eltern richten, deren Unterstützung ich mir immer sicher sein konnte. Ebenso möchte ich mich auf diesem Wege bei meinen Freunden und Studienkollegen, die mir während meiner Studienzeit viele schöne Momente bereitet haben, bedanken.

Graz, Januar 2019

Markus Brunner

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iv</b>
<b>1 Einführung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen</b>	<b>6</b>
2.1 Funktionsweise einer Absorptionswärmepumpe . . . . .	6
2.2 Sorptionsprozess . . . . .	7
2.3 Ammoniak/Wasser als Stoffpaar einer Absorptionswärmepumpe . . . . .	8
2.3.1 Berechnung der Mischungswärme . . . . .	11
2.3.2 Ammoniak/Wasser Lösungsfeld des Absorptionswärmepumpenprozesses .	13
2.3.3 Auswirkungen des Temperaturgleit zeotroper Gemische auf Verdampfer und Kondensator . . . . .	16
<b>3 Versuchsstandsbeschreibung</b>	<b>22</b>
3.1 Realisierte Prozessführung . . . . .	22
3.2 Komponenten der Versuchsanlage . . . . .	25
3.3 Messtechnik . . . . .	39
3.4 Anlagenregelung . . . . .	40
3.4.1 Regelung der äußeren Temperaturniveaus . . . . .	41
3.4.2 Regelung und Beeinflussung der Prozessgrößen . . . . .	42
3.4.3 Regelungsanpassungen . . . . .	46
<b>4 Messdurchführung und Auswertung</b>	<b>50</b>
4.1 Messpunkte . . . . .	50
4.2 Messdatenaufzeichnung . . . . .	52
4.3 Messergebnisse . . . . .	54
4.3.1 Vergleich des Anlagenverhaltens bei konstant gehaltenem Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ ) . . . . .	56
4.3.2 Vergleich des Anlagenverhaltens bei konstant gehaltener Gesamtseiten- leistung ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ ) . . . . .	67
<b>5 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>80</b>
<b>Literatur</b>	<b>85</b>

# 1 Einführung

Mit der stetigen überproportionalen Steigerung der Bevölkerungszahl, wird der weltweiten Energiewirtschaft in den nächsten Jahrzehnten eine besondere Rolle zukommen. Hierbei gilt es, den Pro-Kopf-Verbrauch sowie den durch Wirtschaftsbetriebe hervorgerufenen Verbrauch an Energie weitestmöglich zu senken. Für das Erreichen dieser Zielsetzung sind Veränderungen in der allgemeinen Verhaltensweise der Bevölkerung im Umgang mit Energie anzustreben, neue effizientere Technologien zu entwickeln sowie bestehende Technologien soweit zu verbessern, sodass die Energieumsetzung effizienter vonstatten gehen kann. Die Europäische Union (EU) hat hierfür das Klimaziel 20-20-20 vorgegeben. Bis zum Jahr 2020 sollen, im Vergleich zum Jahr 1990, 20 % der Treibhausgasemissionen eingespart, der Anteil erneuerbarer Energien um 20 % gesteigert sowie die Energieeffizienz um 20 % verbessert werden.

Mit einem Anteil von 25,4 % am Gesamtenergieverbrauch in der Europäischen Union, stellt der durch Haushalte verursachte Verbrauch den zweitgrößten Verbraucher dar (Eurostat, 2017). Lediglich der Transportbereich erzielt mit 33,1 % einen größeren Wert, wohingegen der Bereich Industrie mit 25,3 % knapp hinter den Verbrauch durch Haushalte fällt (Eurostat, 2017). Bei der Aufschlüsselung der Energieverbraucher im Haushaltsbereich aus dem Jahr 2016 wird ersichtlich, dass mit 64,7 % für die Raumbeheizung die meiste Energie aufgewendet wurde (Eurostat, 2018). Durch die Umsetzung des Klimazieles der Europäischen Union soll auch dieser Energieaufwand gesenkt werden.

Diese Zielsetzung wird allerdings durch die niedrigen Rohölpreise der vergangenen Jahre gebremst (Rohölpreise 2014 unter 60 \$ / barrel, 2015 unter 40 \$ / barrel). Gleichzeitig mit den sinkenden Rohölpreisen sanken auch die Erdgaspreise. Durch diese niedrigen Preisniveaus wurde die Verbreitung innovativer Energietechnologien (Biomasse, Photovoltaik, Solarthermie, Wärmepumpen und Windkraft) im Jahr 2017 gebremst. Zwar wurde im selben Jahr ein Wachstum des Absatzes innovativer Technologien verzeichnet, jedoch fiel dieses sehr schwach aus. Betrachtet man den Verlauf der Absätze der unterschiedlichen innovativen Energietechnologien über die letzten Jahre, so fällt zudem auf, dass es zwischen diesen zu einem vermehrten Wettbewerb kam (Photovoltaik vs. Solarthermie; Biomasse Heizsysteme vs. Wärmepumpe). Die Auswirkungen des niedrigen Preisniveaus fossiler Brennstoffe betrafen bisweilen den Sanierungsmarkt, da ein Austausch der bestehenden Anlagen oftmals auf einen späteren Zeitpunkt verschoben wird. Bei anhaltend niedrigen Preisniveaus dürfte dies zukünftig auch Auswirkungen auf den Heizungsmarkt im Bereich des Neubaus haben. (Biermayr et al., 2018)

In Österreich konnte im Jahr 2017 wurden in Österreich 25.019 Wärmepumpen abgesetzt. Das bedeutet eine Steigerung von 9,1 % im Vergleich zum Vorjahr. Damit konnte die positive Entwicklung der letzten Jahre fortgesetzt werden. Besonders in Neubauten kommen oftmals Wärmepumpen zum Einsatz. Die energieeffizientere Bauart neuer Gebäude führt zu einem niedrigen spezifischen Heizwärmebedarf. In Kombination mit den, durch den Verbau von Flächenheizungen benötigten Vorlauftemperaturen auf niedrigem Temperaturniveau, kann dieser Heizwärmebedarf von Wärmepumpen in effizienter Art und Weise bereitgestellt werden. (Biermayr et al., 2018)

All jene baulichen Eigenschaften, die bei neu errichteten Gebäuden einen effizienten Einsatz von Wärmepumpen ermöglichen, treffen auf alte Gebäude, bei denen es zu einer Erneuerung des Heizungssystems kommen soll, meist nicht zu. Während lt. Statistischem Bundesamt (2018) für das Jahr 2017, in Deutschland 37,2 % der Neubauten mit Wärmepumpensystemen für Heizzwecke ausgestattet wurden, entfielen lt. dem Bundesverband Wärmepumpe (2017) im Jahr 2016 lediglich etwas weniger als 5 % auf Wärmepumpenanlagen, die im Zuge einer Sanierung installiert wurden.

# 1 Einführung

In den meisten Fällen handelt es sich dabei um Kompressionswärmepumpen, die allein durch elektrische Energie angetrieben werden. Für den Betrieb einer Absorptionswärmepumpe ist neben der elektrischen Energie für den Antrieb des Lösungsmittelkreises zusätzlich thermische Energie für den Austreibungsprozess notwendig. Die thermische Energie stammt oftmals aus einer Gasverbrennung. Auch wenn eine Absorptionswärmepumpe viel weniger elektrische Energie als eine Kompressionswärmepumpe benötigt, so führen die derzeitigen Preise der elektrischer Energie und des Gases zu höheren Betriebskosten der Absorptions- gegenüber der Kompressionswärmepumpe.

Da sich 72,6 % der österreichischen (Statistik Austria, 2017) und 78,6 % der deutschen Haushalte (Statistisches Bundesamt, 2013) in Gebäuden befinden, die vor 1990 errichtet wurden und dementsprechend viele alte Heizungssysteme vor einer Erneuerung stehen, gilt es auch hier, durch geeignete Technologien, eine verbesserte Energieausbeute zu ermöglichen und gleichzeitig den  $CO_2$ -Ausstoß zu verringern. Aufgrund der zuvor genannten Voraussetzungen für einen effizienten Betrieb einer Wärmepumpenanlage scheidet diese Anlagenform meistens aus. Wegen der relativ geringen Anschaffungskosten und den derzeit niedrigen Preisniveaus fossiler Energieträger fällt die Wahl zumeist auf Brennwertkesselanlagen.

Mit Hilfe der Brennwerttechnik kann die im Abgas enthaltene Wärme, die sonst ungenutzt an die Umgebung abgegeben werden würde, zum Vorwärmen des Heizungswasserrücklaufes genutzt werden. Um mit diesem Vorgang eine gute Ausbeute zu erzielen, sollte sich die Rücklauftemperatur möglichst weit unterhalb der Taupunkttemperatur des Abgasstromes befinden. Die Taupunkttemperatur kennzeichnet jenen Punkt, bei dem die Auskondensation des Wasserdampfes aus dem Abgas beginnt. Durch eine tiefe Rücklauftemperatur wird es möglich, den Großteil der latenten Wärmemenge des Abgases auf den Heizungswasserrücklauf zu übertragen. Befindet sich jedoch die Rücklauftemperatur oberhalb der Taupunkttemperatur, ist nur die sensible Wärme nutzbar. Dieser Umstand wird in den Abbildungen 1-1 und 1-2 verdeutlicht. In den beiden Diagrammen sind jeweils die Temperaturverläufe des Abgases ( $t_{exhaust}$ ) mit den dabei rückgewinnbaren relativen Wärmeströmen ( $\dot{Q}_{FlueHX} / \dot{Q}_{Abgas}$ ) für die Abgaseintrittstemperaturen 140 °C (Abbildung 1-1) und 100 °C (Abbildung 1-2) bei Verbrennung von Erdgas mit einem Luftverhältnis von  $\lambda = 1,3$  abgebildet. Dabei wird von einer kompletten Ausnützung der latenten Wärmemenge des Rauchgases ausgegangen, wenn dieses auf eine Temperatur von 20 °C abgekühlt wird (Bezugspunkt). Der Knick in den Temperaturverläufen kennzeichnet den Taupunkt und ist jeweils bei ca. 55 °C erkennbar.

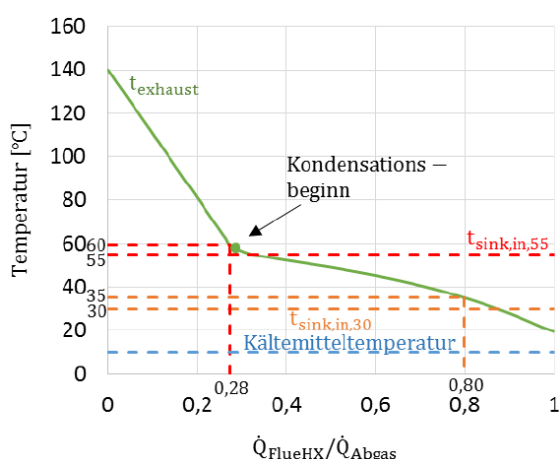


Abbildung 1-1: Übertragbare Abgaswärme durch Nutzung von Brennwerttechnik am Beispiel Erdgas ( $\lambda = 1,3$ ), Abgaseintrittstemperatur 140 °C (Wagner und Rieberer, 2017)

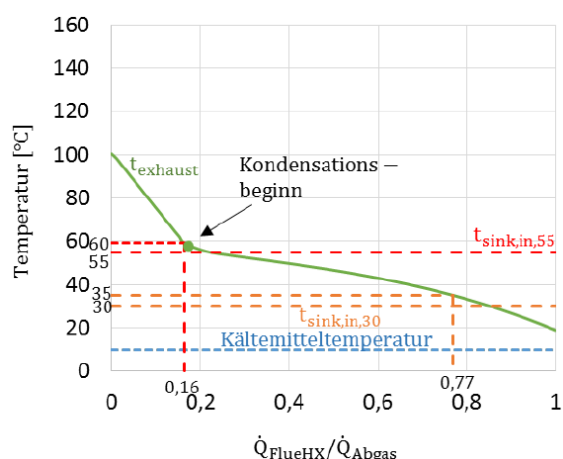


Abbildung 1-2: Übertragbare Abgaswärme durch Nutzung von Brennwerttechnik am Beispiel Erdgas ( $\lambda = 1,3$ ), Abgaseintrittstemperatur 100 °C (Wagner und Rieberer, 2017)



## 1 Einführung

Die Wärmeübertragung bei der Brennwertechnik wird durch einen Abgaswärmeübertrager (Rauchgaskondensator) vollzogen. Zur Anwendung kommen dabei häufig Schlangenrohr- oder Rippenrohr-Wärmeübertrager. Der schematische Aufbau eines solchen Brennwertkessels ist in Abbildung 1-3 ersichtlich. Dem Wärmeübertrager wird einerseits das heiße Rauchgas und andererseits der Heizungswasserrücklauf mit niedriger Temperatur zugeführt. Die Temperatur des Heizungswasserrücklaufs ist dabei durch die Außentemperatur beeinflusst. Die Wärmeübertragung erfolgt innerhalb des Wärmeübertragers durch Abkühlung des Rauchgases und gleichzeitiger Erwärmung des Heizungswasserrücklaufs. Für diesen Vorgang ist allerdings ein Temperaturunterschied (Grädigkeit) zwischen den beiden Medien notwendig. Dies bedeutet, dass, für die Erreichung der Taupunkttemperatur, die Oberflächentemperatur der Abgasseite des Wärmeübertragers für die Kondensation ausschlaggebend ist. Die notwendige Grädigkeit beträgt dabei i.d.R. 5 K. Die Rücklauftemperatur des Heizungskreislaufs muss daher zumindest um diesen Betrag niedriger sein, damit die Taupunkttemperatur des Rauchgases überhaupt erreicht werden kann.

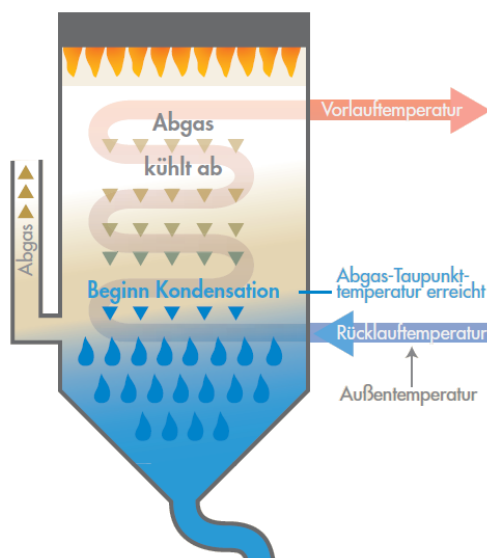


Abbildung 1-3: Schematischer Aufbau eines Brennwertkessels (ASUE, 2006)

Bei älteren Gebäuden sind, aufgrund der Verwendung von Radiatoren und des niedrigen Dämmstandards, hohe Vor- und Rücklauftemperaturen im Heizungskreislauf notwendig. Die Heizflächenauslegung für ältere Gebäude wurde, zufolge Recknagel et al. (2010), meist nach DIN EN 442-1 (2015) durchgeführt. Diese sieht folgende Bedingungen für den Betrieb eines solchen Heizungssystems vor: Vorlauftemperatur 75 °C, Rücklauftemperatur 65 °C und Raumtemperatur 20 °C. Tatsächlich wird zumeist eine Vorlauftemperatur von 70 °C und eine Rücklauftemperatur von 55 °C realisiert (Recknagel et al., 2010). Bei diesen Bedingungen ist, unter Berücksichtigung einer angenommenen Grädigkeit von 5 K, eine Abkühlung des Rauchgases auf lediglich 60 °C möglich. Der Taupunkt wird in diesem Fall nicht erreicht. Wie in Abbildung 1-1 eingetragen, können bei einer Abgaseintrittstemperatur von 140 °C, nur 28 % der Abgaswärme auf den Heizungswasserrücklauf übertragen werden. Bei einer Abgaseintrittstemperatur von 100 °C können lediglich 16 % der Abgaswärme genutzt werden, wie aus Abbildung 1-2 hervorgeht.

Als Vergleich hierzu sind in den Abbildungen 1-1 und 1-2 auch die übertragbaren Wärmestromverhältnisse bei Verwendung von Niedertemperaturheizflächen (Flächenheizung) dargestellt. Mit einer Rücklauftemperatur von etwa 30 °C und einer angenommenen Grädigkeit von ebenfalls 5 K ist es möglich, bei einer Abgaseintrittstemperatur von 140 °C bis zu 80 % (siehe Abbildung 1-1) und bei einer Abgaseintrittstemperatur von 100 °C bis zu 77 % der Abgaswärme (siehe

## 1 Einführung

Abbildung 1-2) zu nutzen. Hohe Rücklauftemperaturen führen daher, wie gezeigt, zu einer verminderten Wärmeübertragung vom Abgas auf den Heizungswasserrücklauf und damit zu einer verschlechterten Energieausbeute. Bei hohen Temperaturen kann die Brennwerttechnik damit nicht ihr volles Potential ausschöpfen. Weitere Effizienzverbesserungen bei Brennwertsystemen sind daher aufgrund der gegebenen Rahmenbedingungen und den physikalischen Gesetzmäßigkeiten nicht mehr möglich.

Neue Möglichkeiten zur Treibhausgasreduzierung können gasbetriebene Absorptionswärmepumpen (GAWPs) bieten. Zur Erwärmung des Heizungswasserrücklaufs in Gebäuden kann, durch die bei der Gasverbrennung entstehende Energie auf hohem Temperaturniveau, in Verbindung mit der aus der Umgebung zur Verfügung gestellten Energie auf niedrigem Temperaturniveau (regenerative Wärme), Energie auf mittlerem Temperaturniveau bereitgestellt werden. Dies kann im Folgenden für Heizzwecke genutzt werden. Mit der bei diesem Verfahren zusätzlich integrierten Brennwerttechnik sind unter günstigen Bedingungen, bei einer Wärmesenkenein-/austrittstemperatur (=Heizungswasserein-/austrittstemperatur) von 30/35 °C und einer Wärmequellenein-/austrittstemperatur von 10/7 °C, Leistungszahlen von bis zu 1,8 erreichbar (Wechsler et al., 2016). Bei Verbrennung von Gas ist es so möglich, 80 % mehr Heizwärme zu erzeugen, als bei direkter Beheizung mittels Gastherme. Im Vergleich zu Brennwertkesseln ist lt. Wolff et al. (2004), bei einer Wärmesenkenein-/austrittstemperatur von 30/35 °C, lediglich ein theoretischer Nutzungsgrad von 1,09 möglich. Für den Erhalt von 1 kW Heizwärme aus einem Wärmepumpenprozess sind damit 0,56 kW an zugeführter Wärmeenergie (unterer Heizwert) durch die Gasverbrennung notwendig, während für den Brennwertkessel eine Wärmezufuhr von 0,92 kW notwendig ist. Damit kann der Gasverbrauch bei einer gasbetriebenen Absorptionswärmepumpe, im Vergleich mit einer Brennwertkesselanlage, um bis zu 40 % reduziert werden. Der CO<sub>2</sub>-Ausstoß wird ebenfalls um den gleichen Prozentsatz gesenkt. Aufgrund der bei diesem System integrierten Brennwerttechnik sind für die Erreichung solch hoher Leistungszahlen besondere Betriebszustände notwendig. Zum einen darf das vorherrschende Temperaturniveau (Umgebungswärme) nicht zu tief sein, zum anderen muss die Wärmeabgabe über Niedertemperaturheizflächen (Flächenheizung) an die Raumluft erfolgen.

Vor allem wegen der in älteren Gebäuden nicht vorhandenen Flächenheizungen ist dieses System für die Erneuerung alter Heizungssysteme ebenfalls nicht ideal. Im Rahmen vorausgegangener Arbeiten wurde deshalb von Wagner und Rieberer (2017, 2018a) eine Kreislaufmodifikation an einer gasbetriebenen Absorptionswärmepumpe simulativ untersucht. Anstelle eines über den Heizungswasserrücklauf gekühlten Abgaswärmeübertragers ist es mit Hilfe eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers möglich, beinahe die gesamte latente Wärmemenge des Abgases in den Wärmepumpenkreislauf zu übertragen. Die Brennwertnutzung wird damit auch bei hohen Rücklauftemperaturen sichergestellt und gleichzeitig eine höhere Leistungszahl der Anlage erreicht. Die schematischen Darstellungen des einfachen sowie modifizierten Prozesses sind in den Abbildungen 1-4 bzw. 1-5 ersichtlich. Darin wird der senkengekühlte Abgaswärmeübertrager mit „FlueHX (water)“ und der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager mit „FlueHX (ref)“ bezeichnet.

Während, wie in Abbildung 1-4 dargestellt, der senkengekühlte Abgaswärmeübertrager für die Vorwärmung des Heizungswasserrücklaufes zuständig ist, hat der kältemittelgekühlte Wärmeübertrager, wie in Abbildung 1-5 ersichtlich, die Aufgabe, die im Abgas enthaltene Wärmeenergie auf das Kältemittel (ref) zu übertragen. Die Positionierung des Wärmeübertragers erfolgt dabei zwischen dem Verdampfer (EVA) und dem Absorber (ABS), da direkt nach dem Verdampfer die geringste Temperatur im gesamten Wärmepumpenkreislauf auftritt. Je nach Betriebspunkt können hier theoretisch Temperaturen zwischen -15 °C und 15 °C auftreten. Eine Positionierung vor dem Verdampfer wäre aufgrund der daraus notwendigen verminderten Wärmezufuhr aus der Umgebung wenig sinnvoll. Diese niedrigen Temperaturen stellen nun sicher, dass, trotz hoher Rücklauftemperaturen, die Abgastemperatur bis weit unter den Taupunkt abgekühlt werden kann. In den

# 1 Einführung

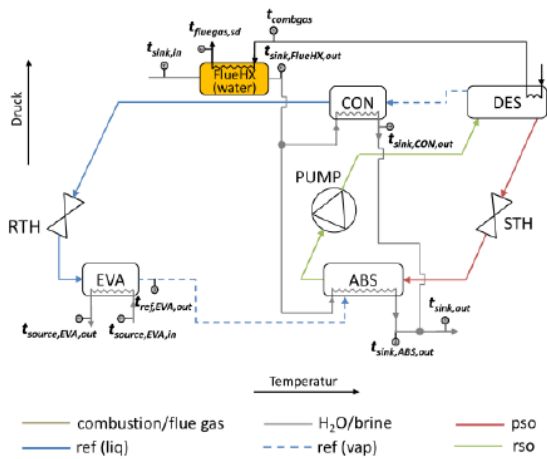


Abbildung 1-4: Herkömmlicher Absorptionskreislauf mit senkengekühltem Abgaswärmeübertrager (Wagner und Rieberer, 2018a)

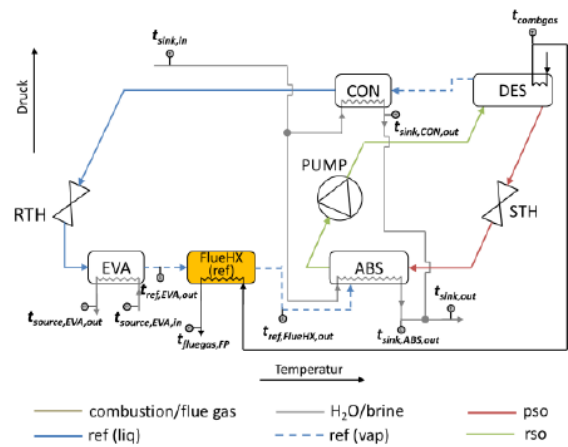


Abbildung 1-5: Modifizierter Absorptionskreislauf mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager (Wagner und Rieberer, 2018a)

Abbildungen 1-1 und 1-2 ist jeweils das Temperaturniveau durch das Kältemittel beispielhaft mit  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  in blau eingezeichnet. Geht man nun davon aus, dass bei  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  die komplette Wärmemenge übertragen wurde (Bezugspunkt), so kann mit einer Grädigkeit von  $10\text{ K}$  theoretisch die komplette Abgaswärmemenge genutzt werden. Aufgrund der niedrigen Kältemitteltemperatur muss durch eine entsprechende Dimensionierung sowie durch regelungstechnische Vorkehrungen ein Einfrieren des kältemittelgekühlten Wärmeübertragers verhindert werden.

Diese modifizierte Prozessführung und die damit einhergehende Erhöhung der Kältemitteltemperatur bei Eintritt in den Absorber führt zu einem veränderten Betriebsverhalten. Im Zuge dieser Arbeit sollen nun die dadurch hervorgerufenen Auswirkungen während dem Absorptionsvorgang festgestellt werden. Hierfür wurde an einer Versuchsanlage ein zusätzlicher Wärmeübertrager im Kältemittelkreislauf zwischen Verdampfer und Absorber angebracht, der über einen eigenen Wasserkreislauf das Kältemittel erwärmt und so die Funktion des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers simuliert. Anschließend wurden an der Versuchsanlage messtechnisch Daten des Absorptionsprozesses erfasst. Dies wurden für drei unterschiedliche Betriebspunkte (Variation der Wärmesenken- und Wärmequellen-Ein-/Austrittstemperatur) und jeweils unterschiedlichen Prozessführungen (mit/ohne Rektifizierkolonne (REC); mit/ohne Dephlegmator (DEP)), sowohl für den einfachen (ohne zusätzlicher Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom), als auch für den modifizierten Wärmepumpenkreislauf (mit zusätzlicher Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom) durchgeführt.

# 2 Grundlagen

Für den Hauptteil der vorliegenden Arbeit, der Auswertung der Messergebnisse an der Versuchsanlage, muss zunächst auf die Grundlagen von Absorptionswärmepumpen eingegangen werden. Dabei werden die grundlegende Funktionsweise von Absorptionsanlagen, die für den Absorptionsvorgang notwendigen Stoffpaarungen und deren Eigenschaften während des Betriebs der Anlage näher ausgeführt.

## 2.1 Funktionsweise einer Absorptionswärmepumpe

Eine Wärmepumpe hat die Aufgabe, durch Zufuhr von „hochwertiger“ Energie, Wärmeenergie, die auf niedrigem Temperaturniveau zur Verfügung steht, auf ein höheres anzuheben. Durch diesen Vorgang kommt es, durch den Entzug von Wärmeenergie auf dem niedrigen Temperaturniveau, zu einer Abkühlung. Die entzogene Wärmeenergie kann im Folgenden auf dem höheren Temperaturniveau abgegeben werden. So kann das Funktionsprinzip einer Wärmepumpe sowohl für Heiz- als auch Kühlungszwecke genutzt werden.

Für Wärmepumpen gibt es grundsätzlich zwei Bauarten. Bei dem in Abbildung 2-1 dargestellten Kreislaufschema handelt es sich um eine Kompressionswärmepumpe, bei jenem in Abbildung 2-2 um eine Absorptionswärmepumpe.

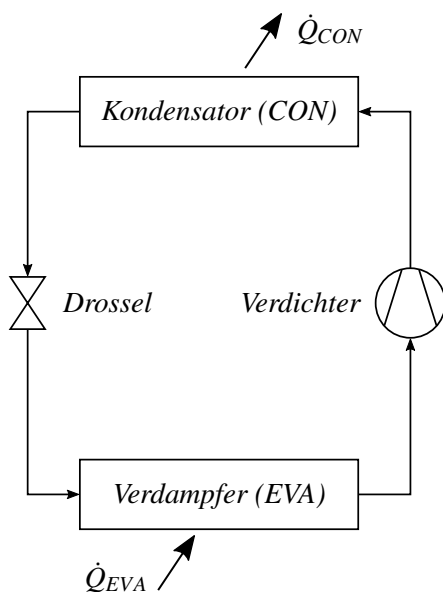


Abbildung 2-1: Schematischer Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe

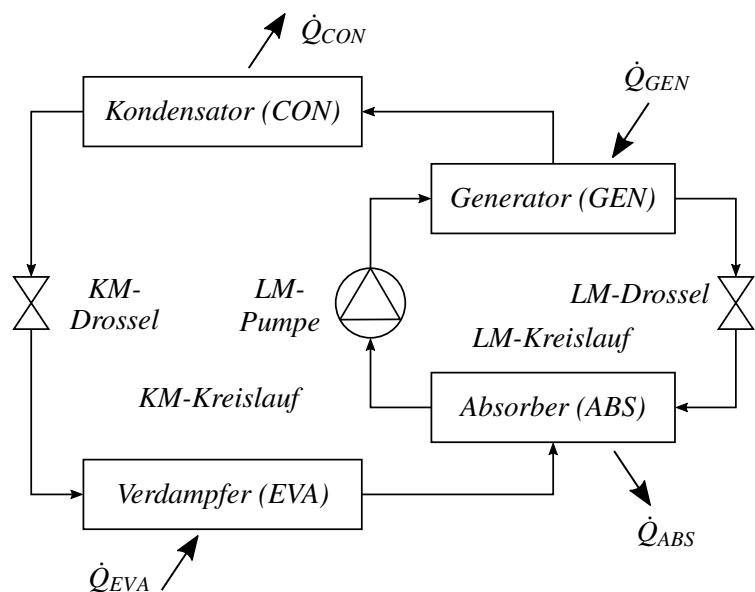


Abbildung 2-2: Schematischer Kreislauf einer Absorptionswärmepumpe

Die am häufigsten eingesetzte Variante ist die Kompressionswärmepumpe (siehe Abbildung 2-1). Bei dieser Ausführung wird das in der Anlage zirkulierende Kältemittel zunächst bei niedrigem Druck im Verdampfer (EVA) verdampft. Dies geschieht durch die Zufuhr der Wärmeenergie auf niedrigem Temperaturniveau. Das verdampfte Kältemittel wird im Anschluss durch einen elektrisch angetriebenen Verdichter auf höheren Druck befördert. Im Kondensator (CON) wird danach das Kältemittel wieder verflüssigt, indem diesem Wärme entzogen wird. Hierbei handelt es sich somit

um die Wärmeenergie auf hohem Temperaturniveau. Um das verflüssigte Kältemittel wieder dem Verdampfer zuführen zu können, muss dieses zuvor über eine Drossel auf den niedrigen Druck entspannt werden.

Im Gegensatz zur Kompressionswärmepumpe erfolgt die Druckerhöhung bei einer Absorptionswärmepumpe durch einen thermisch angetriebenen Verdichter. Dieser setzt sich aus einem Lösungsmittelkreislauf (LM-Kreislauf) zusammen, wobei die im Kreislauf zirkulierende Lösung durch eine Lösungsmittelpumpe (LM-Pumpe) auf höheren Druck gebracht wird (siehe Abbildung 2-2). Hierbei wird das Kältemittel (KM) nach dem Verdampfungsvorgang im Verdampfer (EVA) im Kältemittelkreislauf (KM-Kreislauf) durch einen Absorber (ABS) in den Lösungsmittelkreislauf eingebracht. Durch die Absorption des Kältemittels im Lösungsmittel (LM) wird Wärme frei, die ein mittleres Temperaturniveau aufweist und so für Heizanwendungen nutzbar ist. Das flüssige Gemisch aus Kälte- und Lösungsmittel (reiche Lösung) wird danach durch die Lösungsmittelpumpe auf den höheren Druck befördert. Das Kältemittel wird nun im Generator (GEN) durch Zufuhr hochwertiger Energie (Wärme auf hohem Temperaturniveau) aus der reichen Lösung ausgetrieben. Zurück bleibt (größtenteils) Lösungsmittel mit einem geringen Anteil an gelöstem Kältemittel (arme Lösung). Durch die Lösungsmitteldrossel (LM-Drossel) wird anschließend die arme Lösung wieder auf den niedrigen Druck entspannt. Das ausgetriebene Kältemittel (mit einem geringen Anteil an verdampftem Lösungsmittel) durchläuft im Anschluss die gleichen restlichen Prozessschritte wie bei der Kompressionswärmepumpe und gibt ebenso im Kondensator (CON) Wärmeenergie für Heizzwecke ab bevor es durch die Kältemitteldrossel (KM-Drossel) wieder auf niedrigen Druck entspannt wird. Das Prinzip der Absorptionswärmepumpe beruht somit darauf, dass Wärmeenergie auf niedrigem Temperaturniveau (Zuführung im Verdampfer) durch Einbringung von Wärmeenergie auf hohem Temperaturniveau (Zuführung im Generator) auf Wärmeenergie mit mittlerem Temperaturniveau (Abfuhr aus Kondensator und Absorber) angehoben wird.

Für die Druckerhöhung durch den Verdichter der Kompressionsanlage muss im Vergleich zur Druckerhöhung durch den thermischen Verdichter der Absorptionsanlage mehr elektrische Energie aufgewendet werden. Während bei der Absorptionsanlage der Druck einer Flüssigkeit durch die Lösungsmittelpumpe erhöht wird, so muss bei der Kompressionsanlage ein Gas komprimiert werden. Hierfür wird eine relativ große mechanische Energie benötigt, wodurch auch die zuzuführende elektrische Leistung vergleichsweise hoch ist.

## 2.2 Sorptionsprozess

Der grundlegende Prozess, ohne den die Umsetzung einer Absorptionswärmepumpe nicht möglich wäre, ist der Sorptionsprozess. Dieser gesamte Vorgang setzt sich aus zwei Teilprozessen zusammen, der Absorption und der Desorption.

Unter dem Vorgang der Absorption versteht man das Lösen eines oder mehrerer Bestandteile eines Gasgemisches (Absorptiv) in ein Sorptionsmittel. Laut Kalkgruber (2009) wird dabei die Phasengrenze durchdrungen und die Gasmoleküle in einer Flüssigkeit gelöst (Solventabsorption) oder in einem Feststoff eingelagert (Feststoffabsorption). Der Absorptionsvorgang geht so lange vonstatten, bis das gesamte Absorptiv gelöst oder das Sorptionsmittel zur Gänze gesättigt wurde.

Bei allen bisher in Absorptionsanlagen verwendeten Stoffpaarungen wird bei diesem Vorgang Wärme (Lösungswärme) freigesetzt (Niebergall, 1981). Diese Freisetzung führt allerdings dazu, dass der Absorptionsprozess, unter der Voraussetzung konstanten Drucks, mit steigender Temperatur immer schlechter vonstatten geht, da das Sorptionsmittel früher seinen Sättigungszustand erreicht.

Für einen gleichmäßigen Absorptionsprozess muss deshalb eine kontinuierliche Wärmeabfuhr gewährleistet werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Bindung eines Gasbestandteiles stellt die Adsorption dar, bei der das Absorptiv an einem Festkörper angelagert wird. Die Anwendungsbereiche der Adsorption erstrecken sich u.a. über Trennprozesse zur Abluft- bzw. Abgasreinigung, Trocknungsprozesse zur Abscheidung von Wasserdampf aus Gasgemischen, zur Gastrennung im Zuge der Wasserstoffproduktion aber auch für Adsorptionskältemaschinen. Da der Vorgang der Adsorption für die vorliegende Arbeit nicht weiter relevant ist, wird dieser Prozess im Folgenden nicht näher betrachtet.

Der Effekt, dass mit zunehmender Temperatur weniger Absorptiv im Sorptionsmittel gelöst werden kann, wird nun für die Desorption genutzt. Dabei wird durch eine gezielte Wärmezufuhr das gelöste Absorptiv aus dem Sorptionsmittel ausgetrieben. Die Desorption stellt damit den Umkehrprozess der Adsorption dar.

In Bezug auf die Absorptionsanlage wird i.d.R. das Sorptionsmittel als Lösungsmittel und das Absorptiv als Kältemittel bezeichnet. Als Kälte-/Lösungsmittelkombinationen kommen dabei verschiedene Stoffpaarungen mit und ohne Zugabe von Zusatzstoffen in Frage.

Neben der Stoffpaarung Wasser/Lithiumbromid ist die Stoffpaarung Ammoniak/Wasser die bei Absorptionsanlagen am häufigsten verwendete. Die größten Unterschiede sind auf die Einsatzbedingungen der beiden Stoffgemische zurückzuführen. Da bei der ersten Paarung Wasser als Kältemittel fungiert, kann dieses nicht für Verdampfungstemperaturen unter  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  genutzt werden. Die Stoffpaarung Ammoniak/Wasser kann hingegen für Kühlanwendungen bis zu  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  verwendet werden, wodurch es besonders bei Großkälteanlagen Einsatz findet.

Einen weiteren Unterschied betrifft den sich im Betrieb der Anlage einstellenden Druck. Während sich beim Stoffpaar Ammoniak/Wasser für den Hoch- und Niederdruck stets Werte größer  $1\text{ bar (abs.)}$  einstellen und damit größer als der Umgebungsdruck sind, ist dies beim Stoffpaar Wasser/Lithiumbromid nicht der Fall, bei dem sich die Prozessdrücke in einem Bereich zwischen  $8 - 95\text{ mbar (abs.)}$  bewegen (Rieberer, 2014). Die Aufrechterhaltung des Vakuums und damit den Kreislauf frei von Fremdgasen zu halten, ist technisch aufwändig und damit als nachteilig, im Vergleich zum Betrieb einer Anlage mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser, zu werten. Da in der Versuchsanlage des Instituts für Wärmetechnik (IWT) Ammoniak/Wasser als Stoffpaar in Verwendung ist, werden die Eigenschaften von Wasser/Lithiumbromid nicht näher erläutert.

### **2.3 Ammoniak/Wasser als Stoffpaar einer Absorptionswärmepumpe**

Für die nachfolgende Beschreibung der Eigenschaften des Stoffpaares Ammoniak/Wasser, sind in Tabelle 2-1 die Stoffeigenschaften der Reinstoffe angeführt.

Ein wesentlicher Vorteil von Ammoniak als Kältemittel stellt dessen hohe volumetrische Kälteleistung  $q_v$  im Vergleich mit Wasser dar. Während die Verdampfungsenthalpie  $r = h'' - h'$  des Wassers bei Betriebstemperatur zunächst noch größer ist als jene von Ammoniak, führt die hohe Dichte des Ammoniaks im gasförmigen Zustand  $\rho''_{ref}$  schlussendlich zu dieser hohen volumetrischen Kälteleistung (siehe Tabelle 2-1). Dies hat den Vorteil, dass für die Erreichung der gewünschten Kälte-/Wärmeleistung, nur geringe Volumenströme notwendig sind. Dadurch kann die Baugröße und die Rohrdimensionierung möglichst klein gehalten werden kann.

## 2 Grundlagen

Tabelle 2-1: Stoffeigenschaften von Ammoniak und Wasser (VDI-Wärmeatlas (2013), CoolPack (2012))

	Ammoniak NH <sub>3</sub> ; R717	Wasser H <sub>2</sub> O	Einheit
Molare Masse $M$	0,017031	0,018015	kg/mol
Kritische Temperatur $t_c$	132,25	373,946	°C
Kritischer Druck $p_c$	113,39	220,64	bar
Kritische Dichte $\rho_c$	225	322	kg/m <sup>3</sup>
Trippelpunkttemperatur $t_t$	-77,65	0,01	°C
Trippelpunktdruck $p_t$	0,061	0,00612	bar
Siedepunkt bei Umgebungsdruck $t_s$	-33,34	99,99	°C
Dichte des Sattdampfes $\rho''$ (20 °C)	6,7	0,017	kg/m <sup>3</sup>
Verdampfungsenthalpie $r$ (20 °C)	1186,55	2454,87	kJ/kg
Volumetrische Kälteleistung $q_v$ (20 °C)	7947,95	42,48	kJ/m <sup>3</sup>

Als Nachteil ist hingegen die Giftigkeit und Brennbarkeit von Ammoniak anzuführen. Aufgrund des sich während des Betriebs einstellenden Überdrucks muss auch beim Stoffpaar Ammoniak/Wasser auf die Dichtigkeit der Anlage geachtet werden. Des Weiteren muss für eine ausreichende Belüftung am Aufstellungsort gesorgt werden. Da Ammoniak jedoch schon in geringsten Mengen einen sehr starken Geruch entwickelt (Wahrnehmungsgrenze bei 5 ppm bzw. 3,5 mg/m<sup>3</sup> (Eurammon, 2011)), kann diese Eigenschaft als Warnmechanismus gesehen werden. Ammoniakvergiftungen (Vergiftungserscheinungen ab 2500 ppm bzw. 1750 mg/m<sup>3</sup> (Eurammon, 2011)) sind aus diesem Grund äußerst selten.

Bei Verwendung von Ammoniak sowie wässriger Lösung von Ammoniak ist zusätzlich auf die in der Anlage verwendeten Werkstoffe zu achten. Da Kupfer und Messing gegen Ammoniak unbeständig sind, dürfen diese Werkstoffe nicht für Rohrleitungen, Armaturen oder Dichtelemente verwendet werden. Stahlelemente dürfen nur unter Zugabe von Korrosionsinhibitoren zur Anwendung kommen. Bei Betrieb ohne Zusatzstoffe können Edelstahlbauteile verbaut werden. Zur Abdichtung kann Teflon (PTFE) verwendet werden. (Zetzsche, 2012)

Die Verwendung des Arbeitsstoffpaares Ammoniak/Wasser hat zusätzlich Auswirkungen auf die Ausführung der Anlage. Während bei der Verwendung flüchtiger Lösungsmittel die Absorption im Absorber keine Probleme bereitet (komplette Aufnahme des Kältemittels im Lösungsmittel), ist dies bei der Austreibung im Generator nicht gänzlich möglich. Die in den Generator eintretende Flüssigkeit stellt keinen Reinstoff dar, sondern ein zeotropes Zweistoffgemisch. Zur besseren Verständlichkeit des Verdampfungsvorgangs eines zeotropen Zweistoffgemisches ist in Abbildung 2-3 dieser Vorgang in einem T-x-Diagramm dargestellt.

Als Reinstoff weist jeder der beiden Bestandteile A bzw. B eine konstante Siedetemperatur bei konstantem Druck auf. Die Siedetemperatur des Stoffes A liegt dabei höher als jene des Stoffes B. Diese sind im Diagramm mit  $T_A$  und  $T_B$  gekennzeichnet. Je nach Zusammensetzung ( $x$ ) der Flüssigkeit ändert sich daher auch die Siedetemperatur des Gemisches. Die Zusammensetzung (Konzentration) errechnet sich dabei, in Bezug auf die Abbildung 2-3, wie in Gl. 2-1 dargestellt.

$$x = \frac{m_B}{m_{ges}} = \frac{m_{NH_3}}{m_{H_2O} + m_{NH_3}} \quad \text{Gl. 2-1}$$

Der konzentrationsabhängige Verlauf der Siedepunkte ist durch die Siedelinie (boiling line) im Diagramm verdeutlicht. Dabei ist erkennbar, dass mit zunehmendem Anteil des schwerer sie-

## 2 Grundlagen

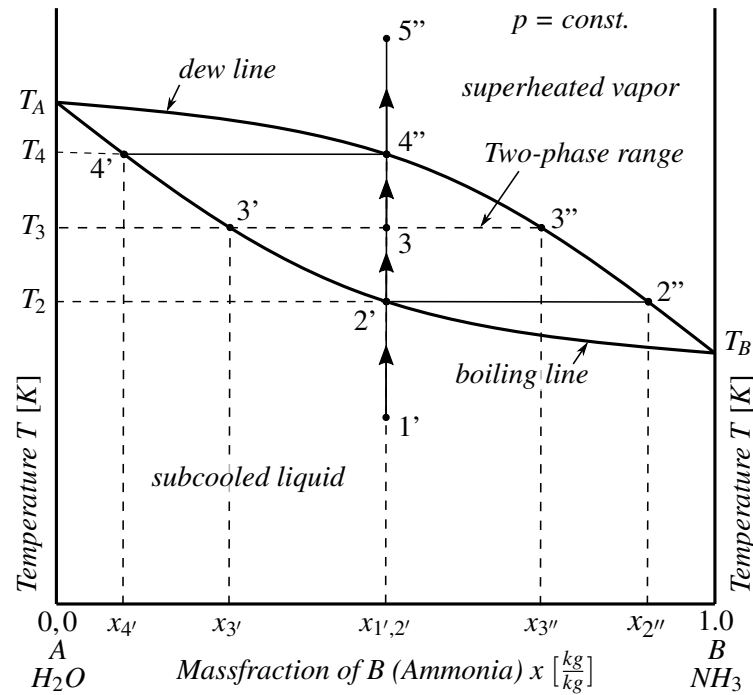


Abbildung 2-3: Verdampfungsprozess eines Stoffgemisches in einem T-x-Diagramm (Herold et al., 1996)

denden Bestandteils (sinkendes  $x$ ), der Siedepunkt des Gemisches steigt. Für die Erklärung des Verdampfungs Vorgangs eines zeotropen Zweistoffgemisches werden im Diagramm die verschiedenen Beschriftungen mit Apostrophen gekennzeichnet. Mit einem Apostroph gekennzeichnete Variablen sind der Flüssigphase, jene mit zwei Apostrophen der Dampfphase zuzuordnen. Zunächst wird die unterkühlte Flüssigkeit (subcooled liquid) in Punkt 1' bei gegebener Zusammensetzung ( $x_1'$ ) auf die entsprechende Siedetemperatur ( $T_2$ ) in Punkt 2' gebracht. Sobald der Siedepunkt erreicht ist, beginnt das Flüssigkeitsgemisch zu verdampfen. Durch die geringere Siedetemperatur des Stoffes B entsteht ein Dampfgemisch, das zum Großteil aus dem Stoff B und zu einem geringen Anteil aus dem Stoff A besteht. Die Zusammensetzung des Dampfes ist dabei durch den Punkt 2'' auf der Taulinie (dew line) dargestellt. Dass nicht nur der Stoff B verdampft, bei dem eindeutig die Siedetemperatur des Reinstoffes überschritten wurde, liegt daran, dass der Stoff A ebenfalls einen Dampfdruck in der Gasphase besitzt. Dadurch, dass stets ein thermodynamisches Gleichgewicht zwischen der Dampf- und Flüssigphase vorherrschen muss, geht nicht nur der leichter siedende, sondern auch der schwerer siedende Anteil in die Gasphase über. Dieser Effekt nimmt mit zunehmender Temperatur zu und ist durch Punkt 3 verdeutlicht, der sich inmitten des Zweiphasengebiets befindet. Bei der Temperatur  $T_3$  hat der entstehende Dampf die Zusammensetzung des Punktes 3''. Wie hier erkennbar, nimmt mit steigender Temperatur der Anteil des Stoffes B ab ( $x_3'' < x_2''$ ). Analoges gilt für die noch nicht verdampfte Flüssigkeit. Durch die anfängliche Verdampfung größerer Mengen des leichter siedenden Bestandteils nimmt im Verlauf die Konzentration der Flüssigkeit allmählich ab ( $x_3' < x_2'$ ). Mit fortschreitender Verdampfung wandern somit die Zustandspunkte der Gasphase entlang der Taulinie und jene der Flüssigphase entlang der Siedelinie. Dies geht so lange vonstatten, bis der Punkt 4'' erreicht wird. In diesem Punkt hat der Dampf die gleiche Zusammensetzung wie die unterkühlte Flüssigkeit ( $x_4'' = x_1'$ ). Der letzte Flüssigkeitstropfen hat dabei die in Punkt 4' vorherrschende Zusammensetzung ( $x_4'$ ). Bei weiterer Temperaturerhöhung (Punkt 5'') liegt der Dampf in überhitztem Zustand vor. Die bei der Verdampfung eines zeotropen Stoffgemisches bei konstantem Druck auftretende Temperaturdifferenz ( $t_4 - t_2$ ) wird Temperaturgleit genannt. Für die Kondensation eines zeotropen Zweistoffgemisches läuft dieser Vorgang in der entgegengesetzten Richtung ab. Dabei beginnen, beim Erreichen der Taulinie, die ersten Flüssigkeitstropfen aus der Gasphase auszukondensieren.



Da für die Funktion der Absorptionsanlage sowohl ein dampfförmiger Massenstrom für den Kältemittelkreislauf, als auch ein flüssiger Massenstrom für den Lösungsmittelkreislauf notwendig ist, muss die Temperatur für den Austreibungsvorgang stets zwischen den beiden Siedetemperaturen der Reinstoffe liegen. Bei der Verwendung des Stoffpaares Ammoniak/Wasser bleibt bei der Desorption somit ein geringer Anteil von Wasser im Kältemittelmassenstrom zurück, der als „Verunreinigung“ angesehen werden kann und negative Auswirkungen auf die Anlagenleistung hat. Ein hoher Wassergehalt im Kältemittelmassenstrom führt zu einem gesteigerten Temperaturleit im Verdampfer und damit zu einem Absinken des Verdampfungsdrucks, was wiederum negative Auswirkungen auf die Kälteleistung und die Leistungszahl der Anlage hat (Kahn, 1995). Insbesondere bei niedrigen Verdampfungstemperaturen hat dies einen großen Einfluss, wodurch es notwendig wird, den Kältemitteldampf möglichst gut von Wasser zu befreien (Zetzsche, 2012). Zur „Kältemittelreinigung“ (NH<sub>3</sub>-„Aufkonzentration“) stehen verschiedene Anlagenkomponenten bereit, die in den Wärmepumpenkreislauf integriert werden können. Hierbei handelt es sich um die Rektifizierkolonne (REC) und den Dephlegmator (DEP). Laut Kahn (1995) wird es dadurch möglich, ein Dampfgemisch mit einem Ammoniakanteil von  $x = 0,998$  zu erhalten. Die Funktionsweise dieser beiden Anlagenkomponenten sowie aller anderen prozessrelevanten Bauteile der Anlage werden in Kapitel 3 näher erläutert.

Für einen angepassten Einsatz der Arbeitsstoffpaarungen können Zusatzstoffe in den Kreislauf eingebracht werden. Diese Stoffe nehmen Einfluss auf den Dampfdruck und bewirken dadurch ein Erhöhen bzw. Absenken der Siedetemperatur im Vergleich zum Ausgangsgemisch. Bei gegebener Austreibungstemperatur im Generator können so bessere Effizienzen erzielt werden. Die Zusatzstoffe, bei Gebrauch des Stoffpaares Ammoniak/Wasser, umfassen verschiedene Salze oder Hydroxide. Zu den siedetemperaturerhöhenden Zusatzstoffen zählen LiBr, LiCl und LiNO<sub>3</sub>, zu den siedetemperaturherabsetzenden die Stoffe NaOH, KOH und LiOH. (Steiu et al., 2009)

### 2.3.1 Berechnung der Mischungswärme

Wie bereits in Kapitel 2.1 beschrieben, werden während des Absorptionsvorganges beträchtliche Wärmemengen frei, die für die Erhitzung des Heizungswassers genutzt werden können. Der Vorgang, durch den dieser Effekt hervorgerufen wird, wurde in Kapitel 2.2 näher erläutert. Die Berechnung dieser frei werdenden Wärmemenge, die in der Fachliteratur als Mischungswärme bezeichnet wird, soll nun näher ausgeführt werden.

Die Mischungswärme ( $h^E$ ) ist i.d.R auf 1 kg des aufzulösenden Stoffes (Kältemittel) zu beziehen. Unter der Annahme, dass für diesen Vorgang eine sehr große Lösungsmittelmenge zur Verfügung steht, damit es nach der Absorption zu keiner merkbaren Konzentrationsänderung kommt, beschrieb Niebergall (1981) die Mischungswärme als jene Wärmemenge, die zu- oder abgeführt werden muss, damit nach kompletter Auflösung des Kältemittels die Ausgangstemperatur des Lösungsmittels ( $t_{sol}$ ) wieder erreicht wird. Die Berechnung der spezifischen Mischungswärme kann dabei durch die Berechnung von vier Teilwärmern (Gl. 2-2) erfolgen. Jeder Teilwärme liegt dabei ein Teilvorgang der Absorption zugrunde.

$$h^E = \underbrace{c_{p,ref,vap} \cdot (t_{ref,sh} - t_{ref,sat})}_1 + \underbrace{r_{ref}}_2 - \underbrace{c_{p,ref,liq} \cdot (t_{sol} - t_{ref,sat})}_3 + \underbrace{l}_4 \quad \text{Gl. 2-2}$$

1. Abkühlen des überhitzten Kältemitteldampfes ( $t_{ref,sh}$ ) auf Sättigungstemperatur ( $t_{ref,sat}$ ) bei entsprechendem Druck. Für die Berechnung dieser Teilwärme wird die spezifische Wärmekapazität des Kältemitteldampfes benötigt ( $c_{p,ref,vap}$ ).
2. Kondensation des gesättigten Kältemitteldampfes. Die Variable  $r_{ref}$  steht dabei für die Verdampfungsenthalpie (Verdampfungswärme) während der Kondensation.

## 2 Grundlagen

- Erwärmung des verflüssigten Kältemittels auf die Temperatur des Lösungsmittels ( $t_{sol}$ ). Bei der für die Wärmeberechnung benötigte spezifische Wärmekapazität handelt es sich um jene des verflüssigten Kältemittels ( $c_{p,ref,liq}$ ).
- Vermischung des flüssigen Kältemittels mit dem Lösungsmittel, wobei die Lösungswärme  $l$  frei wird oder zugeführt werden muss.

Aufgrund ähnlicher Werte der spezifischen Wärmekapazität des Kältemitteldampfes  $c_{p,ref,vap}$  sowie der spezifischen Wärmekapazität des flüssigen Kältemittels  $c_{p,ref,liq}$ , können oftmals die Beträge der Teilwärmern 1 und 3 aus Gl. 2-2 vernachlässigt werden (Niebergall, 1981). Für den Erhalt der spezifischen Mischungswärme vereinfacht sich dadurch die Berechnung wie in Gl. 2-3 dargestellt.

$$h^E = r_{ref} + l \quad \text{Gl. 2-3}$$

Die Lösungswärme  $l$  ist dabei für den Absorptionsvorgang von großer Bedeutung. Hierbei ist anzumerken, dass für alle Arbeitsstoffpaare bei Absorptionsanwendungen die Lösungswärme stets positiv ist. Allerdings zeigt sich, dass diese von der Kältemittelkonzentration im Lösungsmittel abhängig ist. Dieser Zusammenhang wird im Diagramm in Abbildung 2-4 für das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser sowie für weitere Arbeitsstoffpaarungen dargestellt. Hierin ist ersichtlich, dass mit zunehmender Konzentration des Lösungsmittels ( $\xi$ ) die Lösungswärme für jedes einzelne Arbeitsstoffpaar abnimmt. Für das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser beträgt die Lösungswärme  $l$ , bei einer Konzentration des Lösungsmittels  $\xi = 0$  (siehe Abbildung 2-4), bis zu ca. 70 % der Verdampfungswärme  $r_{ref}$  bezogen auf 20 °C (siehe Tabelle 2-1).

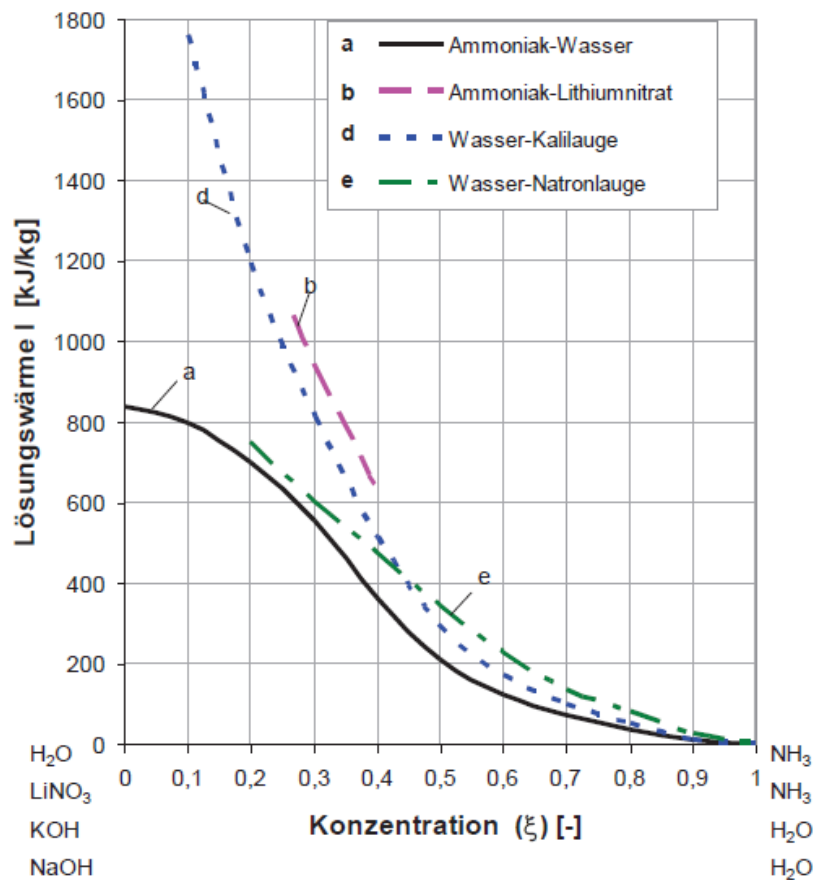


Abbildung 2-4: Lösungswärme in Abhängigkeit der Konzentration für verschiedene Arbeitsstoffpaare (Rieberer, 2014)

Wie bereits beschrieben, stellt die in Gl. 2-2 bzw. Gl. 2-3 definierte Mischungswärme eine spezifische Größe dar. Da bei einer Absorptionswärmepumpe allerdings eine kontinuierliche Absorption stattfindet, wird für die spätere Analyse der getätigten Messaufzeichnungen, Bezug auf die zeitlich anfallende Mischungswärme ( $\dot{H}^E$ ) genommen. Für die vereinfachte Form errechnet sich diese grundsätzlich, wie in Gl. 2-4 ersichtlich, durch die Multiplikation der spezifischen Mischungswärme ( $h^E$ ) mit dem zugeführten reinen Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref}$ ). Bei  $\dot{L}$  handelt es sich schlussendlich um die zeitlich anfallende Lösungswärme.

$$\dot{H}^E = \dot{m}_{ref} \cdot h^E = \dot{m}_{ref} \cdot (r_{ref} + l) = \dot{m}_{ref} \cdot r_{ref} + \dot{L} \quad \text{Gl. 2-4}$$

### 2.3.2 Ammoniak/Wasser Lösungsfeld des Absorptionswärmepumpenprozesses

Während für die Darstellung des Arbeitsprozesses von Kompressionswärmepumpen das T-s-Diagramm oder log(p)-h-Diagramm genügt, sind diese für die Darstellung des Absorptionswärmepumpenprozesses unzureichend. Eine wesentliche Größe des Absorptionswärmepumpenprozesses ist die NH<sub>3</sub>-Konzentration des Sorptionsmittels (Lösungsmittel), die in den zuvor erwähnten Diagrammen allerdings nicht einfach mit einbezogen werden kann. Aus diesem Grund benötigt man ein Zustandsdiagramm, welches neben zwei thermodynamischen Zustandsgrößen ebenfalls die Konzentration berücksichtigt. Hierfür hat sich das log(p)-1/T-Diagramm als nützlich erwiesen, worin die verschiedenen Konzentrationen als Parameterlinien bei Sättigungszustand eingetragen sind. Dieses Diagramm stellt somit die Beziehung zwischen Druck, Temperatur und Konzentration bei Sättigungszustand dar und wurde von Nesselmann (1934) als Lösungsfeld bezeichnet.

Die für die Darstellung des Diagramms benötigte Beziehung kann nach Niebergall (1981) durch die Ableitung der Clausius-Clapeyron'schen Zustandsgleichung erfolgen. Die nach dieser Ableitung erhaltene Beziehung ist in Gl. 2-5 angeführt.

$$\ln(p) = a - b \cdot \frac{h^E}{T} = a - b \cdot \frac{r_{ref} + l}{T} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Die in der Gleichung auftretenden Konstanten  $a$  und  $b$  sind durch das Arbeitsstoffpaar vorgegeben und können über zwei bekannte Punkte (z.B. Druck und Temperatur am Tripelpunkt bzw. kritischen Punkt) bei der jeweiligen Konzentration ( $\xi$ ) berechnet werden. Die Variable  $h^E$  steht weiters für die Mischungswärme, die sich für eine vereinfachte Berechnung aus der Verdampfungswärme  $r$  des reinen Kältemittels und der Lösungswärme  $l$  zusammensetzt. Diese vereinfachte Berechnungsart der Mischungswärme sowie die erweiterte Form wurden bereits in Kapitel 2.3.1 näher beschrieben.

Weitere Voraussetzungen für die Erstellung des Diagramms sind, dass der Wert der Mischungswärme  $h^E$  temperaturunabhängig ist (weiterhin Abhängigkeit von der Konzentration  $\xi$ ) und, dass beim Austreiben des Kältemittels kein Lösungsmittel mitverdampft wird (verschwindend geringer Dampfdruck des Lösungsmittels). (Niebergall, 1981)

Die äußersten Dampfdruck- bzw. Siedelinien (Konzentrationslinien) des log(p)-1/T-Diagramms stellen jene für die Reinstoffe des Gemisches dar (Ammoniak:  $\xi = 1$ ; Wasser:  $\xi = 0$ ). Aufgrund des niedrigeren Siedepunktes des Ammoniaks, verglichen mit jenem von Wasser, ist die Konzentrationslinie des Ammoniaks immer auf der linken Seite des Diagramms eingetragen, wohingegen jene des Wassers auf der rechten Seite zu finden ist. Die Konzentrationslinien von Gemischen sind dadurch zwischen den beiden Konzentrationslinien der Reinstoffe positioniert.

Bei der Betrachtung der Gl. 2-5 ist erkennbar, dass die Neigung der Konzentrationslinie von der Mischungswärme  $h^E$  abhängt. Dies ist allerdings nicht die einzige Variable, die Einfluss

auf die Neigung der Parameterlinie hat. Die für den Erhalt dieser Gleichung vorangegangenen Berechnungen beinhalten ebenfalls die Gaskonstante  $R$ , die in Beziehung mit dem Molekulargewicht steht. Da im betrachteten Fall das Molekulargewicht von Ammoniak und Wasser nahezu ident ist (siehe Tabelle 2-1), übt dies allerdings nur einen sehr geringen Einfluss aus.

Für den Verlauf der Parameterlinien, sowohl für Reinstoffe als auch Gemische gilt, je höher die Mischungswärme  $h^E$ , desto steiler die Konzentrationslinie. Da die Lösungswärme  $l$  durch den Absorptionsprozess gebildet wird, spielt für Reinstoffe ausschließlich die Verdampfungswärme  $r$  eine Rolle. Wie aus Tabelle 2-1 ersichtlich, ist die Verdampfungswärme von Wasser in etwa doppelt so groß wie jene von Ammoniak. Die Konzentrationslinie des reinen Wassers ist damit steiler als die des reinen Ammoniaks.

Wie bereits zuvor erwähnt, hat für Gemische die jeweilige Lösungswärme  $l$  großen Einfluss auf die Verläufe. In Abbildung 2-5 sind hierzu die verschiedenen Möglichkeiten der Parameterlinienverläufe bei Sättigungszustand einer allgemeinen Konzentration ( $1 > \xi > 0$ ) im Vergleich mit jener von reinem Ammoniak ( $\xi = 1$ ) dargestellt.

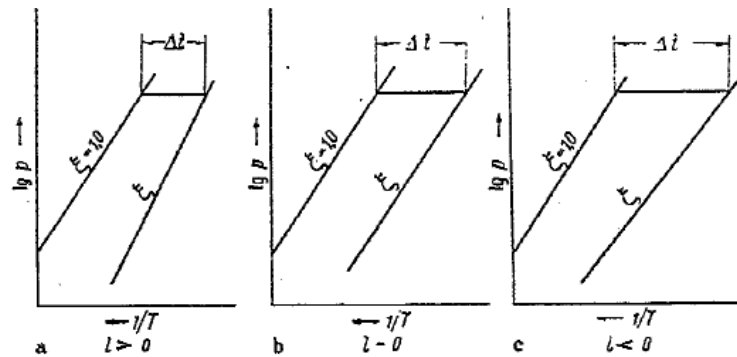


Abbildung 2-5: Zusammenhang der Lösungswärme und Neigung der Konzentrationslinien im  $\log(p)$ - $1/T$ -Diagramm (Niebergall, 1981)

Wie Fall a in Abbildung 2-5 zeigt, verläuft, bei Erhöhung der Mischungswärme  $h^E$  durch eine positive Lösungswärme  $l$ , die Konzentrationslinie des Gemisches steiler als jene des reinen Kältemittels. Fall b zeigt einen parallelen Verlauf der beiden Parameterlinien, wenn keine Lösungswärme frei wird und Fall c einen flacheren Verlauf durch die Reduzierung der Mischungswärme  $h^E$  aufgrund einer negativen Lösungswärme  $l$ .

Die unterschiedlichen Bereiche, die die Lösungswärme  $l$  durch verschiedene Gemischarten annehmen kann, haben zudem Einfluss auf die Temperaturdifferenz bei konstant gehaltenem Druck. Dies ist in Abbildung 2-5 jeweils mit  $\Delta t$  gekennzeichnet. Diese Temperaturdifferenz gibt Aufschluss über die Eignung gewisser Varianten an Kälte- und Lösungsmitteln. Für die Verwendung von Ammoniak/Wasser gilt, aufgrund der beim Absorptionsprozess frei werdenden Lösungswärme  $l$ , der Fall a.

In Abbildung 2-6 ist das Lösungsfeld des Stoffpaares Ammoniak/Wasser mit einem beispielhaften, idealisierten Absorptionswärmepumpenprozess dargestellt. Die durchgezogenen roten Parameterlinien kennzeichnen dabei die Siedelinien der verschiedenen Konzentrationen, die unterbrochenen blauen Linien die jeweiligen Taulinien. Der sich bei diesem Prozess einstellende Kältemittel- (links) und Lösungsmittelkreislauf (rechts) ist im Diagramm jeweils durch Pfeile verdeutlicht.

Für die Einzeichnung des Absorptionswärmepumpenprozesses in das Lösungsfeld aus Abbildung 2-6 sind zunächst die Verflüssigungs- (Pkt. 6) sowie die Verdampfungstemperatur (Pkt. 7) von besonderer Bedeutung. Der Kondensations- und Verdampfungsprozess beziehen sich jeweils auf den

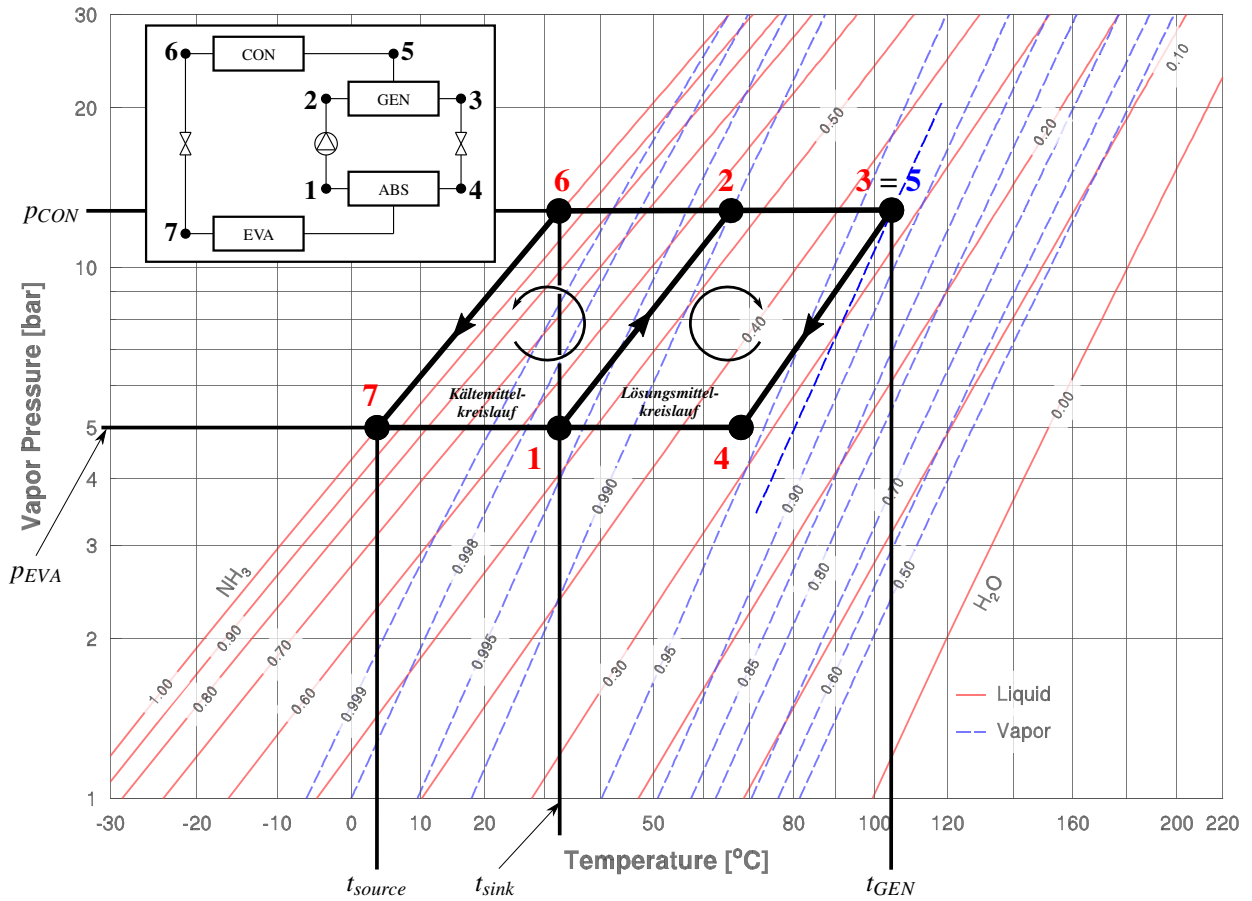


Abbildung 2-6: Ammoniak/Wasser Lösungsfeld einer 1-stufigen Absorptionswärmepumpe (Conde, 2014)

Kältemittelkreislauf. Aufgrund des Zusammenhangs von Druck, Temperatur und Konzentration bei Sättigungszustand innerhalb dieses Diagramms, kann, bei gegebener Senken- und Quellentemperatur ( $t_{sink}$  bzw.  $t_{source}$ ), in Kombination mit der Kältemittelreinheit, der sich ergebende Hoch- ( $p_{CON}$ ) und Niederdruck ( $p_{EVA}$ ) bestimmt und eingezeichnet werden. Für die Darstellung und die einfachere Erklärbarkeit des Absorptionskreislaufes im Lösungsmittelfeld wird dabei von reinem Kältemittel ( $x_{ref} = 1$ ) im Kältemittelkreislauf ausgegangen. Durch diese Annahme kann der Kondensations- sowie Verdampfungsvorgang nicht nur bei konstantem Druck, sondern ebenso bei konstanter Temperatur vonstatten gehen, wodurch diese Vorgänge als Punkte im Lösungsfeld (Pkt. 6 und 7) darstellbar sind. Diese Annahme ist allerdings bei realen Absorptionsvorgängen nicht zulässig.

Wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben, kann durch den Austreibungsprozess kein reiner Kältemitteldampf erhalten werden. Durch den unreinen Kältemittelmassenstrom muss während der Verflüssigung ein Zweiphasengebiet durchlaufen werden, wobei es zu einer Temperaturänderung (Temperaturgleit) des Kältemittelmassenstroms kommt. Dieser Effekt tritt ebenso im Verdampfer auf. Da allerdings im Lösungsfeld nur Sättigungszustände darstellbar sind, wäre für die Vorgänge im Kondensator und Verdampfer die Darstellung als Punkte nicht möglich. Das Diagramm müsste um eine dritte Dimension erweitert werden, damit auch nichtgesättigte Zustände berücksichtigt werden könnten. Die sich beim Kondensations- und Verdampfungsvorgang einstellenden Drücke geben nun die Drücke des gesamten Austreibungs- ( $p_{CON}$ ) sowie Absorptionsprozesses ( $p_{EVA}$ ) vor. Der Austreibungsprozess ist dabei durch die Linie 2-3, der Absorptionsvorgang durch die Linie 7-1-4 dargestellt. Das vollständig verdampfte Kältemittel aus dem Verdampfer (Pkt. 7) wird dabei der armen Lösung (Pkt. 4) zugeführt. Nach Niebergall (1981) kann, bei Annahme einer parallelen Zuleitung des Wassers der Wärmesenke, für den Kondensator als auch den Absorber, die gleiche Temperatur für die jeweiligen Teilvorgänge (Pkt. 6 und 1) angenommen werden. Über

diese Temperatur sowie den durch den Verdampfungsprozess vorgegebenen Druck, kann nun die Konzentration der reichen Lösung (Pkt. 1) bestimmt werden. Dieser Punkt entspricht damit dem Austrittszustand der reichen Lösung aus dem Absorber. Im Anschluss wird die reiche Lösung durch die Lösungsmittelpumpe von Nieder- auf Hochdruck befördert. Dieser Vorgang führt zum Zustand der reichen Lösung vor dem Eintritt in den Generator (Pkt. 2). Wie bereits erwähnt, zeigt die Linie 2-3 den gesamten Austreibungsvorgang. Die Austreibungsendtemperatur  $t_{GEN}$  (Pkt. 3 bzw. Pkt. 5) ergibt sich dabei durch die Heizmitteltemperatur. Im Idealfall wäre die Austreibungsendtemperatur gleich der Heizmitteltemperatur. Real wird sich allerdings eine Grädigkeit zwischen diesen beiden Temperaturen einstellen. Liest man nun den sich ergebenden Wert der Siedelinien (rot) bei Generatortemperatur und Hochdruck ab, so erhält man die Konzentration der armen Lösung (Pkt. 3). Liest man hingegen den Wert für die Taulinien (blau) ab, so erhält man die Konzentration des Kältemittelmassenstroms (Pkt. 5). Die Konzentrationslinie des Kältemittelmassenstroms ist hierzu in Abbildung 2-6 hervorgehoben. Dies wäre somit jene Konzentration, die sich tatsächlich durch den Austreibungsvorgang ergeben, den Kältemittelkreislauf durchströmen und so zu Temperaturveränderungen während der Kondensation und Verdampfung führen würde. Die Konzentration der armen Lösung bleibt durch die anschließende Drosselung konstant und ergibt durch den im Verdampfer vorgegebenen Niederdruck die Temperatur der armen Lösung vor der Absorption (Pkt. 4).

### 2.3.3 Auswirkungen des Temperaturgleit zeotroper Gemische auf Verdampfer und Kondensator

Wie bereits für den Verdampfungsprozess eines zeotropen Zweistoffgemisches in Kapitel 2.3 beschrieben, stellt sich für eine (vollständige) Verdampfung ein Temperaturgleit ein. Gleiches gilt für den Kondensationsprozess zeotroper Gemische. Im Folgenden soll der Einfluss sich verändernder Konzentrationen und Veränderungen des Drucks auf die Wärmeleistung des Verdampfers (EVA) und Kondensators (CON) näher betrachtet werden.

Hierfür wurden die Temperaturverläufe des Kältemittelgemisches (ref) bei Variation der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) oder des Drucks ( $p_{EVA}$  bzw.  $p_{CON}$ ) sowie die Temperaturverläufe der Wärmequelle (EVA) bzw. Wärmesenke (CON) mit Hilfe von EES (2018) berechnet. In diesem Berechnungsprogramm ist dazu für das Stoffgemisch Ammoniak/Wasser eine Stoffdatenbank von Ibrahim und Klein (1993) hinterlegt, die neben den Werten bei Sättigungszustand (gesättigt flüssig bzw. gesättigt dampfförmig) zusätzlich den unterkühlten und überhitzten Bereich sowie das Zweiphasengebiet abdeckt. Die Ergebnisse wurden anschließend in einem  $t/\dot{Q}$ -Diagramm dargestellt. Die Wärmeströme ( $\dot{Q}_{EVA/CON} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,EVA/CON,out} - h_{ref,EVA/CON,in})$ ) sind dabei als Verhältnis zur jeweils maximal auftretenden Wärmemenge ( $\dot{Q}_{max}$ ) aufgetragen. Da Konzentrationsveränderungen, Druckveränderungen und Massenstromveränderungen bei realen Anlagen stets gleichzeitig auftreten und somit alleinige Veränderungen der Kältemittelkonzentration bzw. des Drucks nicht möglich sind, verstehen sich die nachfolgenden Diagramme als eine rein theoretische Betrachtung.

#### Verdampfer (EVA)

Um die Berechnung des Temperaturgleits zu ermöglichen, mussten im Vorhinein einige Annahmen getroffen werden. Hierzu zählen:

- Konstanter Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref} = konst.$ )
- Konstante wärmequellenseitige Temperaturen am Ein- und Austritt des Verdampfers ( $t_{source,EVA,in/out} = konst.$ )

## 2 Grundlagen

- Konstante Temperaturdifferenz (Grädigkeit) zwischen Wärmequellenein- und Kältemittelaustrittstemperatur ( $t_{source,EVA,in} - t_{ref,EVA,out} = konst.$ )
- Konstante Temperatur am Verdampferaustritt ( $t_{ref,CON,out} = konst.$ ) und konstanter Hochdruck ( $p_{CON} = konst.$ ) vor Eintritt in die Kältemitteldrossel
- Enthalpie des Kältemittels vor dem Eintritt in den Verdampfer ( $h_{ref,CON,out} = f(p_{CON}, t_{ref,CON,out}, x_{ref})$ ) entspricht der Enthalpie vor der Kältemitteldrossel ( $h_{ref,EVA,in} = h_{ref,CON,out}$ )

Zunächst sollen die Verläufe des Temperaturgleits und die dabei auftretenden Veränderungen der Verdampferleistungen bei verschiedenen Kältemittelkonzentrationen ( $x_{ref}$ ) betrachtet werden. Für die Berechnung wurde dabei ein Niederdruck ( $p_{EVA}$ ) von 4 bar vorgegeben. Die durch die Berechnung erhaltenen Ergebnisse sind in Abbildung 2-7 dargestellt.

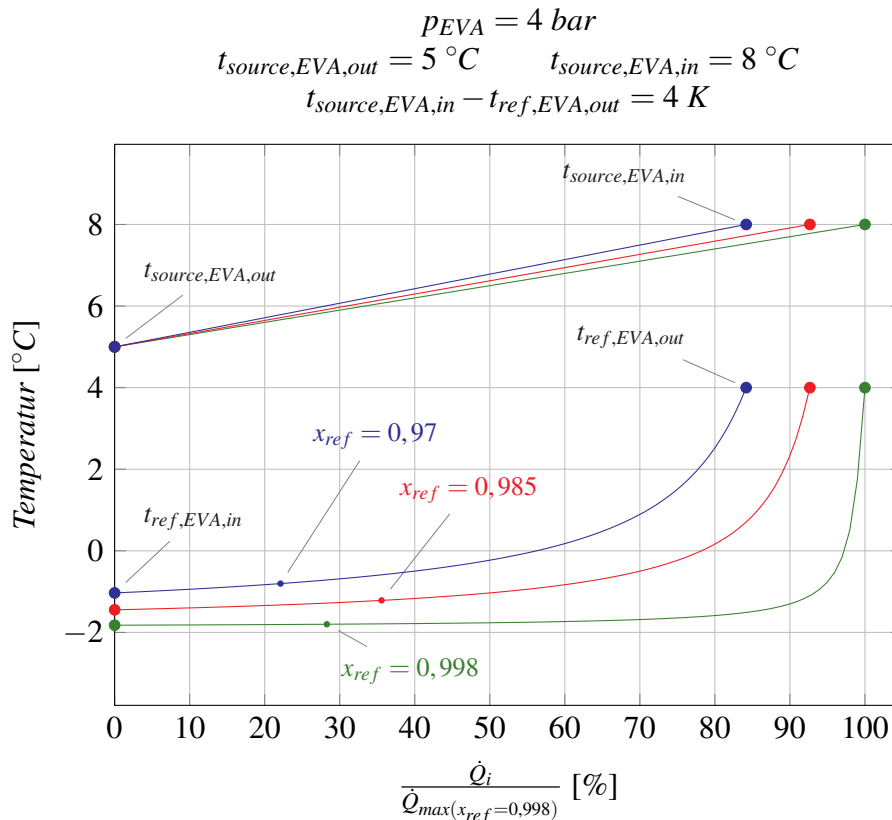


Abbildung 2-7: Verdampferleistung bei Variation der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ )

Wie in Abbildung 2-7 erkennbar, tritt die höchste Verdampferleistung bei der höchsten Kältemittelkonzentration ( $x_{ref} = 0,998$ ) auf. Die niedrige „Verunreinigung“ mit Lösungsmittel (Wasser) führt während der Verdampfung dazu, dass zunächst hauptsächlich Kältemittel (Ammoniak) verdampft. Dies ist durch die nahezu konstante Verdampfungstemperatur über einen weiten Bereich ( $\dot{Q}/\dot{Q}_{max} \approx 0 - 80 \%$ ) gekennzeichnet. Erst kurz vor dem Verdampferaustritt kommt es zu einem starken Temperaturanstieg, da im Verhältnis immer mehr Lösungsmittel verdampft werden muss. Mit sinkender Kältemittelkonzentration kommt es immer früher zu einem deutlichen Temperaturanstieg während der Wärmezufuhr. Da ein höherer Anteil von Lösungsmittel im Kältemittelmassenstrom vorliegt, wird bei der Verdampfung auch mehr vom Lösungsmittel mitverdampft.

Bei einer Kältemittelkonzentration von  $x_{ref} = 0,998$  und einem Druck von 4 bar würde für eine vollständige Verdampfung eine Verdampfungsendtemperatur ( $t_{ref,EVA,out,vap,sat}$ ) von 26,8 °C benötigt werden. Bei gleichem Niederdruck nimmt, mit abnehmender Kältemittelkonzentration, die

## 2 Grundlagen

dafür benötigte Temperatur zu. Für den Erhalt von Sattdampf bei einer Kältemittelkonzentration von  $x_{ref} = 0,97$  wäre eine Verdampfungsendtemperatur von  $60,8\text{ °C}$  notwendig. Wie in Abbildung 2-7 ersichtlich, weist die Kältemittelintrittstemperatur ( $t_{ref,EVA,in}$ ) zudem eine Konzentrationsabhängigkeit auf. Dabei zeigt sich, dass diese mit einer sinkenden Kältemittelkonzentration ansteigt. Der durch den Abfall der Kältemittelkonzentration verursachte starke Anstieg der Verdampfungsendtemperatur für eine vollständige Verdampfung fällt um einiges höher aus, als der damit einhergehende Anstieg der Kältemittelintrittstemperatur. Durch die Erhöhung dieser Temperaturdifferenz müsste daher mehr Wärme zugeführt werden, um eine vollständige Verdampfung zu erreichen.

Aufgrund der durch die Grädigkeit vorgegebenen Kältemittelaustrittstemperatur ( $t_{ref,EVA,out}$ ), kann bei einem Niederdruck von  $4\text{ bar}$ , selbst bei der höchsten Kältemittelkonzentration ( $x_{ref} = 0,998$ ), keine vollständige Verdampfung erreicht werden. Wie in Abbildung 2-7 gezeigt, nimmt wegen dem höheren Anteil an Lösungsmittel bei sinkender Kältemittelkonzentration, die zuführbare Wärmemenge ab. Gleichzeitig bleibt damit ein immer höherer Anteil an nichtverdampftem Lösungsmittel zurück. Der Grad der Verdampfung kann dabei durch die Dampfziffer ( $q = \dot{m}_{vap} / \dot{m}_{ges} = f(p, t, x)$ ) beschrieben werden. Der Wert der Dampfziffer kann somit einen Wert zwischen 0 (gesättigt flüssig) und 1 (gesättigt dampfförmig) annehmen. Am Austritt des Verdampfers ergibt sich so bei gegebenem Niederdruck ( $p_{EVA}$ ) und gegebener Temperatur ( $t_{ref,EVA,out}$ ) bei der höchsten Kältemittelkonzentration ( $x_{ref} = 0,998$ ) eine Dampfziffer ( $q_{ref,EVA,out}$ ) von 0,991, wohingegen sich bei der niedrigsten Kältemittelkonzentration ( $x_{ref} = 0,97$ ) nur mehr eine Dampfziffer von 0,852 ergibt. Bei niedrigen Kältemittelkonzentrationen muss daher durch konstruktive Vorkehrungen ein Ansammeln von Flüssigkeit im Verdampfer verhindert werden. Eine Möglichkeit, um trotzdem eine vollständige Verdampfung bei der vorgegebenen Kältemittelaustrittstemperatur zu erreichen, wäre eine Verringerung des Niederdrucks, was zu einer Herabsetzung der Sattdampf Temperatur führen würde. Eine Herabsetzung des Niederdrucks geht dabei mit einer Verringerung des Kältemittelmassenstroms einher, was schlussendlich zu einer Verschlechterung der Anlageneffizienz führen würde. Für Absorptionsanlagen wird daher i.A. keine vollständige Verdampfung angestrebt.

Als Nächstes sollen hierzu die unterschiedlichen Verläufe des Temperaturgleits und die dabei zuführbaren Wärmemengen, bei sich verändernden Werten des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ), näher betrachtet werden. Diese sind in Abbildung 2-8 dargestellt, wobei jeder einzelne Temperaturgleit bei einer konstanten Kältemittelkonzentration  $x_{ref} = 0,998$  ermittelt wurde.

Der in Abbildung 2-8 grün dargestellte Temperaturverlauf beim niedrigsten Niederdruck ( $p_{EVA} = 4\text{ bar}$ ) entspricht dabei dem grünen Verlauf in Abbildung 2-7. Um die sich durch die Grädigkeit ergebende kältemittelseitige Verdampferaustrittstemperatur ( $t_{ref,EVA,out}$ ) zu erreichen, muss auch in diesem Fall, für den in grün dargestellten Temperaturverlauf, die höchste Wärmemenge zugeführt werden.

Wie dargestellt, nimmt in der Folge, mit steigendem Niederdruck, die zuführbare Wärmemenge ab. Gleichzeitig kommt es zu einem Anstieg der Kältemittelintrittstemperatur ( $t_{ref,EVA,in}$ ). Eine Absenkung des Niederdrucks führt nun zu dem bereits beschriebenen Effekt, dass ein höherer Anteil des Kältemittelmassenstroms verdampft werden kann. So würde bei einer Kältemittelkonzentration von  $x_{ref} = 0,998$  und einem Niederdruck von  $4,8\text{ bar}$  für eine vollständige Verdampfung ( $q = 1$ ) eine Temperatur von  $30,5\text{ °C}$  benötigt. Bei einem Niederdruck von  $4\text{ bar}$  hingegen die bereits zuvor angeführten  $26,8\text{ °C}$ . Mit einer vorgegebenen Verdampferaustrittstemperatur ( $t_{ref,EVA,out}$ ) von  $4\text{ °C}$  ergibt sich so bei einem Niederdruck von  $4,8\text{ bar}$  eine Dampfziffer ( $q_{ref,EVA,out}$ ) von 0,948. Bei einer Herabsetzung des Niederdrucks auf  $4\text{ bar}$  ergibt sich die bereits zuvor angeführte Dampfziffer von 0,991.



## 2 Grundlagen

$$x_{ref} = 0,998$$

$$t_{source,EVA,out} = 5\text{ °C} \quad t_{source,EVA,in} = 8\text{ °C}$$

$$t_{source,EVA,in} - t_{ref,EVA,out} = 4\text{ K}$$

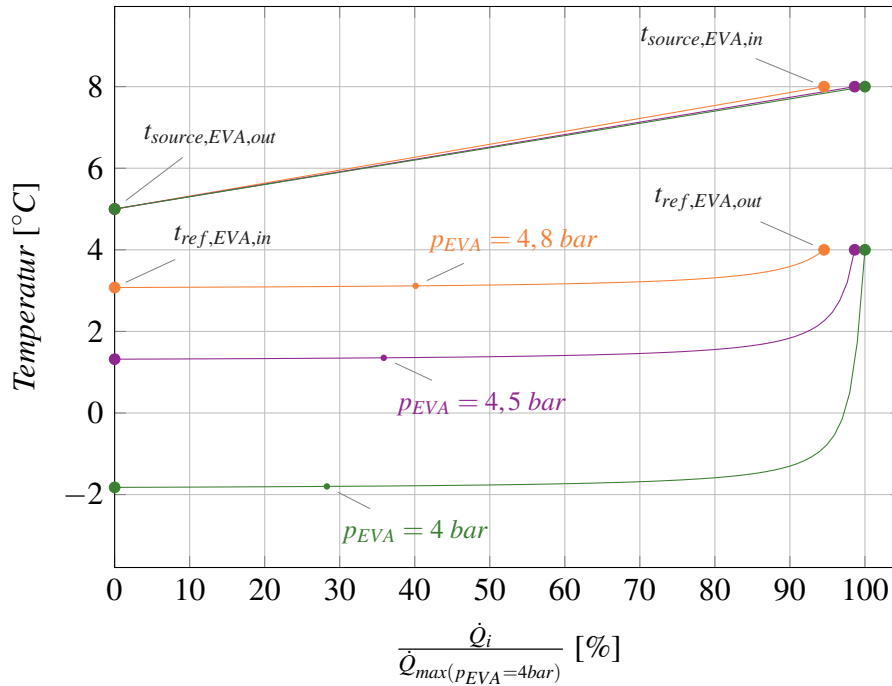


Abbildung 2-8: Verdampferleistung bei Variation des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ )

### Kondensator (CON)

Ebenso mussten für die Berechnung des sich am Kondensator ergebenden Temperaturgleits Annahmen getroffen werden. Diese sollen im Folgenden aufgezählt werden.

- Konstanter Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref} = konst.$ )
- Konstante wärmesenkenseitige Temperaturen am Ein- und Austritt des Kondensators ( $t_{sink,CON,in/out} = konst.$ )
- Gesättigter dampfförmiger bzw. flüssiger Zustand des Kältemittels am Ein- bzw. Austritt des Kondensators ( $q_{ref,CON,in} = 1$  bzw.  $q_{ref,CON,out} = 0$ )

Zu Beginn sollen die Auswirkungen unterschiedlicher Kältemittelkonzentrationen ( $x_{ref}$ ) auf den Temperaturgleit am Kondensator sowie die dabei eintretenden Veränderungen der abzuführenden Wärmemengen näher ausgeführt werden. Der Hochdruck ( $p_{CON}$ ) wurde dabei konstant auf 13,5 bar belassen. Durch den Kondensator erfolgte zudem keine Unterkühlung des Kältemittels. Die Ergebnisse sind hierzu in Abbildung 2-9 ersichtlich.

Wie in Abbildung 2-9 erkennbar, kann bei der niedrigsten Kältemittelkonzentration ( $x_{ref} = 0,97$ ) die höchste Wärmemenge, bei vollständiger Kondensation des Kältemittels, an die Wärmesenke abgeführt werden. Mit zunehmender Kältemittelreinheit vermindert sich dieser Wert. Während eine geringe Kältemittelkonzentration bei der Verdampfung negative Auswirkungen auf die zuführende Wärmemenge hat, so hat dies im Fall des Kondensators für die abzuführende Wärmemenge einen positiven Effekt. Dies ist auf die höhere Temperatur am Eintritt in den Kondensator ( $t_{ref,CON,in}$ ) zurückzuführen, welche für einen dampfförmig gesättigten Zustand umso höher sein muss, je niedriger die Kältemittelkonzentration ist. Die Kältemittelkonzentration hat ebenso einen Einfluss auf

## 2 Grundlagen

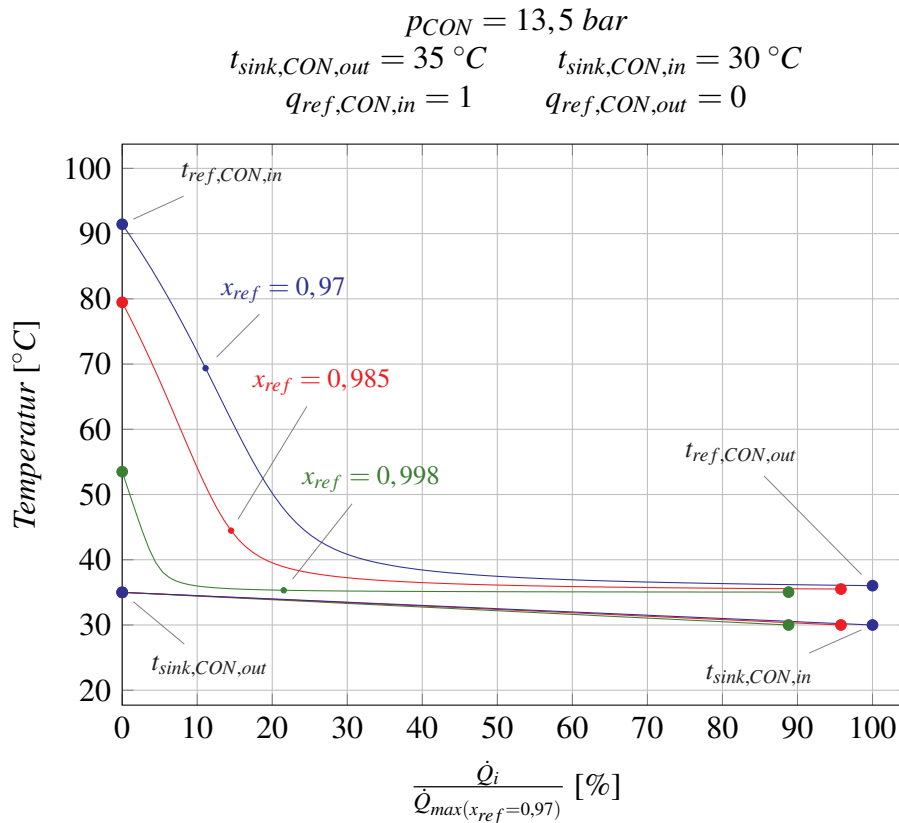


Abbildung 2-9: Kondensatorleistung bei Variation der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ )

die Temperatur der gesättigten Flüssigkeit. Diese steigt mit abnehmender Kältemittelkonzentration an.

Ausgehend von der Temperatur am Eintritt in den Kondensator wird zunächst hauptsächlich Wasser kondensiert, wobei es zu einem relativ raschen Anstieg der Konzentration im noch nicht kondensierten Kältemitteldampf kommt. Dies ist durch einen steilen Temperaturabfall gekennzeichnet. Für den Verlauf der Kältemittelkonzentration  $x_{ref} = 0,97$  ist dieser steile Temperaturabfall im Bereich  $\dot{Q}/\dot{Q}_{max} \approx 0 - 30$  % ersichtlich. Anschließend kondensiert im flachen Bereich vorwiegend Ammoniak, wobei es nur mehr zu einer geringen Zunahme der Kältemittelkonzentration im Kältemitteldampf kommt. Dieser Vorgang geht solange vonstatten, bis der komplette Kältemitteldampf kondensiert und ein gesättigt flüssiger Zustand erreicht wurde.

Schlussendlich erfolgt die Betrachtung des Temperaturgleits bei unterschiedlichen Werten des Hochdrucks ( $p_{CON}$ ) aber einer konstant gehaltenen Kältemittelkonzentration von  $x_{ref} = 0,998$ . Die Ergebnisse aus der Berechnung sind hierzu in Abbildung 2-10 dargestellt.

Aufgrund der gleichen Werte der Kältemittelkonzentration und des Hochdrucks handelt es sich bei dem in Abbildung 2-10 in grün dargestellten Temperaturgleit um den gleichen Temperaturgleit welcher in Abbildung 2-9 ebenfalls in grün dargestellt ist. Bei der Analyse der Verläufe bei reiner Druckveränderung fällt auf, dass mit zunehmendem Druck die Kondensationsendtemperatur ( $t_{ref,CON,out,vap,sat}$ ) und somit die Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Kondensator ( $t_{ref,CON,out}$ ) zunimmt. Unter der Voraussetzung eines konstanten Kältemittelmassenstroms nimmt dabei gleichzeitig die abzuführende Wärmemenge an die Wärmesenke ab. Die Zunahme des Drucks kann dabei mit einer zu kleinen Wärmeübertragungsfläche erklärt werden. Da selbst bei einer theoretischen Betrachtung der Temperaturgleit des Kältemittelgemisches niemals unter den Temperaturverlauf der Wärmesenke fallen kann, ist durch den „pinch point“ (theoretischer Berührungspunkt der beiden Verläufe) der Hochdruck nach unten begrenzt. Somit könnte auch mit einer

## 2 Grundlagen

$$p_{CON} = 13,5 \text{ bar}$$

$$t_{sink,CON,out} = 35 \text{ }^\circ\text{C} \quad t_{sink,CON,in} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_{ref,CON,in} = 1 \quad q_{ref,CON,out} = 0$$

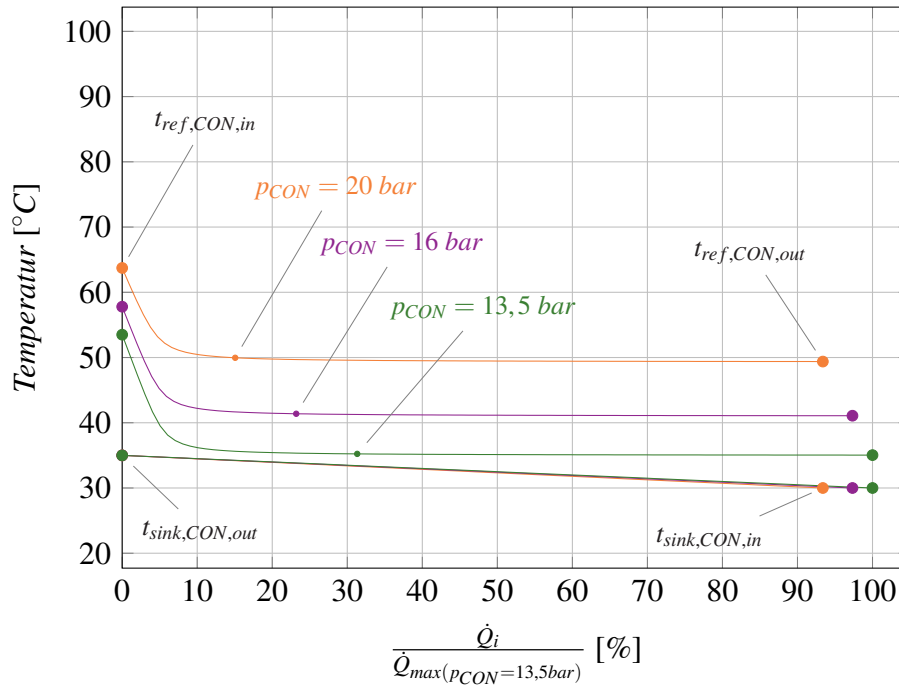


Abbildung 2-10: Kondensatorleistung bei Variation des Hochdrucks ( $p_{CON}$ )

unendlich großen Wärmeübertragungsfläche der Hochdruck nicht soweit gesenkt werden, sodass die Kältemittelaustrittstemperatur ( $t_{ref,CON,out}$ ) die Wärmesenkeneintrittstemperatur ( $t_{sink,CON,in}$ ) erreicht, um dadurch die übertragbare Wärmemenge zu maximieren.

# 3 Versuchsstandsbeschreibung

Zur Simulation des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers (FlueHX) sollen mit Hilfe einer Versuchsanlage die Auswirkungen einer hohen Kältemiteleintrittstemperatur in den Absorber für den Absorptionsprozess sowie das restliche Anlageverhalten näher untersucht werden. Dieses Kapitel umfasst dabei die Beschreibung der realisierten Prozessführung, der einzelnen prozessrelevanten Anlagenkomponenten sowie die für die Messdatenaufzeichnung benötigten Sensoren. Zusätzlich wird die Regelung der Versuchsanlage näher beschrieben.

## 3.1 Realisierte Prozessführung

Für die Untersuchung der Auswirkungen auf die Prozessführung durch eine Veränderung der Kältemiteleintrittstemperatur in den Absorber, wurde eine Versuchsanlage im Labor des Instituts für Wärmetechnik (IWT) der TU Graz aufgebaut. Der Aufbau wurde dabei in Anlehnung an den Versuchsaufbau eines bereits vollendeten Projekts (siehe Rieberer et al. (2010)) konzipiert, welches ebenfalls am Institut für Wärmetechnik der TU Graz durchgeführt wurde. Das Anlagenschema des Versuchsstands ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

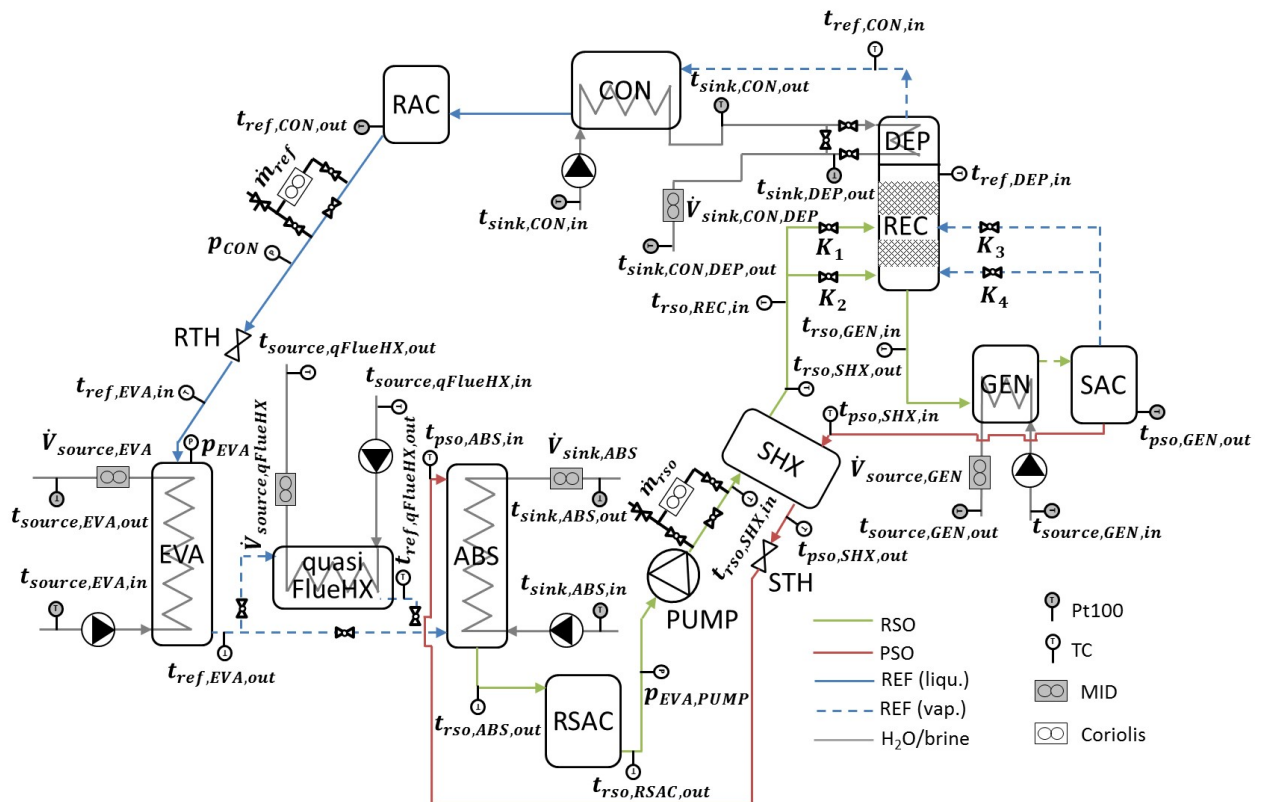


Abbildung 3-1: Schematische Darstellungen des Kreislaufs der Versuchsanlage (Wagner und Rieberer, 2018b)

Im Generator (GEN) erfolgt zunächst die Austreibung des Kältemittels aus der reichen Lösung auf hohem Druckniveau. Der Versuchsanlage wird an dieser Stelle Wärmeenergie über einen eigenständigen Wärmequellenkreislauf zur Verfügung gestellt. Der (verunreinigte) Kältemitteldampf, aber auch die nichtverdampfte zurückbleibende arme Lösung werden im Anschluss der Austreibung in

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

den Sammelbehälter (SAC) geführt. In der Folge wird Kältemitteldampf weiter in Richtung der für die Kältemittelreinigung vorgesehenen Anlagenkomponenten (Rektifikationskolonne (REC) und Dephlegmator (DEP)) geführt. Aus diesem Grund ist der Generator neben dem Sammelbehälter und unterhalb dieser Reinigungsvorrichtungen positioniert.

Wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben, wird während der Austreibung ebenfalls Lösungsmittel ( $H_2O$ ) mitverdampft, welches das Kältemittel „verunreinigt“ und zu Leistungseinbußen der Anlage führt. Um die negativen Auswirkungen durch den erhöhten Lösungsmittelanteil im Kältemittelmassenstrom zu reduzieren, wird dieser durch die Rektifikationskolonne (REC) und den Dephlegmator (DEP) geführt. Beide Anlagenkomponenten haben durch unterschiedliche Prinzipien die Aufgabe, Lösungsmittel aus dem Kältemittelmassenstrom abzuscheiden und so dessen Reinheit ( $NH_3$ -Konzentration) zu erhöhen. Die dafür notwendigen Prinzipien werden in Kapitel 3.2 näher ausgeführt. Der Dephlegmator ist dabei über der Rektifikationskolonne angeordnet und kann hinzu- oder weggeschaltet werden. Die Rektifikationskolonne selbst ist in zwei Abschnitte gegliedert, die durch den Zustrom der reichen Lösung getrennt sind. Hierzu zählen die Auftriebssäule direkt unterhalb des Dephlegmators sowie die Abtriebssäule, die sich ihrerseits unter der Auftriebssäule befindet. Durch eine Variation der in die Abtriebssäule zuströmenden Medien kann diese aktiviert oder deaktiviert werden. Die Anordnung dieser beiden Vorrichtungen sowie die möglichen Schaltungsvarianten der Abtriebssäule der Rektifikationskolonne sind in den Abbildungen 3-2 und 3-3 dargestellt.

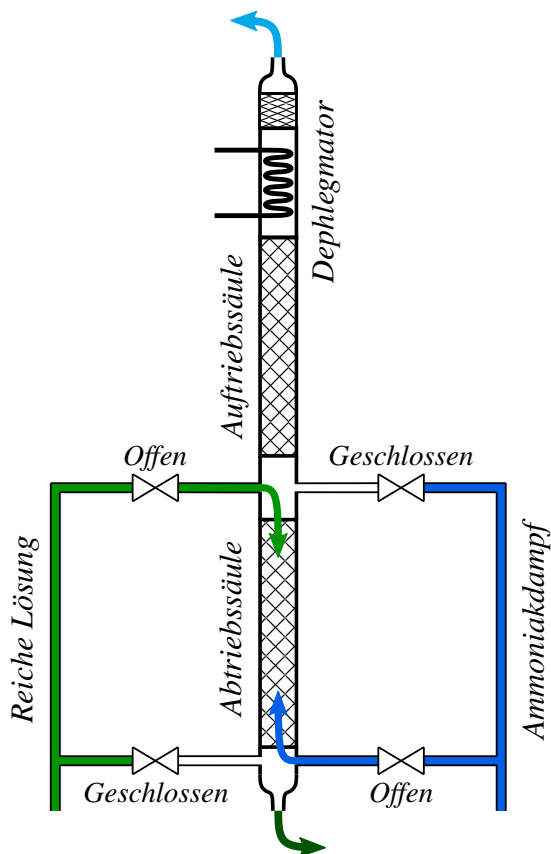


Abbildung 3-2: Aktive Abtriebssäule der Rektifikationskolonne

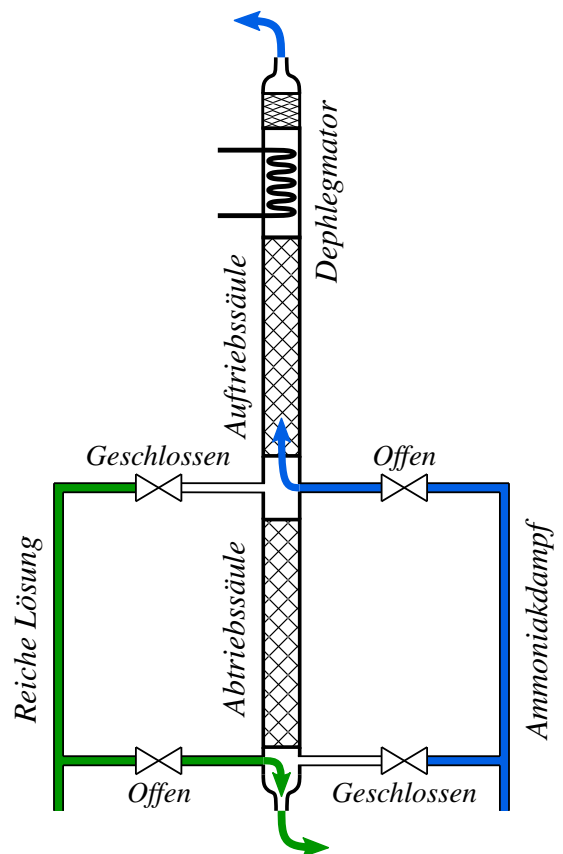


Abbildung 3-3: Nicht aktive Abtriebssäule der Rektifikationskolonne

Die Abbildung 3-2 zeigt jene Schaltungsvariante, die für die Zuschaltung der Abtriebssäule notwendig ist. Der vom Sammelbehälter kommende Kältemitteldampf tritt dabei am unteren Ende, die reiche Lösung vom Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) am oberen Ende in die Abtriebssäule ein.

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

Der Kältemittelmassenstrom und der Massenstrom der reichen Lösung werden so unter direktem Kontakt im Gegenstrom geführt. Bei nicht aktivierter Abtriebssäule (siehe Abbildung 3-3) erfolgt die Zuleitung des dampfförmigen Kältemittels am oberen Ende der Abtriebssäule, während die reiche Lösung am unteren Ende zugeführt wird. Ein direkter Kontakt der beiden Medien ist damit nicht möglich. Bei aktiviertem Dephlegmator wird die abzuführende Wärme zunächst an einen Wärmesenkenkreislauf für den Kondensator inkl. Dephlegmator (siehe Abbildung 3-1) und anschließend über die Infrastruktur abgeführt. Die Wegschaltung dieser Vorrichtung gelingt dadurch, dass der vom Kondensator kommende Wärmesenkenmassenstrom über einen Bypass am Dephlegmator vorbei geführt wird. Für die Auftriebssäule der Rektifikationskolonne gilt, dass erst durch einen aktivierten Dephlegmator ein Reinigungseffekt eintritt. Die reiche Lösung wird anschließend am unteren Ende des Aufbaus in Richtung Generator abgeführt.

Nach der Durchströmung des Dephlegmators gelangt der gesättigte dampfförmige Kältemittelmassenstrom in den Kondensator (CON), in dem, durch Wärmeabfuhr an den Wärmesenkenkreislauf für den Kondensator inkl. Dephlegmator (siehe Abbildung 3-1), eine Verflüssigung des Kältemittels erzielt wird. Dem Wärmesenkenmassenstrom wird dabei die gesamte Wärme des Kondensationsprozesses zugeführt. Der Kondensator ist dabei an höchster Stelle des Anlagenkreislaufs positioniert. Dies soll ein Befördern der kondensierten Flüssigkeit gegen die Schwerkraft oder einen Rückfluss in den Kondensator verhindern. Alle nachfolgenden Anlagenkomponenten sind damit tiefer positioniert.

Anschließend gelangt das kondensierte Kältemittel in den direkt unterhalb des Kondensators positionierten Kältemittelsammelbehälter (RAC). Die Kältemitteldrossel (RTH) entspannt im Anschluss das flüssige Kältemittel auf das niedrige Druckniveau. Durch die Drosselung auf das niedrige Druckniveau liegt der Zustand des Kältemittels schlussendlich im Zweiphasengebiet und somit teilverdampft vor.

Dieser Kältemittelmassenstrom gelangt anschließend in den Verdampfer (EVA), wobei, durch Zufuhr von Wärmeenergie auf niedrigem Temperaturniveau, eine möglichst komplette Verdampfung angestrebt wird. Die dafür notwendige Wärme wird über einen eigenen Wärmequellenkreislauf, der von der Infrastruktur mit Wasser versorgt wird, bereitgestellt. Bei dem in der Versuchsanlage eingesetzten Verdampfer handelt es sich um einen eigens entworfenen Wärmeübertrager. Das beinahe komplett verdampfte Kältemittel wird schließlich am unteren Ende des Verdampfers abgeführt.

Möchte man nun die Auswirkungen auf den Absorptionsvorgang sowie das Anlagenverhalten bei einem überhitzten Zustand des Kältemittelmassenstroms vor der Absorption untersuchen, so muss diesem zusätzlich Wärme zugeführt werden. Diese Wärmezufuhr wird an der Versuchsanlage durch einen weiteren Wärmeübertrager realisiert („quasi FlueHX“). Die Wärme wird dabei durch einen eigenständigen Wärmequellenkreislauf bereitgestellt. Bei Untersuchung des herkömmlichen Absorptionskreislaufs wird dieser zusätzliche Wärmeübertrager durch einen Bypass umgangen und das Kältemittel direkt nach der Verdampfung zum Absorber geleitet.

Bevor nun näher auf die Absorption eingegangen werden kann, muss zunächst der Verlauf der armen Lösung näher betrachtet werden. Diese wird vom Sammelbehälter (SAC) nach dem Generator nach unten in Richtung Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) geleitet und überträgt in der Folge Wärme auf den Massenstrom der reichen Lösung. Die reiche Lösung wird dabei, von der Lösungsmittelpumpe (PUMP) kommend, zugeführt. So kommt es zu einer internen Wärmerückgewinnung durch Wärmeübertragung von der armen auf die reiche Lösung und damit zu einer Effizienzsteigerung der Versuchsanlage. Die abgekühlte arme Lösung wird nachfolgend über die Lösungsmitteldrossel (STH) auf Niederdruck entspannt.

Beim Absorptionsvorgang im Absorber (ABS) wird nun der Kältemittelmassenstrom aus dem Kältemittelkreislauf der armen Lösung zugeführt. Bei diesem Vorgang wird Wärme frei (siehe Kapitel 2.3.1), die zunächst an einen Wärmesenkenkreislauf und nachfolgend an die Infrastruktur abgeführt wird. Beim Absorber handelt es sich ebenfalls um einen Wärmeübertrager, der, ähnlich dem Verdampfer, auch im Eigenbau hergestellt wurde. Der Kältemittelmassenstrom wird dabei entweder im beinahe vollständig verdampften Zustand direkt vom Verdampfer oder im überhitzten Zustand vom „quasi FlueHX“ dem Absorber zugeführt. Die Zuleitung hierfür befindet sich etwas oberhalb des unteren Ende des Absorbers. Die arme Lösung wird nach der Entspannung durch die Lösungsmitteldrossel am oberen Ende des Absorbers eingeleitet. Während die arme Lösung innerhalb des Absorbers nach unten rinnt, steigt der Kältemitteldampf nach oben auf. Der direkte Kontakt der beiden Medien ermöglicht schlussendlich den Absorptionsprozess.

Die dadurch entstehende reiche Lösung wird im Anschluss in einen Sammelbehälter (RSAC) geführt. Dieser hat die Aufgabe die Lösungsmittelpumpe (PUMP) für die Druckerhöhung vom Nieder- auf den Hochdruck mit ausreichend reicher Lösung zu versorgen, um stationäre Anlagenzustände zu ermöglichen. Nach der Druckerhöhung durch die Lösungsmittelpumpe wird die reiche Lösung schlussendlich dem Lösungswärmeübertrager zugeführt.

## 3.2 Komponenten der Versuchsanlage

Nachdem zuvor der Anlagenkreislauf der Versuchsanlage im Detail besprochen wurde, soll nun näher auf die einzelnen Komponenten und deren Funktionsweise eingegangen werden.

### Generator/Austreiber (GEN)

Aufgabe des Generators ist es, durch Wärmezufuhr, die reiche Lösung so weit zu erhitzen, dass sich das Kältemittel durch Verdampfung vom Lösungsmittel trennt. Eine Teilverdampfung, bei der ausschließlich das Kältemittel in den dampfförmigen Zustand übergeht, ist dabei, aufgrund des Partialdrucks des Lösungsmittels, nicht möglich. Eine nähere Ausführung hierzu wurde bereits in Kapitel 2.3 angeführt. Die Wärmezufuhr am Generator wird über einen eigenen Wärmequellenkreislauf realisiert.

Der für den Austreiber verwendete Plattenwärmeübertrager stammt von der Fa. Alpha Laval (Typ: AlfaNova 14-28H). Dieser verfügt über 28 Platten mit einer Wärmeübertragungsfläche von ca.  $0,4 \text{ m}^2$  und wird im Gegenstrom durchströmt. (Alfa Laval, 2016a)

### Lösungsmittelsammelbehälter (SAC)

Für einen stationären Betrieb der Anlage sind an unterschiedlichen Stellen Sammelbehälter positioniert. Beim Sammelbehälter nach dem Generator handelt es sich um den Lösungsmittelsammelbehälter (SAC), in dem die endgültige Auftrennung des Kältemittelmassenstroms und des Massenstroms der armen Lösung stattfindet. Die arme Lösung sammelt sich dabei im Bodenbereich an und kann so in Richtung des Lösungswärmeübertragers abgeführt werden. Der Kältemitteldampf oberhalb des Flüssigkeitspegels der armen Lösung wird in Richtung der Rektifikationskolonne geleitet. Das Fassungsvermögen dieses Behälters beträgt  $1,5 \text{ l}$ . Zur Aufnahme eines Pt100-Temperaturfühlers wurde der Behälter mit einer Tauchhülse ausgestattet. Die Prinzipskizze des Lösungsmittelsammelbehälters ist in Abbildung 3-4 dargestellt.

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

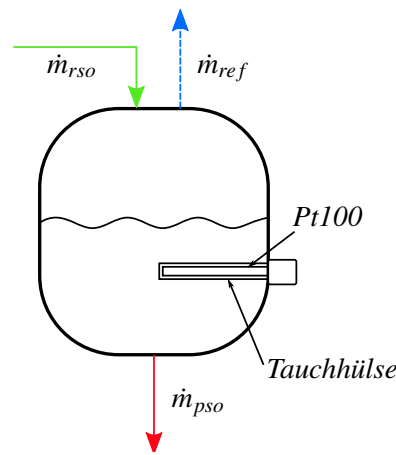


Abbildung 3-4: Prinzipskizze des Lösungsmittelsammelbehälter (SAC)

#### Rektifikationskolonne und Dephlegmator (REC/DEP)

Besonders bei hohen Austreibertemperaturen ist, für den Erhalt hoher  $NH_3$ -Konzentrationen, eine Prozessführung über die Rektifikationskolonne sinnvoll. Der durch die Rektifikation hervorgerufene „Reinigungseffekt“ kann in jedem Fall durch einen nachgeschalteten Dephlegmator verbessert werden. Bei niedrigen Austreibertemperaturen, knapp oberhalb der Siedetemperatur des reinen Kältemittels, reicht i.A. eine alleinige Durchströmung des Kältemitteldampfes durch den Dephlegmator (Rieberer et al., 2010). Einen Einfluss auf die Effizienz der Rektifikationskolonne nimmt allerdings die Eintrittstemperatur der reichen Lösung, die vom Lösungswärmeübertrager kommend zugeführt wird. Liegt diese Temperatur nahe an der Generatortemperatur, kann dies, aufgrund der geringen Temperaturdifferenz, zu einem ungenügenden Reinigungseffekt in der Rektifikationskolonne führen. Bei sinkenden Verdampfertemperaturen hingegen muss durch die Rektifikationskolonne und den Dephlegmator eine möglichst hohe Kältemittelreinheit ermöglicht werden (Zetsche, 2012). Im Bezug auf diese Arbeit ist allerdings vorwiegend die Untersuchung des Anlagenverhaltens bei unterschiedlichen Prozessführungen der Grund, dass sowohl eine Rektifikationskolonne als auch ein Dephlegmator in den Kreislauf integriert sind und getrennt voneinander hinzu- und weggeschaltet werden können.

Wie in Abbildung 3-5 links zu sehen ist, sind für die Versuchsanlage beide Reinigungsvorrichtungen innerhalb eines Rohraufbaus übereinander platziert. Der Dephlegmator befindet sich dabei am oberen Ende oberhalb der Rektifikationskolonne. Durch eine Wärmeabfuhr an die Wärmesenke in diesem Bereich kommt es zu einer Abkühlung des von der Rektifikationskolonne aufsteigenden Kältemitteldampfes. Dadurch setzt ein Kondensationsvorgang ein, wobei das Kondensat zum Großteil aus Lösungsmittel mit einem geringen Anteil an Kältemittel besteht. Dies ist auf den umgekehrten Effekt der Verdampfung eines Flüssigkeitsgemisches zurückzuführen, der bereits in Kapitel 2.3 beschrieben wurde. Die Abscheidung des Lösungsmittels erfolgt daher durch alleinige Wärmeübertragung.

Anders sieht dies für die Rektifikationskolonne aus, die aus zwei Abschnitten, der Auftriebs- und Abtriebsäule besteht (siehe Abbildung 3-2 bzw. 3-3). In beiden Abschnitten wird der Reinigungseffekt durch eine Stoff- und Wärmeübertragung erzielt, indem eine flüssige Phase mit dem Kältemittelmassenstrom in direkten Kontakt gebracht wird. Lediglich die dabei vorliegende flüssige Phase unterscheidet sich in diesen Abschnitten. Bei der flüssigen Phase in der Auftriebssäule handelt es sich um das bei der Dephlegmation anfallende Kondensat, das, schwerkraftbedingt, nach unten fließt und den Kältemittelmassenstrom abkühlt. Durch den direkten Kontakt der beiden Medien kommt es neben der Wärmeübertragung auch zu einer Stoffübertragung. Dies bedeutet somit, dass der



### 3 Versuchsstandsbeschreibung

Reinigungseffekt in der Auftriebssäule der Rektifikationskolonne ausschließlich bei hinzugeschaltetenem Dephlegmator genutzt werden kann. Die notwendige flüssige Phase der hinzugeschalteten Abtriebsäule der Rektifikationskolonne ist die vom Lösungswärmeübertrager kommende reiche Lösung. Auch hier kommt es durch den direkten Kontakt der beiden Medien zu einer Stoff- und Wärmeübertragung. Ist der Dephlegmator im Anlagenkreislauf hinzugeschaltet, wird das durch den Dephlegmator anfallende Kondensat in der Abtriebsäule der Rektifikationskolonne mit der reichen Lösung, die innerhalb des Abtriebteils nach unten rinnt, vermischt. Die Konzentration der reichen Lösung nach der Rektifikationskolonne hat somit eine geringfügig abweichende Konzentration von der vom Lösungswärmeübertrager zuströmenden reichen Lösung. I.d.R. kommt es somit zu einer geringfügigen Erhöhung des Massenstroms der reichen Lösung und zu einer Herabsetzung der Konzentration. Schlussendlich wird die reiche Lösung am unteren Ende der Rektifikationskolonne in Richtung Generator und der gereinigte Kältemitteldampf Richtung Kondensator geleitet.

Für die Verbesserung des destillierenden Effekts gibt es für die Rektifikationskolonne (Auftriebs- und Abtriebssäule) verschiedene Kolonnen-Einbauten. Der Einsatz von Füllkörpern, geordneten Packungen oder Böden hat zum Ziel, die Kontaktfläche der Phasen zu vergrößern, die Verweilzeit zu verlängern und durch eine gezielte Turbulenzeinbringung die Grenzschichten der Phasen zu stören (Christen, 2010). Für die Versuchsanlage wurde eine Füllkörperkolonne realisiert, die mit Raschig-Ringen befüllt ist. Diese Bauart stellt die kostengünstigste und einfachste Variante dar. In Abbildung 3-5 ist hierzu die Konstruktionszeichnung der Rektifikationskolonne und des Dephlegmators (a) abgebildet. Weiters sind in dieser Abbildung der Dephlegmator (b) und die Raschig-Ringe als Fotos (c) dargestellt.

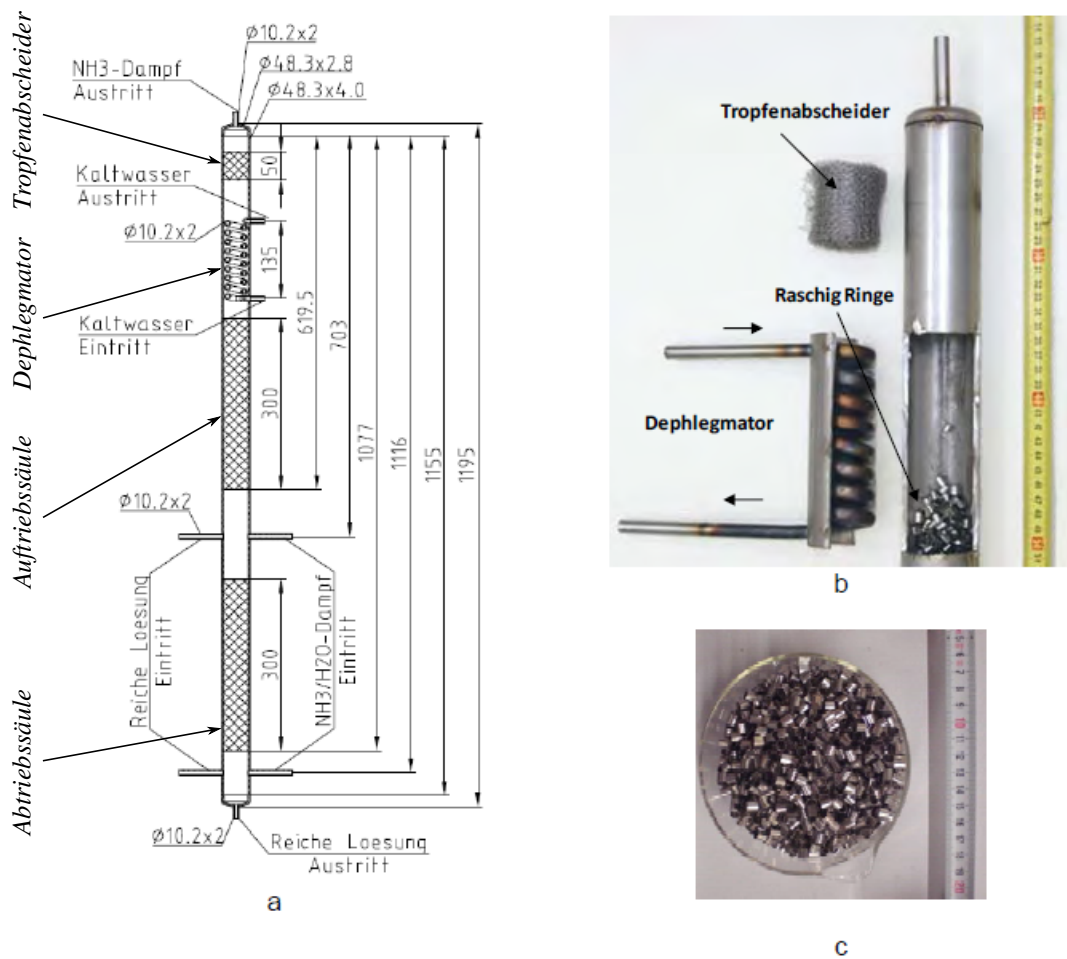


Abbildung 3-5: Konstruktionszeichnung der Rektifikationskolonne und des Dephlegmators (a); Dephlegmator (b); Raschig-Ringe (c) (Rieberer et al., 2010)

Wie in Abbildung 3-5 (b) zu sehen, ist am obersten Ende des Rohraufbaus ein Tropfenabscheider (feines Drahtgitter) platziert. Dieser soll ein Mitreißen von Lösungsmitteltropfen so gut wie möglich verhindern.

#### **Kondensator (CON)**

Wie bereits zuvor erläutert, ist der Kondensator (CON) für die Verflüssigung des gesättigten dampfförmigen Kältemittelmassenstroms zuständig. Das dampfförmige Kältemittel tritt dabei oben in den Kondensator ein, sodass während des Kondensationsprozesses das Kondensat nach unten fließen und anschließend in den Kältemittelbehälter (RAC) geleitet werden kann. Die für diesen Vorgang notwendige Wärmeabfuhr wird durch die Wärmeübertragung an die Infrastruktur bewerkstelligt.

Zum Einsatz kommt dabei ein Plattenwärmetauscher der Fa. Alpha Laval (Typ: AlfaNova 14-20H), der im Gegenstrom betrieben wird. Die Wärmeübertragung erfolgt über 20 Platten mit einer Wärmeübertragungsfläche von ca.  $0,3 \text{ m}^2$ . (Alfa Laval, 2016a)

#### **Kältemittelsammelbehälter (RAC)**

Durch den Kältemittelsammelbehälter (RAC) wird sichergestellt, dass ausschließlich flüssiges gesättigtes Kältemittel die nachfolgende elektronisch geregelte Kältemitteldrossel (RTH) erreicht. Seitlich des  $1,5 \text{ l}$  fassenden Kältemittelbehälters wurde eine Tauchhülse verbaut, um mit einem Pt100-Temperaturfühler die im Behälter vorherrschende Temperatur messen zu können.

#### **Kältemitteldrossel (RTH)**

Durch die Kältemitteldrossel (RTH) kann die Durchflussmenge des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) verändert werden, wodurch es gleichzeitig zu einer Veränderung des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ) kommt. Beides hat dabei Auswirkungen auf den sich am Verdampfer ergebenden Temperaturgleit.

Für den Versuchsstand kommt ein elektronisch gesteuertes Expansionsventil der Fa. Danfoss (2016) zur Anwendung (Typ: AKVA 10). Der geschlossene Zustand entspricht dabei der Ausgangsstellung, bei dem das Dichtelement (Ventilkolben) durch eine Druckfeder an die Dichtflächen gepresst wird. Zum Öffnen des Ventils wird der eingebaute Elektromagnet betätigt, wodurch der Ventilkolben entgegen der Federkraft angezogen wird und einen Massendurchfluss ermöglicht. Durch Vorgabe der Öffnungszeit innerhalb einer Periodendauer ( $6 \text{ s}$ ) kann so der gewünschte Kältemittelmassenstrom eingestellt werden. Die Regelung der Öffnungszeit erfolgt dabei mit einer Pulsweitenmodulation (PWM) die in Kapitel 3.4.2 näher beschrieben ist.

#### **Verdampfer (EVA)**

Wie bereits bei der Beschreibung des Arbeitsstoffpaares Ammoniak/Wasser in Kapitel 2.3 erwähnt, ist es mit den zur Verfügung stehenden Anlagenkomponenten (Rektifikationskolonne, Dephlegmator) nicht möglich, einen komplett lösungsmittelfreien Kältemittelmassenstrom zu erzeugen. Ein Teil des Ammoniaks wird vom Wasser gebunden und könnte als Lösung im Verdampfer zurückbleiben, was unweigerlich zu einer Erhöhung des Temperaturgleits mit gleichzeitig einhergehender Verminderung des Niederdrucks und zur Leistungsverminderung führt (Rieberer et al., 2010). Während als Verdampfer oftmals Plattenwärmeübertrager zur Anwendung kommen, wurde im Fall der

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

Versuchsanlage ein Fallfilmverdampfer realisiert, der ein einfaches Abführen der nichtverdampften Lösung an der tiefsten Stelle ermöglicht. Als Nachteil ist allerdings die große Bauform zu nennen. In Abbildung 3-6 wird der schematische Aufbau des zur Anwendung kommenden Verdampfers gezeigt.

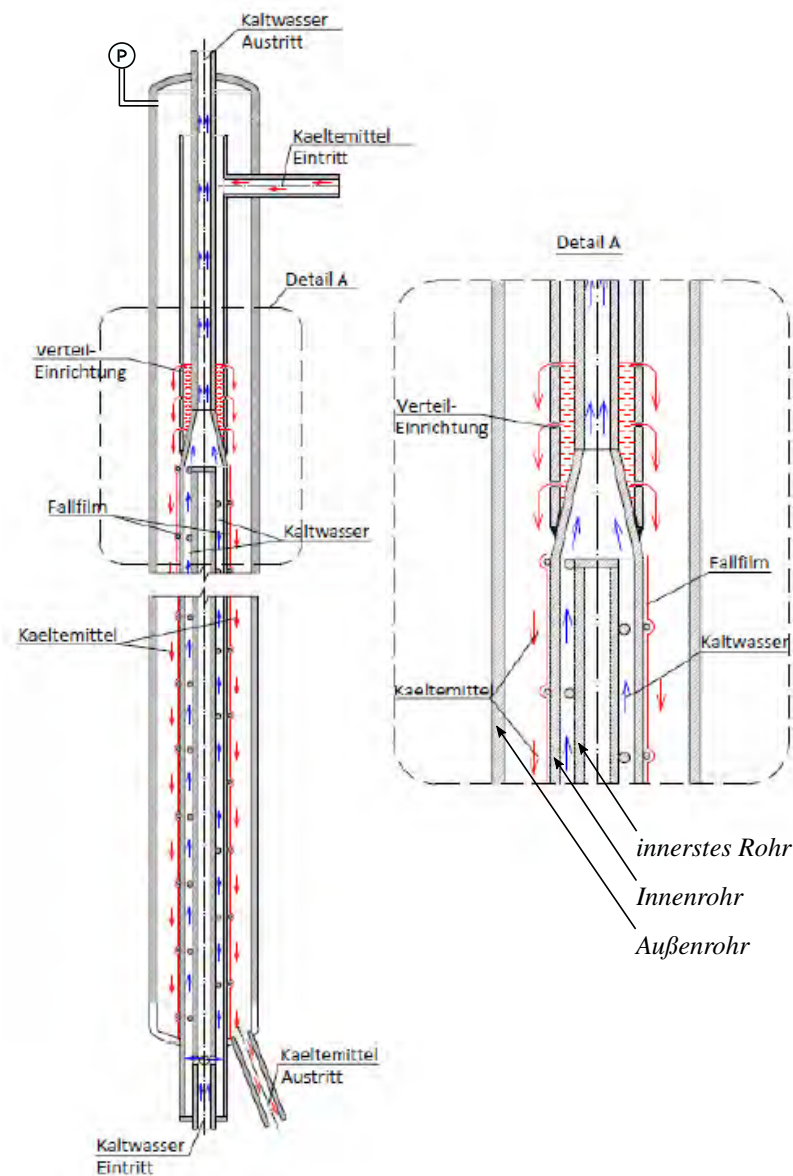


Abbildung 3-6: Schema des Fallfilmverdampfers (Rieberer et al., 2010)

Der Aufbau des Fallfilmverdampfers setzt sich im Wesentlichen aus einem Außenrohr, einem Innenrohr und einer Verteileinrichtung zusammen. Das Kältemittel wird dabei über die Verteileinrichtung und den Zwischenraum zwischen dem Außen- und Innenrohr Richtung Kältemittelaustritt am obersten Ende des Verdampfers zugeführt. Das Wasser der Wärmequelle fließt dabei im Gegenstrom von unten nach oben.

Die Verteileinrichtung hat die Aufgabe, einen gleichmäßigen Kältemittelfallfilm auf der Außenseite des Innenrohres zu erzeugen. Wie im Detail A der Abbildung 3-6 dargestellt, ist die Verteileinrichtung am oberen Ende des Fallfilmverdampfers auf das konisch verjüngte Endstück des Innenrohres aufgesetzt und verschweißt. Über den Kältemittelintritt wird der Verteileinrichtung nun das flüssige Kältemittel zugeführt. Bereits in diesem Bereich kommt es zu einer Wärmeübertragung zwischen dem Wasser der Wärmequelle und dem Kältemittel. In der Folge strömt das Kältemittel in den

unteren Teil der Verteileinrichtung und wird durch Bohrungen in diesem Bereich als Flüssigkeitsfilm an die Außenseite der Verteileinrichtung geführt. Anschließend fließt dieser Flüssigkeitsfilm von der Verteileinrichtung auf das Innenrohr und weiter Richtung Kältemittelaustritt am unteren Ende des Fallfilmverdampfers. Um eine bessere Benetzung der Oberfläche zu ermöglichen sowie die Wegstrecke des Kältemittels nach unten zu verlängern, wurde an der Außenfläche des Innenrohres zusätzlich ein Draht gewickelt, der die Funktion einer Wendel übernimmt.

Für eine bessere Wärmeübertragung auf das Wasser der Wärmequelle wurde am Innenrohr der Durchgangsquerschnitt, durch das Einpassen eines weiteren Rohres mit noch geringerem Durchmesser als dem Innendurchmesser des Innenrohres, verringert. Eine weitere Wendel auf der Außenseite des innersten Rohres verstärkt diesen Effekt. Die Zuleitung des Wassers der Wärmequelle erfolgt dabei über dieses innerste Rohr und wird in der Folge durch Bohrungen in den Zwischenraum zwischen dem kleinsten und dem eigentlichen Innenrohr des Fallfilmverdampfers geführt. Dies gelingt allerdings nur, wenn das obere Ende des innersten Rohres sowie das untere Ende des eigentlichen Innenrohres verschlossen sind.

Für aussagekräftigere Analysen des Betriebsverhaltens der Versuchsanlage (siehe Kapitel 4) wurde, nach der Beendigung der ersten Messreihe, ein zusätzlicher Relativdrucksensor der Fa. PMR (2018) (Typ: PIT-C) am Fallfilmverdampfer verbaut. Dafür wurde das oberste Ende des äußeren Verdampferrohres mit einer Bohrung versehen und ein Verbindungsrohr zum Anschluss des Drucksensors konzentrisch verschweißt. Die andere Seite des Verbindungsrohres wurde mit einem Gewinde versehen, sodass der Drucksensor mit Hilfe eines Adapters angeschraubt werden konnte.

#### **Zusätzlicher Wärmeübertrager (quasi FlueHX)**

Wie schon beschrieben, erfolgte die Wärmezufuhr auf das dampfförmige Kältemittel nach der Verdampfung durch einen zusätzlichen Wärmeübertrager. Dabei wurde die benötigte Wärmeenergie durch einen eigenen Flüssigkeitskreislauf dem Kältemittelmassenstrom zugeführt, der als herkömmlicher Plattenwärmeübertrager ausgeführt ist und in Abbildung 3-1 als „quasi FlueHX“ bezeichnet wird. Zur Anwendung kam dabei ein Plattenwärmeübertrager der Fa. Alfa Laval (Typ: AlfaNova 27-10H), der sich aus 10 Platten zusammensetzt und so eine Wärmeübertragungsfläche von ca.  $0,4 \text{ m}^2$  aufweist (Alfa Laval, 2016b). Die Medien durchströmen die Anlagenkomponente im Gegenstrom.

#### **Lösungswärmeübertrager (SHX)**

Bereits bei der Beschreibung der realisierten Prozessführung wurde festgehalten, dass eine Wärmeübertragung von der armen auf die reiche Lösung zu einer Effizienzsteigerung führt. Durch die Temperaturerhöhung der austretenden reichen Lösung wird weniger Wärmeenergie für den Austreibungsprozess im Generator benötigt. Eine herabgesetzte Temperatur der austretenden armen Lösung führt dazu, dass diese in der elektronisch geregelten Lösungsmitteldrossel (STH) nicht in das Zweiphasengebiet entspannt wird und daher als unterkühlte Flüssigkeit dem Absorber auf Niederdruck zugeführt werden kann. Gleichzeitig bewirkt eine möglichst kühle arme Lösung eine bessere Aufnahmefähigkeit des Kältemittels.

Bei der Bauart des Lösungswärmeübertragers handelt es sich um einen Plattenwärmeübertrager der Fa. Alfa Laval (Typ: AlfaNova 14-28H), der aus 28 Platten aufgebaut ist, eine Wärmeübertragungsfläche von ca.  $0,4 \text{ m}^2$  aufweist und im Gegenstrom durchströmt wird (Alfa Laval, 2016a). Der Lösungsmittelwärmetauscher ist senkrecht montiert und wird von unten nach oben von der reichen Lösung durchflossen, während die arme Lösung von oben nach unten geführt wird.

#### **Lösungsmitteldrossel (STH)**

Die Lösungsmitteldrossel (STH) einer Absorptionswärmepumpe dient dazu, die arme Lösung vom Hoch- auf den Niederdruck zu entspannen. Bei einer Verstellung der Drosselöffnungsdauer kam es gleichzeitig zu einer Veränderung des Massenstroms der armen Lösung, wodurch die Leistung der Versuchsanlage geregelt werden konnte. Ursprünglich war für die Versuchsanlage ein Nadelventil verbaut, das händisch betätigt werden musste. Nach Beendigung der ersten Messreihe wurde für eine leichtere Bedienbarkeit der Versuchsanlage ein elektronisches Regelventil verbaut. Hierbei handelt es sich um den gleichen Typ der Fa. Danfoss (2016) (Typ: AKVA 10), der bereits als Kältemitteldrossel verbaut wurde.

#### **Absorber (ABS)**

Lt. Niebergall (1981) kommen für Absorptionswärmepumpen vorwiegend Blasen- und Fallfilmabsorber zum Einsatz. Bei der Ausführung für die Versuchsanlage handelt es sich um einen Fallfilmabsorber, bei dem von vernachlässigbaren Druckverlusten ausgegangen werden kann. Für die genauere Betrachtung der Funktion ist der Aufbau des Fallfilmabsorbers in Abbildung 3-7 dargestellt. Hierbei fällt sofort auf, dass dieser sehr dem Aufbau des Verdampfers der Versuchsanlage (Abbildung 3-6) ähnelt.

Genauso wie der Fallfilmverdampfer, ist auch der Fallfilmabsorber im Wesentlichen aus einem Außenrohr, einem Innenrohr und einer Verteileinrichtung aufgebaut. Zum Erhalt der reichen Lösung werden dabei die beiden Medien (Kältemitteldampf und arme Lösung) in den Zwischenraum von Außen- und Innenrohr eingeleitet. In diesem Bereich erfolgt der eigentliche Absorptionsprozess durch Stoff- und Wärmeübertragung. Im Innenrohr wird das zur Abfuhr der beim Absorptionsvorgang anfallenden Lösungswärme (siehe Kapitel 2.3.1) benötigte Wasser der Wärmesenke von unten nach oben geleitet. In Bezug auf die nach der Absorption entstandene reiche Lösung, ist der Massenstrom der Wärmesenke entgegen der Flussrichtung der reichen Lösung gerichtet. Die reiche Lösung wird am unteren Ende des Absorbers gesammelt und anschließend Richtung Sammelbehälter (RSAC) abgeführt.

Die arme Lösung wird dabei am oberen Ende des Absorbers in die Verteileinrichtung eingeleitet. Diese befindet sich ebenfalls direkt oberhalb der Verjüngung des Innenrohrs. In weiterer Folge strömt die arme Lösung in den unteren Bereich der Verteileinrichtung. Durch die angebrachten Bohrungen kann sich die arme Lösung am Umfang verteilen und einen Rieselfilm bilden. Dieser Rieselfilm geht in der Folge auf die Außenseite des Innenrohrs über. Auch beim Fallfilmabsorber soll ein zu einer Wendel geformter Draht eine bessere Benetzung ermöglichen sowie den Weg für die arme Lösung verlängern, um eine bessere Absorption zu ermöglichen. Das für den Absorptionsvorgang benötigte Kältemittel wird etwas oberhalb des Austritts der reichen Lösung eingeleitet und steigt danach auf. Die Konzentration der eingeleiteten armen Lösung nimmt daher mit fortlaufender Bewegung nach unten so lange zu, bis das gesamte Kältemittel absorbiert oder der Sättigungszustand erreicht ist. Die Definition der Konzentration wurde hierfür bereits in Gl. 2-1 angeführt. Der Aufbau innerhalb des Innenrohres (innerstes Rohr) ist zu jenem des Fallfilmverdampfers ident.

Am Fallfilmabsorber wurde ebenfalls, nach Beendigung der ersten Messreihe, ein Relativdrucksensor der Fa. PMR (2018) (Typ: PIT-C) verbaut. Dabei handelt es sich somit um den gleichen Typ der am Fallfilmverdampfer nachträglich angebracht wurde. Daher mussten für den Anbau am Fallfilmabsorber die gleichen baulichen Maßnahmen durchgeführt werden, die für die nachträgliche Anbringung des Relativdrucksensors am Fallfilmverdampfer notwendig waren. Zusätzlich wurden am Außenrohr des Fallfilmverdampfers fünf Thermoelemente als Anlegefühler angebracht. Wie in

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

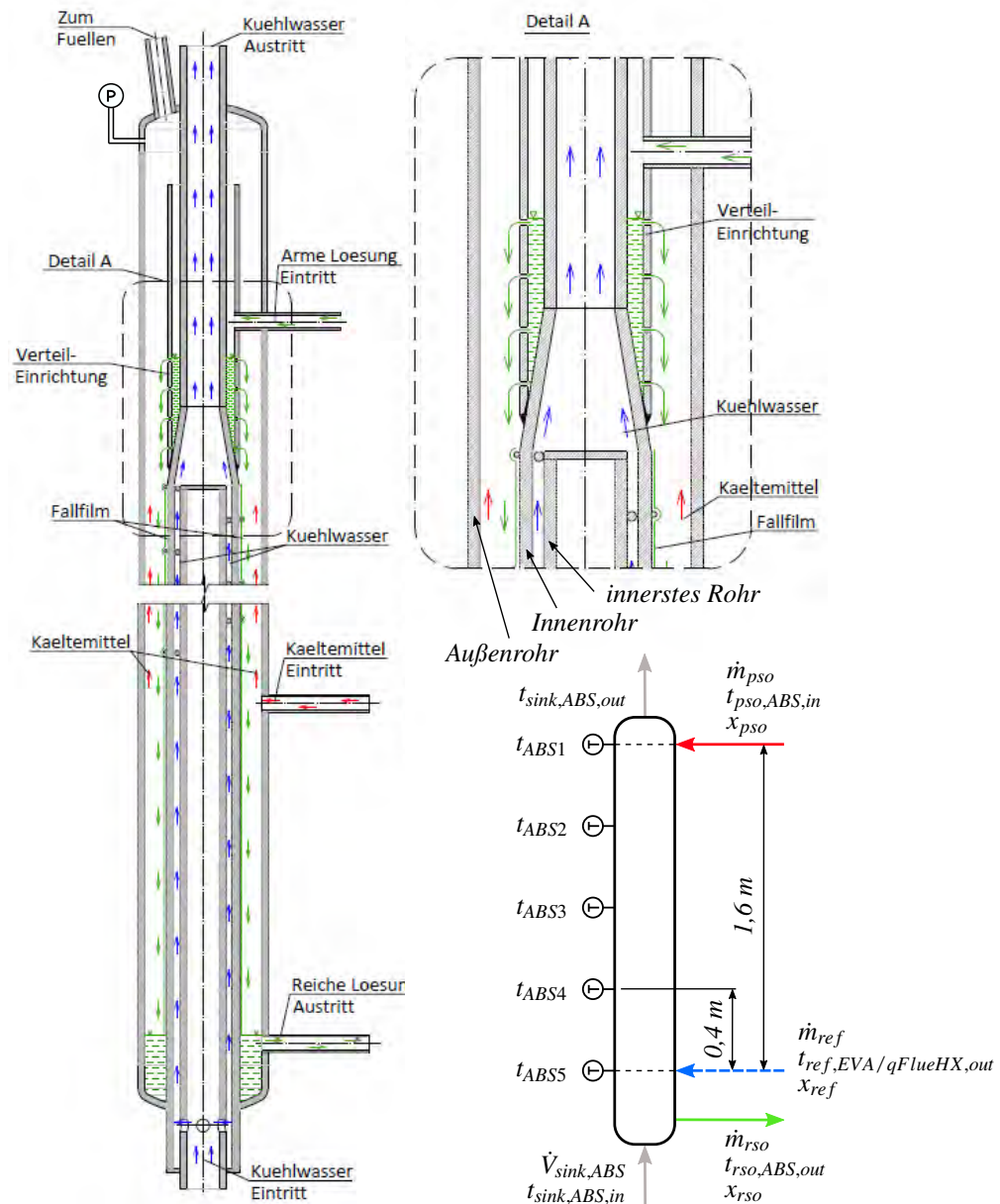


Abbildung 3-7: Schema des Fallfilmabsorbers (Rieberer et al., 2010)

Abbildung 3-7 ersichtlich, sind dabei die Thermoelemente in gleichen Abständen zwischen den Einlässen der armen Lösung und des Kältemittels positioniert, wodurch der Verlauf der Wandtemperatur während der Absorption aufgezeichnet werden kann.

#### Lösungsmittelsammelbehälter (RSAC)

Der Lösungsmittelsammelbehälter (RSAC) hat die Aufgabe, die Lösungsmittelpumpe (PUMP), für die Druckerhöhung vom Nieder- auf den Hochdruck, mit ausreichend reicher Lösung zu versorgen, um stationäre Anlagenzustände zu ermöglichen. Da das Aufrechterhalten dieser Zustände einer kontinuierlichen Regelung bedarf, können durch diesen Sammelbehälter kurzfristige Massenstromänderungen gepuffert werden. Dies ist besonders für den instationären Betrieb (Anfahren des gewünschten Messpunkts) der Versuchsanlage notwendig. Um den Füllstand im Sammelbehälter zu detektieren, wurde ein Füllstandsmesssensor der Fa. MTS Sensors (Typ: Temposonics GH) verbaut.



### Lösungsmittelpumpe (PUMP)

Bei jener Versuchsanlage, die im Zuge der Arbeit von Rieberer et al. (2010) aufgebaut wurde, kam eine Kolben-Membranpumpe als Lösungsmittelpumpe zum Einsatz. Aufgrund der gesammelten Erfahrungen beim Einsatz dieser Pumpenbauart, im Zusammenspiel mit der restlichen Anlage, wurde auch für die Versuchsanlage der vorliegenden Arbeit eine solche Kolben-Membranpumpe verbaut.

Die reiche Lösung wird dabei mittels einer Membran vom antreibenden Hydrauliköl getrennt. Der Kolben auf der Ölseite der Pumpe bewirkt eine Druckänderung, wodurch der Druck auf der Ölseite größer als auf der Kältemittelseite ist und so zu einer Auswölbung der Membran führt. Die Kolbenbewegung wird dabei durch einen Elektromotor ermöglicht, der wiederum durch einen Frequenzumrichter (FU) angesteuert wird. Wird nun eine auf den Druck der reichen Lösung bezogene alternierende Druckbelastung auf die Ölseite aufgebracht, so führt dies zu einer wechselnden Hubbewegung der Membran. Im Zusammenspiel mit zwei Rückschlagventilen, die am Ein- und Auslass auf Seite der reichen Lösung positioniert sind und entgegen der Förderrichtung sperren, wird so eine schubweise Förderbewegung eingeleitet. Das Prinzip der Kolben-Membranpumpe ist hierfür in Abbildung 3-8 dargestellt.

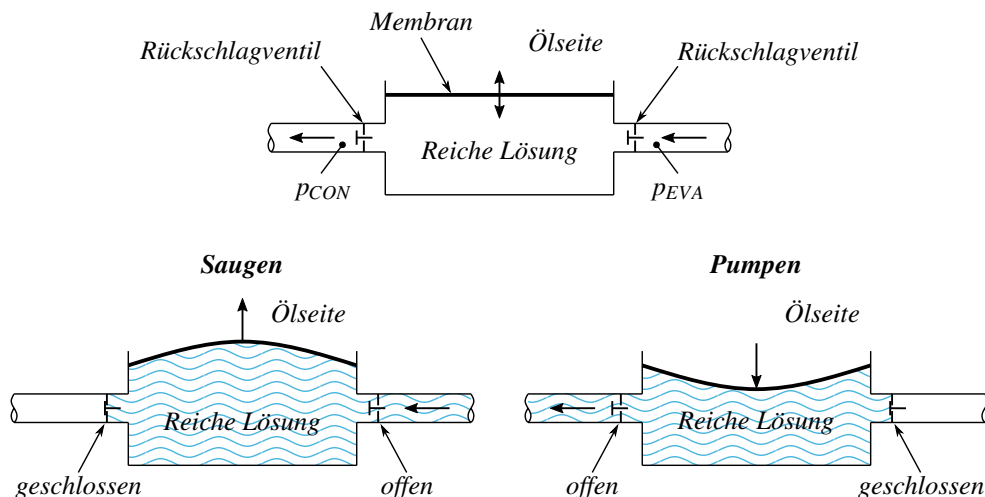


Abbildung 3-8: Prinzip der Lösungsmittelpumpe

Das Ansaugen der reichen Lösung auf niedrigerem Druckniveau erfolgt durch Auswölben der Membran auf die Ölseite. Dadurch kommt es zu einer Vergrößerung des Volumens auf der Seite der reichen Lösung. Durch die damit einhergehende Druckverminderung unter den Niederdruck am Einlass, öffnet das Rückschlagventil, sodass die reiche Lösung in die Förderkammer strömt. Durch eine Druckbeaufschlagung auf der Ölseite wird die Membran in die entgegengesetzte Richtung bewegt. Die Förderbewegung eines Teils der reichen Lösung aus der Förderkammer setzt in dem Moment ein, in dem der Hochdruck, um den Betrag, den das Rückschlagventil zum Öffnen benötigt, überstiegen wird.

Wie Rieberer et al. (2010) in ihrer Arbeit beschreiben, gibt der Hersteller einen erforderlichen Mindestdruck von 4 bar auf der Seite der reichen Lösung an, da darunter ein Verwölben der Membran Richtung Ölseite nicht mehr möglich wäre. Während deren Versuchsdurchführungen hat sich allerdings ein Wert von ca. 3 bar als untere Grenze ergeben. Bei der Membranpumpe der Versuchsanlage der vorliegenden Arbeit hat sich dieser Mindestdruck für die Aufrechterhaltung der Pumpfunktion ebenfalls ergeben.

#### **Externe Kreisläufe und Infrastruktur**

Für den Betrieb der Versuchsanlage war es notwendig, im Verdampfer, im „quasi FlueHX“ und im Generator Wärme zuzuführen (Wärmequelle) und im Absorber, im Kondensator und im Dephlegmator Wärme abzuführen (Wärmesenke). Diese Wärmequellen und -senken waren zudem auf unterschiedlichen Temperaturniveaus gefordert und mussten für die Versuchsdurchführungen, mit Ausnahme des Dephlegmators, getrennt voneinander regelbar sein.

*Wärmequellenkreislauf des Verdampfers (EVA) und Wärmesenkenkreisläufe des Absorbers (ABS) sowie Kondensators (CON) inkl. Dephlegmator (DEP)*

Für die Versorgung des Verdampfers mit dem Wasser der Wärmequelle sowie des Absorbers bzw. Kondensators inkl. Dephlegmator mit dem Wasser der Wärmesenke wurden hierzu separate Kreislaufsysteme aufgebaut, welche über die Infrastruktur des Instituts für Wärmetechnik (IWT) versorgt wurden. Das Kreislaufsystem setzt sich dabei jeweils aus dem Hydrauliksystem sowie der jeweiligen wasserseitigen Durchführung an den Anlagenkomponenten der Versuchsanlage (EVA, ABS, CON inkl. DEP) zusammen. Die jeweiligen Vor- sowie Rückläufe sind über Hydraulikschläuche miteinander verbunden. Der schematische Aufbau des Wärmequellenkreises des Verdampfers ist hierzu in Abbildung 3-9, jener für die Wärmesenkenkreisläufe des Absorbers sowie des Kondensators inkl. Dephlegmator in Abbildung 3-10 ersichtlich.

Hauptbestandteile der jeweiligen Kreisläufe (Wärmequelle und -senken) sind dabei eine Pumpe, ein Strangreguliertventil sowie ein Pt100-Temperatursensor vor Eintritt in die jeweilige Anlagenkomponente. Am Austritt des Verdampfers und Absorbers ist wiederum ein Pt100-Temperatursensor angebracht.

Während für den Verdampfer- und den Absorberkreislauf jeweils eine Anlagenkomponente durchströmt wird, versorgt der Wärmesenkenkreislauf des Kondensators zusätzlich den Dephlegmator. Hierbei wird zunächst der Kondensator direkt vom Hydrauliksystem mit Wasser bedient. Dieser erwärmte Wärmesenkenmassenstrom kann anschließend für den Kühlvorgang im Dephlegmator genutzt werden. Das an dieser Stelle vorhandene Temperaturniveau reicht aus, um im Dephlegmator eine (Teil-)Kondensation des im Kältemitteldampf enthaltenen Wassers zu erreichen. Durch einen Bypass wird ermöglicht, dass der Dephlegmator weggeschaltet werden kann. Zusätzlich zu den Möglichkeiten, den Wärmesenkenmassenstrom komplett durch den Dephlegmator oder durch den Bypass daran vorbeizuführen, wurde, nach Beendigung der ersten Messreihe, ein Strangreguliertventil in den Vorlauf des Dephlegmators integriert (siehe Abbildung 3-10). Mit diesem kann der Wärmesenkenmassenstrom durch den Dephlegmator, bei gleichzeitig geöffnetem Bypass, reduziert werden. Hierdurch wird es möglich, geringere Kondensationsleistungen im Vergleich zum Vollbetrieb des Dephlegmators zu erzielen. Direkt vor bzw. nach jeder Anlagenkomponente wurde jeweils ein Pt100-Temperatursensor angebracht. Zudem wurde ein zusätzlicher Pt100-Temperatursensor nach der Zusammenführung des vom Dephlegmator kommenden und des über den Bypass geführten Massenstroms verbaut. Der Rücklauf innerhalb des Hydrauliksystems des Kondensators inkl. Dephlegmator gestaltete sich hingegen ident zu jenen der anderen Kreisläufe.

Der weitere Rücklauf setzt sich für alle Kreislaufsysteme aus einem Volumenstrom-Messgerät (MID) und einem nachfolgenden elektronischen Mischventil zusammen. Durch das elektronische Mischventil wird ein Teil des Anlagenrücklaufs abgezweigt und mit dem von der Infrastruktur kommenden Vorlauf vermischt. Es wird somit nicht der gesamte von der jeweiligen Anlagenkomponente kommende Massenstrom des Rücklaufs zurück in die Infrastruktur geführt.



### 3 Versuchsstandsbeschreibung

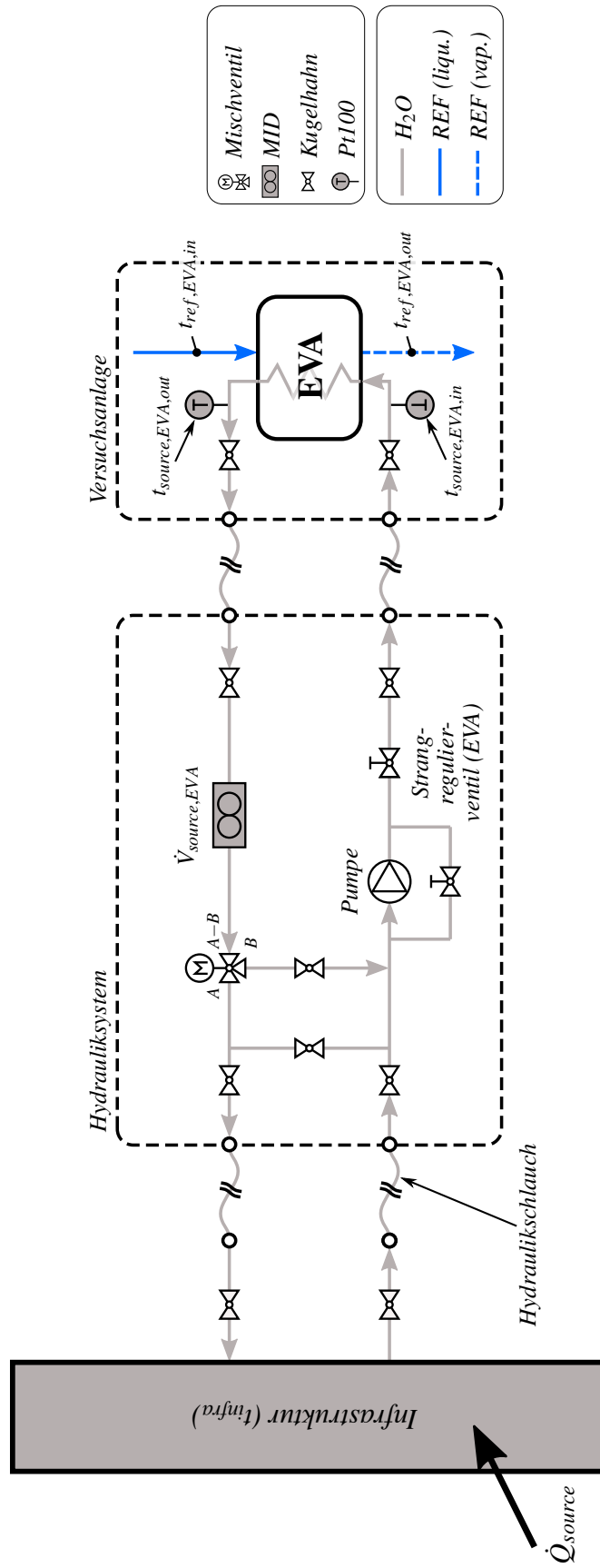


Abbildung 3-9: Schema des Hydrauliksystems zur Versorgung des Verdampfers (EVA) mit dem Wasser der Wärmequelle

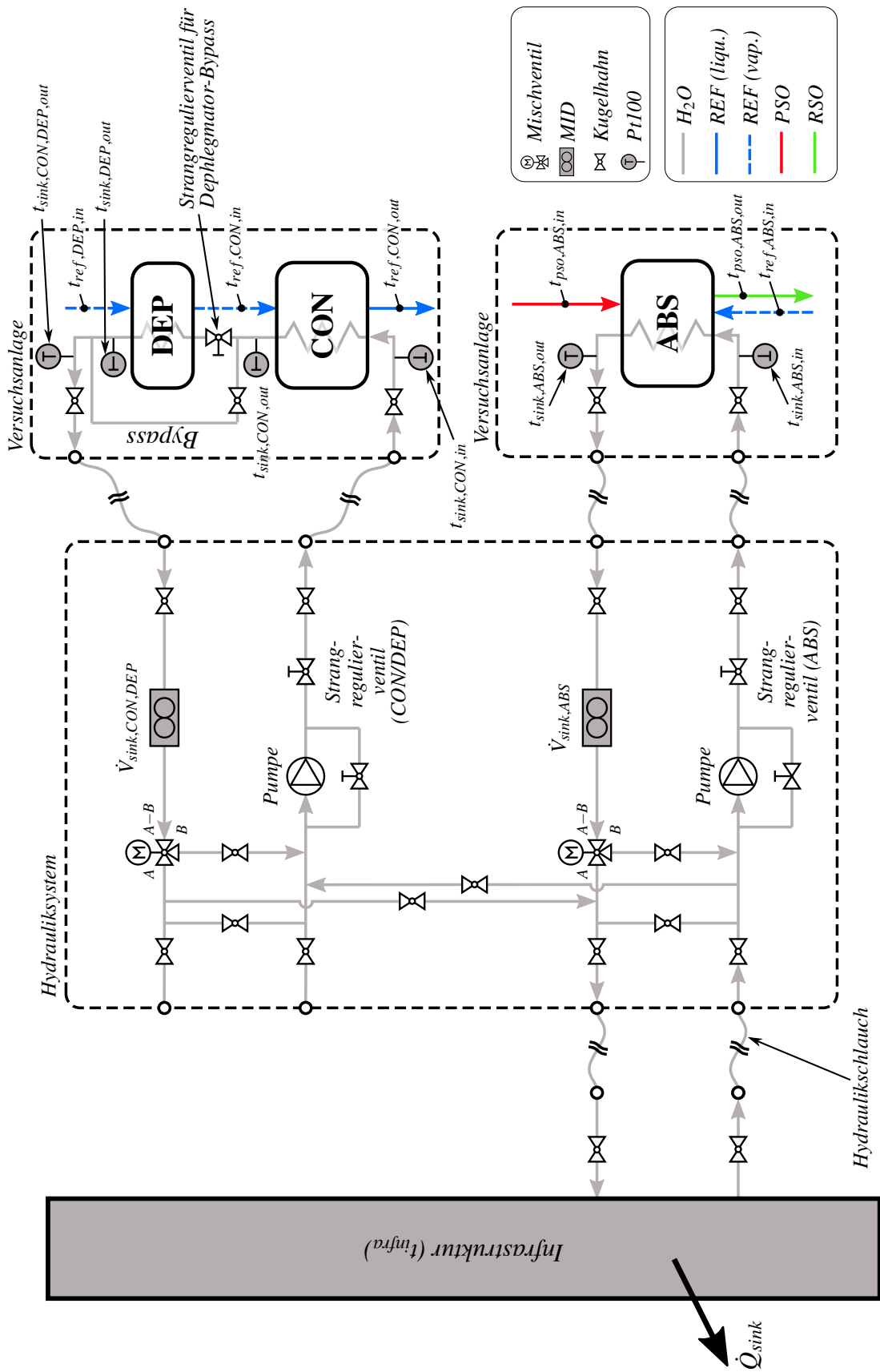


Abbildung 3-10: Schema des Hydrauliksystems zur Versorgung des Absorbers (ABS) und des Kondensators (CON) inkl. Dephlegmator (DEP) mit Wasser der Wärmesenke

Durch die einzelnen Mischungsvorgänge der jeweiligen Rückläufe mit dem Wasser der Infrastruktur, konnten sowohl die Wärmequelle als auch die Wärmesenken gemeinsam mit dem gleichen Temperaturniveau der Infrastruktur ( $t_{infra}$ ) versorgt werden. Dieses musste somit zwischen der höchsten benötigten Wärmequelleneintrittstemperatur und der niedrigst benötigten Wärmesenkeneintrittstemperatur liegen. Um einer stetigen Erwärmung der Infrastruktur entgegenwirken zu können und so den notwendigen Temperaturbereich einhalten zu können, wurde Wärme über die Rückkühlanlage der TU Graz ( $\dot{Q}_{RK} = \dot{Q}_{sink} - \dot{Q}_{source}$ ) an die Umgebung abgeführt. Eine genauere Ausführung der notwendigen Regelung zur Einhaltung der geforderten Temperaturen am Ein- und Austritt der jeweiligen Anlagenkomponenten erfolgt in Kapitel 3.4.1.

Die Zu- bzw. Ableitungen von bzw. zur Infrastruktur gestalten sich für das jeweiligen Kreislaufsystem unterschiedlich. Wie in Abbildung 3-9 ersichtlich, wird der (Wärmequellen-)Kreislauf des Verdampfers direkt mit Wasser mit dem Temperaturniveau der Infrastruktur ( $t_{infra}$ ) versorgt. Gleiches gilt für das aus dem Kreislauf abzuführenden Wasser. Dabei ist die Infrastruktur und das Hydrauliksystem über zwei Hydraulikschläuche miteinander verbunden. Wie in Abbildung 3-10 ersichtlich, wurde hingegen für die (Wärmesenken-)Kreisläufe des Absorbers sowie des Kondensators inkl. Dephlegmator eine gemeinsame Zu- und Ableitung zwischen dem jeweiligen Hydraulik(teil)system und der Infrastruktur realisiert. Die gemeinsame Zuleitung mit dem Wasser der Infrastruktur, welches ebenso die Temperatur  $t_{infra}$  aufwies, erfolgte dabei zunächst über die Zuleitung für das Hydraulik(teil)system des Absorbers über einen Hydraulikschlauch. Direkt im Anschluss teilte sich der zugeführte Massenstrom auf, wobei ein Teil dem (Wärmesenken-)Kreislauf des Absorbers zugeführt wurde und der andere Teil in Richtung des Hydraulik(teil)systems des Kondensators inkl. Dephlegmator geleitet wurde. Ähnliches gilt für die Abfuhr des erhitzten Wassers vom jeweiligen Kreislauf. Der vom Hydraulik(teil)system des Kondensators inkl. Dephlegmator abzuführende Massenstrom wird dabei dem Massenstrom vom (Wärmesenken-)Kreislauf des Absorbers kommend zugeführt. Dies geschieht innerhalb des Hydraulik(teil)systems des Absorbers und wird im Anschluss über einen Hydraulikschlauch an die Infrastruktur zurückgeführt.

#### *Wärmequellenkreislauf des zusätzlichen Wärmeübertragers („quasi FlueHX“)*

Für den „quasi FlueHX“ wurde ein eigenständiger Wärmequellenkreislauf vorgesehen. Für eine nähere Ausführung ist dieser in Abbildung 3-11 ersichtlich.

Zur Temperaturregelung sowie Aufrechterhaltung des vorgegebenen Durchflusses wurde ein Wärmethermostat der Fa. LAUDA verwendet (LAUDA, 2018). Dabei wird das im LAUDA-Becken enthaltene Wasser durch Wärmezufuhr über einen Heizstab auf die vorgegebene Temperatur gebracht. Anschließend wird das Wasser über die integrierte Pumpe und den an das LAUDA-Becken angeschlossenen Hydraulikschlauch in Richtung des „quasi FlueHX“ befördert. Vor und nach der Anlagenkomponente wurden Thermoelemente (TC) als Anlegefühler positioniert, um die auftretende Temperatur zu erfassen. Der weitere Rücklauf zurück zum LAUDA-Becken erfolgt über Hydraulikschläuche zwischen denen ein Volumenstrom-Messgerät (MID) positioniert wurde. Damit ist es möglich, den sich im System ergebenden Volumenstrom ermitteln zu können.

#### *Wärmequellenkreislauf des Generators (GEN)*

Ebenso für die Wärmebereitstellung am Generator ist ein eigenständiger Wärmequellenkreislauf zuständig. In Abbildung 3-12 ist hierzu das Schema dieses Kreislaufs abgebildet.

Die Umwälzung des durch einen Heizstab erwärmten Flüssigkeitskreislaufs (entsalztes Wasser) erfolgt durch eine Kreiselpumpe. Bevor der Massenstrom in den Generator (GEN) gelangt, wird dieser über ein Strangreguliertventil geführt. Mit dem am Rücklauf positionierten MID-Volumenstrommessgerät kann so die Höhe des Volumenstroms eingestellt werden. Am Ein- und

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

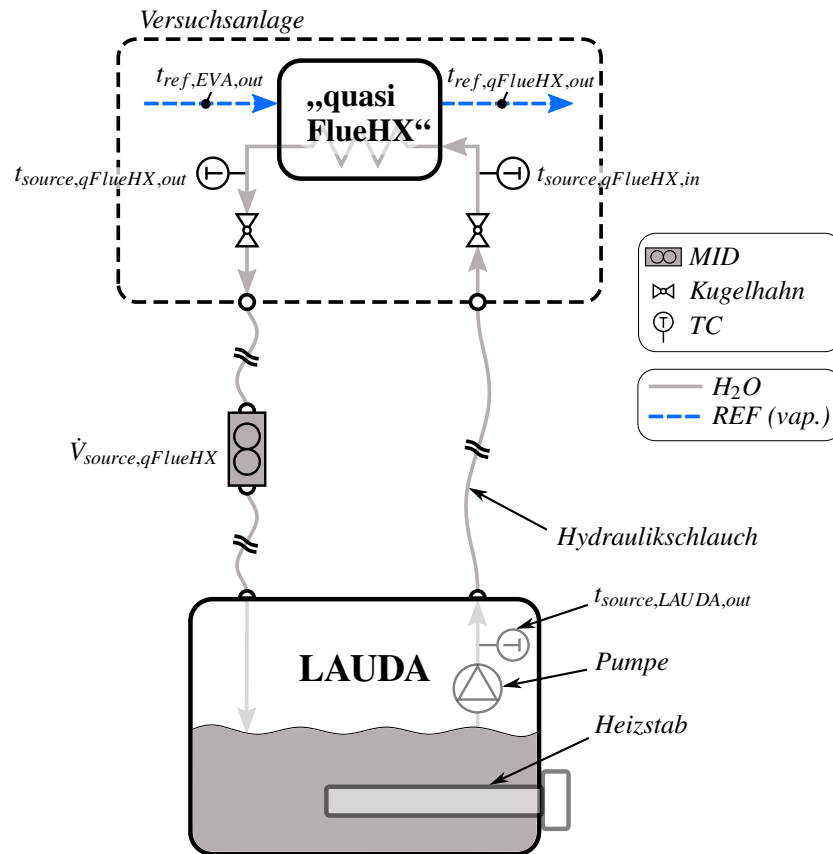


Abbildung 3-11: Schema des Wärmequellenkreislaufs des „quasi FlueHX“

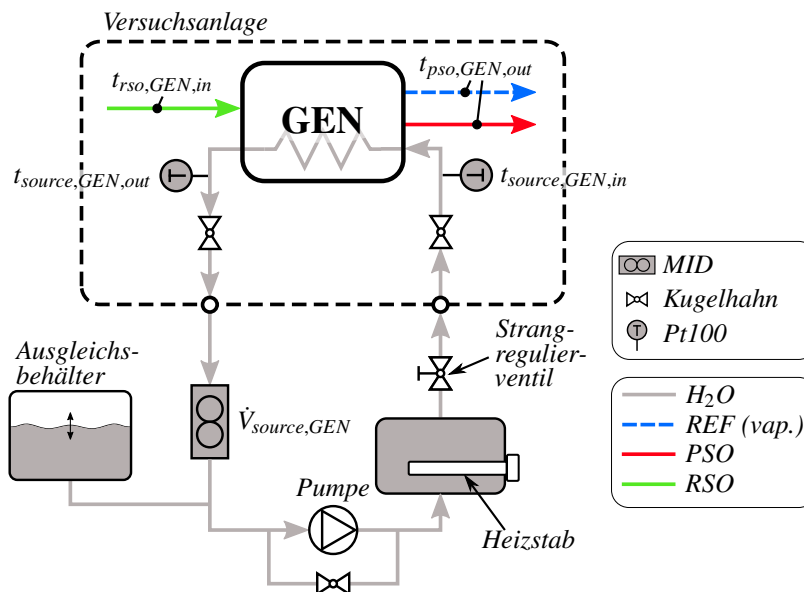


Abbildung 3-12: Schema des Wärmequellenkreislaufs des Generator (GEN)

Austritt des Generators ist jeweils ein Pt100-Tempersensoren angebracht, um die auftretenden Temperaturen des Wassers festzustellen. Nach dem Volumenstrom-Messgerät, zur Kompensation der durch die Erwärmung mit dem Heizstab einhergehenden Volumenvergrößerung, ist ein Ausgleichsbehälter positioniert. Bei einem Systemdruck von ca. 5 bar (abs.) können Leistungen von maximal 4 kW und Temperaturen bis zu 140 °C erzielt werden.

### 3.3 Messtechnik

Für die Analyse des Betriebsverhaltens der Versuchsanlage wurde eine Vielzahl von Sensoren verbaut. Hierzu zählen Relativdruck- und Temperatursensoren sowie MID-Volumenstrom- und Coriolis-Massendurchflusssensoren. Wie in Abbildung 3-1 ersichtlich, wurden diese je nach Bedarf sowohl in die Absorptionswärmepumpe als auch in die einzelnen externen Kreisläufen integriert.

Im Bezug auf die Versuchsanlage, bei der mit Ausnahme des Generators und des Kondensators, die Temperaturbestimmung der austretenden Medien (arme Lösung und Kältemittel) jeweils im darauffolgenden Sammelbehälter (SAC und RAC) erfolgte, wurden die Temperatursensoren am restlichen Anlagenkreislauf vor bzw. nach jeder prozessrelevanten Anlagenkomponente positioniert. Dies wurde ebenso für die Temperaturmessung der einzelnen externen Kreisläufe umgesetzt.

An der Versuchsanlage wurden dabei vorwiegend Thermoelemente (TC) als Anlegefühler an den Außenflächen angebracht. Nur für die Temperaturmessung in den Sammelbehältern SAC und RAC wurden Pt100-Temperatursensoren mit Hilfe einer Tauchhülse verbaut. Abgesehen vom Wärmequellenkreislauf des „quasi FlueHX“, wurden die restlichen externen Kreisläufe zur Gänze mit feucht eingebauten Pt100-Temperatursensoren bestückt. Für den Wärmequellenkreislauf des „quasi FlueHX“ wurden hingegen, aufgrund der beschränkten Anzahl der Steckplätze an den Pt100-Modulen (3 Module, 12 Steckplätze), zwei Thermoelemente als Anlegefühler angebracht. Der Vorteil der Pt100-Temperatursensoren liegt in der Tatsache, dass, durch die Möglichkeit einer Kalibrierung, die Messfehler um ein Vielfaches kleiner sind als jene der Thermoelemente. Dieser Umstand ist in der Tabelle 3-1 angeführt.

Wie bereits erwähnt, wurden nach der Durchführung der ersten Messreihe, zusätzliche Thermoelemente in das System integriert, um den Temperaturverlauf an der Außenseite des Absorbers während des Betriebs der Versuchsanlage aufzeichnen zu können (siehe Abbildung 3-7). Für die Analyse des Anlagenverhaltens wurden somit insgesamt 33 Temperatursensoren verbaut. Dabei entfielen 19 Thermoelemente und zwei Pt100-Temperatursensoren auf die Versuchsanlage bzw. zehn Pt100-Temperatursensoren und zwei Thermoelemente auf die externen Kreisläufe.

Die Massenströme in der Versuchsanlage wurden durch Coriolis-Massenstromsensoren bestimmt. Der Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ ) wurde direkt nach der Lösungsmittelpumpe (PUMP) und jener des Kältemittels ( $\dot{m}_{ref}$ ) vor der Kältemitteldrossel (RTH) ermittelt. Die Volumenströme ( $\dot{V}_{source/sink}$ ) der externen Kreisläufe wurden im jeweiligen Rücklauf durch MID-Volumenstromsensoren bestimmt. Die Coriolis-Massenstrom- sowie die MID-Volumenstromsensoren wurden, mit Ausnahme des MID-Volumenstromsensors für den Quellenkreislauf des „quasi FlueHX“, vor Beginn der Messdurchführungen kalibriert. Während im Bezug auf den Coriolis-Massenstromsensor für die Prozessgröße  $\dot{m}_{ref}$  der aus dem Datenblatt zu entnehmende maximale Messfehler von 0,1 % vom Messwert (MW) (Endress+Hauser, 1999) reproduzierbar war, konnte für den Coriolis-Massenstromsensor der Prozessgröße  $\dot{m}_{rso}$  der angegebene Wert von 0,1 % vom Messwert (Endress+Hauser, 2015) nicht bestätigt werden. Die Abweichung ist dabei auf den geringen Massenstrom der reichen Lösung im Vergleich zum großen Messbereich dieses Coriolis-Massenstromsensors zurückzuführen. Daher wurde als Messfehler der bei der Kalibrierung ermittelte Wert von 0,4 % vom Messwert angesetzt.

Für die Druckmessung der ersten Messreihe wurde der Hochdruck ( $p_{CON}$ ) direkt vor der Kältemitteldrossel (RTH), jener des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ) direkt vor der Lösungsmittelpumpe (PUMP) mit Relativdrucksensoren gemessen. Wie bereits beschrieben, wurden nach der Durchführung der ersten Messreihe zusätzliche Drucksensoren an der Anlage verbaut. Dabei wurde sowohl am Verdampfer (EVA) als auch am Absorber (ABS) an der höchsten Stelle jeweils ein zusätzlicher Relativdrucksensor angebracht. Für die zweite Messreihe wurde der Wert des Hochdrucks ( $p_{CON}$ ) abermals vor der

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

Kältemitteldrossel bestimmt. Der Niederdruck ( $p_{EVA}$ ) wurde nun hingegen direkt am oberen Ende des Verdampfers ermittelt (siehe Abbildung 3-6). Der Relativdrucksensor, der ursprünglich für die Niederdruckmessung verantwortlich war (vor der Lösungsmittelpumpe), wurde im Zuge dessen als Vergleichswert ( $p_{EVA,PUMP}$ ) herangezogen (siehe Abbildung 3-1). Der ebenfalls zusätzlich angebrachte Drucksensor am Absorber ( $p_{ABS}$ ) wurde verbaut, um mögliche Druckveränderungen während der Absorption detektieren zu können (siehe Abbildung 3-7). Für jeden einzelnen Sensor sind im jeweiligen Datenblatt Messfehler vermerkt. Die angegebenen Messfehler sind hierzu in der Tabelle 3-1 angeführt.

Tabelle 3-1: Verwendete Sensoren und deren Messunsicherheiten

Sensor	Prozessgröße	Messfehler
Temperatur-Sensoren (Pt100)	siehe Abbildung 3-1	$\pm 0,05 \text{ K}$ (Kalibrierung)
TC-Anlegefühler	siehe Abbildung 3-1	$\pm 1,5 \text{ K}$
Coriolis-Massenstromsensoren		
Endress+Hauser (1999) Typ: 63	$\dot{m}_{ref}$	$\pm 0,1 \%$ v. MW (Kalibrierung)
Endress+Hauser (2015) Typ: 83A	$\dot{m}_{rso}$	$\pm 0,4 \%$ v. MW (Kalibrierung)
MID-Volumenstromsensoren		
ABB (2018), Typ: FEX300	$\dot{V}_{sink,ABS}$	$\pm 1,5 \%$ v. MW (Kalibrierung)
ABB (2010), Typ: FXL5000 (Miniflow)	$\dot{V}_{sink,CON,DEP}$	$\pm 1,5 \%$ v. MW (Kalibrierung)
ABB (2010), Typ: FXL5000 (Miniflow)	$\dot{V}_{source,EVA}$	$\pm 1,5 \%$ v. MW (Kalibrierung)
Endress+Hauser (2009), Typ: 50P	$\dot{V}_{source,GEN}$	$\pm 1,5 \%$ v. MW (Kalibrierung)
IFM (2015), Typ: SM6004	$\dot{V}_{source,qFlueHX}$	$\pm (1,5 \%$ v. MW + 0,5 v. MEW)
Relativdrucksensoren		
PMR (2018), Typ: PIT-C	$p_{EVA}$	$\pm 0,2 \%$ v. Messber. (0 - 10 bar)
PMR (2018), Typ: PIT-C	$p_{CON}$	$\pm 0,2 \%$ v. Messber. (0 - 30 bar)
PMR (2018), Typ: PIT-C	$p_{ABS}$	$\pm 0,2 \%$ v. Messber. (0 - 10 bar)
PMR (2018), Typ: PIT-C	$p_{EVA,PUMP}$	$\pm 0,2 \%$ v. Messber. (0 - 10 bar)

Weiters war es für den Betrieb der Kolben-Membranpumpe wichtig, diese ständig mit reicher Lösung zu versorgen. Aus diesem Grund wurde vor dieser Pumpe ein Sammelbehälter positioniert, welcher mit einem Füllstandssensor der Fa. MTS Sensors (Typ: Temposonics GH) ausgestattet ist. Mit Hilfe eines Positionsmagneten (Schwimmer) kann so die Pegelhöhe bestimmt werden. Dabei wird eine Körperschallwelle ausgelöst, die sich entlang des Sensorelements ausbreitet. Ein Schwimmer beeinflusst diese Körperschallwelle. Über die Laufzeit kann so der genaue Standort des Schwimmers entlang des Sensorelements ermittelt werden. (MTS Sensors, 2018)

Die Aufzeichnung aller von den Sensoren gelieferten Messwerte erfolgte mittels LabVIEW. Zusätzlich wurde mit Hilfe dieses Programms die Regelung der Versuchsanlage vollzogen. Auf diese soll im Folgenden näher eingegangen werden.

## 3.4 Anlagenregelung

An die Regelung einer Absorptionwärmepumpe für Heizanwendungen sind, aufgrund sich ändernder äußerer Bedingungen, hohe Anforderungen gestellt. Hierbei sind Veränderungen des Temperaturniveaus der Niedertemperaturwärmequelle für die Verdampfung (z.B. Änderung der Außenlufttemperatur) sowie Änderungen der Vor- und Rücklauftemperaturen des Heizungskreislaufs die für die Regelung maßgebenden Einflussgrößen.

Gleiches gilt für die verwendete Versuchsanlage. Allerdings müssen neben der notwendigen Regelung der Prozessgrößen der Anlage ebenso die von außen auf die Anlage einwirkenden Betriebsbedingungen durch die äußeren Kreisläufe geregelt werden, um durch einen stationären Betrieb der Anlage vergleichbare Messaufzeichnungen zu erhalten. Dies betrifft sowohl die Temperatur des Wassers der Wärmequelle für die Wärmezufuhr am Verdampfer (Niedertemperaturwärmequelle) als auch die Temperatur des Wassers der Wärmesenke für die Wärmeabfuhr am Kondensator und Absorber.

Im Folgenden werden die Regelungen der externen Kreisläufe sowie die Regelung der Versuchsanlage näher beschrieben.

#### 3.4.1 Regelung der äußeren Temperaturniveaus

Wie bereits im Zuge der Beschreibung der externen Kreisläufe angeführt, wurde zur Mischung des jeweiligen Vorlaufs ein elektronisch regelbares Mischventil verbaut, dessen Stellung mit Hilfe von LabVIEW (2017) verändert werden konnte. Für die Messaufzeichnungen wurden dabei verschiedene Betriebsbedingungen eingestellt. In jedem Betriebspunkt wurde eine Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und dem Rücklauf der jeweiligen Wärmequelle bzw. -senke vorgegeben. Die Rücklaufftemperatur konnte durch Volumenstromveränderungen beeinflusst werden. Hierfür wurden einzeln regelbare Pumpen verbaut. Die wasserseitige Temperaturdifferenz im Verdampfer ist dabei für jeden Messpunkt in Gl. 3-1 ersichtlich.

$$\Delta T_{source,EVA} = t_{source,EVA,out} - t_{source,EVA,in} = -3 \text{ K} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Die vorgegebene Temperaturdifferenz am Kondensator und am Absorber ist in Gl. 3-2 angeführt.

$$\Delta T_{sink,CON/ABS} = t_{sink,CON/ABS,out} - t_{sink,CON/ABS,in} = 5 \text{ K} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Im Wärmesenkenkreislauf für den Kondensator war zudem der Dephlegmator integriert. Für diese Anlagenkomponente ergab sich im Folgenden eine Temperaturdifferenz, da der Volumenstrom des Wärmesenkenkreislaufs auf die geforderte Temperaturdifferenz am Kondensator eingestellt wurde.

Die Pumpe konnte dabei lt. Herstellerangaben (Wilo, 2017) nur innerhalb des in Abbildung 3-13 dargestellten grauen Bereichs (3 - 10 V) betrieben werden. Für die verschiedenen Messpunkte mussten allerdings eine Vielzahl unterschiedlicher Volumenströme eingestellt werden, welche allerdings nicht mit einer einzigen gegebenen Anlagenkennlinie realisierbar waren. Um trotz dieser Problematik alle benötigten Volumenströme einstellen zu können, wurde durch ein nachgeschaltetes Strangreguliertventil der für den ordnungsgemäßen Betrieb notwendige Druckverlust und damit die Anlagenkennlinie variiert. Hierzu ist in Abbildung 3-13 im Kennfeld der verwendeten Pumpe die beispielhafte Ausgangslage (Anlagenkennlinie A) bei vollständig geöffnetem Strangreguliertventil dargestellt.

Mit der Anlagenkennlinie A kann, wie in Abbildung 3-13 dargestellt, durch eine Drehzahlveränderung im Bereich zwischen 1400 und 3700 1/min, die Pumpenkennlinie variiert werden, sodass ein beliebiger Volumenstrom im Bereich ( $\Delta \dot{V}_{rangeA}$ ) eingestellt werden kann. Wird nun ein niedrigerer Volumenstrom benötigt, so muss Einfluss auf die Anlagenkennlinie genommen werden. Im konkreten Fall muss für den Erhalt des benötigten Volumenstroms ( $\dot{V}_{soll}$ ) das Strangreguliertventil geschlossen werden, was zu einer Verschiebung der Anlagenkennlinie nach links führt. Bei gleichbleibender Drehzahl muss durch die Pumpe somit ein höherer Druckanstieg realisiert werden, wodurch es gleichzeitig zu einer Reduzierung des Volumenstroms kommt. Die Stellung

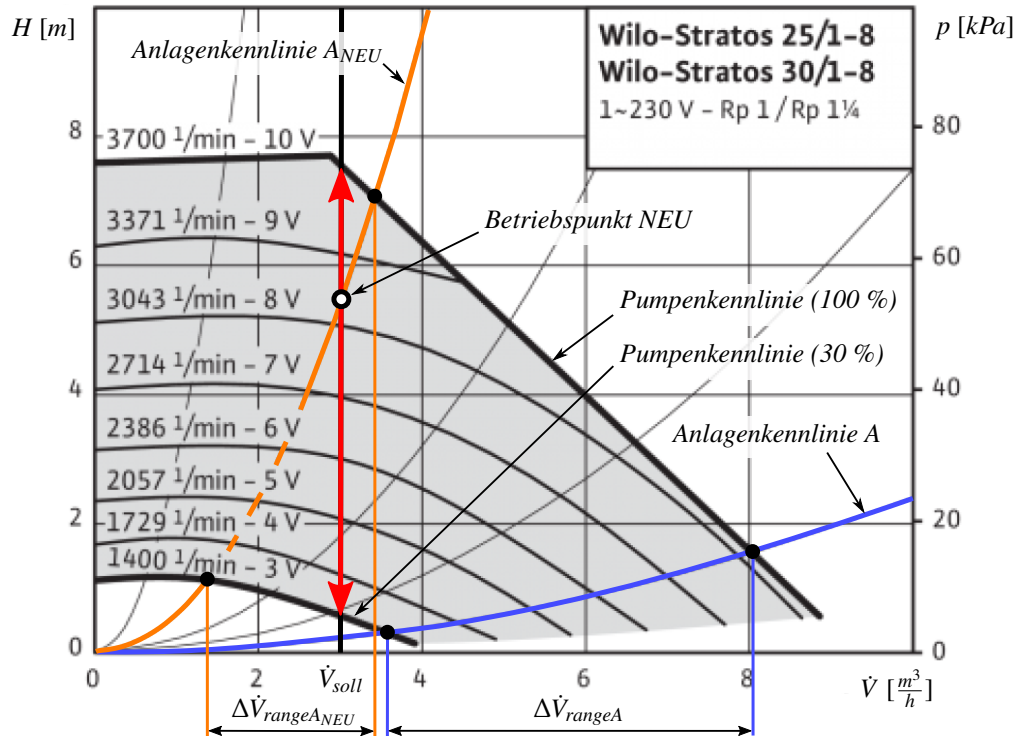


Abbildung 3-13: Pumpen- und Anlagenkennlinien der verwendeten Pumpen in den externen Kreisläufen (Wilo, 2017)

des Strangreguliertventils muss so lange verändert werden, bis sich der benötigte Volumenstrom in jenem Volumenstrombereich der veränderten Anlagenkennlinie ( $\Delta\dot{V}_{rangeA_{NEU}}$ ) befindet. Durch eine Veränderung der Pumpenkennlinie (Drehzahlveränderung) kann der benötigte Volumenstrom entlang der Anlagenkennlinie eingestellt werden, wodurch sich schlussendlich der für den Betrieb notwendige Betriebspunkt (Betriebspunkt NEU) ergibt.

### 3.4.2 Regelung und Beeinflussung der Prozessgrößen

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 im Zuge der Beschreibung des Absorptionswärmepumpenkreislaufs im Ammoniak/Wasser Lösungsfeld erläutert, sind durch die äußeren Temperaturniveaus einige Prozessgrößen der Absorptionswärmepumpe vorgegeben. Im Bezug auf die Versuchsanlage war die Temperatur der Wärmequelle ( $t_{source,EVA,in}$ ) für die Austrittstemperatur des Kältemittelmassenstroms im Verdampfer ( $t_{ref,EVA,out}$ ) maßgebend. Damit war ebenso die Kältemiteleintrittstemperatur in den Verdampfer ( $t_{ref,EVA,in}$ ) vorgegeben, da auf einen konstanten Temperaturgleit geregelt wurde, welcher sich durch Gl. 3-3 ergibt.

$$\Delta T_{glide} = t_{ref,EVA,out} - t_{ref,EVA,in} = 5 \text{ K} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Die Regelung des Temperaturgleits erfolgte dabei durch eine Variation des Kältemittelmassenstroms, was wiederum direkten Einfluss auf die Höhe des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ) hatte, da dieser von der Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer ( $t_{ref,EVA,in}$ ) abhängig war. Die Temperatur des Wassers der Wärmesenke war hingegen maßgebend für die Austrittstemperatur des Kältemittelmassenstroms aus dem Kondensator ( $t_{ref,CON,out}$ ) sowie für die Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber ( $t_{rso,ABS,out}$ ), da beide Anlagenkomponenten parallel von der Wärmesenke versorgt wurden. Die Austrittstemperatur des Kältemittelmassenstroms aus dem



Kondensator bestimmte, beeinflusst durch die Kältemittelkonzentration, den Hochdruck ( $p_{CON}$ ). Die Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber war hingegen für die Höhe der Konzentration der reichen Lösung ( $x_{rso}$ ) verantwortlich. Der Kältemittelbehälter RAC der Versuchsanlage (siehe Abbildung 3-1) diente dabei als Kältemittelpuffer für unterschiedliche Betriebsbedingungen. Bei einer Erhöhung der Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber stieg im Kältemittelbehälter automatisch der Flüssigkeitspegel an. Bei einer niedrigeren Austrittstemperatur der reichen Lösung sank hingegen der Pegel ab, da mehr Kältemittel im Absorber benötigt wurde. Die Anpassung der Konzentration der reichen Lösung an die Temperatur der Wärmesenke erfolgte somit automatisch.

Neben den durch die äußeren Temperaturniveaus vorgegebenen Prozessgrößen mussten weitere Prozessgrößen für den Erhalt bestimmter Betriebszustände gezielt beeinflusst bzw. geregelt werden. Hierbei handelte es sich um die Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ), die Konzentration der armen Lösung ( $x_{pso}$ ) und um die dazugehörigen Massenströme selbst ( $\dot{m}_{ref}$  und  $\dot{m}_{pso}$ ). Weiters musste die Lösungsmittelpumpe geregelt werden. Die Regelung dieser Prozessgrößen bzw. die Auswirkungen durch die Regelung der Lösungsmittelpumpe wird im Folgenden näher ausgeführt.

#### **Beeinflussung der Konzentrationen**

Im Allgemeinen werden die  $NH_3$ -Konzentrationen des Kältemittelmassenstroms ( $x_{ref}$ ) und des Massenstroms der armen Lösung ( $x_{pso}$ ) durch die Austreibungstemperatur ( $t_{pso,GEN,out}$ ) und den vorherrschenden Druck ( $p_{CON}$ ) am Austritt des Generators beeinflusst. Unter der Annahme eines konstant gehaltenen Druckniveaus wird bei niedrigen Austreibungstemperaturen weniger Lösungsmittel mitverdampft und dadurch eine höhere Kältemittelkonzentration erzielt. Bei höheren Austreibungstemperaturen tritt genau das Gegenteil ein. Durch das thermodynamische Gleichgewicht zwischen der Dampf- und Flüssigphase ergibt sich durch die vorgegebene Austreibungstemperatur ebenso die Konzentration der armen Lösung.

Bei der Betrachtung des Absorptionskreislaufs der Versuchsanlage ohne hinzugeschalteter „Reinigungsvorrichtung“ (ohne REC, ohne DEP) wurde die endgültig erhaltene Konzentration des Kältemittelmassenstroms durch die wasserseitige Wärmequelleneintrittstemperatur am Generator ( $t_{source,GEN,in}$ ) vorgegeben. Bei der Hinzuschaltung einer der beiden Anlagenkomponenten zur Kältemittelreinigung ist für die Kältemittelkonzentration nicht nur die Temperatur im Generator sondern zusätzlich auch die Effizienz des jeweiligen Reinigungsvorgangs maßgebend. Nach der Austreibung kam es somit noch zu einer geringen Erhöhung der Kältemittelkonzentration durch Stoff- und Wärmeübertragung durch die reiche Lösung in der Rektifikationskolonne bzw. durch alleinige Wärmeübertragung an die Wärmesenke im Dephlegmator, was zu einer (Teil-)Kondensation führte.

#### **Regelung der Massenströme**

Für den Erhalt von gewünschten Betriebspunkten ist eine gezielte Regelung der Höhe des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) und des Massenstroms der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) notwendig. Hierzu wurden an der Versuchsanlage zwei Drosseln verbaut. Die Kältemitteldrossel (RTH) war direkt vor dem Verdampfer positioniert, die Lösungsmitteldrossel (STH) vor dem Eintritt der armen Lösung in den Absorber.

Bei der Drossel zur Regelung des Kältemittelmassenstroms (RTH) handelte es sich um ein elektrisch geregeltes Expansionsventil, welches die Aufgabe hatte, den Kältemittelmassenstrom so

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

einzustellen, dass der vorgegebene Temperaturgleit am Verdampfer ( $\Delta T_{glide}$ ) eingehalten werden konnte. Der hierfür notwendige Regelkreis ist in Abbildung 3-14 dargestellt.

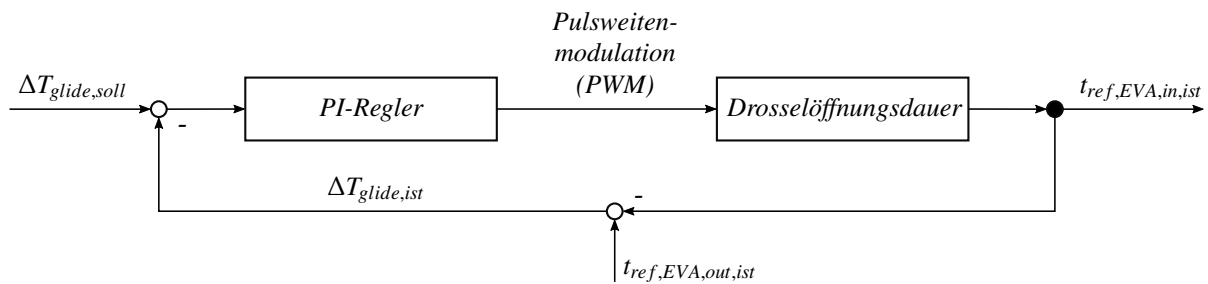


Abbildung 3-14: Regelkreis für das elektronische Expansionsventil im Kältemittelkreislauf (RTH)

Der Sollwert des Temperaturgleits ( $\Delta T_{glide,soll}$ ) stellt damit die Regelgröße dar. Der vorgegebene Sollwert des Temperaturgleits wurde mit dem berechneten tatsächlichen Temperaturgleit ( $\Delta T_{glide,ist}$ ) verglichen, welcher sich wiederum aus den gemessenen Temperaturwerten des Kältemittelmassenstroms vor und nach dem Verdampfer ergab. Der PI-Regler bestimmt in der Folge die notwendige Drosselöffnungsdauer (Pulsweite) damit der Temperaturgleit eingehalten wird. Für die Korrektur wird nun über eine Pulsweitenmodulation (PWM) die Stellgröße ermittelt, wodurch die Öffnungsdauer des Expansionsventils (Drosselöffnungsdauer) innerhalb der Regelstrecke angepasst wird. Die Öffnungsdauer beeinflusst den Niederdruck sowie den Kältemittelmassenstrom und damit die Kältemiteleintrittstemperatur in den Verdampfer ( $t_{ref,EVA,in,ist}$ ). Dieser Wert wird nun für die Neuberechnung des Temperaturgleits herangezogen, indem dieser vom Istwert der Verdampferaustrittstemperatur des Kältemittelmassenstroms ( $t_{ref,EVA,out,ist}$ ) subtrahiert wird. Der neu berechnete Temperaturgleit kann nun wieder mit dem Sollwert verglichen werden, wodurch sich der Regelkreis schließt.

In Abbildung 3-15 ist hierzu exemplarisch ein zeitlicher Verlauf des Spannungssignals an die Ventilschule dargestellt, welcher sich durch eine Pulsweitenmodulation ergibt.

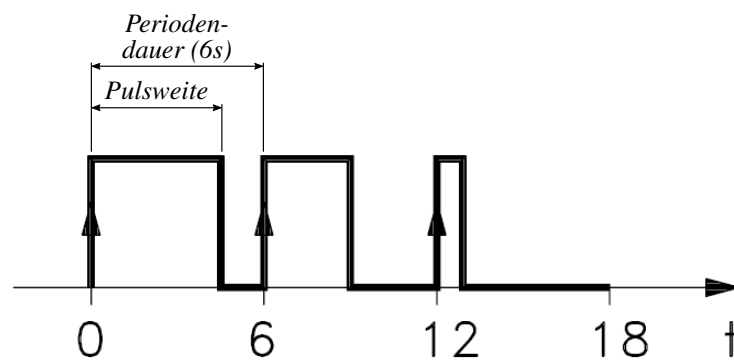


Abbildung 3-15: Exemplarischer Verlauf einer Pulsweitenmodulation (Danfoss, 2016)

Wie in dieser Abbildung erkennbar, ist für das in der Versuchsanlage verwendete Expansionsventil eine Periodendauer von 6 s definiert. Die Dauer des Spannungssignals innerhalb der Periodendauer wird dabei über die jeweilig ermittelte Pulsweite vorgegeben. Aufgrund der geringen Leistung der Versuchsanlage fallen auch die Massenströme im Kältemittelkreislauf ( $\dot{m}_{ref}$ ) gering aus, wodurch das gewählte Expansionsventil der Fa. Danfoss (2016) (Typ: AKVA 10) überdimensioniert ist, obwohl es sich hierbei um die kleinste am Markt verfügbare Ausführung handelt. Eine Beeinflussung des Kältemittelmassenstroms macht sich daher nur in einem Bereich von 0 - 30 %, bezogen auf die maximale Öffnungsdauer, bemerkbar.

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

Durch die während der Regelung des Temperaturgleits vorgenommene Veränderung der Öffnungsdauer wurde somit der Kältemittelmassenstrom beeinflusst. Wurde eine längere Öffnungsdauer vorgegeben, konnte mehr Kältemittel durch die Kältemitteldrossel strömen, was wiederum zu einem Sinken des Temperaturgleits führte. Dies führte gleichzeitig zu einer Anhebung des Niederdrucks. Bei einer kürzeren Öffnungsdauer trat genau der gegenteilige Effekt ein. Einen weiteren Einfluss auf den zur Einhaltung des Temperaturgleits benötigten Kältemittelmassenstrom hat dessen Konzentration. Dabei galt, je höher die Konzentration des Kältemittelmassenstroms, desto höher war die aufgenommene Wärmemenge, was zu einem Anstieg des Temperaturgleits führte. Daher musste in diesem Fall der Kältemittelmassenstrom verringert werden, um den Temperaturgleit einhalten zu können. Gegenteiliges war bei einem Abfall der Konzentration des Kältemittelmassenstroms gegeben. In beiden Fällen traten dadurch ebenfalls Druckveränderungen des Niederdrucks auf. Durch die Kältemitteldrossel konnte somit direkt Einfluss auf den Niederdruck genommen werden.

Während die Kältemitteldrossel den Temperaturgleit im Verdampfer regelt, hat die Lösungsmitteldrossel (STH) die Aufgabe, die arme Lösung vom Hoch- auf den Niederdruck zu drosseln, was wiederum zu einer Veränderung des Massenstroms der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) führt. Durch die Lösungsmitteldrossel wird somit Einfluss auf die Anlagenleistung (Gesamtsenkenleistung  $\dot{Q}_{sink}$ , siehe Gl. 4-13) genommen.

Wie bereits beschrieben, war während der Durchführung der ersten Messreihe ein Nadelventil als Lösungsmitteldrossel verbaut. Beim Einstellen der benötigten Messpunkte stellte sich heraus, dass die Regelung durch ein Nadelventil nur sehr schwer möglich war, da Absorptionswärmepumpen i.A. sehr träge auf Veränderungen durch die Regeleinrichtungen reagieren. Aufgrund des trägen Anlagenverhaltens dauerte es lange, bis sich wieder ein stationärer Betriebszustand eingestellt hatte und die Auswirkungen durch die Verstellung sichtbar wurden. Da die händische Verstellung des Nadelventils meist nur ungenaue Veränderungen des Massenstroms zuließ, kam es des Öfteren vor, dass das Nadelventil mehrmals verstellt werden musste. Dabei musste jedes Mal abgewartet werden, bis sich ein stationärer Betriebszustand ergab. Um die Einstellzeit zwischen den Betriebszuständen zu verkürzen, wurde, nach Beendigung der ersten Messreihe, ebenso ein elektronisches Expansionsventil als Lösungsmitteldrossel verbaut. Dabei handelt es sich um die gleiche Bauart, welche als Kältemitteldrossel verbaut wurde. Der sich durch die zu regelnde Größe verändernde Regelkreis ist hierzu in Abbildung 3-16 dargestellt, wobei die Stellgröße (Drosselöffnungsdauer) ebenso über eine Pulsweitenmodulation ermittelt wurde.

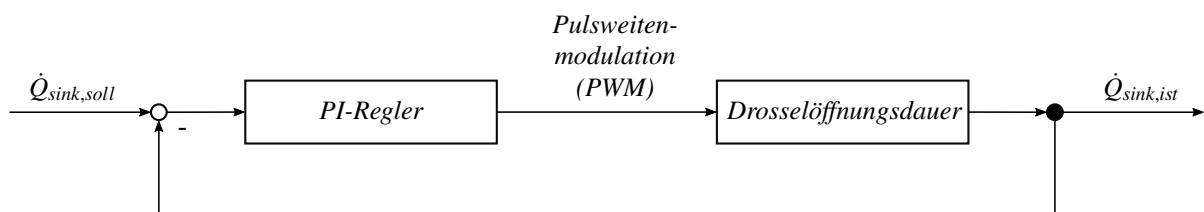


Abbildung 3-16: Regelkreis für das elektronische Expansionsventil im Lösungsmittelkreislauf (STH)

Im Vergleich zu den Werten des Kältemittelkreislaufs, sind der Massenstrom der armen Lösung und dessen Dichte stets größer. Daher müssen für die Lösungsmitteldrossel längere Öffnungsdauern als jene der Kältemitteldrossel gewählt werden.

#### Regelung der Lösungsmittelpumpe

Über die Lösungsmittelpumpe (PUMP) wurde der Füllstand im Sammelbehälter RSAC nach dem Absorber bzw. vor der Lösungsmittelpumpe geregelt. Dabei konnte über LabVIEW (2017) ein

Sollwert für die Pegelhöhe vorgegeben werden. Die Pegelhöhe wurde dabei über den in diesen Sammelbehälter integrierten Füllstandssensor ermittelt.

Ausgehend von der Annahme eines stationären Betriebszustandes und damit konstanter Pegelhöhe, wurde durch eine Verlängerung der Öffnungsdauer der Lösungsmitteldrossel (STH) mehr arme Lösung in Richtung Absorber geleitet. Dies führte zu einem Anstieg des Pegels der reichen Lösung im Sammelbehälter. Damit die Regelung den Sollwert der Pegelhöhe einhalten konnte, musste die Pumpleistung, der über einen Frequenzumrichter (FU) drehzahlgesteuerten Lösungsmittelpumpe, erhöht werden. Hierdurch wurde mehr reiche Lösung aus dem Behälter abgeführt, was wiederum zu einem Anstieg der Wärmesenkenleistung der Versuchsanlage führte. Drohte der Pegel jedoch zu sinken, so musste die Pumpleistung reduziert werden, damit genügend reiche Lösung aus dem Absorber nachströmen konnte.

### 3.4.3 Regelungsanpassungen

Nach Vollendung der ersten Messreihe wurden neben den baulichen Veränderungen (elektronische Lösungsmitteldrossel, zusätzliche Drucksensoren am Verdampfer und Absorber, Strangregulierventil am Dephlegmator-Bypass) auch eine regelungstechnische Veränderung vorgenommen. Dies betraf die Regelung des Heizstabes im Wärmequellenkreislauf des Generators. Vor sowie nach der Regelungsanpassung erfolgte die Regelung des Heizstabes auf die vorgegebene wärmequellenseitige Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in}$ ). Allerdings wurde während der ersten Messreihe der Heizstab bei voller Leistung durch eine einfache Ein-/Aus-Regelung geschaltet. Der Heizstab und der für die Regelung notwendige Temperaturfühler waren allerdings nicht an der gleichen Stelle, sondern in einem Abstand voneinander positioniert. Dieser Abstand führte dazu, dass die vorgegebene Temperatur am Temperatursensor erst zeitverzögert erreicht wurde und daher der Heizstab übermäßig Wärme in den Kreislauf zuführte. Dies führte damit zu einer Überschreitung der Solltemperatur. Die gleiche Problematik stellte sich auch in der Abkühlphase ein. Während die Wassertemperatur beim Temperaturfühler gerade erst die Solltemperatur unterschritt und der Heizstab einschaltete, war die Temperatur im Bereich des Heizstabs schon um einiges tiefer. Der Temperaturverlauf der wärmequellenseitigen Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in}$ ) eines beliebigen Messpunktes ist dabei in Abbildung 3-17 dargestellt. Die der Regelung vorgegebene Generatoreintrittstemperatur lag dabei bei  $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

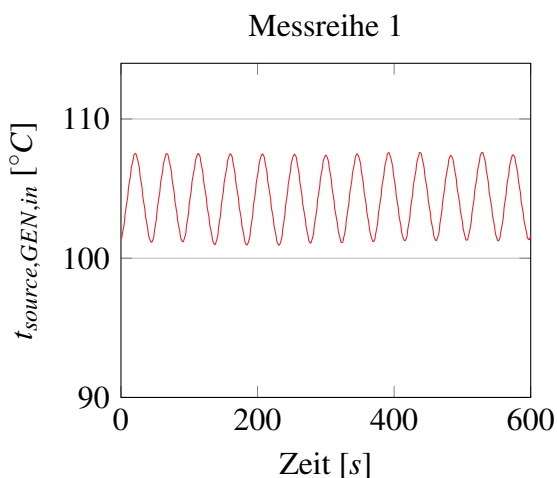


Abbildung 3-17: Verlauf der Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in}$ ) innerhalb der ersten Messreihe

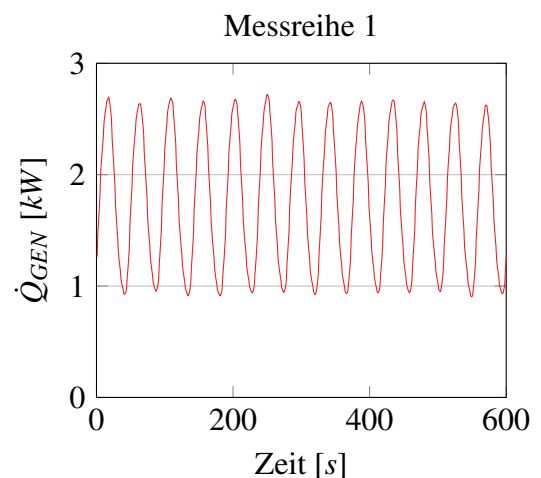


Abbildung 3-18: Verlauf der Generatorleistung ( $\dot{Q}_{GEN}$ ) innerhalb der ersten Messreihe

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

Die sich durch die Schwankung der wärmequellenseitigen Generatoreintrittstemperatur ergebenden Auswirkungen werden im Folgenden durch die Betrachtung von Wärmeströmen an gewissen Anlagenkomponenten näher ausgeführt. Aus diesem Grund wird zunächst auf die Berechnung der Wärmeströme näher eingegangen. Diese erfolgt dabei stets über die wasserseitigen Werte der externen Kreisläufe mit Hilfe von EES (2018). Die Begründung für die wasserseitige Berechnung der Wärmeströme wird in Kapitel 4.3 angeführt. Für die Bestimmung der Wärmeströme wurde dabei der Volumenstrom ( $\dot{V}_{source/sink}$ ), die Dichte ( $\rho_w$ ) und die Enthalpiedifferenz ( $\Delta h_w$ ) benötigt. Während der Volumenstrom aus direkten Messdaten zur Verfügung stand, wurde die Dichte durch die in EES hinterlegte Stoffdatenbank für Wasser (IAPWS, 1995) ermittelt. Hierfür musste sowohl der Druck als auch die Temperatur bekannt sein ( $\rho_w = f(p, t)$ ). Da sich das MID-Volumenstrommessgerät stets am Rücklauf des jeweiligen externen Wärmequellen- bzw. Wärmesenkenkreislaufs befand, wurde für die Berechnung der Dichte stets die vor dem MID-Volumenstrommessgerät vorherrschende Temperatur herangezogen. Für die Berechnung der Enthalpie mussten ebenso Druck und Temperatur bekannt sein ( $h_w = f(p, t)$ ). Die Temperatur für die Berechnung der Enthalpie war dabei jene die vor bzw. nach dem jeweiligen Wärmeübertrager vorlag. Der am Generator übertragene Wärmestrom ( $\dot{Q}_{GEN}$ ) kann somit über die Gl. 3-4 berechnet werden. Der sich ergebende, stark schwankende Verlauf ist in Abbildung 3-18 dargestellt.

$$\dot{Q}_{GEN} = \dot{V}_{source,GEN} \cdot \rho_w(t_{source,GEN,out}) \cdot (h_{source,GEN,out} - h_{source,GEN,in}) \quad \text{Gl. 3-4}$$

Die schwankende wärmequellenseitige Generatoreintrittstemperatur führte während der Austreibung nun dazu, dass es ebenso zu schwankenden Werten der Konzentrationen der zurückbleibenden armen Lösung ( $x_{pso}$ ) und der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) kam. Dies führte in der Folge zu einem schwankenden Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref}$ ). Der in diesem Sammelbehälter verbaute kalibrierte Pt100-Temperatursensor ermittelte die Temperatur der sich darin ansammelnden armen Lösung ( $t_{pso,GEN,out}$ ). Aufgrund der Vermischung der zuströmenden armen Lösung zeigte dieser Temperatursensor auch für die erste Messreihe einen gleichmäßigen Verlauf. Dies dürfte allerdings nicht für den ausgetriebenen Kältemittelmassenstrom zugetroffen haben. Dieser wurde trotz des Sammelbehälters mit schwankenden Werten von Temperatur und Massenstrom weiter in Richtung der „Reinigungsvorrichtungen“ (REC, DEP) geführt. Die nach dem Sammelbehälter SAC angebrachten Temperatursensoren im Kältemittelkreislauf zeigten zwar stabile Verläufe der jeweiligen Temperaturen an, doch dürfte dies darauf zurückzuführen sein, dass es sich bei all diesen Temperatursensoren um Thermoelemente handelte, die kurzfristige Temperaturveränderungen des innerhalb der Rohrleitung geführten Mediums nicht detektieren konnten. Erkennbar waren die Temperatur- und Massenstromschwankungen allerdings bei Betrachtung der (wasserseitig) abzuführenden Wärmeströme am Dephlegmator und Kondensator, bevor, durch die Verflüssigung des Kältemittelmassenstroms und die Einleitung des Kondensats in den Kältemittelsammelbehälter (RAC), auch für den Kältemittelmassenstrom eine Vergleichmäßigung eintrat. Die Berechnung der wasserseitigen Wärmeströme am Dephlegmator ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) bzw. Kondensator ( $\dot{Q}_{CON}$ ) erfolgte dabei durch die Gl. 3-5 bzw. Gl. 3-6.

$$\dot{Q}_{DEP} = \dot{V}_{sink,CON,DEP} \cdot \rho_w(t_{sink,CON,DEP,out}) \cdot (h_{sink,DEP,out} - h_{sink,CON,out}) \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{V}_{sink,CON,DEP} \cdot \rho_w(t_{sink,CON,DEP,out}) \cdot (h_{sink,CON,out} - h_{sink,CON,in}) \quad \text{Gl. 3-6}$$

Die beiden Verläufe der abzuführenden Wärmeströme am Dephlegmator ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) und Kondensator ( $\dot{Q}_{CON}$ ) sind hierzu in den Abbildungen 3-19 und 3-20 angeführt.

Um diesen starken Schwingungen zu entgehen, erfolgte die Regelung des Heizstabes für die zweite Messreihe, genauso wie die Regelung der elektronischen Drosseln, durch eine Pulsweitenmodulation (siehe Abbildung 3-15) innerhalb von LabVIEW (2017). Dabei wird der Heizstab weiterhin

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

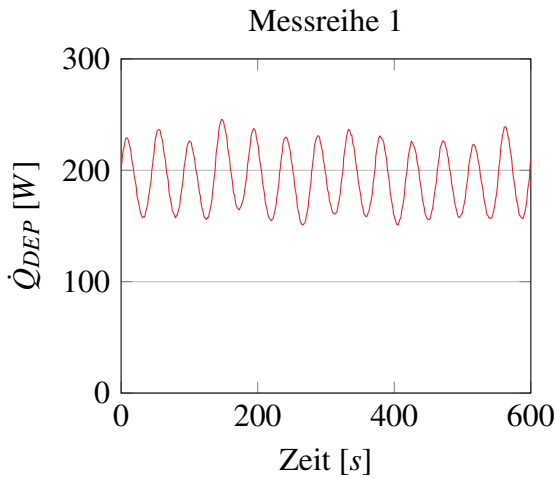


Abbildung 3-19: Verlauf der Dephlegmatorleistung ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) innerhalb der ersten Messreihe

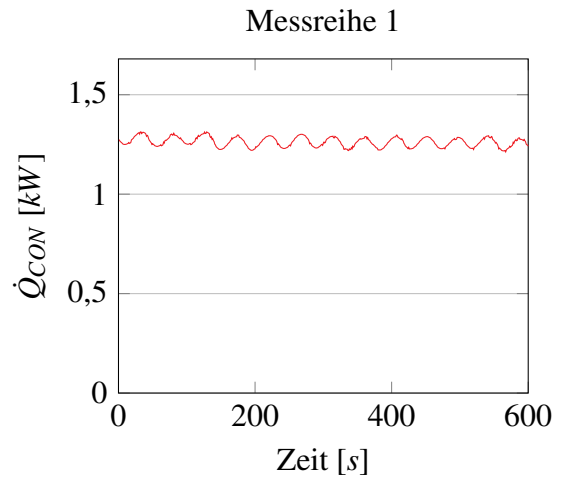


Abbildung 3-20: Verlauf der Kondensatorleistung ( $\dot{Q}_{CON}$ ) innerhalb der ersten Messreihe

bei voller Leistung ein-/ausgeschaltet, allerdings in kürzeren, durch die Pulsweitenmodulation angepassten Zeitabständen. Diese Regelungsanpassung führte zu einem konstanten Verlauf der wärmequellenseitigen Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in}$ ) und somit ebenfalls zu stabilen Verläufen der zu-/abzuführenden Wärmeströme im Generator, Dephlegmator und Kondensator, da die Massenströme und Konzentrationen der armen Lösung und des Kältemittels ebenso stabil ausfielen. Als Vergleich zu den zuvor gezeigten Verläufen der ersten Messreihe sind nun in den Abbildungen 3-21 bis 3-24 die dazugehörigen Verläufe bei der zweiten Messreihe dargestellt.

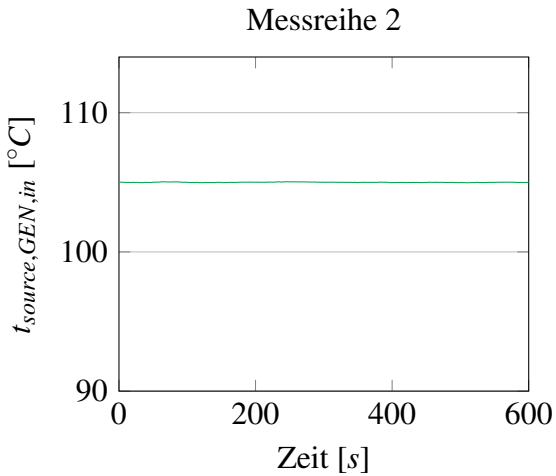


Abbildung 3-21: Verlauf der Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in}$ ) innerhalb der zweiten Messreihe

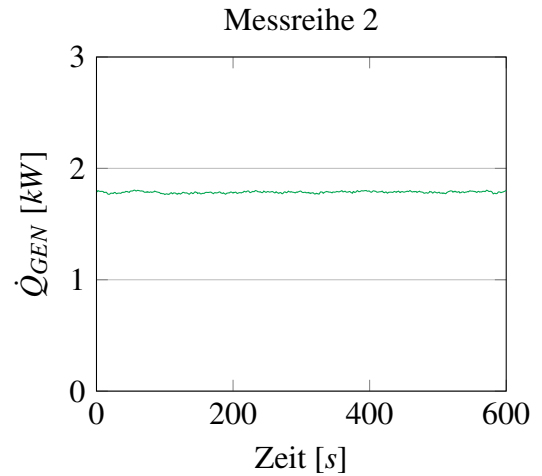


Abbildung 3-22: Verlauf der Generatorleistung ( $\dot{Q}_{GEN}$ ) innerhalb der zweiten Messreihe

### 3 Versuchsstandsbeschreibung

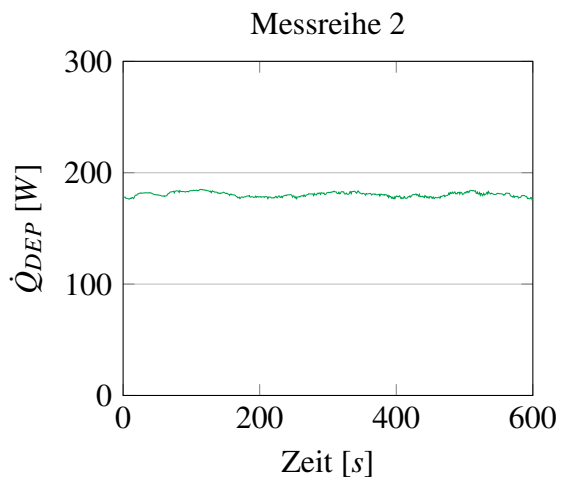


Abbildung 3-23: Verlauf der Dephlegmatorleistung ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) innerhalb der zweiten Messreihe

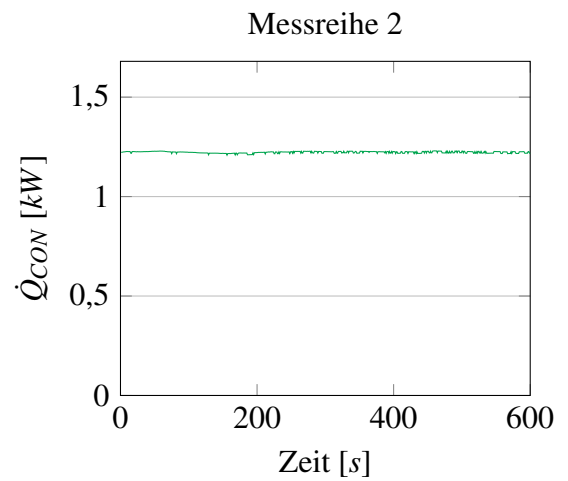


Abbildung 3-24: Verlauf der Kondensatorleistung ( $\dot{Q}_{CON}$ ) innerhalb der zweiten Messreihe

# 4 Messdurchführung und Auswertung

Als einer der Hauptbestandteile dieser Arbeit galt es den Absorptionsvorgang der Absorptionswärmepumpe bei Veränderung der Prozessführung zu analysieren. Dabei wurde besonders Augenmerk auf die Unterschiede des Absorptionsverhaltens bei Zufuhr des Kältemittels mit niedriger Temperatur (klassischer Wärmepumpenkreislauf) und der durch die modifizierte Prozessführung stark erhöhten Kältemiteleintrittstemperatur (Wärmepumpenkreislauf mit Zuschaltung des „quasi FlueHX“) in den Absorber gelegt.

## 4.1 Messpunkte

Für die Analyse des Anlagenverhaltens durch die Veränderung der Prozessführung wurden Messungen anhand zweier verschiedener Messreihen (MR) durchgeführt. Jede Messreihe beinhaltete mehrere Submessreihen, welche verschiedene Betriebspunkte der Anlage darstellten. Innerhalb der Submessreihe wurden durch die Variation der Prozessführung die verschiedenen Messpunkte definiert. Ein Überblick über die unterschiedlichen Messpunkte ist für die erste Messreihe in Tabelle 4-1 und für die zweite Messreihe in Tabelle 4-2 ersichtlich. Der große Unterschied der beiden Messreihen liegt darin, dass innerhalb der ersten Messreihe der Massenstrom der reichen Lösung bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ konstant gehalten wurde ( $\dot{m}_{rso} = konst$ ), wohingegen innerhalb der zweiten Messreihe die Gesamtsenkenleistung auf einen konstanten Wert geregelt wurde ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ ).

Wie in Tabelle 4-1 ersichtlich, wurden im Zuge der ersten Messreihe zwei Submessreihen aufgezeichnet, welche sich durch die Gesamtsenkenleistung ohne „quasi FlueHX“ ( $\dot{Q}_{sink}$ , siehe Gl. 4-13) und der Ein-/Austrittstemperatur der Wärmesenke am Kondensator und Absorber ( $t_{sink,CON/ABS,in/out}$ ) unterschieden. Die restlichen Parameter wurden hingegen bei beiden Submessreihen gleich gehalten. Bei der Variation der Prozessführung (Anlagenkonfiguration) wurden die beiden „Reinigungsvorrichtungen“ (Rektifikationskolonne und Dephlegmator) sowie die zusätzliche Wärmeübertragung durch den „quasi FlueHX“ miteinander kombiniert. So wurden schlussendlich acht Messpunkte pro Submessreihe aufgezeichnet (erste Messreihe: 16 Messpunkte).

Um den Massenstrom der reichen Lösung bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ konstant zu halten, wurde zunächst ein Messpunkt ohne „quasi FlueHX“ (nL) bei gegebener Wärmesenkenleistung aufgezeichnet. Die Abkürzung „nL“ steht dabei für „no LAUDA“. Dies bedeutet, dass das LAUDA-Becken, das für die Erwärmung des externen Quellenkreislaufs des „quasi FlueHX“ zuständig war, nicht eingeschaltet wurde (siehe Abbildung 3-11) und somit keine zusätzliche Wärmeübertragung im „quasi FlueHX“ stattfand. Nach der Erreichung eines stabilen Betriebszustands wurde der auftretende Massenstrom der reichen Lösung ermittelt. Anschließend wurde der „quasi FlueHX“ hinzugeschaltet. Die restliche Anlagenkonfiguration blieb unverändert. Für die erste Messreihe wurde dabei das LAUDA-Becken so weit erhitzt, dass die Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber ( $t_{ref,qFlueHX,out}$ ) auf 85 °C anstieg. Durch eine gezielte Regelung der Kältemittel- und Lösungsmitteldrossel wurde der zuvor ermittelte Massenstrom der reichen Lösung für den neuen Messpunkt mit „quasi FlueHX“ (L) eingestellt, was gleichzeitig zu einer Veränderung der Wärmesenkenleistung führte. Da sich für die verschiedenen Anlagenkonfigurationen ohne „quasi FlueHX“ (nL) unterschiedliche Massenströme ausbildeten, bezog sich das Konstanthalten des Massenstroms der reichen Lösung ausschließlich auf die beiden Messpunkte ohne bzw. mit „quasi FlueHX“ aber ansonsten gleicher Anlagenkonfiguration.



## 4 Messdurchführung und Auswertung

Tabelle 4-1: Messreihe 1 ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ )

Parameter	Betriebspunkt															
Gesamtsenkenleistung ohne „quasi FlueHX“ ( $\dot{Q}_{sink}$ )	1,5 kW (nL)							2,75 kW (nL)								
Generatoreintrittstemp. wasserseitig ( $t_{source,GEN,in}$ )	105 °C															
Temperaturleit bei der Verdampfung ( $\Delta T_{glide}$ )	5 K															
Wärmequellenein-/austrittstemp. am Verdampfer (EVA) ( $t_{source,EVA,in/out}$ )	15/12 °C															
Wärmesenkenein-/austrittstemp. am Kondensator (CON) und Absorber (ABS) ( $t_{sink,CON/ABS,in/out}$ )	40/45 °C							30/35 °C								
<b>Variationen der Prozessführung (Anlagenkonfiguration)</b>																
Rektifikationskolonne (REC)	mit				ohne				mit				ohne			
Dephlegmator (DEP)	mit		ohne		mit		ohne		mit		ohne		mit		ohne	
Aufwärmung des Kältemittels im „quasi FlueHX“ in °C	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85
Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ )	konst.		konst.		konst.		konst.		konst.		konst.		konst.		konst.	

nL... ohne "quasi FlueHX"

Tabelle 4-2: Messreihe 2 ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ )

Parameter	Betriebspunkt															
Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ )	1,5 kW							2,75 kW								
Generatoreintrittstemp. wasserseitig ( $t_{source,GEN,in}$ )	105 °C															
Temperaturleit bei der Verdampfung ( $\Delta T_{glide}$ )	5 K															
Wärmequellenein-/austrittstemp. am Verdampfer (EVA) ( $t_{source,EVA,in/out}$ )	15/12 °C							8/5 u. 15/12 °C								
Wärmesenkenein-/austrittstemp. am Kondensator (CON) und Absorber (ABS) ( $t_{sink,CON/ABS,in/out}$ )	40/45 °C							30/35 °C								
<b>Variationen der Prozessführung (Anlagenkonfiguration)</b>																
Rektifikationskolonne (REC)	mit				ohne				mit				ohne			
Dephlegmatorvolumenstrom in % von $\dot{V}_{sink,CON,DEP}$	100		0		100		0		100		0		100		0	
Aufwärmung des Kältemittels im „quasi FlueHX“ in °C	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85	nL	85
		65		65		65		65		65		65		65		65

nL... ohne "quasi FlueHX"

Für die in Tabelle 4-2 ersichtlichen Messpunkte der zweiten Messreihe wurde nicht nur die Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) und die Ein- bzw. Austrittstemperatur der Wärmesenke am Kondensator und Absorber ( $t_{sink,CON/ABS,in/out}$ ), sondern auch noch zusätzlich die Wärmequellenein-/austrittstemperatur am Verdampfer ( $t_{source,EVA,in/out}$ ) variiert. Wie bereits in Kapitel 3.2 angeführt, war es durch die Installation eines Strangreguliertventils in den wärmesenkenseitigen Vorlauf des externen Kreislauf möglich, den Volumenstrom durch den Dephlegmator, bei gleichzeitig geöffnetem Bypass, zu reduzieren. Für die zweite Messreihe wurden so zusätzliche Messpunkte bei einem um 50 % reduzierten Volumenstrom aufgezeichnet. Zudem erfolgte die Zufuhr des Kältemittels in den Absorber bei zugeschaltetem „quasi FlueHX“, nicht nur bei einer Temperatur ( $t_{ref,qFlueHX,out}$ ) von 85 °C, sondern zusätzlich auch bei 65 °C. Somit wurden für die zweite Messreihe insgesamt drei Submessreihen aufgezeichnet, wobei jede einzelne Submessreihe 18 Messpunkte beinhaltete (zweite Messreihe: 54 Messpunkte).

Das Konstanthalten der Wärmesenkenleistung innerhalb der zweiten Messreihe betraf dabei jeden einzelnen Messpunkt. Es stellten sich somit für jeden Messpunkt unterschiedliche Massenströme im stabilen Betrieb ein.

Die Auswahl der Parameterwerte für die unterschiedlichen Betriebspunkte (Submessreihen) war dabei von der Versuchsanlage beeinflusst. Für die Bereitstellung des Heizbedarfs wäre bei einer höheren Wärmesenkentemperatur eine höhere Gesamtsenkenleistung notwendig, was aber durch die begrenzte Leistung der Versuchsanlage nicht möglich war. Aus diesem Grund wurde für die jeweilige Submessreihe der ersten und zweiten Messreihe, bei einer Wärmesenkenein-/austrittstemperatur von 40/45 °C, eine Gesamtsenkenleistung von 1,5 kW bereitgestellt.

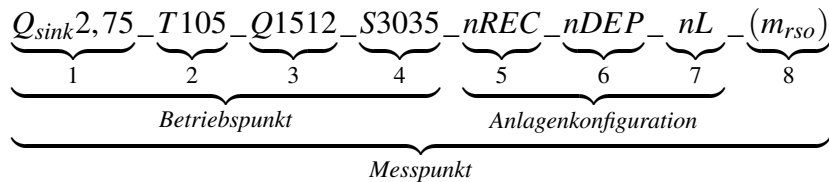
Wie bei einem Vergleich der beiden Tabellen ersichtlich ist, wurden z.T. für die zweite Messreihe die gleichen Messpunkte aufgezeichnet welche schon bei der ersten Messreihe aufgezeichnet wurden. Dies betraf all jene Messpunkte der ersten Messreihe, welche ohne „quasi FlueHX“ aufgezeichnet wurden. Dies war notwendig, da aufgrund des Anlagenumbaus die Anlage neu befüllt werden musste. Dies führte zwangsläufig zu unterschiedlichen Massen des Kältemittels und des Lösungsmittels und damit zu unterschiedlichen Verhältnissen dieser Medien in der Anlage, was wiederum einen direkten Einfluss auf das Anlagenverhalten hatte. Zudem kam es durch die Anpassung der Regelung des Heizstabes bei der zweiten Messreihe im Quellenkreislauf des Generators zu stabileren Verläufen der einzelnen Anlagenparameter (siehe Kapitel 3.4.3). Wären nur die von der ersten Messreihe abweichenden Messpunkte der zweiten Messreihe aufgezeichnet worden, wäre ein Vergleich mit den Messwerten der ersten Messreihe nicht zulässig. Aus diesem Grund wurden die Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ für die zweite Messreihe ein weiteres Mal aufgezeichnet.

## 4.2 Messdatenaufzeichnung

Wurde ein stabiler Betriebszustand der Anlage erreicht, erfolgte die Aufzeichnung der von den Sensoren gelieferten Messwerte über die im LabVIEW (2017) integrierte Datenaufzeichnung. Die Daten wurden dabei in Sekundenschritten in eine MS-Excel Datei geschrieben. Die Dauer jeder einzelnen Messaufzeichnung betrug zumindest 15 Minuten.

Für die Benennung der Messdateien wurde ein eigenes Benennungsschema ausgearbeitet. Dieses soll nun näher vorgestellt werden, da im Zuge der Darstellung der Messwerte in den nachfolgenden Kapiteln des Öfteren auf dabei verwendete Begriffe und Abkürzungen zurückgegriffen wird. Nachstehend ist nun die Bezeichnung eines Beispielmesspunktes sowie die Bedeutung der einzelnen Elemente angeführt.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung



1. Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) der Versuchsanlage, welche sich aus den einzelnen abzuführenden Wärmeströmen im Absorber (ABS), Kondensator (CON) und, in Abhängigkeit der Anlagenkonfiguration, im Dephlegmator (DEP) zusammensetzten. In diesem Fall betrug die Senkenleistung  $2,75 \text{ kW}$ .
2. Austreibungstemperatur von  $105 \text{ }^\circ\text{C}$  im Generator ( $t_{source,GEN,in}$ ).
3. Quellentemperaturen (wasserseitige Ein- und Austrittstemperatur) im Verdampfer ( $t_{source,EVA,in/out}$ ). Die Eintrittstemperatur betrug  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ , die Austrittstemperatur  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ .
4. Senkentemperaturen (wasserseitige Ein- und Austrittstemperatur) im Absorber ( $t_{source,ABS,in/out}$ ) und im Kondensator ( $t_{source,CON,in/out}$ ). Die Eintrittstemperatur betrug  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , die Austrittstemperatur  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ .
5. Ohne (nREC) bzw. mit (REC) hinzugeschalteter Rektifikationskolonne. Das „n“ steht in diesem Beispiel für „no“ (ohne). Dies bedeutet somit, dass die Abtriebssäule der Rektifikationskolonne nicht hinzugeschaltet war.
6. Ohne (nDEP) bzw. mit (DEP u. 50DEP) hinzugeschaltetem Dephlegmator. Die Bezeichnung „n“ vor dem Ausdruck bedeutet, dass der Dephlegmator für die Messaufzeichnung nicht hinzugeschaltet war. Bei hinzugeschaltetem Dephlegmator bedeutet die Bezeichnung „50“, dass dieser wärmesenkenseitig mit einem um  $50 \%$  reduzierten Volumenstrom durchströmt wurde. Ohne weitere Bezeichnung wurde der Dephlegmator mit dem vollen wärmesenkenseitigen Volumenstrom durchströmt.
7. Ohne (nL) bzw. mit (L) hinzugeschaltetem „quasi FlueHX“ für eine zusätzliche Wärmezufuhr vor dem Absorber. Durch die Anführung des Buchstabens „n“ erfolgte die Messaufzeichnung ohne zusätzliche Wärmezufuhr durch den „quasi FlueHX“.
8. Messaufzeichnung mit konstant gehaltenem Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ ). Dieser Ausdruck wurde nur bei jenen Messpunkten der ersten Messreihe hinzugefügt, bei denen nach Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ (L) der gleiche Massenstrom eingestellt wurde, welcher zuvor bei der Aufzeichnung des Messpunktes ohne „quasi FlueHX“ (nL) ermittelt wurde. Die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ führte zu einer Veränderung der Gesamtsenkenleistung, welche durch die jeweilige Anlagenkonfiguration beeinflusst war. Für eine Durchgängigkeit der Benennungen wurde innerhalb der ersten Messreihe für den Messpunkt mit „quasi FlueHX“ (L) die Gesamtsenkenleistung des Ausgangsbetriebspunktes ohne „quasi FlueHX“ (nL) angegeben.

Wie bereits erwähnt, erfolgte die Aufrechterhaltung des gewünschten stabilen Betriebszustands durch eine dauerhafte Regelung der Anlage. Die in den Messpunkttabellen (Tabelle 4-1 und Tabelle 4-2) angeführten Parameter mussten dabei in einem gewissen Bereich um den vorgegebenen Wert gehalten werden. So wurde v.a. darauf geachtet, dass die Wärmesenkenleistung einen Bereich von  $\pm 1 \%$  des Vorgabewertes nicht verließ und die jeweiligen wasserseitigen Eintrittstemperaturen der Wärmequelle (EVA) und der Wärmesenken (CON, ABS) in einem Bereich von  $\pm 0,1 \text{ K}$  der Vorgabewerte lagen.

Im Anschluss erfolgte die Auswertung der aufgezeichneten Daten. In einem ersten Schritt wurden dabei die stabilsten 10 Minuten ( $600 \text{ s}$ ) der Messaufzeichnung ausfindig gemacht. Besonderes

Augenmerk wurde auf stabile Verläufe jener Parameter gelegt, welche bereits für die Regelung der Anlage von besonderer Bedeutung waren. Hierzu zählten abermals die Wärmesenkenleistung sowie die wasserseitigen Eintrittstemperaturen der Wärmequelle (EVA) und der Wärmesenken (CON, ABS). Zudem wurde der Verlauf des Hoch- und Niederdrucks kontrolliert. Für die Auswertung der Daten wurde schlussendlich der Mittelwert jeder Datenreihe aus den Rohdaten gebildet. Die daraus erhaltenen Ergebnisse konnten nun für Vergleiche innerhalb der jeweiligen Submessreihe herangezogen werden.

### 4.3 Messergebnisse

Aus den aufgezeichneten Rohdaten der beiden Messreihen wurden im Anschluss Mittelwerte der einzelnen Prozessgrößen berechnet. Da jeder Sensor einen mehr oder weniger großen Messfehler hatte (siehe Kapitel 3.3), wurden zusätzlich die auftretenden Messunsicherheiten berechnet und in den nachfolgenden Diagrammen mittels Fehlerbalken dargestellt. Die Berechnung der kombinierten Messunsicherheiten wurde mit Hilfe der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung durchgeführt. Dies betraf somit jene Werte, die über zwei oder mehr Einzelmesswerte und deren Messunsicherheiten berechnet werden mussten.

Für die Auswertung der Messergebnisse wurden Temperaturen, Drücke, Massenströme, Konzentrationen, Wärmeströme und Effizienzen einander gegenübergestellt. Die jeweiligen Sensoren lieferten dabei direkt die Messwerte für die Temperaturen und Drücke. Gleiches galt für die Massenströme der reichen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) und des Kältemittels ( $\dot{m}_{ref}$ ). Der Massenstrom der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) musste hingegen errechnet werden. Hierzu wurde die Massenbilanz am Absorber angesetzt und im Anschluss auf den Massenstrom der armen Lösung umgeformt (Gl. 4-1).

$$\dot{m}_{pso} = \dot{m}_{rso} - \dot{m}_{ref} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Die Ermittlung der  $\text{NH}_3$ -Konzentration (nachfolgend kurz Konzentration genannt) der armen Lösung ( $x_{pso}$ ) und jener des Kältemittelmassenstroms ( $x_{rso}$ ) erfolgte an Stellen des Kreislaufs, an denen von definierten, gesättigten Zuständen ausgegangen werden konnte. Hierzu wurde die jeweilige Konzentration durch die Angabe des Drucks, der Temperatur und der Dampffiziffer (quality  $q$ ) ( $x = f(p, t, q)$ ) mittels EES (2018) und der darin enthaltenen Stoffdatenbank für Ammoniak/Wasser (Ibrahim und Klein, 1993) berechnet. Die Dampffiziffer gibt dabei den Grad der Verdampfung im Zweiphasengebiet an und ist wie in Gl. 4-2 angeführt definiert.

$$q = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{ges}} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Der Wert der Dampffiziffer kann dabei zwischen 0 (gesättigte Flüssigkeit) und 1 (gesättigter Dampf) liegen. Die Konzentration der armen Lösung wurde im Sammelbehälter SAC nach dem Generator ermittelt, da durch die Auftrennung der Massenströme in diesem Behälter die zum SHX geführte Lösung einen gesättigten flüssigen Zustand ( $q = 0$ ) aufwies. Für die Konzentration des Kältemittelmassenstroms wurde hingegen direkt vor dem Kondensator von gesättigtem dampfförmigen Zustand ( $q = 1$ ) ausgegangen. Für die Bestimmung der Konzentration der armen Lösung und der Kältemittelkonzentration ergaben sich daher die in Gl. 4-3 bzw. Gl. 4-4 angeführten Funktionen.

$$x_{pso} = f(p = p_{EVA}; t = t_{pso,GEN,out}; q = 0) \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$x_{ref} = f(p = p_{CON}; t = t_{ref,CON,in}; q = 1) \quad \text{Gl. 4-4}$$

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

Die Berechnung der Konzentration der reichen Lösung ( $x_{rso}$ ) konnte im Anschluss durch Umformung der Speziesbilanz des Absorbers ermittelt werden. Dies ist in Gl. 4-5 angeführt.

$$x_{rso} = \frac{x_{pso} \cdot \dot{m}_{pso} + x_{ref} \cdot \dot{m}_{ref}}{\dot{m}_{rso}} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Für die nachfolgende Analyse der Messdaten wird zudem der Begriff des „reinen Kältemittels im Kältemittelmassenstrom“ verwendet. Es handelt sich dabei um die Menge des im Kältemittelmassestrom enthaltene Ammoniak. Die Berechnung erfolgt über die Kältemittelkonzentration wie in Gl. 4-6 ersichtlich.

$$\dot{m}_{NH_3} = x_{ref} \cdot \dot{m}_{ref} \quad \text{Gl. 4-6}$$

Wie bereits in Kapitel 3.4.3 erwähnt, wurden sämtliche Wärmeströme über die wasserseitigen Messwerte der jeweiligen Wärmequelle/-senke mittels EES (2018) berechnet. Die Stoffwerte für Wasser stammen dabei von IAPWS (1995). Die Berechnung erfolgte über den jeweiligen Volumenstrom ( $\dot{V}_{source/sink}$ ), die durch die vorherrschende Temperatur vor dem MID-Volumenstrommessgerät und den dabei auftretenden Druck beeinflusste Dichte ( $\rho_w = f(p, t)$ ) sowie der Enthalpiedifferenz, die ebenso vom Druck und der jeweiligen Temperaturdifferenz abhängig ist ( $\Delta h_w = f(p, \Delta t)$ ).

Die wasserseitige Berechnung ist darauf zurückzuführen, dass die Werte der wasserseitigen Enthalpien nur von Druck und Temperatur abhängen ( $h_w = f(p, t)$ ), wohingegen die Enthalpien bei einem Ammoniak/Wasser-Gemisch zusätzlich von der Konzentration beeinflusst werden ( $h_{ref/pso/rso} = f(p, t, x)$ ). Zudem wirkt sich die geringe Abhängigkeit vom Druck der wasserseitigen Werte (quasi inkompressibles Medium) positiv auf die Genauigkeit aus. Deshalb wurden an den externen Kreisläufen Pt100-Temperatursensoren verbaut, die, aufgrund der geringen Messabweichungen, sehr genaue Messwerte lieferten und so eine möglichst exakte Berechnung der Wärmeströme ermöglichten. In den nachfolgenden Gleichungen (Gl. 4-7 bis Gl. 4-12) werden die wasserseitigen Wärmeströme sämtlicher Wärmeübertrager angeführt. Jene Wärmeströme, die bereits in Kapitel 3.4.3 definiert wurden, werden ein weiteres Mal angeführt, um eine vollständige Auflistung zu erhalten.

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{V}_{sink,ABS} \cdot \rho_w(t_{sink,ABS,out}) \cdot (h_{sink,ABS,out} - h_{sink,ABS,in}) \quad \text{Gl. 4-7}$$

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{V}_{sink,CON,DEP} \cdot \rho_w(t_{sink,CON,DEP,out}) \cdot (h_{sink,CON,out} - h_{sink,CON,in}) \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$\dot{Q}_{DEP} = \dot{V}_{sink,CON,DEP} \cdot \rho_w(t_{sink,CON,DEP,out}) \cdot (h_{sink,DEP,out} - h_{sink,CON,out}) \quad \text{Gl. 4-9}$$

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{V}_{source,EVA} \cdot \rho_w(t_{source,EVA,out}) \cdot (h_{source,EVA,out} - h_{source,EVA,in}) \quad \text{Gl. 4-10}$$

$$\dot{Q}_{GEN} = \dot{V}_{source,GEN} \cdot \rho_w(t_{source,GEN,out}) \cdot (h_{source,GEN,out} - h_{source,GEN,in}) \quad \text{Gl. 4-11}$$

$$\dot{Q}_{qFlueHX} = \dot{V}_{source,qFlueHX} \cdot \rho_w(t_{source,qFlueHX,out}) \cdot (h_{source,qFlueHX,out} - h_{source,qFlueHX,in}) \quad \text{Gl. 4-12}$$

Für die einzelnen Wärmeübertrager wurde angenommen, dass keine Wärmeverluste/-einträge von der Umgebung auftreten. Somit wird davon ausgegangen, dass die gesamten wasserseitigen Wärmeströme im Generator, Verdampfer und „quasi FlueHX“ auf den jeweiligen Massenstrom

innerhalb der Versuchsanlage übertragen werden. Gleiches gilt für die abzuführenden Wärmeströme am Kondensator, Dephlegmator und Absorber.

In der nachfolgenden Analyse der Messreihen wird zudem auf die Gesamtsenkenleistung der Versuchsanlage ( $\dot{Q}_{sink}$ ) näher eingegangen. Diese ergibt sich aus den einzelnen an die Wärmesenke abzuführenden Leistungen am Absorber (ABS), Kondensator (CON) und bei jenen Messpunkten mit hinzugeschaltetem Dephlegmator (DEP), zusätzlich aus der sich dabei ergebenden Leistung. Die einzelnen Summanden der Gesamtsenkenleistung sind hierzu in Gl. 4-13 angeführt.

$$\dot{Q}_{sink} = \dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{DEP} \quad \text{Gl. 4-13}$$

Für die Auswertung der Messergebnisse wurden zudem die Leistungszahlen (COP) der unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen innerhalb des jeweiligen Betriebspunktes miteinander verglichen. Dabei wird die Nutzenergie der aufzuwendenden Energie für den Betrieb der Anlage gegenübergestellt. Die Leistungszahl der Versuchsanlage errechnete sich dabei wie in Gl. 4-14 angeführt.

$$COP = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{DEP}}{\dot{Q}_{GEN}} \quad \text{Gl. 4-14}$$

Wie in Gl. 4-14 ersichtlich, setzt sich dabei die Nutzenergie aus den abzuführenden Wärmeströmen im Absorber, Kondensator und Dephlegmator zusammen ( $= \dot{Q}_{sink}$ ). Den einzigen Aufwand stellt hingegen der am Generator zuzuführende Wärmestrom dar. Der zusätzliche Aufwand durch die Wärmezufuhr über den „quasi FlueHX“ wird hingegen nicht berücksichtigt, da für die grundlegende Idee diese Wärmezufuhr über die im Abgas enthaltene Wärme „kostenlos“ zur Verfügung steht.

Die Darstellung der Daten erfolgt anhand von Säulendiagrammen, wobei die jeweiligen Werte ohne bzw. mit hinzugeschaltetem „quasi FlueHX“ (nL / L), bei ansonst gleicher Anlagenkonfiguration, einander gegenübergestellt werden. Auf der Abszisse sind dazu die verschiedenen Kombinationen der restlichen Anlagenkonfiguration (nREC / REC; nDEP / DEP) angeführt.

Für die unterschiedlichen Betriebspunkte werden zur Darstellung in den Diagrammen verschiedene Farbkombinationen verwendet. Wie bereits zuvor beschrieben, wurden innerhalb der zweiten Messreihe einige Messpunkte der ersten Messreihe ein weiteres Mal aufgezeichnet. Da es sich somit um den gleichen Betriebspunkt handelt, ist auch die gleiche Farbgebung zur Darstellung der Ergebnisse vorgesehen. Durch eine unterschiedliche Deckkraft zwischen den Werten der ersten und zweiten Messreihe soll so eine eindeutige Unterscheidbarkeit ermöglicht werden. Dabei weisen die dargestellten Säulen der ersten Messreihe stets eine höhere Deckkraft auf, als jene der zweiten Messreihe.

### 4.3.1 Vergleich des Anlagenverhaltens bei konstant gehaltenem Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ )

Zunächst soll das Betriebsverhalten der Versuchsanlage bei konstant gehaltenem Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ ) näher betrachtet werden. Für die Analyse wurde hierzu jene Submessreihe verwendet, bei der die Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) für die Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) 2,75 kW, die Wärmequellenein-/austrittstemperatur ( $t_{source,EVA,in/out}$ ) 15/12 °C und die Wärmesenkenein-/austrittstemperatur ( $t_{sink,ABS/CON,in/out}$ ) 30/35 °C betrug (siehe Tabelle 4-1). Für die zweite Submessreihe, bei höherer Wärmesenkentemperatur ( $t_{sink,ABS/CON,in/out} = 40/45$  °C), werden im Rahmen der Beschreibung der zweiten Messreihe ausgewählte Messergebnisse angeführt und beschrieben, da sich im Vergleich zur ersten Messreihe mit  $\dot{m}_{rso} = konst.$  keine neuen Erkenntnisse ergaben.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

Bei der Variation der Prozessführung wurden, neben dem Hinzu- und Wegschalten des „quasi FlueHX“, auch „Reinigungsvorrichtungen“ in unterschiedlicher Kombination in den Kältemittelkreislauf integriert. Zunächst sollen deren Auswirkungen auf die Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) näher betrachtet werden. Dazu sind die einzelnen Werte der Kältemittelkonzentration ohne (nL) und mit hinzugeschaltetem „quasi FlueHX“ (L) - d. h. bei einer Aufwärmung des Kältemittels auf 85 °C vor dem Absorbereintritt - in Abbildung 4-1 dargestellt.

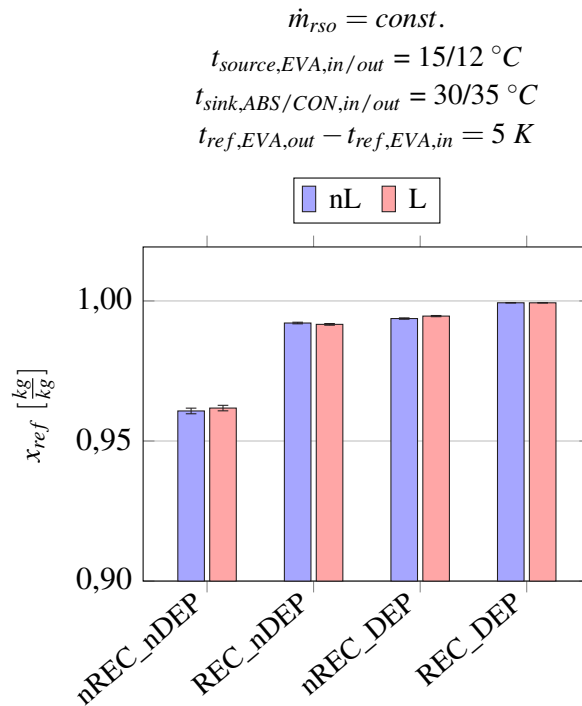


Abbildung 4-1: Vergleich der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Bei der Betrachtung der Einzelwerte der Kältemittelkonzentration ohne „quasi FlueHX“ (nL) in Abbildung 4-1 kam es, wie erwartet, bei der Anlagenkonfiguration ohne „Reinigungsvorrichtung“ (nREC\_nDEP) zum niedrigsten Wert. Die alleinige Integration der Rektifikationskolonne (REC\_nDEP) führte in der Folge zu einem relativ hohen Anstieg der Kältemittelkonzentration. Durch die Hinzuschaltung der Rektifikationskolonne konnte dabei, wie bereits in Kapitel 3.1 ausgeführt, nur die Funktion der Abtriebssäule in den Kreislauf integriert werden. Durch die alleinige Hinzuschaltung des Dephlegmators (nREC\_DEP) wurde ein ähnlich hoher Wert erzielt. Die Reinigungswirkung ergab sich dabei durch die (Teil-)Kondensation direkt im Dephlegmator sowie die durch das anfallende Kondensat bedingte Reinigungswirkung in der Auftriebssäule der Rektifikationskolonne. Es zeigte sich somit, dass durch die Integration einer der beiden „Reinigungsvorrichtungen“ bereits sehr hohe Reinheiten des Kältemittelmassenstroms erzielt werden konnten. Wurden beide „Reinigungsvorrichtungen“ in den Wärmepumpenprozess integriert (REC\_DEP), so wurde die höchste Kältemittelkonzentration erzielt. Die Steigerung, im Vergleich zu den beiden zuvor genannten Anlagenkonfigurationen (REC\_nDEP und nREC\_DEP), fiel allerdings nur mehr gering aus. Bei einem Vergleich der Kältemittelkonzentrationen der Anlagenkonfiguration mit (L) und jener ohne „quasi FlueHX“ (nL) ist erkennbar, dass die Kältemittelkonzentration durch die Zuschaltung des „quasi FlueHX“ nicht merklich beeinflusst wurde.

Der Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref}$ ) sowie der Massenstrom der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) wurden durch die Regelung so eingestellt, dass der geforderte Wert der Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75 \text{ kW}$ ) erreicht werden konnte. Diese beiden Massenströme ( $\dot{m}_{ref}$ ,  $\dot{m}_{pso}$ ) wurden im Absorber zusammengeführt, woraus sich der Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ ) bildete. Da die Vorgabe der

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

ersten Messreihe lautete, diesen Massenstrom ( $\dot{m}_{rso}$ ) innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration ohne (nL) und mit „quasi FlueHX“ (L) konstant zu halten, sollen nun die einzelnen Messwerte in Abbildung 4-2 näher betrachtet werden.

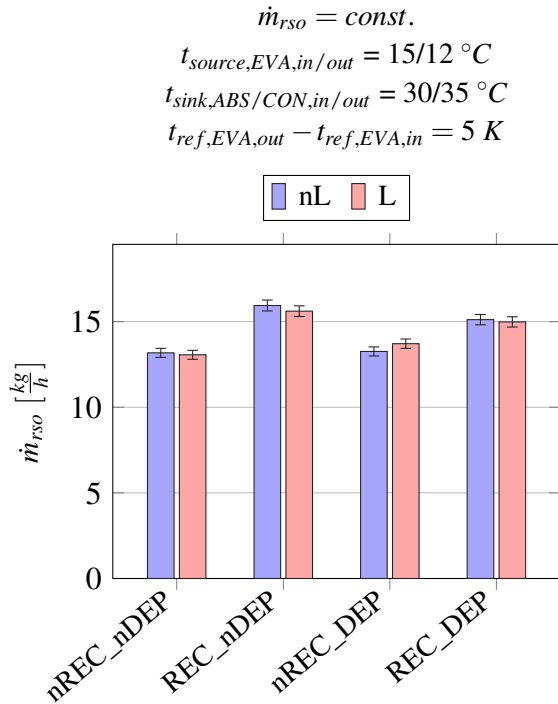


Abbildung 4-2: Vergleich des Massenstroms der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

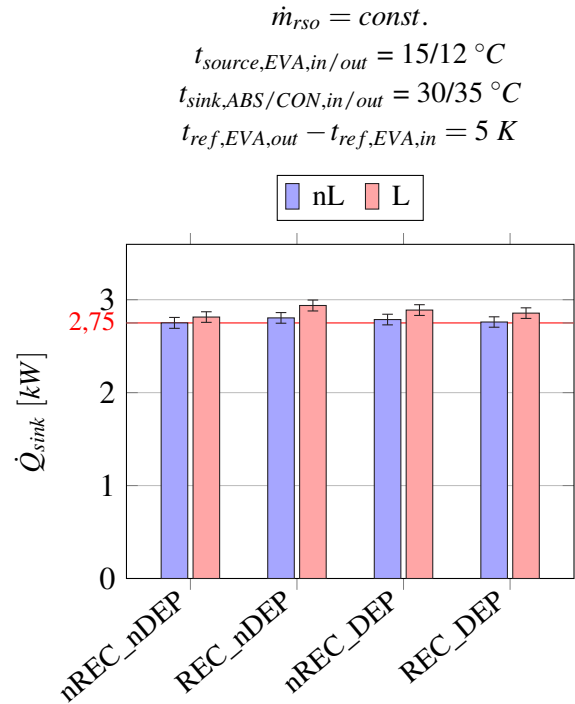


Abbildung 4-3: Vergleich der Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) der Anlage bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

In Abbildung 4-2 ist dabei ersichtlich, dass sich für die verschiedenen Anlagenkonfigurationen verschieden hohe Massenströme ausbildeten. Der höchste Wert der Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) ist dabei für die zweite Anlagenkonfiguration (REC\_nDEP) erkennbar. Zudem ist durch diese Abbildung ersichtlich, dass die Bedingung des Konstanthalten des Massenstroms der reichen Lösung durch die Zuschaltung des „quasi FlueHX“ innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration eingehalten wurde, da sich die jeweiligen Werte innerhalb der Messunsicherheit befinden.

Als nächstes wird die Gesamtsenkenleistung der Versuchsanlage ( $\dot{Q}_{sink}$ ) näher betrachtet. Die einzelnen Werte bei verschiedenen Anlagenkonfigurationen sind in Abbildung 4-3 dargestellt.

Bei der Betrachtung der Abbildung 4-3 wird ersichtlich, dass für jene Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL), der geforderte Wert ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75 \text{ kW}$ ) nahezu exakt eingehalten wurde. Wird nun der „quasi FlueHX“ zugeschaltet (L), so ist für jede einzelne Anlagenkonfiguration und konstant gehaltenem Massenstrom der reichen Lösung erkennbar, dass dies zu einem leichten Anstieg der Gesamtsenkenleistung führte. Auch wenn es stets zu Überschneidungen der Messunsicherheiten kommt, so ist innerhalb der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP der deutlichste Anstieg erkennbar. Dabei kam es zu einer Erhöhung der Gesamtsenkenleistung von 2,8 auf 2,94 kW (+5 %). Der niedrigste Anstieg ergab sich jedoch für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP. Die Gesamtsenkenleistung stieg dabei von 2,75 auf 2,81 kW (+2,2 %)

Aufgrund der zahlreichen Abhängigkeiten verschiedener Prozessgrößen untereinander, werden für die weitere Analyse eine Vielzahl an Diagrammen benötigt. Deshalb wird bei den nachfolgenden Diagrammen zunächst auf die Werte jener Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) eingegangen, um das Verhalten der jeweiligen Prozessgröße nur durch eine Veränderung der Anlagenkonfiguration



#### 4 Messdurchführung und Auswertung

beurteilen zu können. Die Auswirkungen durch die zusätzliche Wärmezufuhr über den „quasi FlueHX“ erfolgt daher zumeist nicht direkt bei dem jeweiligen Diagramm sondern erst später.

Für die Analyse des Absorptionsverhaltens ist der am Absorber abzuführende Wärmestrom ( $\dot{Q}_{ABS}$ ) von besonderer Bedeutung. Die einzelnen Werte sind hierzu in Abbildung 4-4 aufgetragen. Wie in dieser Abbildung ersichtlich, ergab sich für die Messpunkte „quasi FlueHX“ (nL) für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP der niedrigste und für die Anlagenkonfiguration REC\_nDEP der höchste Wert.

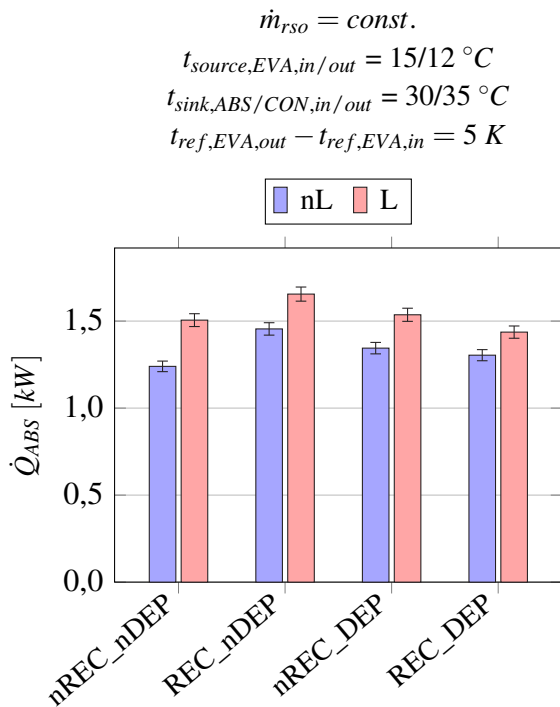


Abbildung 4-4: Vergleich der Absorberleistung ( $\dot{Q}_{ABS}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

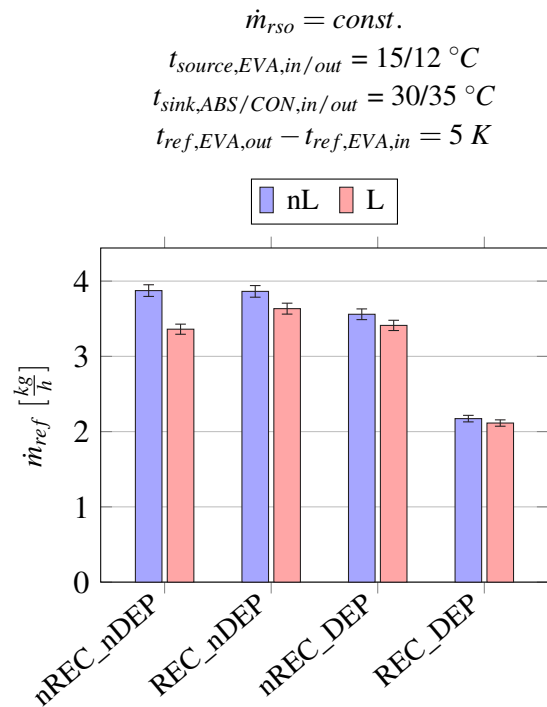


Abbildung 4-5: Vergleich des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Sämtliche Einzelwerte der Absorberleistung in Abbildung 4-4 sind i.A. von der jeweiligen anfallenden Lösungswärme ( $\dot{L}$  - siehe Gl. 2-4) sowie von der Wärmeabgabe der eintretenden Massenströme für die Abkühlung auf die Absorberraustrittstemperatur abhängig. Für die Bestimmung wird dazu die Höhe des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ), des Massenstroms der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ), deren Konzentrationen ( $x_{ref}$  und  $x_{pso}$ ), die jeweiligen Temperaturen an den Absorbereintritten ( $t_{ref,EVA,out}$  bzw.  $t_{ref,qFlueHX,out}$  und  $t_{pso,ABS,in}$ ) und die Temperatur am Absorberraustritt ( $t_{rso,ABS,out}$ ) benötigt. Zunächst soll daher auf den Kältemittelmassenstrom in Abbildung 4-5 näher eingegangen werden.

Bei Betrachtung der Abbildung 4-5 zeigt sich, dass der Kältemittelmassenstrom bei Umschaltung von der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP auf die Anlagenkonfiguration REC\_nDEP in etwa gleich groß blieb. Die gleichzeitige Stoff- und Wärmeübertragung innerhalb der Abtriebssäule der Rektifikationskolonne bewirkte somit kein nennenswertes Absinken des Kältemittelmassenstroms. Der Kältemittelmassenstrom der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP war hingegen etwas niedriger als jene Werte der beiden zuvor genannten Messpunkte. Die (Teil-)Kondensation im Dephlegmator wirkte sich somit direkt auf die Höhe des Kältemittelmassenstroms aus. Für die Anlagenkonfiguration REC\_DEP, bei der beide „Reinigungsvorrichtungen“ hinzugeschaltet waren, kam es zu einer starken Reduktion des Kältemittelmassenstroms.

Die sich ergebende Kältemittelkonzentration (siehe Abbildung 4-1) und Höhe des Kältemittelmassenstroms hatte Auswirkungen auf die Höhe des reinen Kältemittelmassenstroms, dessen Berech-

nach Gl. 4-6 erfolgt. Die niedrigere Konzentration der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP gegenüber jener der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP führte nun dazu, dass, trotz gleicher Höhe des Kältemittelmassenstroms, weniger reines Kältemittel darin enthalten war. Die Menge des reinen Kältemittels für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP ohne „quasi FlueHX“ (nL) war hingegen nur aufgrund des tatsächlich niedrigeren Kältemittelmassenstroms geringer als jene der zweiten Anlagenkonfiguration. Die jeweilige Höhe des reinen Kältemittels führte daher zu den bereits beschriebenen Werten der Anlagenkonfigurationen nREC\_nDEP, REC\_nDEP und nREC\_nDEP ohne „quasi FlueHX“ (nL). Da bei der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP ohne „quasi FlueHX“ (nL) die höchste Menge an reinem Kältemittel absorbiert werden musste, fiel für diesen Messpunkt auch die höchste Lösungswärme ( $\dot{L}$ ) an, die an die Wärmesenke abzuführen war (siehe Gl. 2-4).

Sämtliche Prozessgrößen der Anlagenkonfiguration REC\_DEP sind hingegen für einen Vergleich des Absorptionsverhaltens mit den verschiedenen Anlagenkonfigurationen nicht verwendbar. Dies ist auf ein wahrscheinlich fehlerhaftes Anlagenverhalten bei dieser Anlagenkonfiguration zurückzuführen. Die bereits in Kapitel 3.4.3 beschriebene Regelungsweise des Heizstabes für die erste Messreihe führte durch den schwingenden Kältemittelmassenstrom vermutlich dazu, dass bei hinzugeschalteter Rektifikationskolonne reiche Lösung in Richtung Dephlegmator mitgerissen wurde. Dies ist für die Anlagenkonfiguration REC\_DEP in Abbildung 4-6 durch einen Anstieg der Dephlegmatorleistung ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) im Vergleich zur Anlagenkonfiguration nREC\_DEP erkennbar.

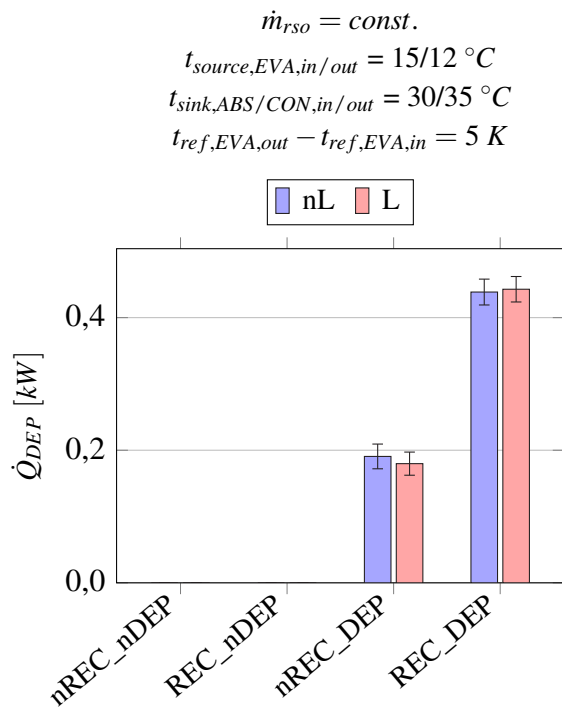


Abbildung 4-6: Vergleich der Dephlegmatorleistung ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

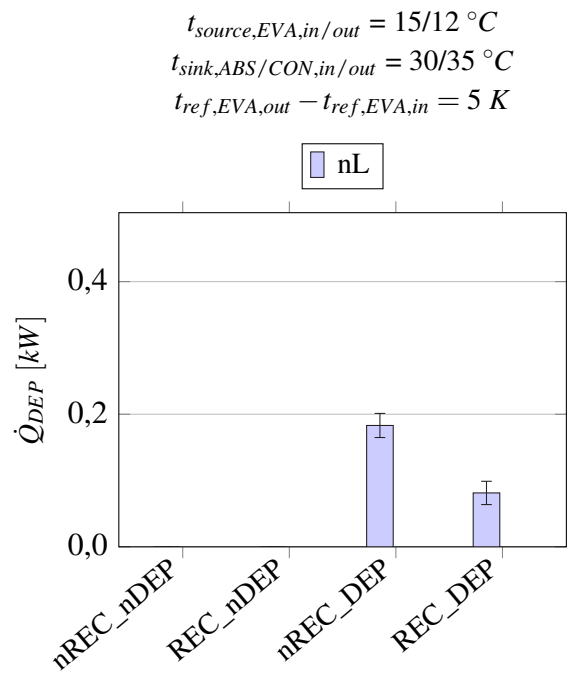


Abbildung 4-7: Vergleich Dephlegmatorleistung ( $\dot{Q}_{DEP}$ ) ohne hinzugeschaltetem „quasi FlueHX“ (nL) der zweiten Messreihe im gleichen Betriebspunkt (wie Abbildung 4-6) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Für die Anlagenkonfiguration REC\_DEP in Abbildung 4-6 müsste aufgrund der hinzugeschalteten Rektifikationskolonne und der damit einhergehenden geringeren Dephlegmatoreintrittstemperatur ( $t_{ref,DEP,in}$ ) und höheren Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) sowie aufgrund des niedrigeren Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-5) die Dephlegmatorleistung gegenüber dem Wert der

Anlagenkonfiguration nREC\_DEP absinken. Diese Annahme wird durch die Abbildung 4-7 bestätigt, in der die Dephlegmatorleistung der zweiten Messreihe für die gleichen Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) dargestellt sind. Während für die Anlagenkonfiguration nREC\_DEP ohne „quasi FlueHX“ (nL) für beide Messreihen gleich große Werte erkennbar sind, sank der Wert für die Anlagenkonfiguration REC\_DEP innerhalb der zweiten Messreihe ab. Die Erhöhung der Dephlegmatorleistung für die erste Messreihe könnte daher auf eine flüssigkeitsbedingte erhöhte Wärmeübertragung zurückzuführen sein. Da die Dephlegmatorleistung allerdings einen Teil der Gesamtsenkenleistung darstellt, beeinflusste dies die Regelung des Kältemittelmassenstroms. Hierdurch ergab sich schlussendlich ein zu niedriger Wert des Kältemittelmassenstroms, wodurch sämtliche Werte der ersten Messreihe der Anlagenkonfiguration REC\_DEP als fehlerhaft anzusehen sind. Wie in Abbildung 4-6 dargestellt, dürfte ebenso der Wert der Anlagenkonfiguration REC\_DEP mit „quasi FlueHX“ (L) von der zuvor beschriebenen Problematik betroffen gewesen sein, sodass sich diese in einer ähnlichen Größenordnung befinden. Da die beiden Werte ohne (nL) und mit „quasi FlueHX“ (L) der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP ebenso nur einen geringen Unterschied aufweisen, dürfte weiterhin eine Vergleichbarkeit der Werte innerhalb der Anlagenkonfiguration REC\_DEP gegeben sein. Da sich allerdings für die Anlagenkonfiguration REC\_DEP für jede Prozessgröße die gleiche qualitative Veränderung (steigend oder sinkend) im Vergleich zu den restlichen Anlagenkonfigurationen ergab, erfolgt, trotz Darstellung dieser Anlagenkonfiguration, keine weitere Auswertung in den Diagrammen der ersten Messreihe. Bei der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP ist hingegen von keiner Auswirkung durch ein mögliches Mitreißen von Flüssigkeitstropfen der reichen Lösung auszugehen. Da bei dieser Anlagenkonfiguration der Dephlegmator nicht hinzugeschaltet ist und daher keine Wärmeabfuhr am Dephlegmator stattfindet, nimmt diese auch keinen Einfluss auf die Zusammensetzung der Gesamtsenkenleistung. Daher kommt es auch zu keiner Beeinflussung des Kältemittelmassenstroms.

Da für die Anlagenkonfiguration REC\_nDEP, bei der ebenfalls die Rektifikationskolonne hinzugeschaltet war, der Dephlegmator keinen Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom nehmen konnte, ist durch ein mögliches Mitreißen von Flüssigkeitstropfen der reichen Lösung von keinen Auswirkungen auf das Anlagenverhalten auszugehen.

Gleichzeitig mit der Zuschaltung des „quasi FlueHX“ kam es zu einer Veränderung der Konzentration der reichen Lösung ( $x_{r,so}$ ) nach dem Absorber. Die Werte zu den einzelnen Messpunkten sind hierzu in Abbildung 4-8 angeführt.

Bei Betrachtung der Einzelwerte der Konzentration der reichen Lösung ohne „quasi FlueHX“ (nL) ist erkennbar, dass die Werte für die Anlagenkonfigurationen nREC\_nDEP, REC\_nDEP und nREC\_DEP in etwa gleich groß waren. Durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ kam es innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration zu einem Absinken des Wertes. Die größte Differenz ist abermals für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP zu erkennen (0,535 vs. 0,513).

Das Absinken der Konzentration ist auf eine erhöhte Temperatur während des Absorptionsprozesses zurückzuführen. Eine Temperaturerhöhung führt i.A. dazu, dass weniger Kältemittel (reines Ammoniak) vom (reinen) Lösungsmittel aufgenommen werden kann, was zu einem Absinken der Konzentration führt.

Die Tatsache, dass die Absorption bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ (L) bei einer erhöhten Temperatur stattfand, ist allerdings nicht alleinig auf eine höhere Kältemittelintrittstemperatur zurückzuführen. Hierzu sind in Abbildung 4-9 die Einzelwerte der Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber ( $t_{r,so,ABS,out}$ ) dargestellt.

Wie in Abbildung 4-9 erkennbar, nimmt, durch die höhere Kältemittelintrittstemperatur in den Absorber, ebenso die Austrittstemperatur der reichen Lösung nach dem Absorber zu. Dies ist dabei innerhalb jeder dargestellten Anlagenkonfiguration erkennbar. Die Zunahme ist auf die endliche

## 4 Messdurchführung und Auswertung

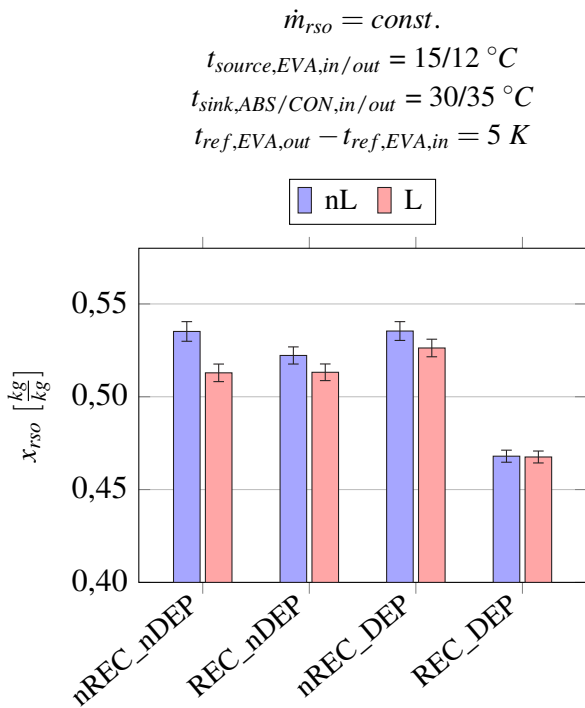


Abbildung 4-8: Vergleich der Konzentration der reichen Lösung ( $x_{rso}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

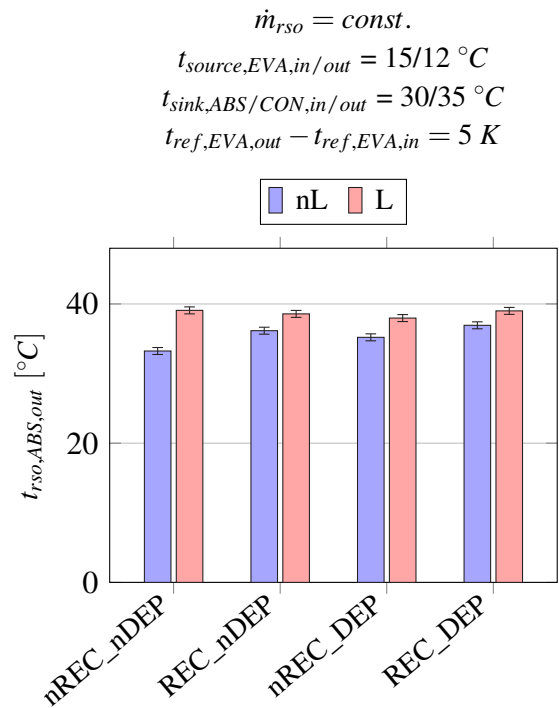


Abbildung 4-9: Vergleich der Absorberaustrittstemperatur der reichen Lösung ( $t_{rso,ABS,out}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Wärmeübertragungsfläche des Absorbers zurückzuführen. Um die jeweilige Absorberaustrittstemperatur der Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) auch bei Zuschaltung des „quasi FlueHX“ (L) erreichen zu können, müsste die Wärmeübertragungsfläche für jene Messpunkte mit „quasi FlueHX“ (L) größer sein als für den jeweiligen Messpunkt ohne „quasi FlueHX“ (nL) innerhalb der gleichen Anlagenkonfiguration. Bei einer endlichen Wärmeübertragungsfläche kommt es daher stets zu einer Temperaturerhöhung bei Zuschaltung des „quasi FlueHX“, was zu einer zusätzlichen Beeinflussung der Konzentration der reichen Lösung führt.

Die Verminderung der Konzentration der reichen Lösung bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ führte in der Folge dazu, dass die Regelung, aufgrund der Vorgabe eines konstanten Temperaturgleits am Verdampfer, den Kältemittelmassenstrom über die Kältemitteldrossel „leicht“ reduzierte. Dies ist in Abbildung 4-5 für die jeweilige Anlagenkonfiguration ersichtlich. Die Vorgabe des Konstanthaltens des Massenstroms der reichen Lösung innerhalb der ersten Messreihe ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ ), führte gleichzeitig dazu, dass der Massenstrom der armen Lösung, um jenen Betrag den der Kältemittelmassenstrom verringert wurde, angehoben wurde ( $\Delta\dot{m}_{ref} = \Delta\dot{m}_{pso}$ ). Aufgrund des viel höheren Ausgangswerts der armen Lösung fiel die relative Veränderung des Massenstroms der armen Lösung daher geringer aus als jene des Kältemittelmassenstroms. Bezogen auf den Kältemittelmassenstrom kam es innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP zur am deutlichsten ausgeprägten Veränderung, wobei der Wert von 3,9 auf 3,4 kg/h absank (-12,8 %). Wurde weniger reines Kältemittel benötigt, so fielen die Veränderungen des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-5) umso höher aus, je niedriger die Kältemittelkonzentration innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration war (siehe Abbildung 4-1). Die großen Veränderungen sämtlicher Prozessgrößen innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP (z.B.  $\dot{Q}_{ABS}$  in Abbildung 4-4 und  $\dot{m}_{ref}$  in Abbildung 4-5) sind dabei i.d.R. durch diesen Effekt begründbar.

Bei Betrachtung der Abbildung 4-4 ist innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration bei Zuschaltung des „quasi FlueHX“ ein deutlicher Anstieg der Absorberleistung ( $\dot{Q}_{ABS}$ ) erkennbar. Die

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

größte Veränderung ist innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP ersichtlich. Dabei kam es zu einem Anstieg von 1,24 auf 1,51 kW (+21,8 %). Der Anstieg der Absorberleistung ergab sich trotz einer in Abbildung 4-5 ersichtlichen Verringerung des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ). Innerhalb jeder einzelnen Anlagenkonfiguration wurde somit weniger reines Kältemittel dem Absorptionsprozess zugeführt, wodurch weniger Lösungswärme ( $\dot{L}$ ) frei wurde.

Die Zunahme der Absorberleistung (siehe Abbildung 4-4) ist daher hauptsächlich auf die Anhebung der Kältemitteltemperatur vor Eintritt in den Absorber ( $t_{ref,EVA,out}$  auf  $t_{ref,qFlueHX,out}$ ) zurückzuführen. Dabei wurde die Kältemitteltemperatur, je nach Betriebspunkt, von ca. 11 - 13 °C (nL) auf 85 °C (L) erhöht und dadurch überhitzt. Durch die Anhebung der Kältemittelintrittstemperatur vor dem Absorber musste das im Kältemittelmassenstrom enthaltene reine Kältemittel, aber auch das darin enthaltene Lösungsmittel zunächst vom überhitzten Zustand auf den dampfförmig gesättigten Zustand abgekühlt und anschließend verflüssigt werden. Bei Betrieb ohne „quasi FlueHX“ lag der Kältemittelmassenstrom vor Eintritt in den Absorber lediglich im teilverdampften Zustand vor, wodurch während der Kondensation weniger Wärme frei wurde als beim Kondensationsvorgang aus dem dampfförmig gesättigten Zustand, im Zuge der Abkühlung des überhitzten Kältemittelmassenstroms. Einen zusätzlichen, wenn auch geringen Einfluss, hatte der höhere Massenstrom der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ). Während die Temperaturdifferenz zwischen der Eintrittstemperatur der armen Lösung ( $t_{pso,ABS,in}$ ) und der Austrittstemperatur der reichen Lösung ( $t_{pso,ABS,out}$ ), bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“, relativ konstant blieb, wurde durch die geringfügige Anhebung des Massenstroms der armen Lösung ein geringfügig höherer Wärmestrom dem Absorber zugeführt.

Ein weiterer Effekt, der sich durch die erhöhte Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber ergab, war, dass nicht die komplette durch den „quasi FlueHX“ zugeführte Wärmemenge am Absorber abgeführt werden konnte. Hierzu ist in Abbildung 4-10 eine Gegenüberstellung des durch den „quasi FlueHX“ eingebrachten Wärmestroms ( $\dot{Q}_{qFlueHX}$ ) mit der dadurch einhergehenden Veränderung des am Absorber abzuführenden Wärmestroms ( $\Delta\dot{Q}_{ABS} = \dot{Q}_{ABS,L} - \dot{Q}_{ABS,nL}$ ) angeführt.

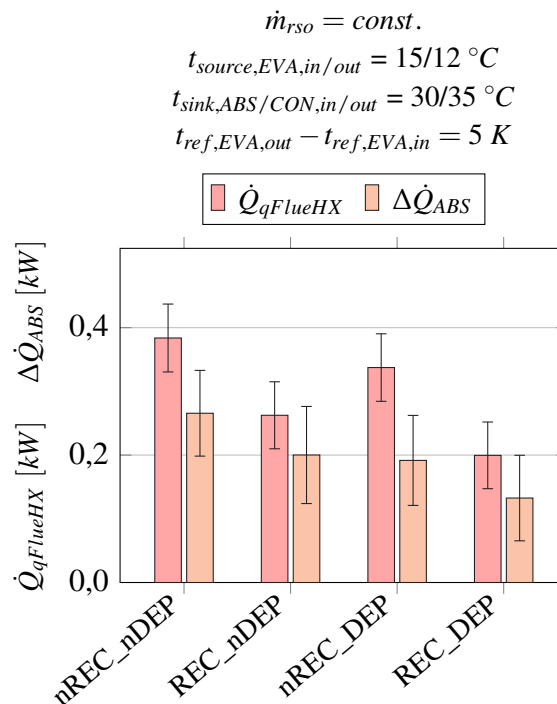


Abbildung 4-10: Vergleich des durch den „quasi FlueHX“ zugeführten Wärmestroms ( $\dot{Q}_{qFlueHX}$ ) und der dabei einhergehenden Zunahme der Absorberleistung ( $\Delta\dot{Q}_{ABS}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

In Abbildung 4-10 ist erkennbar, dass die größte Wärmezufuhr durch den „quasi FlueHX“ für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP bei der niedrigsten Kältemittelkonzentration und dem höchsten Kältemittelmassenstrom erfolgte. Dabei gilt i.A., je niedriger die Kältemittelkonzentration und je höher der Kältemittelmassenstrom, desto mehr Wärme muss für die Verdampfung und die anschließende Überhitzung des im Kältemittelmassenstrom enthaltenen Lösungsmittels aufgewendet werden. Bei der Betrachtung der Werte ohne Messunsicherheiten ist für die Anlagenkonfiguration nREC\_DEP ein höherer Wert erkennbar als für die Anlagenkonfiguration REC\_nDEP. Aufgrund des geringeren Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-5) bei ähnlicher Kältemittelkonzentration (siehe Abbildung 4-1) müsste der Wert der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP unter jenem der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP liegen. Unter Berücksichtigung der jeweiligen Messunsicherheiten zeigt sich allerdings eine Überschneidung, sodass der Wert der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP auch tiefer liegen kann. Die Differenz des am Absorber abzuführenden Wärmestroms durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ ist dabei, im Vergleich zur Wärmeleistung des „quasi FlueHX“, für jede Anlagenkonfiguration niedriger. Es ist somit erkennbar, dass der Großteil des über den „quasi FlueHX“ zugeführten Wärmestroms direkt im Absorber wieder abgeführt wurde.

Trotz einer durch die Regelung der Kältemitteldrossel bedingten Verringerung des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-5) kam es, wie in Abbildung 4-11 ersichtlich, zu einem Anstieg des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ). Bei ansonsten gleichbleibenden Bedingungen kommt es durch eine geringere Drosselöffnung zu einem gleichzeitigen Absinken des Niederdrucks. Durch den geringeren Kältemittelmassenstrom bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“, reduzierte sich allerdings die Grädigkeit zwischen der Wärmequelleneintrittstemperatur ( $t_{source,EVA,in}$ ) und der Kältemittelaustrittstemperatur am Verdampfer ( $t_{ref,EVA,out}$ ). Durch die Vorgabe eines konstanten Temperaturgleits kam es folglich ebenso zu einer Anhebung der Kältemittelaustrittstemperatur am Verdampfer ( $t_{ref,EVA,in}$ ), was gleichzeitig zu einer Anhebung des Niederdrucks führte.

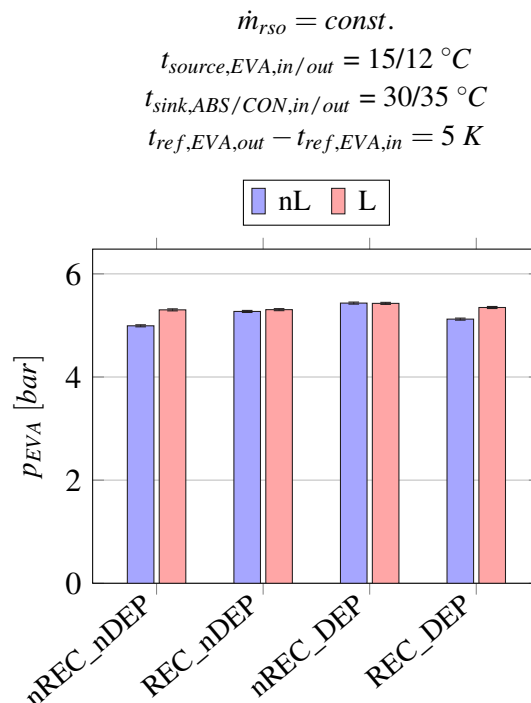


Abbildung 4-11: Vergleich des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Die jeweilige Kältemittelkonzentration, die Höhe des Kältemittelmassenstroms aber auch der vorherrschende Niederdruck beeinflussten die auftretende Verdampferleistung ( $\dot{Q}_{EVA}$ ). Die gemäß Gl. 4-10 berechneten Werte der Verdampferleistung sind hierzu in Abbildung 4-12 angeführt.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

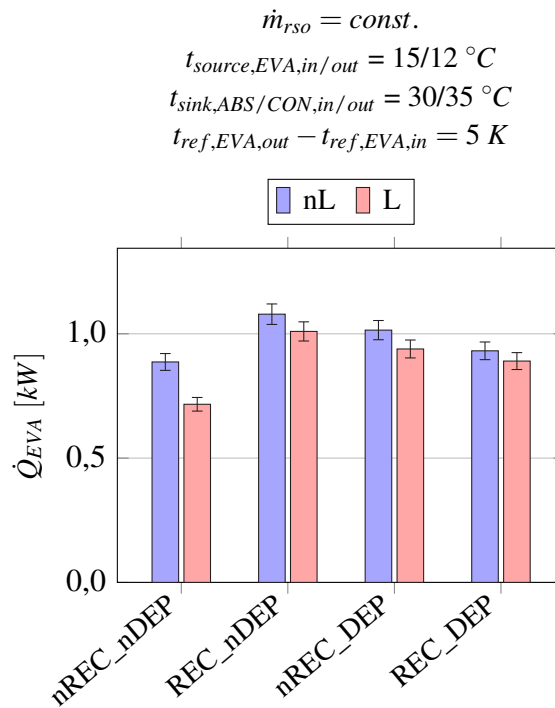


Abbildung 4-12: Vergleich der Verdampferleistung ( $\dot{Q}_{EVA}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Diese Einflüsse werden nun durch die in Abbildung 4-12 ersichtlichen Einzelwerte der Verdampferleistung, für die Anlagenkonfigurationen nREC\_nDEP, REC\_nDEP und nREC\_DEP ohne „quasi FlueHX“ (nL) näher beschrieben. Wie in Abbildung 4-5 zu sehen, fielen die Kältemittelmasenströme für die Anlagenkonfigurationen nREC\_nDEP und REC\_nDEP in gleicher Höhe aus. Durch die in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Auswirkungen der Kältemittelkonzentrationen auf den im Verdampfer zuführbaren Wärmestrom, führte die niedrigere Kältemittelkonzentration bei der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP zu einem deutlich niedrigeren Wert im Vergleich zu jenem der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP (0,89 kW vs. 1,08 kW). Der gleichzeitig tiefere Niederdruck (siehe Abbildung 4-11) wirkte diesem Vorgang etwas entgegen (siehe Kapitel 2.3.3). Für den Wert der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP kam die Veränderung der Verdampferleistung hingegen hauptsächlich durch die Verminderung des Kältemittelmassenstroms zustande, da sich bei den Anlagenkonfigurationen REC\_nDEP und nREC\_DEP die gleichen Kältemittelkonzentrationen einstellten. Der minimale Druckanstieg führte zusätzlich zu einem geringfügigen Absinken der Verdampferleistung.

Da innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration ebenso die gleichen Kältemittelkonzentrationen vorlagen (siehe Abbildung 4-1), kam es durch die Verringerung des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-5) bei gleichzeitig leichtem Niederdruckanstieg (siehe Abbildung 4-11) bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ zur Reduktion der Verdampferleistung, welche in Abbildung 4-12 ersichtlich ist. Die größte Veränderung des Kältemittelmassenstroms sowie des Niederdrucks stellte sich bei der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP ein. Dies führte in der Folge zu der großen Reduktion der Verdampferleistung im Vergleich zu den Werten der restlichen Anlagenkonfigurationen. Dabei wurde ohne „quasi FlueHX“ (nL) eine Verdampferleistung von 0,89 kW ermittelt, die sich durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ (L) auf 0,72 kW verringerte (-19,1 %).

Eine zusätzliche Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom vor dem Absorber hatte ebenso Auswirkungen auf die Leistungszahl (COP) der Versuchsanlage. Hierzu werden in Abbildung 4-13 die Leistungszahlen der einzelnen Messpunkte dargestellt. Wie in Gl. 4-14 gezeigt, wird dabei der am „quasi FlueHX“ zugeführte Wärmestrom ( $\dot{Q}_{qFlueHX}$ ) nicht als Aufwand gewertet.



#### 4 Messdurchführung und Auswertung

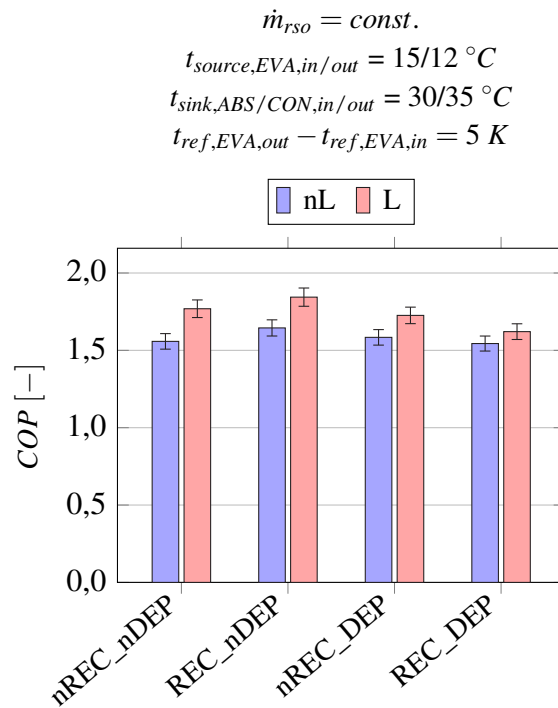


Abbildung 4-13: Vergleich der Leistungszahl der Versuchsanlage (COP) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Wie in Abbildung 4-13 erkennbar, kam es durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ innerhalb jeder Anlagenkonfiguration zu einer Verbesserung der Leistungszahl. Während durch diesen Vorgang die Absorberleistung anstieg, kam es durch die gleichzeitige Verringerung des Kältemittel-massenstroms zu einer Verringerung der Leistung am Kondensator und Dephlegmator. Innerhalb jeder Anlagenkonfiguration fiel dabei der Anstieg der Absorberleistung höher aus als die Verminderung der Kondensator- und Dephlegmatorleistung, was schlussendlich zu einem Anstieg der Nutzenergie führte. Bei weiterführender Betrachtung der Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) ist in Abbildung 4-3 für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP der geringste Anstieg bei Zuschaltung des „quasi FlueHX“ zu verzeichnen. Dies bedeutet somit, dass die geringe Kältemittelkonzentration und die dadurch bedingte hohe Reduktion des Kältemittel-massenstroms zwar trotzdem zu einer starken Erhöhung der Absorberleistung (+21,8 %) führte, die starke Reduktion des Kältemittel-massenstroms aber gleichzeitig ein relativ starkes Absinken der Kondensatorleistung bewirkt. Schlussendlich kam es für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP nur zu einem geringen Anstieg der Gesamtsenkenleistung (+2,2 %) verglichen mit den Anstiegen der übrigen Anlagenkonfigurationen. Durch die starke Reduktion des Kältemittel-massenstroms sank innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP gleichzeitig die aufzuwendende Energie ab, da für den Austreibungsprozess eine geringere Generatorleistung notwendig war. Dies führte letztendlich, trotz des geringen Anstiegs der Gesamtsenkenleistung, zum stärksten Anstieg der dargestellten Leistungszahlen. Durch die Zuschaltung des „quasi FlueHX“ kam es dabei zu einer Erhöhung der Leistungszahl von 1,56 auf 1,77 (+13,5 %).



### 4.3.2 Vergleich des Anlagenverhaltens bei konstant gehaltener Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ )

Für die Analyse des Betriebsverhaltens, bei konstant gehaltener Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ ) innerhalb der zweiten Messreihe, wurde ein anderer Betriebspunkt als für die Analyse der ersten Messreihe herangezogen. Dieser unterschied sich lediglich in der Wärmequellenein-/austrittstemperatur ( $t_{source,EVA,in/out}$ ), die nunmehr  $8/5\text{ °C}$  betrug. Die restlichen Anlagenparameter wurden mit  $\dot{Q}_{sink} = 2,75\text{ kW}$  und  $t_{sink,CON/ABS,in/out} = 30/35\text{ °C}$  gleich gehalten. Somit musste durch die Versuchsanlage ein höherer Temperaturhub ( $t_{sink,CON/ABS,out} - t_{source,EVA,in}$ ) bewerkstelligt werden. Innerhalb der zweiten Messreihe wurden neben den Messpunkten mit einer Kältemittelintrittstemperatur am Absorber ( $t_{ref,qFlueHX,out}$ ) von  $85\text{ °C}$  (85L) zudem Messpunkte mit einer Kältemittelintrittstemperatur von  $65\text{ °C}$  (65L) aufgezeichnet. Für jene Submessreihe mit den gleichen Anlagenparametern, welche schon für die Analyse der ersten Messreihe herangezogen wurden ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75\text{ kW}$ ,  $t_{source,EVA,in/out} = 15/12\text{ °C}$  und  $t_{sink,CON/ABS,in/out} = 30/35\text{ °C}$ ), ergaben sich beim Betrieb mit konstant gehaltener Gesamtsenkenleistung keine neuen Erkenntnisse. Daher wird diese Submessreihe nicht mehr näher betrachtet. Für die Submessreihe mit  $\dot{Q}_{sink} = 1,5\text{ kW}$ ,  $t_{source,EVA,in/out} = 15/12\text{ °C}$  und  $t_{sink,CON/ABS,in/out} = 40/45\text{ °C}$  werden am Ende dieses Kapitels ausgewählte Ergebnisse präsentiert.

Wie bereits erwähnt, wurden nach Beendigung der ersten Messreihe, bauliche Veränderungen an der Versuchsanlage durchgeführt. Dadurch war es möglich den wärmesenkenseitigen Volumenstrom am Dephlegmator zu reduzieren. Im Zuge der zweiten Messreihe wurden so zusätzliche Messungen bei einem um  $50\%$  reduzierten wärmesenkenseitigen Volumenstrom im Bereich des Dephlegmators durchgeführt. In den Abbildungen 4-14 und 4-15 werden dazu die Ergebnisse mit den Anlagenkonfigurationen nREC\_50DEP und REC\_50DEP benannt und befinden sich jeweils direkt neben den Werten, die sich bei vollem wärmesenkenseitigen Volumenstrom ergaben.

Zunächst soll die Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) näher betrachtet werden. Diese ist in Abbildung 4-14 dargestellt und setzt sich, wie in Gl. 4-13 angeführt, aus den einzelnen Leistungen am Absorber (ABS), Kondensator (CON) und Dephlegmator (DEP) zusammen. Hierzu sind für die Darstellung der Gesamtsenkenleistungen ebenso die einzelnen Leistungen am jeweiligen Wärmeübertrager dargestellt. Auf die jeweilige Gesamtsenkenleistung bezogen zeigt sich, dass der geforderte Wert ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75\text{ kW}$ ) bei jedem Messpunkt eingehalten wurde.

Bei Betrachtung der Zusammensetzungen der Gesamtsenkenleistungen mit „quasi FlueHX“ (65L und 85L) in Abbildung 4-14 ist erkennbar, dass sich diese durch die unterschiedlich hohe Kältemittelintrittstemperatur nur geringfügig unterscheiden, wobei die Werte innerhalb der Messunsicherheiten liegen. Bei Betrachtung der Messpunkte für jene Anlagenkonfigurationen ohne Dephlegmator (nREC\_nDEP und REC\_nDEP) zeigt sich, dass mit höherer Kältemittelintrittstemperatur (85L), im Gegensatz zur niedrigeren Kältemittelintrittstemperatur (65L), geringfügig mehr Wärme am Absorber abzuführen war. Für die Erreichung der geforderte Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75\text{ kW}$ ) musste daher der am Kondensator abzuführende Wärmestrom durch die Reduktion des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) um diesen Betrag verringert werden. Bei den Messpunkten mit Dephlegmator (nREC\_DEP, nREC\_50DEP, REC\_DEP und REC\_50DEP) wird für die Ermittlung der Gesamtsenkenleistung zusätzlich der am Dephlegmator abgeführte Wärmestrom benötigt. Wie sich in Abbildung 4-14 zeigt, hatte innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration eine sich verändernde Kältemittelintrittstemperatur (65L bzw. 85L) keinen Einfluss auf die Dephlegmatorleistung. Aus diesem Grund zeigen sich bei Zunahme der Kältemittelintrittstemperatur die gleichen Verschiebungen der Zusammensetzung der Gesamtsenkenleistung. Bei den Messpunkten mit einer Kältemittelintrittstemperatur von  $65\text{ °C}$  konnten keine großen Veränderungen im Anlagenverhalten gegenüber den Messpunkten mit einer Kältemittelintrittstemperatur von  $85\text{ °C}$  festgestellt werden.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

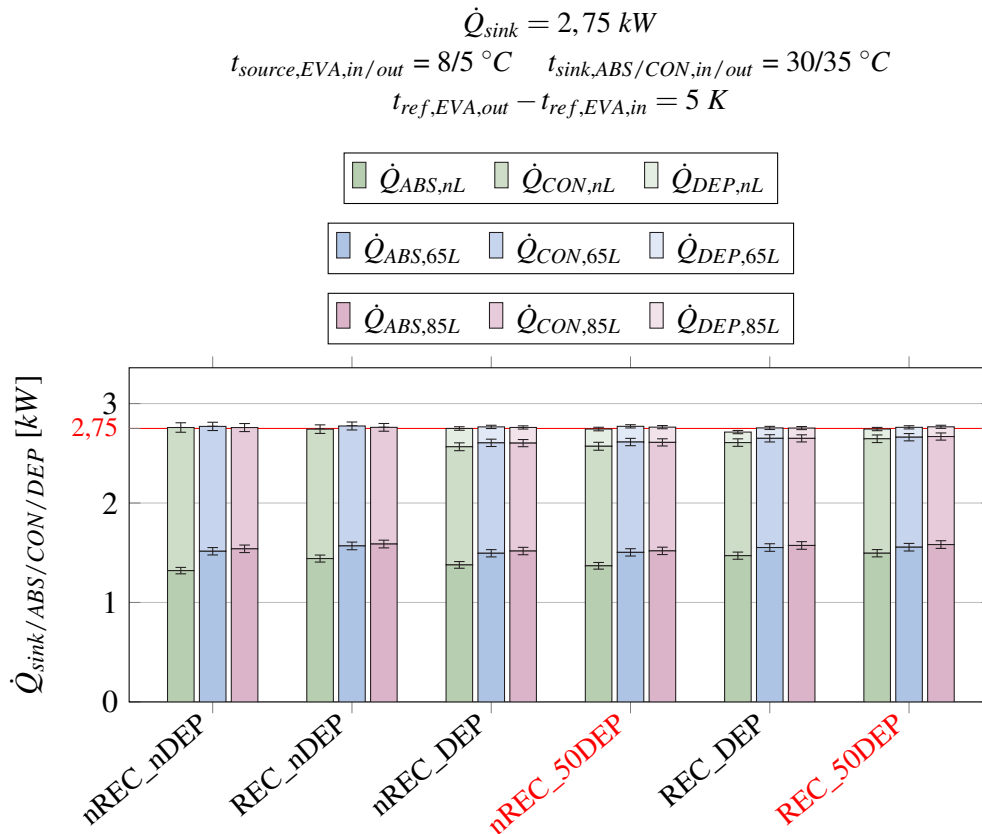


Abbildung 4-14: Vergleich der Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Daher werden in den nachfolgenden Diagrammen ausschließlich die Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) und jene mit einer Kältemiteleintrittstemperatur von  $85 \text{ }^\circ\text{C}$  (85L) dargestellt.

Als nächstes erfolgt ein Vergleich der Werte der Anlagenkonfigurationen mit vollem (nREC\_DEP bzw. REC\_DEP) und jenen bei reduziertem wärmesenkseitigen Volumenstrom (nREC\_50DEP bzw. REC\_50DEP). Hierbei fällt auf, dass die einzelnen Zusammensetzungen der Gesamtsenkenleistung (nL, 65L und 85L) innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration mit voller Dephlegmatorleistung (DEP), jenen mit einem reduzierten wärmesenkseitigen Volumenstrom (50DEP) gleichen. Wie im Diagramm ersichtlich, führt die Reduktion des wärmesenkseitigen Volumenstroms zu keiner merklichen Veränderung der Dephlegmatorleistung, wodurch sich die gleiche Kältemitteltemperatur am Austritt aus dem Dephlegmator bzw. am Eintritt in den Kondensator ( $t_{ref,CON,in}$ ) ergab. Dies wird durch die Werte der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) betätigt, die in Abbildung 4-15 dargestellt sind und ist schlussendlich auf eine zu große Wärmeübertragungsfläche (überdimensionierter Dephlegmator) zurückzuführen. Da eine Reduktion des wärmesenkseitigen Volumenstroms im Dephlegmator keine Auswirkungen auf das Anlagenverhalten hatte, wird in der Folge keine weitere Betrachtung der Anlagenkonfigurationen nREC\_50DEP und REC\_50DEP vorgenommen.

Bei Betrachtung der Abbildung 4-15 ist erkennbar, dass jeder einzelne Wert innerhalb der Anlagenkonfigurationen mit vollem wärmesenkseitigen Volumenstrom (nREC\_DEP bzw. REC\_DEP), jenen mit reduziertem wärmesenkseitigen Volumenstrom (nREC\_50DEP bzw. REC\_50DEP) gleicht, was nur der Fall sein kann, wenn am Austritt des Dephlegmators die gleiche Kältemitteltemperatur ( $t_{ref,CON,in}$ ) und der gleiche Hochdruck ( $p_{CON}$ ) vorgeherrscht hat.

Bei Betrachtung der Werte ohne „quasi FlueHX“ (nL), in Abbildung 4-15, zeigt sich der niedrigste Wert für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP ( $x_{ref} = 0,968$ ). Bei der Anlagenkonfiguration

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

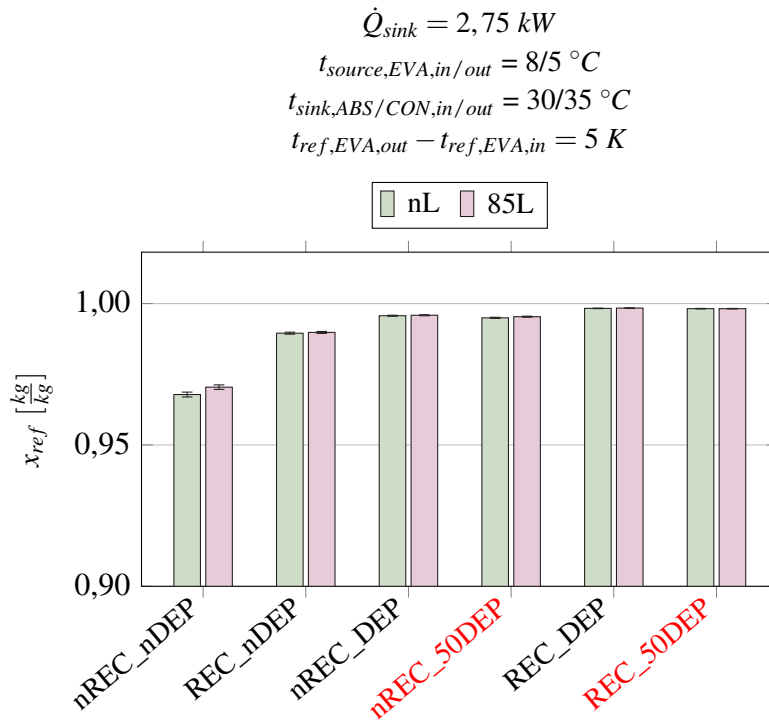


Abbildung 4-15: Vergleich der Kältemittelkonzentration ( $x_{ref}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

REC\_nDEP kam es durch die Hinzuschaltung der Rektifikationskolonne zu einem deutlichen Anstieg der Kältemittelkonzentration gegenüber dem Wert mit der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP. Durch die alleinige Hinzuschaltung des Dephlegmators bei der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP, konnte eine noch bessere Kältemittelkonzentration erzielt werden als bei der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP, bei der nur die Rektifikationskolonne hinzuschaltet war. Bei Hinzuschaltung beider „Reinigungsvorrichtungen“, bei der Anlagenkonfiguration REC\_DEP, wurde schlussendlich die höchste Kältemittelkonzentration erzielt. Allerdings kam es dabei nur mehr zu einer geringfügigen Steigerung des Wertes im Vergleich zum Wert bei der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP. Die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ (85L) hatte keine Auswirkungen auf die Kältemittelkonzentration, wodurch auch innerhalb der zweiten Messreihe von gleichen Kältemittelkonzentrationen innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration ausgegangen werden kann.

Genauso wie für die Beschreibung der ersten Messreihe, werden auch für die Beschreibung der folgenden Diagramme innerhalb der zweiten Messreihe, zunächst die Werte jener Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) näher betrachtet. Es erfolgt damit zu Beginn eine genauere Ausführung über die Veränderung der jeweiligen Prozessgrößen bei alleiniger Hinzu- bzw. Wegschaltung der Rektifikationskolonne bzw. des Dephlegmators. Erst zu einem späteren Zeitpunkt werden die sich ergebenden Veränderungen durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration näher beschrieben. Dies ist notwendig, da die verschiedenen Prozessgrößen sich oftmals untereinander beeinflussen und so die direkten Auswirkungen durch eine erhöhte Kältemiteleintrittstemperatur in den Absorber nur schwer erfassbar sind.

Die jeweiligen Absorberleistungen ( $\dot{Q}_{ABS}$ ), aus Abbildung 4-14, sollen nun näher betrachtet werden. Hierzu sind die Werte in Abbildung 4-16 separat dargestellt. Dabei zeigt sich, dass sich für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP, bei Prozessführung ohne „quasi FlueHX“ (nL), der niedrigste Wert ergab. Der höchste Wert der Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL), wurde hingegen bei der Anlagenkonfiguration REC\_DEP erzielt.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

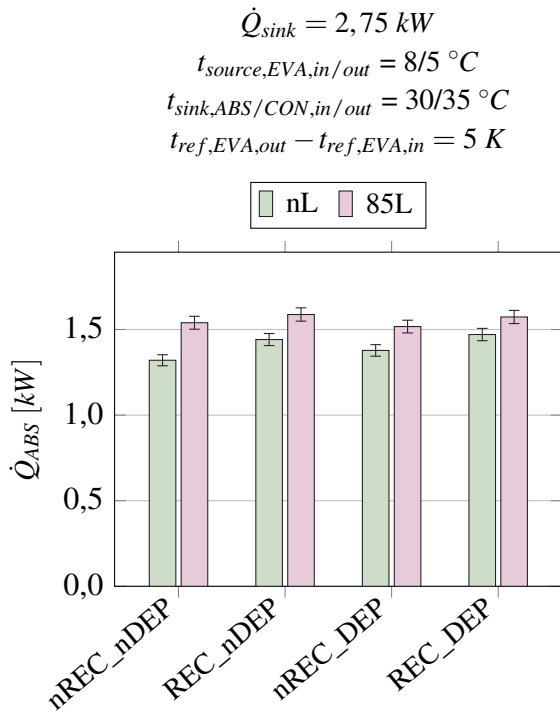


Abbildung 4-16: Vergleich der Senkenleistung des Absorbers ( $\dot{Q}_{ABS}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

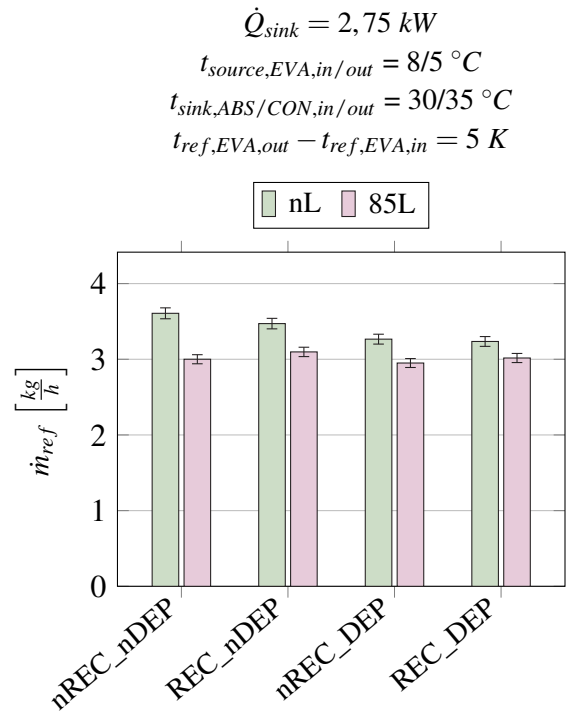


Abbildung 4-17: Vergleich des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Der jeweilige am Absorber abzuführende Wärmestrom, in Abbildung 4-16, ist i.A. durch die anfallende Lösungswärme ( $\dot{L}$ ) und von der Abkühlung der eintretenden Massenströme auf die Absorberaustrittstemperatur abhängig. Die Absorberleistung wird somit von den am Absorber eintretenden Massenströmen ( $\dot{m}_{ref}$  und  $\dot{m}_{pso}$ ), deren Konzentrationen ( $x_{ref}$  und  $x_{pso}$ ), deren Temperaturen ( $t_{ref,EVA,out}$  bzw.  $t_{ref,qFlueHX,out}$  und  $t_{pso,ABS,in}$ ) sowie von der Temperatur der reichen Lösung am Absorberaustritt ( $t_{rso,ABS,out}$ ) beeinflusst. Dabei ist festzuhalten, dass der Kältemittelmassenstrom sowie der Massenstrom der armen Lösung, durch die Regelung in der Höhe eingestellt wurden, sodass die geforderte Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75 \text{ kW}$ ) erreicht wurde. Für die weitere Analyse wird zunächst der Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref}$ ) in Abbildung 4-17 näher betrachtet.

Bei Betrachtung der Werte ohne „quasi FlueHX“ (nL), zeigen sich in Abbildung 4-17 ohne Einbeziehung der Messunsicherheiten, geringfügige Unterschiede der Messwerte für die beiden Anlagenkonfigurationen nREC\_nDEP und REC\_nDEP. Der höhere Messwert ergab sich für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP und stellt gleichzeitig den höchsten Messwert der Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) dar. Werden hingegen die sich überschneidenden Messunsicherheiten berücksichtigt, so können annähernd gleich große Werte für die beiden Anlagenkonfigurationen angenommen werden. Im Vergleich zum Messwert der Anlagenkonfiguration REC\_nDEP kam es durch die alleinige Hinzuschaltung des Dephlegmators, bei der Anlagenkonfiguration nREC\_DEP, zu einer signifikanten Reduktion des Kältemittelmassenstroms. Die gleichzeitige Stoff- und Wärmeübertragung innerhalb der Abtriebssäule der Rektifikationskolonne wirkte sich somit nur geringfügig auf die Höhe des Kältemittelmassenstroms aus, während die (Teil-)Kondensation innerhalb des Dephlegmators zu einer größeren Veränderung des Kältemittelmassenstroms führte. Bei Betrachtung des Messwertes der Anlagenkonfiguration REC\_DEP, ergab sich schlussendlich nahezu der gleiche Messwert wie für die Anlagenkonfiguration nREC\_DEP. Bei einem Vergleich der Messwerte der Anlagenkonfigurationen nREC\_DEP und REC\_DEP konnten damit die zuvor getätigten Feststellungen bestätigt werden, welche besagen, dass Veränderungen des Kältemittelmassenstroms in großem Maße durch den (Teil-)Kondensationsvorgang im Dephlegmator und nur im geringen Ausmaß

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

durch die gleichzeitige Stoff- und Wärmeübertragung in der Rektifikationskolonne hervorgerufen werden.

Das im Kältemittelmassenstrom enthaltene reine Kältemittel der Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) war ausschließlich von der jeweiligen Kältemittelkonzentration (siehe Abbildung 4-15) abhängig und ergibt sich wie in Gl. 4-6 angeführt. Wie innerhalb der Gl. 2-4 ersichtlich, beeinflusst der Massenstrom des reinen Kältemittels wiederum die während des Absorptionsprozesses anfallende Lösungswärme ( $\dot{L}$ ). Mit einem steigenden Massenstrom des reinen Kältemittels steigt damit ebenso die Lösungswärme.

Die Höhe des jeweiligen Kältemittelmassenstroms ist dabei wiederum durch die Konzentration der reichen Lösung nach dem Absorber ( $x_{rso}$ ) beeinflusst. Die Werte der einzelnen Anlagekonfigurationen sind hierzu in Abbildung 4-18 dargestellt.

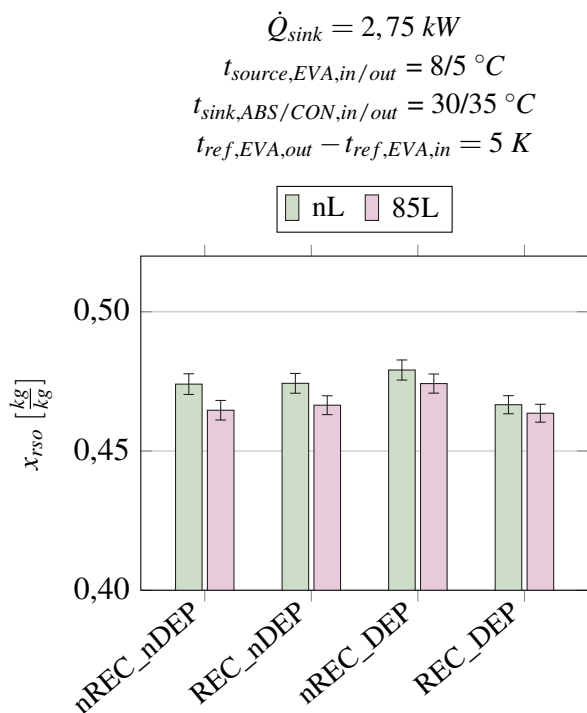


Abbildung 4-18: Vergleich der Konzentration der reichen Lösung ( $x_{rso}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

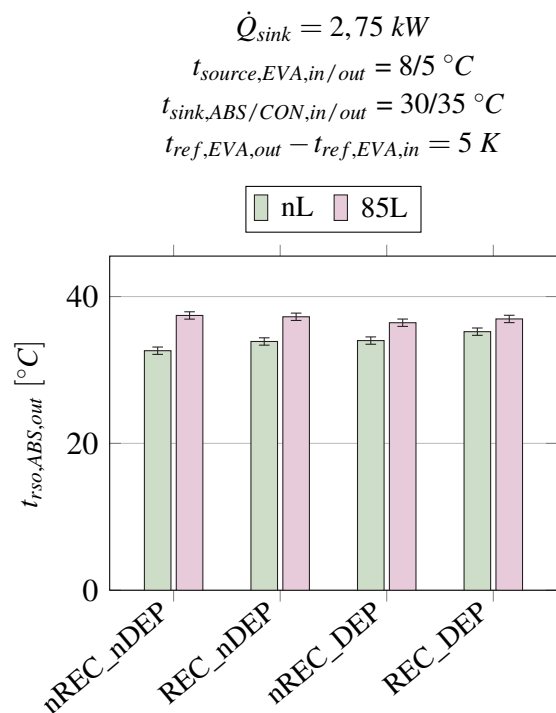


Abbildung 4-19: Vergleich der Austrittstemperaturen der reichen Lösung aus dem Absorber ( $t_{rso,ABS,out}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Ebenfalls wie bei den Werten ohne „quasi FlueHX“ (nL) der ersten Messreihe, zeigen sich auch innerhalb der zweiten Messreihe nahezu gleiche Werte der Konzentration der reichen Lösung. Die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ führte in der Folge, innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration, zu einer Verringerung des Wertes, wie in Abbildung 4-18 erkennbar ist. Auch wenn sich nur geringe Unterschiede ergaben, so stellte sich für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP die größte Veränderung ein. Dabei kam es zu einer Reduktion der Konzentration der reichen Lösung ( $x_{rso}$ ) von 0,474 auf 0,465.

Die Zufuhr des Kältemittelmassenstroms mit erhöhter Temperatur bewirkte, dass der gesamte Absorptionsvorgang bei einer höheren Temperatur ablief. Eine höhere Temperatur während der Absorption führt i.A. zu einer verminderten Aufnahmefähigkeit des Kältemittels durch das Lösungsmittel. Durch die endliche Wärmeübertragungsfläche des Absorbers kam es bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ zu einem Temperaturanstieg der reichen Lösung am Austritt des Absorbers

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

( $t_{rso,ABS,out}$ ), wodurch weniger Kältemittel vom Lösungsmittel aufgenommen werden konnte. Die einzelnen Messwerte dieser Temperatur sind in Abbildung 4-19 dargestellt.

Um den in Abbildung 4-19 gezeigten Temperaturanstieg innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration zu verhindern, sodass dies keinen Einfluss auf die Konzentration der reichen Lösung hat, müsste die Wärmeübertragungsfläche für jene Messpunkte mit „quasi FlueHX“ (85L) größer sein, als für jene ohne „quasi FlueHX“ (nL). Erst dadurch wäre es möglich, genügend Wärme abzuführen, um die gleiche Austrittstemperatur der reichen Lösung innerhalb der betrachteten Anlagenkonfiguration zu erreichen.

Die erhöhte Temperatur während der Absorption ist zudem bei der Betrachtung des Temperaturverlaufs am Außenrohr des Absorbers erkennbar. Hierfür wurden, wie bereits in Kapitel 3.2 beschrieben, fünf Temperatursensoren zwischen den Einlässen der armen Lösung und des Kältemittels positioniert. Die jeweiligen Messstellen sind hierzu in Abbildung 3-7, die Temperaturverläufe ohne (nL) und mit hinzugeschaltetem „quasi FlueHX“ (85L) für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP in Abbildung 4-20 dargestellt.

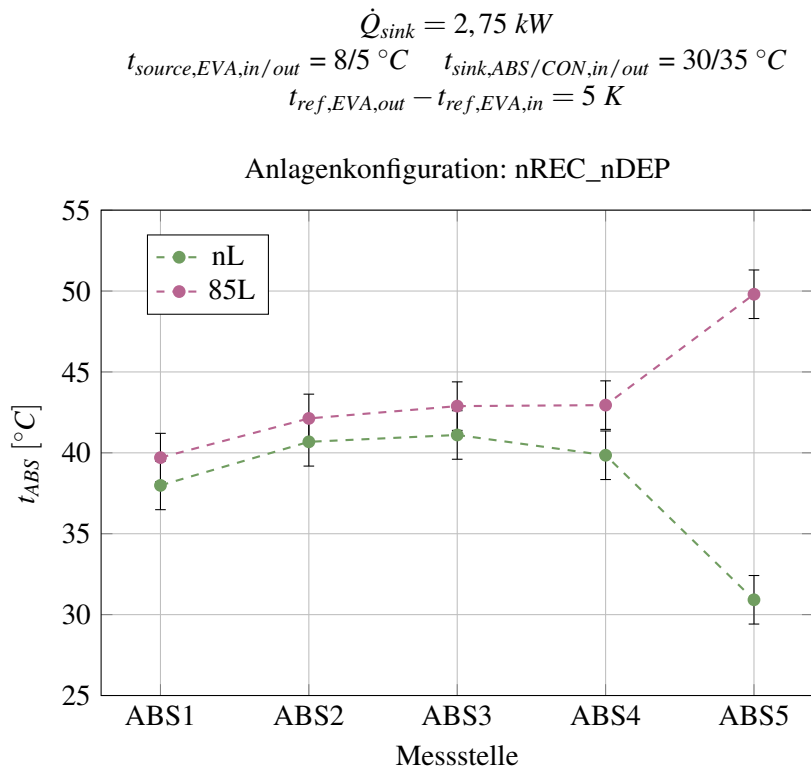


Abbildung 4-20: Vergleich der Temperaturverläufe am Außenrohr des Absorbers ( $t_{ABS}$ ) ohne (nL) und mit zusätzlicher Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom vor dem Absorber (85L) für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP

Wie in Abbildung 4-20 gut erkennbar, kam es, bei Vernachlässigung der Messunsicherheiten, durch die erhöhte Kältemitteltemperatur (85L) über die gesamte Messlänge zu höheren Temperaturen an der Oberfläche des Außenrohres des Absorbers. Aufgrund des großen Temperaturunterschieds des Kältemittels am Eintritt in den Absorber bei Betrieb ohne (nL) bzw. mit „quasi FlueHX“ (85L) ( $t_{ref,EVA,out}$  (nL) vs.  $t_{ref,qFlueHX,out}$  (85L)) trat an der Messstelle ABS5 der größte Temperaturunterschied im gesamten Temperaturverlauf auf. In der Folge stieg bei Betrieb ohne „quasi FlueHX“ (nL) die Oberflächentemperatur an der Messstelle ABS4 an, wohingegen es zu einem Absinken der Oberflächentemperatur bei Betrieb mit „quasi FlueHX“ (85L) kam. Bei einem Vergleich der Werte der Messstelle ABS4 zeigt sich nur mehr ein geringer Temperaturunterschied. Für die weiteren Messstellen nahm der Temperaturunterschied zwischen den beiden Messpunkten weiter ab. In der

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

Folge ergab sich für die Messstellen ABS3, ABS2 und ABS1 ein nahezu paralleler Verlauf der Oberflächentemperaturen.

Mit den in Abbildung 4-20 dargestellten Werten sind allerdings keine genauen Aussagen über das Absorptionsverhalten innerhalb des Absorbers möglich. Die Oberflächentemperaturen waren dabei in erster Linie durch die Temperatur des dampfförmigen Kältemittels beeinflusst, das an der Innenseite des Außenrohres nach oben stieg. Der unmittelbare Einfluss der Lösung, welche am Innenrohr des Absorbers nach unten floss, kann dadurch nicht beurteilt werden.

Die durch die erhöhte Temperatur während der Absorption bzw. endliche Wärmeübertragungsfläche einhergehende Verminderung der Konzentration der reichen Lösung bei Betrieb mit „quasi FlueHX“ (85L), führte nun dazu, dass weniger reines Kältemittel absorbiert werden konnte. Damit der vorgegebene Temperaturgleit am Verdampfer bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ eingehalten werden konnte, musste die Kältemitteldrossel weiter geschlossen werden. Dies führte zu dem in Abbildung 4-17 gezeigten Abfall des Kältemittelmassenstroms innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration. Die Reduktion fiel dabei umso stärker aus, je niedriger die Kältemittelkonzentration war. So erfolgte innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP die stärkste Veränderung, wobei der Messwert von 3,6 auf 3 kg/h absank (-16,7 %). Aber nicht nur der Kältemittelmassenstrom wurde dadurch beeinflusst, sondern ebenso der Massenstrom der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ). Die sich ergebenden Veränderungen sind in Abbildung 4-21 dargestellt.

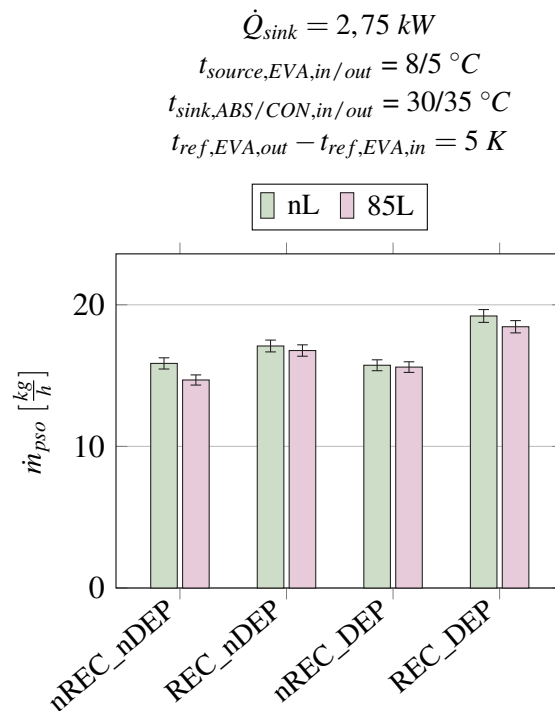


Abbildung 4-21: Vergleich des Massenstroms der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Wie bereits zuvor angeführt, wurden die jeweiligen Massenströme durch die Regelung in der Höhe eingestellt, sodass die geforderte Gesamtsenkenleistung erreicht werden konnte. Die Abbildung 4-21 zeigt dabei die zur vollständigen Absorption notwendigen Massenströme der armen Lösung. Wie bereits für die erste Messreihe beschrieben, kam es aufgrund Änderungen bei der Absorption durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ zu einer Reduktion des Kältemittelmassenstroms innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration (siehe Abbildung 4-5). Der Massenstrom der armen Lösung stieg zur Einhaltung der geforderten Bedingung ( $\dot{m}_{rso} = konst.$ ) geringfügig an. Schlussendlich führte dies zu einem Anstieg der Gesamtsenkenleistung (siehe Abbildung 4-3). Da im Zuge der



zweiten Messreihe die Gesamtsenkenleistung unverändert bleiben sollte ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ ), musste es im Vergleich zur ersten Messreihe, zu einem stärkeren Abfall des Kältemittelmassenstroms kommen (siehe Abbildung 4-17). Die starke Reduktion des Kältemittelmassenstroms führte in der Folge ebenso zu einem Absinken des Massenstroms der armen Lösung, welcher in Abbildung 4-21 erkennbar ist. Die konstante wasserseitige Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ) führte in jedem Betriebspunkt zu nahezu konstanten Temperaturen im Lösungsmittelsammelbehälter SAC ( $t_{pso,GEN,gen}$ ). Dies führte damit ebenso zu nahezu konstanten Konzentrationen der armen Lösung ( $x_{pso}$ ). Aus den Messdaten geht zudem hervor, dass der Massenstrom der armen Lösung in jedem Betriebspunkt nicht nur mit ähnlicher Konzentration, sondern ebenso mit ähnlicher Temperatur ( $t_{pso,ABS,in}$ ) dem Absorber zugeführt wurde.

Wie bereits angeführt, ergab sich für die Absorberleistung in Abbildung 4-16 der niedrigste Wert der Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL), für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP, der höchste hingegen für die Anlagenkonfiguration REC\_DEP. Bei der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP wurde mehr reines Kältemittel dem Absorber zugeführt als bei der Anlagenkonfiguration REC\_DEP. Wie bereits zuvor beschrieben, führt dies prinzipiell zu einer höheren Lösungswärme ( $\dot{L}$ ). Dass nun bei der Anlagenkonfiguration REC\_DEP mehr Wärme am Absorber abgeführt wurde, lag daran, dass bei dieser Anlagenkonfiguration der Massenstrom der armen Lösung um einiges höher ausfiel, als bei der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP. Da dieser für die Messpunkte ohne „quasi FlueHX“ (nL) stets mit einer Temperatur ( $t_{pso,ABS,in}$ ) zwischen 36 und 40 °C dem Absorber zugeführt wurde und sich dabei eine relativ konstante Temperaturdifferenz von ca. 4,5 K zur Austrittstemperatur der reichen Lösung ( $t_{rso,ABS,out}$ ) ergab, führte so der höhere Massenstrom der reichen Lösung dazu, dass mehr Wärme an die Wärmesenke abgeführt wurde.

Bei Zuschaltung des „quasi FlueHX“ kam es, trotz der Reduktion des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-17) und der damit einhergehenden Reduktion des reinen Kältemittels, zu einer Erhöhung der Absorberleistung innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration (siehe Abbildung 4-16). Da dies mit einem Rückgang der Lösungswärme ( $\dot{L}$ ) einhergeht, ist die höhere Kältemitteltemperatur vor Eintritt in den Absorber ( $t_{ref,EVA,out}$  auf  $t_{ref,qFlueHX,out}$ ), für die Steigerung der jeweiligen Absorberleistung verantwortlich. Während bei den Messpunkten ohne „quasi FlueHX“ (nL) die Kältemittelintrittstemperatur ca. 4-6 °C betrug (teilverdampft), wurde durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ die Kältemittelintrittstemperatur auf 85 °C angehoben. Dies führte zu einer Überhitzung. Die Erhöhung der Absorberleistung bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ ist nun darauf zurückzuführen, dass zunächst der überhitzte Kältemitteldampf auf den dampfförmig gesättigten Zustand abgekühlt werden musste und anschließend mehr Kondensationswärme, als bei der Kondensation des teilverdampften Kältemittels frei wurde. Die größte Steigerung der Absorberleistung ergab sich dabei für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP. Diese stieg dabei von 1,32 auf 1,54 kW an (+16,7 %) und ist auf die niedrige Kältemittelkonzentration bei dieser Anlagenkonfiguration zurückzuführen. Durch den höheren Anteil an Lösungsmittel wird, ähnlich wie im Zuge der Beschreibung des Temperaturgleits am Kondensator gezeigt (siehe Abbildung 2-9), mehr Wärme bei der Abkühlung auf einen gesättigt flüssigen Zustand frei.

Als nächstes soll ein Vergleich des über den „quasi FlueHX“ zugeführten Wärmestroms ( $\dot{Q}_{qFlueHX}$ ) mit der dabei einhergehenden Erhöhung der Absorberleistung ( $\Delta\dot{Q}_{ABS} = \dot{Q}_{ABS,85L} - \dot{Q}_{ABS,nL}$ ) erfolgen. Diese Werte sind hierzu in Abbildung 4-22 dargestellt.

Durch die niedrige Kältemittelkonzentration (siehe Abbildung 4-15) bei ansonsten relativ konstant gebliebenem Kältemittelmassenstrom der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP (siehe Abbildung 4-17), konnte für die Verdampfung und Überhitzung des im Kältemittelmassenstrom enthaltenen Lösungsmittels auf 85 °C mehr Wärme zugeführt werden, als bei den restlichen Anlagenkonfigurationen, bei denen sich sehr hohe Kältemittelkonzentrationen ergaben. So kam es, dass mit zunehmender Kältemittelkonzentration (in der Reihenfolge REC\_nDEP, nREC\_DEP und



#### 4 Messdurchführung und Auswertung

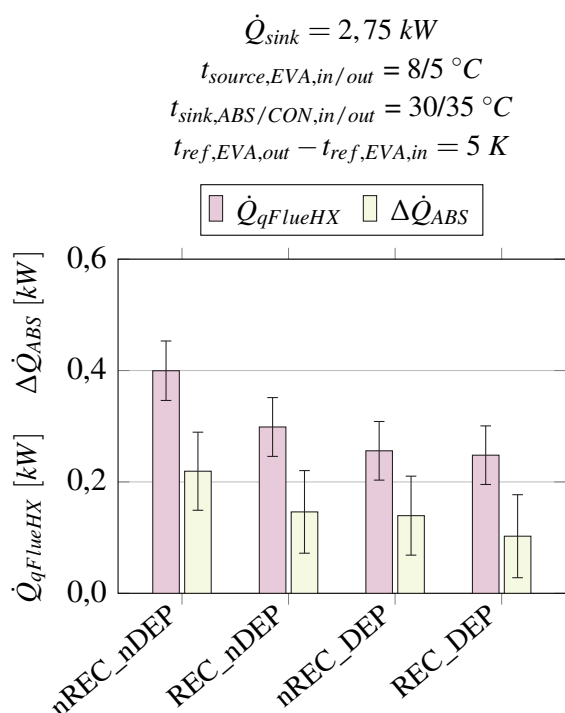


Abbildung 4-22: Vergleich des durch den „quasi FlueHX“ zugeführten Wärmestroms ( $\dot{Q}_{qFlueHX}$ ) und der dabei einhergehenden Zunahme der Absorberleistung ( $\Delta\dot{Q}_{ABS}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

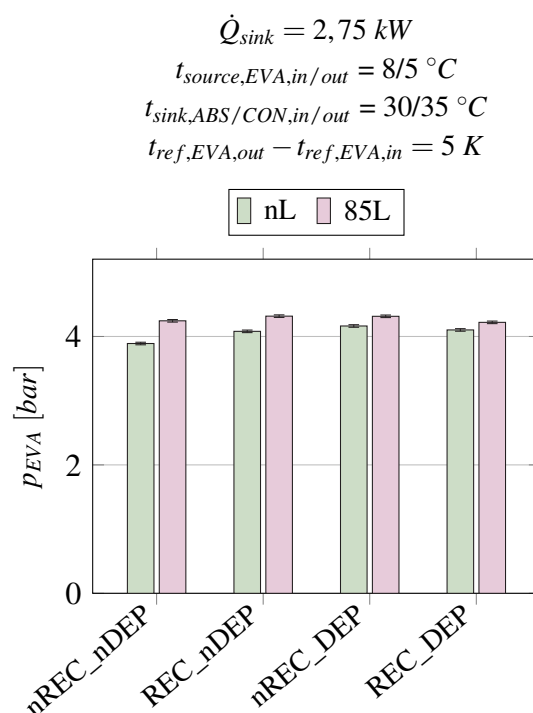


Abbildung 4-23: Vergleich des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

REC\_DEP), immer niedrigere Wärmeströme über den „quasi FlueHX“ zugeführt werden konnten, um die vorgegebene Temperatur des Kältemittels vor Eintritt in den Absorber ( $t_{ref,qFlueHX,out}$ ) von  $85 \text{ }^\circ\text{C}$  zu erreichen. Bei direktem Vergleich der zugeführten Wärmeströme über den „quasi FlueHX“ und die dabei einhergehende Erhöhung der Absorberleistung zeigt sich, dass für jede Anlagenkonfiguration in etwa die Hälfte des zugeführten Wärmestroms im Absorber wieder abgeführt wurde. Durch die endliche Wärmeübertragungsfläche im Absorber und die dabei einhergehende Erhöhung der Austrittstemperatur der reichen Lösung ( $t_{rso,ABS,out}$ ) ist es nicht möglich die gesamte zugeführte Wärme am Absorber wieder abzuführen. Durch eine Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche könnte somit ein höherer Anteil des über den „quasi FlueHX“ zugeführten Wärmestroms am Absorber an die Wärmesenke abgeführt werden.

Bei ansonsten gleichbleibenden Betriebsbedingungen führte eine Reduktion des Kältemittelmassenstroms durch die Kältemitteldrossel gleichzeitig zu einem Absinken des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ). Wie in Abbildung 4-23 ersichtlich ist, kommt es durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ und der damit einhergehenden Reduktion des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-17) allerdings nicht zu dem zuvor beschriebenen Effekt. Die Reduktion des Kältemittelmassenstroms führte dazu, dass sich die Grädigkeit zwischen der Kältemittelaustrittstemperatur am Verdampfer ( $t_{ref,EVA,out}$ ) und der wärmequellenseitigen Eintrittstemperatur des Wassers ( $t_{source,EVA,in}$ ) reduzierte. Durch den Anstieg der Kältemittelaustrittstemperatur und der Vorgabe eines konstanten Temperaturgleits, kam es ebenso zu einem Anstieg der Kältemittelintrittstemperatur am Verdampfer ( $t_{ref,EVA,in}$ ), welche wiederum einen direkten Einfluss auf den Niederdruck hatte. Dies führte schlussendlich trotz der Reduktion des Kältemittelmassenstroms zu einem Anstieg des Niederdrucks. Wie in Abbildung 4-23 ersichtlich, ist der größte Anstieg abermals für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP erkennbar.

Die in Abbildung 4-24 dargestellten Einzelwerte der Verdampferleistung ( $\dot{Q}_{EVA}$ ) waren ebenfalls

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

durch die Kältemittelkonzentration und die Höhe des Kältemittelmassenstroms beeinflusst. Zudem hatte der vorherrschende Niederdruck einen Einfluss auf den sich ergebenden Wert.

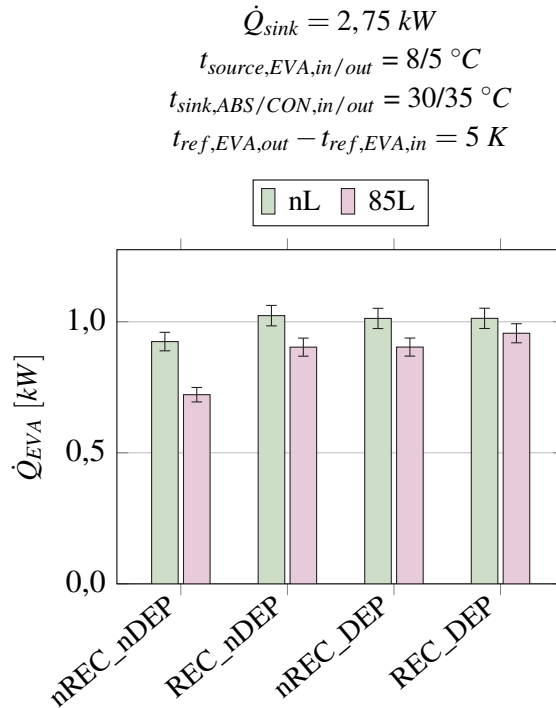


Abbildung 4-24: Vergleich der Quellenleistung des Verdampfers ( $\dot{Q}_{EVA}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Bei Betrachtung der Werte ohne „quasi FlueHX“ (nL) zeigt sich in Abbildung 4-24 für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP der niedrigste Wert, wohingegen sich für die Anlagenkonfigurationen REC\_nDEP, nREC\_DEP und REC\_DEP ähnliche hohe Werte ergaben. Da sich für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP die niedrigste Kältemittelkonzentration ergab (siehe Abbildung 4-15), der Massenstrom zur Anlagenkonfiguration REC\_nDEP auf eine ähnliche Höhe geregelt wurde (siehe Abbildung 4-17), ist der signifikant niedrige Wert der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP hauptsächlich auf die geringere Kältemittelkonzentration zurückzuführen. Dies deckt sich mit den bereits in Kapitel 2.3.3 erfassten Zusammenhängen zwischen der am Verdampfer zuzuführenden Wärmemenge und der Kältemittelkonzentration. Dass sich für die restlichen Anlagenkonfigurationen (REC\_nDEP, nREC\_DEP und REC\_DEP) nahezu gleiche Werte ergaben ist schlussendlich auf die Kombination der Massenstrom- und Konzentrationsveränderungen zwischen diesen Messpunkten zurückzuführen.

Durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ kam es in der Folge, wie in Abbildung 4-24 ersichtlich, innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration zu einem Absinken des im Verdampfer zugeführten Wärmestroms. Da es innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration zu keiner Veränderung der Kältemittelkonzentration kam (siehe Abbildung 4-15), sind diese Veränderungen durch die mit der Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ einhergehenden Verringerung des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 4-17) und den gleichzeitigen leichten Anstieg des Niederdrucks (siehe Abbildung 4-23) bedingt. Die niedrige Kältemittelkonzentration innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP führte auch hier zur größten Veränderung der Verdampferleistung. Während sich ohne „quasi FlueHX“ (nL) eine Verdampferleistung von 0,92 kW ergab, verringerte sich bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ (85L) der Wert auf 0,72 kW (-21,7 %).

Zum Abschluss erfolgt ein Vergleich der Leistungszahlen (COPs). Die Einzelwerte ohne (nL) und mit „quasi FlueHX“ (85L) sind hierzu in Abbildung 4-25 dargestellt.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

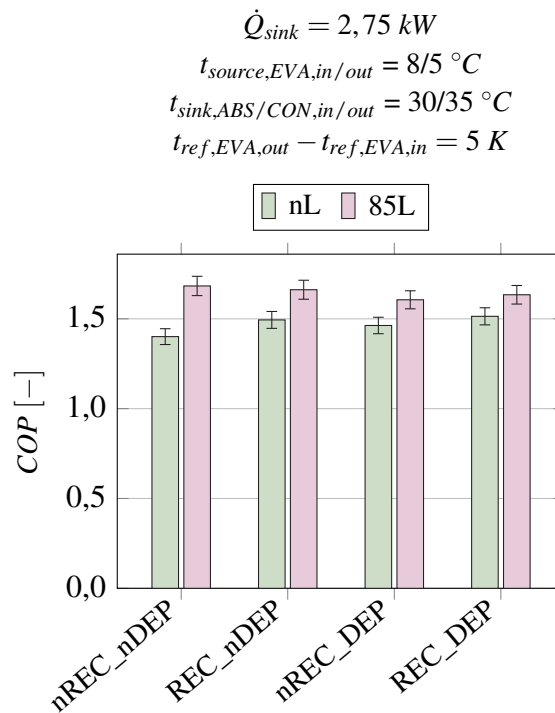


Abbildung 4-25: Vergleich der Leistungszahl der Versuchsanlage (COP) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen

Wie in Abbildung 4-25 erkennbar, führte die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ innerhalb jeder Anlagenkonfiguration zu einer Verbesserung der Leistungszahl. Der höchste Anstieg ist dabei für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP bei niedrigster Kältemittelkonzentration (siehe Abbildung 4-15) erkennbar. Innerhalb dieser Anlagenkonfiguration kam es durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ zu einem Anstieg des COP von 1,4 auf 1,68 (+20 %).

Wie in Gl. 4-14 ersichtlich, wird die Leistungszahl durch das Verhältnis der Nutzenergie zur aufzuwendenden Energie gebildet. Die zugeführte Wärme im „quasi FlueHX“ wird dabei nicht als Aufwand gewertet. Im Zuge der zweiten Messreihe war eine konstante Gesamtsenkenergieleistung ( $\dot{Q}_{sink} = 2,75 \text{ kW}$ ) für alle Messpunkte, also auch für jene innerhalb der gleichen Anlagenkonfiguration, gefordert. Die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ führte nun dazu, dass im Absorber mehr Wärme an die Wärmesenke abgeführt wurde. Um die Forderung nach einer konstanten Gesamtsenkenergieleistung einhalten zu können, musste nun genau um diesen Betrag in Summe weniger Wärme am Kondensator und falls hinzugeschaltet, am Dephlegmator abgeführt werden. Dies wurde durch die Verringerung des Kältemittelmassenstroms erreicht. Dass es nun zu einem Anstieg der Leistungszahl kam ist somit nicht auf die Nutzenergie, sondern auf die aufzuwendende Energie zurückzuführen. Durch die gleichzeitigen Verringerungen des Kältemittelmassenstroms sowie des Massenstroms der armen Lösung, kam es folglich zu einer Verringerung des Massenstroms der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ ). Dadurch musste weniger Wärme während des Austreibungs Vorgangs zugeführt werden um den benötigten Kältemittelmassenstrom zu erhalten.

Wie bereits zu Beginn der Ausführung der zweiten Messreihe erwähnt, sollen für eine weitere Submessreihe der zweiten Messreihe ausgewählte Ergebnisse besprochen werden. Da im Zuge der Beschreibung die beiden Submessreihen innerhalb der zweiten Messreihe verglichen werden, wird die zuvor besprochene Submessreihe mit den Anlagenparametern  $\dot{Q}_{sink} = 2,75 \text{ kW}$ ,  $t_{source,EVA,in/out} = 8/5 \text{ } ^\circ\text{C}$  und  $t_{sink,CON/ABS,in/out} = 30/35 \text{ } ^\circ\text{C}$  als erste Submessreihe und die im Folgenden besprochene Submessreihe mit den Anlagenparametern  $\dot{Q}_{sink} = 1,5 \text{ kW}$ ,  $t_{source,EVA,in/out} = 15/12 \text{ } ^\circ\text{C}$  und  $t_{sink,CON/ABS,in/out} = 40/45 \text{ } ^\circ\text{C}$  als zweite Submessreihe bezeichnet. Die weiteren Anlagenparameter dieser Submessreihen sind in der Tabelle 4-2 aufgelistet.

Zunächst sollen für die zweite Submessreihe die Werte des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) näher betrachtet werden. Diese sind in Abbildung 4-26 ersichtlich.

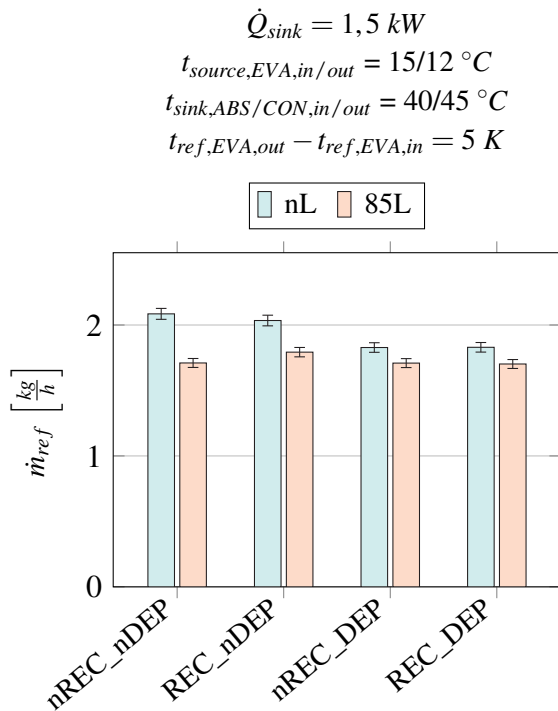


Abbildung 4-26: Vergleich des Kältemittelmassenstroms ( $\dot{m}_{ref}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen der zweiten Submessreihe

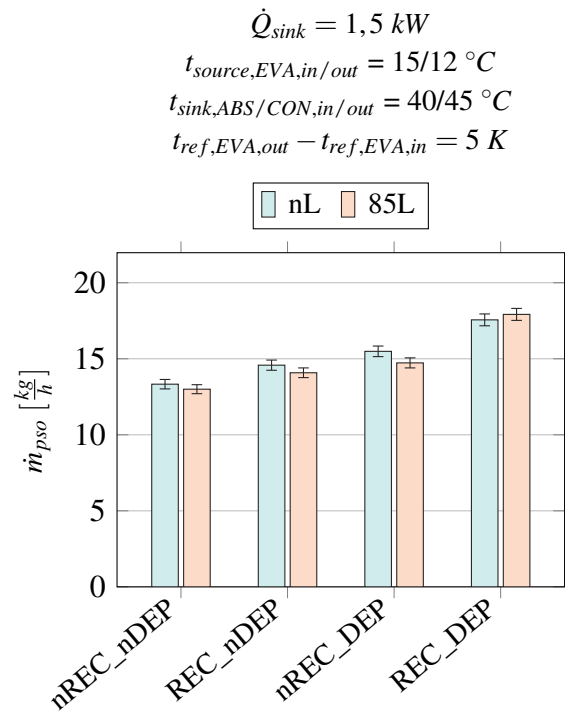


Abbildung 4-27: Vergleich des Massenstroms der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen der zweiten Submessreihe innerhalb der zweiten Messreihe

Die im Vergleich zur ersten Submessreihe höhere wasserseitige Wärmequelleneintrittstemperatur am Verdampfer ( $t_{source,EVA,in}$ ) der zweiten Submessreihe und die damit einhergehende Erhöhung des Niederdrucks ( $p_{EVA}$ ) führte zu einem Anstieg der Konzentration der armen Lösung ( $x_{pso}$ ), wodurch gleichzeitig, bei einer konstanten wasserseitigen Generatoreintrittstemperatur ( $t_{source,GEN,in}$ ), weniger Kältemittel aus der reichen Lösung ausgetrieben wurde. Folglich kam es durch die höhere Wärmequelleneintrittstemperatur am Verdampfer zu stets niedrigeren Massenströmen (siehe Abbildung 4-26) gegenüber der ersten Submessreihe mit einer niedrigeren Wärmequelleneintrittstemperatur (siehe Abbildung 4-17). Um Kältemittelmassenströme in gleicher Höhe zu erhalten, müsste daher mehr gefördert werden, was aber durch die Leistungsbegrenzung der Versuchsanlage nicht möglich war.

Durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ kam es, wie bei der ersten Submessreihe, zu einem Anstieg der Absorberaustrittstemperatur und damit zu einem Absinken der Kältemittelkonzentration, wodurch auch für die zweite Submessreihe ein Absinken des Kältemittelmassenstroms innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration erkennbar ist (siehe Abbildung 4-26). Bei der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP kam es zur größten Reduktion des Kältemittelmassenstroms (-18 %).

Die viel geringere Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink}$ ) der zweiten Submessreihe, musste ebenso zu allgemein geringeren Werten des Massenstroms der armen Lösung ( $\dot{m}_{pso}$ ) im Vergleich zu den Werten der ersten Submessreihe führen (siehe Abbildung 4-27). Durch die Verringerung des Kältemittelmassenstroms innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“, müsste ebenso der Massenstrom der armen Lösung reduziert werden, um die Bedingung einer konstanten Gesamtsenkenleistung ( $\dot{Q}_{sink} = konst.$ ) zu erfüllen.

#### 4 Messdurchführung und Auswertung

Wie Abbildung 4-27 zeigt, ist für die zweite Submessreihe innerhalb der Anlagenkonfiguration REC\_DEP allerdings ein geringer Anstieg des Massenstroms der armen Lösung erkennbar. Bei Berücksichtigung der Messunsicherheit könnte sich aber ebenso ein niedrigerer Wert gegenüber jenem ohne „quasi FlueHX“ (nL) ergeben.

Durch die zusätzliche Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom vor Eintritt in den Absorber musste, wie in Abbildung 4-28 ersichtlich, auch für diese Submessreihe innerhalb der betrachteten Anlagenkonfiguration, mehr Wärme an die Wärmesenke im Absorber ( $\dot{Q}_{ABS}$ ) abgeführt werden. Die größte Zunahme der Absorberleistung ist auch hier für die Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP erkennbar (+14,5 %).

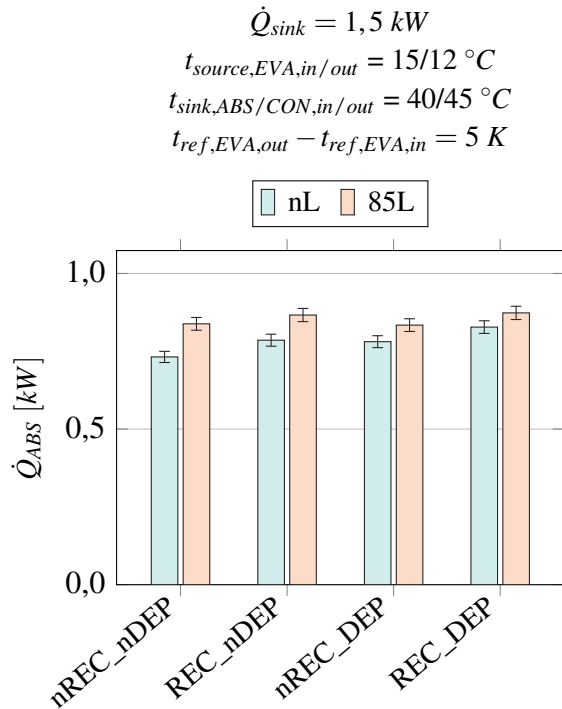


Abbildung 4-28: Vergleich der Senkenleistung des Absorbers ( $\dot{Q}_{ABS}$ ) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen der zweiten Submessreihe innerhalb der zweiten Messreihe

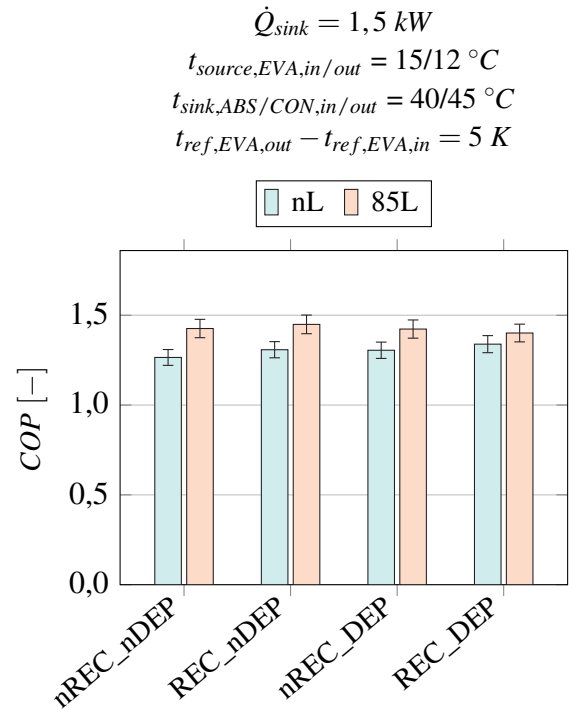


Abbildung 4-29: Vergleich der Leistungszahl der Versuchsanlage (COP) bei unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen der zweiten Submessreihe innerhalb der zweiten Messreihe

Die Wärmezufuhr durch den „quasi FlueHX“ führte nun auch in diesem Fall dazu, dass es zu einem Anstieg der Leistungszahl (COP) kam (siehe Abbildung 4-29). Die niedrige Kältemittelkonzentration innerhalb der Anlagenkonfiguration nREC\_nDEP führte schlussendlich dazu, dass es bei dieser Anlagenkonfiguration zur größten Zunahme des COPs kam (+12,7 %).

# 5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Masterarbeit wurde mit Hilfe einer Versuchsanlage ein modifizierter Absorptionswärmepumpenkreislauf untersucht. Dabei wurde im Kältemittelkreislauf, zwischen Verdampfer und Absorber, ein zusätzlicher Wärmeübertrager („quasi FlueHX“) verbaut. Dieser hatte die Aufgabe, den vom Verdampfer kommenden teilverdampften Kältemittelmassenstrom zu überhitzen. So wird, im Vergleich zum herkömmlichen Wärmepumpenkreislauf, durch eine zusätzliche Wärmezufuhr, der Kältemittelmassenstrom mit einer erhöhten Temperatur dem Absorber zugeführt.

Der zusätzliche Wärmeübertrager („quasi FlueHX“) diente dabei zur Simulation eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers (FlueHX), welcher zukünftig im Kreislauf einer gasbetriebenen Absorptionswärmepumpe (GAWP) zum Einsatz kommen könnte. Bei einer GAWP erfolgt die Wärmezufuhr für den Austreibungsvorgang im Generator durch eine Gasverbrennung. Ein Teil der im Abgas enthaltenen Wärmemenge wird üblicherweise mit Hilfe der Brennwerttechnik zur Vorwärmung des Heizungswasserrücklaufs verwendet. Um dabei eine möglichst hohe Ausbeute zu erzielen, sollte der Taupunkt des Rauchgases möglichst weit unterschritten werden, wodurch die latente Wärmemenge im Rauchgas nutzbar gemacht wird. Dies bedeutet, dass die Heizungswasserrücklauftemperatur so niedrig wie möglich sein sollte, was bei neuen Gebäuden und der Nutzung von Niedertemperaturheizflächen (z.B. Fußbodenheizung) kein Problem darstellt. Bei älteren Gebäuden treten hingegen, aufgrund des Einsatzes von Radiatoren, hohe Heizungswasserrücklauftemperaturen auf, sodass der Taupunkt oftmals nicht erreicht werden kann. Durch die Modifikation des Kreislaufes der gasbetriebenen Absorptionswärmepumpe mit einem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager kann nun, trotz einer hoher Heizungswasserrücklauftemperatur, ein Großteil der im Abgas enthaltenen Wärmemenge, durch die Übertragung auf das kühle Kältemittel, genutzt werden.

Die Wärmezufuhr am Generator der untersuchten Versuchsanlage erfolgte durch einen eigenständigen Quellenkreislauf. Dieser wurde mit einem Heizstab erhitzt, sodass eine Wärmeleistung von bis zu 4 kW erzielt werden konnte. Die Wärmezufuhr am zusätzlichen Wärmeübertrager wurde ebenso durch einen eigenen Quellenkreislauf bewerkstelligt. Die Wärmequelle für den Verdampfer sowie die Wärmesenken des Kondensators und Absorbers wurden mit Hilfe der Infrastruktur, in Kombination mit einem Hydrauliksystem, separat mit Wasser mit der geforderten Temperatur versorgt.

Durch den Einsatz von Ammoniak/Wasser als Arbeitsstoffpaar wurde durch den Austreibungsvorgang nicht nur Ammoniak sondern ebenso geringe Mengen an Lösungsmittel aus der reichen Lösung ausgetrieben. Es kam somit zu einer „Verunreinigung“ des Kältemittelmassenstroms mit Lösungsmittel. Aus diesem Grund wurden in den Absorptionswärmepumpenkreislauf Reinigungsvorrichtungen integriert (Rektifikationskolonne bzw. Dephlegmator). Dabei konnte die Abtriebssäule der Rektifikationskolonne sowie der Dephlegmator inkl. Auftriebssäule der Rektifikationskolonne einzeln hinzu- und weggeschaltet werden. Gleiches galt für den zusätzlichen Wärmeübertrager zwischen Verdampfer und Absorber. Somit konnten verschiedene Anlagenkonfigurationen (mit/ohne Abtriebssäule der Rektifikationskolonne bzw. mit/ohne Dephlegmator inkl. Auftriebssäule der Rektifikationskolonne) für den herkömmlichen (ohne „quasi FlueHX“) und den modifizierten Absorptionswärmepumpenkreislauf (mit „quasi FlueHX“) messtechnisch erfasst werden. Bei der Untersuchung des modifizierten Absorptionswärmepumpenkreislaufs wurde für den jeweiligen Betriebspunkt der Kältemittelmassenstrom vor dem Eintritt in den Absorber auf eine konstante Temperatur geregelt.

Für die Analyse der Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der Versuchsanlage durch die zusätzliche Wärmezufuhr auf den Kältemittelmassenstrom wurden zwei Messreihen aufgezeichnet, die wiederum mehrere Submessreihen beinhalteten. Bei der Regelungsstrategie der ersten Messreihe wurde der Massenstrom der reichen Lösung, der sich aus dem Kältemittelmassenstrom und dem Massenstrom der armen Lösung ergab, konstant gehalten, wohingegen bei der zweiten Messreihe die Gesamtsenkenleistung auf einen konstanten Wert geregelt wurde. Die jeweiligen Submessreihen unterschieden sich in den vorgegebenen Betriebsparametern (geforderte Gesamtsenkenleistung, Wärmequellenein-/austrittstemperatur am Verdampfer und Wärmesenkenein-/austrittstemperatur am Kondensator bzw. Absorber) und fassten die einzelnen Messpunkte bei den verschiedenen Anlagenkonfigurationen zusammen.

Das Konstanthalten des Massenstroms der reichen Lösung innerhalb der ersten Messreihe bezog sich dabei auf die beiden Messpunkte ohne und mit „quasi FlueHX“, aber gleichgehaltener Anlagenkonfiguration, da sich bei Betrieb ohne „quasi FlueHX“ für jede Anlagenkonfiguration grundsätzlich verschieden hohe Massenströme der reichen Lösung ergaben. Für die Messaufzeichnungen wurde deshalb der jeweilige Messpunkt ohne „quasi FlueHX“ angefahren und aufgezeichnet. Aus den Messdaten wurde anschließend der Mittelwert des Massenstroms der reichen Lösung ermittelt. Danach wurde der „quasi FlueHX“ zugeschaltet, was zu einer Veränderung des Massenstroms der reichen Lösung führte. Um nun den zuvor ermittelten Messwert auch für den Betrieb mit „quasi FlueHX“ zu erhalten, mussten der Kältemittelmassenstrom sowie der Massenstrom der armen Lösung durch die Kälte- bzw. Lösungsmitteldrossel korrigiert werden. Die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ führte daher innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration zu einer Veränderung der Gesamtsenkenleistung.

Durch die Versuchsdurchführungen konnte gezeigt werden, dass innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration eine zusätzliche Wärmezufuhr durch den „quasi FlueHX“ zu einem signifikanten Anstieg der Absorberleistung des Fallfilmabsorbers führte. Durch die erhöhte Kältemittelintrittstemperatur ergaben sich, aufgrund der endlichen Wärmeübertragungsfläche des Absorbers, erhöhte Temperaturen während des gesamten Absorptionsvorgangs. Dies führte ebenso zu einem Anstieg der Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber. Durch die erhöhte Temperatur kam es allerdings dazu, dass die Konzentration der reichen Lösung absank. Durch das Absinken der Konzentration der reichen Lösung konnte weniger Kältemittel absorbiert werden. In Kombination mit der Vorgabe eines konstanten Temperaturschleifs am Verdampfer musste der Kältemittelmassenstrom über die Kältemitteldrossel reduziert werden, um einen Druckanstieg im Niederdruckbereich und einer damit einhergehenden Reduktion des Temperaturschleifs am Verdampfer entgegenzuwirken. Durch das Konstanthalten des Massenstroms der reichen Lösung innerhalb der ersten Messreihe, musste der Massenstrom der armen Lösung um genau jenen Betrag erhöht werden, um den der Kältemittelmassenstrom reduziert wurde. Durch die Reduktion des Kältemittelmassenstroms bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“, wurde bei einer gleichbleibenden Kältemittelkonzentration weniger reines Kältemittel dem Absorptionsprozess zugeführt, wodurch weniger Lösungswärme frei wurde und dadurch die Absorberleistung sinken müsste. Dass nun trotzdem ein Anstieg der Absorberleistung zu verzeichnen war, liegt daher an der erhöhten Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber. Für den Absorptionsvorgang musste, sowohl bei Betrieb ohne als auch mit „quasi FlueHX“, das Kältemittel als auch das im Kältemittelmassenstrom enthaltene Lösungsmittel zunächst verflüssigt werden. Während bei Betrieb ohne „quasi FlueHX“ der Kältemittelmassenstrom vor Eintritt in den Absorber im teilverdampften Zustand vorlag, lag der Kältemittelmassenstrom bei Betrieb mit „quasi FlueHX“, durch die zusätzliche Wärmezufuhr, im überhitzten Zustand vor. Für die Abkühlung des überhitzten Kältemitteldampfes musste daher im Absorber mehr Wärme abgeführt werden.

Wie bereits beschrieben, kam es bei der ersten Messreihe, innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration, durch das Hinzuschalten des „quasi FlueHX“ zu einer Reduktion des Kältemittelmassen-

stroms. Der verringerte Kältemittelmassenstrom innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration führte in der Folge zu einer Reduktion der Verdampferleistung, der Kondensatorleistung, und falls hinzugeschaltet, ebenso der Dephlegmatorleistung. Die größte Veränderung des Kältemittelmassenstroms wurde beim Betrieb ohne Reinigungsvorrichtung festgestellt. Diese relativ stark ausfallende Reduktion des Kältemittelmassenstroms (-12,8 %) führte ebenso zu einer starken Reduktion der Verdampfer- sowie Kondensatorleistung. Durch den relativ starken Abfall der Kondensatorleistung kam es für die Anlagenkonfiguration ohne Reinigungsvorrichtung bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“, trotz der starken Zunahme der Absorberleistung (+21,8 %), nur zu einem geringen Anstieg der Gesamtsenkenleistung (+2,2 %). Aufgrund der Reduktion des Kältemittelmassenstroms musste im Generator weniger Kältemittel ausgetrieben werden, wodurch die dafür benötigte Generatorleistung absank. Da die höchste Veränderung des Kältemittelmassenstroms innerhalb der Anlagenkonfiguration ohne Reinigungsvorrichtung auftrat, kam es auch hier zur höchsten Reduktion der Generatorleistung. Diese starke Reduktion der Generatorleistung führte nun, trotz geringer Zunahme der Gesamtsenkenleistung, zu einem starken Anstieg der Leistungszahl (COP) von 1,56 auf 1,77 (+13,5 %), wenn die zugeführte Wärme über den „quasi FlueHX“ als „gratis“ betrachtet wird.

Wie bereits zuvor angeführt, wurde innerhalb der zweiten Messreihe die Gesamtsenkenleistung für jeden einzelnen Messpunkt auf einen konstanten Wert geregelt. Dies führte folglich dazu, dass sich für die einzelnen Messpunkte unterschiedlich hohe Massenströme der reichen Lösung ausbildeten. Für die zweite Messreihe ergaben sich durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ die gleichen Effekte innerhalb der jeweiligen Anlagenkonfiguration, die bereits bei der Beschreibung der ersten Messreihe angeführt wurden. So kam es durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ auch bei der zweiten Messreihe zu einem starken Anstieg der Absorberleistung, zu erhöhten Temperaturen während der Absorption und einer dadurch bedingten Verringerung der Konzentration der reichen Lösung, weshalb weniger Kältemittel absorbiert werden konnte.

Für die zweite Messreihe musste, wie bereits zuvor angeführt, die Gesamtsenkenleistung in jedem Betriebspunkt konstant gehalten werden. Da durch die Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ mehr Wärme am Absorber abgeführt werden musste, musste für die Einhaltung der Forderung die Kondensatorleistung, und, falls der Dephlegmator in den Kreislauf integriert war, auch die Dephlegmatorleistung in Summe um diesen Betrag reduziert werden. Dafür war es notwendig, den Kältemittelmassenstrom stärker als in der ersten Messreihe zu reduzieren. Gleichzeitig wurde der Massenstrom der armen Lösung reduziert, was zu einer Reduktion des Massenstroms der reichen Lösung führte. Durch die Reduktion des Kältemittelmassenstroms wurde gleichzeitig weniger Wärme am Verdampfer zugeführt. Die größte Veränderung des Kältemittelmassenstroms ergab sich abermals innerhalb der Anlagenkonfiguration ohne Reinigungsvorrichtung (-16,7 %). Gleichzeitig konnte für diese Anlagenkonfiguration der stärkste Anstieg der Absorberleistung verzeichnet werden (+16,7 %). Da die Gesamtsenkenleistung in jedem Messpunkt konstant gehalten wurde, konnte diese keine Auswirkungen auf die sich ergebende Leistungszahl (COP) nehmen. Dass es trotzdem zu einem Anstieg der Leistungszahl kam, ist alleine auf die verringerte Generatorleistung zurückzuführen, da bei Hinzuschaltung des „quasi FlueHX“ weniger Kältemittel ausgetrieben werden musste. Der stärkste Anstieg der Leistungszahl ergab sich dabei für die Anlagenkonfiguration ohne Reinigungsvorrichtung von 1,4 auf 1,68 (+20 %), wenn man auch hier von „gratis“ zur Verfügung stehender Wärme, die über den „quasi FlueHX“ zugeführt wurde, ausgeht.

Die Höhe der Absorberleistung wurde somit durch eine getrennte Wärmezufuhr am Verdampfer und am „quasi FlueHX“ beeinflusst. Durch eine Variation der Kältemittelkonzentration und des Kältemittelmassenstroms konnte dabei auf das Verhältnis der über diese Anlagenkomponenten zugeführten Wärmeströme Einfluss genommen werden. Die zusätzliche Zufuhr eines Wärmestroms auf den Kältemittelmassenstrom vor dem Absorber führte schlussendlich zu einer signifikanten Erhöhung der Leistungszahl der Versuchsanlage innerhalb beider Messreihen.



Wie sich zudem durch die Messaufzeichnungen zeigte, konnte durch Hinzuschaltung einer der beiden Reinigungsvorrichtungen bereits eine sehr hohe Kältemittelkonzentrationen erreicht werden. Durch die Integration beider Reinigungsvorrichtungen kam es nur mehr zu einer geringen weiteren Erhöhung der Kältemittelkonzentration. I.A. zeigte sich, dass durch die alleinige Hinzuschaltung des Dephlegmators inkl. Abtriebssäule der Rektifikationskolonne stets höhere Kältemittelkonzentrationen erzielt werden konnten, als bei einem Betrieb der Versuchsanlage, bei der nur die Abtriebssäule der Rektifikationskolonne hinzugeschaltet war.

Wie bereits zuvor erwähnt, wurde für die Absorption ein Fallfilmabsorber verbaut. Um eine genügende Stoffübertragung zu gewährleisten, darf dazu die Stoffübertragungsfläche nicht zu gering dimensioniert werden. Ein Fallfilmabsorber führt daher stets zu großen Baugrößen. Ein verbesserter Absorptionsvorgang bei gleichzeitig geringerer Baugröße könnte durch den Einsatz eines Blasenabsorbers erzielt werden. Es wäre aber ebenso der Einsatz eines Plattenwärmeübertragers als Absorber denkbar, was zu einer zusätzlichen Kosteneinsparung führen würde. In weiterführenden Arbeiten könnte der Einsatz eines anderen Absorbertyps thematisiert werden. Zudem könnte ein Simulationsmodell eines Fallfilmabsorbers erstellt und mit den experimentellen Ergebnissen dieser Arbeit überprüft werden.

# **Appendix**

# Literatur

- ABB (2010).** *Datenblatt: FXL5000 (Miniflow) - Magnetisch-induktiver Durchflussmesser.* URL: [https://library.e.abb.com/public/dd6fd951485b2cb7c1257b59004fd352/D184S069U01-04-12\\_2010.pdf](https://library.e.abb.com/public/dd6fd951485b2cb7c1257b59004fd352/D184S069U01-04-12_2010.pdf) (28. 11. 2018).
- ABB (2018).** *Betriebsanleitung: FEX300, FEX500 - Magnetisch-induktiver Durchflussmesser.* URL: [https://library.e.abb.com/public/2ef7ab479ce04db08a8f66e472109cc5/0I\\_FEX300\\_FEX500\\_DE\\_I.pdf](https://library.e.abb.com/public/2ef7ab479ce04db08a8f66e472109cc5/0I_FEX300_FEX500_DE_I.pdf) (28. 11. 2018).
- Alfa Laval (2016a).** *Datenblatt: Alfa Laval AlfaNova 14.* URL: [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/fusion-bonded-plate-heat-exchangers/alfanova14\\_productleaflet\\_che00045en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/fusion-bonded-plate-heat-exchangers/alfanova14_productleaflet_che00045en.pdf) (13. 11. 2018).
- Alfa Laval (2016b).** *Datenblatt: Alfa Laval AlfaNova 27.* URL: [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/fusion-bonded-plate-heat-exchangers/alfa-laval-alfanova-27\\_productleaflet\\_che00046en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/fusion-bonded-plate-heat-exchangers/alfa-laval-alfanova-27_productleaflet_che00046en.pdf) (13. 11. 2018).
- ASUE (2006).** *Brennwerttechnik - Aktueller Stand.* ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. URL: [https://www.asue.de/sites/default/files/asue/themen/energie\\_im\\_haus/2006/broschueren/09\\_11\\_06\\_asue\\_brennwerttechnik\\_2006.pdf](https://www.asue.de/sites/default/files/asue/themen/energie_im_haus/2006/broschueren/09_11_06_asue_brennwerttechnik_2006.pdf) (09. 11. 2018).
- Biermayr, P., Dißauer, C., Eberl, M., Enigl, M., Fechner, H., Fischer, L., Leonhartsberger, K., Maringer, F., Moidl, Stefan, Schmidl, C., Strasser, C., Weiss, W., Wonisch, P. und Wopienka, E. (2018).** *Innovative Energietechnologien in Österreich - Marktentwicklung 2017.* Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie. URL: [https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/iea\\_pdf/reports/marktstatistik-2017-endbericht.pdf](https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/iea_pdf/reports/marktstatistik-2017-endbericht.pdf) (09. 11. 2018).
- Bundesverband Wärmepumpe (2017).** *Presseaussendung: 17 Prozent Marktwachstum machen 2016 zum Wärmepumpen-Rekordjahr.* Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V. URL: [https://www.waermepumpe.de/uploads/media/PI\\_BWP\\_WP-Marktwachstum\\_17-01.pdf](https://www.waermepumpe.de/uploads/media/PI_BWP_WP-Marktwachstum_17-01.pdf) (09. 11. 2018).
- Christen, D. S. (2010).** *Praxiswissen der chemischen Verfahrenstechnik.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Conde (2014).** *Thermophysical Properties of NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment.* M. Conde Engineering, Zurich.
- CoolPack (2012).** IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark. Version 1,50.
- Danfoss (2016).** *Datenblatt: Elektrisches Expansionsventil Typ AKVA 10, 15 und 20.* URL: [http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.VA1.B5.03\\_AKVA.pdf](http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.VA1.B5.03_AKVA.pdf) (09. 11. 2018).
- DIN EN 442-1 (2015).** *Radiators and convectors - Part 1: Technical specifications and requirements.* DIN Deutsches Institut für Normung e. V.
- EES (2018).** *Engineering Equation Solver.* F-Chart Software. V10.439 Academic Professional (32-bit).
- Endress+Hauser (1999).** *Technische Information: Proline Promass 63 - Coriolis-Massendurchfluss-Messsystem.* URL: <https://portal.endress.com/wa001/dla/5000000/3552/000/00/TI030DDE.pdf> (25. 11. 2018).
- Endress+Hauser (2009).** *Technische Information: Proline Promag 50P, 53P - Magnetisch-induktives Durchfluss-Messsystem.* URL: [https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0454/000/04/TI047DDE\\_1109.pdf](https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0454/000/04/TI047DDE_1109.pdf) (25. 11. 2018).

- Endress+Hauser (2015).** *Technische Information: Proline Promass 80A, 83A - Coriolis-Durchfluss-Messgerät.* URL: [https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0464/000/08/TI00054DDE\\_1415.pdf](https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0464/000/08/TI00054DDE_1415.pdf) (28. 11. 2018).
- Eurammon (2011).** *Das natürliche Kältemittel Ammoniak.* URL: <http://www.eurammon.com/download/eurammon02dt.pdf> (14. 12. 2018).
- Eurostat (2017).** *Energieverbrauch.* URL: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Archive:Consumption\\_of\\_energy/de](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Archive:Consumption_of_energy/de) (09. 11. 2018).
- Eurostat (2018).** *Energy consumption in households.* URL: [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy\\_consumption\\_in\\_households#%23Energy\\_consumption\\_in\\_households\\_by\\_type\\_of\\_end-use](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy_consumption_in_households#%23Energy_consumption_in_households_by_type_of_end-use) (25. 07. 2018).
- Herold, K. E., Radermacher, R. und Klein, S. A. (1996).** *Absorption Chillers and Heat Pumps.* CRC Press, Inc.
- IAPWS (1995).** *The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use.* IAPWS (International Association for the Properties of Water und Steam).
- Ibrahim, O. M. und Klein, S. A. (1993).** »Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures«. *ASHRAE Transactions.* Bd. 99, S. 1495–1502.
- IFM (2015).** *Datenblatt: SM6004.* URL: <https://www.ifm.com/restservices/at/de/assets/c3VwcGxpZXJzL2lmbS9kb2N1bWVudHMvcHJvZHVjdC9TTTYwMDQtMDIvZGF0ZW5ibGFldHRlci9TTTYwMDQtMDJfREUtREUucGRm> (24. 12. 2018).
- Kahn, R. (1995).** »Ein Ammoniak-Wasser Absorptionskreislauf für hohen Temperaturhub«. Diss. Technische Universität München.
- Kalkgruber, J. (2009).** »Aufbau und Inbetriebnahme einer Absorptionswärmepumpe zur Untersuchung von Ammoniak-Wasser-Natriumhydroxid Gemischen«. Masterarb. Technische Universität Graz.
- LabVIEW (2017).** National Instruments. Version: 17.0f2 (32-bit).
- LAUDA (2018).** *Datenblatt: ECO RE 1225 G.* LAUDA Dr. R. Wobser GmbH & Co. KG. URL: <https://www.lauda.de/pimimport/assets/context/pdmarticle/84/8455/8455/attachments/Export.8455.2018-10-23-16-32-57.2908a4f6.pdf> (23. 11. 2018).
- MTS Sensors (2018).** *Datenblatt: Temposonics G-Serie.* URL: [http://www.mtssensors.de/fileadmin/medien/download/Data\\_Sheet\\_G/Data\\_Sheet\\_G-Series\\_GP\\_GH\\_Analog\\_Start\\_Stop\\_551383\\_DE.pdf](http://www.mtssensors.de/fileadmin/medien/download/Data_Sheet_G/Data_Sheet_G-Series_GP_GH_Analog_Start_Stop_551383_DE.pdf) (23. 11. 2018).
- Nesselmann, K. (1934).** »Der Einfluß thermischer Eigenschaften binärer Systeme auf das Verhalten von Absorptionsmaschinen«. *Z. ges. Kälte-Industrie 41*, S. 73.
- Niebergall, Wilhelm (1981).** *Sorptions-Kältemaschinen.* Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- PMR (2018).** *Datenblatt: PIT-C (Pressure Industrial Transmitter).* PMR HandelsgmbH. URL: [https://www.pmr.at/\\_lccms\\_/downloadarchive/00004/PIT\\_C-160418D011.pdf](https://www.pmr.at/_lccms_/downloadarchive/00004/PIT_C-160418D011.pdf) (25. 11. 2018).
- Recknagel, H., Sprenger, E. und R., Schramek E. (2010).** *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 11/12.* Oldenbourg Industrieverlag, München.
- Rieberer, R. (2014).** *Vorlesungsskriptum: Wärmepumpentechnik.* Institut für Wärmetechnik (IWT), Technische Universität Graz (TU Graz).
- Rieberer, R., Kotenko, O., Moser, H., Heinz, A., Kalkgruber, J. und Ganster, S. (2010).** *Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse (InnovAP).* URL: [https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/edz\\_pdf/1108\\_innovap.pdf](https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/edz_pdf/1108_innovap.pdf) (09. 11. 2018).
- Statistik Austria (2017).** *Wohnen 2016: Zahle, Daten und Idikatoren der Wohnstatistik.* URL: [http://www.statistik.at/wcm/idc/idcplg?IdcService=GET\\_PDF\\_FILE&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&dDocName=112751](http://www.statistik.at/wcm/idc/idcplg?IdcService=GET_PDF_FILE&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&dDocName=112751) (09. 11. 2018).
- Statistisches Bundesamt (2013).** *Wirtschaftsrechnungen: Einkommens- und Verbrauchsstichprobe Wohnverhältnisse privater Haushalte.* URL: <https://www.destatis.de/DE/Publika>

- tionen / Thematisch / EinkommenKonsumLebensbedingungen / Wohnen / EVS\_HausGrundbesitzWohnverhaeltnisHaushalte2152591139004.pdf?\_\_blob=publicationFile (09.11.2018).
- Statistisches Bundesamt (2018).** *Bauen und Wohnen: Baugenehmigungen / Baufertigstellungen von Wohn- und Nichtwohngebäuden (Neubau) nach Art der Beheizung und Art der verwendeten Heizenergie, Lange Reihen ab 1980.* URL: [https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/Bauen/BautaetigkeitWohnungsbau/BaugenehmigungenHeizenergiePDF\\_5311001.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/Bauen/BautaetigkeitWohnungsbau/BaugenehmigungenHeizenergiePDF_5311001.pdf?__blob=publicationFile) (09.11.2018).
- Steiu, S., Salavera, D., Bruno, J. C. und Coronas, A. (2009).** »A basis for the development of new ammonia–water–sodium hydroxide absorption chillers«. *International Journal of Refrigeration* 32, S. 577–587.
- VDI-Wärmeatlas (2013).** *VDI-Wärmeatlas.* Hrsg. von Verein deutscher Ingenieure (VDI). Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Wagner, P. und Rieberer, R. (2017).** »Untersuchung einer neuartigen Abgaswärmeübertragereinbindung für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen«. *Proc. DKV-Tagung 2017.* Bremen.
- Wagner, P. und Rieberer, R. (2018a).** »Effizienzsteigerung von gasbetriebenen Absorptionswärmepumpen durch kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager«. *Proc. 15. Symposium Energieinnovation.* Graz.
- Wagner, P. und Rieberer, R. (2018b).** »Untersuchung der Auswirkungen einer hohen Kältemitteltemperatur auf das Absorptionsverhalten«. *Proc. Deutsch. Kälte-Klima-Tagung 2018.* Aachen.
- Wechsler, R., Rieberer, R., Emhofer, J., Zottl, A. und Köfinger, C. (2016).** »Experimentelle Untersuchung einer Gasabsorptionswärmepumpe unter Labor- und Feldtestbedingungen sowie Vergleich mit Simulationsergebnissen«. *Proc. Deutsch. Kälte-Klima-Tagung 2016.* Kassel.
- Wilo (2017).** *Datenblatt: Stratos 25/1-8.* URL: [https://wilo.com/de/de/Produkte-Kompetenzen/Baureihensuche/Stratos-25-1-8\\_1657.html](https://wilo.com/de/de/Produkte-Kompetenzen/Baureihensuche/Stratos-25-1-8_1657.html) (11.11.2018).
- Wolff, D., Teuber, P., Budde, J. und Jagnow, K. (2004).** *Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gasbrennwertkesseln.* URL: <https://www.dbu.de/OPAC/ab/DBU-Abschlussbericht-AZ-14133.pdf> (09.11.2018).
- Zetsche, M. (2012).** »Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher«. Diss. Intitut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart. URL: <https://d-nb.info/103217126X/34>.

# Nomenklatur

## Formelzeichen

$COP$	Leistungszahl (Coefficient of Performance)	—
$c_p$	spezifische Wärmekapazität	$J/(kg \cdot K)$
$\dot{H}^E$	Mischungswärme bzw. Mischungsenthalpie	$W$
$h^E$	spezifische Mischungswärme bzw. Mischungsenthalpie	$J/kg$
$h$	spezifische Enthalpie	$J/kg$
$\dot{L}$	Lösungswärme	$W$
$l$	spezifische Lösungswärme	$J/kg$
$M$	molare Masse	$kg/mol$
$\dot{m}$	Massenstrom	$kg/s$
$m$	Masse	$kg$
$p$	Druck	$bar$
$p_{CON}$	Hochdruck	$bar$
$p_{EVA}$	Niederdruck	$bar$
$\dot{Q}$	Wärmestrom bzw. -leistung	$W$
$q$	Dampfziffer (quality)	—
$r$	Verdampfungswärme bzw. -enthalpie	$J/kg$
$T$	Temperatur	$K$
$t$	Temperatur	$^{\circ}C$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$m^3/s$
$x$	Ammoniakkonzentration	$kg_{NH_3}/kg_{ges.}$

## Griechische Symbole

$\Delta$	Differenz	—
$\xi$	Ammoniakkonzentration	$kg_{NH_3}/kg_{ges.}$
$\lambda$	Luftverhältnis	$kg_L/kg_{Br}$

**Abkürzungen und Indizes**

<i>ABS</i>	Absorber
<i>abs</i>	absolut
<i>CON</i>	Kondensator
<i>c</i>	kritischer Punkt
<i>DEP</i>	Dephlegmator
<i>EVA</i>	Verdampfer (evaporator)
<i>exhaust</i>	Abgas
<i>FU</i>	Frequenzumrichter
<i>GAWP</i>	gasbetriebene Absorptionswärmepumpe
<i>GEN</i>	Generator bzw. Austreiber
<i>ges</i>	gesamt
<i>glide</i>	-gleit
<i>infra</i>	Infrastruktur
<i>in</i>	Eintritt
<i>ist</i>	Istwert
<i>j</i>	Berechnungsabschnitt
<i>KM</i>	Kältemittel
<i>LAUDA</i>	Wärmethermostat
<i>liq</i>	Flüssigkeit (liquid)
<i>LM</i>	Lösungsmittel
<i>L</i>	LAUDA-Becken zur Beheizung des Quellenkreislaufs des ‘quasi FlueHX’
<i>MEW</i>	Messendwert
<i>MID</i>	Magnetisch Induktives Durchflussmessgerät (Volumenstrom-Messgerät)
<i>MR</i>	Messreihe
<i>MW</i>	Messwert
<i>n</i>	ohne (no)
<i>out</i>	Austritt

## Literatur

<i>PMW</i>	Pulsweitenmodulation
<i>pso</i>	arme Lösung (poor solution)
<i>PUMP</i>	Lösungsmittelpumpe
<i>quasi FlueHX,</i> <i>qFlueHX</i>	Ersatzwärmeübertrager für kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager
<i>RAC</i>	Kältemittelsammelbehälter (refrigarent accumulator)
<i>range</i>	Bereich
<i>REC</i>	Rektifikationskolonne
<i>ref</i>	Kältemittel (refrigarent)
<i>RK</i>	Rückkühlanlage
<i>RSAC</i>	Sammelbehälter der reichen Lösung (rich solution accumulator)
<i>rso</i>	reiche Lösung (rich solution)
<i>RTH</i>	Kältemitteldrossel (refrigarent throttle)
<i>SAC</i>	Sammelbehälter der armen Lösung (solution accumulator)
<i>sat</i>	Sättigungszustand
<i>SHX</i>	Lösungsmittelwärmeübertrager (solution heat exchanger)
<i>sh</i>	überhitzt (superheated)
<i>sink</i>	Wärmesenke
<i>soll</i>	Sollwert
<i>sol</i>	Lösungsmittel (solvent)
<i>source</i>	Wärmequelle
<i>STH</i>	Lösungsmitteldrossel (solution throttle)
<i>s</i>	Siedepunkt
<i>TC</i>	Thermoelement (thermocouple)
<i>t</i>	Trippelpunkt
<i>vap</i>	Dampf (vapor)
<i>v</i>	volumetrisch
<i>w</i>	Wasser