

Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe

Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität
Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Nico Mirl
aus Heidelberg

Hauptberichter: Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler

Mitberichterin: Prof. Dr.-Ing. Andrea Luke

Tag der mündlichen Prüfung: 10. September 2021

Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung
der Universität Stuttgart

2021

Vorwort und Danksagungen

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) der Universität Stuttgart im Rahmen zweier aufeinander aufbauenden AiF-Forschungsprojekte: dem Projekt „Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen“ (IGF-Vorhaben Nr. 19696 N) sowie dem Anschlussprojekt (IGF Vorhaben Nr.: 21315 N). An dieser Stelle möchte ich mich daher für die finanzielle Unterstützung beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) durch die beiden Projekte bedanken.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Professor Klaus Spindler für die wertvollen fachlichen Diskussionen sowie für die hervorragende Betreuung der Arbeit. Weiterer Dank gebührt Frau Professorin Andrea Luke vom Institut für Thermische Energietechnik der Universität Kassel für die Übernahme und Anfertigung des Mitberichts.

Bei meinen Kolleginnen und Kollegen am Institut möchte ich mich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und sehr gute Zusammenarbeit bedanken. Meinem ehemaligen Kollegen und Arbeitsgruppenleiter Fabian Schmid danke ich besonders herzlich für das Korrekturlesen der Ausarbeitung und dafür, dass er mein Interesse und meine Begeisterung an der Absorptionskältetechnik geweckt hat. Auch meinem Bürokollegen Johannes Brunder möchte ich für die fachlichen Diskussionen, die hilfreichen Anregungen sowie für das Korrekturlesen der Arbeit danken.

Für die sprachliche Korrektur der englischsprachigen Texte danke ich Frau Maria Wegner. Den beiden Werkstatt-Meistern des Instituts Norbert Flosdorff und Marco Biondi danke ich für die tatkräftige Unterstützung und für das Einbringen Ihres Wissens und Erfahrungen bei den Versuchsaufbauten.

Außerdem bedanke ich mich bei den Studierenden, die mich im Projekt oder im wissenschaftlichen Fortschritt der Arbeit unterstützt haben. Hervorzuheben sind dabei Maik Doil, Alexander Stein, Marlon Weinert und Luisa Haak. Letzt genannter danke ich zudem für das Korrekturlesen der Arbeit.

Sehr dankbar bin ich meiner Mutter Ilona Krickl für die Unterstützung in meinem bisherigen Lebensweg, insbesondere der Entscheidung den zweiten Bildungsweg einzuschlagen. In diesem Zusammenhang möchte ich auch meinem Stiefvater und Lehrmeister Martin Bell danken, meine Begeisterung für die Gebäudeenergetik und Heizungstechnik geweckt zu haben.

Meinen Schwiegereltern Anke und Klaus Mirl möchte ich besonders für den Rückhalt während meines gesamten Studiums danken. Bei Anke möchte ich mich zusätzlich für die zahlreichen Stunden bedanken, die sie für die Rechtschreibungs- und Grammatikkorrekturen meiner Arbeiten aufgewandt hat.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau Anna, die mich stets mit viel Verständnis, großem Rückhalt, konstruktiver Kritik, fachlichen Diskussionen und durch wertvolle Anmerkungen beim Korrekturlesen unterstützt (hat).

Erklärung über die Eigenständigkeit der Dissertation

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit

„Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe“

selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen benutzt habe. Aus fremden Quellen entnommene Passagen und Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Des Weiteren versichere ich, dass das elektronische Exemplar mit den anderen Exemplaren übereinstimmt.

Esslingen, September 2021

Nico Mirl

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird eine Komponenteoptimierung der Desorber-Einheit sowie des Absorbers einer Absorptionswärmepumpe durchgeführt. Die Anforderungen an die Wärmepumpe umfassen sowohl eine hohe Effizienz als auch möglichst geringe Systemkosten, wobei letzteres durch ausschließliche Verwendung von Standardkomponenten, wie beispielsweise Plattenwärmeübertrager und einfach fertigbare Behälter, erzielt wird.

Es wird ein allgemeingültiges Analyseverfahren für Absorptionswärmepumpen und -kältemaschinen erarbeitet und angewandt. Mit diesem Verfahren ist sowohl eine Quantifizierung der Potenziale des Absorptions- und Desorptionsprozesses als auch eine Zuordnung dieser Potenziale zu Problemstellungen der Wärmeübertragung bzw. Stoffübertragung möglich.

Für das Analyseverfahren ist eine exakte Wiedergabe der Zustandsgrößen von zentraler Bedeutung. Es wird aufgezeigt, dass die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) die experimentellen Daten im relevanten Temperaturbereich von $-30\text{ °C} \leq \vartheta \leq 200\text{ °C}$ und Druckbereich von $p \leq 30\text{ bar}$ am besten wiedergibt. Diese Zustandsgleichung wird daher für die Prozessanalyse verwendet.

Zur Optimierung der Absorptionswärmepumpe werden zwei Desorber-Konzepte experimentell untersucht: ein Desorber nach dem Naturumlaufprinzip und ein zwangsdurchströmter Desorber. Die Messungen zeigen, dass mit dem zwangsdurchströmten Desorber die erreichte Entgasungsbreite von $0,044 \leq \Delta\xi_E \leq 0,078$ auf $0,066 \leq \Delta\xi_E \leq 0,102$ erhöht wird. Auch der Desorberwirkungsgrad von $0,851 \leq \eta_{\xi,Des} \leq 0,923$ belegt die sehr gute Funktionalität dieses Desorber-Konzeptes.

In einem separaten Versuchsstand wird die Verteilung der Flüssigkeit auf die Plattenspalte des Absorbers untersucht. Diese Versuche werden in dem Ersatzsystem Luft/Wasser mit einer optischen Methode durchgeführt und ausgewertet. Es wird aufgezeigt, dass die bisher verwendete Vollkegeldüse mit einem Sprühwinkel von $\beta = 90^\circ$ in Verbindung mit einem Düsenabstand zum obersten Plattenspalt im Absorber von $t \approx 0\text{ mm}$ die Flüssigkeit nicht gleichmäßig innerhalb des ersten Durchgangs verteilt. Durch die Verwendung einer Vollkegeldüse mit einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ und einem Düsenabstand von $t \approx 6\text{ mm}$ erfolgt die Verteilung der Flüssigkeit auf die Plattenspalte weitestgehend gleichmäßig. Bei Verwendung dieser Düse wird im Betrieb der Absorptionswärmepumpe, mit Ausnahme eines Betriebspunktes, die höchste Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} erreicht.

Insgesamt zeigen die Untersuchungen, dass der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und erprobte zwangsdurchströmte Desorber eine nahezu ideale Desorption ermöglicht. Darüber hinaus wird durch einen Kondensat-Abscheider sichergestellt, dass der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels maximal ist. Sowohl die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ als auch das Wärmeverhältnis ζ als Maß für die Effizienz der Absorptionswärmepumpe werden durch diese Maßnahmen erheblich gesteigert.

Abstract

In this work, a systematic component optimization of the desorber unit as well as the absorber of an absorption heat pump is carried out. The requirements regarding the heat pump include both high efficiency and the lowest possible system costs. The latter is achieved by the exclusive use of standard components such as plate heat exchangers and easily manufacturable vessels.

To quantify the absorption and desorption potentials, an analysis procedure which is universally valid for absorption heat pumps and chillers is developed and applied. With this method it is possible to quantify the potentials of the absorption and desorption process as well as to assign these potentials to problems of heat transfer or mass transfer.

An exact reproduction of the state variables is of central importance for the process analysis. It is shown that the equation of state from (Tillner-Roth und Friend, 1998a) best reflects the experimental data in the relevant temperature range of $-30\text{ °C} \leq \vartheta \leq 200\text{ °C}$ and pressure range of $p \leq 30\text{ bar}$. This equation of state is therefore used for the process analysis.

Two desorber concepts are experimentally investigated to optimize the absorption heat pump: a desorber based on the natural circulation principle and a forced flow desorber. The results of the measurements show that with the forced flow desorber concept, the achieved degassing range is increased from $0.044 \leq \Delta\xi_E \leq 0.078$ to $0.066 \leq \Delta\xi_E \leq 0.102$. The desorber efficiency of $0.851 \leq \eta_{\xi,Des} \leq 0.923$ also proves the very good functionality of this desorber concept.

In a separate test rig, the distribution of the liquid flow across the channels inside the absorber is investigated. These tests are carried out and evaluated in the substitute air/water system using an optical method. It is shown that the previously used nozzle with a spray angle of $\beta = 90^\circ$ and its position in the absorber does not distribute the liquid uniformly to the channels of the plate heat exchanger within the first pass. By using a full-cone nozzle with a spray angle of $\beta = 120^\circ$ and a nozzle spacing of $t \approx 6\text{ mm}$, the distribution of the liquid onto the channels is uniform as far as possible. When using this nozzle and its position, the highest heat transfer capability of the absorber kA_{Abs} is achieved during the operation of the absorption heat pump, with the exception of one operating point.

Overall, the investigations show that the desorber concept developed and tested as part of this work enables an almost ideal desorption. In addition, a condensate separator ensures that the ammonia mass fraction of the refrigerant is maximized. Both the degassing range $\Delta\xi_E$ and the heat ratio ζ as a measure of the efficiency of the absorption heat pump are considerably increased by these measures.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort und Danksagungen.....	I
Erklärung über die Eigenständigkeit der Dissertation.....	III
Kurzfassung.....	IV
Abstract.....	V
Nomenklatur	VIII
1. Einleitung.....	1
1.1. Rücklauftemperaturabsenkung von Fernwärmenetzen.....	1
1.2. Zielsetzung.....	4
2. Grundlagen.....	6
2.1. Funktionsweise der Absorptionswärmepumpe.....	6
2.2. Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden.....	9
2.2.1. Grundlagen der Wärmeübertragung.....	9
2.2.2. Optimale Wärmeübertragung.....	10
2.2.3. Plattenwärmeübertrager.....	14
2.3. Thermodynamische Grundlagen des Ammoniak/Wasser-Gemischs.....	17
2.3.1. Systemeigenschaften beim Phasenübergang.....	17
2.3.2. Zustandsgleichungen des Ammoniak/Wasser-Gemischs.....	19
2.4. Abhängigkeiten innerhalb der Absorptionswärmepumpe.....	23
2.5. Bewertungsgrößen.....	28
3. Stand der Technik zu Ammoniak/Wasser-Absorptionssystemen.....	32
3.1. Komponenten.....	32
3.1.1. Absorber.....	32
3.1.2. Desorber.....	35
3.1.3. Dephlegmator.....	36
3.1.4. Expansionsventile.....	37
3.2. Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe.....	38
4. Methodik.....	40
4.1. Analysemethode.....	40
4.1.1. Berechnung des Temperaturverlaufs.....	41
4.1.2. Grenzfälle der Absorption und Desorption.....	43
4.1.3. Potenziale im Absorber und Desorber.....	47
4.2. Vergleich thermodynamischer Zustandsgleichungen für Ammoniak/Wasser-Gemische.....	51
4.2.1. Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht.....	52
4.2.2. Dichte der Flüssigkeit.....	56
4.2.3. Exzessenthalpie der Flüssigphase.....	58

4.2.4. Spezifische isobare Wärmekapazität der Flüssigkeit.....	60
4.2.5. Einfluss der Zustandsgleichungen auf die Bewertung.....	61
4.2.6. Fazit.....	63
4.3. Experimentelle Methodik.....	64
4.3.1. Betriebspunkte und Versuchsauswertung	64
4.3.2. Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe (A1)	67
5. Analyse des Ausgangszustandes	70
5.1. Beurteilung des Gesamtprozesses.....	70
5.2. Analyse des Absorptions- und Desorptionspotenzials	76
5.2.1. Auswertung der Desorber-Einheit.....	77
5.2.2. Auswertung des Absorbers	81
6. Optimierung der Desorber-Einheit	84
6.1. Optimierung des Desorbers nach dem Naturumlaufprinzip (A2)	84
6.1.1. Anpassung der Komponenten und Messtechnik.....	84
6.1.2. Beurteilung des Desorbers	87
6.1.3. Beurteilung des Lösungsmittelwärmeübertragers	91
6.2. Zwangsdurchströmter Desorber (A3)	93
6.2.1. Beurteilung des zwangsdurchströmten Desorbers	94
6.2.2. Beurteilung des Prozesses und der Kältemittelreinheit	97
6.3. Erhöhung der Kältemittelreinheit (A4).....	99
6.3.1. Funktionsnachweis und erreichte Kältemittelreinheit	101
6.3.2. Beurteilung der internen Wärmerückgewinnung	103
6.3.3. Beurteilung der Desorption	107
7. Optimierung des Absorbers	111
7.1. Optische Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung	111
7.1.1. Versuchsbeschreibung.....	111
7.1.2. Versuchsdurchführung und Auswertung.....	114
7.2. Einfluss der Düse auf den Absorptionsprozess (A5 und A6)	118
7.3. Beurteilung des Gesamtprozesses.....	120
8. Zusammenfassung und Ausblick.....	124
9. Literaturverzeichnis	128
10. Anhang	i
A-I. Zustandsgleichung nach Ziegler und Trepp bzw. Ibrahim und Klein	i
A-II. Zustandsgleichung nach Tillner-Roth und Friend	iv
A-III. Berechnung der Wärmewiderstände eines Plattenwärmeübertragers	viii
A-IV. Komponenten im Aufbau A6.....	x
A-V. Übersicht der Messdaten.....	xi

Nomenklatur

Lateinische Symbole

Symbol	Erläuterung	Dimension
A	Wärmeübertragende Fläche	m^2
COP	Leistungszahl im Heizbetrieb (Coefficient of Performance)	–
c_i	Koeffizienten bzw. Exponenten einer Gleichung	–
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
\tilde{c}_p	Molare Wärmekapazität	$\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
d	Durchmesser	m
d_h	Hydraulischer Durchmesser	m
f	Dimensionsloser Lösungsumlauf	–
\tilde{f}	Molare freie Energie	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$
\tilde{g}	Molare freie Enthalpie	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$
\dot{H}	Enthalpiestrom	W
h	Spezifische Enthalpie	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
\tilde{h}	Molare Enthalpie	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
kA	Wärmeübertragungsfähigkeit (Produkt aus k und A)	$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$
l	Länge	m
M	Molmasse	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
\dot{M}	Massenstrom	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
m	Masse	kg
N	Anzahl	–
Nu	Nußelt-Zahl $Nu = (\alpha \cdot d_h) / \lambda$	–
n	Stoffmenge	Mol
Pr	Prandtl-Zahl $Pr = \lambda / (c_p \cdot \rho \cdot \nu)$	–
P	Leistung	W
p	Druck	bar
\dot{Q}	Wärmestrom	W

Symbol	Erläuterung	Dimension
\dot{q}	Wärmestromdichte	$W \cdot m^{-2}$
\dot{q}^*	Volumetrischer Wärmestrom	$W \cdot m^{-3}$
Re	Reynolds-Zahl $Re = (w \cdot d_n) / \nu$	–
R	Universelle Gaskonstante	$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$
R_i	Individuelle Gaskonstante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
s^*	Dicke einer ebenen Wand	m
s	Spezifische Entropie	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
\dot{S}	Entropiestrom	$W \cdot K^{-1}$
T	Absolute Temperatur/thermodynamische Temperatur	K
t	Düsenabstand	m
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	$m^3 \cdot s^{-1}$
ν	Spezifisches Volumen	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$\tilde{\nu}$	Molares Volumen	$m^3 \cdot mol^{-1}$
w	Strömungsgeschwindigkeit	$m \cdot s^{-1}$
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom	$W \cdot K^{-1}$
X	Dampfgehalt	$kg \cdot kg^{-1}$
x	Molanteil von Ammoniak in der Flüssigkeit	$mol \cdot mol^{-1}$
y	Molanteil von Ammoniak in der Dampfphase	$mol \cdot mol^{-1}$

Griechische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
β	Sprühwinkel der Düse	°deg
γ	Reduzierte freie Enthalpie ($\gamma = \tilde{g} / RT_n$)	–
Δ	Differenzenzeichen	–
δ^*	Kehrwert des reduzierten Volumens ($\delta^* = \tilde{\nu}_n / \tilde{\nu}$)	–
ζ	Wärmeverhältnis	–
$\eta_{\xi, Abs}$	Absorptionswirkungsgrad	–
$\eta_{\xi, Des}$	Desorptionswirkungsgrad	–

Symbol	Erläuterung	Dimension
ϑ	Temperatur	°C
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ν	Kinematische Viskosität	$m^2 \cdot s^{-1}$
Θ_m	Mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung	K
ξ	Ammoniakmassenanteil	$kg_{NH_3} \cdot kg_{ges}^{-1}$
π	Reduzierter Druck ($\pi = p/p_n$)	–
ρ	Dichte	$kg \cdot m^{-3}$
σ	Messunsicherheit einer Größe	–
τ	Belichtungszeit	ms
τ	Reduzierte Temperatur ($\tau = T/T_n$)	–
τ^*	Kehrwert der reduzierten Temperatur ($\tau^* = T_n/T$)	–
Φ	Reduzierte freie Energie ($\Phi = \tilde{f}/RT$)	–
φ	Prägewinkel	°deg

Indizes (tiefgestellt)

Symbol	Erläuterung
1	Wärmeabgebender Strom
2	Wärmeaufnehmender Strom
äqui	Äquivalent
a	Außen
Abs	Absorber
AKM	Absorptionskältemaschine
aL	Arme Lösung
aus	Austritt
AWP	Absorptionswärmepumpe
Cor	Coriolis-Massendurchflussmesser
Deph	Dephlegmator
Des	Desorber
ein	Eintritt
ext	Externes Fluid

Symbol	Erläuterung
E	Entgasungsbreite
EB	Energiebilanz
FW	Fernwärme
H ₂ O	Wasser
HW	Heizungswasser
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
h	Hochdruckseitig
<i>i</i>	Zählindex ($i = 1, \dots, z$)
IK	Ibrahim und Klein
K	Kondensator
KM	Kältemittel
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM	Lösungsmittel
LMP	Lösungsmittelpumpe
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
lokal	Lokale bzw. örtliche Größe
m	Mittelwert
max	Maximaler Wert
min	Minimaler Wert
mix	Mischung aus armer Lösung und Kältemitteldampf
NH ₃	Ammoniak
n	Bezugswert
Pinch	Minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung („Pinch-Point“)
RL	Rücklauf
rL	Reiche Lösung
t	Tiefdruckseitig
TR	Tillner-Roth und Friend
V	Verdampfer
VL	Vorlauf

Symbol	Erläuterung
W	Wand
ZT	Ziegler und Trepp

Indizes (hochgestellt)

Symbol	Erläuterung
e	Exzessanteil
id	Ideal
idS	Bei idealer Stoffübertragung
idWS	Bei idealer Wärme- und Stoffübertragung
L	Flüssigkeit (Liquid)
o	Idealer Gasanteil
p	Druck
r	Realanteil der Zustandsgleichung
sat	Sättigungszustand
V	Dampf (Vapour)
X	Dampfgehalt
ϑ	Temperatur
ρ	Dichte

Abkürzungen

Abkürzung **Erläuterung**

AWP	Absorptionswärmepumpe
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H ₂ O	Wasser
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
KM	Kältemittel
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
IGTE	Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung
LiNO ₃	Lithiumnitrat
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
NH ₃	Ammoniak
PARTA	Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen (Forschungsprojekt)
TTZ	Thermo Technik Zeesen GmbH & Co. KG
VLE	Vapour-Liquid-Equilibrium (Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht)

Anmerkung: Größen und Variablen, die ausschließlich im Anhang verwendet werden, sind nicht in der Nomenklatur aufgeführt.

1. Einleitung

Die Energiewende und die weitgehende Dekarbonisierung der Wirtschaft werden von der Gesellschaft angesichts des spürbarer werdenden Klimawandels eindringlicher gefordert als je zuvor. In weiten Teilen Europas sollen die Klimaziele für 2050 noch weiter verschärft werden, wodurch bis zum Jahr 2050 eine CO₂-Neutralität erreicht werden soll (Itkonen und Rietdorf, 2018).

In privaten Haushalten Deutschlands entfällt mehr als 75% des Endenergiebedarfs auf die Bereitstellung von Raumwärme und Warmwasser (Buttermann et al., 2019). Bei einer Betrachtung aller Sektoren zeigen die Daten aus (Buttermann et al., 2019), dass mehr als 50 % des gesamten Endenergiebedarfs in Deutschland auf die Bereitstellung von Raumwärme, Warmwasser und Prozesswärme zurückzuführen ist. Der Erfolg der Energiewende ist daher von einer erfolgreichen „Wärmewende“ abhängig. Fernwärmenetze stellen dabei einen wichtigen Bestandteil der heutigen und der zukünftigen Wärmeversorgung dar. Die Infrastruktur Fernwärmenetz ist im urbanen Raum weit verbreitet, erprobt und robust.

Obwohl in privaten Haushalten in den Heizungsanlagen sowie zur Trinkwarmwasserbereitung Vorlauftemperaturen von nur bis zu 70 °C erforderlich sind, werden in Deutschland mehr als die Hälfte der Bestandwärmenetze bei Vorlauftemperaturen von über 110 °C betrieben (Paar et al., 2013). Die höheren Betriebstemperaturen und Exergieniveaus in Fernwärmenetzen haben somit ein bislang ungenutztes Potenzial.

Durch den Einsatz von Absorptionswärmepumpen kann das ungenutzte exergetische Potenzial der Fernwärmenetze genutzt und die Energieeffizienz von Fernwärmenetzen erhöht werden. Eine Absorptionswärmepumpe für diesen Einsatzzweck wird derzeit am Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) der Universität Stuttgart untersucht und optimiert.

1.1. Rücklauftemperaturabsenkung von Fernwärmenetzen

Ein vereinfachtes Durchströmungsschema des Hauptwärmeübertragers (HWÜ) einer bisher üblichen Fernwärme-Hausstation ist in Abbildung 1-1 a) auf der linken Seite dargestellt. Auf der rechten Seite der Abbildung 1-1 a) sind die Ein- und Austrittstemperaturen ϑ in den HWÜ auf der Ordinate für ein Zahlenbeispiel aufgetragen. Auf der Abszisse sind die Wärmekapazitätsströme \dot{W} aufgeteilt in das Fernwärmenetz \dot{W}_{FW} , welches nach links aufgetragen ist, und das nach rechts aufgetragene Heizungsnetz \dot{W}_{HW} . Aus dem Produkt der Temperaturdifferenz zwischen Eintritt in den und Austritt aus dem Wärmeübertrager $\Delta\vartheta$ und dem Wärmekapazitätsstrom \dot{W} resultiert der im Wärmeübertrager übertragene Wärmestrom \dot{Q} nach Gleichung (1-1). Die in Abbildung 1-1 rechts dargestellten Flächen entsprechen somit einem übertragenen bzw. übertragbaren Wärmestrom \dot{Q} .

$$\dot{Q} = \dot{W} \cdot \Delta\vartheta = \dot{W} \cdot (\vartheta_{\text{aus}} - \vartheta_{\text{ein}}) \quad (1-1)$$

Innerhalb des HWÜ wird ein Wärmestrom $\dot{Q}_{HWÜ}$ von dem Fernwärmenetz an das Heizungsnetz übertragen. Das Heizungsnetz hat im Beispiel eine Rücklauftemperatur von $\vartheta_{HW,RL} = 40$ °C und soll

1 Einleitung

auf eine benötigte Vorlauftemperatur von $\vartheta_{HW,VL} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ erwärmt werden. Die Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes beträgt $\vartheta_{FW,VL} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$. Bei idealer Wärmeübertragung im Gegenstrom ist die niedrigste erreichbare fernwärmeseitige Rücklauftemperatur $\vartheta_{FW,RL}$ gleich der heizungsseitigen Rücklauftemperatur $\vartheta_{HW,RL} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Im Beispiel ist eine nicht ideale Wärmeübertragung dargestellt. Die fernwärmeseitige Rücklauftemperatur ist deshalb mit $\vartheta_{FW,RL} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$ über der heizungsseitigen Rücklauftemperatur $\vartheta_{HW,RL}$ eingezeichnet.

Durch die Integration einer Absorptionswärmepumpe in die Hausstation kann das hohe Temperaturniveau des Fernwärmeverlaufs $\vartheta_{FW,VL}$ genutzt werden, um die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes $\vartheta_{FW,RL}$ zu senken und dadurch die Effizienz des Fernwärmenetzes zu erhöhen. In Abbildung 1-1 b) ist links ein vereinfachtes Schema einer Fernwärme-Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe gezeigt. Dabei sind ausschließlich die vom Fernwärmenetz wärmeentnehmenden und zum Heizungsnetz wärmeabführenden Wärmeübertrager dargestellt.

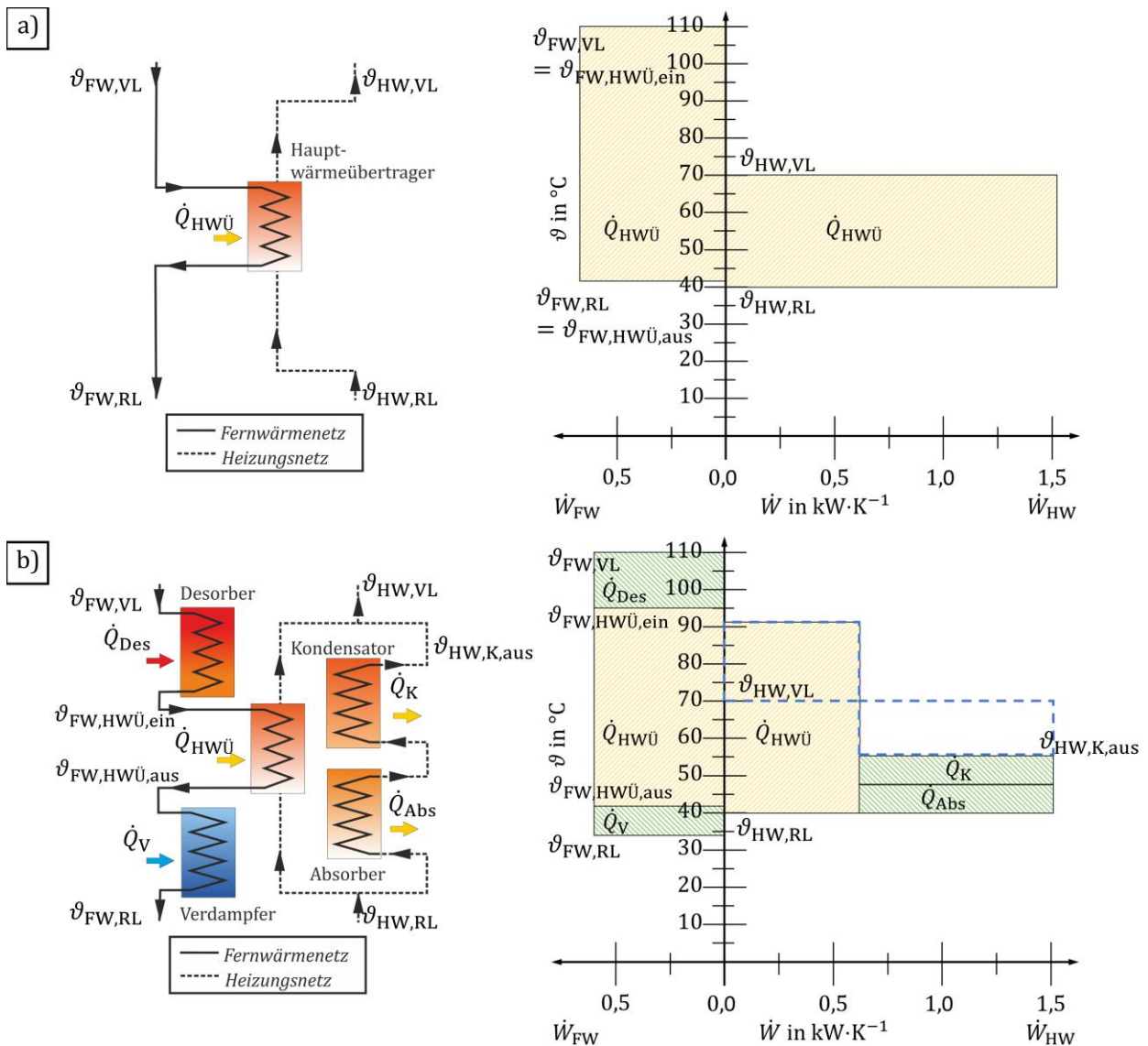


Abbildung 1-1 Vereinfachte Durchströmungsschemas einer Fernwärme-Hausstation ohne und mit integrierter Absorptionswärmepumpe (links) und Veranschaulichung der Temperaturniveaus sowie der Wärmeströme der verschiedenen Hausstationen (rechts).

Zur Erklärung des Funktionsprinzips wird die fernwärmeseitige Durchströmungsreihenfolge anhand des auf der rechten Seite in Abbildung 1-1 b) dargestellten Zahlenbeispiels erläutert. Das höchste Temperaturniveau des Fernwärmenetzes $\vartheta_{\text{FW,VL}}$ wird dabei für den thermischen Antrieb der Absorptionswärmepumpe im Desorber verwendet. Hierfür wird im Desorber ein Wärmestrom \dot{Q}_{Des} vom fernwärmeseitigen Wasser mit der Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{FW,VL}} = 110 \text{ °C}$ an die Absorptionswärmepumpe übertragen. Anschließend strömt das fernwärmeseitige Fluid mit der Temperatur $\vartheta_{\text{FW,HWÜ,ein}} = 95 \text{ °C}$ in den HWÜ ein und gibt dort einen gegenüber dem in Abbildung 1-1 a) gezeigten Fall verringerten Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{HWÜ}}$ an das heizungsseitige Wasser ab. Bei idealer Wärmeübertragung ist analog zu der Hausstation ohne Absorptionswärmepumpe die fernwärmeseitige Austrittstemperatur aus dem HWÜ $\vartheta_{\text{FW,HWÜ,aus}}$ gleich der Rücklauftemperatur des Heizungsnetzes $\vartheta_{\text{HW,RL}} = 40 \text{ °C}$. Es wird jedoch auch hier eine nicht ideale Wärmeübertragung und damit eine höhere fernwärmeseitige Austrittstemperatur von $\vartheta_{\text{FW,HWÜ,aus}} = 42 \text{ °C}$ angenommen. Das aus dem HWÜ austretende fernwärmeseitige Wasser strömt anschließend durch den Verdampfer der Absorptionswärmepumpe. Dort wird ein zusätzlicher Wärmestrom \dot{Q}_{V} von dem Fernwärmenetz an die Absorptionswärmepumpe übertragen. Auf diese Weise ist es möglich, die fernwärmeseitige Rücklauftemperatur mit $\vartheta_{\text{FW,RL}} = 34 \text{ °C}$ unter die heizungsseitige Rücklauftemperatur mit $\vartheta_{\text{HW,RL}} = 40 \text{ °C}$ abzusenken.

Die dem Fernwärmenetz entzogenen Wärmeströme am Desorber \dot{Q}_{Des} und Verdampfer \dot{Q}_{V} werden am Absorber \dot{Q}_{Abs} und am Kondensator \dot{Q}_{K} an das Heizungsnetz abgegeben. Die Temperatur der Wärmeabgabe im Absorber und Kondensator ist höher als die Temperatur der Wärmeaufnahme im Verdampfer. Im Beispiel beträgt die heizungsseitige Eintrittstemperatur in den Absorber $\vartheta_{\text{HW,Abs,ein}} = \vartheta_{\text{HW,RL}} = 40 \text{ °C}$ und die Austrittstemperatur aus dem Kondensator $\vartheta_{\text{HW,K,aus}} = 55 \text{ °C}$. Durch die Mischung des heizungsseitigen Wassers aus dem HWÜ mit dem aus dem Kondensator wird im Beispiel die benötigte heizungsseitige Vorlauftemperatur von $\vartheta_{\text{HW,VL}} = 70 \text{ °C}$ erreicht. Damit ist die heizungsseitige Vorlauftemperatur in beiden Fällen aus Abbildung 1-1 gleich.

Eine Absenkung der Fernwärme-Rücklauftemperatur $\vartheta_{\text{FW,RL}}$ führt zu einer Reduktion der Wärmeverluste in der Verteilung. Des Weiteren wird die Einbindung von Niedertemperaturwärmequellen ermöglicht, die bei gleichem Massenstrom des Fernwärmenetzes die entnehmbare Wärme erhöht. Alternativ kann der für die Übertragung des gleichen Wärmestroms benötigte Massenstrom des Fernwärmenetzes \dot{M}_{FW} gesenkt werden. (Knierim, 2007), (Schmidt et al., 2017), (Schuchardt, 2016). Die Absenkung der Rücklauftemperatur in Fernwärmenetzen birgt somit große energetische, exergetische und ökonomische Potenziale. Abhängig vom jeweiligen Temperaturniveau der Wärmezufuhr am Desorber und Verdampfer sowie der Wärmeabfuhr am Absorber und Kondensator ist nach (Mirl et al., 2018b) eine maximale fernwärmeseitige Rücklauftemperaturabsenkung von $13 \text{ K} \leq \Delta\vartheta_{\text{FW,RL}} \leq 54 \text{ K}$ unter idealisierten Betriebsbedingungen erreichbar. Es wird zudem abgeschätzt, dass bei realen Betriebsbedingungen eine um ca. 14 K niedrigere Rücklauftemperaturabsenkung erreichbar ist.

1.2. Zielsetzung

Das Ziel dieser Dissertation ist die Entwicklung eines für Absorptionswärmepumpen allgemeingültigen Analyseverfahrens und die darauf aufbauende Optimierung einer bestehenden einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Für eine mögliche industrielle Anwendung sollen für den Aufbau ausschließlich einfach maschinell und damit kostengünstig fertigbare Komponenten verwendet werden. Hierdurch soll eine ökonomisch sinnvolle Verwendung von Absorptionswärmepumpen im Leistungsbereich < 100 kW ermöglicht werden.

Der Fokus der Untersuchungen dieser Arbeit liegt auf der Optimierung der Absorptionswärmepumpe. Der Einsatz der Absorptionswärmepumpe in einer Fernwärme-Hausstation gibt für diese Arbeit hauptsächlich die Rahmenbedingungen vor. Beispielsweise werden hieraus die in Kapitel 4.3.1 definierten Betriebspunkte der Untersuchungen abgeleitet.

Durch die fernwärmeseitige Vorlauftemperatur ist die maximale Temperatur der Desorberbeheizung und damit für den thermischen Antrieb der Wärmepumpe vorgegeben. Ein besonderer Fokus liegt daher auf der optimalen Nutzung der für den Antrieb des Prozesses zur Verfügung stehenden fernwärmeseitigen Vorlauftemperatur $\vartheta_{FW,VL}$ im Desorber.

Es wird ein für Absorptionswärmepumpen und -kältemaschinen allgemeingültiges Analyseverfahren erarbeitet. Mit diesem Verfahren ist sowohl eine Quantifizierung der Potenziale des Absorptions- und Desorptionsprozesses als auch eine Zuordnung dieser Potenziale zu den Gebieten der Wärme- bzw. Stoffübertragung möglich. Anschließend wird das Analyseverfahren auf die bestehende Absorptionswärmepumpe angewandt, um die limitierenden Prozessschritte in der Absorption und der Desorption zu identifizieren.

Die aus der Prozessanalyse abgeleiteten und durchgeführten Optimierungsschritte sind in Tabelle 1-1 aufgelistet. Die in A1 durchgeführte Messreihe dient der Analyse der Absorptionswärmepumpe zu Beginn der Optimierungen und stellt damit den Referenzzustand dar.

In den Aufbauten A2 bis A3 wird vor allem die am Institut entwickelte und in (Müller und Spindler, 2013) vorgestellte Desorber-Einheit auf Basis eines Plattenwärmeübertragers verbessert. Dabei soll in Aufbau A2 zunächst die Wärmeübertragung im Platten-Desorber unter Beibehaltung des Desorber-Konzepts verbessert werden. Die Grenzen der Wärmeübertragungsoptimierung für dieses Desorber-Konzept nach dem Naturumlaufprinzip werden in Aufbau A2 erreicht. Für eine weitere Verbesserung der Wärmeübertragung im Desorber wird in Aufbau A3 ein neuartiges zwangsdurchströmtes Desorber-Konzept entwickelt und erprobt. Mit diesem Desorber-Konzept kann zudem die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe als weitere Regelgröße für den Kreisprozess verwendet werden. Aufgrund der thermodynamischen Stoffeigenschaften des Ammoniak/Wasser-Gemischs sinkt mit verbesserter Wärmeübertragung im Desorber der Ammoniakmassenanteil im Kältemittel ab. Die nachträgliche Erhöhung des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels ist daher das für Aufbau A4 gesetzte Ziel. Es werden hierfür ein Kondensat-Abscheider nach dem Dephlegmator in den Prozess eingebracht sowie die Strömungsführung der reichen Lösung verändert.

Bezeichnung	Komponenten-Änderung	Zielsetzung
A1	Vermessung des Ist-Zustandes zu Beginn der Arbeit	
A2	Optimierung des Desorbers nach dem Naturumlaufprinzip	Verbesserung der Wärmeübertragung im Desorber
A3	Erprobung eines zwangsdurchströmten Desorbers	Verbesserung der Wärmeübertragung im Desorber; Zusätzliche Regelungsmöglichkeiten
A4	Hinzufügen eines Kondensat-Abscheiders, Änderung der Dephlegmator-Durchströmung (Parallelschaltung)	Erhöhung der Kältemittelreinheit
A5 & A6	Verwendung verschiedener Absorber-Düsen und Änderung ihrer Position im Absorber	Verbesserung der Wärme- und Stoffübertragung im Absorber

Tabelle 1-1 Übersicht der Optimierungsschritte und der jeweiligen Zielsetzung.

Neben dem Desorber weist der Absorber ein großes Optimierungspotenzial für den Absorptionswärmepumpen-Prozess auf. In den Aufbauten A5 und A6 werden daher Untersuchungen zur Verbesserung der Wärme- und Stoffübertragung des in (Treffinger et al., 1997) entwickelten Sprühabsorbers vorgenommen. Des Weiteren werden Voruntersuchungen zur Flüssigkeitsverteilung im Absorber mit einem optischen Verfahren durchgeführt. Die Erkenntnisse aus diesen Untersuchungen werden anschließend auf den Sprühabsorber angewandt und im Betrieb der Absorptionswärmepumpe erprobt.

2. Grundlagen

Wärmepumpen sind im Allgemeinen Maschinen, die unter Zufuhr von Antriebsarbeit Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein höheres Temperaturniveau bringen (Dohmann, 2016). Diese Wärme auf höherem Temperaturniveau kann anschließend in einem technischen Prozess oder zur Gebäudebeheizung verwendet werden. In Absorptionswärmepumpen erfolgt der Antrieb des Kreisprozesses weitestgehend durch Wärmezufuhr. Der Aufbau und die genaue Funktionsweise werden im ersten Unterkapitel näher erläutert.

Für die Funktion einer Absorptionswärmepumpe ist die Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden von zentraler Bedeutung. Im zweiten Unterkapitel werden daher die benötigten Grundlagen der Wärmeübertragung erklärt. Es wird aufgezeigt, dass für eine optimale Wärmeübertragung, also eine Wärmeübertragung mit möglichst geringer Entropieerzeugung, die Wärmeübertragungsfähigkeit kA maximiert werden muss.

Zur Beurteilung der Güte des Absorptions- und Desorptionsprozesses sind genaue Kenntnisse über die Zustandsgrößen des Gemischs notwendig. Auf die thermodynamischen Grundlagen binärer Gemische wird im dritten Unterkapitel am Beispiel der Stoffpaarung Ammoniak/Wasser eingegangen.

Im vierten Unterkapitel werden die anzustrebenden Temperaturen, Drücke und Ammoniakmassenanteile in den verschiedenen Komponenten aufgezeigt. Dabei wird insbesondere auf die Wechselwirkungen und Zielkonflikte zwischen den verschiedenen Komponenten der Absorptionswärmepumpe näher eingegangen.

Aufbauend auf den vorangegangenen Grundlagen wird schließlich im letzten Unterkapitel auf die verschiedenen, bereits in der Literatur verwendeten Beurteilungskriterien des Absorptionswärmepumpen-Prozesses, wie beispielsweise der Leistungszahl COP , näher eingegangen.

2.1. Funktionsweise der Absorptionswärmepumpe

In einer Absorptionswärmepumpe wird im Vergleich zu einer Kompressionswärmepumpe der elektrisch betriebene Kompressor durch einen sogenannten thermischen Verdichter ersetzt. Hierdurch wird die elektrische Antriebsleistung reduziert. Ein thermischer Verdichter besteht aus einem Absorber, einer Lösungsmittelpumpe sowie einem Desorber. Im Absorber wird das gasförmige Kältemittel bei niedrigem Druck in einer Flüssigkeit gelöst. Dieser Lösungsprozess wird als Absorption bezeichnet. Anschließend wird die Flüssigkeit mit Hilfe einer Lösungsmittelpumpe auf ein höheres Druckniveau gefördert. Im Desorber wird das Kältemittel wieder von der Lösung getrennt und liegt im gasförmigen Zustand vor. Sowohl der Absorptionsprozess als auch der Desorptionsprozess finden bei gleichzeitiger Wärmeübertragung an bzw. von einem Fluid statt.

In dieser Arbeit wird Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel für den Kreisprozess eingesetzt. Lösungen, die Gemische der beiden Stoffe darstellen, werden nachfolgend in Abhängigkeit des Ammoniakmassenanteils ξ unterschieden.

$$\xi = \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (2-1)$$

Eine Lösung mit verhältnismäßig hohem Ammoniakmassenanteil wird als reiche Lösung, eine mit geringerem Ammoniakmassenanteil als arme Lösung bezeichnet. Auch das Kältemittel ist durch die thermodynamischen Stoffeigenschaften des Ammoniak/Wasser-Gemischs immer mit einem geringen Anteil an Wasser verunreinigt.

Der schematische Aufbau der Absorptionswärmepumpe ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Das Heizungsnetz sowie das Fernwärmenetz werden nachfolgend als externe Kreisläufe bezeichnet.

Analog zu einer Kompressionswärmepumpe wird im Kondensator der Kältemitteldampf (1) verflüssigt (1→2). Dabei wird ein Teil des Nutzwärmestroms \dot{Q}_K aus dem Prozess abgeführt. Das Kältemittel-Reservoir (KM-Reservoir) dient der Zwischenspeicherung von flüssigem Kältemittel. Dadurch wird der Betriebsbereich der Absorptionswärmepumpe vergrößert und Temperaturschwankungen der externen Kreisläufe ausgeglichen (Zetsche, 2012). Der Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ) erhöht die Effizienz des Prozesses. Hierfür wird das flüssige Kältemittel nach dem KM-Reservoir (3→4) unterkühlt und der Kältemitteldampf (6→7) überhitzt. Mit dem Kältemittelventil (KM-Ventil) wird das flüssige Kältemittel isenthalp auf den Tiefdruck der

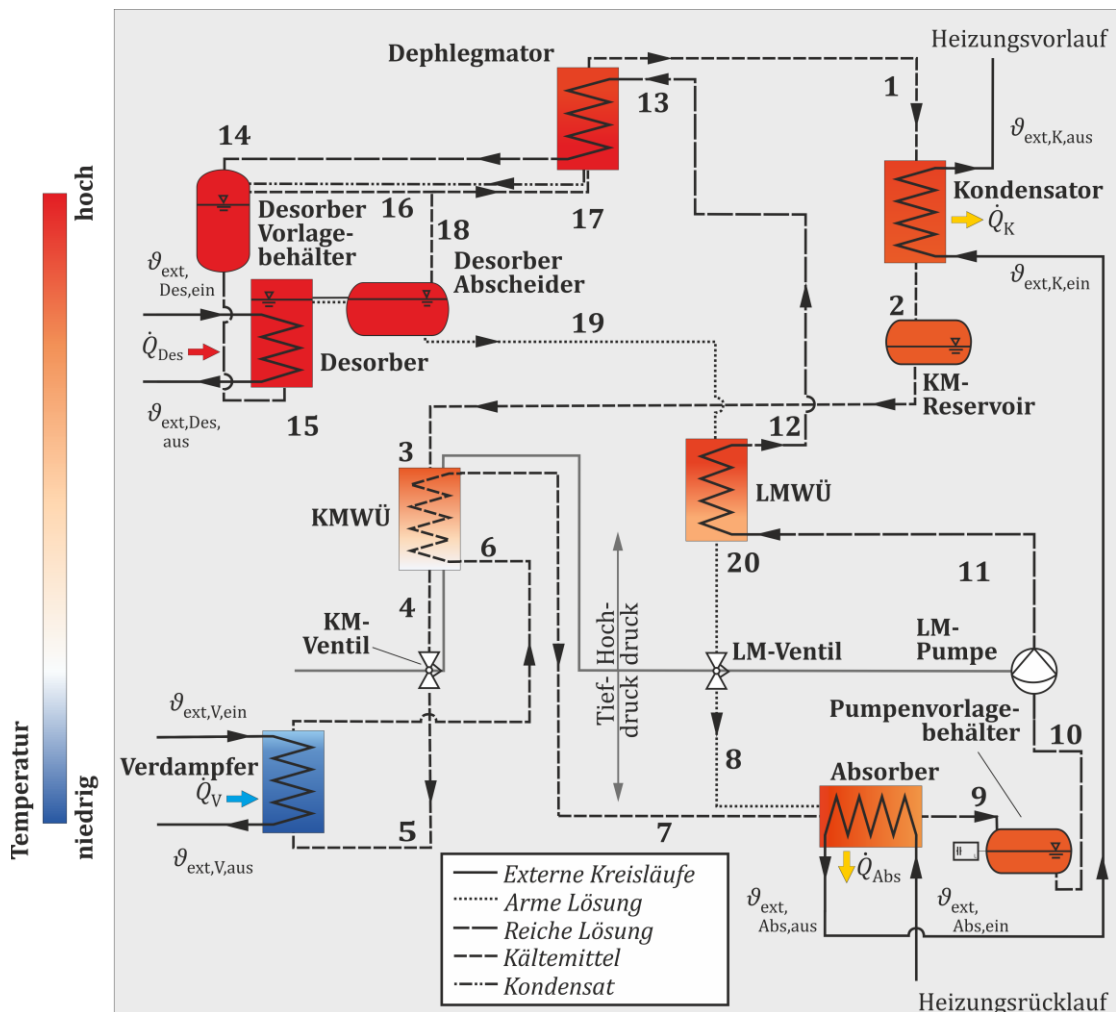


Abbildung 2-1 Schema des Absorptionswärmepumpen-Prozesses sowie den Temperaturniveaus der Komponenten.

Absorptionswärmepumpe p_t entspannt (4→5), wonach das Kältemittel im Tiefdruck zweiphasig vorliegt. Anschließend erfolgt bei einem niedrigen Temperaturniveau eine möglichst vollständige Verdampfung, bei der der Wärmestrom \dot{Q}_V aus dem externen Kreislauf zugeführt wird (5→6).

Im Absorber wird der Kältemitteldampf (7) mit der armen Lösung (8) zusammengeführt. Die Mischung der beiden Ströme erfolgt innerhalb des Absorbers. Der Kältemitteldampf wird dabei von der armen Lösung absorbiert. Bei diesem Vorgang wird die Absorptionswärme freigesetzt, welche für die vollständige Absorption des Kältemittels abgeführt werden muss. Der resultierende Absorptionswärmestrom \dot{Q}_{Abs} wird auf einem mittleren Temperaturniveau an das Heizsystem übertragen und stellt einen weiteren Teil des Nutzwärmestroms dar. Am Ende des Absorptionsprozesses liegt das Gemisch in flüssigem Aggregatzustand vor. Es hat einen höheren Ammoniakmassenanteil ξ_{rL} und wird daher als reiche Lösung bezeichnet. Die flüssige reiche Lösung (9) wird in einen Pumpenvorlagebehälter geleitet. Die Füllhöhe der flüssigen Phase im Pumpenvorlagebehälter (10) wird über das Lösungsmittelventil (LM-Ventil) auf einen konstanten Wert geregelt. Hierdurch wird das Ansaugen einer Gasphase durch die Lösungsmittelpumpe (LM-Pumpe) verhindert. Die Lösungsmittelpumpe fördert die reiche Lösung und bringt diese auf das Hochdruckniveau p_h der Absorptionswärmepumpe (10→11).

Zur Effizienzsteigerung durch interne Wärmerückgewinnung wird ein Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) zwischen reicher Lösung (11→12) und armer Lösung (19→20) eingesetzt. Die vorgewärmte reiche Lösung strömt anschließend durch den Dephlegmator. Dort findet eine weitere interne Wärmerückgewinnung vom Kältemitteldampf (17→1) zur reichen Lösung (13→14) statt. Durch die Vorwärmung der reichen Lösung kann diese bereits zweiphasig am Eintritt in den Desorber-Vorlagebehälter (14) vorliegen. Über eine Verbindungsleitung (16) zwischen diesem Vorlagebehälter und dem Dephlegmator wird der vorab ausgetriebene Kältemitteldampf in den Dephlegmator (17) abgeführt. Die flüssige reiche Lösung strömt zum Desorber. Unter Zufuhr des Wärmestroms \dot{Q}_{Des} auf einem hohen Temperaturniveau wird die reiche Lösung (15) teilweise verdampft. Die zweiphasige Strömung wird im Desorber-Abscheider in einen Kältemitteldampf (18) und eine arme Lösung (19) getrennt. Die arme Lösung wird über den LMWÜ zum Absorber (19→20→8) zurückgeführt, wodurch der Lösungsmittelkreislauf geschlossen wird.

Der aus dem Desorber abgeführte Kältemitteldampf ist aufgrund des thermodynamischen Gleichgewichts des Ammoniak/Wasser-Gemischs kein reines Ammoniak. Um den Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} zu erhöhen, wird der Dampf im Dephlegmator teilweise kondensiert. Das Kondensat weist dabei einen Ammoniakmassenanteil auf, der in etwa dem der reichen Lösung entspricht. Das Kondensat wird über eine Schwerkraftabscheidung innerhalb des Plattenwärmeübertragers von dem Kältemitteldampf getrennt. Über die Verbindungsleitung des Kältemittels (16) wird das Kondensat vom Dephlegmator zurück zum Desorber-Vorlagebehälter geleitet (Müller und Spindler, 2013). Der Kältemitteldampf strömt zum Kondensator (1), wodurch der Kreisprozess geschlossen ist.

2.2. Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden

Im ersten Unterkapitel werden die Grundlagen der Wärmeübertragung anhand von Bilanz- und Transportgleichungen an einem infinitesimalen Bilanzelement erläutert.

Aus der Betrachtung der optimalen Wärmeübertragung in Kapitel 2.2.2 geht hervor, dass durch die Maximierung der Wärmeübertragungsfähigkeit kA sowohl der übertragene Wärmestrom gesteigert als auch die Entropieerhöhung minimal gehalten werden kann.

Da die Wärmeübertragungsfähigkeit von der Bauform des Wärmeübertragers abhängt, wird im dritten Unterkapitel der Aufbau eines Plattenwärmeübertragers vorgestellt.

2.2.1. Grundlagen der Wärmeübertragung

Ein Wärmestrom ist in der Thermodynamik definiert als der Energietransport über eine Systemgrenze, der allein durch einen Temperaturunterschied zwischen dem System und seiner Umgebung wirkt (Baehr und Kabelac, 2012). Durch die Gesetzmäßigkeiten der Wärmeübertragung kann beschrieben werden, wie dieser Energietransportprozess abläuft (Baehr und Stephan, 2013). Wärme kann aufgrund des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik ausschließlich von einem System oder Fluid mit höherer Temperatur an eines mit niedrigerer Temperatur übertragen werden. Anhand eines infinitesimal kleinen Ausschnittes aus einem Wärmeübertrager werden nachfolgend die Grundlagen der Wärmeübertragung erläutert. Ein solcher Ausschnitt ist in Abbildung 2-2 links skizziert. Der Wärmeübertrager ist dabei zur Umgebung hin adiabat, was durch eine als ideal angenommene Wärmedämmung erreicht wird. Die beiden Fluidströme 1 und 2 sind durch eine wärmedurchlässige Wand voneinander getrennt. Der Index 1 bezeichnet dabei das wärmeabgebende Fluid und der Index 2 das wärmeaufnehmende Fluid. Aus der Energiebilanz um jedes Fluid sowie um die wärmedurchlässige Wand folgt, dass die Änderungen der Enthalpieströme von Ein- nach Austritt der Fluide $d\dot{H}$ gleich dem übertragenen Wärmestrom $d\dot{Q}$ sein müssen. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (2-2) angegeben.

$$d\dot{Q} = -d\dot{H}_1 = -\dot{M}_1 dh_1 = d\dot{H}_2 = \dot{M}_2 dh_2 \quad (2-2)$$

Durch Integration der Gleichung (2-2) kann der gesamte übertragene Wärmestrom \dot{Q} nach Gleichung (2-3) berechnet werden.

$$\dot{Q} = -\dot{M}_1 \Delta h_1 = \dot{M}_2 \Delta h_2 \quad (2-3)$$

mit $\Delta h_1 = h_{1,\text{aus}} - h_{1,\text{ein}}$ und $\Delta h_2 = h_{2,\text{aus}} - h_{2,\text{ein}}$ (2-4)

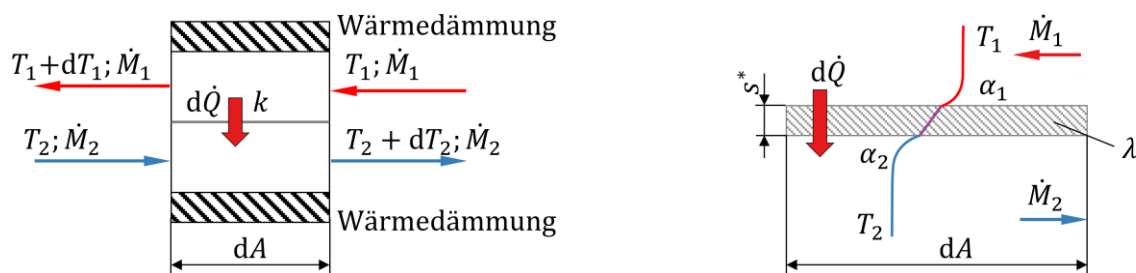


Abbildung 2-2 Skizze des Bilanzierungsraums eines Wärmeübertrager-Ausschnittes zur Berechnung des übertragenen Wärmestroms (links) und Darstellung des schematischen Temperaturverlaufs beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand (rechts).

Darin bezeichnen Δh_1 und Δh_2 die Enthalpiedifferenz vom Austritt aus dem Wärmeübertrager zum Eintritt in den Wärmeübertrager.

Die bisherigen Gleichungen beschreiben die Änderung der Enthalpie der Fluide durch die Wärmeübertragung. Der Wärmetransport von dem wärmeabgebenden Fluid 1 an das wärmeaufnehmende Fluid 2 in einem infinitesimal kleinen Element kann durch die konstitutive Gleichung (2-5) beschrieben werden.

$$d\dot{Q} = k(T_1 - T_2)dA \quad (2-5)$$

Der übertragene Wärmestrom in einem Volumenelement $d\dot{Q}$ ist dabei proportional zu der Temperaturdifferenz der beiden Fluide ($T_1 - T_2$), der wärmeübertragenden Fläche dA sowie dem Wärmedurchgangskoeffizienten k . Der Wärmedurchgangskoeffizient k kann für eine ebene Trennwand durch zwei konvektive Wärmeübergangswiderstände der Fluide an die Trennwand $R_{\alpha 1}$ bzw. $R_{\alpha 2}$ sowie durch einen Wärmeleitwiderstand innerhalb der Trennwand R_λ nach Gleichung (2-6) beschrieben werden. Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 beschreiben den Wärmeübergang von den Fluiden an die Trennwand. Die Wärmeleitung wird durch die Dicke der Trennwand s^* und die Wärmeleitfähigkeit der Trennwand λ ausgedrückt. Ein schematischer Temperaturverlauf in der Nähe der wärmeübertragenden Trennwand ist in Abbildung 2-2 rechts dargestellt.

$$k = (R_{\alpha 1} + R_\lambda + R_{\alpha 2})^{-1} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s^*}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (2-6)$$

Zur Beschreibung eines gesamten Wärmeübertragers wird die Gleichung (2-5) unter der Annahme eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten k über die gesamte wärmeübertragende Fläche A integriert. Diese Annahme ist gleichbedeutend mit der Verwendung von mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 in Gleichung (2-6).

$$\int_{\dot{Q}} d\dot{Q} = k \int_A (T_1 - T_2) dA = \dot{Q} = kA \cdot \theta_m \quad (2-7)$$

mit
$$\theta_m = \frac{1}{A} \int_A (T_1 - T_2) dA. \quad (2-8)$$

Die lokale Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden wird so in eine integrale mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m überführt.

2.2.2. Optimale Wärmeübertragung

Die Beurteilung der Wärmeübertragung wird nachfolgend anhand der Entropieerhöhung diskutiert. In einem idealen, thermodynamisch reversiblen Prozess ist die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ null. Die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ setzt sich dabei aus einem reversiblen Anteil des übertragenen Wärmestroms sowie einem irreversiblen Anteil zusammen. Für ein Volumenelement, wie in Abbildung 2-2 dargestellt, wird die Entropieerhöhung des gesamten Elementes $d\dot{S}$ berechnet aus der Summe der Entropieänderungen der beiden Fluide $d\dot{S}_1$ bzw. $d\dot{S}_2$. Unter Verwendung der Energiebilanz um den gesamten Bilanzraum kann die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ durch die Änderung der Enthalpieströme $d\dot{H}$ beider Fluide beschrieben werden:

$$d\dot{S} = d\dot{S}_1 + d\dot{S}_2 = \frac{d\dot{H}_1}{T_1} + \frac{d\dot{H}_2}{T_2} \quad (2-9)$$

Aufgrund der infinitesimalen Größe des Elements ist die Temperaturänderung im Fluid dT gering. Zur Vereinfachung werden die Gleichungen bei Verwendung der mittleren Fluidtemperaturen im Element aufgestellt. Wird in Gleichung (2-9) für $d\dot{H}_1$ die Gleichung (2-2) eingesetzt, folgt direkt der Zusammenhang aus Gleichung (2-10).

$$d\dot{S} = \frac{d\dot{H}_2}{T_2} - \frac{d\dot{H}_2}{T_1} = d\dot{H}_2 \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) = d\dot{H}_2 \frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} = d\dot{Q} \frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} \quad (2-10)$$

Da der Wärmestrom $d\dot{Q}$ von Fluid 1 an Fluid 2 übertragen werden soll, muss für die Temperaturen $T_1 > T_2$ gelten. Der Enthalpiestrom des 2. Fluids wird durch die von Fluid 1 übertragene Wärme erhöht, es gilt somit auch $d\dot{H}_2 \geq 0$. Für den Wärmestrom $d\dot{Q}$ wird Gleichung (2-5) eingesetzt, um die Beschreibung des Wärmetransports zu berücksichtigen. Es folgt daraus Gleichung (2-11), die ohne Einschränkungen bezüglich der Fluideigenschaften gültig ist.

$$d\dot{S} = d\dot{Q} \frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} = k \frac{(T_1 - T_2)^2}{T_1 T_2} dA \quad (2-11)$$

Aus Gleichung (2-11) wird ersichtlich, dass für den Grenzfall gleicher Temperaturen in beiden Fluiden T_1 und T_2 keine Entropieerhöhung $d\dot{S}$ vorliegt. In diesem Fall ist jedoch auch der übertragene Wärmestrom $d\dot{Q}$ nach Gleichung (2-7) null. Ist hingegen eine Temperaturdifferenz $(T_1 - T_2) > 0$ vorhanden und $k \neq 0$, ist auch die Entropieerhöhung der Wärmeübertragung stets $d\dot{S} > 0$.

Die Optimierung der Wärmeübertragung ist daher gleichbedeutend mit einer Minimierung der Entropieerhöhung $d\dot{S}$ bei einem vorgegebenen zu übertragenden Wärmestrom $d\dot{Q}$.

Sowohl in Gleichung (2-5) als auch in Gleichung (2-11) geht die Wärmeübertragungsfähigkeit eines infinitesimalen Elementes kdA als linearer Anteil ein. Durch Umformung dieser Gleichungen kann der Einfluss der lokalen Temperaturdifferenz $\Delta T = T_1 - T_2$ sowie des lokalen Temperaturniveaus $T_1 T_2$ separiert werden. Die umgeformten Gleichungen sind in Gleichung (2-12) und (2-13) angegeben.

$$\frac{d\dot{Q}}{kdA} = (T_1 - T_2) \quad (2-12)$$

$$\frac{d\dot{S}}{kdA} = \frac{(T_1 - T_2)^2}{T_1 T_2} \quad (2-13)$$

In Abbildung 2-3 ist auf der linken Seite der Zusammenhang aus Gleichung (2-12) und auf der rechten Seite der Zusammenhang aus Gleichung (2-13) dargestellt. Die Änderung der lokalen Temperaturdifferenz der beiden Fluide $\Delta T = T_1 - T_2$ ist auf der Ordinate aufgetragen und die lokale Temperatur des wärmeabgebenden Fluids T_1 ist auf der Abszisse dargestellt.

Die übertragene Wärmeleistung $d\dot{Q}$ ist dabei linear von der Temperaturdifferenz ΔT abhängig, während das Temperaturniveau $T_1 T_2$ keinen Einfluss hat. Die übertragene Wärmeleistung $d\dot{Q}$ auf der linken Seite in Abbildung 2-3 ist daher als äquidistante, horizontale Geradenschar eingezeichnet.

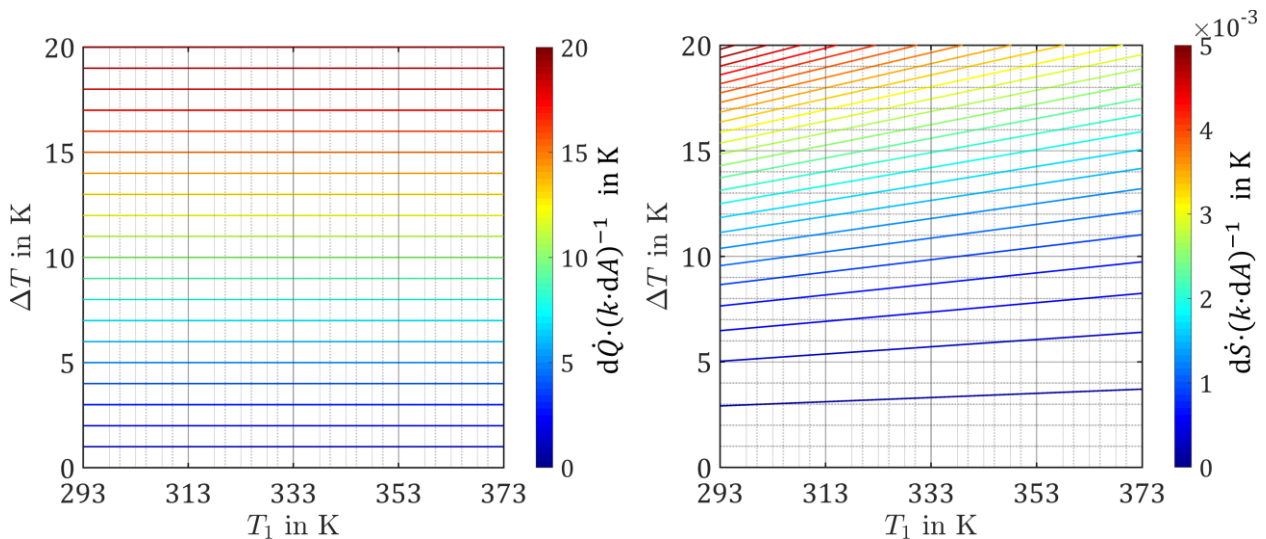


Abbildung 2-3 Gegenüberstellung der Temperaturabhängigkeit des in einem Element mit der Fläche dA übertragenen Wärmestroms $d\dot{Q}$ (links) und die Entropieerhöhung durch die Wärmeübertragung $d\dot{S}$ (rechts) in Abhängigkeit von der Temperatur der wärmeabgebenden Seite T_1 sowie der Temperaturdifferenz der beiden Fluide $\Delta T = T_1 - T_2$.

Im Gegensatz dazu geht die lokale Temperaturdifferenz ΔT in die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ quadratisch ein. Die im rechten Diagramm von Abbildung 2-3 gezeigten Kurven haben zueinander einen konstanten Wert von $\Delta(d\dot{S} \cdot (k \cdot dA)^{-1}) = 2 \cdot 10^{-5}$ K. Mit steigender lokaler Temperaturdifferenz der beiden Fluide ΔT nimmt der Abstand zwischen den Kurven ab, wodurch der quadratische Anstieg der Entropieerhöhung von der Temperaturdifferenz erkennbar wird. Für die Minimierung der Entropieerhöhung $d\dot{S}$ ist eine minimale Temperaturdifferenz zwischen den wärmeübertragenden Fluiden daher von besonderer Bedeutung.

Der Einfluss des Temperaturniveaus $T_1 T_2$ auf die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ ist in Abbildung 2-3 anhand der Änderung der lokalen Temperatur T_1 bei gegebener lokaler Temperaturdifferenz ΔT zu sehen. Die Kurven konstanter Entropieerhöhung steigen mit steigender Temperatur T_1 an. Für eine konstante lokale Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden ΔT ist die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ daher minimal, wenn das Temperaturniveau der Wärmeübertragung $T_1 T_2$ maximal ist. Bei hohen Temperaturen T_1 und T_2 ist die Entropieerhöhung $d\dot{S}$ somit geringer. Für den übertragenen Wärmestrom $d\dot{Q}$ ist das Temperaturniveau $T_1 T_2$ nicht relevant. Für eine minimale Entropieerhöhung $d\dot{S}$ sollte die geringste lokale Temperaturdifferenz zwischen den wärmeübertragenden Fluiden ΔT auf niedrigem Temperaturniveau $T_1 T_2$ vorliegen.

Zur Berechnung der gesamten Entropieerhöhung bei der Wärmeübertragung \dot{S} wird Gleichung (2-11) entlang der wärmeübertragenden Fläche A integriert. Wie bereits bei der Berechnung des gesamten Wärmestroms \dot{Q} wird angenommen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient k für den gesamten Wärmeübertrager konstant ist.

$$\dot{S} = kA \cdot \frac{1}{A} \int \frac{(T_1 - T_2)^2}{T_1 T_2} dA \quad (2-14)$$

Auch für die gesamte Entropieerhöhung bei der Wärmeübertragung \dot{S} gelten die zuvor diskutierten Zusammenhänge hinsichtlich der Temperaturdifferenz ΔT und des Temperaturniveaus $T_1 T_2$. Bei der

Beurteilung bzw. Berechnung des übertragenen Wärmestroms \dot{Q} ist die Verwendung der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m nach Gleichung (2-8) gebräuchlich. Dabei gilt im Allgemeinen, dass die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m minimal sein muss, um einen vorgegebenen Wärmestrom \dot{Q} mit möglichst geringer Entropieerhöhung \dot{S} zu übertragen. Damit ein geforderter zu übertragender Wärmestrom \dot{Q} erreicht werden kann, muss nach Gleichung (2-7) somit die Wärmeübertragungsfähigkeit kA möglichst hoch sein.

Da in die Entropieerhöhung \dot{S} nach Gleichung (2-14) auch das Temperaturniveau der Fluide eingeht, ist auch der Temperaturverlauf beider Fluide zueinander relevant. Dies wird anhand eines Zahlenbeispiels, welches in Abbildung 2-4 dargestellt ist, diskutiert. Darin werden drei Fälle bei unterschiedlichen, innerhalb eines Falls konstanten Wärmekapazitätsströmen \dot{W} betrachtet. Die Annahme konstanter Wärmekapazitätsströme ist zutreffend, wenn kein Phasenübergang stattfindet. Zudem wird ein Gegenstromwärmeübertrager vorausgesetzt. Des Weiteren sind in allen drei Fällen die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\theta_m = 8\text{ K}$, die Ein- und Austrittstemperatur des wärmeabgebenden Fluids $\vartheta_{1,\text{ein}} = 110\text{ °C}$ und $\vartheta_{1,\text{aus}} = 90\text{ °C}$ sowie der übertragene Wärmestrom $\dot{Q} = 20\text{ kW}$ gleich.

In Fall I ist der Wärmekapazitätsstrom des wärmeabgebenden Fluids größer als der Wärmekapazitätsstrom des wärmeaufnehmenden Fluids $\dot{W}_1 > \dot{W}_2$. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ liegt hierbei am Eintritt des wärmeabgebenden Stroms $A^* = 1$ vor. Sie liegt somit bei den höchsten Temperaturen im Wärmeübertrager vor. Aus diesem Grund ist die Entropieerhöhung $\dot{S} = 1,25\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$, trotz einer gleichen mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\theta_m = 8\text{ K}$ und eines gleichen übertragenen Wärmestroms $\dot{Q} = 20\text{ kW}$, nach Gleichung (2-10) am höchsten.

Sind wie in Fall II beide Wärmekapazitätsströme während der gesamten Wärmeübertragung gleich groß, so liegt die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ an jeder Stelle des Wärmeübertragers vor. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\theta_m = 8\text{ K}$ ist in diesem Grenzfall mit der minimalen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 8\text{ K}$ identisch. Bei gleicher mittlerer Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m ist hierbei die Entropieerhöhung $\dot{S} = 1,18\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$ minimal.

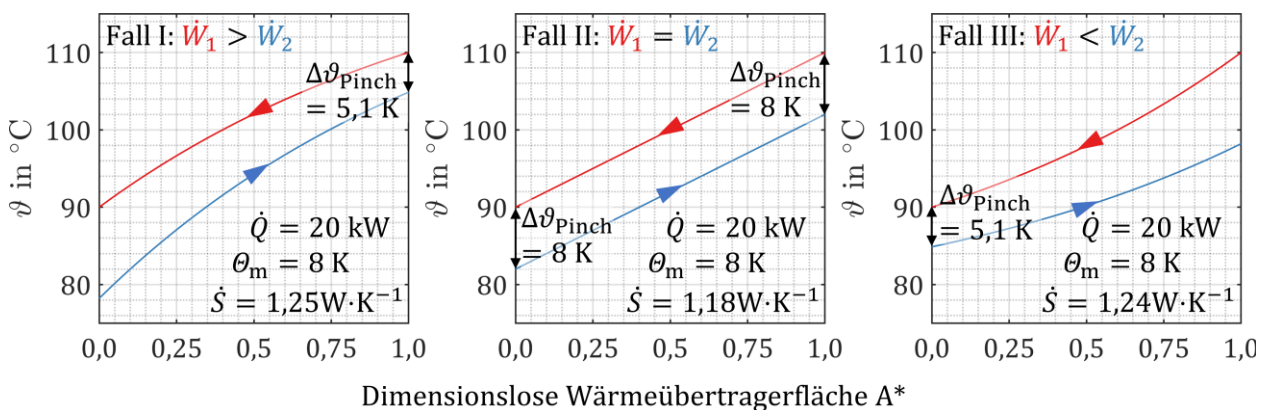


Abbildung 2-4 Entropieerhöhung bei der Wärmeübertragung bei verschiedenen Wärmekapazitätsströmen und Darstellung der resultierenden Temperaturverläufe.

In Fall III ist der Wärmekapazitätsstrom des wärmeabgebenden Fluids \dot{W}_1 kleiner als der Wärmekapazitätsstrom des wärmeaufnehmenden Fluids \dot{W}_2 . In dieser Konstellation liegt die minimale Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 5,1 \text{ K}$ am Eintritt von Fluid 2, im Beispiel bei $A^* = 0$, vor. Das Zahlenbeispiel ist so gewählt, dass sowohl die minimale Temperaturdifferenz in den Fällen I und III als auch die maximale Temperaturdifferenz gleich groß sind. Dadurch ist der Einfluss des Produkts der absoluten Temperaturen $T_1 T_2$ auf die Entropieerhöhung sichtbar. Da die höhere Temperaturdifferenz in Fall III bei den höchsten Temperaturen im Wärmeübertrager vorliegt, ist die Entropieerhöhung mit $\dot{S} = 1,24 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$ etwas geringer als in Fall I.

Als Fazit aus diesen Betrachtungen ist in Hinblick auf die optimale Wärmeübertragung festzuhalten, dass die Entropieerhöhung \dot{S} bei minimalen lokalen Temperaturdifferenzen $T_1 - T_2$ der Wärmeübertragung ebenfalls minimal ist. Aus der Definition für die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m nach Gleichung (2-8) folgt damit direkt, dass diese für eine optimale Wärmeübertragung minimal sein muss.

Des Weiteren hat die Lage und Größe der minimalen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ einen Einfluss auf die Entropieerhöhung. Dabei gilt, dass die Entropieerhöhung \dot{S} umso geringer ist, je kleiner der Unterschied zwischen mittlerer Temperaturdifferenz θ_m und minimaler Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ ist. Der geringste Unterschied wird bei gleichen Wärmekapazitätsströmen $\dot{W}_1 = \dot{W}_2$ der beiden wärmeübertragenden Fluide erreicht. Bei voneinander abweichenden Wärmekapazitätsströmen $\dot{W}_1 \neq \dot{W}_2$ ist die Entropieerhöhung geringer, wenn die minimale Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ bei den niedrigeren Temperaturen vorliegt.

2.2.3. Plattenwärmeübertrager

Ein Plattenwärmeübertrager ist eine Wärmeübertrager-Bauform, die für eine zu übertragende Wärmeleistung ein geringes Bauvolumen benötigt. In Abbildung 2-5 ist auf der linken Seite der Aufbau eines Plattenwärmeübertragers schematisch dargestellt. Dabei werden mehrere ca. 0,4 mm dünne Metallplatten so übereinandergestapelt, dass voneinander getrennte Strömungskanäle, auch Plattenspalte genannt, entstehen. Mit Ausnahme der äußersten Plattenspalte werden die Fluidströme so auf die Plattenspalte verteilt, dass sich in den beiden angrenzenden Strömungskanälen der jeweils andere Fluidstrom befindet. Auf diese Weise wird durch jede Platte ein Wärmestrom vom wärmeabgebenden Fluid 1 an das wärmeaufnehmende Fluid 2 übertragen. Mit jeder zusätzlichen Platte steigt die wärmeübertragende Fläche A des Wärmeübertragers an.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k durch eine Platte wird nach Gleichung (2-6) durch die Wärmeübergangswiderstände der beiden Fluide $R_{\alpha 1}$ und $R_{\alpha 2}$ sowie den Wärmeleitwiderstand R_λ der Platte bestimmt. Da die Platten mit einer Dicke von $s^* \approx 0,4 \text{ mm}$ sehr dünn sind, ist der Wärmeleitwiderstand R_λ durch die Platte vernachlässigbar klein. Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird daher maßgebend durch die Wärmeübergangswiderstände $R_{\alpha 1}$ und $R_{\alpha 2}$ bestimmt.

Um den Wärmeübergang von den Fluiden auf die Platten zu erhöhen, sind wellenförmige Strukturen in die Platten eingepreßt. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α einer einphasigen

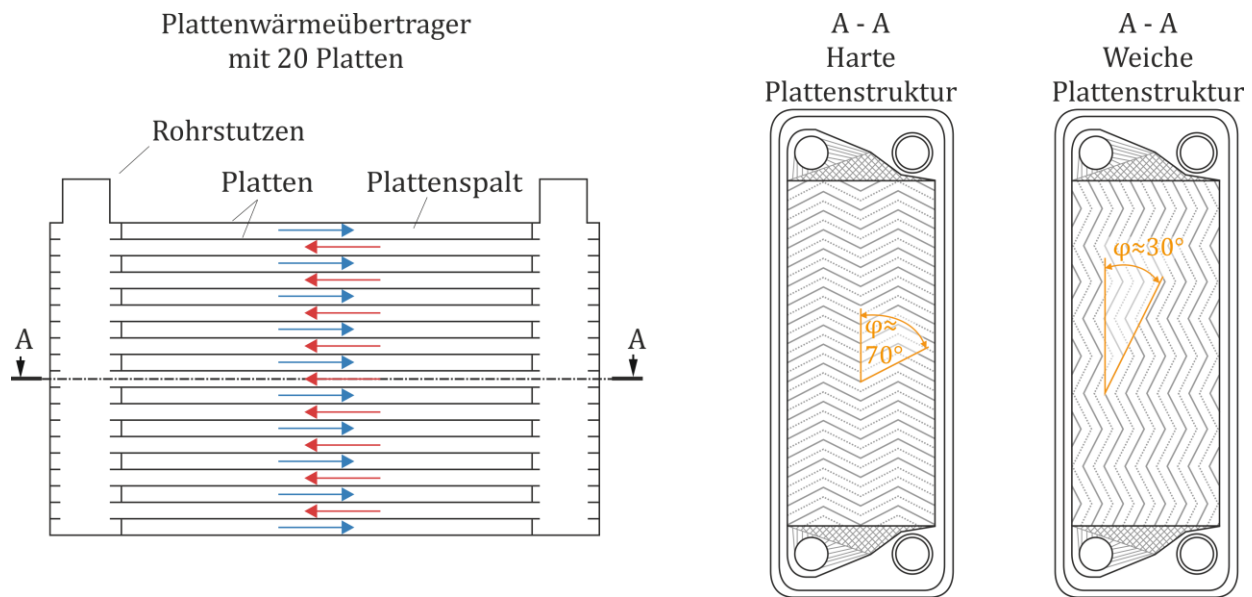


Abbildung 2-5 Schematischer Aufbau eines Plattenwärmeübertragers mit 20 Platten (links) und Skizzen einer harten und weichen Plattenstruktur (rechts).

Strömung sind in der Literatur verschiedene Nußelt-Korrelationen verfügbar (Martin, 1992), (VDI e.V., 2013). Die Einflussgrößen der verschiedenen Korrelationen auf den Wärmeübergangskoeffizienten sind in Gleichung (2-15) aufgeführt.

$$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda} = Nu(c_1, Re^{c_2}, Pr^{c_3}) \quad (2-15)$$

$$Re = \frac{d_h w}{\nu} \quad (2-16)$$

Durch die Reynolds-Zahl Re , berechnet mit dem hydraulischen Durchmesser d_h , geht in die Berechnungsgleichung ein Maß für die Turbulenz der Strömung ein. Durch den Faktor c_1 sowie den Exponenten c_2 findet die gewählte Plattenstruktur Berücksichtigung. Durch die Prandtl-Zahl Pr und den Exponenten c_3 wird die Art des verwendeten Fluids sowie der Unterschied zwischen hydraulischer und thermischer Grenzschichtdicke berücksichtigt (Baehr und Stephan, 2013).

In den Gleichungen aus (VDI e.V., 2013) wird zusätzlich der Prägewinkel φ als Größe in die Gleichung des Wärmeübergangskoeffizienten α mit einbezogen. Die beiden am häufigsten verwendeten Plattenstrukturen sind auf der rechten Seite in Abbildung 2-5 skizziert. Die Plattenstrukturen unterscheiden sich im Wesentlichen im Prägewinkel φ . Bei einer harten Plattenstruktur ist der Prägewinkel mit $\varphi \approx 70^\circ$ sehr hoch. Die Plattenstruktur bietet der Strömung im Plattenspalt einen hohen Widerstand. Hierdurch wird die Strömung häufig umgelenkt und ist daher stark turbulent. Bei einem einphasigen Fluid ist der Wärmeübergangskoeffizient α deshalb besonders hoch. Die weiche Plattenstruktur hat einen geringen Prägewinkel von ungefähr $\varphi \approx 30^\circ$. Die Plattenstruktur bietet der Strömung in diesem Fall einen geringeren Widerstand. Die Strömung ist weniger turbulent, wodurch auch der Wärmeübergangskoeffizient α einer einphasigen Strömung geringer ist. Durch den geringeren Strömungswiderstand ist allerdings auch der Druckverlust geringer (Martin, 1992). In (VDI e.V., 2013) wird für den Druckverlust der Durchströmung des Plattenwärmeübertragers Δp eine Abhängigkeit der folgenden Form angegeben:

$$\Delta p = \Delta p(Re^{c_4}, \varphi). \quad (2-17)$$

In der Berechnung der Reynolds-Zahl Re ist die Strömungsgeschwindigkeit w im Plattenspalt als lineare Abhängigkeit enthalten. Bei einer hohen Strömungsgeschwindigkeit w im Plattenspalt steigt die Reynolds-Zahl Re und damit der Wärmeübergangskoeffizient α einer einphasigen Strömung an. Allerdings steigt mit steigender Strömungsgeschwindigkeit ebenfalls der Druckverlust der Durchströmung Δp an. Eine Steigerung des Wärmedurchgangskoeffizienten k durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit w ist deshalb nur in begrenztem Maß technisch sinnvoll.

Für den Wärmeübergang bei der Verdampfung wird in (Djordjevic und Kabelac, 2008) aufgezeigt, dass der Winkel der Plattenstruktur φ auch auf den Wärmeübergang der Verdampfung erheblichen Einfluss hat. Eine harte Plattenstruktur erreicht dabei einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten α bei niedrigeren zugeführten Wärmestromdichten \dot{q} . Es wird in (Djordjevic und Kabelac, 2008) auch aufgezeigt, dass die Formulierung für das Strömungssieden in vertikalen Rohren aus (Steiner und Taborek, 1992) für Plattenwärmeübertrager mit einem vom Prägungswinkel abhängigem Skalierungsfaktor anwendbar ist. Die auf der Arbeit von (Steiner und Taborek, 1992) aufbauende Korrelation für das Strömungssieden weist dabei folgende Form auf und ist auch für Gemische gültig, (Steiner, 1996):

$$Nu_{\text{lokal}} = \frac{\alpha_{\text{lokal}} d_h}{\lambda} = f(\dot{q}, X, \Delta\vartheta_W) \quad (2-18)$$

Der lokale Wärmeübergangskoeffizient bei der Verdampfung α_{lokal} ist unter anderem von der zugeführten Wärmestromdichte \dot{q} , dem Dampfanteil der Strömung X sowie der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_W$ zwischen der Sättigungstemperatur des Fluids und der Wandtemperatur abhängig. Die Oberflächentemperatur der Wärmeübertrager-Platte sowie die Wärmestromdichte \dot{q} können im Plattenwärmeübertrager durch die Minimierung der beiden anderen Wärmewiderstände R_α und R_λ erhöht werden. Der Wärmeübergang der Verdampfung wird daher maßgeblich durch den Wärmeübergang des flüssigen externen Fluids beeinflusst.

Da eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten α stets mit einer Erhöhung des Druckverlustes Δp einhergeht, muss zur technisch sinnvollen Maximierung der Wärmeübertragungsfähigkeit kA die wärmeübertragende Fläche A ebenfalls mit einbezogen werden. Diese kann zum einen über die verwendete Plattengeometrie, also die Fläche einer einzelnen Platte, gesteigert werden. Zum anderen kann die Anzahl der verwendeten Platten zur Erhöhung der wärmeübertragenden Fläche des gesamten Wärmeübertragers A genutzt werden. Mit steigender Plattenanzahl steigt dabei auch die Anzahl der Plattenspalte, wodurch die Strömungsgeschwindigkeit in den Plattenspalten sinkt. Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird daher mit steigender Plattenanzahl geringer.

Mit einer Erhöhung der Anzahl an Durchgängen kann die Strömungsgeschwindigkeit im Plattenspalt bei gleichbleibender Plattenanzahl erhöht werden. Die Durchströmung eines Plattenwärmeübertragers mit zwei und drei Durchgängen ist in Abbildung 2-6 schematisch dargestellt. Der Plattenwärmeübertrager wird dabei intern so aufgeteilt, dass die Durchgänge nacheinander durchströmt werden. Nach jedem Durchgang strömt das aus den Plattenspalten austretende Fluid in

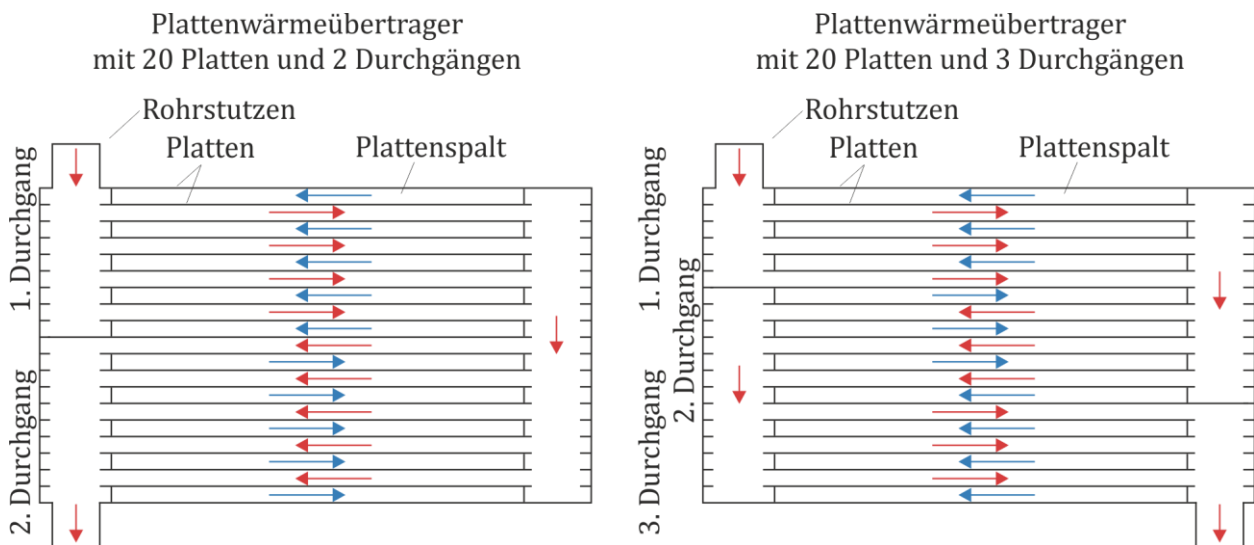


Abbildung 2-6 Durchströmungsschema eines Plattenwärmeübertragers mit unterschiedlicher Anzahl an Durchgängen: links mit 2 Durchgängen und rechts mit 3 Durchgängen.

einen gemeinsamen Strömungskanal ein. Hierdurch werden die Ströme aus den einzelnen Plattenräumen miteinander vermischt. Anschließend wird die Fluidströmung auf die Plattenräume des nächsten Durchgangs erneut aufgeteilt. Ein Plattenwärmeübertrager mit mehreren Durchgängen kann daher auch als eine Reihenschaltung von mehreren Plattenwärmeübertragern mit geringerer Plattenanzahl betrachtet werden.

2.3. Thermodynamische Grundlagen des Ammoniak/Wasser-Gemischs

In diesem Kapitel sind die für diese Arbeit wesentlichen thermodynamischen Zusammenhänge von Ammoniak/Wasser-Gemischen zusammengefasst und erläutert. Zunächst werden, ausgehend von dem stofflichen Verhalten der beiden Reinstoffe, die wesentlichen Unterschiede der Systemeigenschaften eines Ammoniak/Wasser-Gemischs aufgezeigt.

In einem zweiten Unterkapitel wird die Beschreibung der thermodynamischen Zusammenhänge auf Basis von fundamentalen Zustandsgleichungen für das Ammoniak/Wasser-Gemisch angesprochen. Dabei werden die in dieser Arbeit verwendeten Zustandsgleichungen sowie die jeweiligen Vorteile der Ansätze kurz vorgestellt.

2.3.1. Systemeigenschaften beim Phasenübergang

Bei einem Reinstoff korrelieren im Zweiphasengebiet die Stoffgrößen Druck p und Temperatur ϑ . Hierdurch ist bei Kenntnis einer dieser Größen, z.B. der Temperatur ϑ , die zweite Größe, z.B. der Druck p , direkt und eindeutig bestimmbar. Dieser Zusammenhang ist durch die Dampfdruckkurve für den entsprechenden Stoff gegeben. Für die Reinstoffe Ammoniak und Wasser sind diese Dampfdruckkurven links in Abbildung 2-7 dargestellt.

Im Falle eines Gemischs aus zwei chemisch unterschiedlichen Stoffen ist das Mischungsverhältnis ein zusätzlicher Freiheitsgrad. Bei bekanntem Druck p ist daher die Siedetemperatur ϑ des Gemischs nicht eindeutig bestimmt. Dieser Zusammenhang ist für ein Ammoniak/Wasser-Gemisch anhand

einer Siedelinse für einen konstanten Druck von $p^{\text{sat}} = 1 \text{ bar}$ in Abbildung 2-7 rechts aufgezeigt. Auf der Abszisse des Diagramms ist der Ammoniakmassenanteil ξ des Gemischs und auf der Ordinate die Temperatur ϑ aufgetragen. Ein Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0$ bedeutet, dass reines Wasser vorliegt, während bei einem Wert von $\xi = 1$ reines Ammoniak vorliegt. Diese Punkte der Siedelinse stimmen mit den Punkten auf den zugehörigen Dampfdruckkurven überein. Für Reinstoffe sind für einen gegebenen Druck p die Temperaturen im Siede- $\vartheta^{\text{L,sat}}$ und im Taupunkt $\vartheta^{\text{V,sat}}$ identisch. Im Falle eines Gemischs hingegen können diese unterschiedliche Werte annehmen. Wird einer Flüssigkeit bei konstantem Druck von beispielsweise $p = 1 \text{ bar}$ und einer Zusammensetzung von $\xi = 0,45$ Wärme zugeführt, so entsteht beim Erreichen der Siedetemperatur, im Beispiel $\vartheta^{\text{L,sat}} = 0 \text{ °C}$, die erste Dampfblase. Wie auch bei Reinstoffen findet eine Trennung in einen gesättigten Dampf und eine gesättigte Flüssigkeit statt. Die beiden Sättigungszustände stehen dabei im thermischen, mechanischen und stofflichen Gleichgewicht zueinander. Im Gleichgewichtszustand müssen somit die Temperatur ϑ , der Druck p sowie das chemische Potenzial μ_i beider Phasen gleich sein (Stephan et al., 2010). Durch den vom chemischen Potenzial beider Stoffe μ_i angetriebenen Stofftransport (Stephan et al., 2010) kommt es zu einer Anreicherung von Ammoniak in der Dampfphase. Die Zusammensetzung des Dampfes im Gleichgewichtszustand $\xi^{\text{V,sat}}$ kann dabei auf der Taulinie bei gegebenen Werten für Druck und Temperatur abgelesen werden. Wird dem Gemisch mehr Wärme zugeführt, steigt während der Verdampfung die Temperatur des Fluids an. Auch die Zusammensetzung der beiden Phasen ändert sich während der Verdampfung. Beispielsweise ist bei einer Temperatur von $\vartheta = 40 \text{ °C}$ der Ammoniakmassenanteil der flüssigen Phase $\xi^{\text{L,sat}} \approx 0,23$ und der Ammoniakmassenanteil des Dampfes $\xi^{\text{V,sat}} \approx 0,95$.

Die Dampfmasse, die in einem Zustandspunkt innerhalb des Zweiphasengebietes vorliegt, kann über den Dampfgehalt X angegeben werden. Für einen Zustandspunkt auf der Siedelinie ist der Dampfgehalt $X = 0$, während der Dampfgehalt auf der Taulinie mit $X = 1$ definiert ist. Der Dampfgehalt X

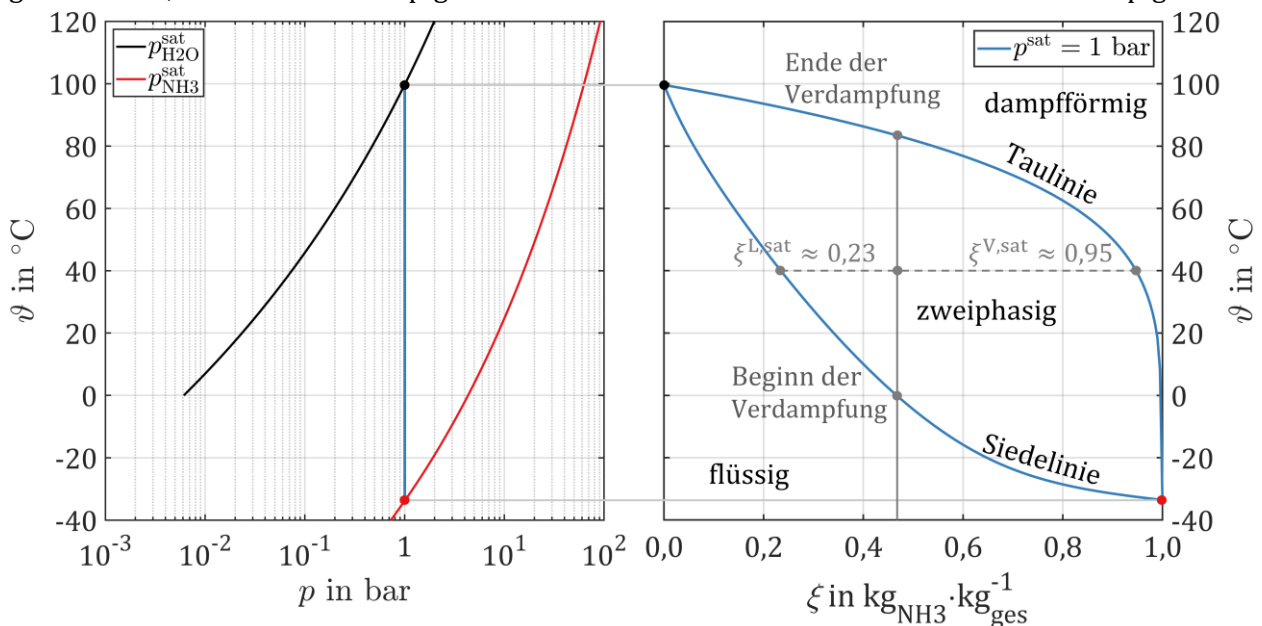


Abbildung 2-7 Dampfdruckkurve von Ammoniak und Wasser im $\vartheta, \log(p)$ -Diagramm (links) und eine Siedelinse bei konstantem Druck des Ammoniak/Wasser-Gemischs im ϑ, ξ -Diagramm (rechts).

des Gemischs kann dabei direkt aus den Ammoniakmassenanteilen auf der Siedelinie $\xi^{L,sat}$ und Taulinie $\xi^{V,sat}$ sowie dem Ammoniakmassenanteil des Gemischs ξ nach Gleichung (2-19) berechnet werden.

$$X = \frac{\xi - \xi^{L,sat}}{\xi^{V,sat} - \xi^{L,sat}} \quad (2-19)$$

Bei weiterer Wärmezufuhr wird mit Erreichen der Taulinie der letzte Tropfen des Gemischs verdampft. Anschließend liegt das gesamte Gemisch dampfförmig vor.

2.3.2. Zustandsgleichungen des Ammoniak/Wasser-Gemischs

Die Eigenschaften von Systemen, die sich im Gleichgewicht befinden, lassen sich in der Thermodynamik durch Zustandsgleichungen eindeutig beschreiben (Dehli, 1974). Es wird dabei grundsätzlich unterschieden in thermische, kalorische und kanonische Zustandsgleichungen. Thermische Zustandsgleichungen beschreiben dabei ausschließlich den Zusammenhang zwischen den thermischen Zustandsgrößen Druck p , Temperatur T und dem spezifischen Volumen v . Wie in Gleichung (2-20) angegeben, können thermische Zustandsgleichungen entweder druckexplizit oder volumenexplizit formuliert sein.

$$p = p(T, v) \quad \text{bzw.} \quad v = v(p, T) \quad (2-20)$$

Um kalorische Größen wie die spezifische Enthalpie h oder die spezifische Entropie s berechnen zu können, sind weitere kalorische Zustandsgleichungen nötig. Diese Zustandsgleichungen stellen einen mathematischen Zusammenhang zwischen den thermischen und den kalorischen Zustandsgrößen her (Dehli, 1974).

$$s = s(T, v) \quad \text{bzw.} \quad h = h(p, T) \quad (2-21)$$

Sowohl die thermischen als auch die kalorischen Zustandsgleichungen beschreiben den thermodynamischen Zusammenhang nur unvollständig. Zustandsgleichungen, die die Eigenschaften eines Systems vollständig beschreiben, werden kanonische Zustandsgleichungen genannt (Dehli, 1974). Bei kanonischen Zustandsgleichungen erfolgt die Berechnung der Stoffeigenschaften sowohl für die Reinstoffe als auch für Gemische über mathematische Formulierungen auf Basis von thermodynamischen Potenzialen. Dies hat den Vorteil, dass alle thermodynamischen Zustandsgrößen wie Druck p , Temperatur T , spezifisches Volumen v , die spezifische Enthalpie h oder die spezifische Entropie s allein durch Umformen oder Differenzieren berechnet werden können (Dehli, 1974), (Stephan et al., 2010), (Stierstadt, 2018).

In den verwendeten kanonischen Zustandsgleichungen dieser Arbeit wird als thermodynamisches Potenzial entweder die molare freie Enthalpie $\tilde{g} = \tilde{g}(p, T, n_i)$ (Ibrahim und Klein, 1993), (Ziegler und Trepp, 1984) oder die molare freie Energie $\tilde{f} = \tilde{f}(\tilde{v}, T, n_i)$ (Pruß und Wagner, 1995), (Tillner-Roth et al., 1993), (Tillner-Roth und Friend, 1998a) genutzt.

Die absolute Temperatur T , der Druck p sowie die Stoffmengen n_i aller Komponenten i sind dabei die natürlichen Variablen der molaren freien Enthalpie \tilde{g} . Die molare freie Energie \tilde{f} hat als

natürliche Variablen ebenfalls die absolute Temperatur T und die Stoffmengen n_i . Allerdings ist bei der molaren freien Energie \tilde{f} anstatt des Druckes p das molare Volumen \tilde{v} die dritte natürliche Variable.

Druck und Temperatur werden in ingenieurwissenschaftlichen Prozessen oft konstant gehalten und sind leicht messtechnisch erfassbar. In Formulierungen auf Basis der freien Enthalpie \tilde{g} können Druck- und Temperaturmesswerte direkt eingesetzt werden. Daher sind in der praktischen Anwendung Formulierungen auf Basis der freien Enthalpie \tilde{g} einfacher in der Handhabung. Iterative Berechnungsschritte zur Berechnung weiterer Zustandsgrößen entfallen dadurch.

Im Gegensatz dazu ist bei Formulierungen auf Basis der molaren freien Energie \tilde{f} bei gegebenem Druck p und gegebener Temperatur T zunächst eine iterative Berechnung des molaren Volumens \tilde{v} nötig, bevor weitere Zustandsgrößen berechnet werden können. Ein Vorteil der Formulierung der Ammoniak/Wasser-Zustandsgleichungen in der molaren freien Energie \tilde{f} besteht darin, dass nur eine Gleichung benötigt wird. Mit dieser kann sowohl die flüssige Phase, die Gasphase als auch das überkritische Gebiet beschrieben werden (Tillner-Roth und Friend, 1998a). Bei Verwendung der Formulierungen für das Ammoniak/Wasser-Gemisch auf Basis der molaren freien Enthalpie \tilde{g} wird hingegen für jede Phase eine separate Gleichung benötigt (Schulz, 1972).

Die in dieser Arbeit untersuchten Formulierungen auf Basis der molaren freien Enthalpie \tilde{g} basieren auf der von (Schulz, 1972) veröffentlichten Zustandsgleichung. Diese Zustandsgleichung ist gültig für Drücke von bis zu $p \leq 25$ bar. Diese Zustandsgleichung wird in (Ziegler und Trepp, 1984) erweitert, um den Gültigkeitsbereich auf Drücke von $p \leq 50$ bar zu vergrößern. (Ibrahim und Klein, 1993) verwendet die erweiterte Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) und passt die Koeffizienten zur Berechnung der reduzierten freien Exzess-Enthalpie $\gamma^{L,e}$ an. Zusätzlich wird für die Berechnung des Phasengleichgewichtes ein erweiterter Ansatz unter Einbeziehung der Poynting-Korrektur verwendet (Ibrahim und Klein, 1993). Durch die Poynting-Korrektur wird die Abweichung des Sättigungspartialdrucks des Gemischs von dem Sättigungspartialdruck des Reinstoffes berücksichtigt (Herwig et al., 2016). Hierdurch wird eine Erhöhung des Gültigkeitsbereichs für einen Druck von $p \leq 110$ bar erreicht (Ibrahim und Klein, 1993).

Der grundsätzliche Aufbau der Zustandsgleichungen auf Basis der molaren freien Enthalpie \tilde{g} ist in den Gleichungen (2-22) bis (2-27) für die Flüssigphase und die Gasphase separat angegeben und detaillierter im Anhang A-I beschrieben (Ibrahim und Klein, 1993), (Schulz, 1972), (Ziegler und Trepp, 1984). Zur dimensionslosen Darstellung wird die molare freie Enthalpie \tilde{g} mit Hilfe der universellen Gaskonstanten R und einer empirisch gewählten Referenztemperatur T_n in die reduzierte freie Enthalpie γ überführt. Die reduzierte Temperatur τ bzw. der reduzierte Druck π bezieht sich auf die empirisch gewählte Referenztemperatur $T_n = 100$ K bzw. den empirisch gewählten Referenzdruck $p_n = 10$ bar. Des Weiteren gehen der Stoffmengenanteil von Ammoniak x in der Flüssigphase bzw. y in der Gasphase in die Gleichungen mit ein.

Ganz generell setzt sich die Zustandsgleichung aus den jeweiligen Reinstoffanteilen und einem Mischungsanteil zusammen. Unter der Annahme, dass keine Wechselwirkungen zwischen den Komponenten auftreten, lässt sich der ideale Mischungsanteil mit einer Gewichtung anhand der

jeweiligen Stoffmengenanteile x bzw. y berechnen (Stephan et al., 2010). Die durch das binäre Gemisch auftretenden Wechselwirkungen werden im Exzessanteil berücksichtigt. Für die Gasphase wird der Exzessanteil und damit die Wechselwirkungen vernachlässigt (Ziegler und Trepp, 1984).

$$\frac{\tilde{g}}{RT_n} = \gamma(\tau, \pi, x) \quad (2-22)$$

$$\begin{aligned} \gamma^L(\tau, \pi, x) = & \underbrace{(1-x) \cdot \gamma_{\text{H}_2\text{O}}^L(\tau, \pi)}_{\text{Anteil Reinstoff Wasser}} + \underbrace{x \cdot \gamma_{\text{NH}_3}^L(\tau, \pi)}_{\text{Anteil Reinstoff Ammoniak}} \\ & + \underbrace{\tau \cdot [(1-x) \cdot \ln(1-x) + x \cdot \ln(x)]}_{\text{Idealer Mischungsanteil}} + \underbrace{\gamma^{L,e}(\tau, \pi, x)}_{\text{Exzessanteil des Gemischs}} \end{aligned} \quad (2-23)$$

$$\begin{aligned} \gamma^V(\tau, \pi, y) = & \underbrace{(1-y) \cdot \gamma_{\text{H}_2\text{O}}^V(\tau, \pi)}_{\text{Anteil Reinstoff Wasser}} + \underbrace{y \cdot \gamma_{\text{NH}_3}^V(\tau, \pi)}_{\text{Anteil Reinstoff Ammoniak}} \\ & + \underbrace{\tau \cdot [(1-y) \cdot \ln(1-y) + y \cdot \ln(y)]}_{\text{Idealer Mischungsanteil}} \end{aligned} \quad (2-24)$$

mit:
$$x = \frac{n_{\text{NH}_3}^L}{n_{\text{H}_2\text{O}}^L + n_{\text{NH}_3}^L} \quad \text{und} \quad y = \frac{n_{\text{NH}_3}^V}{n_{\text{H}_2\text{O}}^V + n_{\text{NH}_3}^V} \quad (2-25)$$

$$\tau = \frac{T}{T_n} = \frac{T}{100 \text{ K}} \quad (2-26)$$

$$\pi = \frac{p}{p_n} = \frac{p}{10 \text{ bar}} \quad (2-27)$$

Die Zustandsgleichung von (Tillner-Roth und Friend, 1998a) ist in der molaren freien Energie \tilde{f} bzw. der dimensionslosen reduzierten freien Energie Φ in den Gleichungen (2-26) bis (2-30) formuliert und ist sowohl für die Gas- als auch die Flüssigphase gültig. In dieser Zustandsgleichung wird die Berechnung in einen idealen Gasanteil Φ^0 und einen Realanteil Φ^r aufgeteilt, der die Abweichung von dem Verhalten eines idealen Gases beschreibt. Für den Reinstoff Wasser wird dabei die Zustandsgleichung aus (Pruß und Wagner, 1995) verwendet, welche mit der IAPWS-95 Formulierung identisch ist. Für den Reinstoff Ammoniak wird die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth et al., 1993) verwendet.

$$\frac{\tilde{f}}{RT} = \Phi(\tau^*, \delta^*, x) = \underbrace{\Phi^0(\tau^{*0}, \delta^{*0}, x)}_{\text{Idealer Gasanteil der Mischung}} + \underbrace{\Phi^r(\tau^*, \delta^*, x)}_{\text{Realanteil des Gemischs}} \quad (2-28)$$

$$\begin{aligned} \Phi^0(\tau^{*0}, \delta^{*0}, x) = & \underbrace{(1-x) \cdot \Phi_{\text{H}_2\text{O}}^0}_{\text{Idealer Gasanteil Reinstoff Wasser}} + \underbrace{x \cdot \Phi_{\text{NH}_3}^0}_{\text{Idealer Gasanteil Reinstoff Ammoniak}} \\ & + \underbrace{(1-x) \cdot \ln(1-x) + x \cdot \ln(x)}_{\text{Idealer Mischungsanteil}} \end{aligned} \quad (2-29)$$

$$\begin{aligned} \Phi^r(\tau^*, \delta^*, x) = & \underbrace{(1-x) \cdot \Phi_{\text{H}_2\text{O}}^r}_{\text{Realanteil Reinstoff Wasser}} + \underbrace{x \cdot \Phi_{\text{NH}_3}^r}_{\text{Realanteil Reinstoff Ammoniak}} + \underbrace{\Delta\Phi^r}_{\text{Exzessanteil des Gemischs}} \end{aligned} \quad (2-30)$$

mit:
$$\tau^* = \frac{T_n(x)}{T} \quad ; \quad \tau^{*0} = \frac{T_n^0}{T} \quad (2-31)$$

$$\delta^* = \frac{\tilde{v}_n(x)}{\tilde{v}} \quad ; \quad \delta^{*0} = \frac{\tilde{v}_n^0}{\tilde{v}} \quad (2-32)$$

Eine ausführliche Beschreibung der Zustandsgleichungen sowie die verwendeten Koeffizienten befinden sich im Anhang A-I und A-II. In beiden Formulierungen werden die Mischungsgrößen über

Zustandsgröße	Formulierung auf Basis der reduzierten freien Energie Φ	Formulierung auf Basis der reduzierten freien Enthalpie γ
Druck p bzw. molares Volumen \tilde{v}	$p = \frac{RT}{\tilde{v}} \left(1 + \delta^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} \right)$	$\tilde{v} = \frac{RT_n}{p_n} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial \pi}$
Molare Enthalpie \tilde{h}	$\tilde{h} = RT \left(1 + \delta^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} + \frac{\tau^{*0} (\partial \Phi^0)}{\partial \tau^{*0}} + \tau^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \tau^*} \right)$	$\tilde{h} = -RT_n \tau^2 \frac{\partial (\gamma/\tau)}{\partial \tau}$
Molare isobare Wärmekapazität \tilde{c}_p	$\frac{\tilde{c}_p}{R} = \frac{\left(1 + \delta^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} - \delta^* \tau^* \frac{\partial^2 \Phi^r}{\partial \delta^* \partial \tau^*} \right)^2}{1 + 2\delta^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} + \delta^{*2} \frac{\partial^2 \Phi^r}{\partial \delta^{*2}} - \tau^{*02} \frac{\partial^2 \Phi^0}{\partial \tau^{*02}} - \tau^{*2} \frac{\partial^2 \Phi^r}{\partial \tau^{*2}}}$	$\frac{\tilde{c}_p}{R} = -\frac{\partial}{\partial \tau} \left(\tau^2 \frac{\partial (\gamma/\tau)}{\partial \tau} \right)$

Tabelle 2-1 Berechnungsvorschriften zur Ermittlung verschiedener kalorischer und thermischer Zustandsgrößen aus den Zustandsgleichungen auf Basis der reduzierten freien Energie Φ (Tillner-Roth und Friend, 1998a) und der reduzierten freien Enthalpie γ (Ziegler, 1982).

die Berechnung des idealen Mischungsanteils beider Reinstoffe und einen Exzessanteil $\gamma^{L,e}$ bzw. $\Delta\Phi^r$ berechnet (Schulz, 1972), (Tillner-Roth und Friend, 1998a). Alle kalorischen und thermischen Zustandsgrößen können über partielle Differentiation der thermodynamischen Potentiale berechnet werden. Auch das Phasengleichgewicht zwischen der Dampf- und Flüssigphase kann auf diese Weise berechnet werden. Die Berechnungsgleichungen der für diese Arbeit relevanten kalorischen und thermischen Zustandsgrößen sind in Tabelle 2-1 zusammengestellt (Callen, 1985), (Schulz, 1972), (Tillner-Roth und Friend, 1998a). Die Berechnung des Phasengleichgewichts ist ebenfalls im Anhang A-I bzw. A-II aufgeführt.

Aus den Zustandsgleichungen werden stoffmengenbezogene Größen berechnet. Diese werden zur einfacheren Anwendung für die Analyse der Absorptionswärmepumpe in massenbezogene Zustandsgrößen umgerechnet. Diese Umrechnung erfolgt nach Gleichung (2-33).

$$v = \frac{\tilde{v}}{M(x)} \quad ; \quad h = \frac{\tilde{h}}{M(x)} \quad ; \quad c_p = \frac{\tilde{c}_p}{M(x)} \quad (2-33)$$

Die darin verwendete Molmasse des Gemischs $M(x)$ berechnet sich für die oben aufgeführten Zustandsgleichungen als molanteiligen Mittelwert aus den Molmassen der Reinstoffe:

$$M(x) = (1 - x)M_{H_2O} + xM_{NH_3} \quad (2-34)$$

Für die Molmassen der Reinstoffe werden die in Tabelle 2-2 aufgelisteten Werte verwendet. In früheren Zustandsgleichungen werden jedoch Werte mit geringerer Genauigkeit verwendet. Diese Unterschiede sind jedoch vernachlässigbar klein.

Quelle	Molmasse von Ammoniak	Molmasse von Wasser
(Tillner-Roth und Friend, 1998a)	$M_{NH_3} = 17,03026 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$	$M_{H_2O} = 18,015268 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$

Tabelle 2-2 Molmassen der Reinstoffe Ammoniak und Wasser.

2.4. Abhängigkeiten innerhalb der Absorptionswärmepumpe

Für die Optimierung der Absorptionswärmepumpe ist die Kenntnis der maschinentypischen Abhängigkeiten zwischen verschiedenen Komponenten sowie der externen Kreisläufe und deren Wechselwirkungen unerlässlich. Daher werden im Folgenden für die Desorber-Einheit, den Dephlegmator und den Absorber die Zusammenhänge zwischen den Temperaturen ϑ , Drücken p und Ammoniakmassenanteilen ξ anhand von Zahlenbeispielen aufgezeigt.

Der im Prozess vorherrschende Hochdruck p_h resultiert, wie nachfolgend erläutert, aus den Betriebsbedingungen im Kondensator. In den nachfolgenden Erklärungen wird zunächst vereinfachend von einem konstanten Hochdruck von $p_h = 20$ bar ausgegangen.

Desorption

Die im Desorber stattfindenden Prozesse werden nachfolgend anhand des in Abbildung 2-8 gezeigten Zahlenbeispiels näher erläutert. Die in den Desorber eintretende reiche Lösung (15) liegt entweder als unterkühlte oder gesättigte Flüssigkeit vor. Im Zahlenbeispiel ist die Temperatur der in den Desorber eintretenden reichen Lösung $\vartheta_{rL,Des,ein} = 90$ °C. Wie im rechten Diagramm in Abbildung 2-8 dargestellt ist, liegt bei einem Hochdruck der Absorptionswärmepumpe von $p_h = 20$ bar und einem Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung von $\xi_{rL,Des,ein} = 0,45$ eine unterkühlte Flüssigkeit vor. Durch den vom externen Fluid an die reiche Lösung übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{Des} erreicht die reiche Lösung im Desorber zunächst die Sättigungstemperatur $\vartheta_{rL}^{L,sat} = 100$ °C und wird anschließend teilweise verdampft. Wie in Kapitel 2.3.1 erläutert, steigt die Temperatur des zweiphasigen Gemischs während der Verdampfung an.

Je höher die Temperatur des Gemischs im Desorber bei konstantem Druck p_h ansteigt, desto geringer ist der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} sowie der Ammoniakmassenanteil des Kältemitteldampfes ξ_{KM} . Im Zahlenbeispiel wird angenommen, dass das zweiphasige Gemisch mit einer Temperatur von $\vartheta_{aL,Des,aus} = \vartheta_{KM,Des,aus} = 115$ °C aus dem Desorber austritt. Der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung kann im Diagramm durch den Schnittpunkt der Austrittstemperatur

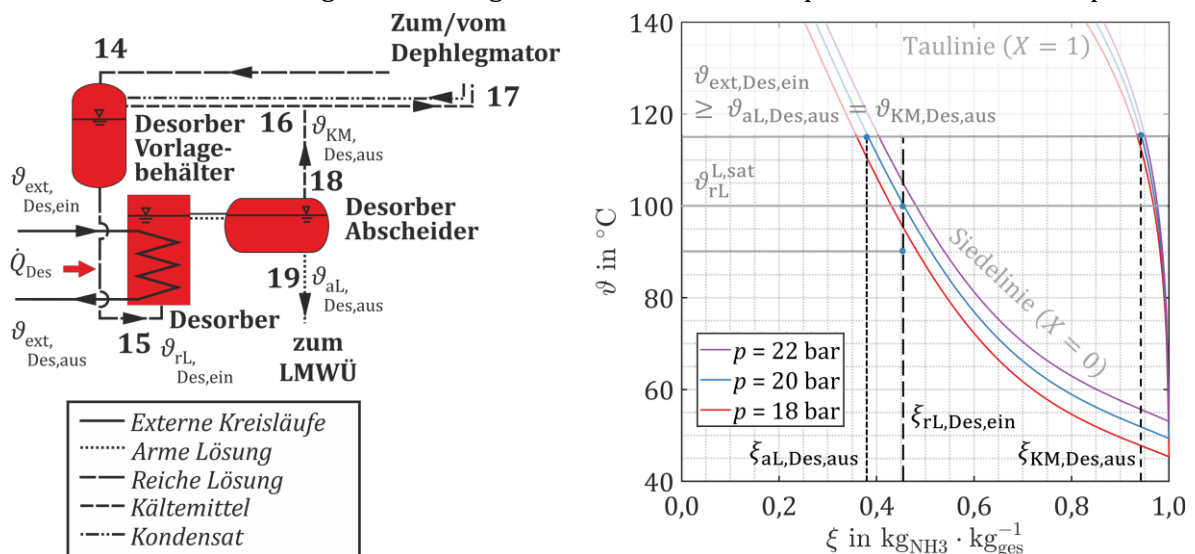


Abbildung 2-8 Zusammenhang zwischen dem Ammoniakmassenanteil der armen Lösung und des Kältemittels, den Temperaturen am Desorber sowie dem Hochdruck der Wärmepumpe.

mit der Siedelinie $X = 0$ bei $p_h = 20$ bar mit $\xi_{aL}^{L,sat} = \xi(X = 0, \vartheta_{aL,Des,aus}, p_h) = 0,38$ abgelesen werden. Analog zum Ammoniakmassenanteil der armen Lösung kann der Ammoniakmassenanteil des Kältemitteldampfes auf der Taulinie $X = 1$ mit $\xi_{KM,Des,aus}^{V,sat} = \xi(X = 1, \vartheta_{KM,Des,aus}, p_h) = 0,94$ abgelesen werden.

Die höchste Temperatur innerhalb des Absorptionswärmepumpen-Prozesses ist die Eintrittstemperatur des externen Fluids in den Desorber $\vartheta_{ext,Des,ein}$. Durch die Wärmezufuhr im Desorber \dot{Q}_{Des} kann das zweiphasige Gemisch am Austritt aus dem Desorber $\vartheta_{aL,Des,aus} = \vartheta_{KM,Des,aus}$ maximal die Eintrittstemperatur des externen Fluids $\vartheta_{aL,Des,aus} \leq \vartheta_{ext,Des,ein}$ erreichen. Bei gegebenem Hochdruck p_h ist daher der niedrigste erreichbare Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} durch die externe Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{ext,Des,ein} \geq \vartheta_{aL,Des,aus}$ limitiert.

Erhöhung des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels ξ_{KM}

Um den Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} nach dem Desorber-Abscheider (18) nachträglich zu erhöhen, kann ein Dephlegmator eingesetzt werden, dessen Funktionsprinzip anhand von Abbildung 2-9 erklärt wird. Im Dephlegmator wird der Kältemitteldampf nach dem Desorber-Abscheider (18) bzw. nach dem Desorber-Vorlagebehälter (16) abgekühlt, wodurch ein Teil des Dampfes kondensiert wird. Das dabei anfallende Kondensat wird aus dem Dampf abgeschieden und zurück zum Desorber geleitet. Auch bei diesem Prozessschritt kann der Ammoniakmassenanteil des gesättigten Kältemitteldampfes $\xi_{KM}^{V,sat}$ auf der Taulinie $X = 1$ bei konstantem Hochdruck p_h abgelesen werden. Mit sinkender Temperatur des Kältemittels nach dem Dephlegmator $\vartheta_{KM,K,ein}$ steigt der Ammoniakmassenanteil des dampfförmigen Kältemittels $\xi_{KM}^{V,sat}$ nachträglich an.

Bei der Absenkung der Temperatur des Kältemitteldampfes im Dephlegmator $\vartheta_{KM,K,ein}$ liegt, wie nachfolgend erläutert, ein prozessbedingter Zielkonflikt vor. Die Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel ξ_{KM} steht dabei dem zur Verfügung stehenden Kältemittelmassenstrom \dot{M}_{KM} gegenüber.

Die bei der Kondensation freiwerdende Wärme wird zur Vorwärmung der reichen Lösung verwendet. Die reiche Lösung ist somit die Wärmesenke für den Dephlegmator und tritt mit der Temperatur $\vartheta_{rL,Deph,ein}$ ein. Der Kältemitteldampf kann daher theoretisch bis zu einer minimalen Temperatur $\vartheta_{KM,K,ein} \leq \vartheta_{rL,Deph,ein}$ abgekühlt werden. Im Bereich hoher Ammoniakmassenanteile $\xi_{KM}^{V,sat} \geq 0,98$ ist allerdings nur noch eine geringe Abhängigkeit der erreichbaren Kältemittelreinheit von der Temperatur des Kältemittels ϑ_{KM} gegeben, wodurch eine höhere Absenkung der Temperatur $\vartheta_{KM,K,ein}$ nur eine geringfügige Erhöhung des Ammoniakmassenanteils ξ_{KM} bewirkt und nicht zielführend ist. Im Zahlenbeispiel liegt bei einer Temperatur von $\vartheta_{KM,K,ein} = 70$ °C bereits ein sehr hoher Ammoniakmassenanteil des Kältemitteldampfes von $\xi_{KM}^{V,sat} = 0,995$ vor.

Je niedriger die Temperatur des Kältemittels am Austritt aus dem Dephlegmator ist, desto mehr Kältemittel kondensiert im Dephlegmator aus. Da das Kondensat zum Desorber zurückgeleitet wird, kann der Kondensat-Massenstrom im Kältekreis nicht genutzt werden. Eine Absenkung der Temperatur des Kältemittels im Dephlegmator $\vartheta_{KM,K,ein}$ bewirkt daher auch eine Abnahme des in den

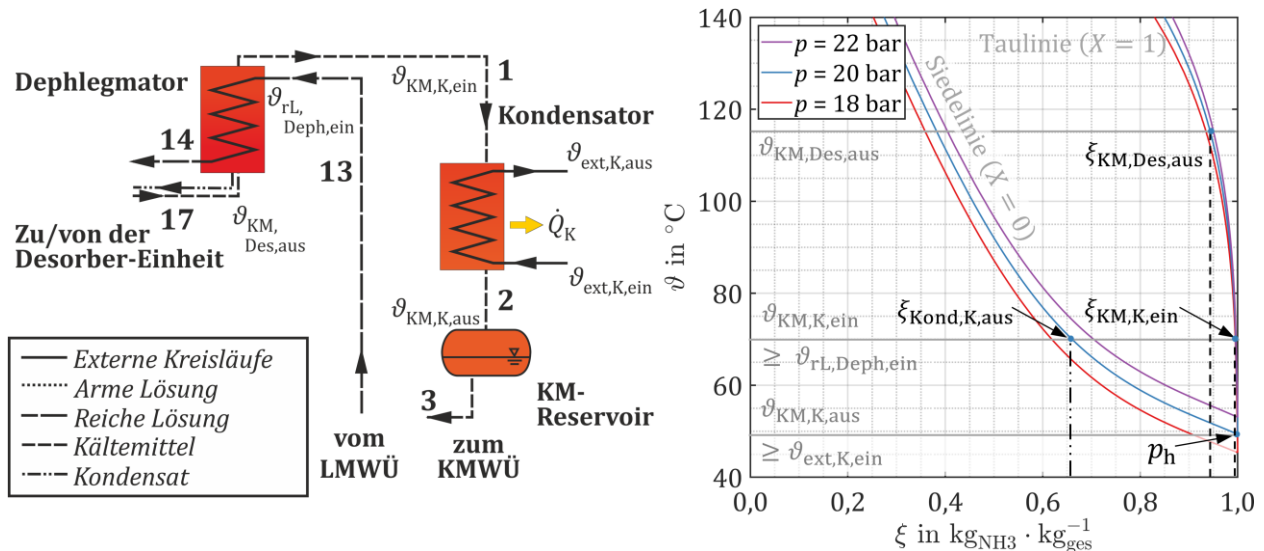


Abbildung 2-9 Zusammenhang zwischen den Temperaturen am Dephlegmator und Kondensator, dem Ammoniakmassenanteil des Kältemittels und dem Hochdruck der Wärmepumpe.

Kondensator einströmenden Dampfmassenstroms $\dot{M}_{\text{KM,K,ein}}$. Es muss deshalb ein Kompromiss aus dem erreichten Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} und dem im Kreisprozess nutzbaren Kältemittelmassenstrom \dot{M}_{KM} erreicht werden.

Hochdruck p_h

Bisher wird in den gezeigten Zahlenbeispielen der Hochdruck p_h stets als Vorgabe angenommen. Innerhalb der Absorptionswärmepumpe ist der Hochdruck p_h allerdings nicht frei wählbar, sondern resultiert aus den jeweiligen Betriebsbedingungen im Kondensator. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls in Abbildung 2-9 dargestellt.

Prozessbedingt muss das Kältemittel nach dem Kondensator in flüssigem Aggregatzustand vorliegen. Der Hochdruck $p_h = p(X=0, \vartheta_{\text{KM,K,aus}}, \xi_{\text{KM,K,ein}})$ ist dabei durch den Ammoniakmassenanteil des Kältemittels $\xi_{\text{KM,K,ein}}$ und die Siedetemperatur $\vartheta_{\text{KM,K,aus}}$ des Kältemittels bestimmt. Die Siedetemperatur am Kondensatoraustritt wiederum wird durch die Eintrittstemperatur des externen Kreislaufs nach unten hin limitiert. Es gilt der Zusammenhang $\vartheta_{\text{KM,K,aus}} \geq \vartheta_{\text{ext,K,ein}}$. Im Zahlenbeispiel ist bei einer Austrittstemperatur des flüssigen Kältemittels aus dem Kondensator von $\vartheta_{\text{KM,K,aus}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ der Hochdruck der Absorptionswärmepumpe $p_h = 20 \text{ bar}$.

Für eine Abschätzung des Hochdrucks p_h zur Prozessauslegung kann in guter Näherung aufgrund des hohen Ammoniakmassenanteils nach dem Dephlegmator $\xi_{\text{KM,K,ein}}$ der Dampfdruck von reinem Ammoniak $\xi_{\text{KM}} = 1$ verwendet werden. Unter der Annahme eines Reinstoffs ändert sich zudem die Temperatur des Kältemittels während der Kondensation nicht. Unter dieser Annahme einer konstanten Temperatur $\vartheta_{\text{KM,K,ein}} = \vartheta_{\text{KM,K,aus}}$ wird die niedrigste mögliche Siedetemperatur im Kondensator durch die Austrittstemperatur des externen Kreislaufes $\vartheta_{\text{KM,K,aus}} \geq \vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ (Mirl et al., 2018b) limitiert. Je höher bzw. niedriger die externe Kondensator-Austrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ ist, desto höher bzw. niedriger ist der in der Absorptionswärmepumpe vorherrschende Hochdruck p_h . Die Heizungsvorlaufstemperatur $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ legt demnach den im System vorliegenden Hochdruck fest.

Unter Berücksichtigung eines vorhandenen Wasseranteils im Kältemitteldampf $\xi_{KM,K, \text{ein}} < 1$ sinkt während der Kondensation die Temperatur des Kältemittels ab und ist nicht konstant. Die Temperatur $\vartheta_{KM,K, \text{aus}}$, die das aus dem Kondensator austretende gesättigte Kältemittel bei Verwendung eines idealen Gegenstrom-Wärmeübertragers erreichen kann, kann daher niedriger sein als die externe Kondensator-Austrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext},K, \text{aus}}$.

Des Weiteren bewirkt ein Wasseranteil im Kältemittel, dass der Siededruck $p^{L, \text{sat}}$ des Gemischs bei gleicher Temperatur des Kältemittels $\vartheta_{KM,K, \text{aus}}$ geringer ist als der des Reinstoffs Ammoniak. Dieser Zusammenhang kann durch eine gezielte Beeinflussung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel ξ_{KM} genutzt werden, um den Betriebsbereich der Absorptionswärmepumpe bei gegebenem maximal zulässigen Hochdruck p_h zu erhöhen (Mirl et al., 2020b).

Tiefdruck p_t

Im Gegensatz zum Hochdruck p_h ist der Tiefdruck p_t der Wärmepumpe in einem eingeschränkten Bereich frei wählbar. Durch den Öffnungsquerschnitt des Kältemittelventils kann der Tiefdruck p_t innerhalb des Bereichs geregelt werden. Die Grenzen für die Wahl des Tiefdrucks p_t sind in Abbildung 2-10 im ϑ, ξ -Diagramm eingezeichnet und werden nachfolgend erläutert. Für eine bessere Übersichtlichkeit ist der KMWÜ in dieser Abbildung nicht eingezeichnet.

Die externe Temperatur der Wärmezufuhr am Verdampfer $\vartheta_{\text{ext},V, \text{aus}}$ muss höher als die Siedetemperatur des Kältemittels $\vartheta_{KM,V, \text{ein}}^{L, \text{sat}}$ (5) sein, um einen Wärmestrom im Verdampfer \dot{Q}_V zuführen zu können. Wie in Abbildung 2-10 zu erkennen ist, nimmt mit zunehmendem Tiefdruck p_t die Siedetemperatur des Kältemittels $\vartheta_{KM}^{L, \text{sat}}$ zu. Der maximale Tiefdruck $p_{t, \text{max}}$ ist daher durch die externe Verdampfer-Austrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext},V, \text{aus}}$ begrenzt. Im Zahlenbeispiel gilt für die Austrittstemperatur des externen Fluids am Verdampfer $\vartheta_{\text{ext},V, \text{aus}} = 25 \text{ °C}$. Der Ammoniakmassenanteil im Kältemittel beträgt $\xi_{KM} = 0,99$. Der maximale Tiefdruck $p_{t, \text{max}}$ ist somit für jeden Betriebspunkt durch die Beziehung $p_{t, \text{max}} \leq p(X = 0, \vartheta_{\text{ext},V, \text{aus}}, \xi_{KM})$ vorgegeben und resultiert im Beispiel zu $p_{t, \text{max}} = 10 \text{ bar}$.

Die untere Grenze für den Regelbereich des Tiefdrucks $p_{t, \text{min}}$ resultiert aus der Absorption des Kältemitteldampfes im Absorber. Damit der Kreisprozess funktionsfähig ist, muss der Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL} höher sein als der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} . Im gezeigten Zahlenbeispiel wird der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung mit $\xi_{aL} = 0,38$ angenommen. Am Austritt des Absorbers (9) muss die reiche Lösung für die Förderung über eine Lösungsmittelpumpe in flüssigem Aggregatzustand vorliegen, was einem Punkt auf der Siedelinie $X = 0$ entspricht. Des Weiteren ist die Austrittstemperatur der reichen Lösung $\vartheta_{rL, \text{Abs}, \text{aus}}$ durch die Heizungsrücklauftemperatur $\vartheta_{\text{ext}, \text{Abs}, \text{ein}}$, im Beispiel $\vartheta_{\text{ext}, \text{Abs}, \text{ein}} = 30 \text{ °C}$, nach unten hin begrenzt. Folglich muss der Tiefdruck $p_{t, \text{min}}$ mindestens dem Siededruck der armen Lösung bei der Temperatur $\vartheta_{\text{ext}, \text{Abs}, \text{ein}}$ entsprechen. Diese drei Anforderungen werden durch die Beziehung $p_{t, \text{min}} = p(X = 0, \vartheta_{rL, \text{Abs}, \text{aus}}, \xi_{aL})$ berücksichtigt. Im gezeigten Beispiel beträgt der minimale Tiefdruck $p_{t, \text{min}} = 2,0 \text{ bar}$.

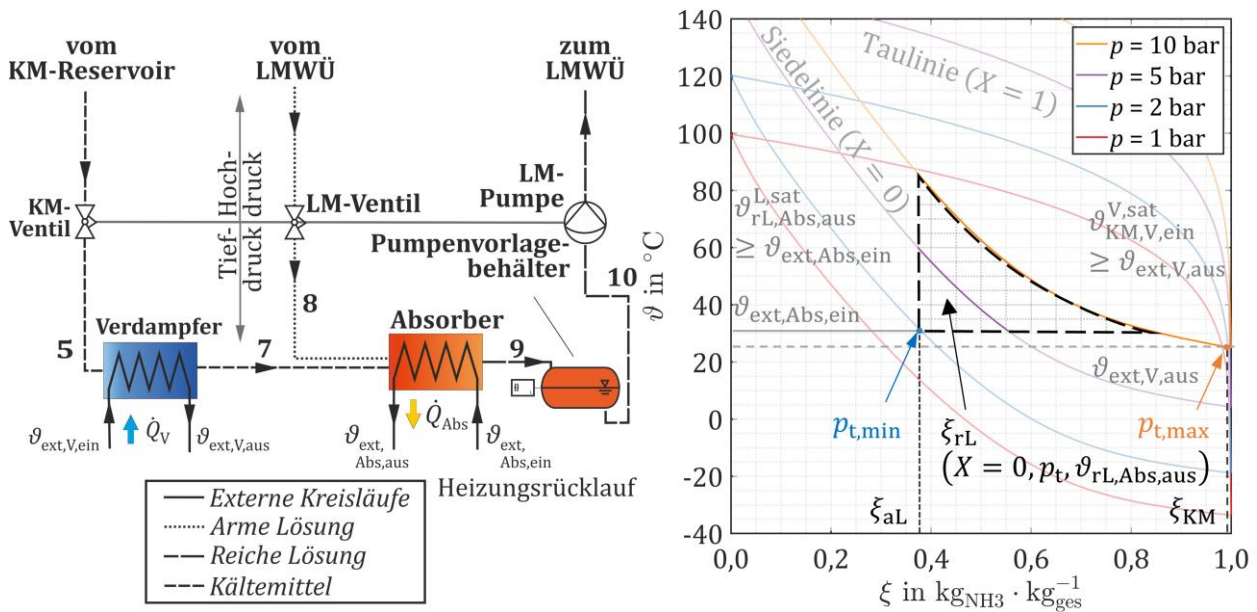


Abbildung 2-10 Zusammenhang zwischen resultierendem Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung, dem Tiefdruck der Absorptionwärmepumpe und der Austrittstemperatur der reichen Lösung.

Insgesamt kann der erreichbare Ammoniakmassenanteil der gesättigten, reichen Lösung ξ_{rL} durch die Siedelinien ($X = 0$) des minimalen und maximalen Tiefdrucks $p_{\text{t,min}}$ bzw. $p_{\text{t,max}}$, die Eintrittstemperatur des externen Fluids am Absorber $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$ und den Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} nahezu dreiecksförmig eingegrenzt werden. In dem Grenzfall $\xi(X = 0, p_{\text{t,min}}, \vartheta_{\text{ext,Abs,ein}})$ entspricht der Ammoniakmassenanteil $\xi_{\text{rL,min}}$ exakt dem der armen Lösung ξ_{aL} . Wird der Tiefdruck p_{t} auf einen höheren Wert geregelt, steigt auch der erreichbare Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung bei gleichbleibender Temperatur an und erreicht im Zahlenbeispiel maximal den Wert $\xi_{\text{rL,max}} \leq \xi(X = 0, p_{\text{t,max}}, \vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}) = 0,86$. Auch die maximal mögliche Temperatur der reichen Lösung im Absorber $\vartheta_{\text{rL,Abs,max}}$ ist aus dem Grenzfall $\vartheta(X = 0, p_{\text{t,max}}, \xi_{\text{rL}} = \xi_{\text{aL}})$ ersichtlich und liegt im Zahlenbeispiel bei $\vartheta_{\text{rL,Abs,max}} = 85 \text{ °C}$.

Der Tiefdruck kann somit innerhalb von $p(X = 0, \vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}, \xi_{\text{aL}}) \leq p_{\text{t}} \leq p(X = 0, \vartheta_{\text{ext,V,aus}}, \xi_{\text{KM}})$ gewählt werden. Auch bei der Wahl des Tiefdrucks liegt ein Zielkonflikt vor. Bei einem hohen Tiefdruck $p_{\text{t}} \rightarrow p_{\text{t,max}}$ steigt die Siedetemperatur des Kältemittels im Verdampfer an. Die für die Wärmeübertragung nötige Temperaturdifferenz zum externen Fluid im Verdampfer $\vartheta_{\text{ext}} - \vartheta_{\text{KM}}$ nimmt ab. Mit sinkender Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung nimmt auch der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{V} ab.

Wird der Tiefdruck hingegen gering gewählt $p_{\text{t}} \rightarrow p_{\text{t,min}}$ sinkt die maximal im Absorber erreichbare Temperatur der reichen Lösung $\vartheta_{\text{rL,Abs,max}}$. Die Austrittstemperatur des externen Fluids $\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$ bzw. der im Absorber übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Abs} werden hierdurch verringert. Zudem sinkt mit sinkendem Tiefdruck p_{t} der erreichbare Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung $\xi_{\text{rL}}^{\text{L,sat}}$. Im Kreisprozess der Absorptionswärmepumpe bewirkt dies, wie anhand von Abbildung 2-8 erläutert, dass

die Siedetemperatur im Desorber ansteigt $\vartheta_{rL}^{L,sat}$. Hierdurch wird ein geringerer Kältemittelmassenstrom \dot{M}_{KM} desorbiert, was schließlich ebenfalls den im Verdampfer zugeführten Wärmestrom \dot{Q}_V senkt.

Es existiert daher für jeden Betriebspunkt der Absorptionswärmepumpe ein optimaler Tiefdruck p_v , bei dem die Leistungszahl maximal ist. Da hierbei auch die Wärme- und Stoffübertragung innerhalb der Komponenten mit eingeht, ist der optimale Tiefdruck eine von der realen Maschine abhängige Größe (Zetzsche, 2012).

2.5. Bewertungsgrößen

Für die Bewertung des Absorptionswärmepumpen-Prozesses und die in dieser Arbeit relevanten Teilprozesse werden die in der Literatur bekannten Kenngrößen nachfolgend vorgestellt.

Als Zielgröße für einen optimalen Tiefdruck wird in (Zetzsche, 2012) das Wärmeverhältnis einer Absorptionskältemaschine ζ_{AKM} nach (Jungnickel et al., 1990) verwendet. Dieses ist definiert als der Quotient aus nutzbarer Kälteleistung am Verdampfer \dot{Q}_V und aufgewandter Heizleistung am Desorber \dot{Q}_{Des} definiert:

$$\zeta_{AKM} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{Des}} \quad (2-35)$$

Analog dazu wird für eine Wärmepumpe das Wärmeverhältnis ζ_{AWP} definiert. Dabei wird in Gleichung (2-36) die nutzbare Wärmeleistung zur Gebäudebeheizung $\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Abs}$ ins Verhältnis zur benötigten Antriebswärmeleistung des Desorbers \dot{Q}_{Des} gesetzt.

$$\zeta_{AWP} = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Des}} \quad (2-36)$$

Die beiden Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und ζ_{AKM} berücksichtigen dabei nicht die ebenfalls für den Antrieb der Absorptionswärmepumpe benötigte elektrische Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe $P_{el,LMP}$. Aus diesem Grund wird die Leistungszahl im Heizbetrieb (*COP*) analog zu der einer Kompressionswärmepumpe definiert. Diese Leistungszahl stellt das Verhältnis aus der nutzbaren Wärmeleistung zur gesamten Leistungsaufnahme der Wärmepumpe dar:

$$COP = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Des} + P_{el,LMP}} \quad (2-37)$$

Zusammen mit der Energiebilanz eines wärmeverlustfreien Kreisprozesses (2-38) kann die Leistungszahl der Absorptionswärmepumpe umgeformt werden zu:

$$\dot{Q}_{Des} + \dot{Q}_V + P_{el,LMP} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Abs} \quad (2-38)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Des} + \dot{Q}_V + P_{el,LMP}}{\dot{Q}_{Des} + P_{el,LMP}} = 1 + \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{Des} + P_{el,LMP}} \quad (2-39)$$

Die Leistungszahl einer Absorptionswärmepumpe wird nach Gleichung (2-39) maximal, wenn die Leistungsaufnahme am Verdampfer \dot{Q}_V möglichst hoch ist, während die zugeführten Leistungen am Desorber \dot{Q}_{Des} und der Lösungsmittelpumpe $P_{el,LMP}$ minimal sind.

Analog zu Gleichung (2-39) kann unter Verwendung von Gleichung (2-38) und der Vernachlässigung der elektrischen Leistungsaufnahme $P_{el,LMP} \approx 0$ das Wärmeverhältnis einer Absorptionswärmepumpe ζ_{AWP} in das Wärmeverhältnis der Absorptionskältemaschine ζ_{AKM} umgerechnet werden:

$$\zeta_{AWP} = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Des}} = \frac{\dot{Q}_V + P_{el,LMP} + \dot{Q}_{Des}}{\dot{Q}_{Des}} \approx \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{Des}} + 1 = \zeta_{AKM} + 1 \quad (2-40)$$

Der Zusammenhang aus Gleichung (2-40) ist insbesondere für das Forschungsprojekt, welches die Grundlage dieser Dissertation darstellt, von großer Bedeutung. Im Rahmen des Projektes soll die Wärmezufuhr des Verdampfers \dot{Q}_V und die des Desorbers \dot{Q}_{Des} aus einem Fernwärmenetz erfolgen. Dabei werden die beiden Komponenten im externen Fluidkreis, wie in Abbildung 1-1 dargestellt, in Reihe miteinander verschaltet. Der Fernwärmeverlauf wird somit für den thermischen Antrieb des Desorbers verwendet, während der Fernwärmerücklauf für die Beheizung des Verdampfers verwendet wird. Beide Wärmeübertrager werden daher mit einem gleichbleibenden Massenstrom $\dot{M}_{ext,Des} = \dot{M}_{ext,V}$ durchströmt. Unter der Annahme einer konstanten spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p des Wassers im Fernwärmenetz lässt sich die Gleichung (2-40) weiter vereinfachen:

$$\zeta_{AWP} \approx \zeta_{AKM} + 1 = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{Des}} + 1 = \frac{\dot{M}_{ext} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{ext,V}}{\dot{M}_{ext} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{ext,Des}} + 1 = \frac{\Delta\vartheta_{ext,V}}{\Delta\vartheta_{ext,Des}} + 1 \quad (2-41)$$

Eine weitere Bewertungsgröße für die Beurteilung des Absorptionswärmepumpen-Prozesses ist die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$. Diese ist definiert als die Differenz der Ammoniakmassenanteile von reicher Lösung ξ_{rL} und armer Lösung ξ_{aL} .

$$\Delta\xi_E = \xi_{rL} - \xi_{aL} \quad (2-42)$$

Um den Einfluss der Entgasungsbreite auf den Lösungsmittelumlauf aufzuzeigen, wird in (Niebergall, 1959) ein dimensionsloser Lösungsumlauf der reichen Lösung f definiert. Hierfür wird die Ammoniakmassenbilanz am Absorber aus Gleichung (2-43) aufgestellt und auf den Massenstrom des Kältemittels \dot{M}_{KM} normiert.

$$\dot{V}_{rL} \cdot \rho_{rL} \cdot \xi_{rL} = \dot{M}_{rL} \cdot \xi_{rL} = \dot{M}_{KM} \cdot \xi_{KM} + \dot{M}_{aL} \cdot \xi_{aL} \quad (2-43)$$

$$f \cdot \xi_{rL} = \frac{\dot{M}_{rL}}{\dot{M}_{KM}} \cdot \xi_{rL} = \frac{\dot{M}_{KM}}{\dot{M}_{KM}} \cdot \xi_{KM} + \frac{\dot{M}_{aL}}{\dot{M}_{KM}} \cdot \xi_{aL} = 1 \cdot \xi_{KM} + (f - 1) \cdot \xi_{aL} \quad (2-44)$$

Im Desorber wird aus der geförderten reichen Lösung f mit dem Ammoniakmassenanteil ξ_{rL} Kältemittel ausgetrieben. Die Menge der zum Absorber zurückströmenden armen Lösung ist dabei $f - 1$ und weist einen Ammoniakmassenanteil von ξ_{aL} auf. Aus der Umformung von Gleichung (2-44) resultiert die in Gleichung (2-45) angegebene Definition des dimensionslosen Lösungsumlaufs f (Niebergall, 1959).

$$f = \frac{\xi_{KM} - \xi_{aL}}{\xi_{rL} - \xi_{aL}} = \frac{\xi_{KM} - \xi_{aL}}{\Delta\xi_E} \quad (2-45)$$

Da die elektrische Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe $P_{el,LMP}$ proportional zum geförderten Volumenstrom \dot{V}_{rL} ist (Stephan, 2006), muss ein möglichst niedriger dimensionsloser Lösungsmittelumlauf f angestrebt werden.

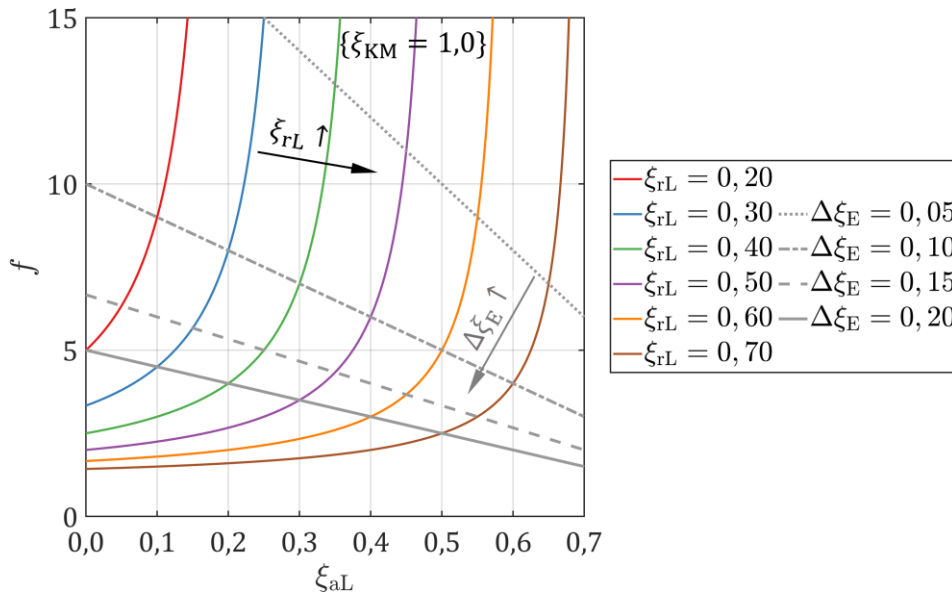


Abbildung 2-11 Verlauf des dimensionslosen Lösungsumlaufs f für verschiedene Ammoniakmassenanteile der reichen Lösung ξ_{rL} bei Variation des Ammoniakmassenanteils der armen Lösung ξ_{aL} . Der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ist auf $\xi_{KM} = 1,0$ festgelegt.

In Abbildung 2-11 ist der Verlauf des dimensionslosen Lösungsumlaufs f über dem Ammoniakmassenanteil der armen Lösung aufgetragen. Dieses Diagramm zeigt, dass der dimensionslose Lösungsumlauf f mit steigendem Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL} und sinkendem Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} minimal wird. Die Steigung der Kurven ist dabei im Bereich kleiner Entgasungsbreiten $\Delta\xi_E$ besonders groß und nimmt mit zunehmender Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ stetig ab.

Wie zuvor erwähnt ist der erreichbare Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} maßgeblich von der externen Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$ abhängig. Mit einer Erhöhung dieser Temperatur steigt auch die Exergie der Wärme an. Hieraus folgt, dass die externe Temperatur der Desorberbeheizung nicht beliebig erhöht werden sollte. Das Ziel für die Optimierung von Absorptionswärmepumpen sollte daher sein, die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ soweit zu erhöhen, dass der Bereich hoher Steigung im Verlauf des dimensionslosen Lösungsumlaufs vermieden wird. Aus diesem Grund sind zusätzliche Kurven für verschiedene Entgasungsbreiten $\Delta\xi_E$ in Abbildung 2-11 eingezeichnet. Es ist zu sehen, dass für Entgasungsbreiten von $\Delta\xi_E \leq 0,10$ die Änderung des dimensionslosen Umlaufs f signifikant ist. Für eine Entgasungsbreite von $\Delta\xi_E > 0,20$ ist die Änderung des dimensionslosen Umlaufs f für beliebige Ammoniakmassenanteile der reichen Lösung ξ_{rL} gering. Für Anwendungen mit frei wählbarer Temperatur der Desorberbeheizung sollte daher eine Entgasungsbreite von $\Delta\xi_E \approx 0,20$ angestrebt werden. Durch die angestrebte Nutzung des Fernwärmenetzes für den thermischen Antrieb der Absorptionswärmepumpe ist die externe Desorber-Eintrittstemperatur für verschiedene Betriebspunkte vorgegeben. Die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ sollte daher maximiert werden.

Zur Optimierung der Absorptionswärmepumpe ist es zielführend, die Potenziale in der Absorption und Desorption möglichst vollständig zu nutzen. Als Bewertungsgrößen für den Absorber bzw. den Desorber werden der Absorptionseffizienzwirkungsgrad $\eta_{\xi,\text{Abs}}$ bzw. der Desorptionseffizienzwirkungsgrad $\eta_{\xi,\text{Des}}$

definiert (Niebergall, 1959). Der Absorptionswirkungsgrad $\eta_{\xi, \text{Abs}}$ ist in Gleichung (2-46) definiert als das Verhältnis der erreichten Änderung des Ammoniakmassenanteils im Absorber $\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p} - \xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}$ in Bezug auf die Änderung des Ammoniakmassenanteils in einem idealen Absorber $\xi_{\text{rL}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}, p} - \xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}$. Analog dazu wird der Desorberwirkungsgrad $\eta_{\xi, \text{Des}}$ in Gleichung (2-47) definiert als das Verhältnis der erreichten Änderung des Ammoniakmassenanteils im Desorber $\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p} - \xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}$ zu der Änderung des Ammoniakmassenanteils in einem idealen Desorber $\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p} - \xi_{\text{aL}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}, p}$.

$$\eta_{\xi, \text{Abs}} = \frac{\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p} - \xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}}{\xi_{\text{rL}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}, p} - \xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}} \quad (2-46)$$

$$\eta_{\xi, \text{Des}} = \frac{\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p} - \xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}}{\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p} - \xi_{\text{aL}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}, p}} \quad (2-47)$$

Für die Ermittlung der tatsächlich erreichten Ammoniakmassenanteile $\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p}$ und $\xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}$ werden im Zustand einer unterkühlten Flüssigkeit die drei Messgrößen Dichte ρ , Temperatur ϑ und Druck p für jede Lösung erfasst. Durch die Kenntnis dieser Größen in einem Zustandspunkt ist dieser Zustand thermodynamisch eindeutig bestimmt. Mit einer Zustandsgleichung für das Ammoniak/Wasser-Gemisch werden für diese Zustandspunkte die tatsächlichen Ammoniakmassenanteile $\xi_{\text{rL}}^{\rho, \vartheta, p}$ und $\xi_{\text{aL}}^{\rho, \vartheta, p}$ aus den Messgrößen berechnet. Eine Beurteilung, welche Zustandsgleichung für das Ammoniak/Wasser-Gemisch die experimentellen Daten aus der Literatur am besten wiedergibt wird in Kapitel 4.3.1 durchgeführt.

In den Gleichungen (2-46) und (2-47) werden die idealen Zustände $\xi_{\text{rL}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}, p}$ und $\xi_{\text{aL}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}, p}$ aus einer Zustandsgleichung für die gesättigte Ammoniak/Wasser-Lösung ($X = 0$) am Austritt des Plattenabsorbers bzw. Plattendesorbers berechnet. Für die Lösungstemperatur ϑ_{id} wird darin die Temperatur des Fluids eingesetzt, die bei idealer Wärmeübertragung erreicht werden kann. Dies bedeutet, dass die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{pinch}}$ null ist.

In (Schaal, 2008) wird für den Absorber als weitere Beurteilungsgröße ein volumetrischer Wärmestrom $\dot{q}_{\text{V, Abs}}^*$ als Kenngröße definiert. Für diese Kenngröße wird die am Verdampfer zugeführte Kälteleistung \dot{Q}_{V} auf das Volumen des Absorbers V_{Abs} bezogen.

$$\dot{q}_{\text{V, Abs}}^* = \frac{\dot{Q}_{\text{V}}}{V_{\text{Abs}}} \quad (2-48)$$

Da alle bekannten Beurteilungsgrößen eine hohe Abhängigkeit von dem Betriebspunkt der Absorptionswärmepumpe bzw. Absorptionskältemaschine aufweisen, ist ein direkter Vergleich zwischen zwei Absorptionssystemen immer nur bei Verwendung des gleichen Betriebspunktes möglich. In dieser Arbeit wird daher kein Vergleich mit anderen Maschinen durchgeführt.

3. Stand der Technik zu Ammoniak/Wasser-Absorptions-systemen

Die Entwicklung der IGTE-Absorptionskältemaschine bis hin zum in dieser Dissertation betrachteten Ausgangszustand wird nachfolgend vorgestellt. Viele der Erkenntnisse aus (Zetzsche, 2012) sind darüber hinaus in die Weiterentwicklung der Absorptionskältemaschine der Folgejahre eingeflossen. Aus diesem Grund wird nachfolgend für die Darstellung der Entwicklung der Absorptionskältemaschine auf dem Entwicklungsstand aus (Zetzsche, 2012) aufgebaut.

Im Gegensatz zu vielen in der Literatur beschriebenen und in der Industrie verwendeten Ammoniak/Wasser-Absorptionssystemen ist die Absorptionskältemaschine des IGTE vollständig aus V2A-Stahl (Werkstoffnummer 1.4301) gefertigt, um Korrosion zu vermeiden. Ein Einfluss der in (Moser et al., 2011) beschriebenen Bildung von Inertgasen durch Korrosion an den Ammoniak/Wasser berührenden Oberflächen kann auch bei Wiederholungen der Messungen nach längerer Betriebsdauer der Wärmepumpe nicht erkannt werden. Als Ursache hierfür wird die vergleichsweise geringe Temperatur der Desorption von $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}} \leq 110 \text{ °C}$ vermutet. Für den Betrieb wird deshalb kein Korrosionsinhibitor benötigt und auch nicht verwendet. Mögliche Einflüsse durch einen solchen Korrosionsinhibitor auf das Ammoniak/Wasser-Gemisch und auf den Prozess insgesamt sind somit ausgeschlossen.

3.1. Komponenten

In diesem Unterkapitel wird der Aufbau und die Funktion der für diese Arbeit relevanten Komponenten der Absorptionswärmepumpe näher beschrieben. Für die Komponenten Absorber und Desorber wird zusätzlich zur Entwicklung am IGTE auch der allgemeine Stand der Forschung zusammengefasst. Aufgrund der Vielzahl der Optimierungsmöglichkeiten beschränkt sich diese Betrachtung auf die Veröffentlichungen, die für die untersuchte Leistungsgröße mit einer Nennwärmeleistung von ca. 30 kW sinnvoll einsetzbar sind.

3.1.1. Absorber

Der Absorber ist eine für den Absorptionswärmepumpen-Prozess zentrale Komponente. Im Absorber wird der Kältemitteldampf auf niedrigem Druckniveau mit der armen Lösung gemischt und unter Wärmeabfuhr absorbiert. Dies ist ein gekoppelter Wärme- und Stofftransportprozess, bei dem idealerweise die treibenden Gradienten der Temperatur und des chemischen Potentials möglichst klein sind, um die Entropieproduktion zu minimieren. Für einen optimalen Stoffübergang ist es erforderlich, eine möglichst große Phasengrenzfläche zwischen armer Lösung und Kältemitteldampf zu erzeugen (Treffinger et al., 1997).

Grundsätzlich wird in der Literatur zwischen vier verschiedenen Bauformen für Absorber unterschieden: Fallfilmabsorber (Castro et al., 2009), (Triché et al., 2017), Blasenabsorber (Cerezo

et al., 2009), (Treffinger et al., 1997), Sprayabsorber (Müller und Spindler, 2013), (Treffinger et al., 1997), (Venegas et al., 2005), (Zacarias et al., 2015) und Membranabsorber (Schaal, 2008). Während der Fallfilmabsorber, typischerweise als Plattenwärmeübertrager ausgeführt, eine hohe Oberfläche für den Wärmetransport bietet, ist der Stofftransport im Vergleich zu den anderen Bauformen gering (Ibarra-Bahena und Romero, 2014), (Okamoto et al., 2012).

In (Schaal, 2008) wird die Entwicklung und experimentelle Untersuchung eines kompakten Membranabsorbers für Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen durchgeführt. Als Bewertungsgröße für den Vergleich der verschiedenen Absorber-Konzepte wird die nach Gleichung (2-48) definierte volumetrische Wärmeleistung $\dot{q}_{V,Abs}^*$ eingeführt. Es wird aufgezeigt, dass für Membranabsorber der Wert dieser Größe $9000 \text{ kW m}^{-3} \leq \dot{q}_{V,Abs}^* \leq 15000 \text{ kW m}^{-3}$ betragen kann und damit am höchsten ist (Schaal, 2008). Für Sprayabsorber sind nach (Schaal, 2008) Werte im Bereich $750 \text{ kW m}^{-3} \leq \dot{q}_{V,Abs}^* \leq 1500 \text{ kW m}^{-3}$ zu erwarten. Auch die experimentellen Ergebnisse aus (Treffinger et al., 1997) bestätigen die kompakte und effiziente Funktionsweise eines Sprayabsorbers. In (Treffinger et al., 1997) wird sowohl ein Blasenabsorber als auch ein Sprayabsorber erprobt, wobei der Sprayabsorber einen höheren Absorptionswirkungsgrad $\eta_{\xi,Abs}$ bei annähernd gleichem Bauvolumen erreicht (Treffinger et al., 1997).

In der Absorptionskältemaschine des IGTE wird als Absorber ein Plattenwärmeübertrager mit einer Vollkegeldüse zur Zerstäubung und zur Verteilung der armen Lösung verwendet. Der schematische Aufbau eines solchen Absorbers ist in Abbildung 3-1 gezeigt. Die Entwicklung des Konzepts wird in (Treffinger et al., 1997) beschrieben und wurde für die IGTE-Absorptionskältemaschine übernommen (Brendel et al., 2013), (Müller und Spindler, 2013), (Zetzsche, 2012). Durch die Zerstäubung der armen Lösung entsteht eine große Flüssigkeitsoberfläche, die die Stoffübertragung zwischen dem Kältemitteldampf und der armen Lösung begünstigt. Die arme Lösung wird hierbei direkt in den Eintrittskanal des Plattenwärmeübertragers zerstäubt. In diesem Bereich wird keine Wärme abgeführt. Aufgrund der adiabaten Absorption des Kältemitteldampfes in der armen Lösung steigt die Temperatur des Gemischs an, was in (Treffinger et al., 1997) auch experimentell belegt wird. Das zweiphasige Gemisch strömt anschließend durch die Plattenspalte des Absorbers, wobei unter Wärmeabfuhr weiteres Kältemittel absorbiert wird (Zetzsche, 2012).

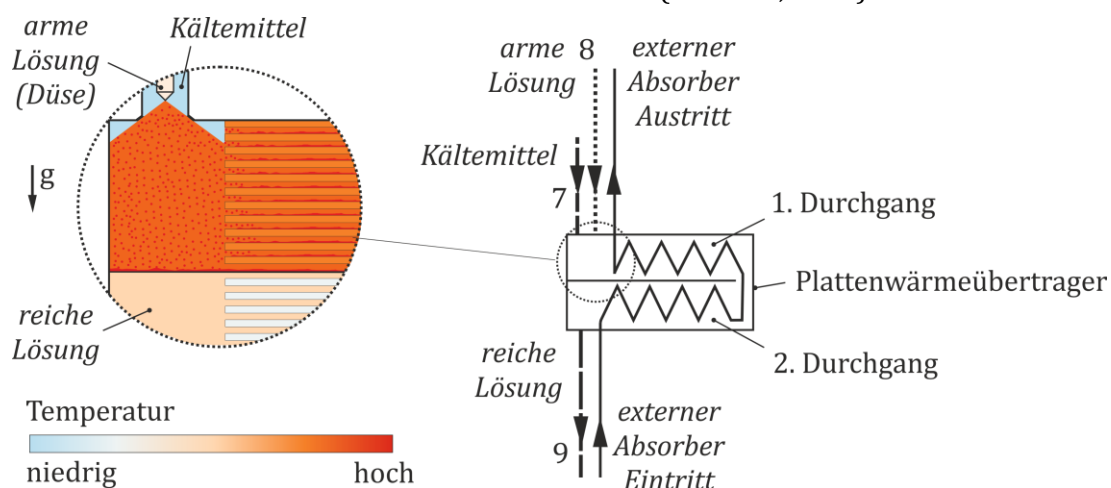


Abbildung 3-1 Schematischer Aufbau des Absorbers in der Absorptionskältemaschine des IGTE.

In (Zacarías et al., 2011); (Zacarías et al., 2013) und (Zacarías et al., 2015) werden verschiedene Düsenarten für die Verwendung in adiabaten Sprayabsorbern für das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Lithiumnitrat ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) untersucht. Bei diesen Untersuchungen wird die Stoffübertragung betrachtet sowie die erreichte Anreicherung der Lösung mit einer idealen Anreicherung bis zum Sättigungszustand verglichen. Auch die Aspekte der günstigen Komponenten und hohen Verfügbarkeit werden diskutiert. Es wird aufgezeigt, dass mit einer Nebeldüse der Sättigungszustand am ehesten erreicht. Als Ursache hierfür werden die für Nebeldüsen typische kleine Tropfengröße und die daraus resultierende große Oberfläche für die Stoffübertragung ausgemacht. Für diese Bauart sind jedoch sehr kleine Düsenbohrungen nötig. Bei längerem Anlagenbetrieb können die kleinen Bohrungen verstopfen und führen damit zu einem kompletten Ausfall der Absorptionswärmepumpe. Aus diesem Grund wird empfohlen, Vollkegeldüsen zu verwenden. Diese weisen ebenfalls eine hohe Anreicherung der reichen Lösung von bis zu 85% der maximalen Wertes bei deutlich größeren Bohrungen der Düse auf (Zacarías et al., 2015).

In den Messungen mit einer Vollkegeldüse wird ein Modell mit einem Sprühwinkel von $\beta = 50^\circ$ verwendet. Es werden dabei der Abstand zur Flüssigkeitsoberfläche sowie die Unterkühlung der armen Lösung variiert. Es wird gezeigt, dass sowohl ein größerer Abstand der Düse zur Flüssigkeitsoberfläche als auch eine hohe Unterkühlung der armen Lösung vor dem Absorbereintritt die adiabate Absorption begünstigen. Die Erkenntnis, dass eine Unterkühlung der armen Lösung die Absorption positiv beeinflusst, deckt sich mit der Entwicklung eines Absorbervorkühlers, der am IGTE erprobt und patentiert wurde (Said et al., 2016), (Schmid et al., 2013).

Seit dem Aufbau aus (Brendel et al., 2013) wird ein Plattenwärmeübertrager mit zwei Durchgängen der Firma AlfaLaval des Typs AlfaNova HP27-64H als Absorber verwendet. Zusätzlich wird in (Brendel et al., 2010) die verwendete Düse gegenüber dem Aufbau aus (Treffinger et al., 1997) verändert. Es werden dabei jedoch keine ausführlichen Untersuchungen zur optimalen Düsenposition oder einem optimalen Sprühwinkel wie in (Treffinger et al., 1997) durchgeführt. Diese Einflussgrößen sind jedoch nach (Treffinger et al., 1997) maßgebend für eine optimale Stoffübertragung im Eintrittsbereich des Absorbers sowie für eine optimale Verteilung der Lösung auf die Plattenspalte. In (Müller und Spindler, 2013) und in (Mirl und Spindler, 2019) wird das ungenutzte Potenzial des Absorbers quantifiziert. Es wird gezeigt, dass das ungenutzte Potenzial der Absorption in allen Betriebspunkten höher als die erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ ist.

Auch in (Markmann, 2020) wird der Einfluss der Flüssigkeitsverteilung innerhalb der Plattenspalte auf die Absorption untersucht. Hierbei wird anhand eines Fallfilmabsorbers bestätigt, dass die Verteilung der Flüssigkeit über die Plattenbreite einen Einfluss auf die Absorption unter Wärmeabfuhr besitzt. Es wird aufgezeigt, dass sich eine harte Plattenstruktur für eine gleichmäßigere Strömungsverteilung innerhalb eines Plattenspaltes besser eignet als eine weiche Plattenstruktur (Markmann, 2020).

3.1.2. Desorber

In der Fachliteratur existieren viele verschiedene synonyme Bezeichnungen für den Desorber, wie die Begriffe „Austreiber“ (Niebergall, 1959), „Kocher“ (Schulz, 1972), „Generator“ (Wechsler et al., 2016) oder eben „Desorber“ (Brunin et al., 1997). Der Begriff „Desorber“ wird in dieser Arbeit aufgrund der Analogie zum Absorber sowie der sprachlichen Verknüpfung des Desorptionspotenzials mit der zugehörigen Komponente verwendet.

In (Zetzsche, 2012) wird als Desorber, dort Austreiber genannt, ein am Institut entwickelter Behälter-austreiber verwendet, dessen schematischer Aufbau in Abbildung 3-2 gezeigt ist. Darin wird der Lösung über eine Rohrwendel am Boden des Desorbers Wärme zugeführt, um das Ammoniak zu desorbieren. Die arme Lösung wird am Boden des Behälters entnommen, da die Lösung dort den geringsten Ammoniakmassenanteil ξ_{aL} aufweist. Über eine im Behälter integrierte Wärmerückgewinnung wird die hohe Temperatur der armen Lösung für eine erste Desorption von Kältemittel aus der reichen Lösung verwendet. Dieser Bereich funktioniert dabei zugleich auch als Rektifikationsstufe zur Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemitteldampf ξ_{KM} . Hierfür wird die Rohrwendel des LMWÜ mit der reichen Lösung im Gegenstrom zum aufsteigenden Dampf beaufschlagt.

Zur Reduzierung der Investitionskosten und der Kältemittelfüllmenge sowie zur Erhöhung der Kompaktheit der Absorptionskältemaschine wird in (Brendel et al., 2013) ein neues Desorber-Konzept erarbeitet. Der Aufbau des neuen Plattendesorbers ist in Abbildung 3-2 auf der rechten Seite dargestellt. Der Behälter-austreiber wird hierbei durch einen Plattenwärmeübertrager mit einem vorgeschalteten Vorlagebehälter und einem nachgeschalteten Abscheider ersetzt. Der Abscheider ist dabei als Behälter ausgeführt, der zur Verbesserung der Stoffübertragung mit Raschig-Ringen gefüllt ist. Bei diesem Konzept sind die Dampf Räume der beiden Behälter über eine Verbindungsleitung miteinander verbunden. Das bereits in der Vorwärmung aus der reichen Lösung desorbierte Kältemittel wird zum Dephlegmator geleitet und strömt nicht durch den Plattenwärmeübertrager. Der Nachteil dieses Konzeptes ist jedoch, dass die Förderung der reichen Lösung durch den

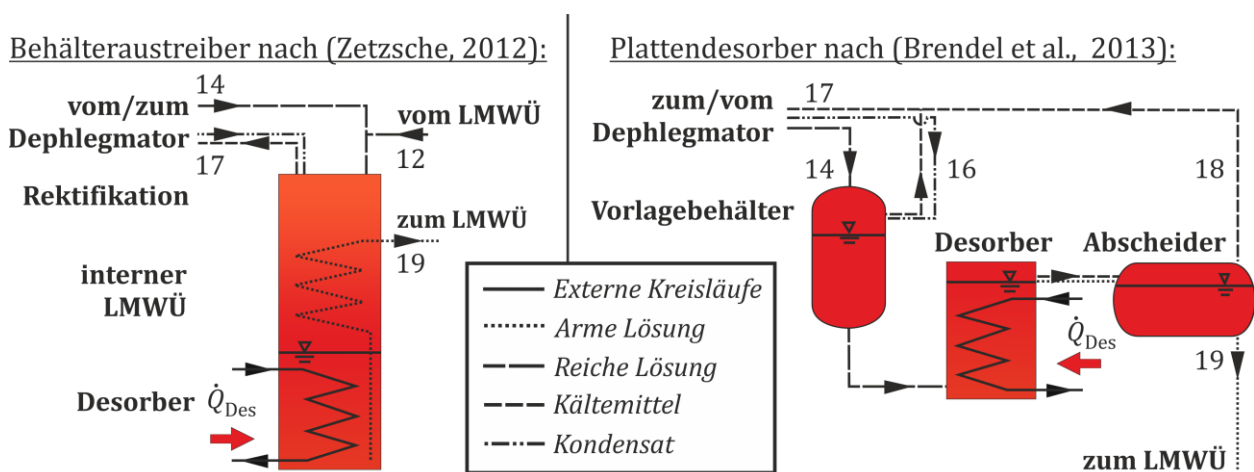


Abbildung 3-2 Schematischer Aufbau der Desorber-Konzepte von (Zetzsche, 2012) und (Brendel, et al., 2013).

Plattenwärmeübertrager nach dem Thermosiphonprinzip erfolgt und von der geodätischen Druckdifferenz der Lösung zwischen Vorlagebehälter zu Abscheider abhängt (Müller und Spindler, 2013). Eine Rektifikation ist in dem Konzept des Plattendesorbers nicht vorgesehen. Zur Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel wird ausschließlich ein Dephlegmator verwendet.

Ein direkt von der reichen Lösung durchströmter Plattendesorber wurde am IGTE ebenfalls erprobt. Dabei wurde jedoch eine ungleichmäßige Verteilung der Strömung auf die Plattenspalte aufgrund des zuvor ausgetriebenen Dampfes festgestellt. Diese ungleichmäßige Verteilung führte dazu, dass das Konzept nicht weiterverfolgt wurde. Diese Ergebnisse decken sich mit Untersuchungen von (Tuo und Hrnjak, 2013). In beiden Fällen wurden jedoch ausschließlich Plattenwärmeübertrager mit einem Durchgang, also ohne interne Strömungsumlenkung, untersucht.

Ein neuartiger und als Sonderbauteil gefertigter Plattendesorber wird in (Staedter und Garimella, 2018) entwickelt. Ziel der Untersuchung ist, die Struktur eines Plattenwärmeübertragers so zu gestalten, dass eine möglichst optimale Desorption und Rektifikation erreicht wird. Das Konzept, welches sich in (Staedter und Garimella, 2018) als am geeignetsten erwiesen hat, wird in (Kini et al., 2019) experimentell erprobt. Mit dem darin verwendeten Aufbau wird selbst bei hohen Desorptionstemperaturen von 162 °C noch eine Ammoniakkonzentration im Kältemitteldampf von bis zu 0,998 erreicht. Der Nachteil des Konzeptes ist jedoch, dass durch die Spezialanfertigung der Platten für den Desorber und die als Plattenwärmeübertrager ausgeführte Rektifikationskolonne hohe Kosten für den Aufbau der Absorptionskältemaschine entstehen. Dieses Konzept ist daher mit der Zielsetzung dieser Arbeit, die Absorptionswärmepumpe unter Verwendung von Standardkomponenten zu optimieren, nicht vereinbar.

3.1.3. Dephlegmator

Eine Erhöhung der Kältemittelreinheit bewirkt, wie durch (Ibarra-Bahena und Romero, 2014) aufgezeigt, einen höheren im Verdampfer übertragbaren Wärmestrom \dot{Q}_V . Dabei wird ebenfalls die Leistungszahl der Absorptionswärmepumpe COP erhöht, (Fernández-Seara und Sieres, 2006). Das Kältemittel sollte daher für eine maximale Effizienz bzw. Leistungszahl einen möglichst hohen Ammoniakmassenanteil ξ_{KM} aufweisen. Zur Steigerung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel ξ_{KM} wird unabhängig vom verwendeten Desorber ein externer Plattenwärmeübertrager als Dephlegmator verwendet. Darin wird das Kältemittel teilweise auskondensiert. Der Wasseranteil des Kondensats ist wesentlich höher als der Wasseranteil des verbleibenden Kältemitteldampfes. Durch Abfuhr des Kondensats wird der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels erhöht. Die Abfuhr des Kondensats erfolgt nach (Müller und Spindler, 2013) entgegen der Dampfströmung zurück in den Desorber-Vorlagebehälter.

In den Untersuchungen von (Zetzsche, 2012) wird ein Dephlegmator mit 24 Platten verwendet. Im Rahmen von (Brendel et al., 2013) wird die Plattenanzahl des Dephlegmators auf 14 Platten reduziert. Es sind in (Brendel et al., 2013) keine negativen Effekte dieser Änderung aufgefallen. Diese Plattenanzahl wurde daher seitdem nicht verändert. Auch in (Müller und Spindler, 2013) sowie in

der Absorptionswärmepumpe dieser Dissertation ist ein solcher Plattenwärmeübertrager mit 14 Platten verbaut.

Zur internen Wärmerückgewinnung wird der Dephlegmator durch die reiche Lösung gekühlt. In den von (Zetzsche, 2012) durchgeführten Messungen wird der Dephlegmator parallel zum LMWÜ durchströmt. Durch ein handbetätigtes Regulierventil in der Verbindungsleitung zum Dephlegmator kann die Aufteilung der reichen Lösung auf die beiden Wärmeübertrager variiert werden. Für einige Messungen wird dabei die Durchströmung des Dephlegmators mit reicher Lösung vollständig abgeschaltet. Hierdurch wird der Einfluss des Dephlegmators auf den Ammoniakmassenanteil im Kältemittel untersucht. Es wird festgestellt, dass die Änderung des Ammoniakmassenanteils durch den Dephlegmator messtechnisch kaum nachweisbar ist. Die Effizienz der Absorptionskältemaschine sinkt dabei lediglich durch die fehlende bzw. verringerte interne Wärmerückgewinnung im Dephlegmator (Zetzsche, 2012). Es wird daraufhin gefolgert, dass der Dephlegmator für die Kältemittelreinheit in dieser Absorptionskältemaschine kaum Relevanz hat. Allerdings ist ein Dephlegmator für die interne Wärmerückgewinnung wichtig. Um die Prozessführung zu vereinfachen, wird daher in (Brendel et al., 2013) eine Reihenschaltung aus LMWÜ und nachgeschaltetem Dephlegmator erprobt. Wie bereits erwähnt wird zudem in (Brendel et al., 2013) die Plattenanzahl im Dephlegmator auf 14 Platten reduziert. Für beide Änderungen wird weder eine Verringerung der Leistungszahl noch der Kälteleistung festgestellt (Brendel et al., 2013). Dieser Aufbau wird daher auch in der Absorptionswärmepumpe dieser Dissertation verwendet.

3.1.4. Expansionsventile

Die Regelung des Kältemittelventils erfolgt bereits seit dem „Prototyp 2“ aus (Zetzsche, 2012) vollständig automatisiert. Als Kältemittelventile werden in diesem Aufbau zwei parallel geschaltete Magnetventile verwendet, die taktend geöffnet werden. Dabei wird durch die Variation der Öffnungsdauer der Durchfluss des Kältemittels eingestellt. Für die Erstellung der Tiefdruckregelung wird der Tiefdruck für verschiedene externe Desorber- und Verdampfer-Eintrittstemperaturen variiert und die Leistungs- und Temperaturwerte der Kältemaschine aufgezeichnet. Aus diesen Messungen wird die Leistungszahl der Kältemaschine für verschiedene Betriebszustände berechnet. Anhand der Messergebnisse wird ein Ausgleichspolynom erstellt, nach welchem der anzustrebende Tiefdruck in Abhängigkeit von den externen Eintrittstemperaturen am Desorber und Verdampfer für eine maximale Leistungszahl berechnet werden kann. Das Kältemittelventil wird anschließend von der Regelung so angesteuert, dass der tatsächliche Tiefdruck in der Kältemaschine möglichst nahe am berechneten Sollwert liegt (Zetzsche, 2012).

In (Brendel et al., 2013) wird das Kältemittelventil durch ein vollhermetisches, kontinuierlich ansteuerbares Expansionsventil ersetzt. Hierdurch wird ein kontinuierlicher Kältemitteldurchfluss sowie eine präzisere Regelung des Tiefdrucks ermöglicht (Brendel et al., 2013). Aufgrund der guten Ergebnisse dieser Untersuchungen wird auch für die Absorptionswärmepumpe dieser Dissertation ein solches kontinuierlich ansteuerbares Expansionsventil verwendet.

In (Zetzsche, 2012) wird als Lösungsmittelventil ein handgesteuertes Nadelventil verwendet, wobei zunächst eine konstante Stellung für die Messungen verwendet wird. Im Rahmen der Messungen wird auch der Einfluss der Ventilstellung auf die Effizienz der Absorptionskältemaschine untersucht. Es wird festgestellt, dass die Änderung der Ventilstellung keinen signifikanten Einfluss auf die Effizienz der Kältemaschine besitzt (Zetzsche, 2012).

Im Rahmen der Untersuchungen in (Brendel et al., 2013) wird im Gegensatz zu den Messungen von (Zetzsche, 2012) eine Abhängigkeit des Massenstroms der armen Lösung vom Betriebspunkt der Kältemaschine festgestellt. Aus diesem Grund wird auch das Lösungsmittelventil durch ein kontinuierlich ansteuerbares Ventil ersetzt. Es wird eine Regelung angestrebt, bei der der Füllstand in einem neu hinzugefügten Pumpenvorlagebehälter über einen Füllstandssensor überwacht und konstant gehalten werden soll. Diese Regelstrategie des Lösungsmittelventils wird in (Oechsle, 2015) erarbeitet und erprobt. Zum einen wird hierdurch verhindert, dass die Lösungsmittelpumpe Dampf aus dem Pumpenvorlagebehälter ansaugt. Zum anderen wird ein Aufstauen der Flüssigkeit bis in den Absorber verhindert, was eine Reduzierung der wärmeübertragenden Fläche zur Folge hätte. Es wird aufgezeigt, dass durch die Regelung des Lösungsmittelventils die Kälteleistung um bis zu 0,7 kW auf eine mittlere Kälteleistung von $\dot{Q}_V = 6,1$ kW gesteigert werden kann (Oechsle, 2015).

3.2. Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe

Die Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe bzw. Absorptionskältemaschine des IGTE wird seit 2006 stetig weiterentwickelt. Bis zum Beginn des Forschungsprojektes „Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen“ (PARTA) ist das Absorptionssystem am Institut als Kältemaschine eingesetzt worden und wurde auf diesen Betrieb hin optimiert. Vor Beginn dieser Dissertation werden kleinere Anpassungen für die in Tabelle 3-1 aufgeführten veränderten Betriebsbedingungen durchgeführt. Beispielsweise wird die Wahl des Kältemittelventils an die veränderten Drücke angepasst. Auch der Ammoniakmassenanteil der Befüllung wird auf $\xi = 0,62$ erhöht.

Die beiden Hauptkomponenten für die Optimierungen in dieser Dissertation, der Absorber und der Desorber, werden dabei unverändert zu den vorangegangenen Arbeiten übernommen. Eine Auflistung der verwendeten Komponenten im Ausgangszustand ist in Tabelle 3-2 gegeben.

Größe	Externe Betriebsbedingungen		Auswirkung auf AWP (vgl. Kapitel 2.4)
	Absorptionskältemaschine in (Zetzsche, 2012)	Absorptionswärmepumpe in dieser Arbeit	
$\vartheta_{\text{ext},V,\text{ein}}$; $\vartheta_{\text{ext},V,\text{aus}}$	$\vartheta_{\text{ext},V,\text{ein}}$ ohne Vorgabe (maximal) $-10,7 \text{ °C} \leq \vartheta_{\text{ext},V,\text{aus}} \leq 14,5 \text{ °C}$	$30 \text{ °C} \leq \vartheta_{\text{ext},V,\text{ein}} \leq 42 \text{ °C}$ $\vartheta_{\text{ext},V,\text{aus}}$ ohne Vorgabe (minimal)	$p_t \uparrow$; $\xi_{rL} \uparrow$
$\vartheta_{\text{ext},K,\text{ein}}$; $\vartheta_{\text{ext},K,\text{aus}}$	$25 \text{ °C} \leq (\vartheta_{\text{ext},K,\text{ein}} = \vartheta_{\text{ext},\text{Abs},\text{ein}}) \leq 40 \text{ °C}$ $\vartheta_{\text{ext},K,\text{aus}}$ ohne Vorgabe (minimal)	$\vartheta_{\text{ext},K,\text{ein}} = \vartheta_{\text{ext},\text{Abs},\text{aus}}$ $35 \text{ °C} \leq \vartheta_{\text{ext},K,\text{aus}} \leq 55 \text{ °C}$	$p_h \uparrow$; $\xi_{aL} \uparrow$

Tabelle 3-1 Änderung externer Betriebsbedingungen zwischen der Absorptionskältemaschine aus (Zetzsche, 2012) und der Absorptionswärmepumpe (AWP) dieser Arbeit sowie deren Auswirkungen auf die Drücke p_t und p_h und die Ammoniakmassenanteile ξ_{rL} und ξ_{aL} .

3.2 Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe

Art	Komponente	Beschreibung / Typzeichnung	
Plattenwärmeübertrager	Desorber	TTZ ZD42P2 – 60	1 Durchgang, Anschlüsse C-förmig auf Behälterseite
	Kondensator	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 – 40H	1 Durchgang
	Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ)	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 – 24H	1 Durchgang
	Verdampfer	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 – 64H	2 Durchgänge
	Absorber	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 – 64H	2 Durchgänge
	Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ)	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 – 80H	5 Durchgänge
	Dephlegmator	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 – 14H	1 Durchgang
Behälter	Desorber-Vorlagebehälter	Raff & Grund	$V \approx 4,2 \text{ l}$ (aufrecht) $d_a = 114,3 \text{ mm}, l = 410 \text{ mm}$
	Desorber-Abscheider	Raff & Grund	$V \approx 4,2 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}, l = 410 \text{ mm}$
	Kältemittel-Reservoir	Raff & Grund	$V \approx 1,8 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}, l = 180 \text{ mm}$
	Pumpenvorlagebehälter	Raff & Grund	$V \approx 1,8 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}, l = 180 \text{ mm}$
sonstiges	Kältemittelventil	Carel E2V11 kontinuierlich regelbares Ventil	
	Lösungsmittelventil	Carel E2V24 kontinuierlich regelbares Ventil	
	Absorber-Düse	Lechler Typ: 460.566.17 CA	$\beta = 90^\circ$ $\dot{V}(\Delta p \approx 5 \text{ bar}) \approx 216 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$
	Kolben-Membran-Pumpe	Hydra-Cell G03EDSTHEMA	$\dot{V}(\Delta p \approx 10 \text{ bar}) \approx 275 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ $P_{el,max} = 0,55 \text{ kW}$

Tabelle 3-2 Auflistung der verwendeten Komponenten für den Bau der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A1.

4. Methodik

Zur Beurteilung und Optimierung der Absorptionswärmepumpe ist eine systematische Erfassung und eine umfassende Auswertung der experimentellen Ergebnisse notwendig. Darüber hinaus wird für die Interpretation der Ergebnisse eine exakte Zustandsgleichung des Ammoniak/Wasser-Gemischs benötigt.

Zu diesem Zweck wird in diesem Kapitel eine neue Methodik zur Datenauswertung sowie die dafür benötigte Messtechnik beschrieben.

Um Optimierungsvorschläge anhand der Auswertungsmethode erarbeiten zu können, muss im relevanten Temperaturbereich von $-30\text{ °C} \leq \vartheta \leq 200\text{ °C}$ und Druckbereich von $p \leq 30\text{ bar}$ eine möglichst exakte Zustandsgleichung verwendet werden. Aus diesem Grund werden die in Kapitel 2.3 vorgestellten Zustandsgleichungen für das Ammoniak/Wasser-Gemisch mit experimentellen Datensätzen verglichen und so die geeignetste Zustandsgleichung identifiziert.

Abschließend wird der experimentelle Aufbau mit der verwendeten Messtechnik sowie dessen Verbesserungen vorgestellt. Dabei werden unter anderem die verwendeten Betriebspunkte genannt sowie das Bezeichnungsschema der Messreihen erläutert.

4.1. Analysemethode

Die Bewertung einer Absorptionswärmepumpe anhand der Leistungszahl COP oder des Wärmeverhältnisses ζ_{AWP} ist aus der Sicht eines Anlagenbetreibers äußerst interessant, da durch diese Größen der Nutzwärmestrom direkt mit dem energetischen Aufwand verknüpft wird. Für eine vergleichende Beurteilung bereits erprobter oder simulierter Verschaltungen können diese Größen ebenfalls eingesetzt werden, um die energetisch bessere Verschaltung zu bestimmen.

Zur Berechnung der Leistungszahl COP oder des Wärmeverhältnisses ζ_{AWP} sind ausschließlich die externen zu- und abgeführten Wärmeströme der Wärmepumpe von Interesse. Diese Bewertungsgrößen geben daher auch nur eine Außenansicht der Absorptionswärmepumpe wieder. Für die Optimierung der Absorptionswärmepumpe sind diese Größen daher nur bedingt geeignet. Eine Aussage darüber, welche Komponente oder welcher Prozessschritt optimiert werden muss, kann auf Grundlage dieser Größen nicht getroffen werden.

Der Absorptionswirkungsgrad $\eta_{\xi, Abs}$ und der Desorptionswirkungsgrad $\eta_{\xi, Des}$ dienen hingegen der Beurteilung einzelner Prozessschritte. Durch den Bezug auf die ideale Absorption bzw. Desorption kann hierdurch direkt eine Aussage darüber getroffen werden, wie hoch das Optimierungspotenzial innerhalb des Prozessschrittes ist. Allerdings werden hierbei sowohl verschiedene Komponenten als auch thermodynamische Vorgänge gemeinsam erfasst. Eine präzise Aussage, ob beispielsweise die Wärmeübertragung die Desorption limitiert, kann hierüber alleine nicht getroffen werden.

Nachfolgend werden daher die Grenzfälle einer idealen Stoffübertragung und einer idealen Wärme- und Stoffübertragung definiert und für die Beurteilung verwendet. Anhand dieser rechnerischen

Grenzfälle kann aus den real gemessenen Größen abgeleitet werden, welches Optimierungspotenzial innerhalb einer Komponente besteht.

Für eine solche Unterscheidung ist die Kenntnis des Temperaturverlaufs im Wärmeübertrager notwendig, dessen numerische Berechnung im ersten Unterkapitel vorgestellt wird. Anschließend werden die Grenzfälle der idealen Wärme- und Stoffübertragung anhand der Ammoniakmassenanteile beschrieben und die Methode für die Quantifizierung der Optimierungspotenziale im Absorber und Desorber erläutert.

4.1.1. Berechnung des Temperaturverlaufs

Messtechnisch ist die Erfassung des Temperaturverlaufs innerhalb eines Wärmeübertragers sehr aufwendig und nur unter Beeinflussung des Prozesses möglich. Daher werden lediglich die Ein- und Austrittstemperaturen der einzelnen Fluide erfasst. Zur Beurteilung der Wärmeübertragung ist jedoch die Kenntnis des Temperaturverlaufs wichtig, da sich hieraus Größen wie beispielsweise die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m oder die Wärmeübertragungsfähigkeit kA ableiten lassen. Diese Werte können, wie in Kapitel 2.2 erläutert, als Indikatoren für die Bewertung der Wärmeübertragung verwendet werden.

Das Vorgehen zur Berechnung des Temperaturverlaufs wird nachfolgend anhand eines allgemeinen Beispiels aufgezeigt und ist in Abbildung 4-1 schematisch dargestellt. Die Berechnung und die dabei verwendeten Gleichungen sind allgemein gültig und können auch für die Überprüfung eines beliebigen Wärmeübertragers verwendet werden.

Aufgrund der Komplexität der Problemstellung bei binären Gemischen ist eine analytische Berechnung einer kontinuierlichen Lösung für den Temperaturverlauf nicht möglich. Stattdessen wird der betrachtete Wärmeübertrager mit Hilfe von diskreten Berechnungszellen beschrieben und durch Lösen eines nicht-linearen Gleichungssystems ein numerischer Temperaturverlauf berechnet. Die $(N + 1)$ Temperaturen $\vartheta_{1,i}$ und $\vartheta_{2,i}$ zur Beschreibung jedes Fluids sind dabei für die Knotenpunkte auf den Rändern der diskretisierten Zellen i definiert. Neben den Temperaturen $\vartheta_{1,i}$ und $\vartheta_{2,i}$ in den $(N + 1)$ Knotenpunkten sind die Wärmeübertragungsfähigkeit kA sowie die Massenströme der Fluide \dot{M}_1 und \dot{M}_2 unbekannt, woraus insgesamt $(2N + 5)$ unbekannte Größen resultieren.

Die Drücke der Fluide p_1 und p_2 innerhalb des Wärmeübertragers werden als konstant angenommen. Zudem wird vorausgesetzt, dass sich an den einzelnen Knotenpunkten ein Gleichgewichtszustand einstellt und kein Stoffaustausch zwischen den beiden Fluiden stattfindet. Für diese Berechnungsmethode wird des Weiteren angenommen, dass die Wärmeübertragungsfähigkeit kA über den gesamten Wärmeübertrager konstant ist. Eine potenziell auftretende ungleichmäßige Strömungsverteilung innerhalb des Plattenwärmeübertragers kann durch diese Berechnungsmethode nicht aufgezeigt oder berücksichtigt werden. Für einen solchen Fall können die berechneten Werte der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m sowie die berechnete Wärmeübertragungsfähigkeit kA als Mittelwerte über alle Plattenspalte aufgefasst und verwendet werden.

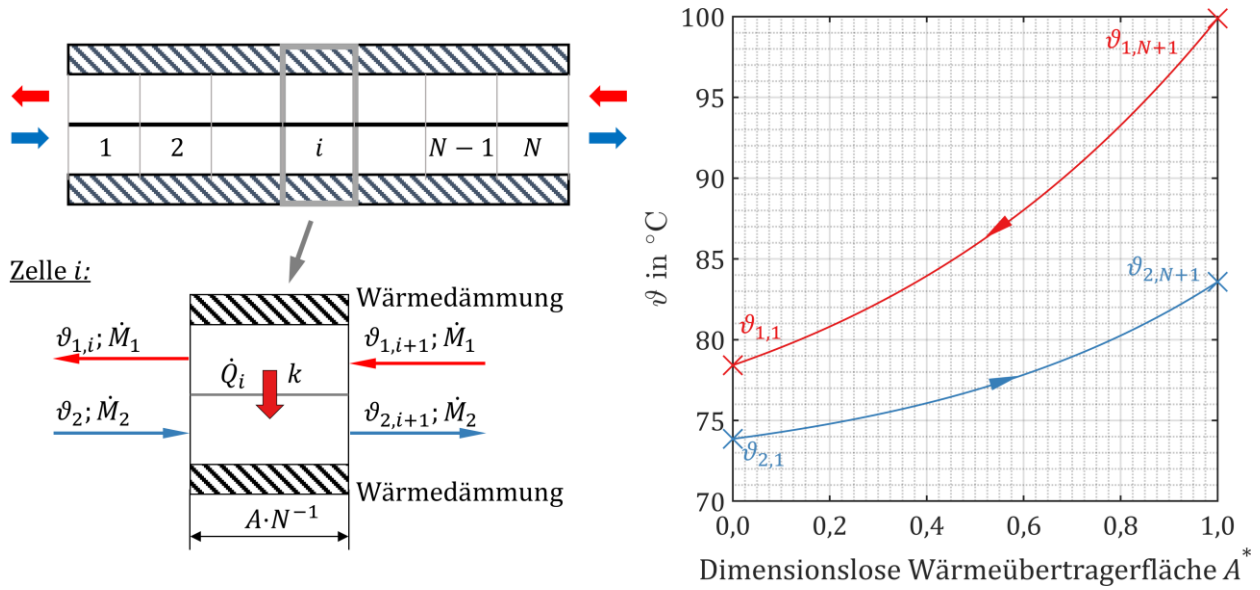


Abbildung 4-1 Schematischer Aufbau des Berechnungsverfahrens zur Bestimmung des Temperaturverlaufs und die Darstellung des Ergebnisses.

Für den übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_i von Fluid 1 zu Fluid 2 innerhalb einer Zelle i lässt sich mit den Gleichungen (2-3), (2-4) und (2-5) für jedes Fluid ein Gleichungssystem (4-1) und (4-2) formulieren. Dabei wird angenommen, dass die mittlere Temperatur jedes Fluids in einer Zelle i dem arithmetischen Mittelwert der jeweilig angrenzenden Temperaturen in den Knotenpunkten entspricht. Diese Annahme ist gerechtfertigt, wenn die Berechnung numerisch ausreichend hoch aufgelöst ist. In dieser Arbeit werden für die Berechnung des Temperaturverlaufs stets $N = 200$ Berechnungszellen verwendet.

$$\dot{Q}_i = -\dot{M}_1 \Delta h_{1,i} = -\dot{M}_1 \cdot (h_{1,i} - h_{1,i+1}) = \frac{kA}{N} \cdot \left(\frac{\vartheta_{1,i} + \vartheta_{1,i+1}}{2} - \frac{\vartheta_{2,i} + \vartheta_{2,i+1}}{2} \right) \quad (4-1)$$

$$\dot{Q}_i = \dot{M}_2 \Delta h_{2,i} = \dot{M}_2 \cdot (h_{2,i+1} - h_{2,i}) = \frac{kA}{N} \cdot \left(\frac{\vartheta_{1,i} + \vartheta_{1,i+1}}{2} - \frac{\vartheta_{2,i} + \vartheta_{2,i+1}}{2} \right) \quad (4-2)$$

Die spezifische Enthalpie h_i kann in jedem Knotenpunkt für einen einphasigen, flüssig vorliegenden Reinstoff in guter Näherung als inkompressibel betrachtet werden. Die Enthalpie ist damit nur eine Funktion der Temperatur $h_i = h(\vartheta_i)$ (Stephan, 2006). Für ein flüssiges oder dampfförmiges binäres Gemisch ist die spezifische Enthalpie h_i bei konstantem Druck p und konstantem Ammoniakmassenanteil ξ ebenfalls aus einer geeigneten Zustandsgleichung berechenbar und direkt von der Temperatur ϑ_i abhängig.

Für ein binäres, zweiphasig vorliegendes Gemisch setzt sich die spezifische Enthalpie h_i nach Gleichung (4-3) aus einem Anteil des gesättigten Dampfes $h_i^{V,\text{sat}}$ und der gesättigten Flüssigkeit $h_i^{L,\text{sat}}$ zusammen. Die Gewichtung erfolgt dabei mit dem in Gleichung (2-19) definierten Dampfanteil X_i für den Knotenpunkt i .

$$h_i = X_i \cdot h_i^{V,\text{sat}} + (1 - X_i) \cdot h_i^{L,\text{sat}} = \frac{\xi - \xi_i^{L,\text{sat}}}{\xi_i^{V,\text{sat}} - \xi_i^{L,\text{sat}}} \cdot h_i^{V,\text{sat}} + \left(1 - \frac{\xi - \xi_i^{L,\text{sat}}}{\xi_i^{V,\text{sat}} - \xi_i^{L,\text{sat}}} \right) \cdot h_i^{L,\text{sat}} \quad (4-3)$$

Sowohl die Ammoniakmassenanteile ξ_i^{sat} als auch die spezifischen Enthalpien h_i^{sat} für die gesättigte Dampf- und Flüssigphase lassen sich mit Hilfe einer geeigneten Zustandsgleichung in Abhängigkeit von der Temperatur ϑ_i und von dem Druck p beschreiben.

Neben dem Gleichungssystem mit $2N$ Gleichungen ist die Messung der Ein- und Austrittstemperaturen beider Fluide sowie die Erfassung eines Massenstroms \dot{M}_1 oder \dot{M}_2 notwendig. Damit ist das System vollständig bestimmt und kann iterativ gelöst werden.

Für die Darstellung des Temperaturverlaufs werden die berechneten Temperaturwerte am Eintritt einer jeden Zelle i über der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche A^* aufgetragen, die nach Gleichung (4-4) berechnet wird. Die Berechnungszelle i kann somit als örtliche Koordinate der Wärmeübertragung interpretiert werden.

$$A_i^* = \frac{A_i}{A} = \frac{i}{N} A \cdot \frac{1}{A} = \frac{i}{N} \quad (4-4)$$

Wie zuvor erwähnt ist die Wärmeübertragungsfähigkeit kA eine der unbekanntenen Größen in der Berechnung des Temperaturverlaufs. Durch die Lösung des Gleichungssystems wird der Wert der Wärmeübertragungsfähigkeit kA als Teilergebnis ebenfalls berechnet.

Bei bekanntem Temperaturverlauf können in weiteren Berechnungsschritten zudem verschiedene Größen der Wärmeübertragung ausgewertet werden. Beispielsweise kann die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{pinch}}$ oder die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m bestimmt werden. Diese Größen können als zusätzliche Indikatoren für die Bewertung der Einzelkomponenten verwendet werden.

Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m ist nach Gleichung (2-8) definiert als der integrale Mittelwert der lokalen Temperaturdifferenzen beider Fluide (Baehr und Stephan, 2013). Ausgehend von dieser Definition der integralen mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m wird in Gleichung (4-5) der numerische Mittelwert aus dem diskretisierten Temperaturverlauf aus N gleichen Zellen gebildet.

$$\theta_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{i=N} \theta_{m,i} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{i=N} \frac{(\vartheta_{1,i} - \vartheta_{2,i+1}) + (\vartheta_{1,i+1} - \vartheta_{2,i})}{2} \quad (4-5)$$

4.1.2. Grenzfälle der Absorption und Desorption

In dieser Arbeit wird eine Auswertungsmethode eingesetzt, die es ermöglicht, die Ammoniakmassenanteile der armen und reichen Lösung nach dem Desorber bzw. Absorber messtechnisch zu erfassen, ohne den Kreisprozess der Absorptionswärmepumpe zu beeinflussen. Durch eine detailliertere Analyse der Prozessschritte kann zudem einerseits die Abweichung des jeweiligen Ammoniakmassenanteils vom Gleichgewichtszustand nach dem Absorber bzw. Desorber quantifiziert werden. Andererseits kann für die Beurteilung und Optimierung der Absorption und der Desorption der jeweilige Grenzwert, der bei idealer Wärme- und Stoffübertragung erreichbar ist, bestimmt werden. Das Verfahren zur Bestimmung der erreichten Ammoniakmassenanteile ξ_{aL} , ξ_{rL} und ξ_{KM} wird nachfolgend vorgestellt. Anschließend werden die Definitionen für die Unterscheidung der

Grenzfälle in den einer idealen Stoffübertragung und den einer idealen Wärme- und Stoffübertragung erläutert.

Bestimmung der erreichten Ammoniakmassenanteile

Anhand der armen Lösung und den in Abbildung 4-2 gezeigten Zusammenhängen wird die Bestimmung des erreichten Ammoniakmassenanteils ξ_{aL} erläutert. Dieses Vorgehen wird analog auch auf die reiche Lösung zur Bestimmung von ξ_{rL} sowie für das Kältemittel zur Bestimmung von ξ_{KM} angewandt.

Bei der Desorption wird, wie in Kapitel 2.4 erklärt, die reiche Lösung (15) durch Wärmezufuhr im Desorber \dot{Q}_{Des} teilweise verdampft. Die Dampfphase weist dabei einen hohen Ammoniakmassenanteil ξ_{17} auf, während der Ammoniakmassenanteil der flüssigen Lösung ξ_{19} während der Desorption abnimmt. Nach dem Desorber wird aus dem Desorber-Abscheider sowohl die arme Lösung (19) als auch der Kältemitteldampf (17) entnommen.

Wie auf der rechten Seite in Abbildung 4-2 gezeigt, kann die arme Lösung direkt am Austritt aus dem Desorber-Abscheider (19) rechnerisch im Zweiphasengebiet vorliegen. Dies ist beispielsweise der zutreffend, wenn die arme Lösung im metastabilen Zustand vorliegt, oder Kältemitteldampf gemeinsam mit der armen Lösung aus dem Desorber-Abscheider im Zustandspunkt austritt. Eine Bestimmung des Ammoniakmassenanteils unter der Annahme eines gesättigten flüssigen Ammoniak/Wasser-Gemischs $\xi_{19}^{L,sat} = \xi_{19}^{idS} = \xi(X = 0, \vartheta_{19}, p_h)$ ist daher nicht zutreffend.

Durch eine Probeentnahme, wie es in (Müller und Spindler, 2013) gemacht wird, kann die Zusammensetzung der armen Lösung im Zustandspunkt (19) auch bei Entnahme eines metastabilen Gemischs bestimmt werden. Dabei würde jedoch in den Prozess eingegriffen werden und sich die Betriebsbedingungen mit jeder entnommenen Probe verändern. Dieser Ansatz wird daher in dieser Arbeit nicht verfolgt.

Auch aus einer kanonischen Zustandsgleichung kann im Allgemeinen ein Nicht-Gleichgewichtszustand berechnet werden. Hierfür muss zum einen diese Zustandsgleichung in diesem Zustandsgebiet ebenfalls gültig sein, zum anderen ist die Kenntnis einer dritten Zustandsgröße an der Stelle (19) nötig. Die Messung der Dichte ρ wäre dabei grundsätzlich geeignet, würde aber ebenfalls den Prozess durch einen zusätzlichen Druckverlust Δp der Durchströmung des Messgerätes beeinflussen. Zudem könnte es im Messgerät zu einer Phasentrennung kommen, was die Messung erschwert. Darüber hinaus gehen in die Erstellung der Zustandsgleichung für Wasser nach (Pruß und Wagner, 1995) nur einige wenige Messwerte im metastabilen Zustand in die Anpassung der empirischen Koeffizienten mit ein. In die Erstellung der Zustandsgleichungen aus (Tillner-Roth et al., 1993), (Tillner-Roth und Friend, 1998a), (Ziegler und Trepp, 1984) und (Ibrahim und Klein, 1993) gehen hingegen ausschließlich Gleichgewichtszustände ein. Eine verlässliche Aussage im Bereich des metastabilen Zustands ist mit diesen Zustandsgleichungen daher nicht möglich.

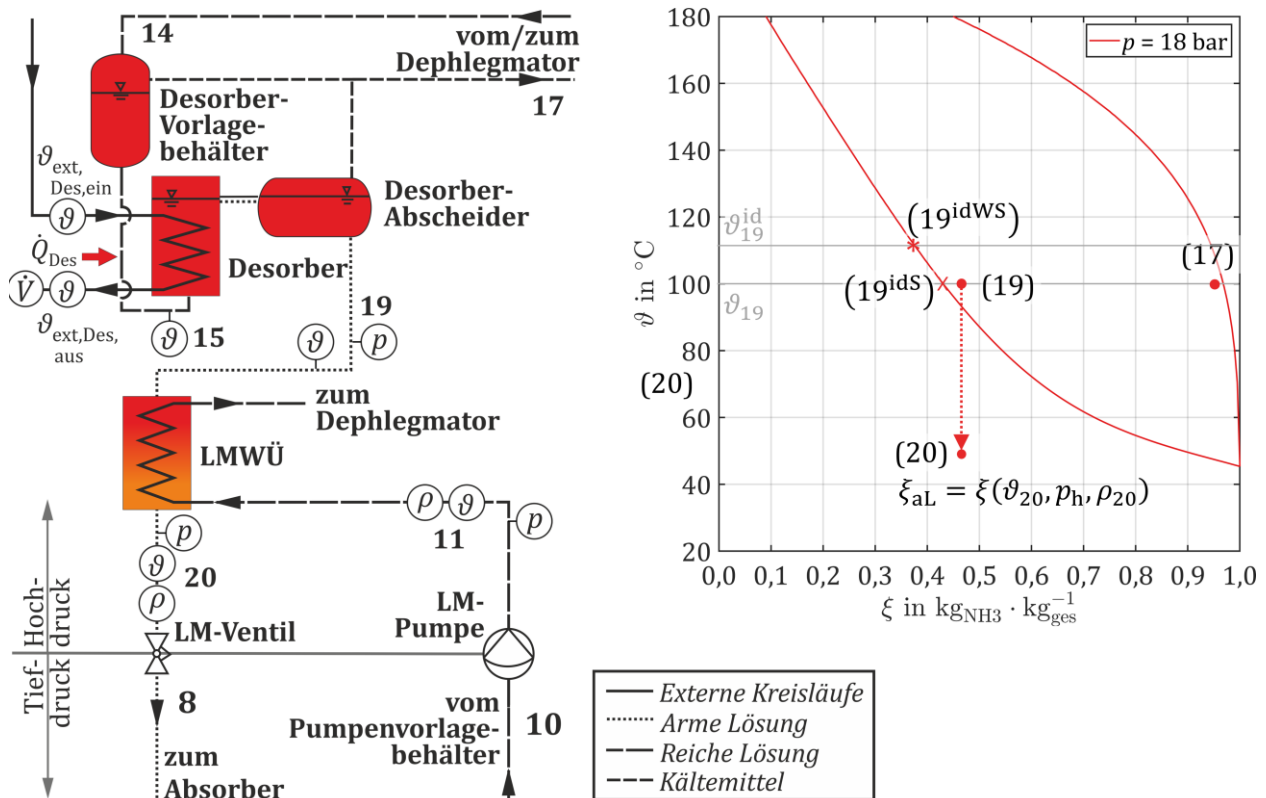


Abbildung 4-2 Schema mit den für die Auswertung benötigten Messwerten sowie der Darstellung der Zustände beispielhafter Werte im ϑ , ξ -Diagramm.

Eine dritte Möglichkeit besteht in der Überführung der Flüssigkeit in einen Zustandspunkt mit gleicher Zusammensetzung, bei dem jedoch die verwendeten Zustandsgleichungen Gültigkeit besitzen. Durch die Messung von drei Zustandsgrößen ist der thermodynamische Zustand vollständig bestimmt. Innerhalb der Absorptionswärmepumpe wird die arme Lösung nach dem Desorber im Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) zur inneren Wärmerückgewinnung unterkühlt (19→20). Durch die Messung von Temperatur ϑ_{20} , Dichte ρ_{20} und Druck p_h kann an dieser Stelle über eine Zustandsgleichung im Zustandsgebiet einer unterkühlten Flüssigkeit auf den Ammoniakmassenanteil $\xi_{20} = \xi_{19} = \xi(\rho_{20}, \vartheta_{20}, p_h)$ geschlossen werden. Da direkt nach den Messgeräten der Druck im Expansionsventil isenthalp abgesenkt wird, beeinflusst ein zusätzlicher Druckverlust Δp der Messtechnik den Kreisprozess nicht. Dieses Verfahren wird daher gewählt, um den real vorliegenden Ammoniakmassenanteil der armen Lösung zu bestimmen.

Grenzwert bei idealer Stoffübertragung

Wie in Kapitel 2.3 erwähnt, ist ein thermodynamisches System im thermischen, mechanischen und stofflichen Gleichgewicht, wenn die Temperatur ϑ , der Druck p sowie die chemischen Potentiale μ_i der Stoffe i in beiden Phasen übereinstimmen.

Um den Zustand des stofflichen Gleichgewichts mit einer geringen Verweildauer der Fluide zu erreichen, ist eine möglichst große Phasengrenzfläche nötig (Stephan et al., 2010). Sowohl die Verweildauer der Fluide als auch die Phasengrenzfläche für einen Stofftransport zwischen Dampf- und Flüssigphase im Desorber-Abscheider sind dabei begrenzt. In der Realität ist es möglich, dass

der Ammoniakmassenanteil der entnommenen armen Lösung $\xi_{aL} = \xi_{19}$ nicht dem Gleichgewichtszustand des flüssigen Ammoniak/Wasser-Gemischs $\xi_{19}^{L,sat} = \xi_{19}^{idS} = \xi(X = 0, \vartheta_{19}, p_h)$ entspricht. In diesem Fall ist das Potenzial der Stoffübertragung nicht voll ausgeschöpft, da weiterhin eine Triebkraft hin zum Gleichgewichtszustand $\xi_{19}^{L,sat}$ besteht.

Eine Abweichung des Ammoniakmassenanteils der tatsächlich nach dem Desorber entnommenen armen Lösung $\xi_{19} = \xi_{aL}$ vom Gleichgewichtszustand $\xi_{19}^{L,sat}$ wird in dieser Arbeit zur Quantifizierung des Optimierungspotenzials für den Stofftransport genutzt. Der Zustand, bei dem der Gleichgewichtszustand innerhalb der gegebenen Verhältnisse erreicht wird, wird daher als Zustand idealen Stofftransports bezeichnet.

Grenzwert bei idealer Wärme- und Stoffübertragung

Zusätzlich zum Potenzial, das aus der Abweichung vom stofflichen Gleichgewichtszustand resultiert, kann ein Potenzial aus der nicht-idealen Wärmeübertragung vorliegen. Wie in Kapitel 2.2.2 erläutert, ist die Wärmeübertragung ideal, wenn die minimale Temperaturdifferenz zwischen beiden Fluiden $\Delta\vartheta_{Pinch}$ genau null ist. Bei einer Wärmeübertragung zwischen zwei einphasigen Fluiden befindet sich der Ort, an dem die minimale Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{Pinch}$ vorliegt, in der Regel am Ein- bzw. Austritt in den Wärmeübertrager. Im allgemeinen Fall ist jedoch nicht bekannt, an welcher Stelle im Wärmeübertrager die minimale Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{Pinch}$ vorliegt. Durch den Phasenwechsel des Ammoniak/Wasser-Gemischs kann dieser Ort auch innerhalb des Wärmeübertragers liegen. Durch die Kenntnis des berechneten Temperaturverlaufs nach dem in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Verfahren ist allerdings sowohl der Ort A^* als auch der Betrag der minimalen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{Pinch}$ bekannt.

Im Absorber und Desorber der Absorptionswärmepumpe werden die Eintrittstemperaturen der externen Fluide auf einen im jeweiligen Betriebspunkt vorgegebenen Wert geregelt. Die Eintrittstemperatur des externen Fluids ist daher konstant. Mit der zusätzlichen Kenntnis der minimalen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{Pinch}$ kann die ideale Austrittstemperatur des internen Fluids berechnet werden. Das Vorgehen hierfür ist in Abbildung 4-3 für zwei beispielhafte Temperaturverläufe im Absorber a) und im Desorber b) dargestellt. Im Absorber ist das wärmeaufnehmende Fluid 2 der externe Heizkreis. Die Eintrittstemperatur des wärmeaufnehmenden Fluids wird in diesem Beispiel auf einen konstanten Wert von $\vartheta_{2,1} = 40\text{ °C}$ geregelt. In diesem Beispiel liegt die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{Pinch} = 5,9\text{ K}$ bei $A^* = 0,62$ vor, also im Inneren des Wärmeübertragers. Die ideale Austrittstemperatur wird dabei als die Temperatur des internen Fluids angenommen, die resultieren würde, wenn die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{Pinch}$ gerade null wäre. Die Austrittstemperatur des internen Fluids im Zustandspunkt (9) $\vartheta_{1,1} = 48,4\text{ °C}$ ist bei idealer Wärmeübertragung daher um $\Delta\vartheta_{Pinch}$ auf den Wert $\vartheta_{1,1}^{id} = 42,5\text{ °C}$ verringert. Dieses Vorgehen entspricht dabei einer Parallelverschiebung des Temperaturverlaufs des internen Fluids 1 um $\Delta\vartheta_{Pinch}$.

Analog zum Absorber ist in Abbildung 4-3 b) die Bestimmung der idealen internen Austrittstemperatur aus dem Desorber $\vartheta_{19} = \vartheta_{2,N} = 100\text{ °C}$ gezeigt. In diesem Wärmeübertrager wird die

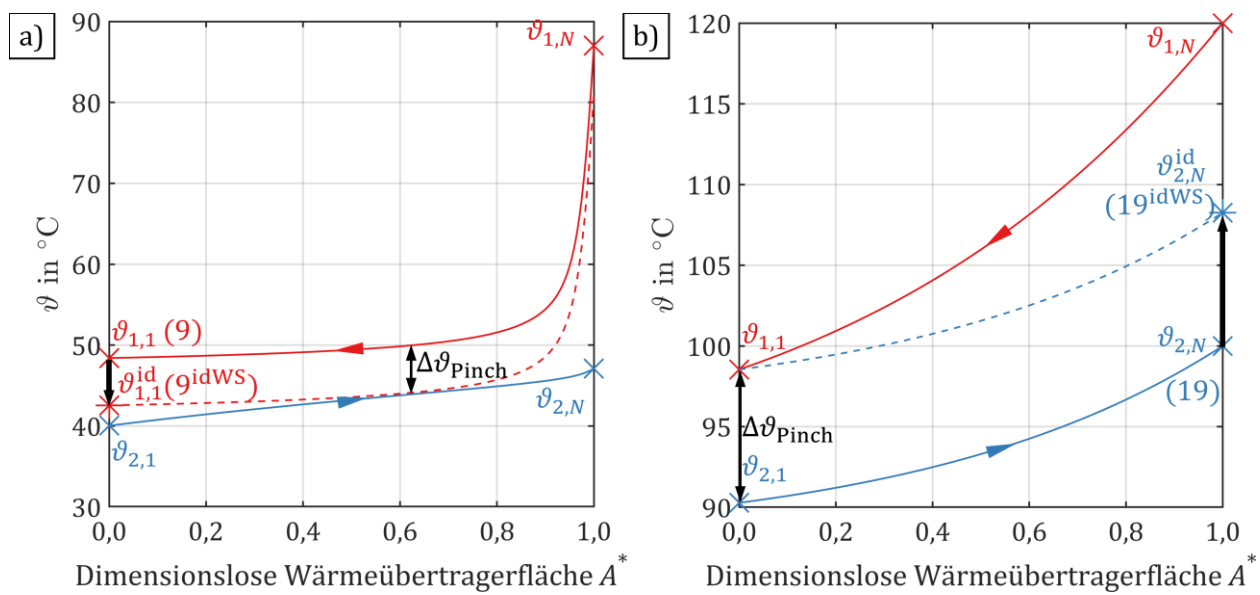


Abbildung 4-3 Schematische Darstellung zur Bestimmung der idealen Austrittstemperatur aus dem Absorber (a) und dem Desorber (b) anhand von zwei Temperaturverläufen.

Eintrittstemperatur des wärmeabgebenden Fluids 1 auf einen konstanten Wert von $\vartheta_{1,N} = 120\text{ °C}$ geregelt. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 8,3\text{ K}$ liegt in diesem Beispiel bei $A^* = 0,0$ und damit am Eintritt des wärmeaufnehmenden, internen Fluids 2 vor. Auch in diesem Wärmeübertrager wird angenommen, dass die ideale Austrittstemperatur des internen Fluids vorliegt, wenn die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ gerade null ist. Die ideale Austrittstemperatur $\vartheta_{2,N}^{\text{id}} = 108,3\text{ °C}$ aus dem Desorber ist daher um den Wert $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ höher als die tatsächliche Austrittstemperatur $\vartheta_{2,N}$.

Es wird in der Berechnung somit implizit angenommen, dass die übertragene Wärmeleistung \dot{Q} , die Stoffwerte beider Fluide sowie die Transportprozesse der Wärme- und Stoffübertragung unverändert vorliegen. Darüber hinaus wird in der Berechnung des Temperaturverlaufs in jeder Berechnungszelle i ein stoffliches Gleichgewicht angenommen.

Der in Abbildung 4-2 auf der rechten Seite eingezeichnete Grenzwert für den Ammoniakmassenanteil der armen Lösung bei idealer Wärme- und Stoffübertragung ξ_{19}^{idWS} kann nun mit der idealen Austrittstemperatur der armen Lösung $\vartheta_{19}^{\text{id}} = \vartheta_{2,N}^{\text{id}}$ aus dem Desorber bestimmt werden. Hierfür wird der Ammoniakmassenanteil ξ_{19}^{idWS} der gesättigten Flüssigkeit $X = 0$ beim Hochdruck p_h sowie der idealen Austrittstemperatur der armen Lösung aus dem Desorber $\vartheta_{19}^{\text{id}}$ aus einer Zustandsgleichung berechnet.

4.1.3. Potenziale im Absorber und Desorber

Für die Darstellung der Absorptions- und Desorptionspotenziale wird für einen einfachen Vergleich der Messungen und Aufbauten zueinander das in Abbildung 4-4 skizzierte Diagramm verwendet. In den nachfolgenden Erläuterungen wird auch die insgesamt benötigte Messtechnik für die Quantifizierung der einzelnen Potenziale erläutert.

Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$

Im Ammoniak/Wasser-Kreislauf muss im Bereich der unterkühlten Flüssigkeit jeder Lösung die Dichte der Flüssigkeit ρ , die Temperatur ϑ und der Druck p gemessen werden. Für die reiche Lösung erfolgt diese Messung direkt nach der Lösungsmittelpumpe im Zustandspunkt (11) und für die arme Lösung vor dem Lösungsmittelventil im Zustandspunkt (20). Wie in Kapitel 4.1.2 erklärt, kann unter Verwendung einer geeigneten Zustandsgleichung der tatsächlich vorliegende Ammoniakmassenanteil für jede der Lösungen $\xi_{rL} = \xi_{rL}^{\rho_{11}, \vartheta_{11}, p_h}$, bzw. $\xi_{aL} = \xi_{aL}^{\rho_{20}, \vartheta_{20}, p_h}$ ermittelt werden. Die Nummern im Index beziehen sich dabei auf die Zustandspunkte in Abbildung 4-4. Die Differenz aus den Ammoniakmassenanteilen der reichen Lösung ξ_{rL} und der armen Lösung ξ_{aL} ist die in Gleichung (2-42) definierte Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$. In dem auf der rechten Seite in Abbildung 4-4 gezeigten Balkendiagramm ist die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ als mittlerer Balken dargestellt.

Potenziale idealer Stoffübertragung $\Delta\xi_{Abs}^{idS}$ und $\Delta\xi_{Des}^{idS}$

Aus den Austrittstemperaturen der armen und reichen Lösung aus dem Absorber bzw. Desorber ist die Bestimmung der Ammoniakmassenanteile im Grenzfall bei idealer Stoffübertragung möglich. Anhand der gemessenen Temperaturen in den Zustandspunkten (9) und (19) und der Annahme, dass

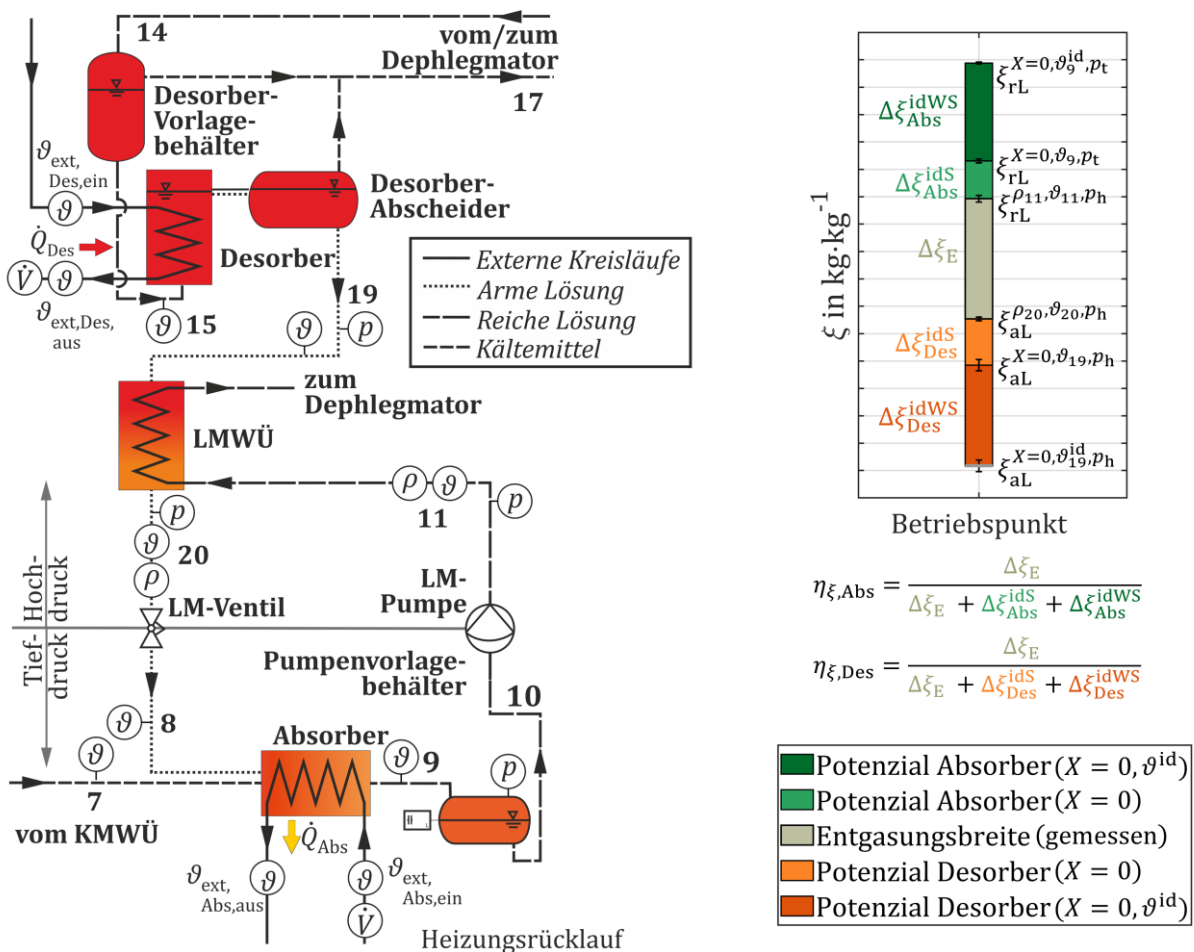


Abbildung 4-4 Schema mit den für die Auswertung benötigten Messwerten sowie der Darstellung der Auswertung einer Messung.

die Flüssigkeit im gesättigten Zustand $X = 0$ vorliegt, werden die jeweiligen Ammoniakmassenanteile bei idealer Stoffübertragung $\xi_{rL}^{\text{idS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9, p_t}$ bzw. $\xi_{aL}^{\text{idS}} = \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}, p_h}$, wie in Kapitel 4.1.2 erläutert, bestimmt.

In dieser Berechnung wird angenommen, dass die Lösungen am Austritt aus den Wärmeübertragern im gesättigten Zustand und im thermodynamischen Gleichgewicht $X = 0$ vorliegen. In Kapitel 4.1.2 wird erläutert, dass die erreichten Ammoniakmassenanteile der armen Lösung ξ_{aL} und der reichen Lösung ξ_{rL} von dem Sättigungszustand abweichen können. Aufgrund der noch vorhandenen Triebkraft hin zum Sättigungszustand wird eine Abweichung $\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}}$ nach Gleichung (4-6) bzw. $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ nach Gleichung (4-7) als das Potenzial der idealen Stoffübertragung innerhalb bzw. direkt nach dem Absorber $\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}}$ bzw. Desorber $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ bezeichnet.

$$\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9, p_t} - \xi_{rL}^{\rho_{11}, \vartheta_{11}, p_h} = \xi_{rL}^{\text{idS}} - \xi_{rL} \quad (4-6)$$

$$\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}} = \xi_{aL}^{\rho_{20}, \vartheta_{20}, p_h} - \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}, p_h} = \xi_{aL} - \xi_{aL}^{\text{idS}} \quad (4-7)$$

In dem Balkendiagramm auf der rechten Seite in Abbildung 4-4 ist das Potenzial im Absorber $\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}}$ direkt über der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ und das Potenzial im Desorber $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ direkt unter der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ eingezeichnet.

Im Fall des Desorbers kann eine Abweichung $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ auch dadurch zustande kommen, dass Kältemitteldampf zusammen mit der armen Lösung zum LMWÜ strömt. In diesem Fall wird bereits ausgetriebener Kältemitteldampf innerhalb des LMWÜ von der armen Lösung wieder absorbiert. Hierbei handelt es sich um einen nicht erwünschten Betriebszustand der Absorptionswärmepumpe, der durch diese Auswertungsmethode erkannt werden kann.

Potenziale idealer Wärme- und Stoffübertragung $\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}}$ und $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$

Für die vollständige Durchführung der Prozessanalyse müssen im Absorber und Desorber auf der externen Fluidseite sowohl die Volumenströme $\dot{V}_{\text{ext, Abs}}$ bzw. $\dot{V}_{\text{ext, Des}}$ als auch die Ein- und Austrittstemperaturen gemessen werden. Mit dem in Kapitel 4.1.1 aufgezeigten Vorgehen können die idealen Austrittstemperaturen ϑ_9^{id} und $\vartheta_{19}^{\text{id}}$ berechnet werden und damit zusätzlich die Ammoniakmassenanteile bei idealer Wärme- und Stoffübertragung ξ^{idWS} ermittelt werden.

Der geringste Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{aL}^{\text{idWS}} = \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}^{\text{id}}, p_h}$ wird bei idealer Wärme- und Stoffübertragung innerhalb des Desorbers erreicht. Berechnet wird dieser Wert für jeden Betriebspunkt unter der Annahme, dass die aus dem Desorber austretende arme Lösung gerade gesättigt mit $X = 0$, auf hohem Druckniveau p_h und mit der berechneten idealen Austrittstemperatur $\vartheta_{19}^{\text{id}}$ vorliegt. Das Ergebnis ist auf der rechten Seite in Abbildung 4-4 dargestellt. Dabei ist die Differenz $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$ nach Gleichung (4-8) als unterster Balken eingezeichnet. Die Differenz $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$ wird aus dem Ammoniakmassenanteil der armen Lösung bei idealer Stoffübertragung $\xi_{aL}^{\text{idS}} = \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}, p_h}$ und dem Ammoniakmassenanteil bei idealer Wärme- und Stoffübertragung $\xi_{aL}^{\text{idWS}} = \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}^{\text{id}}, p_h}$ berechnet.

$$\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}} = \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}, p_h} - \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}^{\text{id}}, p_h} = \xi_{aL}^{\text{idS}} - \xi_{aL}^{\text{idWS}} \quad (4-8)$$

Die Summe der beiden Potenziale $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}} + \Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$ quantifiziert damit das gesamte Potenzial des Desorbers zur Steigerung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$.

Der höchste Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung $\xi_{rL}^{\text{idWS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9^{\text{id}}, p_t}$ wird bei idealer Wärme- und Stoffübertragung innerhalb des Absorbers erreicht. Für die Berechnung aus einer thermodynamischen Zustandsgleichung wird die Annahme einer gerade gesättigten Flüssigkeit $X = 0$ bei vorherrschendem Tiefdruck p_t und der idealen Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber ϑ_9^{id} verwendet.

Die Berechnung der idealen Austrittstemperatur am Absorber ϑ_9^{id} erfolgt ebenfalls nach dem zuvor genannten Verfahren. Im Gegensatz zum Desorber ist beim Absorber jedoch die Eintrittstemperatur der reichen Lösung $\vartheta_{rL, \text{Abs}, \text{ein}}$ nicht aus der Messung bekannt und muss berechnet werden. Es wird hierfür eine ideale Durchmischung der armen Lösung (8) und des Kältemitteldampfes (7) angenommen. Hierfür werden die Energie- und die Massenbilanz am Absorbereintritt aus Gleichung (4-9) und (4-10) gelöst. Durch die freiwerdende Absorptionswärme steigt in diesem Berechnungsschritt die Temperatur des zweiphasigen Gemischs an.

$$\dot{M}_{rL} = \dot{M}_{KM}^{\text{mess}} + \dot{M}_{aL}^{\text{mess}} \quad (4-9)$$

$$\dot{M}_{rL} h_{rL, \text{Abs}, \text{ein}} = \dot{M}_{KM}^{\text{mess}} h_7 + \dot{M}_{aL}^{\text{mess}} h_8 \quad (4-10)$$

Die in Gleichung (4-11) definierte Differenz $\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}}$ zwischen dem Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung bei idealer Wärme- und Stoffübertragung $\xi_{rL}^{\text{idWS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9^{\text{id}}, p_t}$ und dem Ammoniakmassenanteil bei idealer Stoffübertragung $\xi_{rL}^{\text{idS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9, p_t}$ ist auf der rechten Seite in Abbildung 4-4 als oberster Balken eingezeichnet. Auch für den Absorber gilt, dass die Summe der beiden Größen $\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}} + \Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}}$ das gesamte Potenzial des Absorbers zur Steigerung der Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$ quantifiziert.

$$\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9^{\text{id}}, p_t} - \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9, p_t} = \xi_{rL}^{\text{idWS}} - \xi_{rL}^{\text{idS}} \quad (4-11)$$

Die maximal erreichbare Entgasungsbreite bei idealer Wärme- und Stoffübertragung im Absorber und Desorber $\Delta \xi_E^{\text{idWS}}$ kann nach Gleichung (4-12) direkt aus der Differenz des maximalen Ammoniakmassenanteils der reichen Lösung ξ_{rL}^{idWS} und dem minimalen Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL}^{idWS} berechnet werden. Alternativ kann die maximal erreichbare Entgasungsbreite $\Delta \xi_E^{\text{idWS}}$ auch nach Gleichung (4-13) über die Summe der erreichten Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$ und aller Potenziale am Absorber $\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}}$ bzw. $\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}}$ und am Desorber $\Delta \xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ bzw. $\Delta \xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$ bestimmt werden.

$$\Delta \xi_E^{\text{idWS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9^{\text{id}}, p_t} - \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}^{\text{id}}, p_h} = \xi_{rL}^{\text{idWS}} - \xi_{aL}^{\text{idWS}} \quad (4-12)$$

$$\Delta \xi_E^{\text{idWS}} = \xi_{rL}^{\text{idWS}} - \xi_{aL}^{\text{idWS}} = \Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}} + \Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}} + \Delta \xi_E + \Delta \xi_{\text{Des}}^{\text{idS}} + \Delta \xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}} \quad (4-13)$$

In Abbildung 4-4 ist gezeigt, dass aus der erreichten Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$ sowie den beiden Potenzialen im Absorber $\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}}$ und $\Delta \xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}}$ der in Gleichung (2-46) definierte Absorberwirkungsgrad $\eta_{\xi, \text{Abs}}$ berechnet werden kann. Analog dazu kann aus Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$ sowie den beiden Potenzialen im Desorber $\Delta \xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ und $\Delta \xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$ der Desorberwirkungsgrad $\eta_{\xi, \text{Des}}$ nach Gleichung (2-47) berechnet werden.

Im Gegensatz zu einer direkten Berechnung der beiden Wirkungsgrade $\eta_{\xi, \text{Abs}}$ und $\eta_{\xi, \text{Des}}$ ist der Informationsgehalt der hier vorgestellten Analyse- und Berechnungsmethode um die Ammoniakmassenanteile der gerade gesättigt austretenden Lösungen $\xi_{aL}^{\text{idS}} = \xi_{aL}^{X=0, \vartheta_{19}, p_h}$ bzw. $\xi_{rL}^{\text{idS}} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta_9, p_t}$ erweitert. Darüber

hinaus geht die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ sowohl in die Berechnung des Absorberwirkungsgrades $\eta_{\xi, \text{Abs}}$ nach Gleichung (2-46) als auch in die Berechnung des Desorberwirkungsgrades $\eta_{\xi, \text{Des}}$ nach Gleichung (2-47) ein. Der Absorber- und der Desorberwirkungsgrad sind daher nicht voneinander unabhängig. Im Gegensatz dazu sind die Potentiale am Absorber $\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idS}}$ bzw. $\Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}}$ unabhängig von den Potentialen am Desorber $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}}$ bzw. $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}}$.

Für beide Auswertungsmethoden werden thermodynamische Zustandsgleichungen für das Ammoniak/Wasser-Gemisch benötigt, die die Stoffwerte in dem relevanten Temperatur- und Druckbereich möglichst exakt wiedergeben.

4.2. Vergleich thermodynamischer Zustandsgleichungen für Ammoniak/Wasser-Gemische

Die Entwicklung und Optimierung von Absorptionswärmepumpen wird im Allgemeinen sowohl durch experimentelle Versuche als auch durch Prozessberechnungen durchgeführt. In beiden Fällen ist die möglichst exakte Kenntnis der Stoffdaten des Ammoniak/Wasser-Gemischs von Bedeutung. Beispielsweise kann die zuvor beschriebene Analysemethode des Absorbers bzw. Desorbers nur unter Verwendung einer geeigneten Zustandsgleichung erfolgen.

Für Ammoniak/Wasser-Gemische wurden zahlreiche Zustandsgleichungen veröffentlicht (Ibrahim und Klein, 1993), (Schulz, 1972), (Tillner-Roth und Friend, 1998a), (Ziegler und Trepp, 1984). Bezogen auf den Anwendungsfall einer Absorptionswärmepumpe sollten die thermodynamischen Zustandsgrößen der experimentellen Messwerte im Druckbereich von $p \leq 30$ bar und im Temperaturbereich von $-30 \text{ °C} \leq \vartheta \leq 200 \text{ °C}$ möglichst exakt durch die Zustandsgleichung wiedergegeben werden. Ein Vergleich der oben genannten Zustandsgleichungen wird im Rahmen dieser Dissertation erstellt und wurde in (Mirl et al., 2020a) veröffentlicht. Nachfolgend werden die wesentlichen Inhalte zusammengefasst dargestellt.

Eine Übersicht der für den Vergleich verwendeten experimentellen Daten ist in Tabelle 4-1 angegeben. In dieser Auswertung können nicht alle verfügbaren Messdaten des Ammoniak/Wasser-Gemischs aufgrund der gewählten Darstellungsweise verwendet werden. Beispielsweise werden die Daten aus (Guillevic et al., 1985), (Perman, 1901), (Rizvi und Heidemann, 1987), (Wilson, 1925) nicht verwendet. Um die experimentellen Daten mit den berechneten Werten vergleichen zu können, werden diese in massebezogene Größen umgerechnet. Für diese Berechnung werden die Molmassen aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) verwendet.

Quelle und Jahr	Art der Daten	$p \cdot \text{bar}^{-1}$	$\vartheta \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	x
(Postma, 1920)	VLE, (p, T, x)	0,01 ... 160	-70 ... 235	0,1 ... 1
(Clifford und Hunter, 1933)	VLE, (p, T, x, y)	0,02 ... 20	60 ... 150	0 ... 1
(Wucherer, 1932) korrigiert durch (Tillner-Roth und Friend, 1998b)	VLE, (p, T, x, y)	0,1 ... 20	-50 ... 200	0,05 ... 0,9
(Gillespie et al., 1987)	VLE, (p, T, x, y)	0,07 ... 210	40 ... 315	0 ... 1
(Munakata et al., 2002)	VLE, (p, T, x)	5 ... 45	37 ... 127	0,1 ... 0,9
	(p, T, x, ρ)	1 ... 170	37 ... 127	0,1 ... 0,9
(Salavera et al., 2005)	VLE, (p, T, x)	0,1 ... 10	20 ... 80	0,1 ... 0,4
(Huang et al., 2011)	VLE, (p, T, x)	0,15 ... 3,15	20 ... 40	0,1 ... 0,4
(Huang et al., 2013)	VLE, (p, T, x, y)	1 ... 6	20 ... 60	0,2 ... 0,7
(Harms-Watzenberg, 1995)	(p, T, x, ρ)	0,2 ... 380	-30 ... 225	0,1 ... 0,9
(Kondo et al., 2002)	(p, T, x, ρ)	2 ... 170	37 ... 127	0,3 ... 1
(Zinner, 1933)	(p, T, x, \tilde{h}^e)	1	-70 ... 180	0 ... 1
(Staudt, 1984)	(p, T, x, \tilde{h}^e)	50 ... 120	25 ... 100	0,09 ... 0,93
(Hildenbrand und Giauque, 1953)	(p, T, x, \tilde{c}_p)	1	-73 ... 27	0,48 ... 0,65
(Fujita et al., 2008)	(p, T, x, \tilde{c}_p)	1 ... 150	7 ... 87	0 ... 0,85

Tabelle 4-1 Übersicht der verwendeten experimentellen Daten für den Vergleich der Zustandsgleichungen.

4.2.1. Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht

In Absorptionssystemen ist die genaue Bestimmung des Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewichts (VLE) von besonderer Bedeutung für die Modellierung des Absorbers und Desorbers. Aus diesem Grund werden nachfolgend die Ammoniakmassenanteile auf den Phasengrenzen $\xi^{X=0}$ und $\xi^{X=1}$ bei vorgegebenem Druck p und gegebener Temperatur ϑ berechnet und mit experimentellen Daten verglichen.

Zunächst werden die Messdaten für die Siede- und Taupunkte bei einem konstanten Druck von $p = 1,013$ bar analysiert. In Abbildung 4-5 a) sind die berechneten Siedelinien der drei Zustandsgleichungen sowie die experimentellen Daten eingezeichnet. In dieser Ansicht sind nur geringfügige Unterschiede zwischen den experimentellen Daten und den Zustandsgleichungen erkennbar. Um die Unterschiede hervorzuheben, ist in Abbildung 4-5 b) die Differenz der Sättigungstemperaturen auf der Siedelinie $\vartheta_i^{X=0}$ zu den Werten aus einem an die dargestellten Messdaten angepasstes Polynom 6. Grades $\vartheta_{\text{fit}}^{X=0}$ dargestellt. Der Index i steht entweder für die verwendeten experimentellen Daten oder für eine der betrachteten Zustandsgleichungen.

Für die verglichenen Messdaten ist eine deutliche Streuung untereinander zu erkennen. So liegen die Messwerte aus (Clifford und Hunter, 1933) insbesondere für Ammoniakmassenanteile mit $0,15 \leq \xi \leq 0,65$ deutlich niedriger als das Ausgleichspolynom. Die Messwerte aus (Postma, 1920) sind hingegen größer als die Referenz.

Die Ergebnisse aus der Zustandsgleichung nach (Ibrahim und Klein, 1993) sind für einen Ammoniakmassenanteil von $0,00 \leq \xi \leq 0,70$ größer als die verwendeten Messwerte. Lediglich im Bereich hoher Ammoniakmassenanteile entsprechen die Siedetemperaturen ansatzweise den Messwerten und sind nahezu deckungsgleich mit den Werten nach (Ziegler und Trepp, 1984).

Die aus der Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) berechneten Siedetemperaturen bilden die Messungen über den gesamten Bereich mit einer mittleren Abweichung von $|\Delta\vartheta_m^{X=0}| = 0,31$ K ausreichend gut ab.

Die berechneten Werte aus der Zustandsgleichung nach (Ziegler und Trepp, 1984) sind mit Ausnahme des Bereichs von $0,23 \leq \xi \leq 0,45$ niedriger als die Werte aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a). Insgesamt ist die Abweichung zu den Messdaten für die Zustandsgleichung nach (Ziegler und Trepp, 1984) mit einer mittleren Abweichung von $|\Delta\vartheta_m^{X=0}| = 0,16$ K am niedrigsten.

In Abbildung 4-5 (c) werden die Taupunkttemperaturen $\vartheta^{X=1}$ bei konstantem Druck von $p = 1,013$ bar verglichen, wobei aufgrund der hohen Streuung der Messwerte die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) als Referenz verwendet wird. Für Ammoniakmassenanteile von $\xi \leq 0,80$ sind die Abweichungen der Messdaten zur Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) kleiner 1,5 K. Bei höheren Ammoniakmassenanteilen mit $\xi > 0,80$ ist die Streuung der experimentellen Daten groß und auch die Abweichung zwischen den Zustandsgleichungen steigt an. Dieser Effekt wird durch den hohen Wert der Steigung im Verlauf der Taulinie bei hohen Ammoniakmassenanteilen verursacht. Kleine Messunsicherheiten im Sättigungsdruck p oder in den

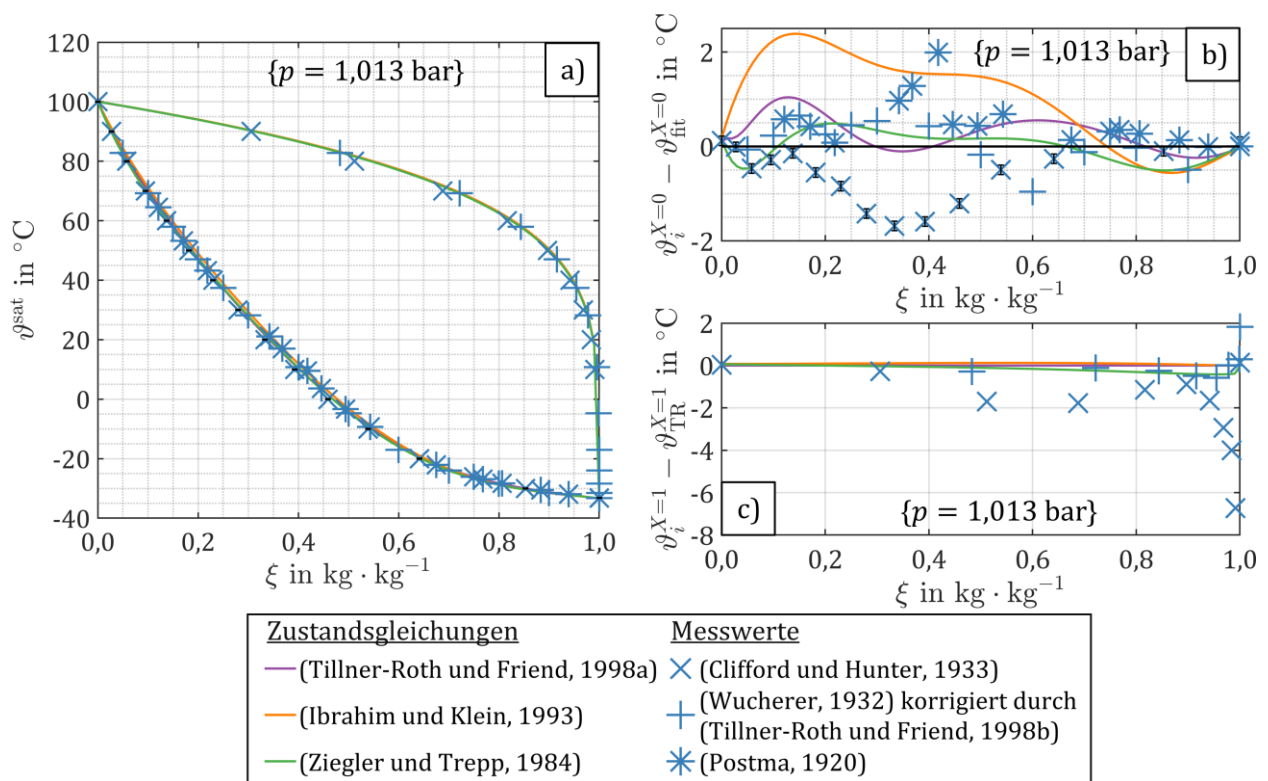


Abbildung 4-5 Berechnetes und gemessenes Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht bei $p = 1,013$ bar a); absolute Abweichung der Siedetemperaturen bezogen auf ein an die Messdaten angepasstes Polynom 6. Grades b) und der Taupunkttemperaturen bezogen auf die Zustandsgleichung von (Tillner-Roth und Friend, 1998a) c).

Stoffmengenanteilen von Ammoniak x bewirken große Änderungen der Taupunkttemperatur $\vartheta^{X=1}$. Aufgrund dieses Effekts wird die Abweichung der Taupunkte im Folgenden nicht weiter betrachtet.

Nachfolgend werden die Siedepunkte für drei konstante Drücke von $p = 5,066$ bar, $p = 10,133$ bar und $p = 20,265$ bar untersucht. Hierfür sind in Abbildung 4-6 a) bis c) die absoluten Abweichungen der Siedepunkte bezogen auf ein an die Messdaten angepasstes Polynom 6. Grades dargestellt. Für diesen Vergleich werden die in (Tillner-Roth und Friend, 1998b) korrigierten Werte der experimentellen Daten aus (Wucherer, 1932) verwendet. Es ist dabei anzumerken, dass die Daten aus (Wucherer, 1932) für die Entwicklung der Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) ausschließlich für eine Plausibilisierung verwendet wurden. Eine potenziell gute Übereinstimmung der experimentellen Daten mit der Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) ist daher kein direktes Ergebnis aus Korrektur der Messdaten in (Tillner-Roth und Friend, 1998b). Auch die Übereinstimmung der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) kann aufgrund des zeitlichen Verlaufs nicht an die in (Tillner-Roth und Friend, 1998b) korrigierten Daten von (Wucherer, 1932) angepasst worden sein.

Auch für den in Abbildung 4-6 gezeigten Vergleich können die gleichen Schlüsse wie zuvor gezogen werden. Die Zustandsgleichungen aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) und (Ziegler und Trepp, 1984) geben die Messwerte bei allen drei Drücken gut wieder. Die Zustandsgleichung nach (Ibrahim und Klein, 1993) weicht insbesondere bei den Ammoniakmassenanteilen von $\xi \leq 0,60$ stark von den Messwerten ab.

Zusammenfassend kann die Wahl der verwendeten Zustandsgleichung zu einer Differenz in der berechneten Siedetemperatur von bis zu $|\Delta\vartheta_{\max}^{X=0}| = 4,0$ K für den gleichen Ammoniakmassenanteil

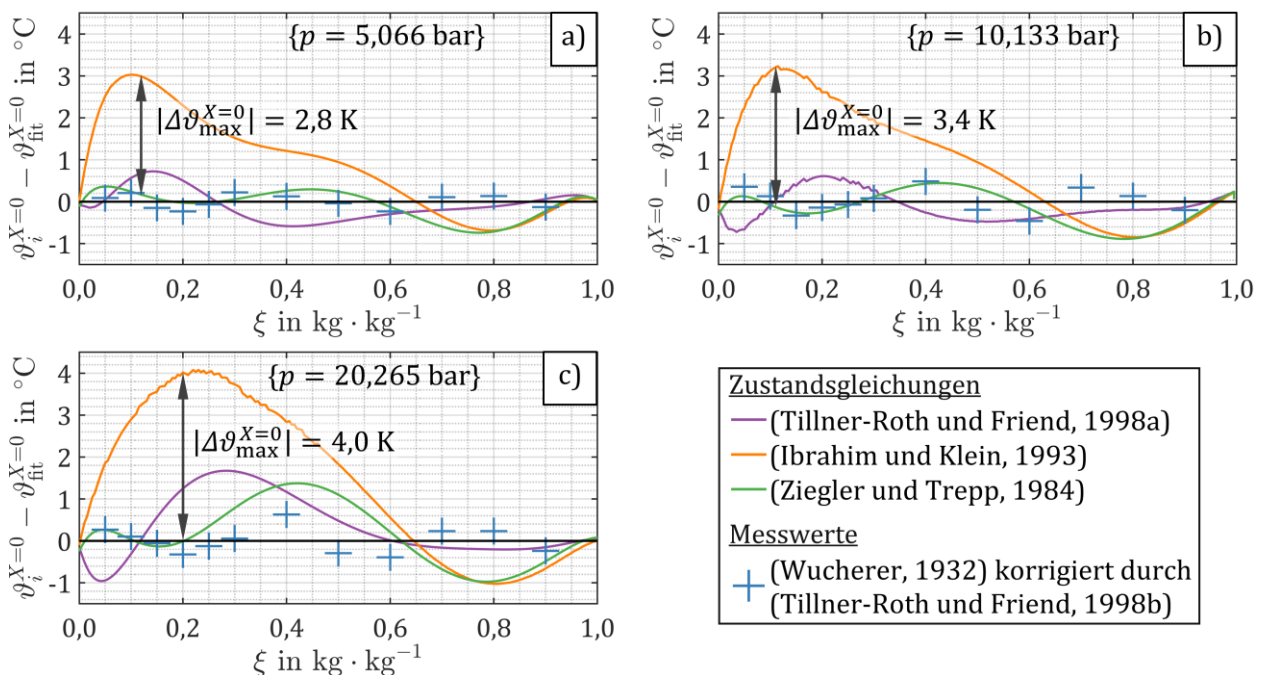


Abbildung 4-6 Absolute Abweichung der Siedepunkte bei $p = 5,066$ bar a), $p = 10,133$ bar b) und $p = 20,265$ bar c) bezogen auf die Messdaten angepasste Polynome 6. Grades.

führen. Umgekehrt kann sich bei vorgegebener Temperatur ϑ der berechnete Ammoniakmassenanteil der gesättigten Flüssigkeit um bis zu $|\Delta\xi_{\max}^{X=0}| = 0,02$ durch die Wahl der Zustandsgleichung unterscheiden.

Das Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht der verschiedenen Zustandsgleichungen wird nachfolgend bei konstanter Temperatur ϑ verglichen. In Abbildung 4-7 werden die drei Zustandsgleichungen bei verschiedenen Sättigungstemperaturen mit Messdaten aus der Literatur verglichen. Zusätzlich zu den experimentellen Daten aus (Clifford und Hunter, 1933) sind aktuelle Messdaten verfügbar (Huang et al., 2011), (Huang et al., 2013), (Salavera et al., 2005). In Abbildung 4-7 a) ist die Siedelinse der drei Zustandsgleichungen sowie die experimentellen Daten bei konstanter Temperatur $\vartheta = 20\text{ °C}$ dargestellt. Abbildung 4-7 b) bis e) zeigen die Abweichung der Siededrucke $p^{X=0}$ im Vergleich zu einem an die Messdaten angepassten Polynom 6. Grades.

Beim Vergleich der Diagramme aus Abbildung 4-7 b) bis e) fällt auf, dass mit zunehmender Temperatur sowohl die Streuung der Messdaten als auch die Abweichung der Zustandsgleichungen untereinander von $|\Delta p_{\max}^{X=0}| = 0,14\text{ bar}$ bei $\vartheta = 20\text{ °C}$ auf $|\Delta p_{\max}^{X=0}| = 0,73\text{ bar}$ bei $\vartheta = 80\text{ °C}$ zunehmen.

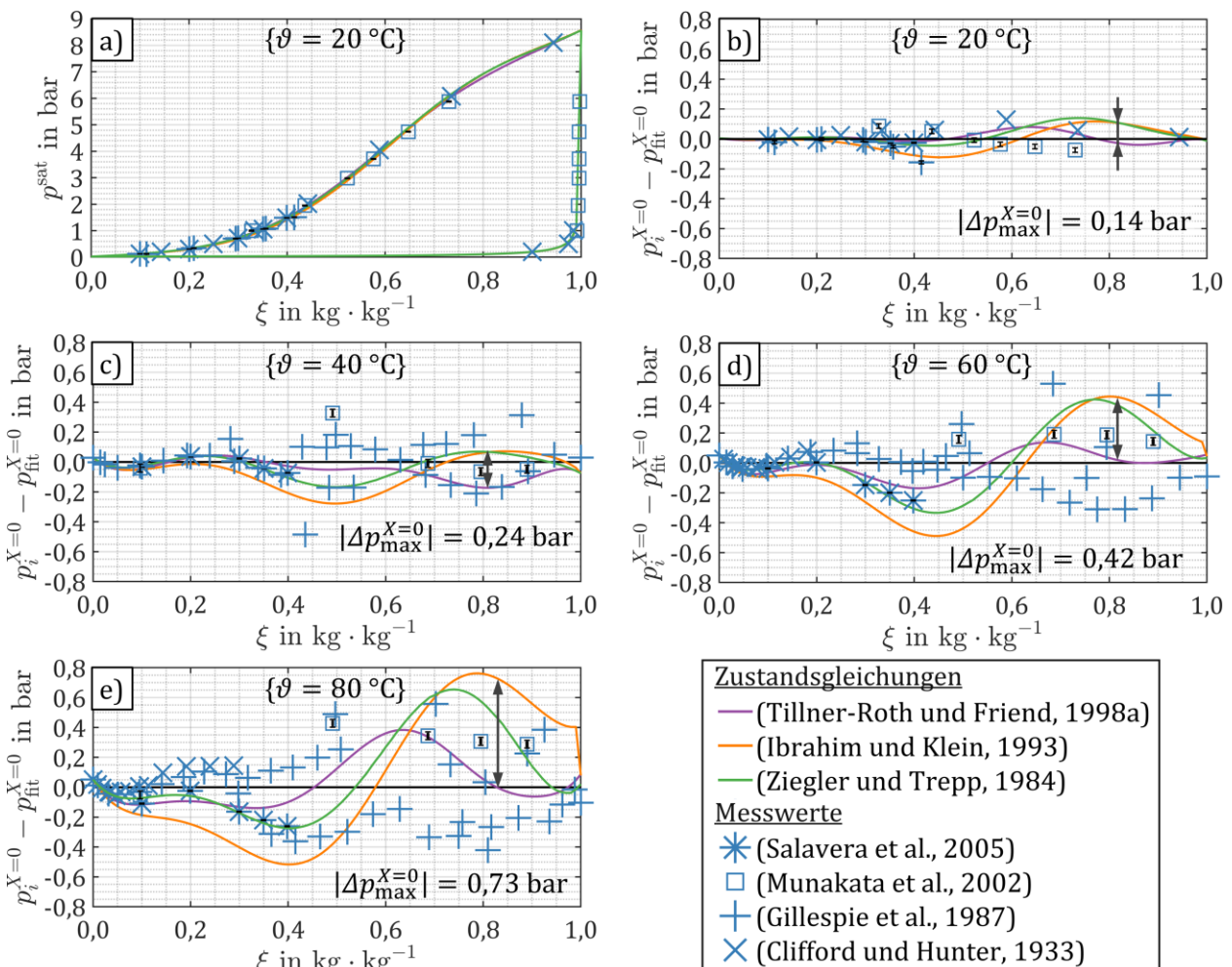


Abbildung 4-7 Berechnetes und gemessenes Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht bei $\vartheta = 20\text{ °C}$ a); absolute Abweichung der Siededrucke bei $\vartheta = 20\text{ °C}$ b), $\vartheta = 40\text{ °C}$ c), $\vartheta = 60\text{ °C}$ d) und $\vartheta = 80\text{ °C}$ e) bezogen auf ein an die Messdaten angepasstes Polynom 6. Grades.

Für einen Ammoniakmassenanteil von $\xi \leq 0,25$ stimmen die Zustandsgleichungen aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) und (Ziegler und Trepp, 1984) gut mit den experimentellen Daten überein. Insgesamt stimmt die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) mit den Daten von (Clifford und Hunter, 1933) und (Salavera et al., 2005) etwas besser überein als die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a). Diese Messdaten liegen jedoch ausschließlich bei Ammoniakmassenanteilen von $\xi < 0,4$ vor, wo der Unterschied zwischen den beiden Zustandsgleichungen gering ist. Bei höheren Ammoniakmassenanteilen stimmt die Zustandsgleichung von (Tillner-Roth und Friend, 1998a) besser mit den übrigen Messwerten überein. Die Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993) zeigt keine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Insgesamt ist die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) der beste Kompromiss zwischen Unter- und Überschätzung aller verwendeten Daten mit einer mittleren Abweichung von $\Delta p_m^{X=0} < 0,02$ bar.

Für einen Ammoniakmassenanteil von $\xi \geq 0,98$ ist in Abbildung 4-7 d) und e) der Verlauf der berechneten Siedetemperatur aus der Zustandsgleichung nach (Ibrahim und Klein, 1993) unstetig. Im Verlauf des berechneten Sättigungsdrucks aus der Zustandsgleichung nach (Ziegler und Trepp, 1984) ist keine Unstetigkeit erkennbar. Wird das Phasengleichgewicht mit den Koeffizienten für die freie Exzess-Enthalpie aus (Ibrahim und Klein, 1993) mit dem Berechnungsverfahren aus (Ziegler und Trepp, 1984) ermittelt, ist diese Unstetigkeit ebenfalls nicht vorhanden. Sie ist somit durch die veränderte Berechnungsart des Phasengleichgewichtes verursacht. Ein unstetiges Verhalten der Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993) schränkt die Belastbarkeit der berechneten Werte dieser Gleichung zusätzlich ein.

4.2.2. Dichte der Flüssigkeit

Wie in Kapitel 4.1.2 erläutert, ist für die in dieser Arbeit durchgeführte experimentelle Bewertung der Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe die Beziehung zwischen Druck p , Temperatur ϑ und Dichte ρ einer unterkühlten Flüssigkeit ebenfalls von besonderer Bedeutung. Durch die Messung dieser drei Größen kann der Ammoniakmassenanteil ξ des flüssigen Gemischs direkt über eine Zustandsgleichung berechnet werden. Damit diese Folgerung auf den Ammoniakmassenanteil ξ zu aussagekräftigen Ergebnissen führt, werden im Folgenden die Zustandsgleichungen hinsichtlich der Genauigkeit der Wiedergabe der Dichte der Flüssigkeit untersucht.

Abbildung 4-8 zeigt einen Vergleich der berechneten Dichte der unterkühlten Flüssigkeit aus den Zustandsgleichungen mit den experimentellen Daten aus (Kondo et al., 2002) und (Harms-Watzenberg, 1995) bei konstantem Ammoniakmassenanteil. Die aus den Zustandsgleichungen berechneten Kurven werden für einen konstanten Druck von $p = 22,54$ bar erstellt. Die darin gezeigten experimentellen Daten liegen jedoch bei verschiedenen Drücken zwischen $p = 7,83$ bar und $p = 22,54$ bar vor und sind entsprechend gekennzeichnet. Die Druckabhängigkeit der Dichte der unterkühlten Flüssigkeit ist gering und wird daher nachfolgend in der Beurteilung vernachlässigt.

In Abbildung 4-8 a) ist zu sehen, dass die Messwerte von (Kondo et al., 2002) weder mit den Zustandsgleichungen noch mit den Messdaten aus (Harms-Watzenberg, 1995) übereinstimmen. Wie

4.2 Vergleich thermodynamischer Zustandsgleichungen für Ammoniak/Wasser-Gemische

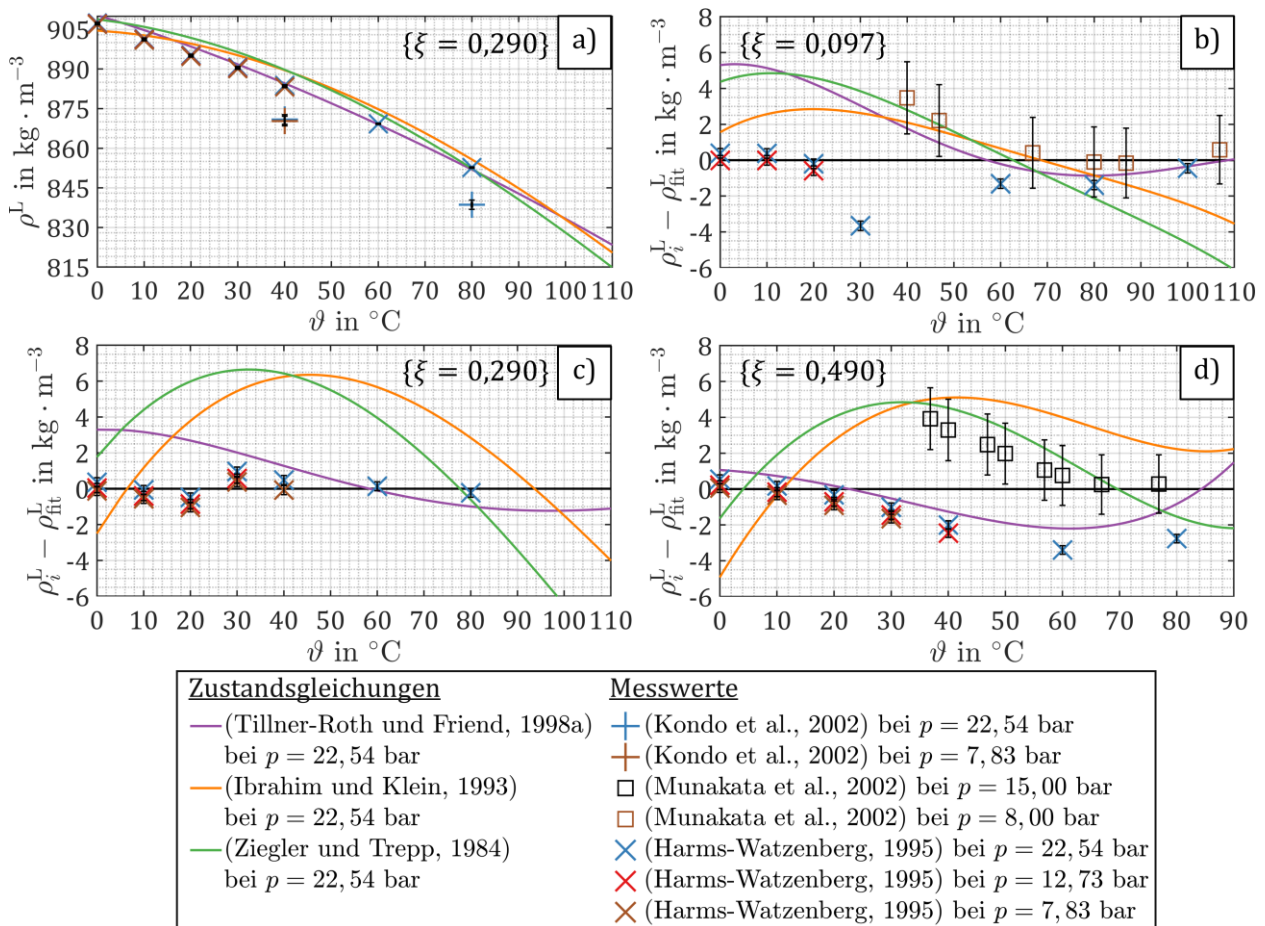


Abbildung 4-8 Berechnete und gemessene Dichte des flüssigen Gemischs bei einem Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0,290$ a); absolute Abweichung der Dichte der gesättigten Flüssigkeit bei $\xi = 0,097$ b), $\xi = 0,290$ c) und $\xi = 0,490$ d) bezogen auf an die Messdaten angepasste Polynome 4. Grades.

in (Kondo et al., 2002) diskutiert, gilt diese Differenz zu den Messdaten von (Harms-Watzenberg, 1995) für alle Messwerte bei diesem Ammoniakmassenanteil. Alle Zustandsgleichungen zeigen jedoch eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten von (Harms-Watzenberg, 1995). Aus diesem Grund werden die Daten von (Kondo et al., 2002) als nicht plausibel angesehen und in Abbildung 4-8 b) bis d) nicht weiter verwendet.

Die absolute Abweichung der gemessenen Dichte des gesättigten flüssigen Gemischs zu den an die Messdaten angepassten Polynome ist in Abbildung 4-8 b) bis d) für verschiedene Ammoniakmassenanteile dargestellt. Da die Messdaten von (Harms-Watzenberg, 1995) für die Erstellung der Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) verwendet werden, zeigt diese Zustandsgleichung erwartungsgemäß eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Die neueren Messwerte aus (Munakata et al., 2002) werden durch die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) um $|\Delta\rho^L| = 6,0 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ bei Temperaturen von $\vartheta > 35 \text{ °C}$ unterschätzt. In diesem Temperaturbereich zeigen die Messdaten aus (Harms-Watzenberg, 1995) eine Abweichung von $|\Delta\rho^L| < 0,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Sowohl die Abweichung zwischen den experimentellen Daten zueinander, als auch zur Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) sinkt mit zunehmender Temperatur ϑ . Daraus folgt, dass der Verlauf der Dichte durch die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) gut qualitativ richtig wiedergegeben wird.

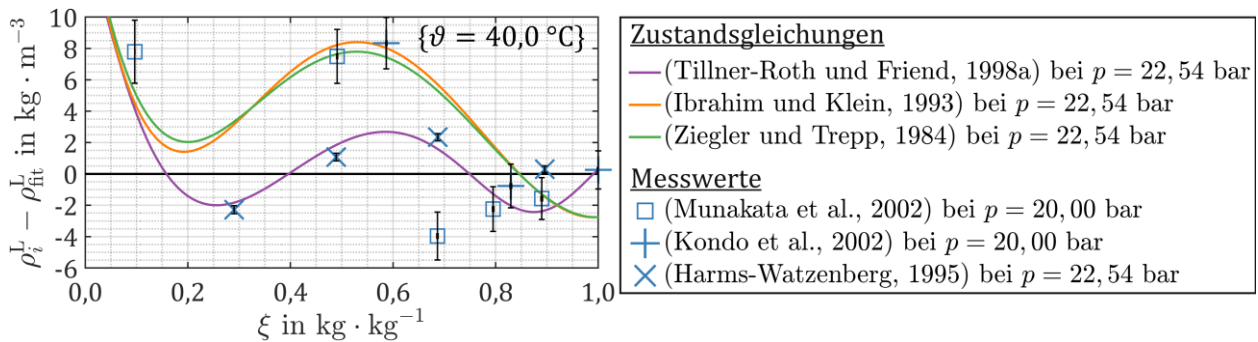


Abbildung 4-9 Absolute Abweichung der Dichte der gesättigten Flüssigkeit bei $\vartheta = 40,0$ °C bezogen auf ein an die Messdaten angepasstes Polynom 2. Grades.

Die Abweichungen der Zustandsgleichungen aus (Ziegler und Trepp, 1984) und (Ibrahim und Klein, 1993) zu den experimentellen Daten beträgt jeweils bis zu $|\Delta\rho_{\max}^L| = 6,5$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Beide Zustandsgleichungen überschätzen tendenziell alle vorliegenden Messwerte. Der Verlauf der Dichte in Abhängigkeit von der Temperatur ist dabei ebenfalls ähnlich zueinander, im Vergleich zur Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) ist dieser jedoch, wie beispielsweise in Abbildung 4-6 a) gezeigt, stärker gekrümmt. Diese Zustandsgleichungen bilden somit den grundsätzlichen Verlauf der Dichte einer unterkühlten Flüssigkeit nicht korrekt ab.

Abbildung 4-9 zeigt die Abweichung der Dichte der unterkühlten Flüssigkeit bei konstanter Temperatur $\vartheta = 40,0$ °C zu einem an die Messdaten angepassten Polynom bei Variation des Ammoniakmassenanteils ξ . Auch in diesem Fall ist die Streuung der experimentellen Daten zueinander sehr groß. Die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) gibt auch bei diesem Vergleich die Messwerte aus (Harms-Watzenberg, 1995) am besten wieder. Die Verläufe der berechneten Dichte aus den Zustandsgleichungen nach (Ziegler und Trepp, 1984) und (Ibrahim und Klein, 1993) sind nahezu deckungsgleich. Die beiden Zustandsgleichungen stimmen im Bereich $0,4 < \xi < 0,6$ mit den Messwerten aus (Kondo et al., 2002) und (Munakata et al., 2002) gut überein. Aufgrund der unplausiblen Werte von (Kondo, et al., 2002) bei einem Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0,290$ scheinen die Daten aus (Harms-Watzenberg, 1995) am zuverlässigsten zu sein. Aus diesem Grund wird gefolgert, dass die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) am besten die p, ϑ, ξ, ρ -Zusammenhänge wiedergibt. Hinsichtlich der Auswertung der experimentellen Daten kann der berechnete Ammoniakmassenanteil bei einer gegebenen Dichte aufgrund der Wahl der Zustandsgleichung um bis zu $|\Delta\xi^L| < 0,02$ voneinander abweichen.

4.2.3. Exzessenthalpie der Flüssigphase

Die Berechnung der Enthalpie ist im Allgemeinen für Prozesssimulationen in Hinblick auf die Energiebilanz wichtig. Die Enthalpie des binären Gemischs ist für die Berechnung der Wärmeübertragung bzw. des Temperaturverlaufs relevant. Um den Einfluss des binären Gemischs auf den Wert der Enthalpie zu analysieren, wird die spezifische Exzess-Enthalpie h^e in der flüssigen Phase näher untersucht, wie in Abbildung 4-10 dargestellt ist.

4.2 Vergleich thermodynamischer Zustandsgleichungen für Ammoniak/Wasser-Gemische

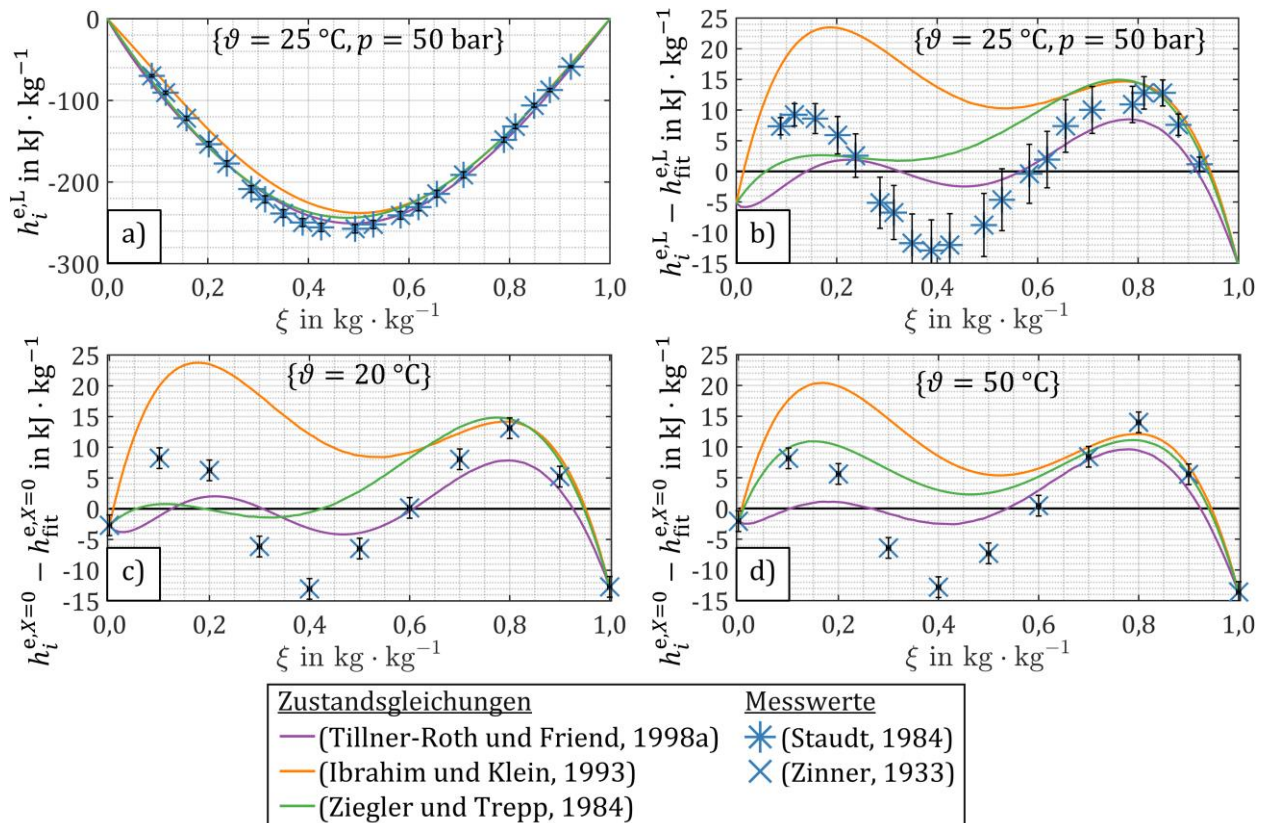


Abbildung 4-10 Berechnete und gemessene Exzessenthalpie der Flüssigkeit bei $\vartheta = 25\text{ °C}$ und $p = 50\text{ bar}$ a); absolute Abweichung der Exzessenthalpie der Flüssigkeit bei $\vartheta = 25\text{ °C}$ und $p = 50\text{ bar}$ b), $\vartheta = 20\text{ °C}$ c) und $\vartheta = 50\text{ °C}$ d) bezogen auf an die Messdaten angepasste Polynome 2. Grades.

Abbildung 4-10 a) zeigt die spezifische Exzessenthalpie der unterkühlten Flüssigkeit $h^{e,L}$ bei einer konstanten Temperatur von $\vartheta = 25\text{ °C}$ und einem Druck von $p = 50\text{ bar}$. Alle Zustandsgleichungen geben den Verlauf der experimentellen Daten gut wieder. Die Zustandsgleichungen aus (Ziegler und Trepp, 1984) und (Tillner-Roth und Friend, 1998a) weisen nur geringe Unterschiede zueinander auf und geben die Messdaten mit einer kleineren Abweichung wieder als die Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993).

Die Abweichung der spezifischen Exzessenthalpie zu an die Messdaten angepassten Polynomen 2. Grades ist in Abbildung 4-10 b) bis d) dargestellt. Abbildung 4-10 b) zeigt die Abweichung der spezifischen Exzessenthalpie der unterkühlten Flüssigkeit $h^{e,L}$ bei konstanter Temperatur von $\vartheta = 25\text{ °C}$ und konstantem Druck von $p = 50\text{ bar}$. Die Abweichung der spezifischen Exzessenthalpie der gesättigten Flüssigkeit $h^{e,X=0}$ zu einem aus den Messdaten erstellten Polynom ist in Abbildung 4-10 c) und d) dargestellt.

Sowohl im Betrag als auch im Verlauf entlang des Ammoniakmassenanteils ξ weichen die Messdaten von (Staudt, 1984) im unterkühlten Zustand als auch Daten aus (Zinner, 1933) im Sättigungszustand deutlich von den drei Zustandsgleichungen ab. Die maximale Abweichung zu den experimentellen Daten von bis zu $|\Delta h^e| = 24\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ hat dabei die Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993). Mit dieser Zustandsgleichung werden die experimentellen Werte für die Exzessenthalpie der Lösung

$h^{e,L}$ für $\xi < 0,8$ überschätzt. Die Abweichung der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) zu den Messwerten ist geringer als bei der Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993). Insgesamt gibt die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) die Messdaten mit einer mittleren Abweichung von $|\Delta h_m^e| = 0,08 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ am besten wieder. Es ist jedoch festzuhalten, dass alle Zustandsgleichungen die experimentellen Werte im Bereich von $0,3 \leq \xi \leq 0,6$ überschätzen.

4.2.4. Spezifische isobare Wärmekapazität der Flüssigkeit

Obwohl die Messwerte der spezifischen Exzessenthalpie h^e ein in sich konsistentes Verhalten zeigen, wird in (Tillner-Roth und Friend, 1998b) festgestellt, dass die verfügbaren Werte der Enthalpie inkonsistent zu den weiteren kalorischen Daten, wie z.B. der spezifischen isobaren Wärmekapazität der Flüssigkeit c_p^L , sind. Daher wird die spezifische isobare Wärmekapazität c_p^L als zweite kalorische Größe für den Vergleich der Zustandsgleichungen berechnet und mit Messdaten aus (Fujita et al., 2008) und (Hildenbrand und Giauque, 1953) verglichen.

Die absolute Abweichung der spezifischen isobaren Wärmekapazität zu einem an die jeweiligen Messdaten angepassten Polynom 2. Grades ist in Abbildung 4-11 für verschiedene Zustandspunkte gezeigt. Die experimentellen Daten zeigen eine gute Übereinstimmung zueinander. In Abbildung 4-11 a) und b) überschätzen alle drei Zustandsgleichungen die Messwerte der spezifischen Wärmekapazität der Flüssigkeit im gesamten dargestellten Bereich. Die

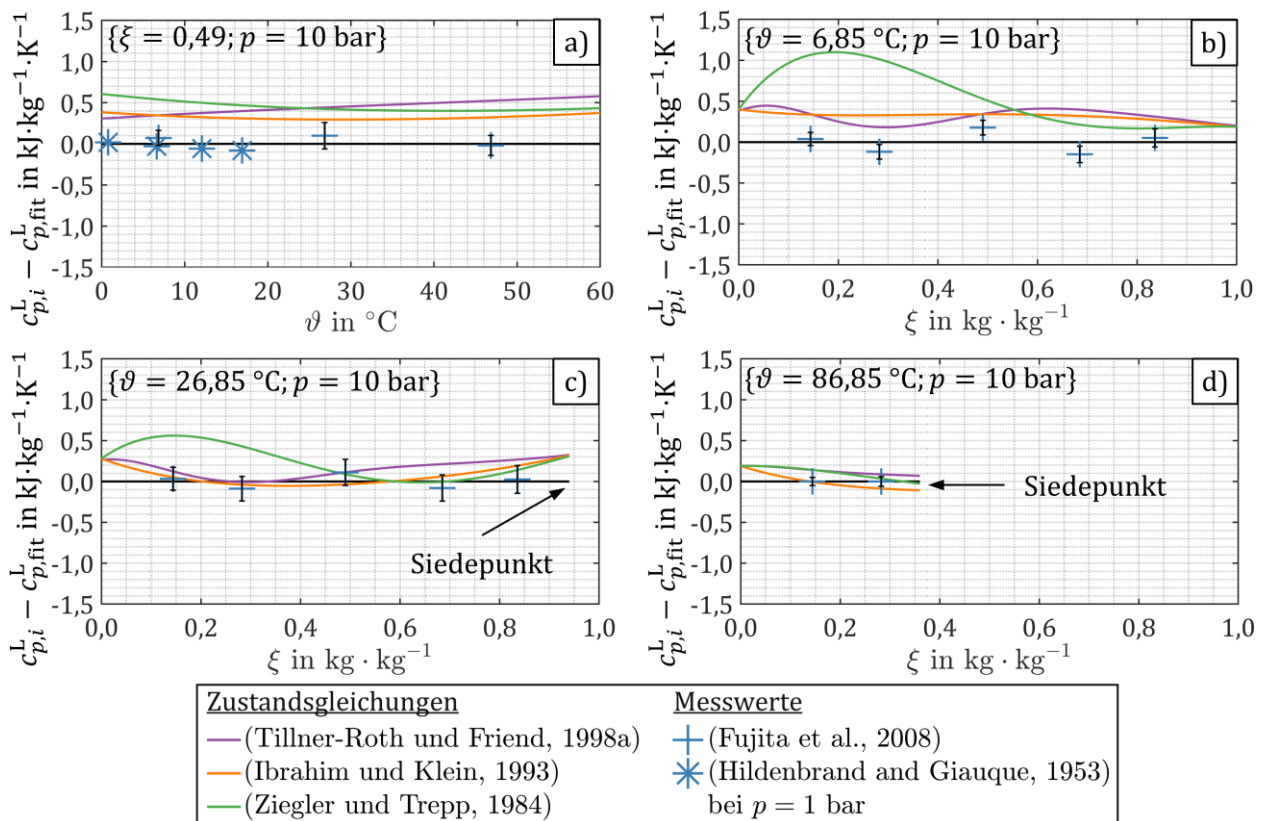


Abbildung 4-11 Absolute Abweichung der spezifischen isobaren Wärmekapazität der flüssigen Phase bei konstantem Ammoniakmassenanteil $\xi = 0,49$ a); konstanter Temperatur $\vartheta = 6,85 \text{ °C}$ b); $\vartheta = 26,85 \text{ °C}$ c) und $\vartheta = 86,85 \text{ °C}$ d) bezogen auf an die Messdaten angepasste Polynome 1. bzw. 2. Grades.

Zustandsgleichungen aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) und (Ibrahim und Klein, 1993) zeigen in jeder der Darstellungen eine gute Übereinstimmung zueinander. Die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) weicht hingegen bei dem in Abbildung 4-11 b) gezeigten Verlauf für $\xi \leq 0,5$ deutlich von den Messwerten sowie von den weiteren Zustandsgleichungen ab.

Als Fazit aus dieser Untersuchung kann festgehalten werden, dass die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) insgesamt die höchste Abweichung zu den Messwerten der spezifischen isobaren Wärmekapazität, besonders bei niedrigen Temperaturen, aufweist. Die insgesamt geringste mittlere Abweichung zu den experimentellen Daten wird mit der Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993) mit $|\Delta c_{p,m}| = 0,18 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ erreicht.

4.2.5. Einfluss der Zustandsgleichungen auf die Bewertung

Für die Analyse des Absorptions- und des Desorptionsprozesses nach der in Kapitel 4.1 beschriebenen Methode ist die rechnerische Bestimmung verschiedener Ammoniakmassenanteile der armen und reichen Lösung nötig. Nachfolgend wird der Einfluss aufgezeigt, den die Auswahl der Zustandsgleichung auf den berechnete Absorber- bzw. Desorberwirkungsgrad hat. Für die Bestimmung des Einflusses der Zustandsgleichung auf die Auswertung wird die Messung A1_2_0,9 im Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe exemplarisch nach dem in Kapitel 4.1.3 beschriebenen Verfahren analysiert. Die Definition der Betriebspunkte ist in Kapitel 4.3.1 aufgeführt.

Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in Abbildung 4-12 dargestellt. Der erste Balken zeigt die berechneten Ammoniakmassenanteile für die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a). Bei Verwendung dieser Zustandsgleichung nimmt die resultierende Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$, welche über die gemessenen Dichte der Lösungen berechnet wird, den höchsten Wert von $\Delta \xi_{E,TR} = 0,078$ an. Auch die maximal erreichbare Entgasungsbreite einer idealen Absorptionswärmepumpe nach Gleichung (4-17) $\Delta \xi_{E,TR}^{\text{idWS}} = 0,280$ ist bei Verwendung dieser Zustandsgleichung am höchsten. Für die Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993) ist die erreichte Entgasungsbreite $\Delta \xi_{E,IK} = 0,074$ sowie die maximal erreichbare Entgasungsbreite mit $\Delta \xi_{E,IK}^{\text{idWS}} = 0,270$ jeweils am niedrigsten. Dabei sinkt die erreichte Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$ gegenüber der Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) um $\Delta \xi_{E,TR} - \Delta \xi_{E,IK} = 0,004$, während die maximal erreichbare Entgasungsbreite um $\Delta \xi_{E,TR}^{\text{idWS}} - \Delta \xi_{E,IK}^{\text{idWS}} = 0,010$ sinkt.

Die aus der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) berechneten Ammoniakmassenanteile der idealen reichen Lösung mit $\xi_{rL,ZT}^{X=0,\vartheta^{\text{id}},p_t} = \xi_{aL,ZT}^{X=0,\vartheta^{\text{id}},p_h} + \Delta \xi_{E,TZ}^{\text{idWS}} = 0,676$ und der idealen armen Lösung mit $\xi_{aL,ZT}^{X=0,\vartheta^{\text{id}},p_h} = 0,401$ sind nahezu identisch zu den mit der Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) berechneten Werten. Allerdings ist die erreichte Entgasungsbreite $\Delta \xi_E$ unter Verwendung der gemessenen Dichten mit $\Delta \xi_{E,ZT} = 0,075$ geringer als die erreichte Entgasungsbreite berechnet nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a).

Die berechneten Ammoniakmassenanteile bei idealem Stofftransport ξ_{aL}^{idS} bzw. ξ_{rL}^{idS} und die aus den gemessenen Dichten berechneten Ammoniakmassenanteile $\xi_{aL}^{\rho,\vartheta,p}$ bzw. $\xi_{rL}^{\rho,\vartheta,p}$ stimmen je nach verwendeter Zustandsgleichung innerhalb der Messunsicherheit überein. Die Größe der Potenziale

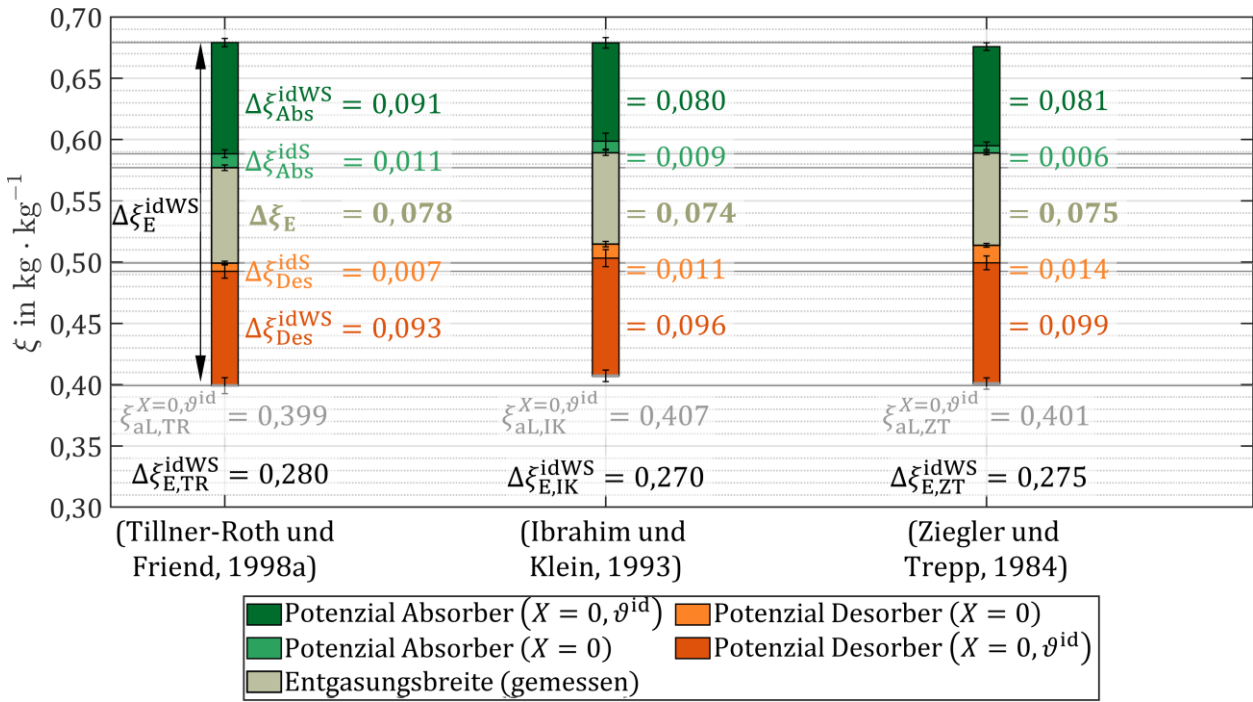


Abbildung 4-12 Auswertung der Absorber- und Desorber-Effizienz unter Verwendung verschiedener Zustandsgleichungen anhand der Messung A1_2_0,9.

Wirkungsgrad	(Tillner-Roth und Friend, 1998a)	(Ibrahim und Klein, 1993)	(Ziegler und Trepp, 1984)
$\eta_{\xi,Abs}$	0,433	0,454	0,465
$\eta_{\xi,Des}$	0,438	0,409	0,400

Tabelle 4-2 Auswertung des Absorber- und des Desorberwirkungsgrades in der Messung A1_2_0,9 unter Verwendung verschiedener Zustandsgleichungen.

bei idealer Stoffübertragung im Absorber $\Delta\xi_{Abs}^{idS}$ und im Desorber $\Delta\xi_{Des}^{idS}$ ist jedoch stark von der verwendeten Zustandsgleichung abhängig. Während für den Desorptionsprozess das Potenzial einer idealen Stoffübertragung unter Verwendung der Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) $\Delta\xi_{Des}^{idS} = 0,007$ beträgt, ist dieses Potenzial aus den Zustandsgleichungen nach (Ibrahim und Klein, 1993) oder (Ziegler und Trepp, 1984) etwa um den Faktor 2 höher. Am Absorber ist dieses Potenzial $\Delta\xi_{Abs}^{idS}$ hingegen für die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) fast doppelt so hoch wie für die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984).

Besonders deutlich wird der Einfluss der Zustandsgleichung bei Betrachtung des Absorberwirkungsgrades $\eta_{\xi,Abs}$ und des Desorberwirkungsgrades $\eta_{\xi,Des}$ aus Tabelle 4-2. Gegenüber dem berechneten Desorberwirkungsgrad aus der Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) mit $\eta_{\xi,Des,TR} = 0,438$ ist dieser im Fall der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) um $|\Delta\eta_{\xi,Des}| = 0,038$ verringert. Auch beim Absorberwirkungsgrad ist die Abweichung der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) im Vergleich zur Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) am höchsten. In diesem Fall ist jedoch der über die Zustandsgleichung von (Ziegler und Trepp, 1984) berechnete Absorberwirkungsgrad um $|\Delta\eta_{\xi,Abs}| = 0,032$ höher. Die Abweichungen in den Sättigungszuständen $X = 0$ sind zwischen diesen Zustandsgleichungen dabei sehr gering und

stimmen, wie in Kapitel 4.2.1 gezeigt, gut mit den experimentellen Daten überein. Die Berechnungen der tatsächlich erreichten Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ aus der gemessenen Dichte weichen jedoch deutlich voneinander ab. Hieraus resultiert eher zufällig die höchste Abweichung in den Wirkungsgraden, obwohl die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) sowohl die Messwerte der Dichte als auch das Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewicht besser wiedergibt als die Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993).

4.2.6. Fazit

Die Ergebnisse aus dem Vergleich der Zustandsgleichungen sind in Tabelle 4-3 zusammengefasst. Mit Ausnahme für die spezifische isobare Wärmekapazität c_p stimmt die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) am besten im Druckbereich von $p \leq 30$ bar und im Temperaturbereich von $-30 \text{ °C} \leq \vartheta \leq 200 \text{ °C}$ mit den Messwerten überein. Die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) ist für die Berechnung des Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewichts ebenfalls gut geeignet, weicht jedoch für die Berechnung der Dichte der Flüssigkeit deutlich von den Messwerten ab. Die in (Ibrahim und Klein, 1993) durchgeführte Erweiterung des Gültigkeitsbereichs der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) führt zu einer ungenaueren Wiedergabe der Stoffwerte im bisherigen Gültigkeitsbereich von $p < 50$ bar. Allerdings ist für diese Zustandsgleichung die Übereinstimmung der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p am besten. In (Tillner-Roth und Friend, 1998b) wird jedoch festgestellt, dass die verfügbaren experimentellen Werte der Enthalpie inkonsistent zu den weiteren kalorischen Werten, wie z.B. der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p , sind. Die Aussagekraft der Übereinstimmung der kalorischen Größen ist daher eingeschränkt. Für die weitere Auswertung und Beurteilung der Absorptionswärmepumpe wird daher die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) verwendet.

Zustands- gleichung	Dampf- Flüssigkeits- Phasengleich- gewicht (VLE)	Dichte der Flüssigkeit ρ	Spezifische Exzessenthalpie Δh^e	Spezifische isobare Wärmekapazität c_p
(Tillner-Roth und Friend, 1998a)	+	+	+	o
(Ibrahim und Klein, 1993)	-	-	-	+
(Ziegler und Trepp, 1984)	+	-	o	-

Tabelle 4-3 Vergleichende Übersicht der Übereinstimmungen der Zustandsgleichungen mit den experimentellen Messwerten. „+“ bedeutet, dass diese Zustandsgleichung gute Übereinstimmung zeigt, während „-“ eine geringe Übereinstimmung indiziert. „o“ wird für eine mittlere Übereinstimmung verwendet.

4.3. Experimentelle Methodik

In dieser Arbeit werden die experimentellen Untersuchungen im Rahmen des Forschungsprojektes PARTA durchgeführt. Hieraus folgen einige projektspezifische Zusammenhänge, die nachfolgend diskutiert werden. Im Zuge dessen werden die fünf Betriebspunkte, welche ebenfalls aus dem Forschungsprojekt stammen, vorgestellt. Im Anschluss daran wird die Messdatenerfassung sowie die Auswertung der Daten erläutert. In einem weiteren Unterkapitel wird der Aufbau der Absorptionswärmepumpe sowie die eingesetzte Messtechnik und deren Positionierung im Ausgangszustand A1 vorgestellt.

4.3.1. Betriebspunkte und Versuchsauswertung

Damit die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen vergleichbar sind und die Optimierung quantifiziert werden kann, sind einheitliche Betriebsbedingungen der Wärmepumpe notwendig. Wie in Kapitel 1.1 erläutert, soll im Rahmen des Forschungsprojekts PARTA der Vorlauf eines Fernwärmenetzes zur Beheizung des Desorbers verwendet werden. Hieraus folgen wesentliche Randbedingungen für die experimentelle Betriebspunktdefinition, die in Tabelle 4-4 zusammengefasst sind und nachfolgend beschrieben werden.

Die externe Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$ entspricht der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes $\vartheta_{\text{FW,VL}} = \vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$. Nach der Wärmeübertragung vom Fernwärmenetz an das Heizungsnetz im HWÜ wird die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes durch weitere Wärmeabgabe im Verdampfer \dot{Q}_V bis auf den Wert $\vartheta_{\text{FW,RL}} = \vartheta_{\text{ext,V,aus}}$ abgesenkt. Da der HWÜ im Versuchsaufbau nicht enthalten ist, ist neben der Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$ auch die externe Eintrittstemperatur in den Verdampfer $\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$ in der Definition der Betriebspunkte in Tabelle 4-5 vorgegeben. Die Betriebspunkte wurden im Rahmen des Projekts ausgewählt und sind in (Mirl et al., 2018a), (Mirl et al., 2018b) detailliert beschrieben.

Im Aufbau des Forschungsprojekts durchströmt der gleiche fernwärmeseitige Massenstrom \dot{M}_{FW} den Desorber, den HWÜ und den Verdampfer. Am Versuchsstand ist die Beheizung des Desorbers und des Verdampfers getrennt voneinander umgesetzt. Über je ein elektrisch betriebenes Temperiergerät werden die beiden Wärmeströme bereitgestellt. Hinzu kommt, dass am Versuchsstand unterschiedliche Fluide für die Beheizung des Desorbers und des Verdampfers eingesetzt werden. Für die Beheizung des Desorbers wird als Wärmeträgerfluid flüssiges Wasser bei erhöhtem Druck

Größe	Bedingung	Anmerkungen
$\dot{W}_{\text{ext,Des}}; \dot{W}_{\text{ext,V}}$	$\dot{W}_{\text{ext,Des}} = \dot{W}_{\text{ext,V}}$	Projektvorgabe, Reihenschaltung der Komponenten
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}; \vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	Betriebspunktdefinition	Projektvorgabe, fernwärmenetzseitige Bedingungen
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}; \vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	Betriebspunktdefinition	Projektvorgabe, heizungsseitige Bedingungen

Tabelle 4-4 Betriebsbedingungen der Absorptionswärmepumpe innerhalb des Forschungsprojekts PARTA.

verwendet, während im Verdampfer als externes Wärmeträgerfluid ein Wasser/Glykol-Gemisch, Tyfocor-40% (TYFOROP Chemie GmbH, 2015), verwendet wird. Hierdurch ist ein Betrieb des Verdampfers auch bei Temperaturen von unter 0 °C möglich. Durch die Verwendung unterschiedlicher externer Wärmeträgerfluide und den damit verbundenen unterschiedlichen Stoffeigenschaften ist am Versuchsstand ein gleicher Massenstrom für den Desorber $\dot{M}_{\text{ext,Des}}$ und Verdampfer $\dot{M}_{\text{ext,V}}$ nicht zielführend. Stattdessen werden am Versuchsstand die externen Massenströme am Desorber $\dot{M}_{\text{ext,Des}}$ und Verdampfer $\dot{M}_{\text{ext,V}}$ so eingestellt, dass die Wärmekapazitätsströme $\dot{W} = \dot{M} \cdot c_p$ der externen Fluide stets den gleichen Wert aufweisen $\dot{W}_{\text{ext,Des}} = \dot{W}_{\text{ext,V}}$. Die Änderung der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p durch die unterschiedlichen Fluidtemperaturen im Verdampfer und Desorber ist gering und wird daher vernachlässigt.

Der Nutzen der Absorptionswärmepumpe besteht darin, ein Heizmedium im Absorber und Kondensator zu erwärmen und somit Nutzwärme für ein Gebäude bereitzustellen. Die Temperaturen des externen Kreislaufs sind daher durch die benötigte Heizungsvorlauftemperatur und die Heizungsrücklauftemperatur festgelegt und als Betriebspunktvorgabe in Tabelle 4-5 angegeben.

In (Mirl et al., 2018a) wird aufgezeigt, dass bei einer hohen benötigten Austrittstemperatur aus dem Kondensator $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ eine serielle Durchströmung des Absorbers und des Kondensator durch das externe Fluid $\dot{M}_{\text{ext,Abs}} = \dot{M}_{\text{ext,K}}$ eine höhere Effizienz erreicht. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ausschließlich eine Reihenschaltung der beiden Wärmeübertrager betrachtet.

Die externe Eintrittstemperatur in den Absorber $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$ wird über eine Regelung der Ventilator-drehzahl eines trockenen Rückkühlwerks eingestellt. Eine Veränderung der externen Austrittstemperatur am Kondensator $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ kann in dem Versuchsstand nicht direkt geregelt werden. Die Austrittstemperatur aus dem Kondensator $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ kann jedoch durch eine Erhöhung des externen Massenstroms $\dot{M}_{\text{ext,K}}$ verringert, bzw. durch eine Verringerung des Massenstroms erhöht werden. Bei einer Änderung des externen Massenstroms durch den Kondensator $\dot{M}_{\text{ext,K}}$ wird auch der durch den Absorber strömende Massenstrom $\dot{M}_{\text{ext,Abs}} = \dot{M}_{\text{ext,K}}$ verändert. Wie aus (Triché et al., 2017) hervorgeht, bewirkt eine Absenkung des externen Massenstroms am Absorber eine Verringerung des erreichten Ammoniakmassenanteils der reichen Lösung ξ_{rL} . In den Betriebspunkten 2, 4 und 5 ist der externe Massenstrom durch den Absorber und Kondensator durch den Versuchsstand limitiert und stets maximal. Die resultierende externe Austrittstemperatur aus dem Kondensator beträgt in diesem Betriebspunkt $\vartheta_{\text{ext,K,aus}} > 35$ °C und wird nicht konstant gehalten.

Für die Versuchsauswertung werden über einen Zeitraum von 30 Minuten bei gleichbleibenden Betriebsbedingungen alle Messwerte im Abstand von 5 Sekunden aufgezeichnet. Daraus werden zeitliche Mittelwerte gebildet. Die zeitlich gemittelten Werte werden für die weitere Prozessauswertung verwendet. Der Tiefdruck kann, wie in Kapitel 2.4 erläutert, in einem gewissen Bereich geregelt werden und beeinflusst den Prozess maßgeblich. Aus diesem Grund wird für jeden Betriebspunkt das Tiefdruckniveau variiert, um den für den jeweiligen Betriebspunkt optimalen Wert einzustellen.

Das Ziel einer Absorptionswärmepumpe zur Rücklauftemperaturabsenkung in Fernwärmenetzen ist es eine möglichst hohe externe Temperaturdifferenz im Verdampfer $\Delta\vartheta_{\text{ext,V}}$ zu erreichen. Durch

Betriebspunkt	Externer Desorber Eintritt $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$ (geregelt)	Externer Verdampfer Eintritt $\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$ (geregelt)	Externer Kondensator Austritt $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ (ungeregelt)	Externer Absorber Eintritt $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$ (geregelt)
1	110 °C	42 °C	55 °C	40 °C
2	110 °C	30 °C	>35 °C	28 °C
3	100 °C	42 °C	55 °C	40 °C
4	100 °C	30 °C	> 35 °C	28 °C
5	85 °C	30 °C	> 35 °C	28 °C

Tabelle 4-5 Definition der Betriebspunkte.

Umformung des Wärmeverhältnisses $\zeta_{\text{AKM}} + 1$ nach Gleichung (2-41) kann der in Gleichung (4-14) gezeigte Zusammenhang hergestellt werden.

$$\Delta\vartheta_{\text{ext,V}} = \zeta_{\text{AKM}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{ext,Des}} \quad (4-14)$$

Die maximal erreichbare Rücklauf­temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{ext,V}}$ wird demnach erreicht, wenn das Produkt aus dem Wärmeverhältnis einer Kältemaschine ζ_{AKM} und der externen Temperatur­differenz am Desorber $\Delta\vartheta_{\text{ext,Des}}$ maximal ist. Steigt bei gleichbleibendem externen Wärmekapazitätsstrom im Desorber $\dot{W}_{\text{ext,Des}}$ die im Desorber übertragene Wärmeleistung \dot{Q}_{Des} , steigt auch die externe Temperatur­differenz am Desorber $\Delta\vartheta_{\text{ext,Des}}$ an. Während ein Anstieg der im Desorber zugeführten Wärmeleistung \dot{Q}_{Des} zu einem verringerten Wärmeverhältnis ζ_{AKM} führen kann, kann dennoch eine höhere Rücklauf­temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{ext,V}}$ erreicht werden. Durch die Optimierung der Absorptionswärmepumpe soll jedoch in keinem Fall das Wärmeverhältnis ζ_{AKM} , als Maß für die Effizienz der Wärmepumpe, sinken. Als Kompromiss aus diesen unterschiedlichen Anforderungen werden die Messungen mit der höchsten externen Temperatur­differenz am Verdampfer $\Delta\vartheta_{\text{ext,V}}$ verwendet, bei der das Wärmeverhältnis ζ_{AKM} gegenüber dem vorherigen Aufbau ungefähr gleichbleibend ist.

Zur Plausibilitätsprüfung wird zu Beginn und am Ende jeder Messung der Füllstand des KM-Reservoirs kontrolliert. Dieses muss in den beiden Überprüfungen den gleichen Füllstand aufweisen, damit von einem quasistationären Betrieb ausgegangen werden kann. Zudem wird analog zu (Zetsche, 2012) eine Plausibilitätsprüfung der Ergebnisse anhand einer Energiebilanz des Systems nach Gleichung (4-15) durchgeführt. Dabei wird die Leistungszufuhr der Lösungsmittelpumpe $P_{\text{el,LMP}} \approx 0 \text{ kW}$ vernachlässigt. Ist die Abweichung der Energiebilanz $\Delta\dot{Q}_{\text{EB}}$ innerhalb der Messunsicherheit, sind die Messdaten plausibel und werden für die weitere Auswertung verwendet.

$$\dot{Q}_{\text{V}} + \dot{Q}_{\text{Des}} - \dot{Q}_{\text{K}} - \dot{Q}_{\text{Abs}} = \Delta\dot{Q}_{\text{EB}} \quad (4-15)$$

Für eine eindeutige Bezeichnung der Messungen wird ein Schema der Form A1_2_0,9 verwendet. Die erste Ziffer entspricht dem verwendeten Aufbau der Absorptionswärmepumpe, wie sie in Tabelle 1-1 aufgeführt sind und den nachfolgenden Kapiteln vorgestellt werden. Die zweite Ziffer benennt den verwendeten Betriebspunkt und ist mit der Nummerierung aus Tabelle 4-5 identisch.

Die letzte Zahl, im Beispiel 0,9, entspricht dem externen Wärmekapazitätsstrom der Wärmeträgerfluide am Desorber und Verdampfer in $\text{kW}\cdot\text{K}^{-1}$. Im Beispiel A1_2_0,9 wird somit auf eine Messung mit Aufbau A1 der Absorptionswärmepumpe in Betriebspunkt 2 bei $\dot{W}_{\text{ext,Des}} = \dot{W}_{\text{ext,V}} = 0,9 \text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$ referenziert.

4.3.2. Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe (A1)

Der experimentelle Aufbau der Absorptionswärmepumpe zu Beginn der Dissertation sowie die darin verwendete Messtechnik sind in Abbildung 4-13 dargestellt. Für die Temperaturmessung werden in den externen Kreisläufen Pt100-Sensoren mit einer Genauigkeitsklasse von 1/10B verwendet. Hierdurch wird eine hohe Genauigkeit für die Bestimmung der zu- und abgeführten Wärmeströme der Absorptionswärmepumpe erreicht. Zur Messung der Temperaturen im Kältemittel- und Lösungsmittelkreislauf werden aus Sicherheitsgründen Pt100-Rohranlegefühler der Genauigkeitsklasse 1/3B verwendet. Um den thermischen Kontaktwiderstand zwischen Anlegefühler und Rohroberfläche zu minimieren, werden bei der Montage der Sensoren Wärmeleitmatten zwischen der Rohroberfläche und der Auflagefläche des Sensors eingebracht. Die verbleibende Abweichung aus der Messung der Rohroberflächentemperatur zur Fluidtemperatur kann nicht genau quantifiziert werden.

Die Dichte der armen Lösung und des Kältemittels wird in der Messung des Ausgangszustands parallel zu den Expansionsventilen mit je einem Coriolis-Massendurchflussmesser gemessen. Für die Dichtemessung der reichen Lösung wird ein Coriolis-Massendurchflussmesser parallel zum Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) verwendet. Der Massenstrom durch das Coriolis-Messgerät beträgt dabei stets ca. $2 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Durch den geringen Massenstrom soll eine mögliche Beeinflussung der Wärmeübertragung im LMWÜ verhindert werden. Der Vorteil dieser Anordnung besteht darin, dass der Druckverlust der Coriolis-Massendurchflussmesser keinen Einfluss auf den Prozess hat. Der Massenstrom der Lösungen kann jedoch in diesem Aufbau nicht gemessen werden.

Zur Berechnung der Auswirkung der Messunsicherheit auf die Auswertung der Ammoniakmassenanteile werden die in Tabelle 4-6 angegebenen Messunsicherheiten zur Berechnung der Fehlerbalken verwendet. In Gleichung (4-16) ist Berechnung der Unsicherheit σ des Ammoniakmassenanteils ξ aus den Messunsicherheiten des Drucks σ_p , der Temperatur σ_ϑ sowie der Dichte σ_ρ gezeigt. Die in Gleichung (4-16) benötigten partiellen Ableitungen werden vereinfachend als zentraler Differenzenquotient berechnet. Ein Beispiel für den zentralen Differenzenquotienten des Ammoniakmassenanteils ξ in Bezug auf die Temperatur ϑ ist in Gleichung (4-17) angegeben. Es wird angenommen, dass die Messunsicherheit σ_ϑ als Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = \sigma_\vartheta$ zur Berechnung des Differenzenquotienten verwendet werden kann.

$$\sigma_\xi = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \xi}{\partial \vartheta} \sigma_\vartheta\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial p} \sigma_p\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial \rho} \sigma_\rho\right)^2} \quad (4-16)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial \vartheta} \approx \frac{\xi(p, \vartheta + \Delta\vartheta, \rho) - \xi(p, \vartheta - \Delta\vartheta, \rho)}{2\Delta\vartheta} \quad (4-17)$$

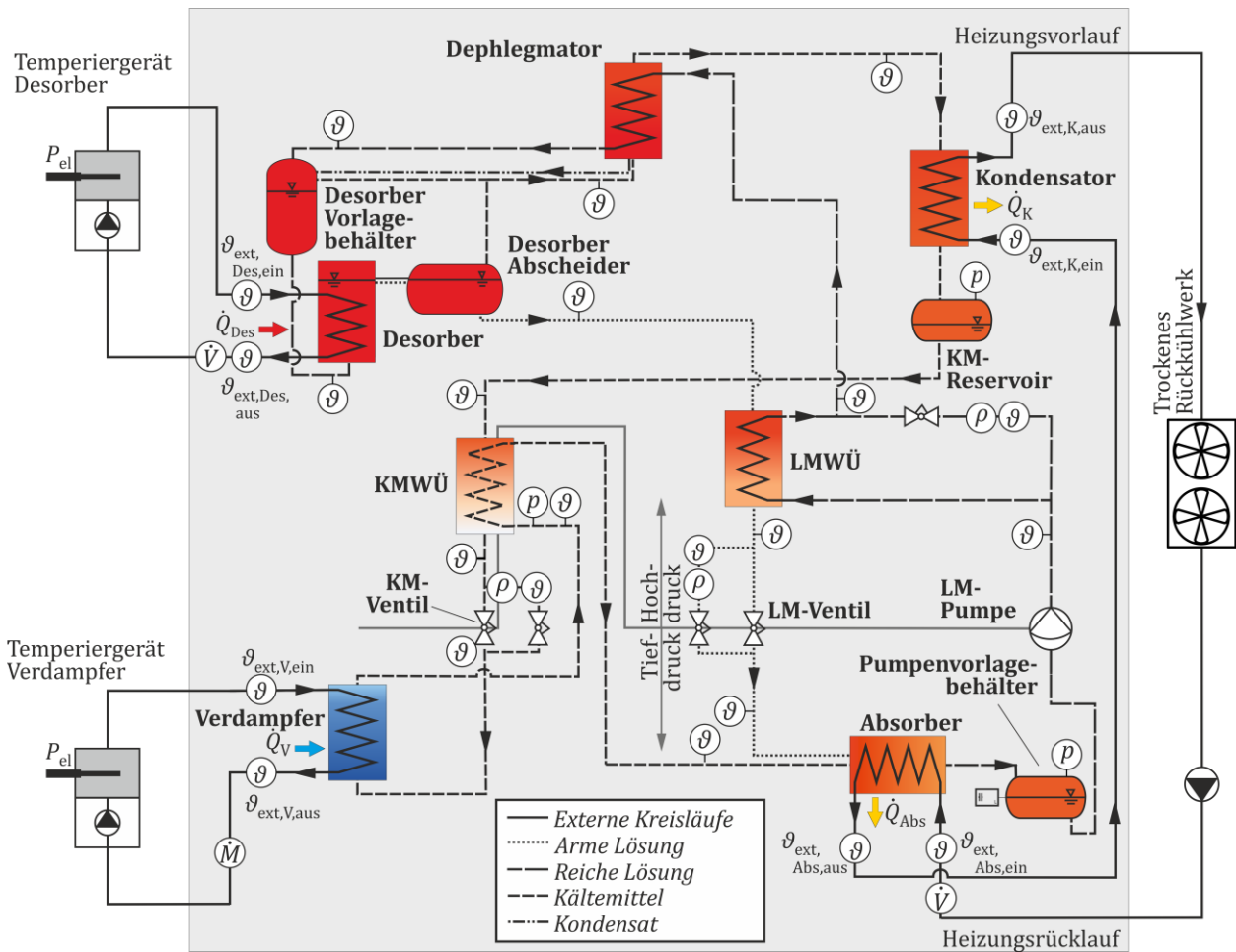


Abbildung 4-13 Schematischer Aufbau und Positionen der Messtechnik der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A1.

Bei der Wiederholungskalibrierung des Volumstrommessgerätes im externen Kreislauf des Desorbers nach den Messungen der Versuchsreihe A1 ist eine erhöhte Messunsicherheit aufgefallen. Das Messgerät zeigte dabei einen um bis zu 3% höheren Volumenstrom an. Der tatsächliche Messwert kann somit um bis zu 3% geringer sein. Dies wird in der Berechnung der Fehlerbalken durch eine höhere Messunsicherheit in negativer Richtung von $\sigma_{\dot{V}_{ext,Des,neg}} = \dot{V}_{ext,Des} \cdot 0,03$ berücksichtigt.

Messgerät	Anzahl	Messunsicherheit
Interne Fluidtemperatur (Rohranlegesensoren, Pt100 1/3B)	14	$\pm(1/3 \cdot (0,3 \text{ °C} + 0,005 \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta) + 0,15 \text{ °C})$
Interne Fluidtemperatur (Coriolis-Massendurchflussmesser)	3	$\pm(0,5 \text{ °C} + 0,005 \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta)$
Externe Fluidtemperatur (fluidumströmt, Pt100 1/10B)	8	$\pm(1/10 \cdot (0,3 \text{ °C} + 0,005 \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta) + 0,15 \text{ °C})$
Tiefdrucksensor (Messbereich: 0 ... 10 bar)	2	$\pm(0,008 \text{ bar} + 0,0049 \cdot p)$
Hochdrucksensor (Messbereich: 0 ... 25 bar)	1	$\pm(0,25 \text{ bar} + 0,0049 \cdot p)$
Volumenstrom Desorber	1	$+(0,0079 \cdot \dot{V}_{\text{ext,Des}} + 0,8 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1})$ $-0,03 \cdot \dot{V}_{\text{ext,Des}}$
Volumenstrom Absorber/Kondensator	2	$\pm \left(\begin{array}{l} 0,003 \cdot \dot{V}_{\text{ext}} + 2,1 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} \\ +0,0049 \cdot (\dot{V}_{\text{ext}} - 1000 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}) \end{array} \right)$
Massenstrom Verdampfer-Austritt	1	$\pm 0,0059 \cdot \dot{M}_{\text{ext,V}}$
Dichte, Ammoniak/Wasser (Coriolis-Massendurchflussmesser)	3	$\pm 0,5 \text{ kg m}^{-3}$

Tabelle 4-6 Verwendete Messtechnik und Messunsicherheit der Messkette in Aufbau A1.

5. Analyse des Ausgangszustandes

Für eine erfolgreiche Optimierung der Absorptionswärmepumpe ist es erforderlich, die bisher ungenutzten Optimierungspotenziale zu identifizieren. Hierfür wird der Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe experimentell in verschiedenen Betriebspunkten erfasst.

In der Analyse der experimentellen Daten werden unter anderem die Beurteilungskriterien aus Kapitel 2.5 angewandt und zur Dokumentation des Ausgangszustandes herangezogen. Neben diesen Kriterien wird auch die in Kapitel 4.1 vorgestellte, neuartige Bewertungsmethode auf Basis der Ammoniakmassenanteile in der armen und reichen Lösung angewandt.

5.1. Beurteilung des Gesamtprozesses

Nachfolgend wird der Zustand der Absorptionswärmepumpe zu Beginn der Dissertation (A1) analysiert. Hierzu wird zunächst eine Plausibilisierung der Messergebnisse durchgeführt und die vorhandene Messunsicherheit diskutiert. Dies erfolgt durch einen Vergleich der Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und $\zeta_{AKM} + 1$, welche nach Gleichung (2-40) für einen wärmeverlustfreien, quasistationären Kreisprozess mit vernachlässigbarer elektrischer Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe identisch sind. Zudem werden die für die Energiebilanz der Absorptionswärmepumpe nötigen Wärmeströme für den Vergleich herangezogen. Darauf aufbauend werden die Unterschiede zwischen den Betriebspunkten und deren Auswirkungen auf den Absorptionsprozess näher erläutert. Anschließend erfolgt eine detailliertere Bewertung der verwendeten Wärmeübertrager anhand der berechneten Temperaturverläufe, um erste Optimierungspotenziale des Gesamtsystems zu identifizieren.

In Abbildung 5-1 sind die erreichten Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} , berechnet nach Gleichung (2-36), für jeden der Betriebspunkte aus Tabelle 4-5 dargestellt. Zusätzlich ist für jeden Betriebspunkt das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ nach Gleichung (2-35) eingezeichnet.

Nach Gleichung (2-40) sind für einen wärmeverlustfreien, quasistationären Kreisprozess mit vernachlässigbarer elektrischer Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe die beiden Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und $\zeta_{AKM} + 1$ identisch. Durch den Messablauf ist ein quasistationärer Betrieb der Absorptionswärmepumpe während der Messung sichergestellt. Das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ ist dennoch in jedem der Betriebspunkte höher als das Wärmeverhältnis ζ_{AWP} . Dieser Unterschied kann durch die Messunsicherheit verursacht sein. Aus diesem Grund sind in Abbildung 5-1 für jeden Betriebspunkt zusätzlich Fehlerbalken eingezeichnet, welche die Messunsicherheit aufzeigen. Es ist zu sehen, dass beide Werte innerhalb der Messunsicherheit plausibel sind.

Eine weitere mögliche Erklärung für die Differenz der beiden Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und $\zeta_{AKM} + 1$ besteht darin, dass es durch eine nicht ideale Wärmedämmung der Absorptionswärmepumpe zu Wärmeverlusten kommt. Für einen leichteren Austausch von Komponenten ist die verwendete Absorptionswärmepumpe mit verhältnismäßig großen Abständen zwischen Wärmeübertragern

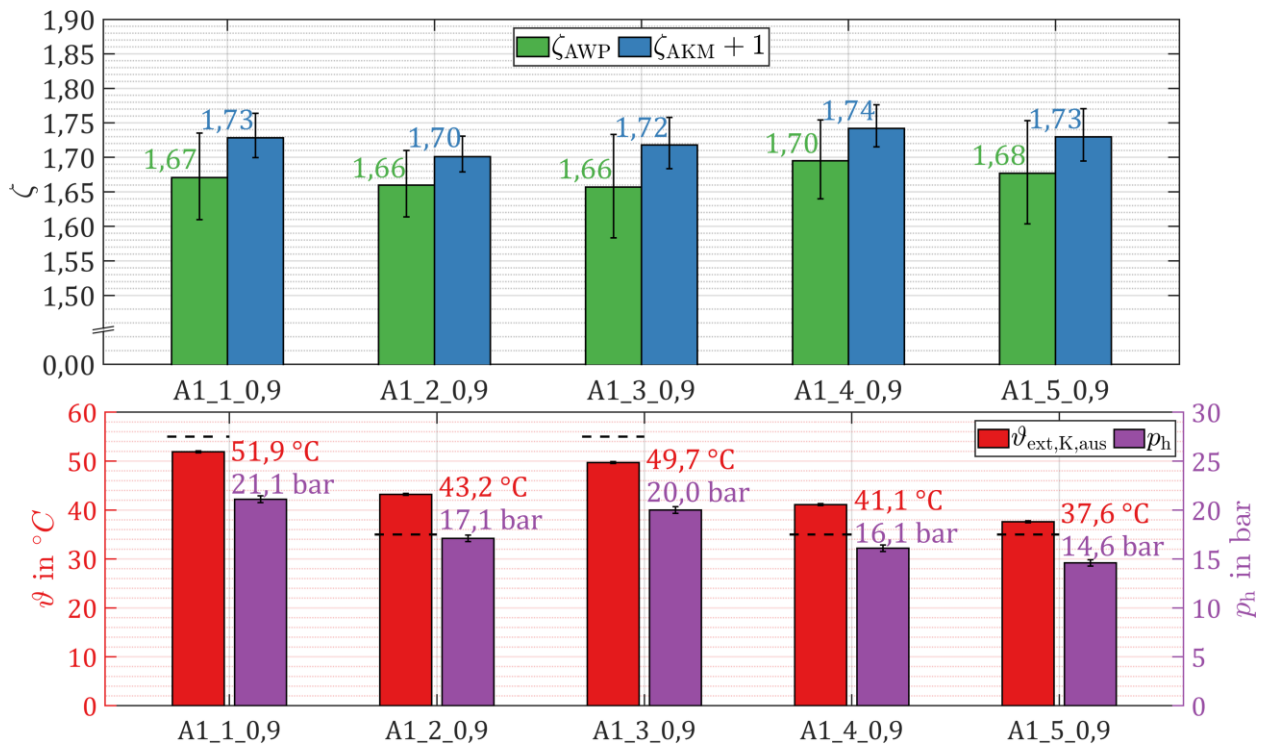


Abbildung 5-1 Auswertung der erreichten Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und $\zeta_{AKM} + 1$, des Hochdrucks p_h und der externen Kondensator-Austrittstemperatur $\vartheta_{ext,K,aus}$ im Ausgangszustand (A1) der Absorptionswärmepumpe. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 11,35$ kg.

konstruiert. Die nach außen wärmeabgebende Oberfläche ist somit deutlich größer als bei einer Absorptionswärmepumpe, wie sie beispielsweise in kommerzieller Fertigung hergestellt werden würde. Durch die Wärmeverluste wird die abgeführte Wärmeleistung am Absorber und Kondensator vermindert, was zu einem geringeren Wert des Wärmeverhältnisses ζ_{AWP} führt.

In Abbildung 5-2 sind die zu- und abgeführten Wärmeströme sowie der Wert $\Delta\dot{Q}_{EB}$ für jeden Betriebspunkt dargestellt. Ein positiver Wert für die verbleibende Differenz der zu- und abgeführten Wärmeströme aus der Energiebilanz $\Delta\dot{Q}_{EB}$ des quasistationären Prozesses nach Gleichung (4-15) entspricht somit den Wärmeverlusten der Absorptionswärmepumpe. In Betriebspunkt 1, der die höchste Desorber-Eintrittstemperatur und das höchste Temperaturniveau am Kondensator aufweist, ist die Differenz $\Delta\dot{Q}_{EB}$ am größten. In den Betriebspunkten mit geringerer Temperatur der Kondensator Kühlung (2, 4, 5) oder niedrigerer Desorber-Eintrittstemperatur (3) sinken die Wärmeverluste der Absorptionswärmepumpe. Dies zeigt sich auch in niedrigeren Werten $\Delta\dot{Q}_{EB}$ und bestätigt damit die Vermutung, dass der Unterschied der Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und $\zeta_{AKM} + 1$ auch durch die Wärmeverluste der Absorptionswärmepumpe begründbar ist.

Für die Beurteilung der Effizienz der Absorptionswärmepumpe können somit prinzipiell beide Wärmeverhältnisse verwendet werden. Die Messunsicherheit in der Bestimmung des Wärmestroms am Verdampfer \dot{Q}_V ist allerdings aufgrund der dort verwendeten Messtechnik sowie der Messunsicherheit von nur zwei, statt vier Temperaturmessstellen geringer als die Messunsicherheit der Wärmeabgabeleistung $\dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_K$. Durch die höhere Aussagekraft über die Effizienz der

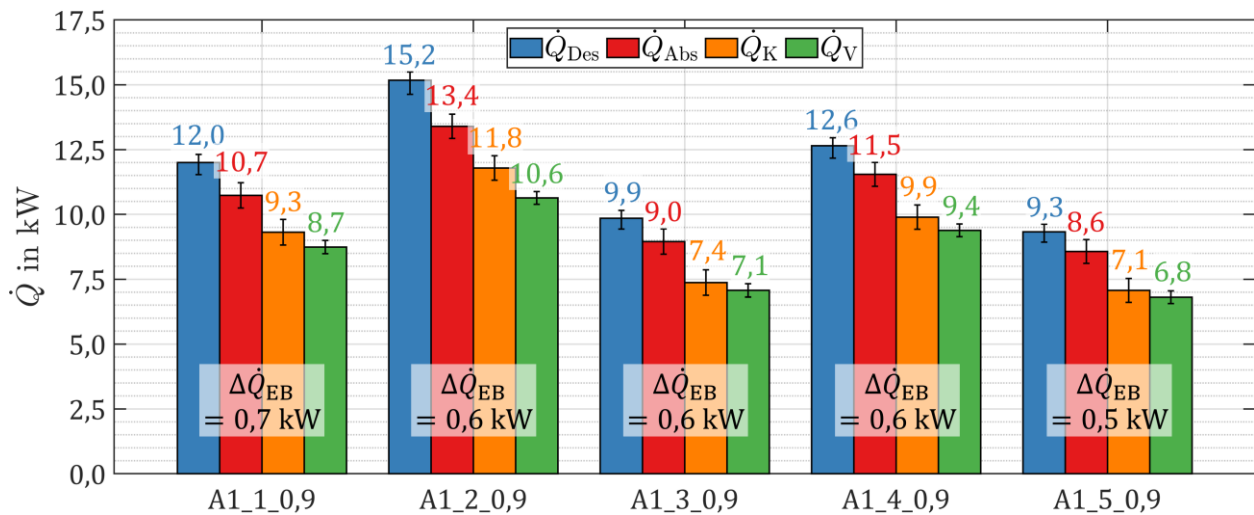


Abbildung 5-2 Auswertung der übertragenen Wärmeströme der verschiedenen Betriebspunkte im Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe (A1). Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 11,35$ kg.

wärmeverlustrfreien Wärmepumpe sowie die geringere Messunsicherheit wird das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ zur weiteren Beurteilung der Absorptionswärmepumpe verwendet.

Für einen Vergleich der Messungen mit den in Tabelle 4-5 definierten Betriebspunkten ist in Abbildung 5-1 neben der externen Austrittstemperatur aus dem Kondensator $\vartheta_{ext,K,aus}$ auch der jeweilige Sollwert aufgetragen.

Der Unterschied in den Betriebspunkten 1 und 3 ist die externe Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{ext,Des,ein}$, die 110 °C bzw. 100 °C beträgt. Nach (Zetzsche, 2012) steigt mit der externen Eintrittstemperatur in den Desorber $\vartheta_{ext,Des,ein}$ das Wärmeverhältnis der Absorptionswärmepumpe ζ_{AWP} bzw. der Kältemaschine ζ_{AKM} an. Dieser Zusammenhang kann durch eine höhere erreichbare Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ begründet werden. In den Messungen A1_1_0,9 und A1_3_0,9 ist ein höheres Wärmeverhältnis bei höherer externer Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{ext,Des,ein}$ jedoch nicht erkennbar.

Bei diesen Messungen wird der externe Massenstrom am Kondensator nicht abgesenkt und die in der Betriebspunktdefinition geforderte Kondensator-Austrittstemperatur von $\vartheta_{ext,K,aus} = 55$ °C wird daher nicht erreicht. Stattdessen stellt sich in Betriebspunkt A1_1_0,9 ein um 2,2 K höherer Wert der Kondensator-Austrittstemperatur ein. Als Folge ist in Betriebspunkt 1 der Hochdruck der Absorptionswärmepumpe p_h um 1,1 bar höher als in Betriebspunkt 3. Dies erhöht die Siedetemperatur der reichen Lösung und verringert die erreichbare Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ in der Desorption. Hierdurch heben sich der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ steigernde Effekt der höheren Desorber-Eintrittstemperatur $\vartheta_{ext,Des,ein}$ in Betriebspunkt 1 und der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ senkende Effekte des höheren Hochdrucks p_h auf. Die Wärmeverhältnisse $\zeta_{AKM} + 1$ sind als Folge dessen in den Messungen A1_1_0,9 und A1_3_0,9 nahezu identisch.

Auch die Betriebspunkte 2, 4 und 5 unterscheiden sich in der Desorber-Eintrittstemperatur, die $\vartheta_{ext,Des,ein} = 110$ °C, 100 °C bzw. 85 °C beträgt. Der erwartete positive Effekt auf den Prozess stellt sich ebenfalls nicht ein und die Wärmeverhältnisse in A1_4_0,9 und A1_5_0,9 fallen mit $\zeta_{AKM} + 1 = 1,74$ bzw. 1,73 höher aus als in Betriebspunkt 2. Der in der Betriebspunktdefinition

geforderte Mindestwert der externen Kondensator-Austrittstemperatur von $\vartheta_{\text{ext,K,aus}} > 35^\circ\text{C}$ ist jeweils erfüllt, jedoch ist in Betriebspunkt 2 die Austrittstemperatur $\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$ um ca. 2,1 K bzw. 5,6 K höher als in den Betriebspunkten 4 bzw. 5. Das wirkt sich, wie vorangegangen für die Messungen A1_1_0,9 und A1_3_0,9 erläutert, negativ auf den Prozess aus.

Werden zusätzlich zu den Wärmeverhältnissen ζ auch die übertragenen Wärmeströme aus Abbildung 5-2 in die Auswertung mit einbezogen, zeigt sich, dass die Desorber-Eintrittstemperatur die Wärmeleistungen der Absorptionswärmepumpe erheblich beeinflusst. Bei gleichbleibenden Eintrittstemperaturen in den Absorber und Verdampfer nehmen die übertragenen Wärmeleistungen mit sinkender Desorber-Eintrittstemperatur ab. Die Betriebspunkte 1 und 2 weisen daher die jeweils maximalen Wärmeströme auf, während in Betriebspunkt 5 die übertragenen Wärmeströme am geringsten sind.

Um die Wärmeübertrager besser beurteilen zu können, wird der Temperaturverlauf im Inneren der Plattenwärmeübertrager nach dem in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Verfahren für die Messung A1_2_0,9 berechnet. Diese Messung wird gewählt, da hier die übertragenen Wärmeströme am größten sind. Für die Berechnung sind allerdings auch die internen Massenströme nötig. In Aufbau A1 können diese nicht messtechnisch erfasst werden. Aus diesem Grund werden die internen Massenströme aus den drei Ammoniakmassenanteilen $\xi_{\text{aL}}^{\rho,\vartheta,p}$, $\xi_{\text{rL}}^{\rho,\vartheta,p}$ und $\xi_{\text{KM}}^{\rho,\vartheta,p}$, den beiden Massenbilanzen am Absorber nach den Gleichungen (5-1) und (5-2) sowie dem von der Lösungsmittelpumpe geförderten Volumenstrom der reichen Lösung $\dot{V}_{\text{rL}} = 0,275 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ berechnet. Dieses Vorgehen der Berechnung wird anhand der gemessenen Massenströme der armen Lösung und des Kältemittels in Aufbau A2 auf Gültigkeit hin überprüft. Dabei wird eine Abweichung der Massenströme von $\pm 2 \%$ festgestellt.

$$\dot{M}_{\text{rL}} = \dot{M}_{\text{aL}} + \dot{M}_{\text{KM}} \quad (5-1)$$

$$\dot{M}_{\text{rL}} \xi_{\text{rL}} = \dot{M}_{\text{aL}} \xi_{\text{aL}} + \dot{M}_{\text{KM}} \xi_{\text{KM}} \quad (5-2)$$

Die auf diese Weise berechneten internen Massenströme sowie die aus der Dichte ermittelten Ammoniakmassenanteile sind in Tabelle 5-1 aufgeführt. Die daraus berechneten Temperaturverläufe innerhalb der Wärmeübertrager sind in Abbildung 5-3 dargestellt. Die Fluidtemperaturen sind hierbei über der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche A^* aufgetragen. Je Wärmeübertrager ist ein Temperaturverlauf als durchgezogene Linie eingezeichnet, der für den jeweiligen Wärmeübertrager am plausibelsten erscheint. Aufgrund der Messunsicherheiten der Temperaturmesswerte sowie der Massen- bzw. Volumenströme sind jedoch Abweichungen hiervon möglich. Aus diesem Grund sind zusätzliche Bereiche markiert, die den Einfluss dieser Unsicherheiten auf den jeweiligen Temperaturverlauf kennzeichnen. Die Temperaturwerte innerhalb des Bereichs sind ebenfalls plausibel. Die Temperaturverläufe innerhalb des Dephlegmators und innerhalb des Kältemittelwärmeübertragers (KMWÜ) können hierbei aufgrund der Unsicherheiten nicht sinnvoll angegeben werden und sind daher nicht aufgeführt.

5 Analyse des Ausgangszustandes

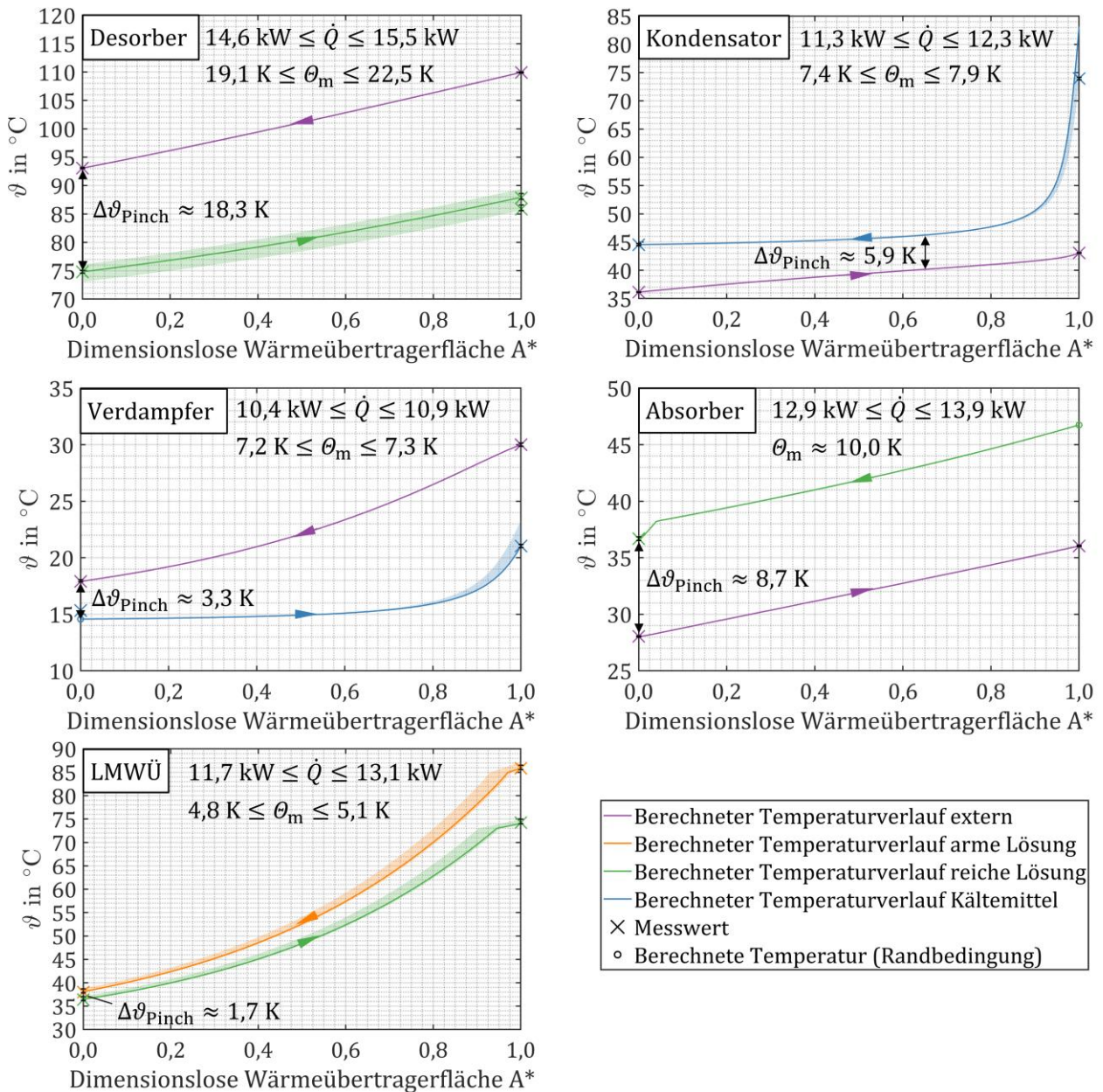


Abbildung 5-3 Temperaturverläufe der Wärmeübertrager der Absorptionswärmepumpe mit einer übertragenen Wärmeleistung größer 1 kW, also ohne Dephlegmator und KMWÜ, in Messung A1_2_0,9.

Aus dem in Abbildung 5-3 dargestellten Berechnungsergebnis des Temperaturverlaufs innerhalb des Desorbers ist ersichtlich, dass die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung mit $19,1 \text{ K} \leq \theta_m \leq 22,5 \text{ K}$ sehr hoch ist. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,Des}}$ liegt am Austritt des externen Fluids aus dem Wärmeübertrager bei $A^* = 0$ vor und beträgt 18,3 K. Im Gegensatz zur Wärmeübertragung im Desorber verläuft die Vorwärmung der reichen Lösung im LMWÜ nahezu ideal. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung ist mit

Größe	Arme Lösung	Reiche Lösung	Kältemittel
Ammoniakmassenanteil ξ	0,499	0,577	0,975
Interner Massenstrom \dot{M}	$50,0 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$	$59,8 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$	$9,8 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$

Tabelle 5-1 Ammoniakmassenanteile und Massenströme der internen Kreisläufe in Messung A1_2_0,9

$\Delta\vartheta_{\text{Pinch,LMWÜ}} = 1,7 \text{ K}$ bereits sehr gut. Die im LMWÜ intern zurückgewonnene Wärmeleistung liegt im Bereich von $11,7 \text{ kW} \leq \dot{Q}_{\text{LMWÜ}} \leq 13,1 \text{ kW}$. Eine genauere Aussage über den Wärmestrom kann aufgrund der Unsicherheiten in den Massenströmen der armen und reichen Lösung in dieser Messung nicht getroffen werden. Bei einer Optimierung der Wärmeübertragung des Desorbers steigt die Austrittstemperatur der armen Lösung aus dem Desorber an. Für den LMWÜ bedeutet dies, dass der übertragbare Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{LMWÜ}}$ ansteigt. Auch wenn der LMWÜ im Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe gut ausgelegt ist, sollte dieser parallel zur Optimierung des Desorbers verbessert werden. Dadurch wird auch bei höheren übertragenen Wärmeströmen weiterhin eine geringe minimale Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,LMWÜ}}$ sichergestellt.

Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung des Absorbers beträgt $\theta_m \approx 10,0 \text{ K}$. Dabei ist die Temperaturdifferenz zwischen beiden Fluiden im Bereich $0,04 < A^* \leq 1,0$ bei einem nahezu konstanten Wert. Die unstetige Steigungsänderung bei $A^* = 0,04$ wird durch eine sprunghafte Änderung des Wärmekapazitätsstroms der reichen Lösung verursacht. In diesem Punkt ist die Absorption vollständig abgeschlossen und die flüssige reiche Lösung wird im Bereich $A^* \leq 0,04$ unterkühlt. Der berechnete Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung aus der gemessenen Dichte $\xi^{\rho,\vartheta,p}$ ist niedriger als der Ammoniakmassenanteil im Sättigungszustand der reichen Lösung $\xi^{X=0,\vartheta,p}$. Es wird vermutet, dass dies durch eine ungleichmäßige Strömungsverteilung auf die Plattenspalte verursacht wird.

Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung am Kondensator liegt im Inneren des Wärmeübertragers bei $A^* \approx 0,64$ vor und beträgt $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,K}} = 5,9 \text{ K}$. Besonders am Eintritt des Kältemittels in den Kondensator im Bereich $0,9 \leq A^* \leq 1,0$ ist die Temperaturdifferenz zum externen Fluid sehr hoch. Das Kältemittel ist in dieser Messung kein reines Ammoniak. In diesem Bereich kondensiert verstärkt das im Kältemittel enthaltene Wasser aus. Für $A^* \leq 0,8$ ist die Temperatur der Kondensation nahezu konstant. Dies zeigt, dass in diesem Bereich der verbleibende Kältemitteldampf nahezu reines Ammoniak ist. Ein ähnlicher Temperaturverlauf des Kältemittels ist am Verdampfer zu sehen. Dort liegt die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,V}} = 3,3 \text{ K}$ am Eintritt in den Wärmeübertrager bei $A^* = 0,0$ vor. Im Bereich $A^* \leq 0,8$ verdampft primär das im Kältemittel enthaltene Ammoniak. Dies ist anhand der nahezu konstanten Temperatur der Verdampfung zu sehen. Im Bereich $0,8 \leq A^* \leq 1,0$ wird auch das im Kältemittel enthaltene Wasser teilweise verdampft. Der Ammoniakmassenanteil der verbleibenden Flüssigkeit wird sukzessive verringert, woraus der Temperaturanstieg der Verdampfung resultiert. Insgesamt ist die Wärmeübertragung im Kondensator und im Verdampfer trotz einer mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung von $7,4 \text{ K} \leq \theta_{m,K} \leq 7,9 \text{ K}$ bzw. $\theta_{m,V} \approx 7,2 \text{ K}$ bereits gut und wird daher im Folgenden nicht weiter optimiert.

5.2. Analyse des Absorptions- und Desorptionspotenzials

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Optimierungen sind die Potenziale der Absorption und Desorption von zentraler Bedeutung. Um die bisher ungenutzten Potenziale der idealen Stoffübertragung bzw. der idealen Wärme- und Stoffübertragung des Absorbers und des Desorbers zu identifizieren, wird das in Kapitel 4.1.2 beschriebene Verfahren angewandt. Anhand dieser ersten Analyse wird in den Kapiteln 5.2.1 und 5.2.2 das Optimierungspotential sowie mögliche Maßnahmen für die Desorber- bzw. Absorber-Einheit diskutiert.

Die Ergebnisse der Potenzialanalyse sind in Abbildung 5-4 dargestellt. Die untersuchten Betriebspunkte sind auf der Abszisse und die Ammoniakmassenanteile ξ auf der Ordinate aufgetragen. Eine detaillierte Beschreibung der Ergebnisdarstellung ist in Kapitel 4.1.3 gegeben.

Wie in Kapitel 4.1.3 erläutert, zeigen die Potenziale der idealen Stoffübertragung im Absorber $\Delta\xi_{Abs}^{idS}$ und im Desorber $\Delta\xi_{Des}^{idS}$ eine unzureichende Stoffübertragung in der jeweiligen Komponente auf. Für die Desorber-Einheit beträgt dieses Potenzial $0,007 \leq \Delta\xi_{Des}^{idS} \leq 0,010$. In nahezu allen Messungen liegt die Differenz außerhalb der Messunsicherheit. Der Gleichgewichtszustand am Austritt des Desorbers wird somit nicht erreicht. Für den Absorber liegt das Potenzial der idealen Stoffübertragung im Bereich von $\Delta\xi_{Abs}^{idS} \leq 0,011$. Im Fall der Messungen A1_1_0,9 und A1_3_0,9 ist die Differenz sogar $\Delta\xi_{Abs}^{idS} = 0,000$ und damit nicht nachweisbar. Es kann davon ausgegangen werden, dass in diesen Messungen der Sättigungszustand erreicht wird.

Sowohl für den Absorber als auch für den Desorber sind die Potenziale bei idealer Wärme- und Stoffübertragung $\Delta\xi_{Abs}^{idWS}$ bzw. $\Delta\xi_{Des}^{idWS}$ in jeder Messung größer als die erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$. Dies

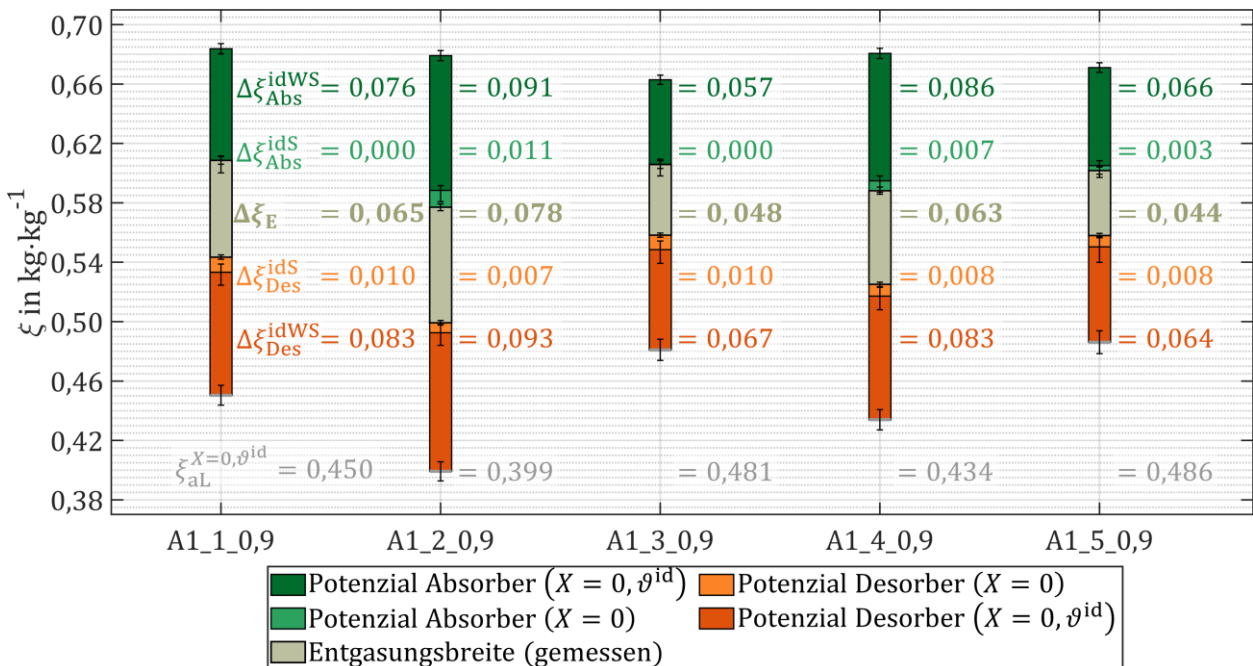


Abbildung 5-4 Analyse der Ammoniakmassenanteile der reichen und armen Lösung im Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe (A1) bei $\dot{W}_{ext,Des} = 0,9 \text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 11,35 \text{ kg}$.

zeigt, dass das Potenzial der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung am höchsten ist. Es ist für die Optimierung der Wärmepumpe daher am effektivsten, zunächst die Wärmeübertragung innerhalb des Desorbers und des Absorbers näher zu untersuchen und zu verbessern.

5.2.1. Auswertung der Desorber-Einheit

Zur genaueren Auswertung der Wärme- und Stoffübertragung innerhalb der Desorber-Einheit ist in Abbildung 5-5 die Desorber-Einheit aus Aufbau A1 skizziert sowie der berechnete Temperaturverlauf im Desorber für Betriebspunkt A1_2_0,9 dargestellt.

Bei diesem Aufbau sind, wie links in Abbildung 5-5 dargestellt, der Desorber-Vorlagebehälter und der Desorber-Abscheider miteinander verbunden. Die reiche Lösung tritt als zweiphasiges Gemisch in den Desorber-Vorlagebehälter ein. Im Desorber-Vorlagebehälter findet eine erste Trennung in Kältemitteldampf und gesättigte reiche Lösung statt. Durch die Verbindungsleitung zum Abscheider wird der in der Vorwärmung der reichen Lösung ausgetriebene Kältemitteldampf in den Dephlegmator, der nicht in der Abbildung eingezeichnet ist, abgeführt. Die gesättigte reiche Lösung strömt anschließend mit einem Ammoniakmassenanteil von $\xi_{rL}^{X=0,\vartheta,p} = 0,565$ in den Plattendesorber ein. Unter Zufuhr des Wärmestroms im Desorber \dot{Q}_{Des} wird die reiche Lösung teilweise verdampft. Die zweiphasige Strömung wird anschließend im Desorber-Abscheider in einen Kältemitteldampf und eine arme Lösung getrennt.

Der nach dem in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Verfahren berechnete Temperaturverlauf innerhalb des Plattendesorbers ist rechts in Abbildung 5-5 dargestellt. Die dimensionslose Wärmeübertragerfläche A^* ist auf der Abszisse und die Temperatur ϑ auf der Ordinate aufgetragen. Der durch Messunsicherheiten verursachte Bereich ist in dieser Darstellung zur besseren Übersicht nicht eingezeichnet. Die gemessenen Fluidtemperaturen werden durch den hochgestellten Index "mess" gekennzeichnet.

Obwohl ein Phasenübergang in der reichen Lösung stattfindet, steigt die Temperatur der reichen Lösung stetig von $\vartheta_{rL,Des,ein} = 74,7\text{ °C}$ auf $\vartheta_{rL,Des,ein} = 85,6\text{ °C}$ an. Die Temperaturänderung der reichen Lösung ist eine direkte Folge der stofflichen Trennung. Das leichtsiedende Ammoniak geht dabei in höherem Maße in die Dampfphase über. Dadurch wird der Ammoniakmassenanteil der flüssigen Phase entlang der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche, bzw. der Wärmeübertrager-Durchströmung, stetig verringert. Mit verringertem Ammoniakmassenanteil der Flüssigkeit steigt die Siedetemperatur an, was die Temperaturänderung der reichen Lösung zeigt.

Die Temperaturänderung im externen Fluid beträgt in dieser Messung $\Delta\vartheta_{ext,Des} = 16,8\text{ K}$ und ist damit höher als die Temperaturänderung der Lösung. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung liegt dabei am Eintritt der reichen Lösung in den Desorber bei $A^* = 0$ vor und beträgt $\Delta\vartheta_{Pinch} = 18,4\text{ K}$. Der Pinch-Point befindet sich damit bei den niedrigsten Temperaturen der Wärmeübertragung. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung beträgt $\theta_m = 20,6\text{ K}$ und ist damit sehr hoch. Wie in Kapitel 5.2 erwähnt, liegt das größte Potenzial des Desorbers zur Erhöhung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ in der Optimierung der Wärmeübertragung. Hierfür muss die Austrittstemperatur der Lösung aus dem Desorber $\vartheta_{mix,Des,aus}$ maximiert werden. Dies kann erreicht

5 Analyse des Ausgangszustandes

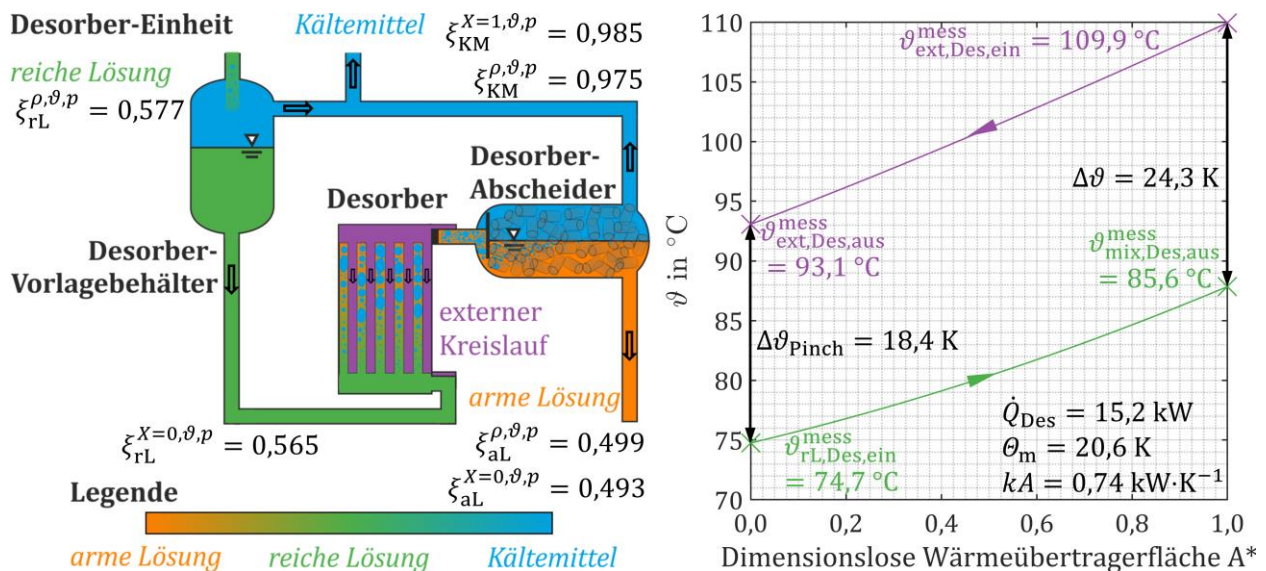


Abbildung 5-5 Analyse des Ausgangszustandes des Desorbers anhand der Messung A1_2_0,9.

werden, indem die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung Θ_m minimiert wird. Wie in Kapitel 2.2 gezeigt, ist eine Minimierung der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung gleichzeitig eine effektive Methode zur Verringerung der Entropieerhöhung.

Die Minimierung der mittleren Temperaturdifferenz Θ_m wird durch Erhöhung der Wärmeübertragungsfähigkeit kA erreicht. Nach Gleichung (2-7) kann die Wärmeübertragungsfähigkeit kA aus dem übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{Des} und der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung Θ_m berechnet werden. Die so ermittelte Wärmeübertragungsfähigkeit beträgt $kA = 0,74\text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$. Der in Aufbau A1 verwendete Plattenwärmeübertrager besteht aus 60 Platten. Die wärmeübertragende Fläche je Platte wird vom Hersteller mit $A_{\text{Pl}} = 0,0321\text{ m}^2$ angegeben (TTZ GmbH & Co. KG, 2018). Durch die beiden äußersten Platten wird keine Wärme übertragen. Die wärmeübertragende Fläche des Desorbers beträgt daher $A_{\text{Des}} = 1,8618\text{ m}^2$. Der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient in Messung A1_2_0,9 beträgt somit $k = 0,397\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k kann nach Gleichung (2-6) in drei Wärmewiderstände unterteilt werden, nämlich den Wärmeleitwiderstand durch die Platte R_λ und die beiden Wärmeübergangswiderstände zwischen den Fluiden und der Platte R_α . Dabei ist der größte Einzelwiderstand maßgebend für den gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten k . Die Berechnung der Wärmewiderstände wird in Anhang A-III beschrieben. Das Ergebnis dieser Berechnungen ist in Tabelle 5-2 aufgeführt. Der Wärmeleitwiderstand der Platte R_λ ist der kleinste Wärmewiderstand. Der durch die Nußelt-Korrelation berechnete Wärmeübergangswiderstand des externen Fluids $R_{\alpha,\text{ext}}$ ist eine Größenordnung kleiner als der mittlere Wärmeübergangswiderstand der verdampfenden reichen Lösung $R_{\alpha,rL}$. Der über Gleichung (2-6) ermittelte mittlere Wärmeübergangskoeffizient der Verdampfung beträgt $\alpha_{rL} = 476\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Der aus der Messung ermittelte Wert für den Wärmeübergang der reichen Lösung α_{rL} ist für das auftretende Strömungssieden in einem Plattenspalt gering.

Wärmeübergangswiderstand des externen Fluids	Wärmeleitwiderstand der Platte	Wärmeübergangswiderstand der Lösung
$R_{\alpha,ext} = 3,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$R_{\lambda} = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$R_{\alpha,rL} = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

Tabelle 5-2 Berechnete Wärmewiderstände des Desorbers in Messung A1_2_0,9.

Als Ursache hierfür wird eine ungleiche Strömungsverteilung auf die Plattenspalte vermutet. Wie in der Skizze links in Abbildung 5-5 dargestellt, liegen bei dem in Aufbau A1 verwendeten Plattenwärmeübertrager sowohl der Eintritt als auch der Austritt der reichen Lösung auf der gleichen Seite. Diese Anschlussform wird aufgrund der Ähnlichkeit des Strömungspfades auch C-Form genannt. In (Bierling et al., 2017) wird aufgezeigt, dass die Anschlussform einen entscheidenden Einfluss auf das Förderverhalten eines als Thermosiphonpumpe verwendeten Plattenwärmeübertragers hat. Es wird aufgezeigt, dass eine Z-förmige Anordnung einen höheren Flüssigkeitsmassenstrom bei gleichem Dampfmassenstrom fördert. Darin wird ebenfalls eine ungleichmäßige Verteilung der Strömung auf die Plattenspalte als Ursache identifiziert. Bei der Z-Form sind der Strömungseintritt und der Strömungsausritt auf den gegenüberliegenden Seiten angebracht. Hierdurch ist der Druckabfall eines jeden Strömungsweges im Plattenwärmeübertrager ungefähr gleich groß, wodurch sich auch die Strömung gleichmäßig auf alle Strömungskanäle verteilt.

Um die mittlere Wärmeübertragungsfähigkeit des Desorbers kA zu erhöhen, ist es nicht zielführend, die Plattenanzahl weiter zu erhöhen. Hierdurch würde die mittlere Strömungsgeschwindigkeit weiter sinken, wodurch der Wärmedurchgangskoeffizient k verringert wird. Darüber hinaus würde eine höhere Plattenanzahl die Fehlverteilung auf die Plattenspalte tendenziell vergrößern. Stattdessen sollte die Strömungsführung von einem C-förmigen Anschluss zu einem Z-förmigen Anschluss verändert werden.

Darüber hinaus kann durch eine harte Plattenstruktur der Wärmeübergangskoeffizient des externen Fluids gesteigert werden. Der Druckverlust im Plattendesorber der reichen Lösung Δp_{rL} steigt dabei allerdings ebenfalls an. Wie auf der linken Seite in Abbildung 5-5 skizziert, muss bei diesem Konzept der Druckverlust der Desorber-Durchströmung Δp_{rL} durch die geodätische Druckdifferenz zwischen Desorber-Vorlagebehälter und Plattendesorber aufgebracht werden. Der Füllstand der reichen Lösung im Desorber-Vorlagebehälter steigt hierdurch an. Durch die Verbindungsleitung zwischen Desorber-Vorlagebehälter und Desorber-Abscheider könnte bei zu hohem Füllstand im Desorber-Vorlagebehälter reiche Lösung in den Kältemittelkreis strömen. Es muss deshalb sichergestellt werden, dass bei einem hohen Druckverlust Δp_{rL} keine Lösung mit in den Kältemittelkreis strömen kann.

Neben einem möglichst geringen Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} hat die Desorber-Einheit zusammen mit dem Dephlegmator die Aufgabe, den Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} zu maximieren. In Abbildung 5-6 sind die Ammoniakmassenanteile ξ_{KM} dargestellt, die in den verschiedenen Betriebspunkten nach dem Dephlegmator vorliegen. Zudem ist das Potenzial einer idealen Stoffübertragung im Desorber $\Delta \xi_{KM,Des}^{idS}$ nach Gleichung (5-3) sowie das Potenzial einer idealen Stoffübertragung im Dephlegmator $\Delta \xi_{KM,Deph}^{idS}$ nach Gleichung (5-4) eingezeichnet.

$$\Delta \xi_{KM,Des}^{idS} = \xi_{KM}^{X=1,\vartheta_{KM,Des,aus},p_h} - \xi_{KM} \quad (5-3)$$

$$\Delta \xi_{KM,Deph}^{idS} = \xi_{KM}^{X=1,\vartheta_{KM,Deph,aus},p_h} - \xi_{KM}^{X=1,\vartheta_{KM,Des,aus},p_h} \quad (5-4)$$

Im Dephlegmator wird, wie in Kapitel 2.1 beschrieben, das Kältemittel durch die reiche Lösung abgekühlt, wodurch ein Teil des Kältemittels auskondensiert. Das Kondensat hat dabei einen Ammoniakmassenanteil, der ungefähr mit dem Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung übereinstimmt. Wird das im Dephlegmator anfallende Kondensat von dem Kältemitteldampf getrennt, steigt der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} an. Der Ammoniakmassenanteil des gesättigten Kältemitteldampfes, der bei der Temperatur des Kältemittels am Austritt aus dem Dephlegmator $\xi_{KM}^{X=1,\vartheta_{KM,Deph,aus}}$ erreicht werden könnte, ist der in Abbildung 5-6 eingezeichnete Maximalwert. Dieser zeigt damit die erreichbare Kältemittelreinheit durch die Dephlegmation an.

Der tatsächlich erreichte Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ist mit $0,975 \leq \xi_{KM} \leq 0,991$ deutlich geringer als der maximal erreichbare Ammoniakmassenanteil nach dem Dephlegmator von $0,993 \leq \xi_{KM}^{X=1,\vartheta_{KM,Deph,aus}} \leq 0,996$. In allen Messungen ist ein Potenzial der idealen Stoffübertragung im Desorber $\Delta \xi_{KM,Des}^{idS}$ vorhanden, wobei dieses Potenzial in den Messungen A1_3_0,9 und A1_5_0,9 innerhalb der Messunsicherheit liegt. In den anderen Messungen ist der erreichte Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} niedriger als der Ammoniakmassenanteil des gesättigten Dampfes nach dem Desorber $\xi_{KM}^{X=1,\vartheta_{KM,Des,aus},p_h}$. In A1_2_0,9 und A1_4_0,9 ist die Abweichung zum Grenzfall der idealen Stoffübertragung nach dem Desorber mit $\Delta \xi_{KM,Des}^{idS} = 0,010$ bzw. $\Delta \xi_{KM,Des}^{idS} = 0,006$ am höchsten. In diesen beiden Messungen ist der Volumenstrom des Kältemitteldampfes am Dephlegmatoreintritt $\dot{V}_{KM,Deph,ein}$ am höchsten. Mit steigendem Volumenstrom steigt die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemitteldampfes an. In der Verbindungsleitung zwischen Desorber-Abscheider und Dephlegmator könnte die Strömungsgeschwindigkeit derart ansteigen, dass ein

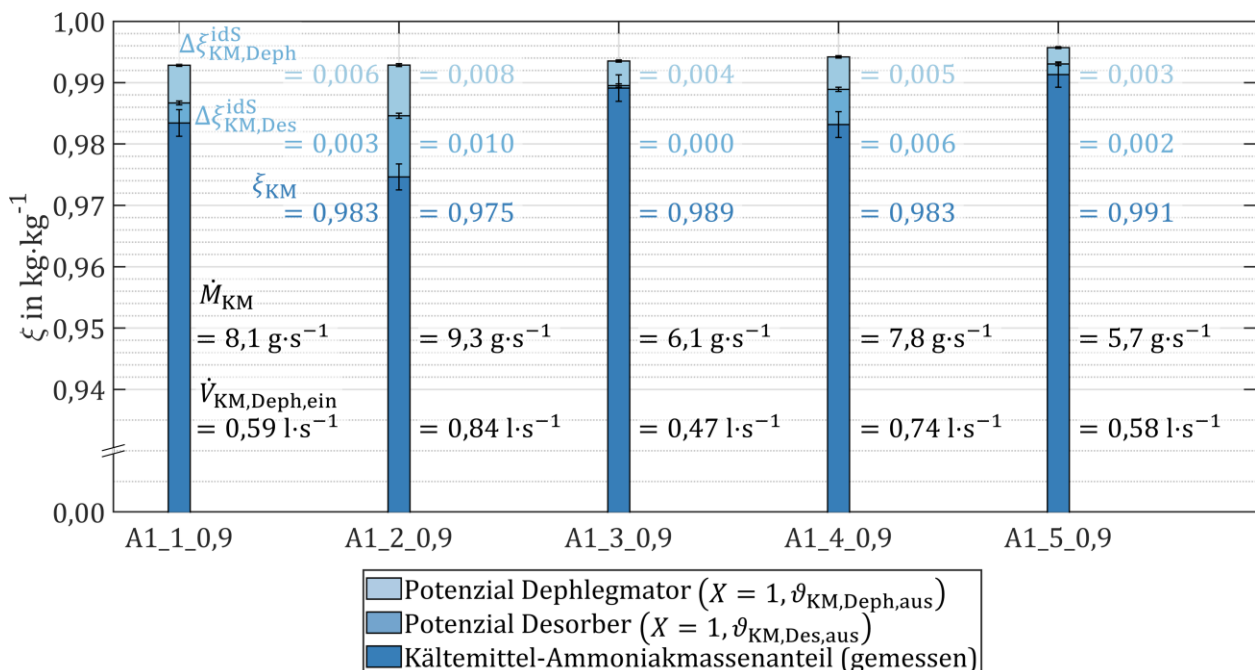


Abbildung 5-6 Ammoniakmassenanteile des Kältemittels in den verschiedenen Betriebspunkten in Aufbau A1. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 11,35$ kg.

geringer Anteil der armen Lösung mit in den Kältemittelstrang einströmt. Ein weiterer Ansatz zur Erklärung besteht darin, dass die Verweildauer des Dampfes im Desorber-Abscheider bei erhöhtem Volumenstrom geringer ist. Die Zeit für einen stofflichen Austausch mit der armen Lösung ist hierdurch verringert, was ebenfalls eine Abweichung vom Sättigungszustand bewirken kann.

In jeder Messung liegt ein Potenzial der idealen Stoffübertragung im Dephlegmator $\Delta\xi_{KM,Deph}^{idS}$ außerhalb der Messunsicherheit vor. Bei diesem Potenzial ist auch keine eindeutige Abhängigkeit vom Volumenstrom des Kältemitteldampfes am Dephlegmator-Eintritt $\dot{V}_{KM,Deph,ein}$ erkennbar. Wie bereits erläutert, ist der Kältemitteldampf am Eintritt in den Dephlegmator entweder im metastabilen Zustand oder enthält Kondensationskeime in Form von Tropfen in der Strömung. Eine teilweise Kondensation des Kältemitteldampfes im Dephlegmator ist daher äußerst wahrscheinlich. Da ein Potenzial der idealen Stoffübertragung im Dephlegmator $\Delta\xi_{KM,Deph}^{idS}$ vorliegt, scheint die Trennung bzw. die Abscheidung des im Dephlegmator anfallenden Kondensats von dem Kältemitteldampf nicht zu funktionieren. Es wird vermutet, dass durch eine hohe Strömungsgeschwindigkeit des Kältemitteldampfes innerhalb des Dephlegmators keine Abscheidung der Kondensat-Tropfen im Dephlegmator erfolgen kann. Diese Vermutung wird in (Weinert, 2019) durch eine Kräftebilanz an einem Kondensat-Tropfen bestätigt. Es wird aufgezeigt, dass Tropfen mit einem Durchmesser von ca. $d \leq 0,2$ mm in den Kältemittelkreis einströmen können. Die Berechnungen von (Weinert, 2019) sowie die dargestellten Messergebnisse widerlegen damit die Annahme aus (Müller und Spindler, 2013), dass das im Dephlegmator anfallende Kondensat vollständig entgegen der Dampfströmung in den Desorber-Vorlagebehälter abgeführt wird.

Mit der Optimierung der Wärmeübertragung im Desorber soll die Temperatur der austretenden Lösung erhöht werden, um die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ zu vergrößern. Dadurch sinkt allerdings auch der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} . Dies kann nach (Fernández-Seara und Sieres, 2006) zu einer reduzierten Leistungszahl der Wärmepumpe bzw. einem verringerten zugeführten Wärmestrom am Verdampfer \dot{Q}_V führen. Der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels muss daher bei der Optimierung des Desorbers mit berücksichtigt werden.

5.2.2. Auswertung des Absorbers

Der Absorber wird nachfolgend analog zum Desorber näher untersucht. Der schematische Aufbau des Absorbers ist dazu auf der linken Seite in Abbildung 5-7 dargestellt. Als Absorber wird ein Plattenwärmeübertrager mit einer Vollkegeldüse zur Zerstäubung und zur Verteilung der armen Lösung verwendet. Die arme Lösung wird hierbei direkt in den Eintrittskanal des Plattenwärmeübertragers zerstäubt. Aufgrund der adiabaten Absorption des Kältemitteldampfes in der armen Lösung steigt die Temperatur des Gemischs an. Das zweiphasige Gemisch strömt anschließend durch die Plattenspalte des Absorbers, wobei unter Wärmeabfuhr weiteres Kältemittel absorbiert wird.

Auf der rechten Seite von Abbildung 5-7 ist der Temperaturverlauf im Absorber dargestellt. Die Eintrittstemperatur des Ammoniak/Wasser-Gemischs kann im Versuchsaufbau nicht direkt gemessen werden. Stattdessen werden die Eintrittstemperaturen der armen Lösung und des

Kältemitteldampfes gemessen. Für die Berechnung der Eintrittstemperatur des Gemischs aus armer Lösung und Kältemitteldampf $\vartheta_{\text{mix,Abs,ein}}$ wird angenommen, dass die beiden Fluide am Eintritt ideal durch-mischt werden. Die Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{mix,Abs,ein}}$ wird über die Energiebilanz berechnet, wobei die für die Berechnung nötigen Daten in Abbildung 5-7 angegeben sind. Durch eine adiabate Absorption des Kältemitteldampfes in der unterkühlten armen Lösung steigt die Temperatur des Gemischs auf $\vartheta_{\text{mix,Abs,ein}} = 46,8 \text{ °C}$ an.

Die Temperatur des Ammoniak/Wasser-Gemischs nimmt während der Wärmeübertragung aufgrund des thermodynamischen Gleichgewichts innerhalb des Zweiphasenbereichs kontinuierlich ab. Im Bereich der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche von $A^* < 0,04$ ist der Wärmekapazitätsstrom der Lösung stark verringert. In diesem Bereich findet keine Absorption mehr statt und die reiche Lösung wird auf $\vartheta_{\text{rL,Abs,aus}} = 36,4 \text{ °C}$ unterkühlt. Dies stimmt dabei mit der Erkenntnis aus Abbildung 5-4 überein, wonach die reiche Lösung einen geringeren Ammoniakmassenanteil ξ als den im Sättigungszustand aufweist. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung liegt am Austritt der reichen Lösung bei $A^* = 0$ vor und beträgt $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 8,5 \text{ K}$.

Als Ursache für die rechnerisch unterkühlte Flüssigkeit am Austritt aus dem Absorber wird die Regelung des Füllstandes im nachgeschalteten Pumpenvorlagebehälter vermutet. Durch die Regelung des Lösungsmittelventils wird sichergestellt, dass die Lösungsmittelpumpe stets eine flüssige Phase fördert. Dabei wird der Durchfluss der armen Lösung durch das Lösungsmittelventil bei einer Überschreitung des Zielfüllstandes schrittweise geschlossen, bis der Zielfüllstand unterschritten wird. Anschließend wird das Lösungsmittelventil erneut schrittweise geöffnet. Hierdurch steigt der Lösungsmitteldurchfluss, bis der Zielfüllstand überschritten wird. Der Flüssigkeitsfüllstand schwankt somit um einen Wert von ca. 50 % der Flüssigkeits-Füllung (Oechsle, 2015). Durch diese Art der Regelung strömt in dem Zeitraum steigenden Füllstandes eine unterkühlte Flüssigkeit und in dem Zeitraum eines fallenden Füllstandes ein zweiphasiges Gemisch in den Pumpenvorlagebehälter ein. Im Rahmen der Messungen kann eine Schwankung der Dichte der reichen Lösung beobachtet werden. Einen Einfluss der Füllstandsregelung auf den Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL} wird in (Oechsle, 2015) nicht betrachtet und kann im Rahmen

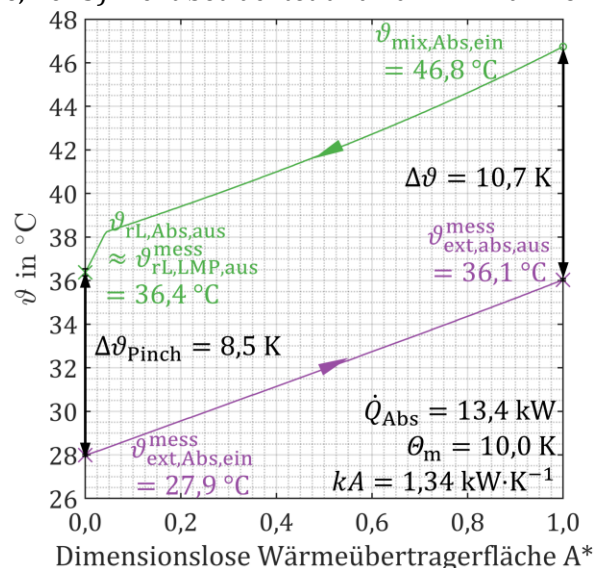
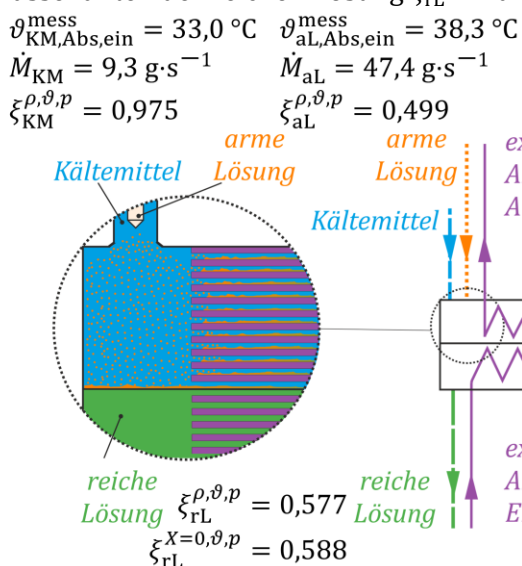


Abbildung 5-7 Analyse des Absorbers im Ausgangszustand anhand der Messung A1_2_0,9.

Wärmeübergangswiderstand des externen Fluids	Wärmeleitwiderstand der Platte	Wärmeübergangswiderstand der Lösung
$R_{\alpha,ext} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$R_{\lambda} = 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$R_{\alpha,rL} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

Tabelle 5-3 Berechnete Wärmewiderstände des Absorbers in Messung A1_2_0,9.

dieser Arbeit messtechnisch nicht nachgewiesen werden. Die Betrachtungen zu den Genauigkeiten der Zustandsgleichungen aus Kapitel 4.2.5 zeigen, dass die Unterkühlung der Lösung von ca. 2 K im Absorber auch durch die Unsicherheit in der Bestimmung des Gleichgewichtszustandes verursacht sein könnte.

Die Berechnung der Wärmewiderstände im Absorber erfolgt analog zu denen des Desorber. Der Wärmeübergangswiderstand der Absorption $R_{\alpha,rL}$ wird aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k und dem Wärmewiderstand der Wärmeleitung R_{λ} und dem der externen Strömung $R_{\alpha,ext}$ berechnet. Das Ergebnis ist in Tabelle 5-3 aufgeführt.

Wie auch im Desorber limitiert der Wärmeübergang der Lösung die Wärmeübertragung. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient der Absorption beträgt dabei etwa $\alpha_{rL} = 867 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. In den Messungen des Wärmeübergangskoeffizienten der Absorption von Ammoniak in einer armen Lösung im Plattenwärmeübertrager werden in (Markmann, 2020) bei harter Plattenstruktur Wärmeübergangskoeffizienten um $\alpha_{rL} \approx 2500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ gemessen. Sowohl die Ergebnisse aus (Markmann, 2020) als auch aus (Treffinger et al., 1997) zeigen, dass die Verteilung der armen Lösung und des Kältemitteldampfes auf die Plattenspalte einen erheblichen Einfluss auf den Wärmeübergang der Absorption haben. Es wird daher vermutet, dass der vergleichsweise geringe Wärmeübergang der Absorption α_{rL} aufgrund einer ungleichmäßigen Verteilung der Massenströme auf die Plattenspalte verursacht wird.

6. Optimierung der Desorber-Einheit

Die Desorber-Einheit ist die zentrale Komponente für den Antrieb einer Absorptionswärmepumpe. In auf dem Markt erhältlichen Absorptionswärmepumpen oder Absorptionskältemaschinen ist der Desorber meist als Behälterdesorber bzw. Kolonne, ähnlich wie in (Zetzsche, 2012), ausgeführt. Bei dieser Bauform sind jedoch einige Fertigungsschritte nicht maschinell durchführbar, was die Fertigungskosten für diese Komponente stark erhöht.

Die Zielsetzung dieser Arbeit beinhaltet jedoch die Optimierung der Absorptionswärmepumpe unter Verwendung von kostengünstigen Standardbauteilen, weshalb als Desorber-Einheit in dieser Arbeit ein Plattenwärmeübertrager in Verbindung mit einfach fertigbaren Behältern verwendet wird. Dieses in (Brendel et al., 2013) entwickelte Konzept reduziert neben den Fertigungskosten auch die Kältemittelfüllmenge erheblich (Müller und Spindler, 2013). Nachteilig ist, dass die mit diesem Desorber erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ sowie das Wärmeverhältnis ζ_{AKM} verglichen mit dem Behälterdesorber aus (Zetzsche, 2012) verringert ist (Müller und Spindler, 2013).

In diesem Kapitel werden verschiedene Plattenwärmeübertrager und Verschaltungen erprobt mit dem Ziel, die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ der Absorptionswärmepumpe zu vergrößern. Hierzu wird in einem ersten Schritt die Verschaltung der Desorber-Einheit nach dem Naturumlaufprinzip aus (Brendel et al., 2013) in Aufbau A2 optimiert. Anschließend wird in Aufbau A3 eine neue Verschaltung mit einem zwangsdurchströmten Plattendesorber erprobt. Eine generelle Erhöhung der Kältemittelreinheit wird abschließend in Aufbau A4 untersucht.

6.1. Optimierung des Desorbers nach dem Naturumlaufprinzip (A2)

Im ersten Optimierungsschritt wird der Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) sowie die Desorber-Einheit verändert, wobei das bereits verwendete Naturumlaufprinzip beibehalten wird. Die vorgenommenen konstruktiven Anpassungen sowie die Verbesserung der Messtechnik werden zu Beginn erläutert. Im Anschluss wird der Aufbau A2 hinsichtlich des Desorbers und des LMWÜ beurteilt und potenzielle weitere Optimierungsmöglichkeiten abgeleitet.

6.1.1. Anpassung der Komponenten und Messtechnik

Die Optimierung der Desorber-Einheit besteht zum einen aus der Verbesserung des Plattendesorbers und zum anderen aus der Kombination des vorgeschalteten Desorber-Vorlagebehälters und des nachgeschalteten Desorber-Abscheiders innerhalb eines Behälters. Der Aufbau A2 mit der verwendeten Messtechnik ist in Abbildung 6-1 dargestellt. Eine detailliertere Skizze des optimierten Desorber-Konzeptes ist in Abbildung 6-4 zu finden.

Der Vorlagebehälter befindet sich dabei im Inneren des kombinierten Bauteils. Hierdurch ist die an die Umgebung wärmeabgebende Oberfläche der Behälter fast halbiert. Des Weiteren muss der innenliegende Vorlagebehälter nicht druckbeständig gefertigt werden, da auf der Innen- und

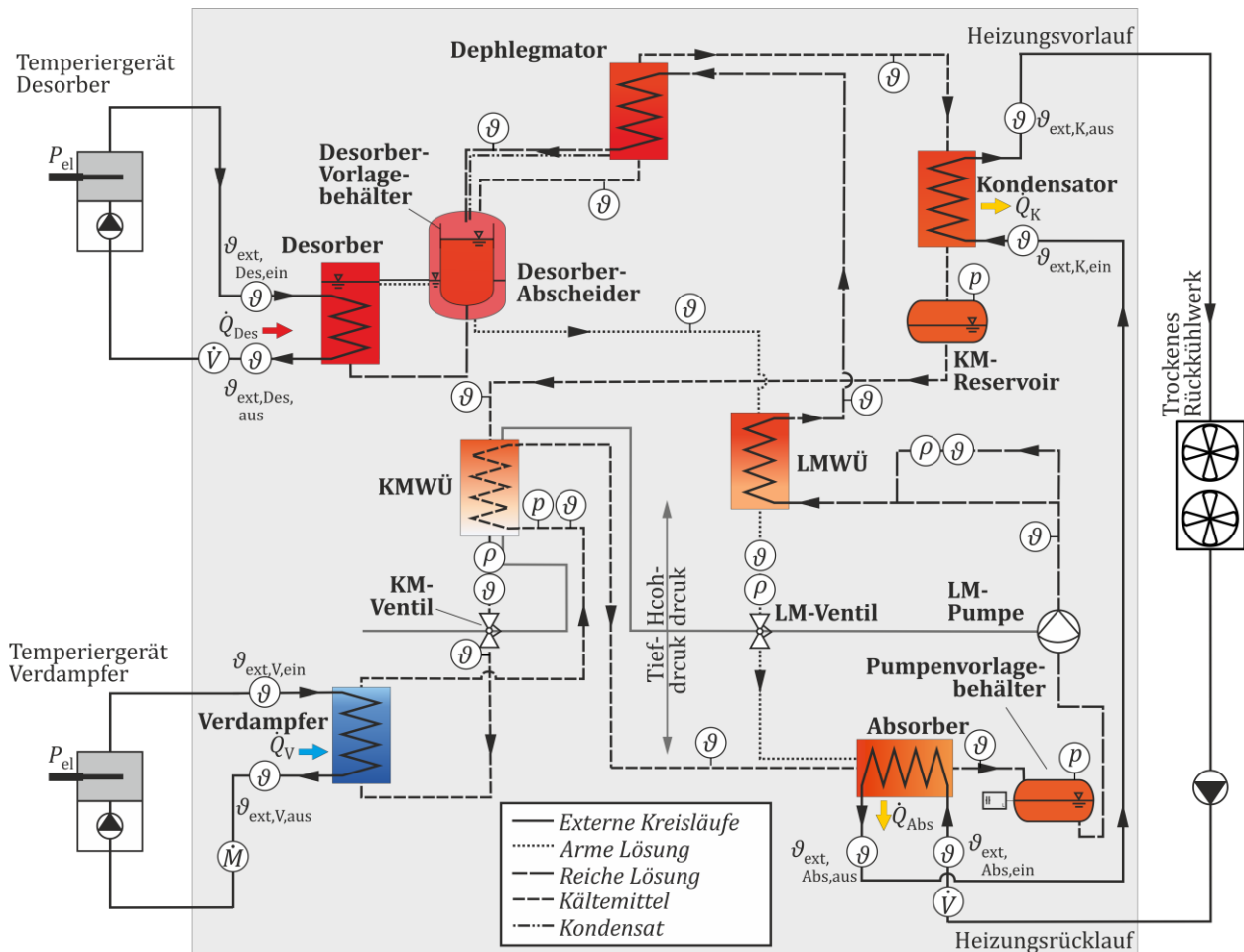


Abbildung 6-1 Schematischer Aufbau und Positionen der Messtechnik der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A2.

Außenseite des Vorlagebehälters stets der gleiche Druck vorherrscht. Zur weiteren Vereinfachung und Verringerung des Fertigungsaufwandes sind in keinem der Behälter Raschig-Ringe oder sonstige zusätzliche Einbauten zur Erhöhung des Stoffübergangs verbaut. Aufgrund der kompakten Bauform und der einfachen Fertigbarkeit ist dieser kombinierte Behälter zum Patent angemeldet worden (Schmid et al., 2018).

Als neuer Plattendesorber wird ein Wärmeübertrager des Typs ZD42H-60 der Firma TTZ verwendet. Dieser unterscheidet sich von dem in Aufbau A1 verwendeten Wärmeübertrager durch die Position der Anschlüsse sowie die in Aufbau A2 verwendete harte Plattenstruktur. Die Anschlüsse befinden sich im neuen Aufbau auf den gegenüberliegenden Seiten, also in Z-Form. Der Strömungswiderstand eines jeden Strömungspfades innerhalb des Desorbers, bestehend aus Verteilkanal, Plattenspal und Sammelkanal, ist hierdurch annähernd gleich. Dies soll eine gleichmäßige Strömungsverteilung bewirken. Durch die harte Plattenstruktur steigt der Druckverlust der Durchströmung Δp_{rL} an. Es wird erwartet, dass sich die reiche Lösung im Desorber-Vorlagebehälter deshalb höher aufstaut. Durch die Kombination der beiden Behälter zu einem einzigen Bauteil ist allerdings sichergestellt, dass die Lösung nicht in den Kältemittelkreis einströmen kann. Im Fall eines zu hohen Füllstandes läuft die reiche Lösung über den Ringspalt in den Desorber-Abscheider und bleibt dadurch im Lösungsmittelkreislauf. Dabei wird zwar der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} erhöht

und die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ verringert, allerdings wird das Einströmen der reichen Lösung in den Kältemittelkreis verhindert.

Neben der Prozessoptimierung durch den Austausch der Komponenten wird auch die Positionierung der Messtechnik verbessert. Die Optimierung der Messtechnik dient vor allem einer Reduzierung der Messunsicherheit bei der Bestimmung der Ammoniakmassenanteile. In Tabelle 6-1 sind die Messunsicherheiten ab Aufbau A2 aufgeführt. Für die Temperaturmessung an den Coriolis-Massenstrommessgeräten werden separate Temperatursensoren mit einer Genauigkeitsklasse von 1/3B verwendet. Diese Temperatursensoren werden über Tauchhülsen nach den Messgeräten direkt in die Strömung eingebracht. Die Tauchhülsen werden von der Flüssigkeit umströmt, wodurch die Fluidtemperatur und nicht eine Rohroberflächentemperatur gemessen wird. Auch hier wird zur Reduktion des thermischen Kontaktwiderstandes eine wärmeleitende Paste zwischen Tauchhülse und Temperatursensor aufgetragen. Der thermische Kontaktwiderstand ist somit vernachlässigbar.

Die Coriolis-Massendurchflussmesser der armen Lösung sowie des Kältemittels werden in diesem Aufbau jeweils vom gesamten Massenstrom durchströmt. Der zusätzliche Druckverlust der Messgeräte beeinflusst dabei den Prozess nicht, da direkt nach den Messgeräten eine isenthalpe Entspannung innerhalb der Expansionsventile erfolgt und der Druck entsprechend reduziert wird. Somit können die Massenströme in diesem Aufbau ebenfalls erfasst und für die Prozessauswertung verwendet werden.

Sensor Art	Anzahl	Messunsicherheit
Interne Fluidtemperatur (Rohranlegesensoren, Pt100 1/3B)	14	$\pm(1/3 \cdot (0,3 \text{ °C} + 0,005 \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta) + 0,15 \text{ °C})$
Interne Fluidtemperatur (Tauchhülse, Pt100 1/3B)	3	$\pm(1/3 \cdot (0,3 \text{ °C} + 0,005 \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta) + 0,15 \text{ °C})$
Externe Fluidtemperatur (fluidumströmt, Pt100 1/10B)	8	$\pm(1/10 \cdot (0,3 \text{ °C} + 0,005 \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta) + 0,15 \text{ °C})$
Tiefdrucksensor (Messbereich: 0 ... 10 bar)	2	$\pm(0,008 \text{ bar} + 0,0049 \cdot p)$
Hochdrucksensor (Messbereich: 0 ... 35 bar)	1	$\pm(0,028 \text{ bar} + 0,0049 \cdot p)$
Volumenstrom Desorber	1	$\pm(0,0079 \cdot \dot{V}_{\text{ext,Des}} + 0,8 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1})$
Volumenstrom Absorber/Kondensator	2	$\pm \left(\begin{array}{l} 0,003 \cdot \dot{V}_{\text{ext}} + 2,1 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} \\ +0,0049 \cdot (\dot{V}_{\text{ext}} - 1000 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}) \end{array} \right)$
Massenstrom Verdampfer-Austritt	1	$\pm 0,0059 \cdot \dot{M}_{\text{ext,V}}$
Dichte, Ammoniak/Wasser (Coriolis-Massendurchflussmesser)	3	$\pm 0,5 \text{ kg m}^{-3}$
Massenstrom, Ammoniak/Wasser (Coriolis-Massendurchflussmesser)	3	$\pm 0,0059 \cdot \dot{M}$

Tabelle 6-1 Verwendete Messtechnik und Messunsicherheit der Messkette ab Aufbau A2.

6.1.2. Beurteilung des Desorbers

Eine wesentliche Veränderung in Aufbau A2 ist der Einsatz einer veränderten Desorber-Einheit. Für einen direkten Vergleich mit Aufbau A1 sind die Potenziale der Absorption bzw. Desorption in den verschiedenen Betriebspunkten aufgeführt in Abbildung 6-2 den Potenzialen aus Aufbau A2 gegenübergestellt. Für jeden Betriebspunkt gelten die Balken auf der linken Seite für Aufbau A1 und die auf der rechten Seite für Aufbau A2. Der weitere Aufbau des Diagramms stimmt mit den Erläuterungen aus Kapitel 4.1.3 überein.

Im Vergleich zu Aufbau A1 liegt bei Aufbau A2 für alle Messungen mit Ausnahme von A2_4_0,9 ein veränderter maximal erreichbarer Ammoniakmassenanteil in der reichen Lösung für ideale Wärme und Stoffübertragung $\xi_{rL}^{X=0, \vartheta^{id}, p} = \xi_{rL}^{idWS}$ vor. Dieser Wert hängt direkt mit dem gewählten Tiefdruck p_t in der Absorptionswärmepumpe zusammen. Für jeden Betriebspunkt erfolgt eine unabhängige Optimierung des Tiefdrucks mit dem Ziel, das maximal mögliche Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ zu erreichen. Die Unterschiede im Wert ξ_{rL}^{idWS} zwischen den Aufbauten A1 und A2 resultieren aus den unterschiedlichen Werten des Tiefdrucks p_t , wie in Anhang A-V den Messdaten zu entnehmen ist.

Mit einer erreichten Entgasungsbreite von $0,058 \leq \Delta\xi_{E,A2} \leq 0,086$ in Aufbau A2 vergrößert sich diese in allen Betriebspunkten im Vergleich zu Aufbau A1 mit $0,044 \leq \Delta\xi_{E,A1} \leq 0,078$. Die Vergrößerung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ beruht dabei maßgeblich auf einer verbesserten Desorption und der damit verbundenen Senkung des Ammoniakmassenanteils in der armen Lösung ξ_{aL} . Das ungenutzte Potenzial der Desorption ist in Aufbau A2 um $0,005 \leq (\Delta\xi_{Des}^{idS} + \Delta\xi_{Des}^{idWS}) \leq 0,060$ geringer.

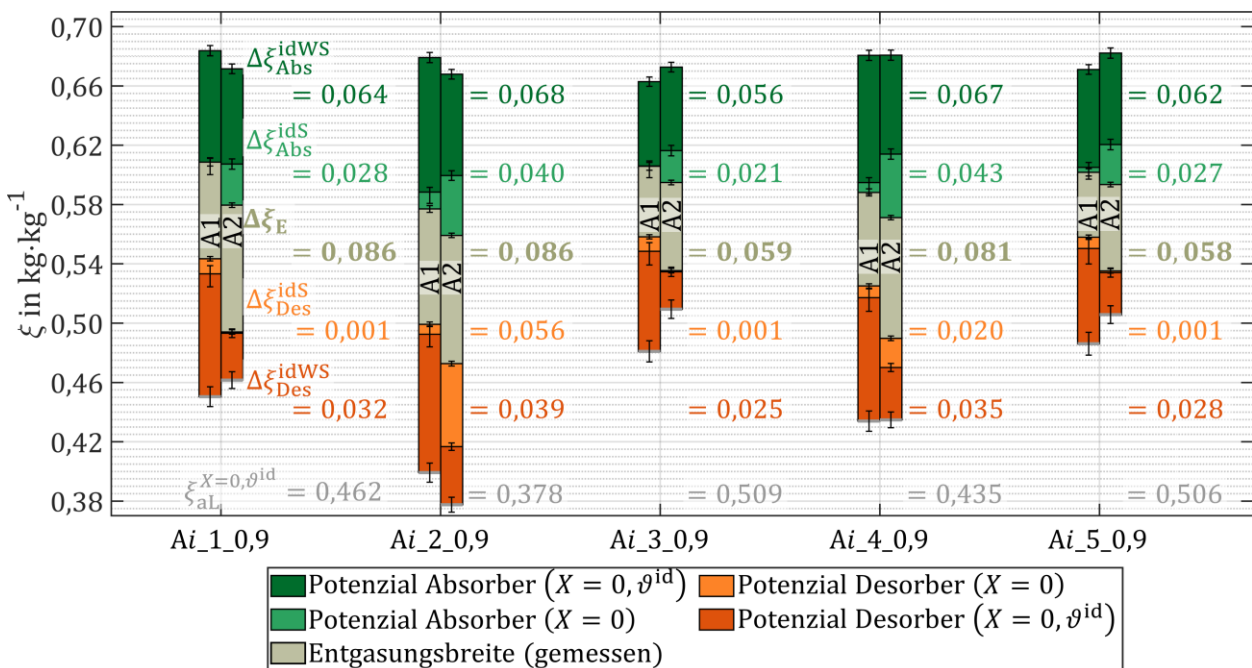


Abbildung 6-2 Analyse der Ammoniakmassenanteile der reichen und armen Lösung in Aufbau A2 der Absorptionswärmepumpe bei $\dot{W}_{ext,Des} = 0,9 \text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,60$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5 \text{ kg}$.

Da der Absorber baulich unverändert ist, wird die Desorber-Optimierung im Gesamtprozess nicht vollständig nutzbar. Die Ammoniakmassenanteile der reichen Lösung ξ_{rL} sind ebenfalls verringert. Die Summe der Potenziale in der Absorption ($\Delta\xi_{Abs}^{idS} + \Delta\xi_{Abs}^{idWS}$) sind daher in Aufbau A2 um $0,007 \leq (\Delta\xi_{Abs}^{idS} + \Delta\xi_{Abs}^{idWS}) \leq 0,021$ gestiegen.

In Tabelle 6-2 sind die erreichten Absorber- und Desorberwirkungsgrade gegenübergestellt. Der Desorptionswirkungsgrad ist um $0,038 \leq \Delta\eta_{\xi,Des} \leq 0,313$ gestiegen. Der maximale Desorptionswirkungsgrad liegt in Messung A2_1_0,9 vor und beträgt $\eta_{\xi,Des,max} = 0,725$.

Obwohl die ungenutzten Potenziale der Absorption ($\Delta\xi_{Abs}^{idS} + \Delta\xi_{Abs}^{idWS}$) gestiegen sind, ist mit Ausnahme der Messung A2_3_0,9 der Absorptionswirkungsgrad $\eta_{\xi,Abs}$ im Vergleich zu Aufbau A1 aufgrund der höheren Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ gestiegen. Wie in Kapitel 4.1.3 angesprochen, sind die beiden Wirkungsgrade nicht voneinander unabhängig. Eine ausschließliche Beurteilung anhand von Absorptions- und Desorptionswirkungsgraden kann daher irreführend sein.

In den Betriebspunkten 1, 3 und 5 ist am Austritt aus dem Desorber der Gleichgewichtszustand des Gemischs fast erreicht. Dies ist besonders interessant, da im Desorber-Abscheider keine Raschig-Ringe verbaut sind, die typischerweise zur Erhöhung des Stoffübergangs verwendet werden (Mersmann et al., 2005). In den Betriebspunkten 2 und 4 ist das Desorptionspotenzial der Abweichung vom Gleichgewichtszustand $\Delta\xi_{Des}^{idS} = \xi_{aL}^{\rho,p,\vartheta} - \xi_{aL}^{X=0,\vartheta,p}$ hingegen sehr hoch. Deshalb liegt in diesen Betriebspunkten ebenfalls die geringste Verbesserung des Desorptionswirkungsgrades $\eta_{\xi,Des}$ vor. In beiden Messungen A2_2_0,9 und A2_4_0,9 konnte kein Füllstand durch das Schauglas im Desorber-Abscheider erkannt werden. Es wird vermutet, dass ein Teil des desorbierten Kältemitteldampfes zusammen mit der armen Lösung in den LMWÜ einströmt. Im LMWÜ findet in diesem Fall eine erneute Absorption des zuvor desorbierten Kältemitteldampfes statt, was den gemessenen Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{aL}^{\rho,p,\vartheta}$ erhöht.

Um diese Beobachtung zu bestätigen, wird das Ammoniak/Wasser-Gemisch der Befüllung so verändert, dass eine höhere Masse an armer Lösung im Prozess vorhanden ist. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 6-3 aufgetragen.

Der Einfluss der Befüllung ist bei verringertem Wärmekapazitätsstrom der Wärmezufuhr am Desorber von $\dot{W}_{ext,Des} = 0,8 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$ noch deutlicher erkennbar. Für jeden Betriebspunkt ist darin die Auswertung aus zwei Messungen eingezeichnet. Die jeweils linken Balken sind die Ergebnisse aus den Messungen mit einer zu geringen Masse an armer Lösung, während die rechten Balken

Wirkungsgrad	Ai_1_0,9	Ai_2_0,9	Ai_3_0,9	Ai_4_0,9	Ai_5_0,9
$\eta_{\xi,Abs,A1}$	0,464	0,433	0,454	0,405	0,387
$\eta_{\xi,Abs,A2}$	0,482	0,443	0,433	0,426	0,397
$\eta_{\xi,Des,A1}$	0,412	0,438	0,381	0,409	0,379
$\eta_{\xi,Des,A2}$	0,725	0,476	0,696	0,597	0,664

Tabelle 6-2 Gegenüberstellung der Absorber- und der Desorberwirkungsgrade in den Aufbauten A1 und A2 in den verschiedenen Betriebspunkten.

6.1 Optimierung des Desorbers nach dem Naturumlaufprinzip (A2)

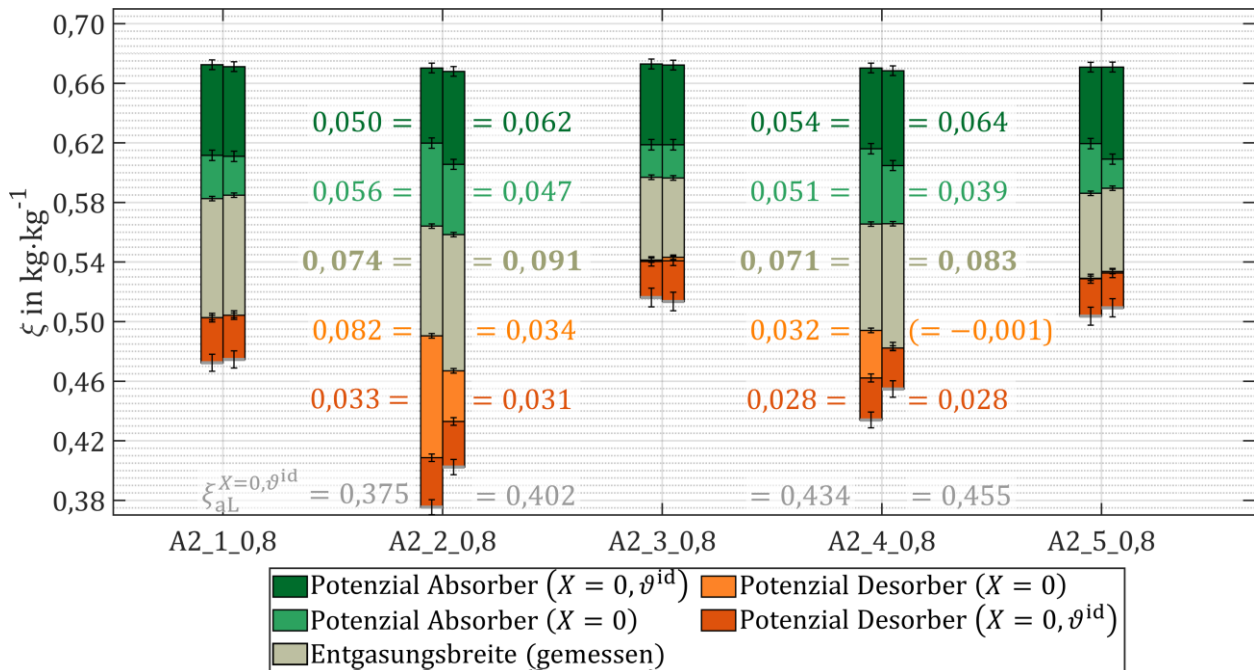


Abbildung 6-3 Vergleich der Ammoniakmassenanteile der reichen und armen Lösung in Aufbau A2 der Absorptionswärmepumpe bei unterschiedlichen Befüllungen bei $\dot{W}_{\text{ext,Des}} = 0,8 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt für die jeweils linken Balken $\xi = 0,60$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5 \text{ kg}$ und für die jeweils rechten Balken $\xi = 0,60$ bei einer Gesamtmasse von $m = 11,0 \text{ kg}$.

diejenigen bei korrigiertem Füllstand darstellen. Zur besseren Vergleichbarkeit sind in allen Messungen die weiteren Regelparameter wie der Tiefdruck der Wärmepumpe konstant gehalten. In den Betriebspunkten 2 und 4 ist eine deutliche Änderung durch die höhere Masse an armer Lösung erkennbar. Für diese Betriebspunkte sind daher zusätzlich die Differenzen der Ammoniakmassenanteile $\Delta\xi$ aufgeführt. Durch die veränderte Befüllung steigt dabei die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ um bis zu 0,018 an. Dies entspricht einer Steigerung von 24 %.

In den Messungen A2_4_0,8 ist die Steigerung des Desorptionswirkungsgrades mit $\Delta\eta_{\xi,\text{Des}} = 0,209$ am größten. In den Betriebspunkten 1, 3 und 5 ist die Veränderung der Ammoniakmassenanteile eher gering. Eine Verringerung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ kann in keinem der untersuchten Betriebspunkte festgestellt werden.

In Messung A2_2_0,8 kann allerdings auch bei korrigierter Befüllung kein Füllstand im Desorber-Abscheider erkannt werden. Durch die noch immer hohe Differenz zwischen dem gemessenen Ammoniakmassenanteil $\xi_{\text{aL}}^{\rho,\vartheta,p}$ und dem im Sättigungszustand $\xi_{\text{aL}}^{X=0,\vartheta,p}$ von $\Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idS}} = 0,034$ wird eine zu geringe Füllmenge zusätzlich bestätigt. Eine weitere Erhöhung der Füllmenge ist jedoch nicht möglich, da das Kältemittel-Reservoir in Messung A2_2_0,8 bei $M = 11,0 \text{ kg}$ bereits den maximalen Füllstand erreicht. Bei einer weiteren Erhöhung der Füllmenge würde das Kältemittel bis in den Kondensator aufgestaut werden und die Effizienz der Absorptionswärmepumpe auf diese Weise verringern. Es kann mit diesem Aufbau daher keine optimale Füllmenge mit den verwendeten Behältern ermittelt werden. Eine Anpassung der Behälter muss deshalb mit dem nächsten Aufbau erfolgen.

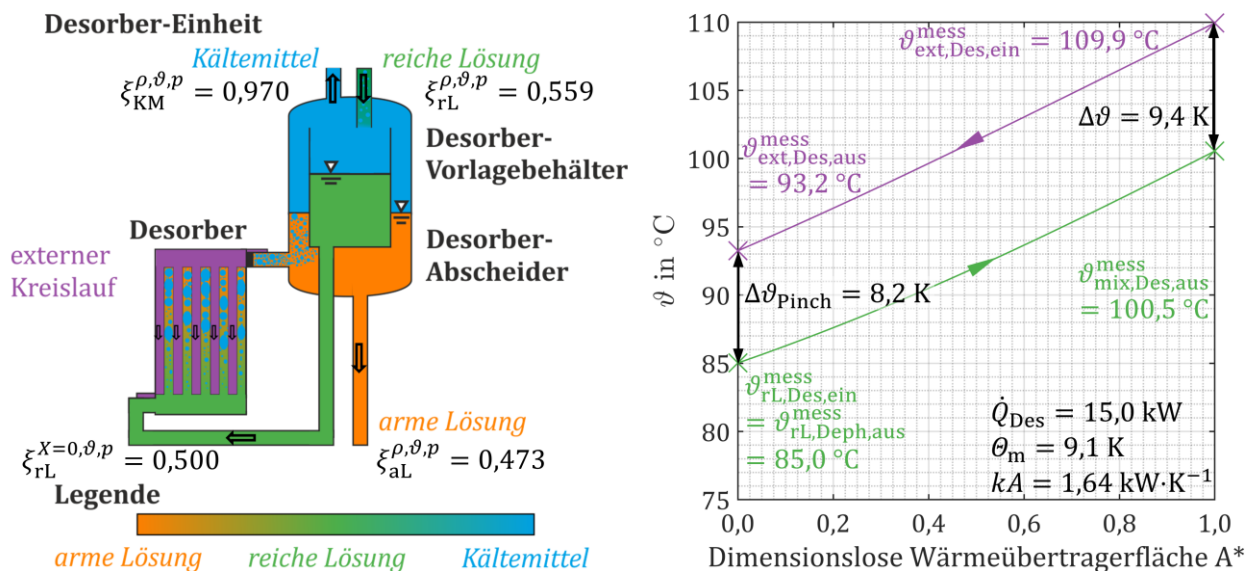


Abbildung 6-4 Analyse der Wärmeübertragung innerhalb des Desorbers anhand der Messung A2_2_0,9. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,60$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5\text{ kg}$.

Zur Beurteilung der Wärmeübertragung innerhalb des Desorbers ist auf der linken Seite in Abbildung 6-4 der detaillierte Aufbau der Desorber-Einheit skizziert. In den inneren Behälter, den Desorber-Vorlagebehälter, strömt die aus der Vorwärmung zweiphasige reiche Lösung ein. Der bereits ausgetriebene Kältemitteldampf wird mit dem Dampf aus dem Abscheider aus der Desorber-Einheit abgeführt. Die reiche Lösung wird vom Desorber-Vorlagebehälter zum Z-förmigen Plattendesorber mit harter Plattenstruktur geleitet und durch Wärmezufuhr teilweise verdampft. Im Desorber-Abscheider wird der Kältemitteldampf anschließend von der armen Lösung getrennt. Durch die harte Plattenstruktur in Verbindung mit der Z-förmigen Durchströmung des Desorbers wird die Wärmeübertragungsfähigkeit kA erheblich gesteigert. Der berechnete Temperaturverlauf im Desorber ist auf der rechten Seite von Abbildung 6-4 über der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche A^* aufgetragen. Die reiche Lösung wird von $\vartheta_{rL,Des,ein} = 85,0\text{ °C}$ auf $\vartheta_{rL,Des,aus} = 100,5\text{ °C}$ erwärmt. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung beträgt in dieser Messung $\Delta\vartheta_{Pinch} = 8,2\text{ K}$ und ist damit um $10,2\text{ K}$ geringer als in Aufbau A1. Wie auch in Messung A1_2_0,9 liegt die minimale Temperaturdifferenz am Eintritt der reichen Lösung in den Desorber vor. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m ist bei annähernd gleichbleibendem Wärmestrom \dot{Q}_{Des} um mehr als die Hälfte verringert.

Auch für Aufbau A2 werden die erreichten Ammoniakmassenanteile des Kältemittels ξ_{KM} und die dort vorliegenden Potenziale analysiert. Das Ergebnis dieser Auswertung ist in Abbildung 6-5 dargestellt. Der über die gemessene Dichte berechnete Ammoniakmassenanteil des Kältemittels beträgt $0,970 \leq \xi_{KM}^{\rho,\vartheta,p} \leq 0,990$. Im Vergleich zu Aufbau A1 ist die Kältemittelreinheit durch die höhere Temperatur des Kältemitteldampfes um bis zu $\Delta\xi_{KM} \leq 0,013$ verringert. Neben dem erreichten Ammoniakmassenanteil $\xi_{KM}^{\rho,\vartheta,p}$ ist auch der maximal erreichbare Ammoniakmassenanteil des Kältemittels bei idealer Dehplegation $\xi_{KM,Deh}^{idS}$ um bis zu $0,012$ geringer. In keiner der durchgeführten Messungen kann eine Verringerung des Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ oder des

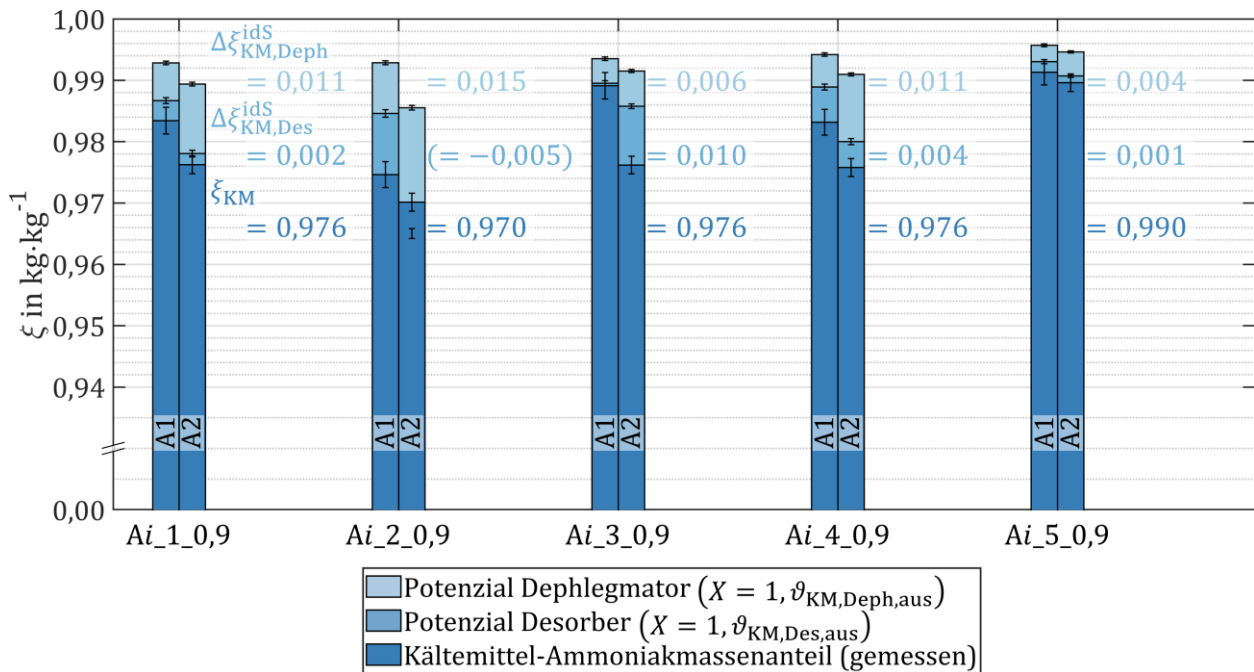


Abbildung 6-5 Ammoniakmassenanteile des Kältemittels in den verschiedenen Betriebspunkten in Aufbau A2. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,60$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5$ kg.

Wärmestroms am Verdampfer \dot{Q}_V durch die geringfügig verringerte Kältemittelreinheit festgestellt werden. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Untersuchungen aus (Zetsche, 2012).

6.1.3. Beurteilung des Lösungsmittelwärmeübertragers

Zusätzlich zur Änderung des Desorbers wird in Aufbau A2 der eingesetzte Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) ausgetauscht. Ab Aufbau A2 wird als LMWÜ ein Wärmeübertrager der Firma AlfaLaval des Typs AlfaNova HP27-94H mit 15 Durchgängen je Fluid verwendet. Die Neuauslegung des Wärmeübertragers und die erreichte Effizienzsteigerung sind in einem ähnlichen Aufbau vorab untersucht und veröffentlicht worden (Mirl et al., 2020b). Darin wird unter anderem der Druckverlust der Durchströmung der reichen Lösung gemessen und mit $\Delta p_{TL,LMWÜ} \approx 630$ mbar angegeben. Die Verbesserung der Wärmerückgewinnung im LMWÜ wird nachfolgend aufgezeigt.

Zur Beurteilung des LMWÜ ist in Abbildung 6-6 der übertragene Wärmestrom in den Aufbauten A1 und A2 in den verschiedenen Betriebspunkten gegenübergestellt. Die übertragene Wärmeleistung des neuen LMWÜ ist um $1,6 \text{ kW} \leq \Delta \dot{Q}_{LMWÜ} \leq 10,2 \text{ kW}$ größer.

Die maximale Wärmeleistung liegt in Messung A2_2_0,9 vor. In dieser Messung ist die Füllmenge der armen Lösung in der Wärmepumpe jedoch, wie in Kapitel 6.1.2 erläutert, zu gering. Hierdurch kommt es zur Absorption des im Desorber ausgetriebenen Kältemitteldampfes in der armen Lösung. Dieser Vorgang erhöht den äquivalenten Wärmekapazitätsstrom der armen Lösung von $\dot{W}_{al,A1} \approx 0,24 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ in Aufbau A1 auf $\dot{W}_{al,A2} \approx 0,33 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$, wodurch ein insgesamt deutlich höherer Wärmestrom $\dot{Q}_{LMWÜ}$ übertragen werden kann. Dies ist ebenfalls in Messung A2_4_0,9 in geringerem Ausmaß erkennbar.

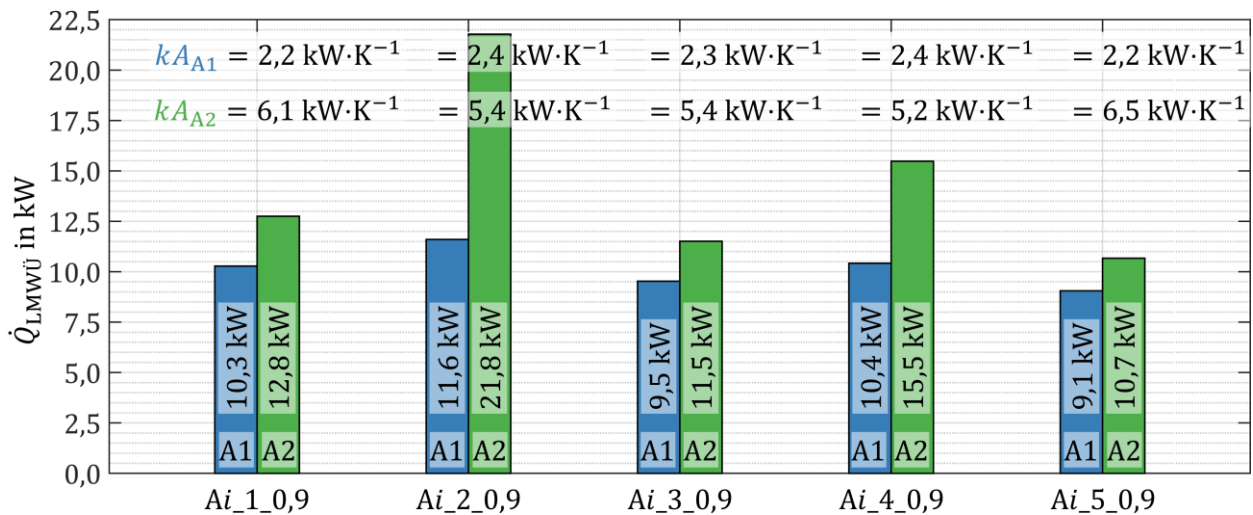


Abbildung 6-6 Übertragener Wärmestrom im Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) im Vergleich zwischen den Aufbauten A1 und A2 für die verschiedenen Betriebspunkte.

Die Leistungssteigerung in den weiteren Betriebspunkten kann auf zwei Effekte zurückgeführt werden. Einerseits ist die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung in Aufbau A2 mit $0,1 \text{ K} \leq \Delta\vartheta_{\text{Pinch}} \leq 0,5 \text{ K}$ gegenüber Aufbau A1 deutlich verringert. Andererseits ist die Temperatur der aus dem Desorber austretenden armen Lösung in Aufbau A2 um $5,6 \text{ K} \leq \Delta\vartheta_{\text{al,Des,aus}} \leq 14,9 \text{ K}$ höher als in Aufbau A1. Der durch den LMWÜ maximal übertragbare Wärmestrom $\dot{Q}_{LMW\ddot{U}}$ ist somit in Aufbau A2 höher als in Aufbau A1. Aus diesem Grund ist in Abbildung 6-6 zur Bewertung des LMWÜ ebenfalls die aus dem Wärmestrom $\dot{Q}_{LMW\ddot{U}}$ und der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m berechnete Wärmeübertragungsfähigkeit kA angegeben. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m wird dabei nach dem in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Verfahren über den berechneten Temperaturverlauf ermittelt. In Aufbau A2 ist die Wärmeübertragungsfähigkeit kA in jedem Betriebspunkt mehr als doppelt so hoch.

Mit dem optimierten LMWÜ ist die interne Wärmerückgewinnung der Absorptionswärmepumpe nahezu ideal, also mit einer sehr niedrigen minimalen Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$ ausgeführt. Der Druckverlust des LMWÜ innerhalb der reichen Lösung Δp_{rL} beträgt ca. 5% der gesamten Druckerhöhung der Lösungsmittelpumpe. Die elektrische Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe $P_{\text{el,LMP}}$ steigt proportional zur Druckdifferenz der Pumpe an. Bei einer gesamten elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe von ca. $P_{\text{el,LMP}} \approx 280 \text{ W}$ (Zetsche, 2012) beträgt die durch den höheren Druckverlust im LMWÜ $\Delta p_{rL,LMW\ddot{U}}$ verursachte höhere elektrische Leistungsaufnahme ca. $\Delta P_{\text{el,LMP}} \approx 15 \text{ W}$. Im Vergleich zu der um mindestens $\Delta\dot{Q}_{LMW\ddot{U}} \geq 2 \text{ kW}$ höheren Wärmeleistung des LMWÜ ist die höhere elektrische Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe $\Delta P_{\text{el,LMP}}$ akzeptabel. In Hinblick auf eine weitere Verbesserung des Desorbers ist zudem zu erwarten, dass die maximal übertragbare Leistung im LMWÜ weiter ansteigt. In allen weiteren Untersuchungen wird der optimierte LMWÜ verwendet.

6.2. Zwangsdurchströmter Desorber (A3)

Im zweiten Optimierungsschritt der Absorptionswärmepumpe wird nicht nur der verwendete Plattenwärmeübertrager geändert, sondern auch die Durchströmung des Desorbers grundlegend verändert. Der schematische Aufbau der Absorptionswärmepumpe ist in Abbildung 6-7 gezeigt.

Der Hauptunterschied in der Desorber-Einheit besteht darin, dass der Plattendesorber in Aufbau A3 direkt an den Dephlegmator auf der Seite der reichen Lösung angeschlossen wird und kein Desorber-Vorlagebehälter mehr verwendet wird. Der Vorlagebehälter hatte in den vorherigen Aufbauten gemeinsam mit dem Desorber-Abscheider die Aufgabe, eine geodätische Druckdifferenz zur Förderung der reichen Lösung durch den Desorber zu erzeugen. Die Durchströmung der reichen Lösung durch den Plattenwärmeübertrager wird in Aufbau A3 durch die Förderung der Lösungsmittelpumpe erzwungen. Allerdings wird auch der in der Vorwärmung der reichen Lösung desorbierte Kältemitteldampf nicht in den Kältemittelkreislauf abgeführt. Der Desorber wird daher mit dem kompletten Massenstrom der reichen Lösung durchströmt.

Durch die erzwungene Durchströmung verursacht ein höherer Druckverlust im Desorber keinen höheren Füllstand im Desorber-Vorlagebehälter. Hierdurch ist es möglich, einen Plattenwärmeübertrager mit mehreren Durchgängen zu verwenden. Ein mehrgängiger Plattenwärmeübertrager

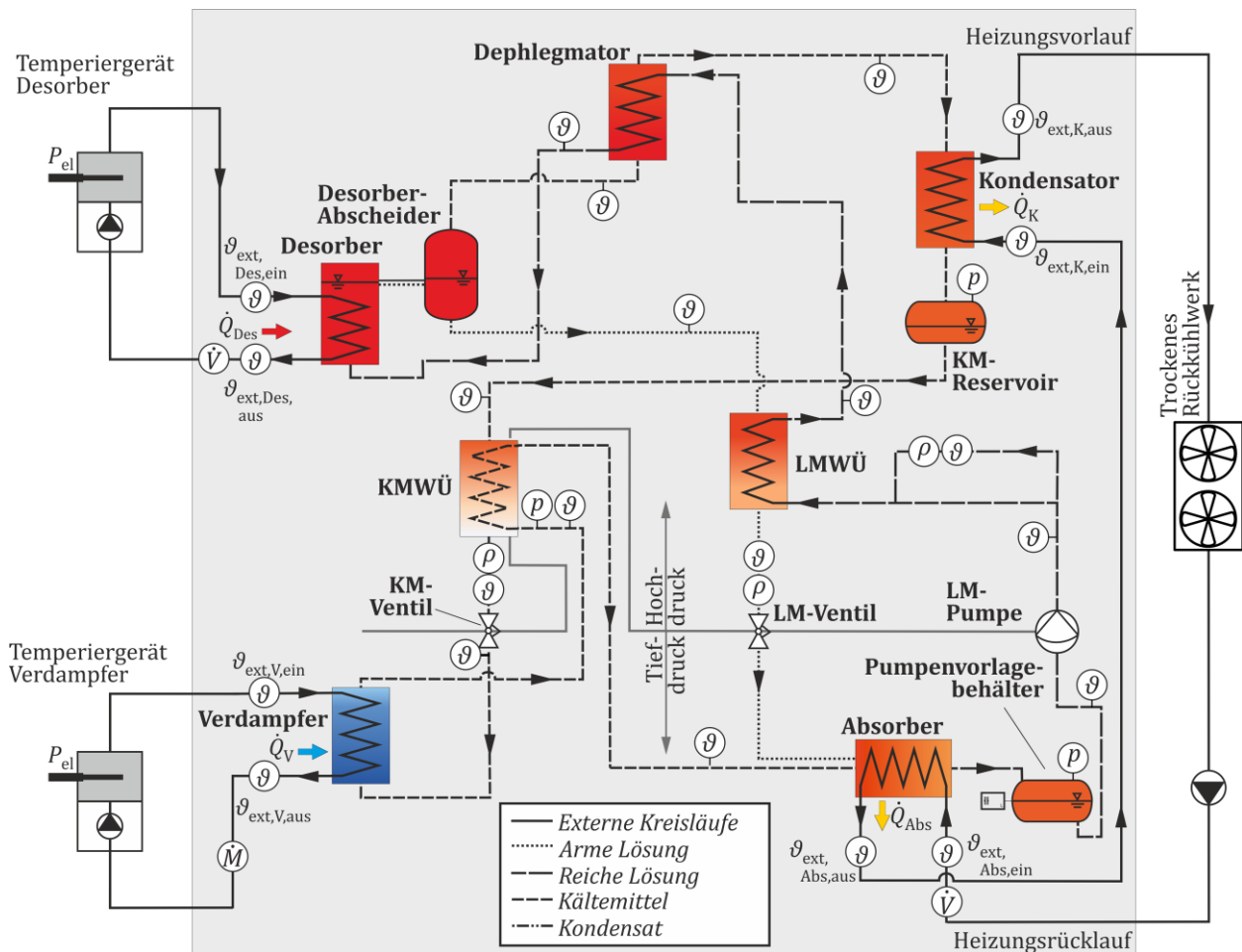


Abbildung 6-7 Schematischer Aufbau und Positionen der Messtechnik der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A3.

hat je Durchgang typischerweise einen kleineren Strömungsquerschnitt, weshalb die Strömungsgeschwindigkeit bei gleichem Volumenstrom höher ist. Aufgrund der Durchmischung und Umlenkung der Strömung nach jedem Durchgang wird der Einfluss auf die Wärmeübertragung durch eine ungleiche Strömungsverteilung in die Plattenspalte minimiert.

Weder in den bisherigen Aufbauten am Institut noch in der Arbeit zur ungleichmäßigen Strömungsverteilung auf die Plattenspalte von (Tuo und Hrnjak, 2013) wird ein Plattenwärmeübertrager mit mehreren Durchgängen untersucht. Eine spezielle Auslegung des Plattenwärmeübertragers anhand anderer Arbeiten zur Erprobung des neuartigen Desorber-Konzeptes ist daher nicht möglich. In Aufbau A3 wird ein Plattenwärmeübertrager des Typs AlfaNova 27HP-80H mit fünf Durchgängen als Desorber verwendet.

Auch die Dimensionierung der Behälter wird in diesem Aufbau angepasst. Der Desorber-Abscheider und das Kältemittel-Reservoir werden, verglichen mit den Aufbauten A1 oder A2, größer ausgeführt. Der Desorber-Abscheider hat ab Aufbau A3 ein Volumen von ca. 6 l und das Volumen des Kältemittel-Reservoirs wird auf 3,6 l verdoppelt. Um eine gute Stoffübertragung im Desorber-Abscheider zu gewährleisten, wird dieser zu ca. 1/3 mit Raschig-Ringen befüllt. Da es sich hierbei um einen Behälter ohne weitere Einbauten handelt, können diese im Rahmen eines Umbaus über die vorhandenen Anschlussstutzen hinzugefügt oder auch wieder entfernt werden.

6.2.1. Beurteilung des zwangsdurchströmten Desorbers

Die Potenziale der Ammoniakmassenanteile der armen und reichen Lösung in Aufbau A3 sind in Abbildung 6-8 dargestellt. Die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ ist in allen Betriebspunkten in Aufbau A3 höher als in Aufbau A2. Die höchste Entgasungsbreite wird in Messung A3_2_0,9 mit $\Delta\xi_E = 0,102$ erreicht, die niedrigste Entgasungsbreite liegt mit $\Delta\xi_E = 0,066$ in Messung A3_5_0,9 vor. Verglichen mit den Aufbauten A1 und A2 ist in allen Betriebspunkten auch der Ammoniakmassenanteil der idealen armen Lösung $\xi_{al}^{X=0,\vartheta^{id},p_h}$ in Aufbau A3 höher. Eine Ursache dafür ist der veränderte Hochdruck der Absorptionwärmepumpe. Mit steigendem Hochdruck sinkt der erreichbare Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{al}^{X=0,\vartheta^{id},p_h}$ ab. Die am Kondensator abzuführende Wärmeleistung \dot{Q}_K steigt zwischen den Aufbauten A1 bis A3 an. Gleichzeitig ist der Volumenstrom des externen Kreislaufs im Absorber und Kondensator in den Betriebspunkten 2, 4 und 5 in allen Messungen konstant und für den Versuchsstand maximal. Die Austrittstemperatur des externen Fluids am Kondensator $\vartheta_{ext,K,aus}$ steigt somit an. Daraus resultierend steigen die Temperatur des Kältemittels sowie der Kondensationsdruck an.

Eine weitere Ursache für die Veränderung des Ammoniakmassenanteils der idealen armen Lösung $\xi_{al}^{X=0,\vartheta^{id},p}$ liegt in der Bestimmung der Austrittstemperatur der armen Lösung bei idealer Wärmeübertragung $\vartheta_{al,Des,aus}^{id}$. Diese berechnete Austrittstemperatur liegt bei Aufbau A3 niedriger als in den Aufbauten A1 und A2, wie auch in Abbildung 6-9 im Vergleich zu Abbildung 5-5 und Abbildung 6-4 anhand des Temperaturverlaufs erkennbar ist. Der Temperaturunterschied zwischen den Aufbauten

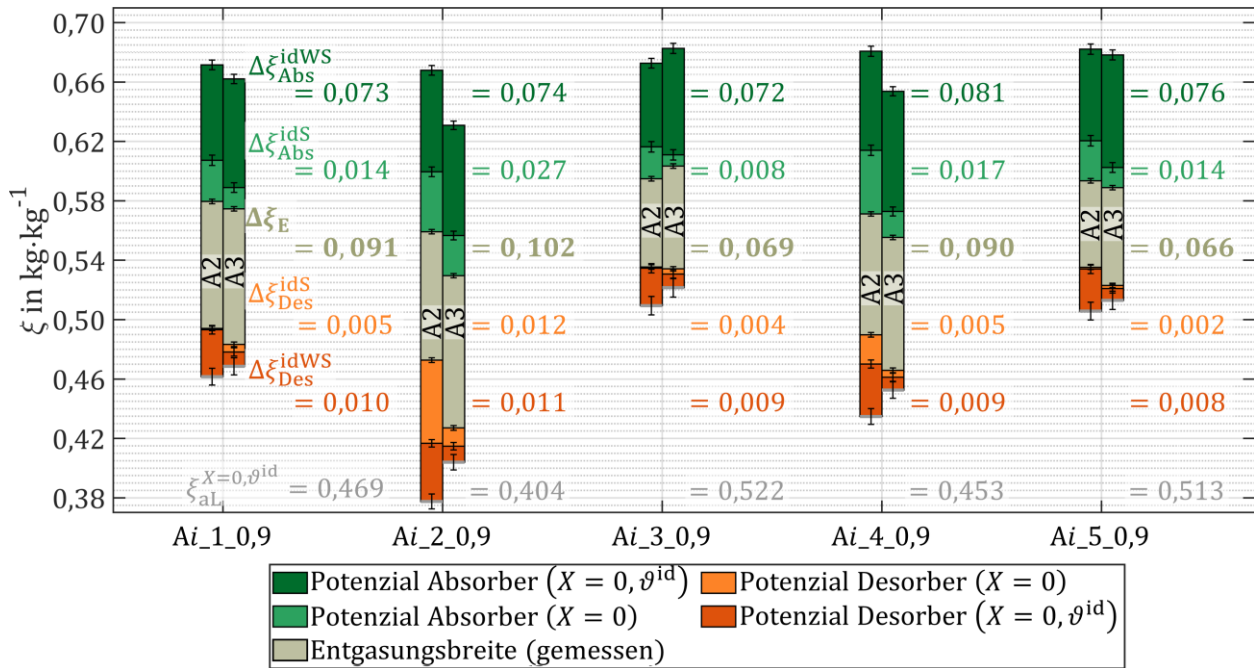


Abbildung 6-8 Analyse der Ammoniakmassenanteile der reichen und armen Lösung in Aufbau A3 der Absorptionswärmepumpe bei $\dot{W}_{\text{ext,Des}} = 0,9 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ und einer Drehzahl der Membranpumpe von $915 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,9 \text{ kg}$.

lässt sich anhand des veränderten Desorber-Konzeptes sowie der veränderten Strömungsführung im Dephlegmator erklären.

In den Aufbauten A1 und A2 ist der Massenstrom der reichen Lösung durch den vorab ausgetriebenen und im Desorber-Vorlagebehälter abgeschiedenen Kältemitteldampf veränderlich. Mit sinkendem Massenstrom der reichen Lösung $\dot{M}_{\text{rL,Des}}$ sinkt auch der äquivalente Wärmekapazitätsstrom der reichen Lösung im Desorber $\dot{W}_{\text{rL,Des}}$. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung liegt in allen Messungen am Eintritt der reichen Lösung in den Desorber vor. Dadurch ist mit verringertem Wärmekapazitätsstrom der reichen Lösung $\dot{W}_{\text{rL,Des}}$ eine höhere ideale Austrittstemperatur $\vartheta_{\text{al,Des,aus}}^{\text{id}}$ und damit ein niedrigerer idealer Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{\text{al}}^{X=0, \vartheta^{\text{id}}}$ möglich.

In Aufbau A3 wird die in Abbildung 6-9 auf der linken Seite dargestellte Desorber-Einheit verwendet. Der vorab ausgetriebene Kältemitteldampf wird dabei nicht vor dem Plattendesorber abgeführt. Der Massenstrom der reichen Lösung \dot{M}_{rL} im Desorber ist daher in diesem Aufbau höher und stimmt mit dem durch die Lösungsmittelpumpe geförderten Massenstrom überein.

In Abbildung 6-9 ist der Temperaturverlauf im Desorber in der Messung A3_2_0,9 gezeigt, die ebenfalls für die Auswertung in Abbildung 6-8 verwendet wird. Die reiche Lösung wird im Desorber um $\Delta \vartheta_{\text{rL}} = 16,0 \text{ K}$ von $\vartheta_{\text{rL,Des,ein}} = 87,8 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $\vartheta_{\text{rL,Des,aus}} = 103,8 \text{ }^\circ\text{C}$ erhitzt. Durch den gegenüber Aufbau A2 um $\Delta \dot{W}_{\text{rL,Des}} \approx 0,14 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ höheren äquivalenten Wärmekapazitätsstrom der reichen Lösung steigt die Temperaturdifferenz während der Wärmeübertragung stärker an. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung liegt am Eintritt der reichen Lösung vor und beträgt $\Delta \vartheta_{\text{Pinch}} = 2,2 \text{ K}$. Bis zum Austritt der Lösung steigt die Temperaturdifferenz zum externen Fluid

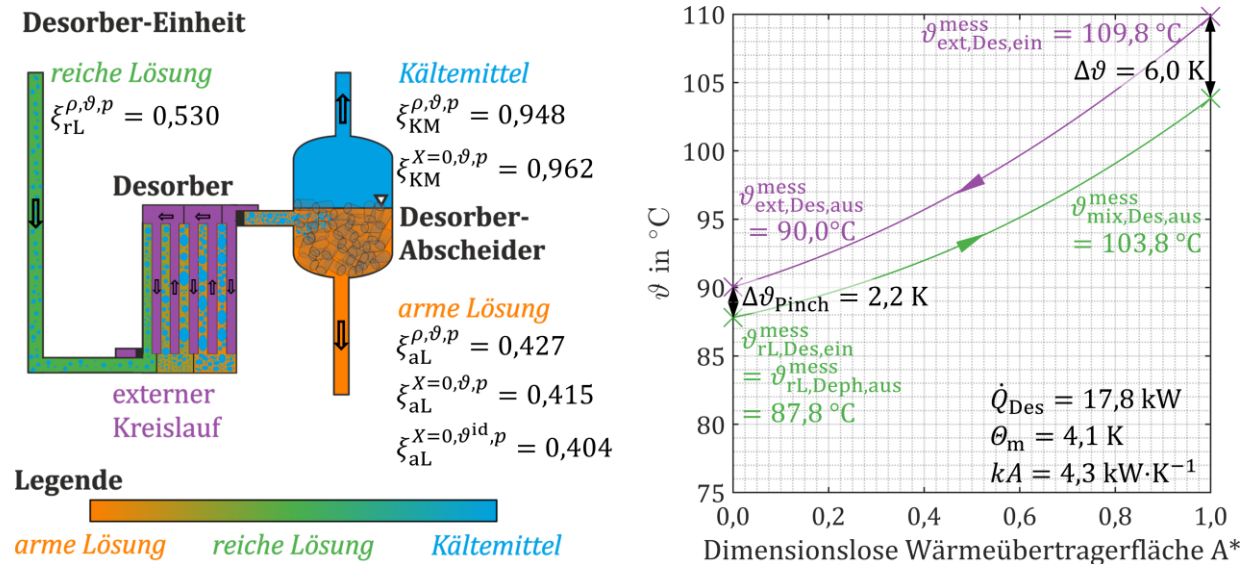


Abbildung 6-9 Schematische Darstellung der Desorber-Einheit in Aufbau A3 (links) und berechneter Temperaturverlauf im Inneren des Desorbers in Messung A3_2_0,9 (rechts), bei einer Drehzahl der Lösungsmittelpumpe von 50 Hz bzw. 915 U·min⁻¹.

kontinuierlich bis auf den Wert $\Delta\vartheta = 6,0\text{ K}$ an. Im Vergleich dazu steigt in Aufbau A2 die Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta_{Pinch} = 8,2\text{ K}$ auf $\Delta\vartheta = 9,4\text{ K}$ an. Hierdurch ist die berechnete ideale Austrittstemperatur in Aufbau A3 niedriger als in Aufbau A2. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung beträgt in Aufbau A3 $\theta_m = 4,1\text{ K}$ und ist damit mehr als halbiert.

Da die von der Lösungsmittelpumpe geförderte reiche Lösung den Desorber direkt durchströmt, kann der Massenstrom der reichen Lösung \dot{M}_{rL} als zusätzliche Größe zur Regelung des zugeführten Wärmestroms \dot{Q}_{Des} verwendet werden. Dies zeigt der Vergleich der berechneten Temperaturverläufe im Desorber in Abbildung 6-9 und Abbildung 6-10 bei unterschiedlicher Drehzahl der Lösungsmittelpumpe. Die externe Eintrittstemperatur in den Desorber $\vartheta_{ext, Des, ein}$ sowie der Wärmekapazitätsstrom des externen Fluids $\dot{W}_{ext, Des}$ sind in beiden Messungen gleich.

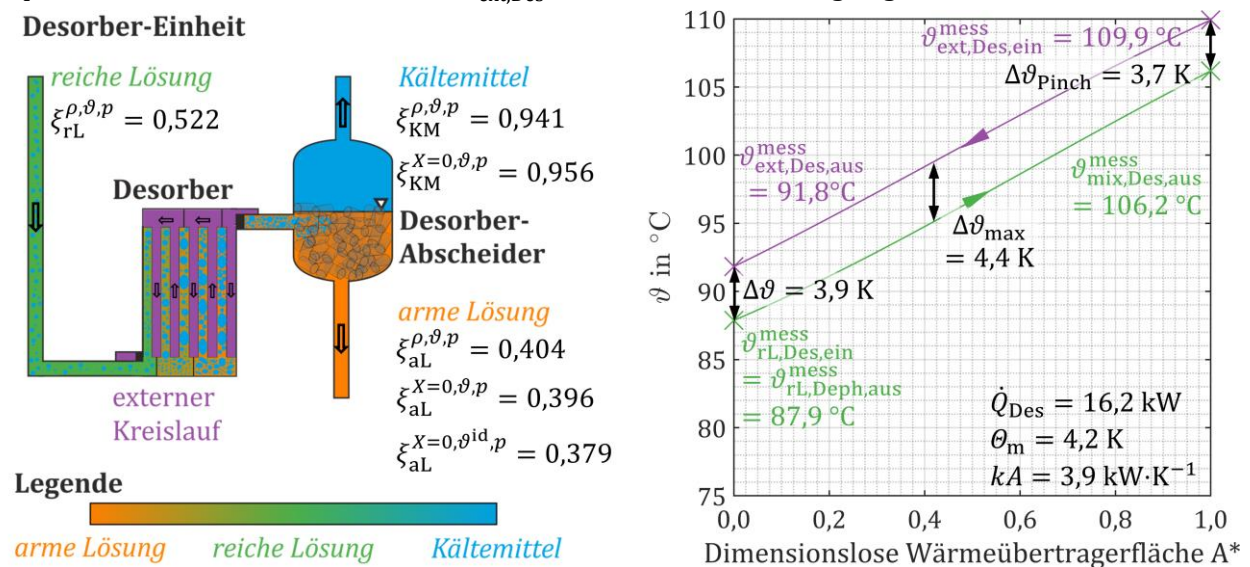


Abbildung 6-10 Schematische Darstellung der Desorber-Einheit in Aufbau A3 (links) und berechneter Temperaturverlauf im Inneren des Desorbers in Messung A3_2_0,9 (rechts) bei verringerter Drehzahl der Lösungsmittelpumpe 40 Hz, bzw. 732 U·min⁻¹.

In Abbildung 6-10 ist der Temperaturverlauf bei reduzierter Pumpendrehzahl von ca. $732 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ dargestellt. Die verwendete Lösungsmittelpumpe weist ein nahezu lineares Förderverhalten zwischen Pumpendrehzahl und gefördertem Volumenstrom auf (Verder Deutschland GmbH, 2016). Bei reduzierter Pumpendrehzahl wird daher der geförderte Volumenstrom bzw. Massenstrom der reichen Lösung durch den Desorber $\dot{M}_{rL,Des}$ prozentual annähernd im gleichen Maße reduziert.

Der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Des} ist um 1,6 kW geringer als bei maximaler Pumpendrehzahl, weshalb die Austrittstemperatur des externen Fluids $\vartheta_{ext,Des,aus}$ um 1,8 K höher ist. In dieser Messung liegt die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung am Austritt der reichen Lösung aus dem Desorber bei $A^* = 1$ vor. Sie beträgt $\Delta\vartheta_{pinch} = 3,7 \text{ K}$. Bis etwa zur Mitte des Wärmeübertragers nimmt die Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden auf $\Delta\vartheta_{max} = 4,4 \text{ K}$ zu. Von diesem Punkt bis zur Stelle $A^* = 0$ nimmt die Temperaturdifferenz anschließend bis auf $\Delta\vartheta = 3,9 \text{ K}$ wieder ab. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung ist mit $\theta_m = 4,2 \text{ K}$ nur geringfügig höher.

Die Austrittstemperatur der reichen Lösung $\vartheta_{rL,Des,aus} = 106,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ist bei verringerter Pumpendrehzahl von ca. $732 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ höher als bei maximaler Pumpendrehzahl. Der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} sinkt durch die höhere Austrittstemperatur des zweiphasigen Gemischs $\vartheta_{mix,Des,aus}$ um $\Delta\xi_{aL} = 0,023$. Hieraus resultiert der Anstieg der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ um 0,015. Wie auch in Kapitel 6.1.2 ist der Absorber baulich unverändert. Die Erhöhung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ durch die Desorber-Optimierung ist im Gesamtprozess durch die Absorption des Kältemittels in der armen Lösung innerhalb des Absorbers nicht vollständig nutzbar.

Durch den geringeren geförderten Massenstrom der reichen Lösung \dot{M}_{rL} ist allerdings der Massenstrom des Kältemittels \dot{M}_{KM} um 8 % verringert. Zusätzlich ist der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} durch die höhere Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Desorber um $\Delta\xi_{KM} = 0,007$ geringer. Die am Verdampfer aufgenommene Kälteleistung sinkt dadurch um 10 % auf $\dot{Q}_V = 11,2 \text{ kW}$ ab. Es sinken somit sowohl der zugeführte Wärmestrom am Desorber als auch der Wärmestrom am Verdampfer. Das Wärmeverhältnis ist mit $\zeta_{AKM} + 1 = 1,69$ bei verringerter Pumpendrehzahl im Vergleich zu dem Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1 = 1,70$ bei maximaler Pumpendrehzahl daher nahezu unverändert.

Die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe kann somit als zusätzlicher Parameter zur Maximierung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ verwendet werden. In Aufbau A3 limitiert der Absorber den erreichbaren Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL} und damit den Kältemittelmassenstrom \dot{M}_{KM} bei verringerter Pumpendrehzahl. Ein gleichbleibender bzw. höherer im Verdampfer zugeführter Wärmestrom \dot{Q}_V kann dadurch aktuell nicht erreicht werden. Mit einem optimierten Absorber ist eine detailliertere Messreihe zur Erhöhung des Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ durch eine Reduktion der Pumpendrehzahl sinnvoll.

6.2.2. Beurteilung des Prozesses und der Kältemittelreinheit

Zur Beurteilung des gesamten Absorptionswärmepumpen-Prozesses sind in Tabelle 6-3 die Änderungen des Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ sowie die im Desorber und Verdampfer zugeführten

6 Optimierung der Desorber-Einheit

Betriebspunkt	Größe	A1	A2	A3
Ai_1_0,9	\dot{Q}_{Des}	12,6 kW	14,3 kW	15,6 kW
	\dot{Q}_V	9,1 kW	1,2 kW	11,9 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,72	1,79	1,76
Ai_2_0,9	\dot{Q}_{Des}	15,2 kW	15,0 kW	17,8 kW
	\dot{Q}_V	10,6 kW	11,2 kW	12,4 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,70	1,75	1,70
Ai_3_0,9	\dot{Q}_{Des}	9,9 kW	10,5 kW	12,3 kW
	\dot{Q}_V	7,1 kW	8,3 kW	9,9 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,72	1,79	1,81
Ai_4_0,9	\dot{Q}_{Des}	12,7 kW	14,0 kW	15,7 kW
	\dot{Q}_V	9,4 kW	10,8 kW	11,8 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,74	1,77	1,75
Ai_5_0,9	\dot{Q}_{Des}	9,3 kW	10,8 kW	11,5 kW
	\dot{Q}_V	6,8 kW	8,7 kW	9,3 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,73	1,81	1,81

Tabelle 6-3 Vergleich der im Desorber und im Verdampfer zugeführten Wärmeströme \dot{Q}_{Des} und \dot{Q}_V sowie des erreichten Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ in den Aufbauten A1 bis A3.

Wärmeströme \dot{Q}_{Des} und \dot{Q}_V in den Aufbauten A1 bis A3 aufgelistet. Die beiden zugeführten Wärmeströme steigen sowohl im Vergleich der Aufbauten A1 mit A2 als auch im Vergleich von A2 mit A3 an. Das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$, als Maß für die Effizienz der Wärmepumpe, sinkt hingegen von Aufbau A2 zu A3 in den Betriebspunkten 1, 2 und 4 geringfügig ab. Im Vergleich von Aufbau A1 mit A3 ist das Wärmeverhältnis in Aufbau A3 stets höher oder mindestens gleichbleibend. Ein Vergleich der Messung A1_4_0,9 mit A3_5_0,9 zeigt den wohl größten Vorteil der bisherigen Optimierungen am deutlichsten. In diesen beiden Messungen wird annähernd der gleiche Wärmestrom am Verdampfer \dot{Q}_V zugeführt. In Betriebspunkt 5 ist die externe Eintrittstemperatur der Desorber-Beheizung $\vartheta_{ext,Des,ein}$ bei ansonsten gleichen Temperaturrandbedingungen der Wärmepumpe um 15 K geringer. Aufbau A3 ist somit für eine weitere Absenkung der Beheizungstemperatur, beispielsweise für die Verwendung in Wärmenetzen 4.0, besser geeignet.

Der erreichte Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} sowie die Potenziale bei idealer Stoffübertragung im Desorber $\Delta\xi_{KM,Des}^{idS}$ bzw. Dephlegmator $\Delta\xi_{KM,Deph}^{idS}$ sind in Abbildung 6-11 für die verschiedenen Betriebspunkte dargestellt. Für jeden Betriebspunkt sind darin zwei Balken eingezeichnet. Die Balken auf der linken Seite eines jeden Betriebspunktes stellen die Werte in Aufbau A2 dar, während die Balken auf der rechten Seite die Werte aus Aufbau A3 darstellen.

In Aufbau A3 ist gegenüber Aufbau A2 in den Betriebspunkten 1, 2 und 4 das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ verringert. Als Ursache für das Absinken des Wärmeverhältnisses zwischen den Aufbauten A2 und A3 kann der gesunkene Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} identifiziert werden. In diesen drei Betriebspunkten ist der erreichte Ammoniakmassenanteil des Kältemittels mit $0,948 \leq \xi_{KM,A3} \leq 0,966$ im Vergleich zu Aufbau A2 mit $0,970 \leq \xi_{KM,A2} \leq 0,976$ deutlich geringer. In

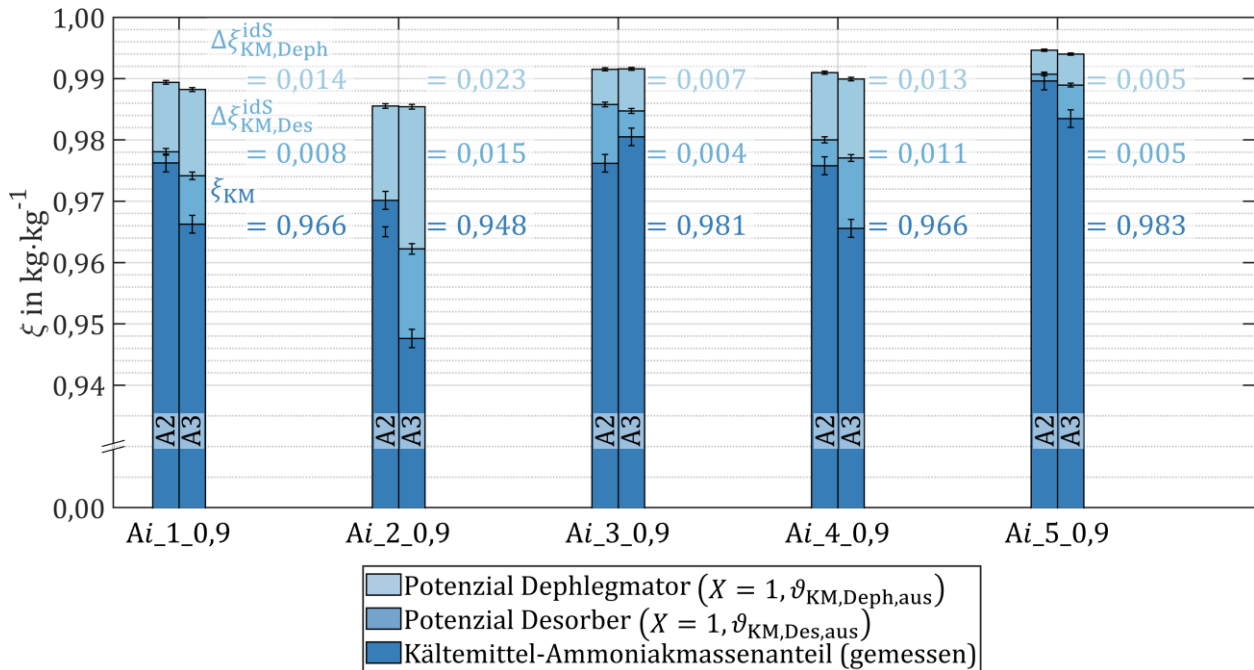


Abbildung 6-11 Ammoniakmassenanteile des Kältemittels in den verschiedenen Betriebspunkten in Aufbau A3. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,9$ kg.

den Betriebspunkten 3 und 5, in denen das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ gestiegen oder gleichbleibend ist, ist der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} ebenfalls annähernd konstant.

Aus Abbildung 6-11 kann durch die gezeigten Potenziale der idealen Stoffübertragung im Desorber $\Delta \xi_{KM,Des}^{idS}$ und Dephlegmator $\Delta \xi_{KM,Deph}^{idS}$ entnommen werden, dass bei einer idealen Abscheidung des im Dephlegmator anfallenden Kondensats ein Ammoniakmassenanteil von $\xi_{KM}^{X=1, \vartheta_{KM,Deph,aus}} \geq 0,985$ in jedem Betriebspunkt erreichbar ist. Aus diesem Grund wird nachfolgend der Einsatz eines Kondensat-Abscheiders nach dem Dephlegmator mit dem Ziel der Steigerung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel ξ_{KM} erprobt.

6.3. Erhöhung der Kältemittelreinheit (A4)

Die Erhöhung der Kältemittelreinheit erfolgt in der Absorptionswärmepumpe ausschließlich im Dephlegmator. Die Kühlung des Dephlegmators sowie die Abscheidung des darin anfallenden Kondensats wird in Aufbau A4 gegenüber den vorherigen Varianten verändert. Der schematische Aufbau der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A4 ist in Abbildung 6-12 dargestellt.

Im Dephlegmator wird Wärme vom Kältemitteldampf nach dem Desorber an einen Teil der reichen Lösung übertragen. Durch die Wärmeabfuhr aus dem Kältemittel im Dephlegmator \dot{Q}_{Deph} kondensiert ein Teil des Kältemittels. Dieses Kondensat hat dabei einen Ammoniakmassenanteil, der in etwa dem Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL} entspricht. Durch die Trennung des Kondensats aus dem Kältemitteldampf wird der Ammoniakmassenanteil des in den Kondensator strömenden Kältemittels erhöht.

Nach dem in (Müller und Spindler, 2013) veröffentlichten Konzept soll das anfallende Kondensat über die stetig fallende Dampfleitung zwischen Vorlagebehälter und Dephlegmator zurück in den

Vorlagebehälter fließen. In (Weinert, 2019) wird dem widersprechend aufgezeigt, dass im Dephlegmator die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes im Plattenspalt so hoch ist, dass auskondensierte Tropfen nicht zuverlässig abgeschieden werden können. Das Kondensat muss somit in einem separaten Kondensat-Abscheider vom Kältemitteldampf getrennt werden.

In Aufbau A4 ist daher zwischen Dephlegmator und Kondensator ein kleiner, mit einem Drahtgeflecht gefüllter, Behälter als Kondensat-Abscheider verbaut. Die Abscheidung des Kondensats kann durch das Ventil (I) zu- bzw. abgeschaltet werden. Bei geöffnetem Ventil (I) ist der Kondensat-Abscheider aktiv. Dabei wird das abgeschiedene Kondensat über eine separate Leitung in den Pumpenvorlagebehälter geleitet und dort mit der reichen Lösung im Behälter vermischt. Ist das Ventil (I) geschlossen wird im quasistationären Betrieb das gesamte zweiphasige Gemisch in den Kondensator geleitet. Der Kondensat-Abscheider ist somit inaktiv und kann für eine gezielte Beeinflussung des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels ξ_{KM} verwendet werden. Aufgrund des in Kapitel 2.4 angesprochenen Zusammenhangs zwischen dem Hochdruck p_h und dem Ammoniakmassenanteils des Kältemittels ξ_{KM} kann auch eine gezielte Beeinflussung des Hochdrucks p_h erfolgen, was in (Mirl et al., 2020b) diskutiert wird.

Um die Austrittstemperatur des Kältemitteldampfes aus dem Dephlegmator zu verringern und dadurch die erreichbare Kältemittelreinheit zu erhöhen, wird die reiche Lösung nach der

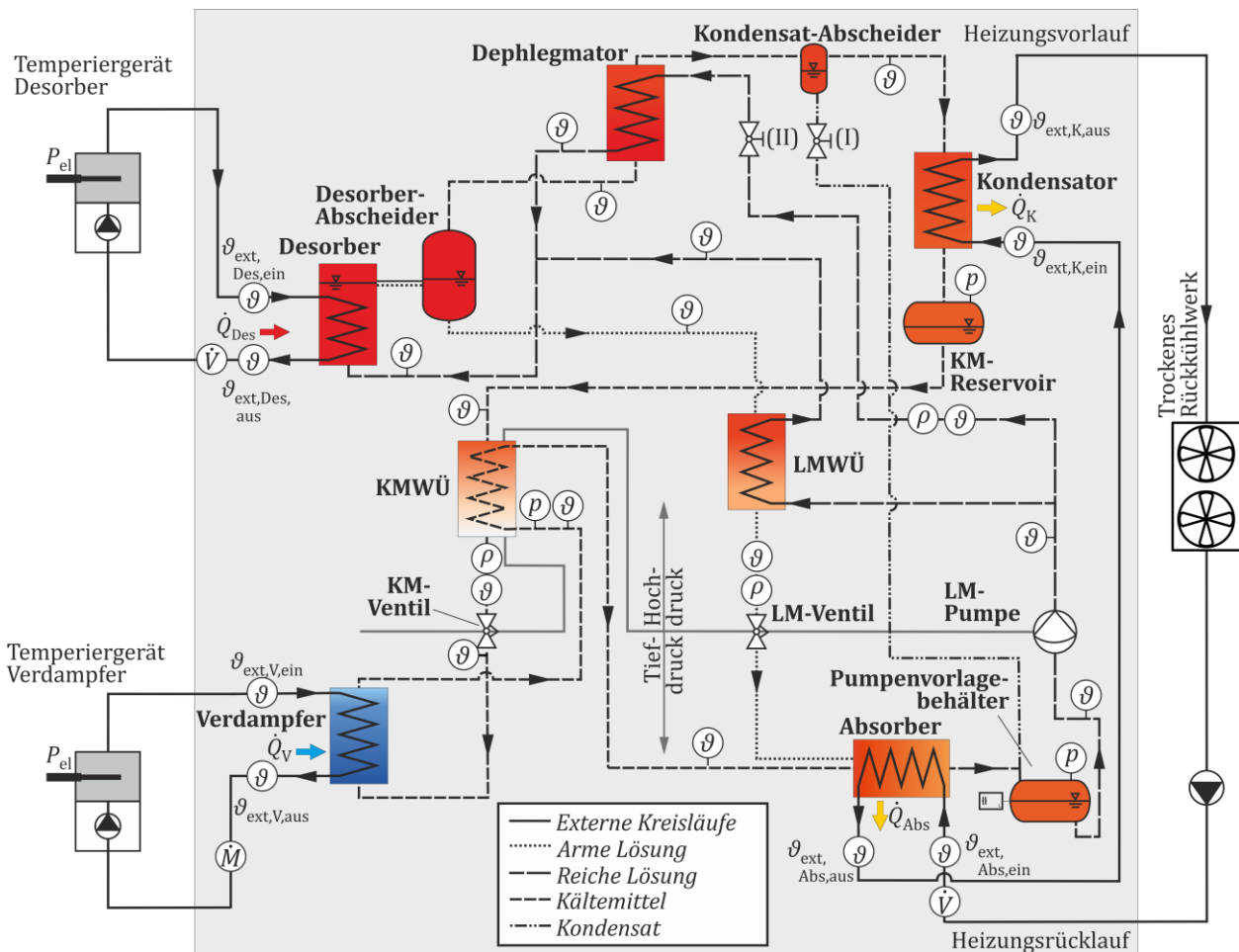


Abbildung 6-12 Schematischer Aufbau und Positionen der Messtechnik der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A4.

Lösungsmittelpumpe in zwei Ströme aufgeteilt. Ein Teil der reichen Lösung wird im LMWÜ durch die arme Lösung vorgewärmt, während der zweite Teil für die Kühlung des Dephlegmators verwendet wird. Die Aufteilung dieser beiden Ströme kann durch das Nadelventil (II) reguliert werden. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird die Ventilstellung einmalig eingestellt und anschließend beibehalten.

Für diesen Aufbau werden zudem die Raschig-Ringe aus dem Desorber-Abscheider entfernt. Durch einen direkten Vergleich mit Aufbau A3 soll der Einfluss der höheren Stoffübertragungsfläche durch die Raschig-Ringe auf die Desorption in der Absorptionswärmepumpe beurteilt werden.

6.3.1. Funktionsnachweis und erreichte Kältemittelreinheit

Nachfolgend wird der Funktionsnachweis des Kondensat-Abscheiders beim Wechsel zwischen aktivem und inaktivem Kondensat-Abscheider in Abbildung 6-13 diskutiert. Hierzu ist der zeitliche Verlauf des Hochdrucks p_h und der Dichte des flüssigen Kältemittels ρ_{KM} bei Variation der Stellung des Ventils (I) am Kondensat-Abscheider in Betriebspunkt 1 dargestellt. In den Abschnitten (i) und (iii) ist das Ventil (I) geschlossen und der Kondensat-Abscheider somit inaktiv. In den Abschnitten (ii) und (iv) ist das Ventil (I) geöffnet und das Kondensat wird in den Pumpenvorlagebehälter abgeleitet.

Ein höherer Ammoniakmassenanteil ξ_{KM} bewirkt, dass bei gleichbleibender Kondensations-temperatur der Hochdruck geringfügig ansteigt. Zudem sinkt die Dichte des Kältemittels mit steigendem Ammoniakmassenanteil bei gleichbleibender Temperatur und gleichem Druck ab. Diese beiden Effekte sind mit einer Verzögerung von ca. 240 s nach Umschalten der Ventilstellung in Abbildung 6-13 zu erkennen. Bei aktivem Kondensat-Abscheider zeigen die Messergebnisse einen geringfügig höheren Mittelwert des Hochdrucks \bar{p}_h . Die mittlere Dichte des Kältemittels $\bar{\rho}_{KM}$ ist um mindestens $5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ bei aktivem Kondensat-Abscheider geringer. Der aus der mittleren Dichte $\bar{\rho}_{KM}$

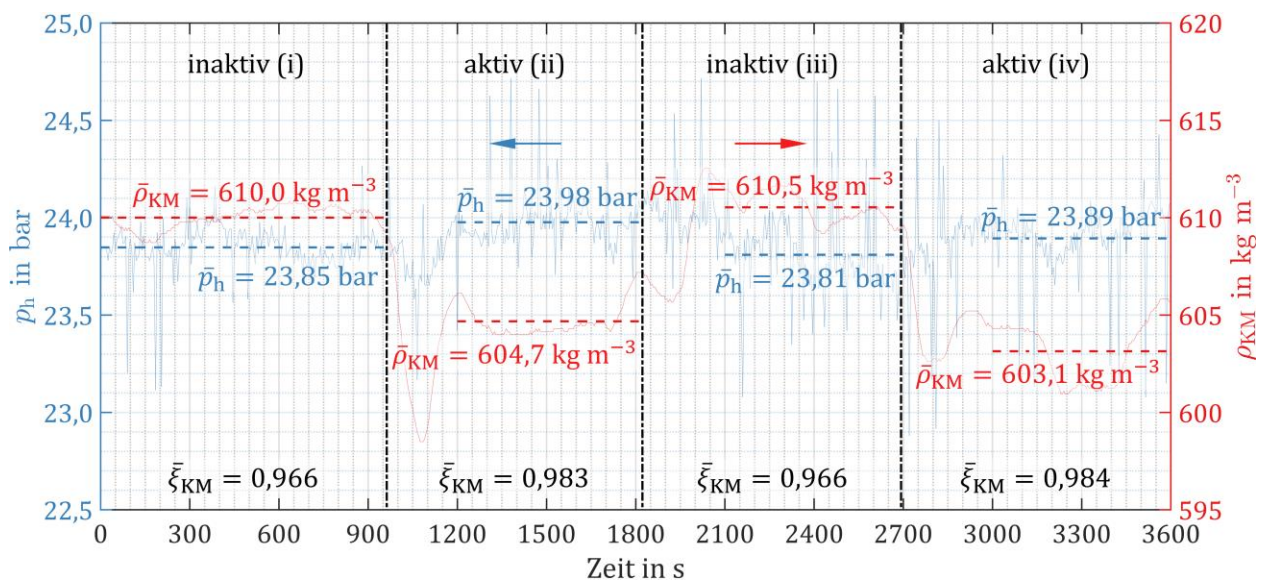


Abbildung 6-13 Zeitlicher Verlauf der Dichte des Kältemittels ρ_{KM} und des Hochdrucks p_h der Absorptionswärmepumpe zur gezielten Beeinflussung der Kältemittelreinheit durch den Kondensat-Abscheider in Betriebspunkt 1.

berechnete Ammoniakmassenanteil steigt bei aktivem Kondensat-Abscheider um $\Delta \bar{\xi}_{KM} = 0,017$ auf $\bar{\xi}_{KM} = 0,983$ an. Wie ebenfalls aus Abbildung 6-13 erkenntlich ist, kann die Steigerung der Kältemittelreinheit durch den Kondensat-Abscheider reproduziert werden.

Die Messungen belegen die bisherige Vermutung, dass das im Dephlegmator anfallende Kondensat nicht oder nur unzureichend entgegen der Kältemittelströmung in den Desorber-Abscheider abfließen kann. Darüber hinaus zeigen die Messungen, dass durch die Verwendung des Kondensat-Abscheiders der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels erhöht werden kann.

Eine Gegenüberstellung der erreichten Ammoniakmassenanteile des Kältemittels ξ_{KM} in den Aufbauten A3 und A4 ist in Abbildung 6-14 gezeigt. Bei allen Messungen in Aufbau A4 ist der Kondensat-Abscheider aktiv. Der erreichte Ammoniakmassenanteil des Kältemittels beträgt je nach Betriebspunkt $0,982 \leq \xi_{KM}^{\rho, \vartheta, p} \leq 0,999$ und ist somit stets höher als in den Messungen in Aufbau A3 bzw. ohne Kondensat-Abscheider. Da die Messung der Dichte für die Bestimmung des tatsächlich vorliegenden Ammoniakmassenanteils im Kältemittel $\xi_{KM}^{\rho, \vartheta, p}$ nach dem Dephlegmator erfolgt, kann das Potenzial der Stoffübertragung im Desorber $\Delta \xi_{KM, Des}^{ids}$ in Aufbau A4 nicht mehr sinnvoll bestimmt werden. Aus diesem Grund ist dieses Potenzial nicht in Abbildung 6-14 eingezeichnet.

Die Potenziale zur Steigerung des Ammoniakmassenanteils werden in Aufbau A4 nahezu vollständig genutzt. Der aus der gemessenen Dichte berechnete Ammoniakmassenanteil des Kältemittels $\xi_{KM}^{\rho, \vartheta, p}$ ist in Messung A4_3_0,9 höher als der Sättigungszustand des Kältemittels nach dem Dephlegmator $\xi_{KM}^{X=1, \vartheta_{KM, Deph, aus}, p}$. Die Intervalle der Messunsicherheit zeigen dabei keine Überschneidung. Wie in Kapitel 4.2.1 gezeigt, sind die Abweichungen der verfügbaren Zustandsgleichungen von Ammoniak/Wasser-Gemischen zu den experimentellen Daten bei der Bestimmung des Ammoniakmassenanteils des gesättigten Dampfes $\xi_{KM}^{X=1}$ relativ hoch. Diese Ungenauigkeit der Zustandsgleichung wird als wahrscheinlichste Ursache für diese Abweichung eingeschätzt.

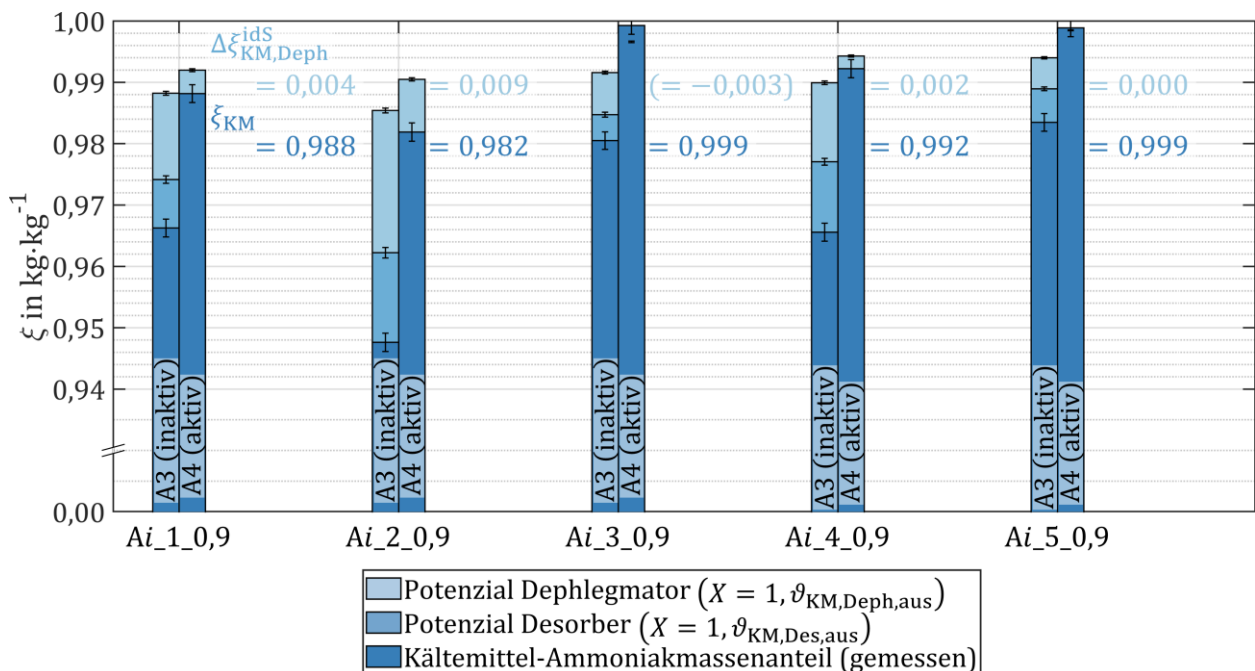


Abbildung 6-14 Ammoniakmassenanteile des Kältemittels in den verschiedenen Betriebspunkten im Vergleich der Aufbauten A3 (bei inaktivem) und A4 bei aktivem Kondensat-Abscheider.

In Aufbau A4 ist neben dem erreichten Ammoniakmassenanteil des Kältemittels $\xi_{KM}^{\rho,\vartheta,p}$ auch der erreichbare Ammoniakmassenanteil im Sättigungszustand nach dem Dephlegmator $\xi_{KM,Deph}^{idS}$ höher. Durch die Parallelschaltung von Dephlegmator und LMWÜ ist die Eintrittstemperatur der reichen Lösung in den Dephlegmator deutlich verringert. Durch die Wärmeübertragung vom Kältemitteldampf an die reiche Lösung sinkt damit auch die erreichbare Austrittstemperatur des Kältemittels ab. Bei verringerter Austrittstemperatur des Kältemitteldampfes aus dem Dephlegmator ist der Ammoniakmassenanteil der gesättigten Dampfphase höher. Die Erhöhung der bei Sättigung erreichbaren Kältemittelreinheit resultiert somit direkt aus der veränderten Strömungsführung der reichen Lösung.

6.3.2. Beurteilung der internen Wärmerückgewinnung

Neben der Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel ξ_{KM} dient der Dephlegmator zur Effizienzsteigerung der Absorptionswärmepumpe durch Maximierung der internen Wärmerückgewinnung. Hierfür sollte der Wärmestrom \dot{Q}_{Deph} , der der reichen Lösung zur Vorwärmung zugeführt wird, maximal sein. Unter diesem Aspekt sind die übertragenen Wärmeströme im LMWÜ und Dephlegmator als Vergleich zwischen den Aufbauten A3 und A4 in Abbildung 6-15 gegenübergestellt.

In der Berechnung der übertragenen Wärmeströme $\dot{Q}_{LMWÜ}$ und \dot{Q}_{Deph} wirken sich die Messunsicherheiten in der Berechnung der Größen über die reiche Lösung deutlich stärker aus als über die arme Lösung bzw. über das Kältemittel. Die niedrigste Unsicherheit im LMWÜ liegt bei der Leistungsberechnung über die arme Lösung vor. Für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms im Dephlegmator ist die Unsicherheit bei Verwendung der Messungen im Kältemittel am niedrigsten. Für die in Abbildung 6-15 dargestellten Leistungen werden daher für den LMWÜ jeweils die über die arme Lösung berechneten Werte und für den Dephlegmator die über das Kältemittel berechneten Werte verwendet. Zur besseren Vergleichbarkeit der gesamten internen Wärmerückgewinnung ist

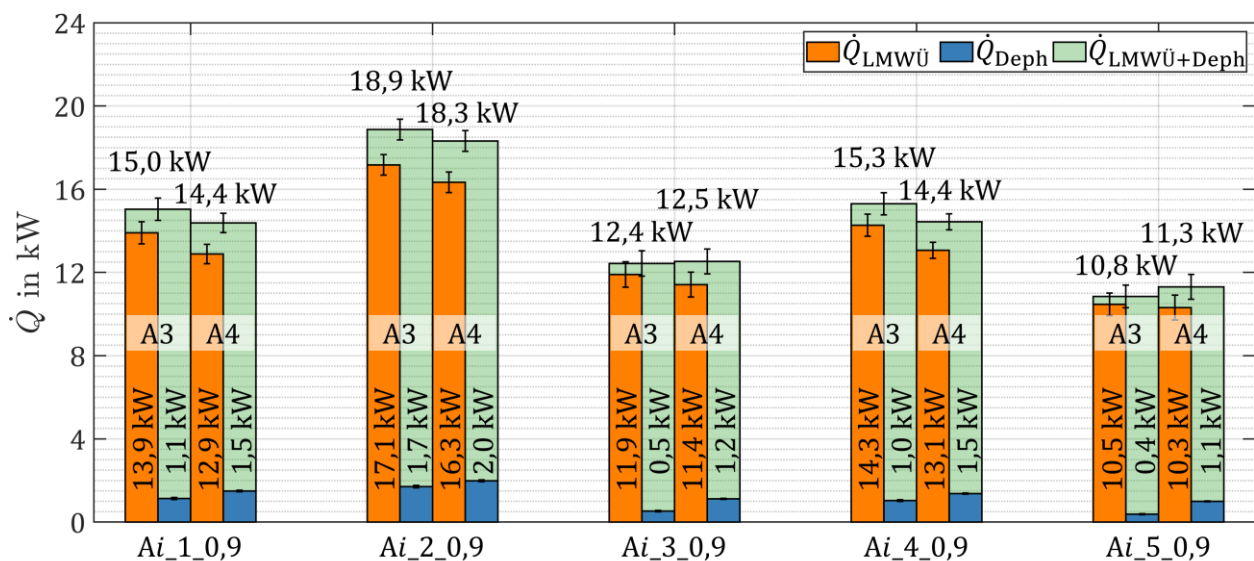


Abbildung 6-15 Vergleich der erreichten internen Wärmerückgewinnung im Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) und im Dephlegmator in Aufbau A3 und A4.

für jeden Messpunkt auch die Summe der beiden Wärmeströme $\dot{Q}_{LMW\ddot{U}+Deph}$ in Abbildung 6-15 angegeben.

Der im LMWÜ übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{LMW\ddot{U}}$ ist in jedem Betriebspunkt in Aufbau A4 bei sonst gleichen Betriebsbedingungen um $0,2 \text{ kW} \leq \Delta\dot{Q}_{LMW\ddot{U}} \leq 1,2 \text{ kW}$ niedriger als in Aufbau A3. Im Gegensatz dazu ist der im Dephlegmator übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Deph} in Aufbau A4 in jedem Betriebspunkt um bis zu 0,7 kW höher als in Aufbau A3. Die verringerte interne Wärmerückgewinnung im LMWÜ wird hierdurch in den Betriebspunkten 1, 2 und 4 jedoch nur teilweise kompensiert. In den Betriebspunkten 3 und 5 übersteigt die Erhöhung des im Dephlegmator übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{Deph} sogar die Verringerung des übertragenen Wärmestroms im LMWÜ $\dot{Q}_{LMW\ddot{U}}$.

Die Potenziale zur Steigerung der internen Wärmerückgewinnung im LMWÜ und Dephlegmator werden anhand der in Abbildung 6-16 dargestellten berechneten Temperaturverläufe in Betriebspunkt A4_2_0,9 diskutiert. Die Eintrittstemperatur der armen Lösung $\vartheta_{aL,LMW\ddot{U},ein} = 103,8 \text{ °C}$ sowie der Massenstrom der armen Lösung \dot{M}_{aL} sind gegenüber Aufbau A3 unverändert. Durch die Aufteilung der reichen Lösung vor dem LMWÜ ist gegenüber Aufbau A3 der Wärmekapazitätsstrom der reichen Lösung $\dot{W}_{rL,LMW\ddot{U}}$ verringert. Dies hat zur Folge, dass im Bereich der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche $A^* < 0,89$ die beiden Wärmekapazitätsströme annähernd gleich und die Temperaturänderungen der beiden Fluide nahezu parallel verlaufen. Bei Erreichen der Temperatur der reichen Lösung von $\vartheta_{rL} = 83,3 \text{ °C}$ an der Stelle $A^* = 0,89$ beginnt die Verdampfung der reichen Lösung. Hierdurch ist der äquivalente Wärmekapazitätsstrom der reichen Lösung $\dot{W}_{rL,LMW\ddot{U}}$ deutlich erhöht, weshalb die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden bis zum Austritt der reichen Lösung auf den Wert $\Delta\vartheta = 14,7 \text{ K}$ ansteigt. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung beträgt $\theta_m = 2,27 \text{ K}$. Das ungenutzte Potenzial der Wärmeübertragung im LMWÜ ist somit gering

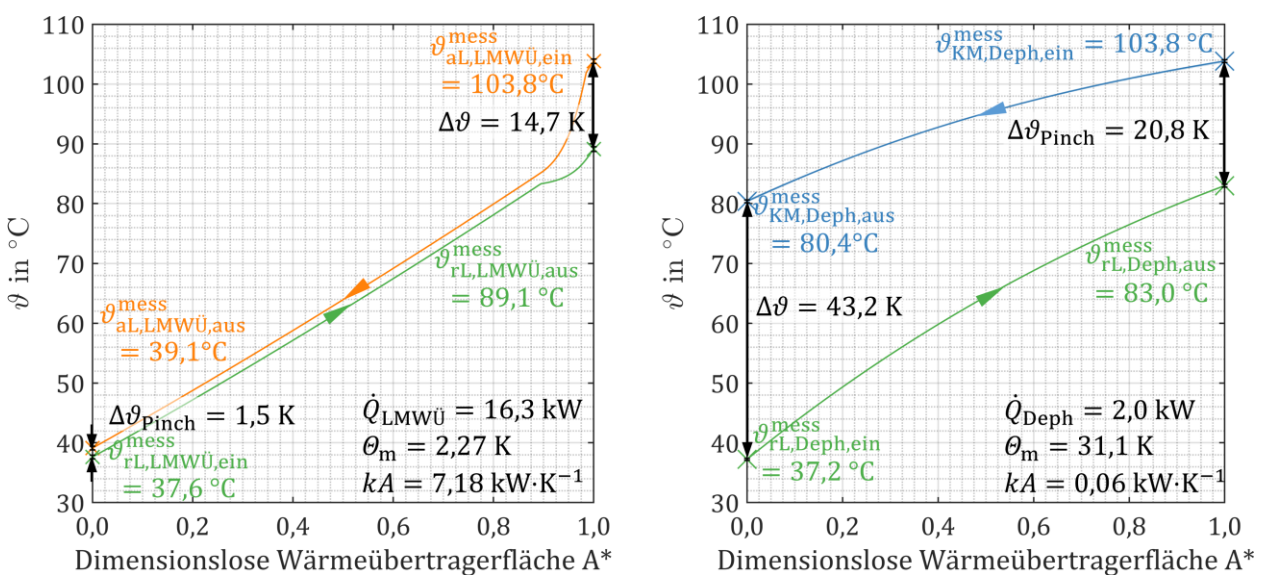


Abbildung 6-16 Berechnete Temperaturverläufe innerhalb der Wärmeübertrager in Messung A4_2_0,9. Auf der linken Seite ist der Temperaturverlauf im Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) und auf der rechten Seite der Temperaturverlauf im Dephlegmator gezeigt.

und eine weitere Vergrößerung der Wärmeübertragungsfähigkeit kA des LMWÜ rechtfertigt nicht den erwartbaren Nutzen.

In Abbildung 6-16 ist auf der rechten Seite der berechnete Temperaturverlauf des Dephlegmators in Messung A4_2_0,9 dargestellt. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 20,8 \text{ K}$ liegt am Austritt der reichen Lösung bei $A^* = 1$ vor. Im Gegensatz zur Wärmerückgewinnung im LMWÜ hat die reiche Lösung im Dephlegmator noch nicht die Siedetemperatur erreicht. Die aus dem übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{Deph} und der mittleren Temperaturdifferenz θ_m berechnete Wärmeübertragungsfähigkeit des Dephlegmators ist mit $kA_{\text{Deph}} = 0,06 \text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$ äußerst gering. Ursache für diesen geringen Wert ist der geringe Massenstrom der reichen Lösung im Dephlegmator von $\dot{M}_{\text{rL,Deph}} \approx 8,3 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$. Als Dephlegmator wird ein Plattenwärmeübertrager der Firma AlfaLaval des Typs AlfaNova27HP-14H verwendet. Jedes Fluid wird innerhalb des Wärmeübertragers auf 6 Plattenspalte aufgeteilt. Dem niedrigen Massenstrom der reichen Lösung $\dot{M}_{\text{rL,Deph}}$ steht somit eine relativ große Querschnittsfläche für die Strömung zur Verfügung. Die Strömungsgeschwindigkeit und damit auch der Wärmeübergangskoeffizient α_{rL} sind aus diesem Grund gering.

Ob zusätzlich zu der geringen Strömungsgeschwindigkeit auch eine ungleichmäßige Verteilung der reichen Lösung im Wärmeübertrager vorliegt, soll anhand von Aufnahmen mit einer Infrarot-Kamera untersucht werden. Die Wärmedämmung um den Dephlegmator wird für diese Aufnahmen entfernt und der Wärmeübertrager wird mit Heizkörperlack lackiert. Der Emissionskoeffizient des Heizkörperlackes wird über einen ebenfalls lackierten Temperatursensor mit $\varepsilon \approx 0,95$ bestimmt.

Die Auswertung der Infrarot-Aufnahmen in vier Ansichten des Dephlegmators ist in Abbildung 6-17 gezeigt. Die angegebenen Temperaturwerte sind zu den Ergebnissen der Pt100-Temperatursensoren innerhalb Messunsicherheit der Infrarot-Kamera $\sigma_{T,\text{IR}} = 1,5 \text{ K}$ plausibel.

Ansicht a) zeigt den Dephlegmator auf der Anschlussseite der reichen Lösung. Die reiche Lösung tritt oben in den Wärmeübertrager ein. In diesem Bereich sind sowohl die Fluidtemperatur als auch die Oberflächentemperatur des Wärmeübertragers am niedrigsten. Die Temperatur ist in den ersten Plattenspalten der reichen Lösung, also auf der linken Seite in Ansicht a), geringer als auf der rechten Seite. Dies deutet darauf hin, dass die reiche Lösung primär im Bereich der ersten Plattenspalte den Wärmeübertrager nach unten durchströmt. Auch in Ansicht b), welche die Anschlussseite des Kältemittels zeigt, ist eine Temperaturdifferenz zwischen den Plattenspalten erkennbar. Die Plattenspalte mit niedrigerer Temperatur sind dabei in beiden Ansichten übereinstimmend.

Ansicht c) zeigt eine Deckplatte des Wärmeübertragers. Die Oberflächentemperatur dieser Platte ist entlang der Plattenbreite stark inhomogen. Dabei ist die Temperatur auf der Anschlussseite der reichen Lösung stets niedriger als auf der Anschlussseite des Kältemittels.

Die andere Deckplatte konnte aufgrund der Einbausituation des Dephlegmators nicht frontal aufgenommen werden. Stattdessen ist in Abbildung 6-17 d) die Deckplatte sowie die in b) gezeigte Seite des Dephlegmators zu sehen. Bei dieser Deckplatte ist ebenfalls über die gesamte Höhe des Wärmeübertragers eine Temperaturdifferenz entlang der Plattenbreite zu sehen. Auf der Ein- und Austrittsseite der reichen Lösung ist dabei die Temperatur auch hier geringer als auf der Anschlussseite des Kältemittels.

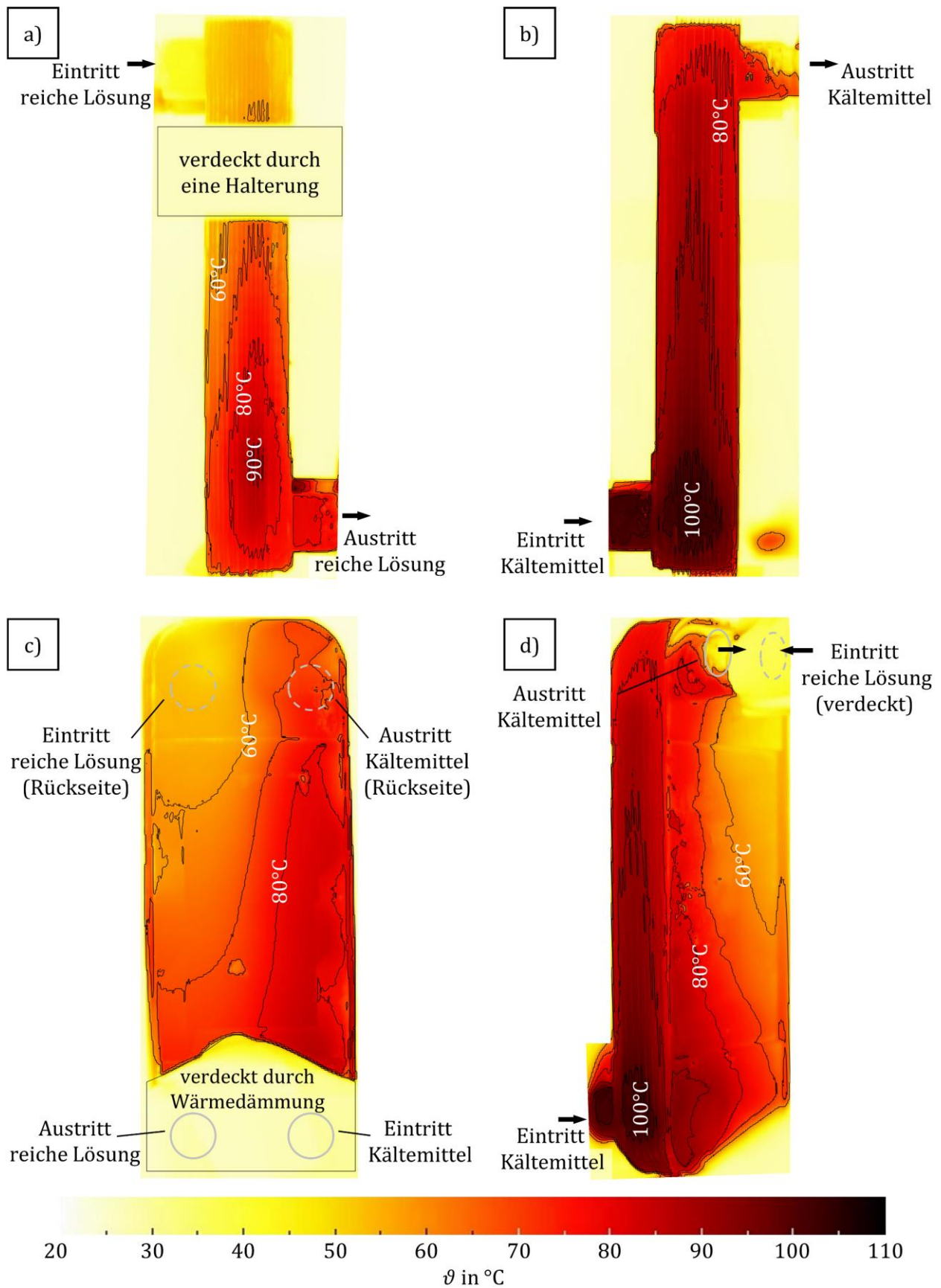


Abbildung 6-17 Aufnahmen des Dephlegmators in Betriebspunkt A4_2_0,9 mit einer Infrarot-Kamera. In a) und b) sind die beiden Seitenansichten und in c) und d) sind die beiden Frontansichten des Dephlegmators gezeigt.

Insgesamt deuten die Infrarot-Aufnahmen darauf hin, dass sich die reiche Lösung nicht gleichmäßig auf alle Plattenspalte verteilt. Zudem zeigen die Messungen eindeutig, dass die reiche Lösung innerhalb der Plattenspalte nicht gleichmäßig über die gesamte Plattenbreite strömt. Es ist somit nur ein kleiner Anteil der wärmeübertragenden Fläche des Dephlegmators thermisch wirksam. Um dieses Problem zu beheben, muss die Strömungsgeschwindigkeit der reichen Lösung erhöht werden. Eine Reduktion der Plattenanzahl zur Verringerung der Anzahl an Plattenspalten würde jedoch ebenfalls den Druckverlust des Kältemittels erhöhen. Auch eine Erhöhung beider Durchgänge ist aus diesem Grund nicht sinnvoll. Die Verwendung eines Wärmeübertragers mit mehreren Durchgängen auf der Seite der reichen Lösung und einem Durchgang auf der Kältemittelseite könnte die interne Wärmerückgewinnung verbessern. Allerdings verursacht eine solche Anordnung der Ströme, dass die Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden in Strömungsrichtung der reichen Lösung stetig abnimmt. Der Kältemitteldampf würde daher in diesem Wärmeübertrageraufbau unterschiedlich stark abgekühlt werden. Da dies aktuell auch ungewollt und unkontrolliert geschieht, könnte darin eine Verbesserungsmöglichkeit bestehen.

Idealerweise müsste bei gleicher Plattenanzahl und beidseitig einem Durchgang der Strömungsquerschnitt der reichen Lösung reduziert werden. Dies könnte mit einem Plattenwärmeübertrager mit asymmetrischer Verteilung der Strömungsquerschnitte erreicht werden (Peter Nilsson, 2004). Ein solcher Wärmeübertrager ist derzeit allerdings nicht mit den benötigten Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit gegen Ammoniak/Wasser sowie für einen zulässigen Betriebsdruck von $p = 30$ bar verfügbar.

6.3.3. Beurteilung der Desorption

In Aufbau A4 sind verglichen mit Aufbau A3 die Raschig-Ringe aus dem Desorber-Abscheider entfernt worden. Aufgrund dieser Änderung wird erwartet, dass sich der erreichte Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{aL}^{\rho,\vartheta,p}$ verändert. Zudem wird erwartet, dass sich durch das Einleiten des im Kondensat-Abscheider abgeschiedenen Kondensats in den Pumpenvorlagebehälter auch der erreichte Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung $\xi_{rL}^{\rho,\vartheta,p}$ gegenüber Aufbau A3 verändert hat. Aus diesem Grund sind die erreichbaren und erreichten Ammoniakmassenanteile der armen und reichen Lösungen der beiden Aufbauten in Abbildung 6-18 gegenübergestellt.

Durch den höheren Ammoniakmassenanteil des Kältemittels in Aufbau A4 ist der Hochdruck der Wärmepumpe, wie in Kapitel 6.3.1 gezeigt, höher. Bei höherem Druck und gleichbleibender Temperatur ist der Ammoniakmassenanteil der gesättigten flüssigen Phase niedriger. Aus diesem Grund ist in Aufbau A4 der Ammoniakmassenanteil der gesättigten armen Lösung bei idealer Wärmeübertragung ξ_{aL}^{idWS} in jedem Betriebspunkt höher als in Aufbau A3.

Die Differenz zwischen dem erreichten Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{aL}^{\rho,\vartheta,p}$ und dem Ammoniakmassenanteil im Sättigungszustand der austretenden Lösung $\xi_{aL}^{\text{idS}} = \xi_{aL}^{X=0,\vartheta,p}$ ist in allen Messungen entweder gleichbleibend bzw. in Aufbau A4 verringert. Die Raschig-Ringe, welche in Aufbau A3 vorhanden sind, sollen die Kontaktfläche zwischen Dampf- und Flüssigphase erhöhen und so die Stoffübertragung verbessern (Mersmann et al., 2005). Hierdurch soll das zweiphasige Gemisch

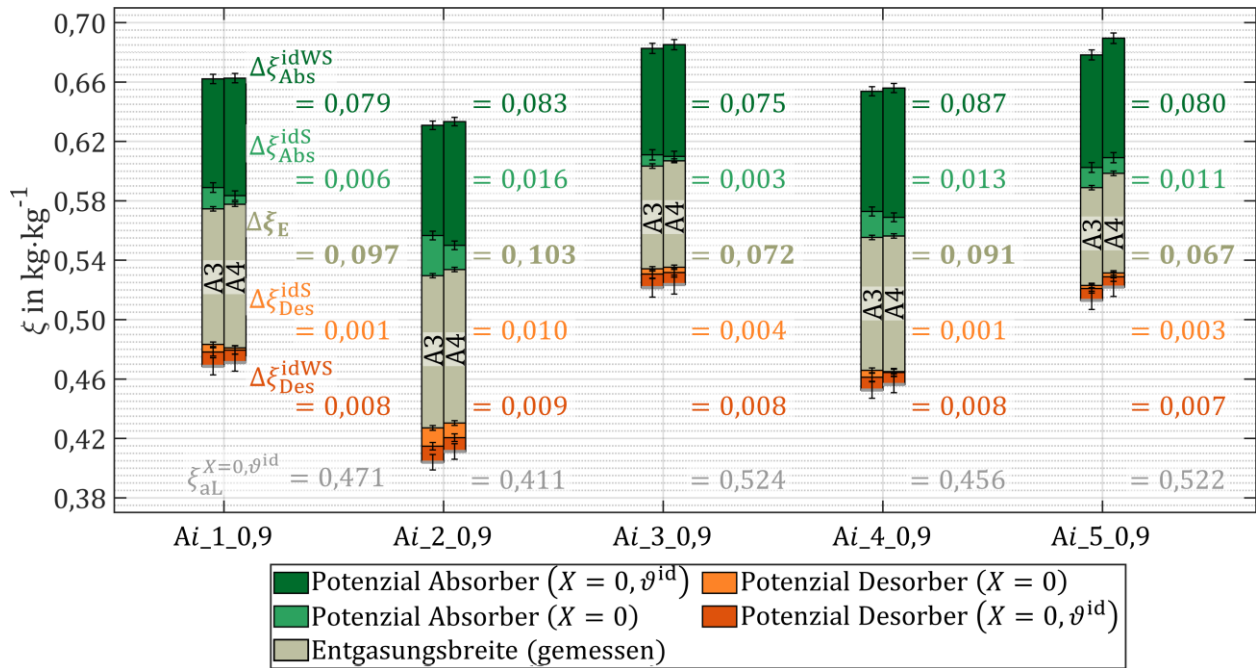


Abbildung 6-18 Analyse der Ammoniakmassenanteile der reichen und armen Lösung in Aufbau A4 im Vergleich zu Aufbau A3 der Absorptionswärmepumpe bei $\dot{W}_{ext,Des} = 0,9 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$.

näher an den Phasengleichgewichtszustand gebracht werden. Die Umströmung der Raschig-Ringe verursacht allerdings auch einen zusätzlichen Druckverlust in der zweiphasigen Strömung. Hierdurch ist die Druckdifferenz zwischen Desorber-Abscheider und Kondensator-Austritt, an dem der Hochdruck der Absorptionswärmepumpe gemessen wird, in Aufbau A3 höher. Durch den höheren Hochdruck im Desorber-Abscheider ist der tatsächlich erreichbare Ammoniakmassenanteil im Sättigungszustand der armen Lösung $\xi_{al}^{X=0, \vartheta, p}$ höher. Da die Druckdifferenz zwischen Messstelle und Desorber-Abscheider in Abbildung 6-18 nicht berücksichtigt ist, ist in Aufbau A3 die Differenz zum erreichten Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{al}^{\rho, \vartheta, p}$ höher. Des Weiteren wird der Gleichgewichtszustand der armen Lösung in Aufbau A4, also ohne Raschig-Ringe, nahezu vollständig erreicht. Diese Erkenntnis stimmt mit den Beobachtungen aus Aufbau A2, vergleiche Kapitel 6.1.2, überein. In jedem Fall kann ein nachteiliger Effekt durch die fehlenden Raschig-Ringe ausgeschlossen werden. Zur Reduktion des Fertigungsaufwandes und zur Materialeinsparung kann bei diesem Desorber-Konzept auf die Verwendung von Raschig-Ringen verzichtet werden.

Die Auswertung der Ammoniakmassenanteile der reichen Lösung zeigt, dass in Aufbau A4 ebenfalls der erreichte Ammoniakmassenanteil $\xi_{rL}^{\rho, \vartheta, p}$ näher am Gleichgewichtszustand $\xi_{rL}^{X=0, \vartheta, p}$ liegt. Das Kondensat, welches in den Pumpenvorlagebehälter eingeleitet wird, liegt im Hochdruck der Absorptionswärmepumpe als gesättigte Lösung vor. Der Ammoniakmassenanteil des Kondensats ist in den Messungen stets höher als der Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung. Durch die Entspannung des Kondensats auf den Tiefdruck der Wärmepumpe, strömt das Kondensat in den Pumpenvorlagebehälter als Zweiphasenströmung ein. Da die reiche Lösung im Behälter nicht gesättigt sondern unterkühlt vorliegt, kann es im Pumpenvorlagebehälter zu einer adiabaten Absorption kommen. Die Annäherung der reichen Lösung $\xi_{rL}^{\rho, \vartheta, p}$ an den Gleichgewichtszustand $\xi_{rL}^{X=0, \vartheta, p}$ ist somit plausibel.

Auch der leichte Anstieg der Ammoniakmassenanteile der idealen reichen Lösung $\xi_{rL}^{idWS} = \xi_{rL}^{X=0, \vartheta^{id,p}}$ in den Betriebspunkten 1 bis 4 lässt sich auf das Einleiten des Kondensats in den Pumpenvorlagebehälter zurückführen. Für die Regelung des Tiefdrucks der Absorptionswärmepumpe wird der Druck am Austritt des Kältemittels nach dem Verdampfer verwendet. In den Betriebspunkten 1 bis 4 ist der optimale Tiefdruck an dieser Stelle in beiden Aufbauten gleich. Für die Berechnung des Gleichgewichtszustandes der reichen Lösung ist ein zusätzlicher Tiefdrucksensor direkt am Pumpenvorlagebehälter angebracht. In Aufbau A4 ist der dort gemessene Druck stets höher als in Aufbau A3. Bei höherem Druck im Pumpenvorlagebehälter ist auch der erreichbare Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung $\xi_{rL}^{X=0, \vartheta^{id,p}}$ erhöht. In Messung A4_5_0,9 ist dieser Effekt ebenfalls in den Messungen anhand der Druckdifferenz zwischen den Messstellen erkennbar. Dort ist in Aufbau A4 jedoch auch der optimale Tiefdruck nach dem Verdampfer gegenüber Aufbau A3 erhöht, was einen größeren Einfluss auf den Sättigungszustand besitzt.

Insgesamt ist die erreichte Entgasungsbreite in Aufbau A4 in jedem Betriebspunkt um bis zu $\Delta\xi_E \leq 0,006$ höher als in Aufbau A3. Ein negativer Einfluss auf die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ durch die vorgenommenen Änderungen kann somit nicht festgestellt werden.

Um die Erhöhung des Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ durch Erhöhung des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels zu belegen, sind die erreichten Wärmeverhältnisse der Aufbauten A1 bis A4 in Tabelle 6-4 gegenübergestellt. Wie vermutet ist das Wärmeverhältnis in Aufbau A4 mit Ausnahme von Betriebspunkt 1 und 2 am höchsten oder annähernd gleichbleibend. In der Messung A2_2_0,9 strömt jedoch, wie in Kapitel 6.1 aufgezeigt, Kältemitteldampf zusammen mit der armen Lösung in den LMWÜ ein und wird dort kondensiert. Hierdurch ist die innere Wärmerückgewinnung in dieser

Betriebspunkt	Größe	A1	A2	A3	A4
Ai_1_0,9	\dot{Q}_{Des}	12,6 kW	14,3 kW	15,6 kW	15,7 kW
	\dot{Q}_V	9,1 kW	11,2 kW	11,9 kW	12,2 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,72	1,79	1,76	1,78
Ai_2_0,9	\dot{Q}_{Des}	15,2 kW	15,0 kW	17,8 kW	17,7 kW
	\dot{Q}_V	10,6 kW	11,2 kW	12,4 kW	12,7 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,70	1,75	1,70	1,72
Ai_3_0,9	\dot{Q}_{Des}	9,9 kW	10,5 kW	12,3 kW	11,9 kW
	\dot{Q}_V	7,1 kW	8,3 kW	9,9 kW	9,7 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,72	1,79	1,81	1,82
Ai_4_0,9	\dot{Q}_{Des}	12,7 kW	14,0 kW	15,7 kW	15,3 kW
	\dot{Q}_V	9,4 kW	10,8 kW	11,8 kW	11,7 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,74	1,77	1,75	1,77
Ai_5_0,9	\dot{Q}_{Des}	9,3 kW	10,8 kW	11,5 kW	11,4 kW
	\dot{Q}_V	6,8 kW	8,7 kW	9,3 kW	9,5 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,73	1,81	1,81	1,83

Tabelle 6-4 Vergleich der im Desorber und im Verdampfer zugeführten Wärmeströme \dot{Q}_{Des} und \dot{Q}_V sowie des erreichten Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ in den Aufbauten A1 bis A4.

Messung außergewöhnlich hoch. Da zudem in diesem Betriebspunkt das desorbierte Kältemittel im Prozess nicht genutzt werden kann, führt dies insgesamt zu dem höheren Wärmeverhältnis in dieser Messung.

Die Erkenntnis, dass sich ein verringerter Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} negativ auf das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ auswirkt, scheint den Untersuchungen aus (Zetzsche, 2012) zu widersprechen. Allerdings ist zu beachten, dass in (Zetzsche, 2012) als Referenzmessung für diese Aussage ein Betriebspunkt gewählt wird, der bereits einen geringen Ammoniakmassenanteil von $\xi_{KM} = 0,956$ aufweist. Der Vergleich zwischen Aufbau A1 und A2 zeigt, dass auch im Bereich eines Ammoniakmassenanteils von $\xi_{KM} > 0,970$ der Einfluss der Kältemittelreinheit relativ gering ist. Ein Absinken des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels unterhalb von $\xi_{KM} \approx 0,970$ hat den Messungen zufolge jedoch einen erheblichen Einfluss auf das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$. Es sollte daher darauf geachtet werden, dass im Kältemittel ein Ammoniakmassenanteil von $\xi_{KM} \approx 0,970$ nicht unterschritten wird.

7. Optimierung des Absorbers

Der Absorber ist eine zentrale Komponente des Absorptionswärmepumpen-Prozesses. Im Absorber wird der Kältemitteldampf auf niedrigem Druckniveau mit der armen Lösung gemischt und unter Wärmeabfuhr absorbiert. Dieser Vorgang ist ein gekoppelter Wärme- und Stofftransportprozess, bei dem für eine minimale Entropieerhöhung idealerweise die treibenden Gradienten in der Temperatur bzw. dem chemischen Potenzial möglichst klein sind. Für einen optimalen Stoffübergang ist es erforderlich, eine möglichst große Phasengrenzfläche zwischen armer Lösung und Kältemitteldampf zu erzeugen (Stephan et al., 2010).

In dieser Arbeit wird ein Konzept verwendet, bei dem die arme Lösung über eine Düse in den Eintrittskanal des Plattenabsorbers zerstäubt wird. Hierdurch wird die arme Lösung mit einer möglichst großen Oberfläche zur Absorption mit dem Kältemitteldampf zusammengeführt. Außerdem soll durch die Zerstäubung auch die Lösung möglichst gleichmäßig auf die Plattenspalte verteilt werden. Eine gleichmäßige Verteilung der armen Lösung auf die Plattenspalte ist insbesondere für die Absorption unter Wärmeabfuhr innerhalb des Plattenwärmeübertragers von großer Bedeutung, (Markmann, 2020), (Treffinger et al., 1997).

Daher wird im ersten Unterkapitel die Flüssigkeitsverteilung im bestehenden Absorber für unterschiedliche Düsen optisch untersucht. Darauf aufbauend werden im zweiten Unterkapitel ausgewählte Düsenkonfigurationen in Hinblick auf den Absorptionsprozess miteinander verglichen. Abschließend wird der Einfluss auf den Gesamtprozess aufgezeigt.

7.1. Optische Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung

An einem separaten Versuchsstand wird die Flüssigkeitsverteilung der Zweiphasenströmung in einem Ersatzsystem mit dem Stoffpaar Luft/Wasser optisch untersucht. Es werden drei verschiedene kommerziell verfügbare Vollkegeldüsen mit der Zielsetzung untersucht, eine möglichst homogene Flüssigkeitsverteilung auf die Plattenspalte zu erreichen.

7.1.1. Versuchsbeschreibung

Der Aufbau des separaten Versuchsstandes zur Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung ist in Abbildung 7-1 gezeigt. Für diesen Aufbau wird ein Plattenwärmeübertrager verwendet, welcher baugleich zum verwendeten Absorber ist. Um einen Einblick in dessen Inneres zu erhalten, wird eine Längsseite vollflächig abgefräst. An dieser Seite wird eine Acrylglasscheibe auf den Wärmeübertrager geklebt und zusätzlich über Blechstreifen an den Kanten fixiert.

Die Zuführung der Druckluft und des Wassers erfolgt analog zum Absorber der Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Der Kältemitteldampf wird in diesem Aufbau durch Druckluft ersetzt und anstatt der armen Lösung wird Wasser verwendet. An ein $\frac{3}{4}$ "-Winkelstück wird ein $\frac{1}{4}$ "-Rohr gasdicht zur Umgebung angeschweißt, sodass das $\frac{1}{4}$ "-Rohr konzentrisch in dem $\frac{3}{4}$ "-Rohr verläuft. Die

Druckluft strömt in dem Ringspalt zwischen $\frac{1}{4}$ "- und $\frac{3}{4}$ "-Rohr direkt in den Wärmeübertrager ein. Das Wasser wird in dem innenliegenden $\frac{1}{4}$ "-Rohr zur Düse geführt. Da das innere, wasserführende Rohr fest mit dem Winkelstück verbunden ist, wird der Düsenabstand t durch Längenänderung des äußeren $\frac{3}{4}$ "-Rohres verändert. Des Weiteren kann die zur Zerstäubung des Wassers verwendete Düse getauscht werden. In dieser Untersuchung werden drei kommerziell verfügbare Vollkegeldüsen mit einem Sprühwinkel β von 90° bzw. 120° und unterschiedlicher benötigter Druckdifferenz von $\Delta p \approx 2,8$ bar bzw. $\Delta p \approx 5,0$ bar untersucht.

Die Beurteilung der Flüssigkeitsverteilung auf die Plattenspalte erfolgt durch eine optische Methode. Hierzu werden im quasistationären Betrieb des Versuchsaufbaus aus Abbildung 7-1 $n = 30$ Fotos mit einer Belichtungszeit von $\tau = 0,8$ ms mit einem konstanten zeitlichen Abstand von 3 s aufgenommen. Diese Fotos werden nach dem in Abbildung 7-2 dargestellten Vorgehen für die Auswertung aufbereitet. Dabei werden die Graustufen-Fotos in MATLAB zur weiteren Verarbeitung eingelesen. In MATLAB werden die Bilddateien als Matrizen behandelt. Die Dimension dieser Matrix entspricht den Abmessungen der Bilddatei in Bildpunkten. Jeder dieser Bildpunkte hat eine Graustufe zwischen 0 und 1. Der Wert 0 entspricht dabei der Farbe Schwarz und der Wert 1 der Farbe Weiß.

Über die MATLAB-Inbuilt-Funktion „imbinarize“ wird das Foto unter Vorgabe eines konstanten Schwellenwertes binarisiert. Hierbei wird jedem Bildpunkt, der eine Graustufe oberhalb des Schwellenwertes besitzt, der Wert 1 zugewiesen und jedem Bildpunkt unterhalb des Schwellenwertes der Wert 0 zugewiesen. Das so entstandene Binärbild besitzt damit nur noch schwarze Bildpunkte, deren Wert 0 ist, und weiße Bildpunkte mit dem Wert 1. Bei diesem Bearbeitungsschritt hat die Ausleuchtung der Auswertungsbereiche I-III des Wärmeübertragers einen Einfluss auf den benötigten Schwellenwert. Um einen hohen Kontrast in der Auswertung zu erhalten, werden daher

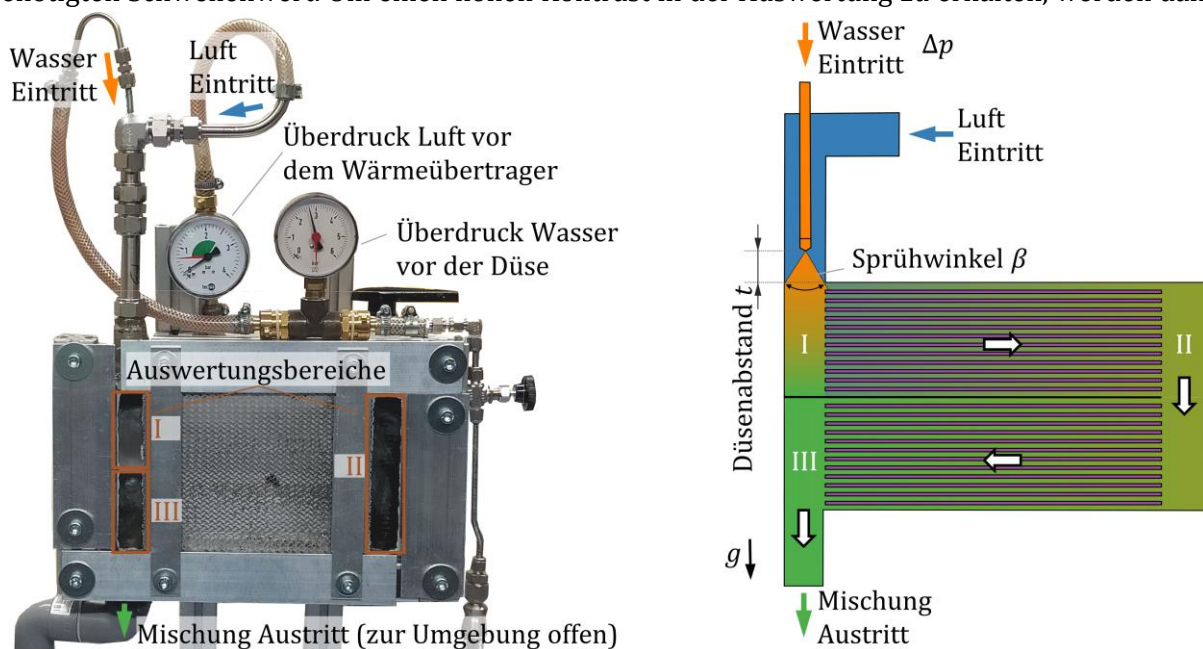


Abbildung 7-1 Versuchsaufbau zur Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung auf die Plattenspalte im Stoffsystem Luft/Wasser: links ist der Aufbau dargestellt und rechts ist eine Skizze mit den variierten Größen (Δp , β und t) gezeigt.

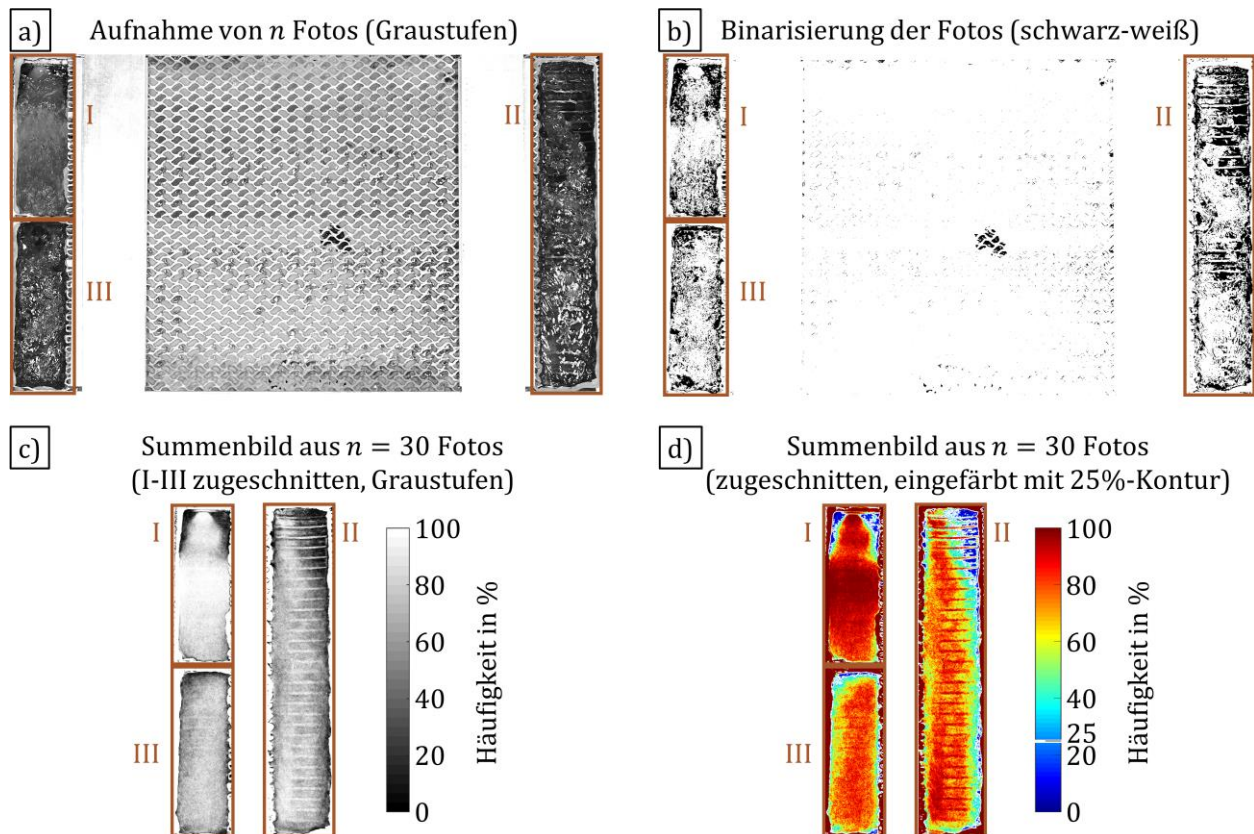


Abbildung 7-2 Darstellung des Ablaufs bei der Versuchsauswertung anhand eines Beispiels. In a) ist ein Foto gezeigt, dass in b) binarisiert dargestellt ist. In c) ist ein auf die Auswertungsbereiche I-III zugeschnittenes Summenbild aus 30 binarisierten Fotos gezeigt, das in d) für einen besseren Vergleich nachträglich eingefärbt ist und um Konturlinie bei einer Häufigkeit von 25 % ergänzt wird.

unterschiedliche versuchsstandsspezifische Schwellenwerte für die verschiedenen Auswertungsbereiche verwendet. Der Auswertungsbereich I wird mit einem Schwellenwert von 0,13 binarisiert und die Bereiche II und III mit einem Schwellenwert von 0,07.

Wie in Abbildung 7-2 b) zu sehen ist, werden so die Bereiche weiß dargestellt, in denen das Licht beispielsweise durch die flüssige Phase gebrochen wird. Die flüssige Phase ist hierdurch in den Auswertungsbereichen im Binärbild gut erkennbar, wodurch die Flüssigkeitsverteilung für ein einzelnes Foto besser sichtbar gemacht wird. Für eine weitere Auswertung werden die binarisierten Fotos auf die Bereiche I bis III zugeschnitten. Alle weiteren Bildausschnitte enthalten keine Informationen über die zweiphasige Strömung und werden daher verworfen.

Jedes Foto stellt dabei ausschließlich eine Momentaufnahme der Strömung dar. Die zweiphasige Strömung ist allerdings auch im quasistationären Betrieb eine schwallartige Strömung. Um die Strömung vollständig erfassen zu können, werden daher mehrere binarisierte Fotos zu einem Summenbild zusammengeführt. Ein Beispiel für ein Summenbild ist in Abbildung 7-2 c) gezeigt. Hierzu werden die Werte aller Bildpunkte des Binärbildes durch die Anzahl der verwendeten Fotos $n = 30$ dividiert. Auf diese Weise werden Bildpunkte, die in dem binarisierten Foto weiß sind, also den Wert 1 haben, erneut in eine Graustufe umgerechnet. Diese Bilder werden in einem zweiten Schritt durch die Bildung einer Summe aus $n = 30$ solcher Bilder zu einem Summenbild

zusammengefügt. In dem so entstandenen Summenbild hat jeder Bildpunkt erneut eine Graustufe, die zwischen 0 und 1 liegt.

Um die optische Auswertung des Summenbildes zu vereinfachen und die Unterschiede in den Summenbildern besser beurteilen zu können, wird im letzten Bearbeitungsschritt jedem Wert zwischen 0 und 1 eine Farbe anhand des MATLAB Farbschemas „jet“ zugeordnet. Ein dunkelroter Bildpunkt in den Auswertungsbereichen entspricht dabei dem Wert 1 und stellt einen Bildpunkt dar, in dem immer eine Lichtreflexion detektiert wird. Ein blauer Bildpunkt entspricht dem Wert 0 und zeigt Stellen auf, in denen keine Lichtreflexion erkannt wird.

Zusätzlich wird zur Abgrenzung der Strömungskontur eine berechnete Konturlinie bei einer Häufigkeit von 25 % in weiß in die Summenbilder eingezeichnet.

Durch die Binarisierung gehen allerdings auch manche Detailinformationen verloren. Aus diesem Grund wird für die Auswertung jeder Messung ein Foto ausgewählt, das möglichst gut mit dem Summenbild übereinstimmt. In dieses Foto wird ebenfalls die 25%-Konturlinie eingezeichnet.

7.1.2. Versuchsdurchführung und Auswertung

Für eine gezielte Optimierung der Wärme- und Stoffübertragung innerhalb des Absorbers ist ein tiefgehendes Verständnis über den Einfluss der Düse auf den Absorptionsprozess nötig. Durch die Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung auf die Plattenspalte sollen die wesentlichen Einflussgrößen der Düse eines Sprayabsorbers identifiziert werden. Ein Vergleich zweier grundlegend unterschiedlicher Konzepte der Düsenpositionierung ist in (Mirl et al., 2020c) veröffentlicht.

Nachfolgend werden drei unterschiedliche Vollkegeldüsen der Firma Lechler untersucht, wie sie in Tabelle 7-1 aufgeführt sind. Der Sprühwinkel β beträgt dabei entweder 90° oder 120° und die benötigte Druckdifferenz für die Zerstäubung eines Volumenstroms von ca. $\dot{V}_{aL} \approx 210 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ beläuft sich auf $\Delta p \approx 5,0 \text{ bar}$ bzw. $2,8 \text{ bar}$. Eine geringere Druckdifferenz wirkt sich in der Absorptionwärmepumpe positiv auf die Ventilautorität des LM-Expansionsventils und damit dessen Regelgüte aus (Roos, 2002). Aufgrund ihres unterschiedlichen Beschaffungszeitraums stammen die Düsen aus verschiedenen Baureihen. Die Baureihe 460 wird derzeit vom Hersteller schrittweise vom Markt genommen. Als Nachfolgemodell werden die Düsen der Baureihe 490 angegeben. Für diese Baureihe wirbt der Hersteller mit einer besonders gleichmäßigen Flüssigkeitsverteilung (Lechler GmbH, 2017).

Neben der Untersuchung des Düsentyps wird die Einbauposition der Düse variiert, wie es in Abbildung 7-3 exemplarisch dargestellt ist. In Aufbau A4 der Absorptionwärmepumpe wird, wie in

Düsenbezeichnung	Sprühwinkel β	Druckdifferenz Δp für $\dot{V}_{aL} \approx 210 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$
460.566	90°	5,0 bar
490.568	120°	5,0 bar
490.608	120°	2,8 bar

Tabelle 7-1 Übersicht der wesentlichen Unterschiede der verwendeten Düsen.

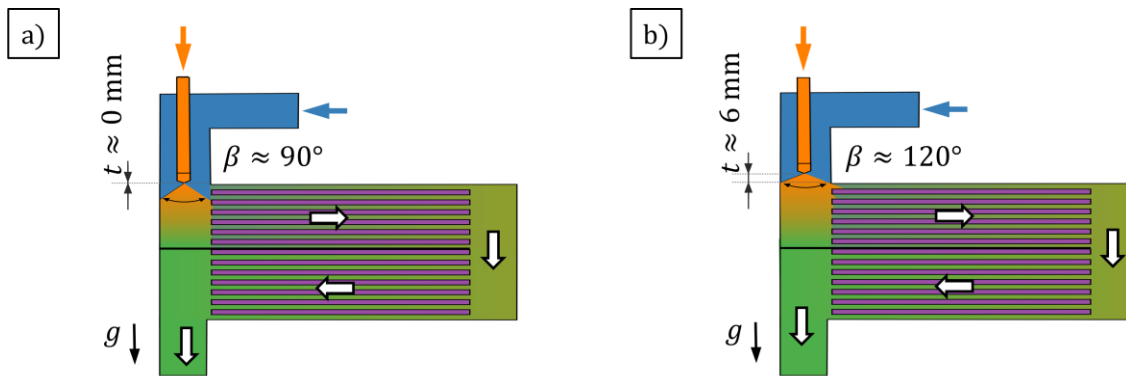


Abbildung 7-3 Schematischer Aufbau der untersuchten Konzepte zur Flüssigkeitsverteilung: In a) werden die Düsen ohne Düsenabstand $t \approx 0$ mm eingesetzt und in b) mit einem Abstand von $t \approx 6$ mm.

Abbildung 7-3 a) zeigt, eine Einbautiefe von $t \approx 0$ mm und eine Vollkegeldüse der Firma Lechler des Typs 460.566 mit einem Sprühwinkel von $\beta = 90^\circ$ verwendet.

Für die Untersuchung möglicher Einbautiefen t wird eine Düse mit möglichst großem Sprühwinkel β so positioniert, dass der ungestörte Sprühkegel der Düse den Eintrittsstutzen des Plattenwärmeübertragers gerade tangiert. Auf diese Weise werden möglichst viele Plattenspalte direkt mit Flüssigkeit beaufschlagt. Zudem wird hierdurch das Problem der Düsenpositionierung auf ein geometrisches Problem reduziert. Bei einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ wird dies bei einem Düsenabstand von $t = 6,9$ mm erreicht. Eine Platzierung der Düse mit einer Genauigkeit von unter einem Millimeter kann innerhalb der Absorptionswärmepumpe nicht sichergestellt werden. Bei einer zu hohen Düsenplatzierung würde das Eintrittsrohr von dem Sprühkegel erfasst werden, wodurch ein Flüssigkeitsfilm in den Verteilkanal rinnen würde. Um dies zu vermeiden, wird ein Düsenabstand von $t \approx 6$ mm gewählt.

In den Messungen am optischen Versuchsstand zur Flüssigkeitsverteilung wird die verringerte benötigte Druckdifferenz für den gleichen Volumenstrom durch einen verringerten Wasserdruck vor der Düse berücksichtigt. Für die Gasströmung wird ein über alle Messungen gleichbleibender Überdruck von 0,2 bar vor dem Wärmeübertrager eingestellt.

Die Flüssigkeitsverteilung der verschiedenen Düsen ist in Abbildung 7-4 bei einem Düsenabstand von $t \approx 0$ mm und $t \approx 6$ mm gegenübergestellt, wobei zunächst nur die unterschiedlichen Düsen für $t \approx 0$ mm für die jeweiligen Auswertungsbereiche I, II und III miteinander verglichen werden.

In Abbildung 7-4 a) ist die Auswertung der bisher in der Absorptionswärmepumpe verwendeten Vollkegeldüse des Typs 460.566 gezeigt. Der Sprühwinkel dieser Düse beträgt bei ungestörter Strömung $\beta = 90^\circ$, was auch direkt am Austritt aus der Düse im Auswertungsbereich I erkennbar ist. Im Summenbild ist durch die sehr hohe Häufigkeit von nahezu 100% das Auftreffen des Sprühkegels auf der Acrylglasplatte sichtbar. Darüber ist zu sehen, dass durch die Gasströmung der Sprühkegel beeinflusst wird, sodass der tatsächliche Sprühwinkel im Plattenwärmeübertrager kleiner ist. Der Einfluss der Gasströmung auf den Sprühkegel kann ebenfalls bei den beiden anderen Düsen in Abbildung 7-4 c) und e) beobachtet werden. Im Fall der in e) gezeigten Düse des Typs 490.608 ist dieser Einfluss am deutlichsten sichtbar. Einerseits ist gegenüber der Messung aus c) der erkannte

Sprühwinkel kleiner, obwohl jeweils eine Düse mit $\beta = 120^\circ$ verwendet wird. Andererseits ist im Summenbild dieser Messung ein Auftreffen der Tropfen auf der Acrylglasplatte nicht ausgeprägt erkennbar. Im Gegensatz zu den in a) und c) verwendeten Düsen benötigt die in e) gezeigte Düse als

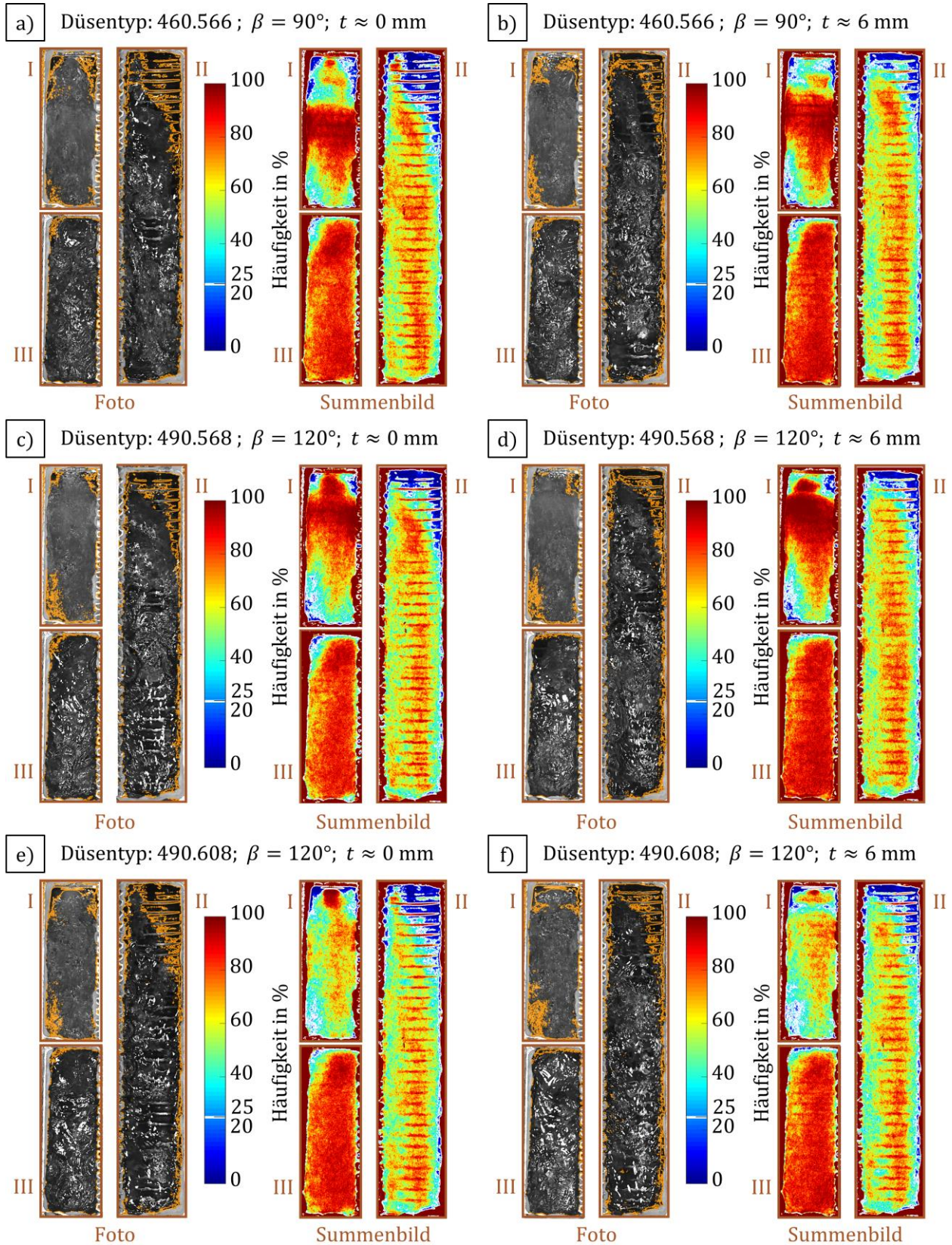


Abbildung 7-4 Auswertung der Flüssigkeitsverteilung innerhalb eines Plattenwärmeübertragers bei Verwendung verschiedener Vollkegeldüsen und unterschiedlichem Düsenabstand t .

einzigste der untersuchten Düsen eine geringere Druckdifferenz von $\Delta p \approx 2,8$ bar für die Zerstäubung des Volumenstroms von $\dot{V}_{aL} \approx 210 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$. Hierdurch ist auch der Impuls der Flüssigkeitstropfen am Austritt aus der Düse geringer. Der sichtbar erhöhte Einfluss der Gasströmung auf den Sprühkegel ist daher plausibel und durch die verwendete Düse begründbar.

Die Flüssigkeitsverteilung auf die Plattenspalte des ersten Durchgangs wird anhand des Auswertungsbereichs II beurteilt. Hierbei ist insbesondere der erkannte Flüssigkeitsaustritt aus den obersten Plattenspalten relevant. Bei der in Aufbau A4 verwendeten Düse werden diese Plattenspalte nur geringfügig von Flüssigkeit durchströmt. Dies ist anhand der sehr niedrigen Häufigkeit von unter 25% sichtbar. Die erkannte Häufigkeit des Flüssigkeitsaustritts aus den obersten Plattenspalten ist bei Verwendung einer Düse mit einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ stets höher. Der höhere Einfluss der Gasströmung auf die Flüssigkeitsverteilung im Fall der in e) und f) gezeigten Düse ist ebenfalls im Auswertungsbereich II durch eine verringerte Häufigkeit am Austritt der obersten Plattenspalte sichtbar. Bei den in Abbildung 7-4 a) bis d) gezeigten Messungen ist zudem ein Zusammenhang der hohen Häufigkeit durch das Auftreffen des Sprays auf der Acrylglasplatte im Auswertungsbereich I und einer hohen erkannten Flüssigkeitshäufigkeit im Auswertungsbereich II erkennbar. Dies zeigt, dass auf dieser Höhe tatsächlich eine direkte Flüssigkeitsbeaufschlagung der Plattenspalte vorliegt. Des Weiteren belegt ein Vergleich der Summenbilder aus Abbildung 7-4 a) und b) bzw. c) und d), dass der zusätzliche Düsenabstand von $t \approx 6$ mm die erkannte Flüssigkeitsmenge aus den obersten Plattenspalten erhöht.

Im Auswertungsbereich III sind ausschließlich vernachlässigbar kleine Unterschiede zwischen den verschiedenen Düsen und Düsenabständen erkennbar. In allen Messungen ist die Flüssigkeit über der gesamten Höhe des Auswertungsbereichs sichtbar. Die Durchmischung der Strömung innerhalb der Strömungsumlenkung und Flüssigkeitsverteilung des zweiten Durchgangs ist demnach unabhängig von der Flüssigkeitsverteilung im ersten Durchgang. Diese Erkenntnis legt nahe, dass eine höhere Anzahl an Durchgängen den Einfluss der initialen Flüssigkeitsverteilung auf den Absorptionsprozess minimiert. Bei einer Anpassung des Plattenwärmeübertragers kann demnach die Anzahl an Durchgängen weiter erhöht werden.

Insgesamt zeigen die Untersuchungen, dass die Flüssigkeitsverteilung, wie sie in Aufbau A4 vorliegt, nicht gleichmäßig erfolgt und insbesondere die obersten Plattenspalte nicht mit Flüssigkeit beaufschlagt werden. Die Düse des Typs 490.568 mit einem Düsenabstand von $t \approx 6$ mm zeigt in den optischen Messungen die gleichmäßigste Flüssigkeitsverteilung innerhalb des ersten Durchgangs. Der Vergleich mit der Düse des Typs 490.608 hat gezeigt, dass auch die benötigte Druckdifferenz Δp für die Zerstäubung einen erheblichen Einfluss auf die Flüssigkeitsverteilung hat.

7.2. Einfluss der Düse auf den Absorptionsprozess (A5 und A6)

Für die Beurteilung des Düseneinflusses auf die Absorption werden die beiden Düsen mit einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ und einem Düsenabstand von $t \approx 6$ mm in der Absorptionswärmepumpe eingesetzt. Die Messungen mit der Düse des Typs 490.608 ($\Delta p \approx 2,8$ bar) werden nachfolgend als Aufbau A5 und die Messungen mit der Düse des Typs 490.568 ($\Delta p \approx 5,0$ bar) als Aufbau A6 bezeichnet.

Als Bewertungsgrößen wird analog zum Desorber der Ammoniakmassenanteil nach dem Absorber herangezogen. Zusätzlich wird als weitere Bewertungsgröße die aus den Messdaten berechnete Wärmeübertragungsfähigkeit kA_{Abs} verwendet. Diese Größe wird ebenfalls in (Treffinger et al., 1997) zur Beurteilung des Absorbers eingesetzt. Die Wärmeübertragungsfähigkeit kA_{Abs} wird nach dem in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Verfahren berechnet. Es ist zu beachten, dass ein direkter Vergleich mit den Werten aus (Treffinger et al., 1997) durch die dort verwendete logarithmische mittlere Temperaturdifferenz nicht möglich ist.

Die Potenziale der Ammoniakmassenanteile in der armen Lösung ξ_{aL} und der reichen Lösung ξ_{rL} bei Nutzung der verschiedenen Düsen sind in Abbildung 7-5 gegenübergestellt. Die Wahl der Absorberdüse hat auf die erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_{\text{E}} = \xi_{\text{rL}} - \xi_{\text{aL}}$ sowie die ungenutzten Potenziale der Ammoniakmassenanteile nur geringen Einfluss. Im Vergleich der fünf untersuchten Betriebspunkte liegt die maximal erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_{\text{E}}$ zudem stets bei unterschiedlichen Aufbauten vor. Beispielsweise liegt die maximale Entgasungsbreite $\Delta\xi_{\text{E}} = 0,072$ im Betriebspunkt 3 in Aufbau A4 vor, während in den Betriebspunkten 1 und 5 die höchste Entgasungsbreite in Aufbau A5 mit

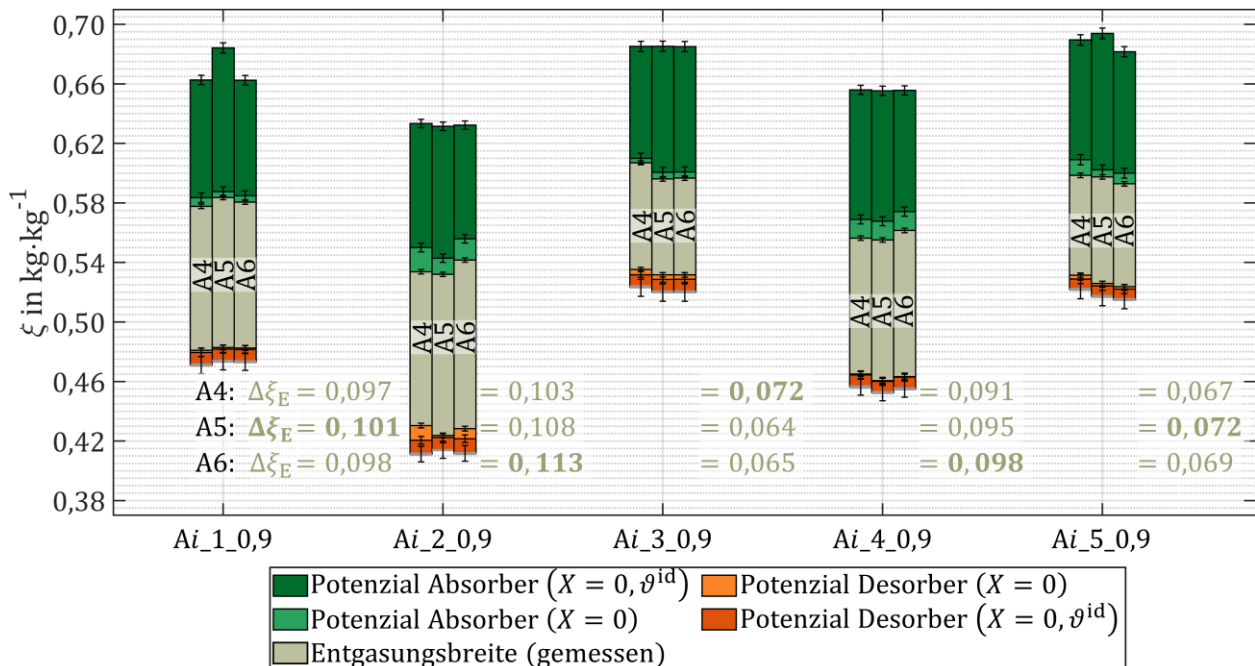


Abbildung 7-5 Analyse der Ammoniakmassenanteile der reichen und armen Lösung im Vergleich der Aufbauten A4, A5 und A6 der Absorptionswärmepumpe bei $\dot{W}_{\text{ext,Des}} = 0,9 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt jeweils $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5 \text{ kg}$.

$\Delta\xi_E = 0,101$ bzw. $\Delta\xi_E = 0,072$ vorliegt. In Aufbau A6 wird in den Betriebspunkten 2 und 4 ist die höchste Entgasungsbreite mit $\Delta\xi_E = 0,113$ bzw. $\Delta\xi_E = 0,098$ erreicht. Anhand der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ als Bewertungsgröße kann keine Düse und deren Position als am besten geeignet eingestuft werden.

In Abbildung 7-6 sind für die drei Aufbauten A4 bis A6 die jeweils erreichten Wärmeübertragungsfähigkeiten des Absorbers kA_{Abs} in den fünf Betriebspunkten gegenübergestellt. Zunächst kann festgestellt werden, dass die verwendete Düse sowie der Düsenabstand t einen messtechnisch erfassbaren Einfluss auf die gekoppelte Wärme- und Stoffübertragung besitzt. Ein solcher Einfluss wird in (Treffinger et al., 1997) ebenfalls erwartet, jedoch nicht im Betrieb einer Absorptionswärmepumpe nachgewiesen.

In Aufbau A5 ist die erreichte Wärmeübertragungsfähigkeit kA_{Abs} etwas niedriger bzw. annähernd gleichbleibend zu Aufbau A4. Wie in den optischen Untersuchungen gezeigt, ist durch die verringerte Druckdifferenz der in Aufbau A5 verwendeten Düse die Beeinflussung des Sprühkegels durch die Dampfströmung am größten. In den optischen Untersuchungen ist die Flüssigkeitsverteilung zwischen diesen beiden Aufbauten sehr ähnlich. Es wird vermutet, dass durch die verringerte Wärmeübertragungsfähigkeit kA_{Abs} in Aufbau A5 der Einfluss der Dampfströmung auf den Sprühkegel im Betrieb der Absorptionswärmepumpe größer ist als im optischen Versuchsstand. Es kommt somit zu einer ungleichmäßigeren Verteilung der Flüssigkeit, was die Wärme- und Stoffübertragung im Absorber verringert. Auch die verbesserte Regelbarkeit des Lösungsmittelventils hat im Betrieb der Absorptionswärmepumpe keinen messtechnisch nachweisbaren Einfluss. Die Verwendung einer Düse mit geringerer benötigter Druckdifferenz Δp innerhalb der Absorptionswärmepumpe ist daher nicht geeignet.

In Aufbau A6 ist die Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} mit Ausnahme der Betriebspunkte 3 und 5 am größten. In Betriebspunkt 5 ist der Unterschied zwischen den beiden Aufbauten in der Wärmeübertragungsfähigkeit mit $\Delta kA = 0,025 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ vernachlässigbar klein. In Aufbau A6

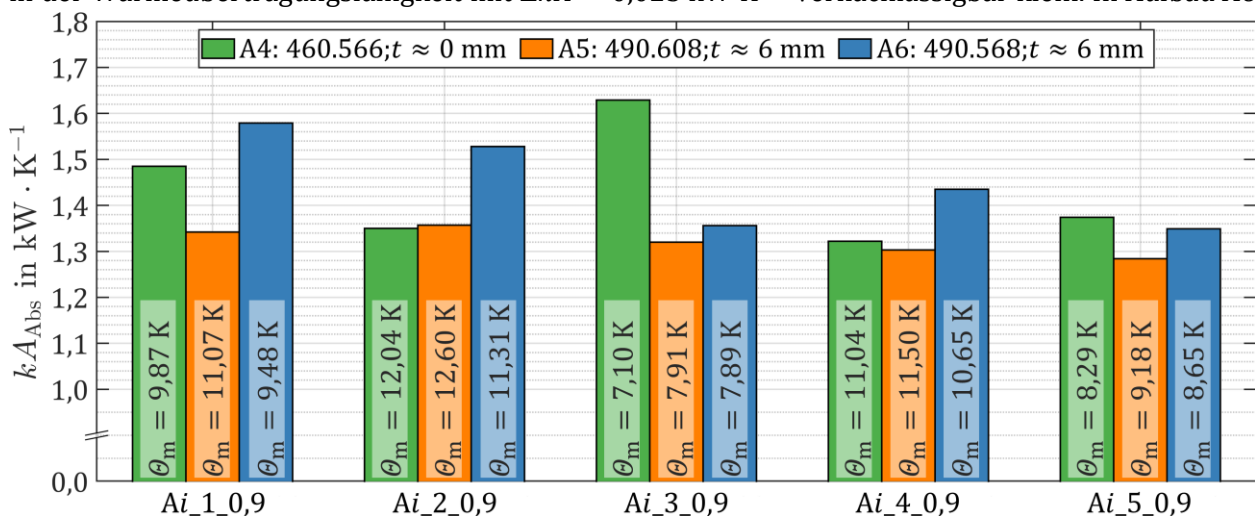


Abbildung 7-6 Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} bei Verwendung der verschiedenen Düsen und Düsenabständen t im Betrieb der Absorptionswärmepumpe. Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt jeweils $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5 \text{ kg}$.

ist in diesem Betriebspunkt zudem die Wärmeleistung des Absorbers höher, was durch die ebenfalls höhere mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m sichtbar ist. In Betriebspunkt 3 hingegen ist sowohl die übertragene Wärmeleistung \dot{Q}_{Abs} als auch die Wärmeübertragungsfähigkeit kA_{Abs} in Aufbau A4 höher. In der Messung A4_3_0,9 wird zudem die höchste Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ für den Betriebspunkt 3 erreicht. Die Ergebnisse sind somit konsistent und plausibel. Anhand der Messdaten kann jedoch keine Erklärung für die höhere Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} in Betriebspunkt 3 bei einem Vergleich von Aufbau A4 mit Aufbau A6 gefunden werden.

In den drei weiteren Betriebspunkten ist die Wärmeübertragungsfähigkeit kA_{Abs} in Aufbau A6 stets am höchsten. In diesem Aufbau wird eine Düse des Typs 490.568 verwendet, die ebenfalls in den optischen Untersuchungen die gleichmäßigste Flüssigkeitsverteilung aufweist.

Insgesamt zeigen die Messungen, dass eine gleichmäßige Verteilung der Flüssigkeit auf die Plattenspalte in den optischen Untersuchungen im Betrieb der Absorptionswärmepumpe mit einer höheren Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} einhergeht. Die Ergebnisse aus den optischen Untersuchungen sind direkt auf die Absorptionswärmepumpe übertragbar. In einzelnen Betriebspunkten kann die im optischen Versuchsstand ermittelte optimale Kombination aus Düse und Düsenabstand jedoch zu einer geringeren Wärme- und Stoffübertragung im Absorber führen. Die genaue Ursache hierfür ist noch nicht abschließend geklärt.

Da durch weitere Änderungen der Düsenposition keine weitere Verbesserung der Wärme- und Stoffübertragung im Absorber zu erwarten ist, sollte als nächster Optimierungsschritt der verwendete Plattenwärmeübertrager angepasst werden. Aufgrund der im optischen Versuchsstand erkennbaren guten Durchmischung in den Umlenkungen nach einem Durchgang sollte hierfür die Anzahl der Durchgänge erhöht werden. Auf diese Weise wirkt sich eine eventuell vorliegende ungleichmäßige Verteilung der Flüssigkeit im ersten Durchgang in geringerem Maße auf die gesamte Wärme- und Stoffübertragung im Absorber aus. Zudem wird bei gleichbleibender Plattenanzahl die Strömungsgeschwindigkeit im externen Fluidkreis und damit auch der konvektive Wärmeübergang erhöht.

Aufgrund der vorliegenden Erkenntnisse aus den optischen Untersuchungen zur Düsenposition wird auch bei Verwendung eines anderen Plattenwärmeübertragers eine Düse des Typs 490.568 mit einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ zur Zerstäubung der armen Lösung empfohlen. Die Erkenntnisse der Düsenpositionierung aus Kapitel 7.1.2 können in guter Näherung auch auf einen veränderten Plattenwärmeübertrager angewandt werden. Demnach sollte die Düsenposition so gewählt werden, dass der ungestörte Sprühkegel der Düse den Eintrittsstutzen des Plattenwärmeübertragers gerade tangiert, da auf diese Weise möglichst viele Plattenspalte direkt mit Flüssigkeit beaufschlagt werden.

7.3. Beurteilung des Gesamtprozesses

Nachfolgend wird der Gesamtprozess in Aufbau A6 anhand der Wärmeverhältnisse und der übertragenen Wärmeleistungen beurteilt. In Abbildung 7-7 sind die zu- und abgeführten Wärmeströme sowie der Wert $\Delta\dot{Q}_{\text{EB}}$ nach Gleichung (4-15) für jeden Betriebspunkt dargestellt. Analog zu Aufbau A1 kann ein Zusammenhang zwischen den Temperaturniveaus der Absorptionswärmepumpe und der Differenz $\Delta\dot{Q}_{\text{EB}}$ hergestellt werden. Die Differenz der Wärmeströme $\Delta\dot{Q}_{\text{EB}}$ ist im

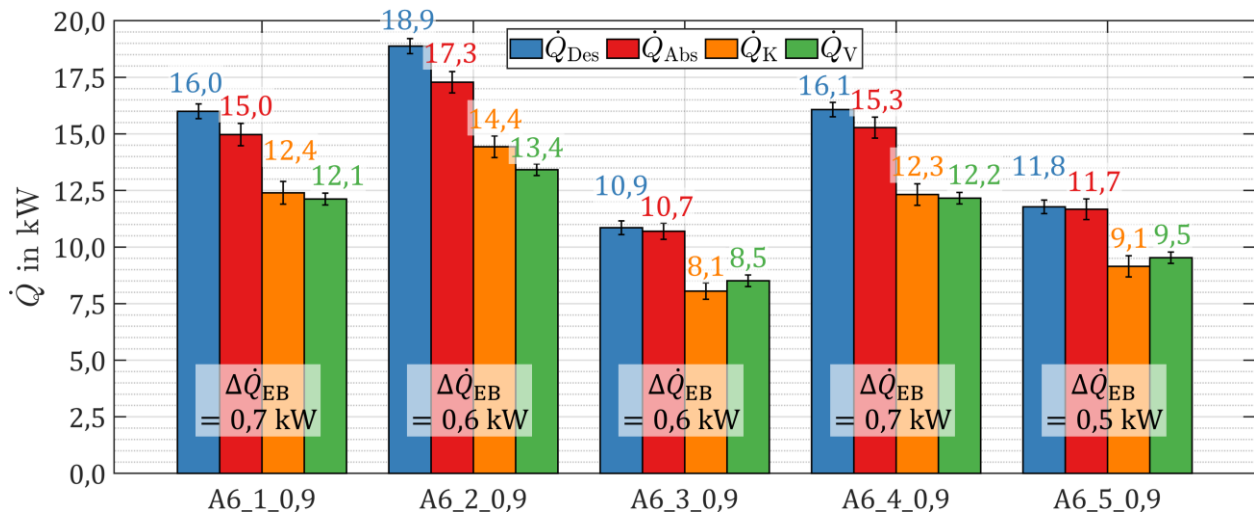


Abbildung 7-7 Auswertung der übertragenen Wärmeströme der verschiedenen Betriebspunkte im Endzustand der Absorptionswärmepumpe (A6). Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5$ kg.

Vergleich zu Aufbau A1 unverändert. Dies bestätigt nochmals die Vermutung, dass diese Differenz $\Delta\dot{Q}_{EB}$ auf die Wärmeverluste der Absorptionswärmepumpe zurückführbar sind. Die untersuchte Absorptionswärmepumpe kann daher nicht als wärmeverlustfrei angenommen werden.

In Abbildung 7-8 sind die erreichten Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} , berechnet nach Gleichung (2-36), für jeden der Betriebspunkte dargestellt. Zusätzlich ist für jeden Betriebspunkt das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ nach Gleichung (2-35) eingezeichnet.

Aufgrund der Wärmeverluste der Absorptionswärmepumpe ist das Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ in jedem der Betriebspunkte höher als das Wärmeverhältnis ζ_{AWP} . Innerhalb der Messunsicherheit sind diese Werte jedoch übereinstimmend. Neben den Wärmeverlusten kann daher auch die Messunsicherheit diese Differenz verursachen.

Im Vergleich mit dem Ausgangszustand in Aufbau A1 ist in Aufbau A6 das erreichte Wärmeverhältnis ζ_{AWP} bzw. $\zeta_{AKM} + 1$ in allen Betriebspunkten höher. Die in der Betriebspunktdefinition geforderte Kondensator-Austrittstemperatur der Betriebspunkte 1 und 3 von $\vartheta_{ext,K,aus} = 55$ °C wird im Gegensatz zu Aufbau A1 nun erreicht. Durch die höhere Kondensator-Austrittstemperatur $\vartheta_{ext,K,aus}$ ist ebenfalls der Hochdruck p_h um 2,5 bar bzw. 3,1 bar höher. Die Erhöhung der Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} bzw. $\zeta_{AKM} + 1$ liegt somit bei widrigeren Betriebsbedingungen vor.

Im Gegensatz zu Aufbau A1, bei dem das höchste Wärmeverhältnis in Betriebspunkt 4 erreicht wird, liegt in Aufbau A6 das höchste Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1 = 1,81$ in Betriebspunkt 5 vor. In diesem Betriebspunkt sind, wie auch in den Betriebspunkten 2 und 4, die externe Eintrittstemperatur in den Absorber mit $\vartheta_{ext,Abs,ein} = 28$ °C sowie die externe Eintrittstemperatur in den Verdampfer $\vartheta_{ext,V,ein} = 30$ °C am geringsten. Durch die höheren Wärmeleistungen in den Betriebspunkten 2 und 4, dargestellt in Abbildung 7-7, sind in diesen sowohl die externe Kondensator-Austrittstemperatur $\vartheta_{ext,K,aus}$ als auch der Hochdruck der Absorptionswärmepumpe p_h um mindestens 1,7 bar höher als in Betriebspunkt 5. Dies erhöht die Siedetemperatur der reichen Lösung und wirkt sich dadurch negativ auf die Desorption und damit auf das Wärmeverhältnis des gesamten Prozesses aus. Die

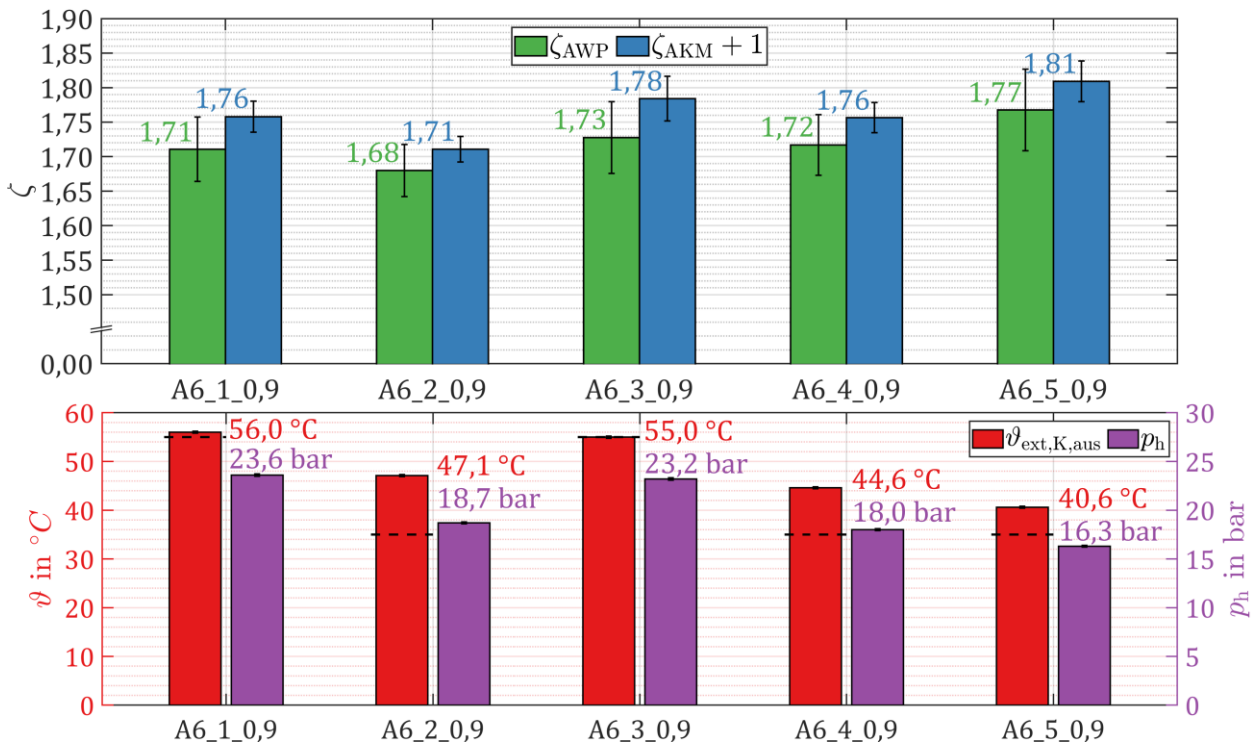


Abbildung 7-8 Auswertung der erreichten Wärmeverhältnisse ζ_{AWP} und $\zeta_{AKM} + 1$ im Endzustand der Absorptionswärmepumpe (A6). Der Ammoniakmassenanteil der Befüllung beträgt $\xi = 0,62$ bei einer Gesamtmasse der Füllung von $m = 10,5$ kg.

Effizienzsteigerung ist daher bei gleicher Kondensator-Austrittstemperatur $\vartheta_{ext,K,aus}$ tendenziell noch höher.

Im Vergleich zum bisher maximalen Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ aus Aufbau A4 ist festzuhalten, dass das Wärmeverhältnis in Aufbau A6 in jedem Betriebspunkt geringfügig, allerdings innerhalb der Messunsicherheit, verringert ist. Ein positiver Effekt der veränderten Düse und deren Position im Absorber kann daher nicht belegt werden. Wie in Kapitel 7.2 beschrieben ist jedoch eine weitere Optimierung des Absorbers, insbesondere des Plattenwärmeübertragers, vorzusehen.

In Tabelle 7-2 ist eine Gegenüberstellung der Aufbauten A1 und A6 gezeigt. Durch Einsatz des zwangsdurchströmten Desorbers ist die erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ in Aufbau A6 um $0,017 \leq \Delta\xi_E \leq 0,035$ höher als in Aufbau A1. Anhand des auf bis zu $\eta_{\xi,Des} \leq 0,923$ gestiegenen Desorptionswirkungsgrades ist die gute Funktionalität des Desorber-Konzepts deutlich erkennbar. Auch der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} ist in Aufbau A6 mit $0,977 \leq \xi_{KM} \leq 0,999$ geringfügig angestiegen. Diese Steigerung wird trotz einer höheren Austrittstemperatur aus dem Desorber durch den Einsatz eines Kondensat-Abscheiders nach dem Dephlegmator erreicht.

Der Absorberwirkungsgrad $\eta_{\xi,Abs}$ ist in Aufbau A6 im Vergleich mit A1 mit Ausnahme des Betriebspunktes 3 gestiegen. Der Grund für den höheren Absorberwirkungsgrad $\eta_{\xi,Abs}$ ist dabei die höhere Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$. Eine Verbesserung des Absorptionsprozesses, also eine Verringerung der ungenutzten Potenziale im Absorber $\Delta\xi_{Abs}^{idS}$ und $\Delta\xi_{Abs}^{idWS}$, wird nicht erreicht.

Der zugeführte Wärmestrom im Desorber \dot{Q}_{Des} ist in Aufbau A6 um 10% bis 27% höher als in Aufbau A1. Auch der im Verdampfer zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_V ist durch die Optimierungen

Betriebspunkt	Größe	Ai_1_0,9	Ai_2_0,9	Ai_3_0,9	Ai_4_0,9	Ai_5_0,9
A1	$\Delta\xi_E$	0,065	0,078	0,048	0,063	0,044
	ξ_{KM}	0,983	0,975	0,989	0,983	0,991
	$\eta_{\xi,Abs}$	0,464	0,433	0,454	0,405	0,387
	$\eta_{\xi,Des}$	0,412	0,438	0,381	0,409	0,379
	\dot{Q}_{Des}	12,6 kW	15,2 kW	9,9 kW	12,7 kW	9,3 kW
	\dot{Q}_V	9,1 kW	10,6 kW	7,1 kW	9,4 kW	6,8 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,72	1,70	1,72	1,74	1,73
A6	$\Delta\xi_E$	0,098	0,113	0,065	0,098	0,069
	ξ_{KM}	0,989	0,977	0,999	0,988	0,997
	$\eta_{\xi,Abs}$	0,545	0,555	0,424	0,511	0,438
	$\eta_{\xi,Des}$	0,914	0,872	0,851	0,923	0,889
	\dot{Q}_{Des}	16,0 kW	18,9 kW	10,9 kW	16,1 kW	11,8 kW
	\dot{Q}_V	12,1 kW	13,4 kW	8,5 kW	12,2 kW	9,5 kW
	$\zeta_{AKM} + 1$	1,76	1,71	1,78	1,76	1,81

Tabelle 7-2 Vergleich der erreichten Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ dem Ammoniakmassenanteil im Kältemittel ξ_{KM} , der im Desorber und im Verdampfer zugeführten Wärmeströme \dot{Q}_{Des} und \dot{Q}_V sowie des erreichten Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ in den Aufbauten A1 und A6.

gestiegen. Die prozentuale Leistungssteigerung im Verdampfer liegt zwischen 20% und 40% und ist damit im Verhältnis stärker angestiegen als die im Desorber zugeführte Leistung. Dieser Zusammenhang ist auch in dem um 0,01 bis 0,08 höheren Wärmeverhältnis $\zeta_{AKM} + 1$ sichtbar. Insgesamt wird somit das Ziel dieser Arbeit einer Effizienzsteigerung durch eine gezielte Optimierung des Absorbers und des Desorbers erreicht. Aufgrund der Übertragbarkeit der in den Desorber-Untersuchungen gewonnen Erkenntnissen zur Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ sowie den Erkenntnissen zum Absorber aus beispielsweise (Treffinger et al., 1997) oder (Schaal, 2008) ist bei deutlicher Verbesserung der Wärme- und Stoffübertragung im Absorber eine weitere Steigerung der Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ sowie des Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ zu erwarten.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Obwohl in privaten Haushalten zur Gebäudebeheizung sowie zur Trinkwarmwasserbereitung nur Vorlauftemperaturen von bis zu 70 °C erforderlich sind, werden in Deutschland mehr als die Hälfte der bestehenden Fernwärmenetze bei Vorlauftemperaturen von über 110 °C betrieben. Das bislang ungenutzte exergetische Potenzial der hohen Vorlauftemperatur in Fernwärmenetzen kann für den Antrieb einer Absorptionswärmepumpe eingesetzt werden. Wird der Rücklauf des Fernwärmenetzes zudem zur Beheizung des Verdampfers der Wärmepumpe verwendet, so kann ein zusätzlicher Wärmestrom aus dem Fernwärmenetz entnommen werden. Bei gleichbleibendem Massenstrom kann hierdurch eine höhere thermische Leistung über das Fernwärmenetz transportiert werden. Für einen solchen Betrieb ist die Entwicklung einer neuartigen Fernwärme-Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe notwendig. Die Wärmepumpe muss dabei eine möglichst hohe Effizienz aufweisen und kostengünstig produzierbar sein.

In der vorliegenden Arbeit wird die Absorptionswärmepumpe des IGTE für den Einsatz in einer Fernwärme-Hausstation angepasst. Durch Komponentenoptimierung innerhalb der Desorber-Einheit sowie des Absorbers werden, unter ausschließlicher Verwendung von Standardkomponenten wie beispielsweise Plattenwärmeübertrager und einfach fertigmachen Behältern, die Anforderungen einer hohen Effizienz und möglichst geringer Systemkosten erfüllt.

Zur Quantifizierung der Absorptions- und Desorptionspotenziale wird ein für Absorptionswärmepumpen und -kältemaschinen allgemeingültiges Analyseverfahren erarbeitet und angewandt. Dieses Verfahren ermöglicht im Vergleich zur Berechnung des Absorber- bzw. Desorberwirkungsgrades eine präzisere Beurteilung dieser Komponenten. Ein zentraler Aspekt dieses Verfahrens ist die Prozessanalyse mit Hilfe einer geeigneten Zustandsgleichung für die Arbeitsstoffpaarung. Aus diesem Grund ist eine möglichst exakte Kenntnis der Stoffdaten des Ammoniak/Wasser-Gemischs notwendig.

Es werden drei aktuelle und in der einschlägigen Fachliteratur häufig verwendete Zustandsgleichungen in Hinblick auf die Abweichung zu experimentellen Daten im relevanten Temperaturbereich von $-30\text{ °C} \leq \vartheta \leq 200\text{ °C}$ und Druckbereich von $p \leq 30\text{ bar}$ untersucht. Sowohl die Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) als auch die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messdaten bei der Ermittlung des Dampf-Flüssigkeits-Phasengleichgewichtszustandes. In Hinblick auf die Dichte der unterkühlten Flüssigkeit sowie die kalorischen Zustandsgrößen ist die Abweichung zu den experimentellen Daten der Zustandsgleichung aus (Ziegler und Trepp, 1984) jedoch höher als die Abweichung zu den aus der Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) berechneten Werten. Die Zustandsgleichung aus (Ibrahim und Klein, 1993) weist mit Ausnahme der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p die größte Abweichung zu den Messdaten auf. Bei Berücksichtigung aller untersuchten Zustandsgrößen ist die Übereinstimmung der Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend,

1998a) mit den experimentellen Daten am höchsten. Für die weiterführende Prozessanalyse wird daher die Zustandsgleichung aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) verwendet.

In den experimentellen Untersuchungen wird zunächst der Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe analysiert. Es wird gezeigt, dass in allen Betriebspunkten das ungenutzte Potenzial der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung sowohl innerhalb des Absorbers $0,057 \leq \Delta\xi_{\text{Abs}}^{\text{idWS}} \leq 0,102$ als auch im Desorber $0,072 \leq \Delta\xi_{\text{Des}}^{\text{idWS}} \leq 0,100$ höher als die erreichte Entgasungsbreite $0,044 \leq \Delta\xi_{\text{E}} \leq 0,078$ ist.

Durch numerische Berechnung der Temperaturverläufe innerhalb des Desorbers und die anschließende Auswertung der einzelnen Wärmewiderstände wird aufgezeigt, dass der Wärmeübergang der siedenden reichen Lösung die Wärmeübertragung limitiert. In dieser diskretisierten Betrachtung wird der gesamte Wärmeübertrager mit gleichbleibenden Wärmeübergangskoeffizienten bzw. einheitlicher Wärmeübertragungsfähigkeit kA angenommen. Der Wert kann als mittlere Wärmeübertragungsfähigkeit verstanden werden. Lokal stark unterschiedliche Wärmeübergangskoeffizienten sind hierdurch nicht erkennbar. In dem verwendeten Plattenwärmeübertrager mit C-förmiger Strömungsführung kann es jedoch zu einer ungleichmäßigen Fluidverteilung auf die Plattenspalte kommen. Es wird vermutet, dass die Strömungsführung einen entscheidenden Einfluss auf die Strömungsverteilung und damit auf die Wärmeübertragung innerhalb des Desorbers hat.

Zur Optimierung der Absorptionswärmepumpe werden zwei Desorber-Konzepte experimentell untersucht. Ein Ansatz ist die Weiterentwicklung der Desorber-Einheit unter Beibehaltung des bisherigen Konzeptes. Hierzu wird ein kombinierter Vorlage- und Abscheide-Behälter verwendet. Des Weiteren wird ein Plattenwärmeübertrager mit harter Plattenstruktur und Z-förmiger Strömungsführung eingesetzt. Es wird nachgewiesen, dass in diesem Aufbau die erreichte Entgasungsbreite $\Delta\xi_{\text{E}}$ um bis zu 30 % höher ist als im Ausgangszustand. Eine optimale Nutzung der Desorber-Einheit kann in diesem Aufbau jedoch nicht in jedem Betriebspunkt nachgewiesen werden. Der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{al} sinkt je nach Betriebspunkt unterschiedlich stark ab. Durch die verbesserte Desorption ist dieser Effekt noch größer. Dies führt dazu, dass das Volumen des Kältemittel-Reservoirs nicht mehr für die nötige Anpassung der Kältemittelfüllmenge im gesamten Betriebsbereich ausreicht. Als Folge werden die Behälter für die weiteren Untersuchungen neu dimensioniert.

Für das zweite untersuchte Desorber-Konzept wird der Desorber-Vorlagebehälter entfernt, wodurch eine Durchströmung des gesamte Massenstroms der reichen Lösung durch den Plattendesorber erzwungen wird. Der bereits ausgetriebene Kältemitteldampf aus der Vorwärmung wird in diesem Aufbau nicht vorab abgeschieden. Eine besondere Herausforderung dieses Konzeptes ist die in (Tuo und Hrnjak, 2013) beschriebene ungleichmäßige Strömungsverteilung auf die Plattenspalte. Zur Vermeidung dieses Effektes wird anstatt eines eingängigen Plattenwärmeübertragers eine Bauart mit fünf Durchgängen verwendet. Dadurch kann das Konzept eines direkt durchströmten Plattendesorbers erstmals erfolgreich umgesetzt werden.

Die Messungen zeigen, dass mit dem zweiten Desorber-Konzept die erreichte Entgasungsbreite auf $0,066 \leq \Delta\xi_E \leq 0,102$ erhöht wird. Auch der Desorberwirkungsgrad von $0,851 \leq \eta_{\xi,Des} \leq 0,923$ belegt die sehr gute Funktionalität dieses Desorber-Konzeptes. Ein weiterer Vorteil des Konzeptes besteht darin, dass der Massenstrom der reichen Lösung durch die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe als weitere Regelgröße für den Prozess verwendet werden kann.

Dieses Desorber-Konzept wird aufgrund der besseren Regelbarkeit des Prozesses, der höheren erreichten Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ sowie des nahezu unverändert hohen Wärmeverhältnisses $\zeta_{AKM} + 1$ für die weitere Entwicklung beibehalten.

Im Gegensatz zu einem Behälterdesorber ist in beiden untersuchten Plattendesorber-Konzepten keine Rektifikationszone zur Erhöhung der Kältemittelreinheit vorhanden. Lediglich im Dephlegmator kann durch eine teilweise Kondensation des Kältemitteldampfes der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels gesteigert werden.

In der Prozessanalyse fällt auf, dass das anfallende Kondensat jedoch nicht, wie in (Müller und Spindler, 2013) erwartet, entgegen der Dampfströmung in den Desorber-Abscheider zurückfließt. Um das Kondensat von dem Kältemitteldampf zu trennen, wird in einem weiteren Aufbau ein kleiner, mit einem Drahtgeflecht gefüllter Behälter als Kondensat-Abscheider zwischen Dephlegmator und Kondensator eingesetzt. Zusätzlich wird die Strömungsführung der reichen Lösung zu einer Parallelschaltung aus LMWÜ und Dephlegmator verändert. Es wird aufgezeigt, dass durch diese Maßnahmen der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} bis fast an den Sättigungszustand des Kältemitteldampfes angereichert werden kann. Darüber hinaus wird aufgezeigt, dass die Parallelschaltung aus LMWÜ und Dephlegmator auch die interne Wärmerückgewinnung des Prozesses weiter erhöhen kann. Hierzu muss jedoch die Wärmeübertragung im Dephlegmator verbessert werden. Durch Infrarotaufnahmen des Dephlegmators wird aufgezeigt, dass es zu einer ungleichmäßigen Verteilung der reichen Lösung im Plattenwärmeübertrager kommt. Diese ungleiche Verteilung sowie die geringe Strömungsgeschwindigkeit der reichen Lösung verursachen die geringe Wärmeübertragungsfähigkeit kA des Dephlegmators.

Auch für den Absorber wird anhand der Analyse des Ausgangszustandes ein hohes ungenutztes Potenzial der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung aufgezeigt. Die Untersuchungen in (Treffinger et al., 1997) legen nahe, dass die Verteilung der armen Lösung innerhalb des Absorbers einen erheblichen Einfluss auf die Wärmeübertragungsfähigkeit besitzt. Es wird daher vermutet, dass die Verteilung der armen Lösung durch den Sprühkegel innerhalb des Absorbers die Wärmeübertragung limitiert. In einem separaten Versuchsstand wird die Verteilung der Flüssigkeit auf die Plattenspalte im System Luft/Wasser optisch untersucht. Es wird aufgezeigt, dass die bisher verwendete Düse und deren Position die Flüssigkeit nicht gleichmäßig auf die Plattenspalte innerhalb des ersten Durchgangs verteilt. Durch die Verwendung einer Vollkegeldüse des Typs 490.568 mit einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ und einem Düsenabstand von $t \approx 6$ mm erfolgt die Verteilung der Flüssigkeit auf die Plattenspalte weitestgehend gleichmäßig.

In weiteren Umbauten werden zwei Düsen mit einem Sprühwinkel von $\beta = 120^\circ$ bei optimierter Position im Betrieb der Absorptionswärmepumpe untersucht. Es wird aufgezeigt, dass die

Ergebnisse aus den optischen Untersuchungen direkt auf die Absorptionswärmepumpe übertragbar sind. Mit Ausnahme eines Betriebspunktes ist bei der Verwendung der Vollkegeldüse des Typs 490.568 die erreichte Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} maximal.

Insgesamt zeigen die Untersuchungen, dass durch das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und erprobte Desorber-Konzept eine nahezu ideale Desorption ermöglicht wird. Darüber hinaus wird durch einen Kondensat-Abscheider sichergestellt, dass der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels maximal ist. Es werden dabei ausschließlich Standardkomponenten und günstig fertigbare Behälter eingesetzt. Dennoch werden sowohl die Entgasungsbreite $\Delta\xi_E$ als auch das Wärmeverhältnis ζ als Maß für die Effizienz der Absorptionswärmepumpe durch diese Maßnahmen erheblich gesteigert.

In zukünftigen Untersuchungen sollte zur Weiterentwicklung und insbesondere zur weiteren Senkung der Investitionskosten der Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe eine neue Lösungsmittelpumpe erprobt werden. In einer parallel zu dieser Dissertation durchgeführten Recherche konnte eine möglicherweise sehr gut geeignete Drehschieberpumpe identifiziert werden. Alle medienberührenden Komponenten dieses Modells sind aus Edelstahl oder anderen gegenüber Ammoniak/Wasser korrosionsbeständigen Materialien gefertigt. Da es sich um ein Massenprodukt handelt, ist diese Pumpe kostengünstig erhältlich, was die Investitionskosten für die Absorptionswärmepumpe erheblich senken könnte. Als Voruntersuchung wird derzeit das Förderverhalten dieser Pumpe mit der Stoffpaarung Ammoniak/Wasser untersucht. Die Auswirkungen der Lösungsmittelpumpe auf den Absorptionswärmepumpen-Prozess sind anschließend zu beurteilen.

Es wird in dieser Arbeit aufgezeigt, dass die Leistung der Absorptionswärmepumpe bei Verwendung eines zwangsdurchströmten Desorbers ebenfalls über die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe geregelt werden kann. Durch die Erarbeitung eines solchen Regelungskonzeptes ist eine weitere Effizienzsteigerung der Wärmepumpe, insbesondere im Teillastbereich, zu erwarten.

Zur Steigerung der Kältemittelreinheit sowie der internen Wärmerückgewinnung wird empfohlen, den Dephlegmator zukünftig als einen Plattenwärmeübertrager mit unterschiedlich großen Strömungsquerschnitten für den Kältemitteldampf und die reiche Lösung auszuführen. Ein solcher Wärmeübertrager ist jedoch zum jetzigen Zeitpunkt nicht mit den benötigten Anforderungen an Korrosions- und Druckbeständigkeit verfügbar. Die Entwicklungen in diesem Bereich sollten daher weiterverfolgt werden.

9. Literaturverzeichnis

- Baehr, H.D.; Kabelac, S.: "Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen", 15th ed., *Springer Vieweg*, Berlin, Heidelberg, 2012.
- Baehr, H.D.; Stephan, K.: "Wärme- und Stoffübertragung", 8th ed., *Springer Vieweg*, Berlin, Heidelberg, 2013.
- Bierling, B.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Förderverhalten eines Plattenaustreibers mit nachgeschaltetem Förderrohr für thermisch angetriebene Kälteanlagen" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Bremen, 2017, AA.II.1.11.
- Brendel, T.; Koller, T.; Zetzsche, M.; Ziegler, E.: "Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit einem Eisspeicher: Abschlussbericht", *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2010.
- Brendel, T.; Schmid, F.; Müller, M.; Hahn, R.: "Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher: Abschlussbericht, FKZ 0327898A", *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2013.
- Brunin, O.; Feidt, M.; Hivet, B.: "Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump", *Int. J. Refrig.*, vol. 20, no. 5, pp. 308–318, 1997.
- Buttermann, H.G.; Maaßen, U.; Baten, N.; Nieder, T.: "Anwendungsbilanzen zur Energiebilanz Deutschland: Endenergieverbrauch nach Energieträgern und Anwendungszwecken", *Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen e.V.*, 2019.
- Callen, H.B.: "Thermodynamics and an introduction to thermostatistics", 2nd ed., *Wiley*, New York, NY, 1985.
- Castro, J.; Oliet, C.; Rodríguez, I.; Oliva, A.: "Comparison of the performance of falling film and bubble absorbers for air-cooled absorption systems", *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 7, pp. 1355–1366, 2009.
- Cerezo, J.; Bourouis, M.; Vallès, M.; Coronas, A.; Best, R.: "Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 5-6, pp. 1005–1011, 2009.
- Clifford, I.I.; Hunter, E.: "The System Ammonia–Water at Temperatures up to 150°C. and at Pressures up to Twenty Atmospheres", *J. Phys. Chem.*, vol. 37, no. 1, pp. 101–118, 1933.
- Dehli, M.: "Über kanonische Zustandsgleichungen und ihre Anwendungsmöglichkeiten in der Technik", *Dissertation, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 1974.
- Djordjevic, E.; Kabelac, S.: "Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger", *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 25-26, pp. 6235–6242, 2008.
- Dohmann, J.: "Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen: Grundlagen und Anwendungen der Kältetechnik", *Springer Vieweg*, Berlin, Heidelberg, 2016.

- Fernández-Seara, J.; Sieres, J.: "The importance of the ammonia purification process in ammonia-water absorption systems", *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 13-14, pp. 1975–1987, 2006.
- Fujita, I.; Suzuki, T.; Uematsu, M.: "Isobaric specific heat capacity of $\{x\text{H}_2\text{O}+(1-x)\text{NH}_3\}$ with $x=(0.0000, 0.1566, 0.1597, 0.3030, 0.3048, 0.4956, 0.7061, \text{ and } 0.8489)$ at $T=(280, 300, 320, \text{ and } 360)\text{K}$ over the pressure range from $(0.1 \text{ to } 15)\text{MPa}$ ", *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 40, no. 2, pp. 260–264, 2008.
- Guillevic, J.-L.; Richon, D.; Renon, H.: "Vapor-Liquid Equilibrium Data for the Binary System Water-Ammonia at 403.1, 453.1, and 503.1 K up to 7.0 MPa", *J. Chem. Eng. Data*, vol. 30, pp. 332–335, 1985.
- Harms-Watzenberg, F.: "Messung und Korrelation der thermodynamischen Eigenschaften von Wasser-Ammoniak-Gemischen", *Hannover, Univ., Diss., 1994, VDI-Verl.*, Düsseldorf, 1995.
- Herwig, H.; Kautz, C.H.; Moschallski, A.: "Technische Thermodynamik: Grundlagen und Anleitung zum Lösen von Aufgaben", 2nd ed., *Springer Vieweg*, Wiesbaden, 2016.
- Hildenbrand, D.L.; Giaque, W.F.: "Ammonium Oxide and Ammonium Hydroxide. Heat Capacities and Thermodynamic Properties from 15 to 300°K", *J. Am. Chem. Soc.*, vol. 75, pp. 2811–2818, 1953.
- Huang, L.-J.; Xue, W.-L.; Zeng, Z.-X.: "The Solubility of ammonia in ethanol between 277.35K and 328.15K", *Fluid Phase Equilib.*, vol. 303, no. 1, pp. 80–84, 2011.
- Huang, W.; Sun, G.; Zheng, D.; Dong, L.; Wu, X.; Chen, J.: "Vapor-Liquid Equilibrium Measurements of $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O} + \text{Ionic Liquid } ([\text{Dmim}]\text{Cl}, [\text{Dmim}]\text{BF}_4, \text{ and } [\text{Dmim}]\text{DMP}) \text{ Systems}$ ", *J. Chem. Eng. Data*, vol. 58, no. 5, pp. 1354–1360, 2013.
- Ibarra-Bahena, J.; Romero, R.: "Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review", *Energies*, vol. 7, no. 2, pp. 751–766, 2014.
- Ibrahim, O.M.; Klein, S.A.: "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures", *ASHRAE Transactions: Symposia*, vol. 99, pp. 1495–1502, 1993.
- Itkonen, A.-K.; Rietdorf, L.: "The Commission calls for a climate neutral Europe by 2050", Brüssel, 2018.
- Jungnickel, H.; Agsten, R.; Kraus, W.E.: "Grundlagen der Kältetechnik", 3rd ed., *Verl. Technik*, Berlin, 1990.
- Kini, G.; Tambasco, M.; Chandrasekaran, S.; Garimella, S.: "Waste heat driven ammonia-water absorption chiller for high temperature residential-scale applications" in *25th IIR International Congress of Refrigeration*, Montréal, Canada, 2019.
- Knierim, R.: "Rücklauftemperatur: Ein ungehobener Schatz für Versorger und Kunden: Weitere Erlöse aus ungenutzter Wärmeenergie", *EuroHeat&Power*, vol. 36, no. 3, pp. 56–65, 2007.
- Kondo, J.; Yasukawa, Y.; Uematsu, M.: "(p, ρ , T) measurements of (ammonia+ water) in the temperature range 310 K to 400 K at pressures up to 17 MPa. II. Measurements of $\{x\text{NH}_3+(1-x)\text{H}_2\text{O}\}$ at $x=(1.0000, 0.8374, 0.6005, \text{ and } 0.2973)$ ", *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 34, no. 7, pp. 1045–1056, 2002.

- Lechler GmbH: "Technisches Datenblatt: Axial-Vollkegeldüsen, Baureihe 490 / 491", 2017.
- Markmann, B.: "Wärmeübergang bei der Absorption ammoniakreichen Dampfes durch wässrige Lösung im Plattenwärmeübertrager", *Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover*, Hannover, 2020.
- Martin, H.: "Heat Exchangers", *Hemisphere Publishing Corporation*, Bristol, 1992.
- Mersmann, A.; Kind, M.; Stichlmair, J.: "Thermische Verfahrenstechnik: Grundlagen und Methoden", 2nd ed., *Springer*, Berlin, 2005.
- Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Aachen, 2018a, AA II.1.11.
- Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump", *Case Stud. Therm. Eng.*, no. 12, pp. 817–822, 2018b.
- Mirl, N.; Spindler, K.: "Optimization potentials for the absorber and the generator of an ammonia-water absorption heat pump" in *25th IIR International Congress of Refrigeration*, Montréal, Canada, 2019, Manuscript ID: 189.
- Mirl, N.; Doil, M.; Spindler, K.; Stergiaropoulos, K.: "Comparison of ammonia/water equations of state under operating conditions of absorption systems", *Fluid Phase Equilib.*, vol. 526, p. 112748, 2020a.
- Mirl, N.; Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: "Design and analysis of an ammonia-water absorption heat pump", *Appl. Therm. Eng.*, no. 165, p. 114531, 2020b.
- Mirl, N.; Spindler, K.; Stergiaropoulos, K.: "Visualisierung und Optimierung der Flüssigkeitsverteilung in einem Plattenabsorber" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Magdeburg, 2020c, AA.II.1.20.
- Moser, H.; Zotter, G.; Kotenko, O.; Rieberer, R.: "the formation of non-condensable gases in ammonia/water absorption heat pumps made of stainless steel - literature review and experimental investigation" in *proceedings of the 4th IIR International Conference on Ammonia Refrigeration Technology*, Ohrid, 2011, pp. 221–230.
- Müller, M.; Spindler, K.: "Effizienzsteigerung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Hannover, 2013, AA II.1.08.
- Munakata, T.; Kasahara, K.; Uematsu, M.: "(p, ρ, T) measurements of (ammonia+ water) in the temperature range 310 K to 400 K at pressures up to 17 MPa. I. Measurements of { xNH₃ + (1 - x) H₂O } at x= (0.8952, 0.8041, 0.6985, 0.5052, and 0.1016)", *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 34, no. 6, pp. 807–819, 2002.
- Niebergall, W.: "Sorptions-Kältemaschinen", *Springer Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, 1959.
- Oechsle, S.: "Untersuchung und Regelung des Lösungsmittelkreislaufs", *nicht veröffentlichte Studienarbeit, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2015.

- Okamoto, H.; Dang, C.; Hihara, E.: "Investigation on a Novel Adiabatic Absorber" in *14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, Indiana, United States, 2012.
- Paar, A.; Herbert, F.; Pehnt, M.; Ochse, S.; Richter, S.; Maier, S.; Huther, H.; Kühne, J.; Weidlich, I.: "Transformationsstrategien von fossiler zentraler Fernwärmeversorgung zu Netzen mit höheren Anteilen erneuerbarer Energien", Heidelberg, 2013.
- Perman, E.P.: "LXXXI.—Vapour pressure of aqueous ammonia solution. Part I", *J. Chem. Soc., Trans.*, vol. 79, no. 0, pp. 718–725, 1901.
- Peter Nilsson: "Plattenwärmetauscher", Schweden, 3. Jan 2007.
- Postma, S.: "Le Système Ammoniaque-Eau", *Recl. Trav. Chim. Pays-Bas*, vol. 39, no. 9, pp. 515–536, 1920.
- Pruß, A.; Wagner, W.: "Eine neue Fundamentalgleichung für das fluide Zustandsgebiet von Wasser für Temperaturen von der Schmelzlinie bis zu 1273 K bei Drücken bis zu 1000 MPa", *Fortschritt-Berichte VDI, VDI-Verlag*, Düsseldorf, 1995.
- Rizvi, S.S.H.; Heidemann, R.A.: "Vapor-liquid equilibria in the ammonia-water system", *J. Chem. Eng. Data*, vol. 32, no. 2, pp. 183–191, 1987.
- Roos, H.: "Hydraulik der Wasserheizung: Mit 25 Tabellen", 5th ed., *Oldenbourg-Industrieverl.*, München, 2002.
- Said, S.A.M.; Spindler, K.; El-Shaarawi, M.A.; Siddiqui, M.U.; Schmid, F.; Bierling, B.; Khan, M.M.A.: "Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia", *Int. J. Refrig.*, vol. 62, pp. 222–231, 2016.
- Salavera, D.; Chaudhari, S.K.; Esteve, X.; Coronas, A.: "Vapor—Liquid Equilibria of Ammonium + Water + Potassium Hydroxide and Ammonium + Water + Sodium Hydroxide Solutions at Temperatures from (293.15 to 353.15) K", *J. Chem. Eng. Data*, vol. 50, pp. 471–476, 2005.
- Schaal, F.: "Membranabsorber für die Absorptionskältetechnik", *Dissertation, Institut für Technische Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2008.
- Schmid, F.; Brendel, T.; Müller, M.; Hahn, R.: "Absorption Refrigerating Machine; Absorptionskältemaschine", DE WO 2015/055159 A1, 23. Apr 2015.
- Schmid, F.; Mirl, N.; Bierling, B.; Brunder, J.: "Desorbervorrichtung für eine Wärmepumpe", DE DE 10 2018 205 810 A1, 17. Okt 2019.
- Schmidt, D.; Kallert, A.; Blesl, M.; Svendsen, S.; Li, H.; Nord, N.; Sipilä, K.: "Low Temperature District Heating for Future Energy Systems", *Energy Procedia*, vol. 116, pp. 26–38, 2017.
- Schuchardt, G.K.: "Energetische Analyse von Nahwärmenetzen unter Berücksichtigung des mikroskopischen thermohydraulischen Netzzustandes", *Dissertation, Universität Kassel*, Kassel, 2016.
- Schulz, S.: "Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen", *Habilitationschrift, Institut für Thermo- und Fluidodynamik, Ruhr-Universität Bochum*, Bochum, 1972.

- Staedter, M.A.; Garimella, S.: "Thermodynamic considerations for optimal thermal compressor design", *Int. J. Refrig.*, vol. 91, pp. 28–38, 2018.
- Staudt, H.J.: "Experimentelle Bestimmung und Korrelation der Exzessenthalpie und des Exzessvolumens binärer wässriger Amin- und Alkohol- systeme, sowie des Systems Wasser-Ammoniak in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Gemischzusammensetzung", *Dissertation, Universität Kaiserslautern*, Kaiserslautern, 1984.
- Steiner, D.; Taborek, J.: "Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model", *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, no. 2, pp. 43–69, 1992.
- Steiner, D.: "Wärmeübergang beim Strömungsverdampfen von Reinstoffen und von Mischungen", *Habilitation, Institut für Thermische Verfahrenstechnik, Universität Karlsruhe (TH)*, Karlsruhe, 1996.
- Stephan, P.: "Thermodynamik: Band 1: Einstoffsysteme, Grundlagen und technische Anwendungen ; mit 43 Tabellen", 16th ed., *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, 2006.
- Stephan, P.; Mayinger, F.; Schaber, K.; Stephan, K.: "Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen - Band 2: Mehrstoffsysteme und chemische Reaktionen", 15th ed., *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, 2010.
- Stierstadt, K.: "Thermodynamik für das Bachelorstudium", 2nd ed., *Springer Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, 2018.
- Tillner-Roth, R.; Harms-Watzenberg, F.; Baehr, H.D.: "Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, 1993, pp. 167–180.
- Tillner-Roth, R.; Friend, D.G.: "A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture {Water + Ammonia}", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 27, no. 1, pp. 63–96, 1998a.
- Tillner-Roth, R.; Friend, D.G.: "Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture Ammonia/Water", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 27, no. 1, pp. 45–61, 1998b.
- Treffinger, P.; Sander, H.; Peter, T.; Wieland, D.; Mohrlök, K.: "Entwicklung und Test eines Funktionsmodells einer leistungsgeregelten Absorptionswärmepumpe für Hausheizung", *Forschungsbericht IB403, Institut für Technische Thermodynamik, DLR*, Stuttgart, 1997.
- Triché, D.; Bonnot, S.; Perier-Muzet, M.; Boudéhenn, F.; Demasles, H.; Caney, N.: "Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller", *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 111, pp. 374–385, 2017.
- TTZ GmbH & Co. KG: Produktdatenblatt Plattenwärmeübertrager, [Online], <https://ttz-phe.com/wp-content/uploads/2018/05/Flyer-Thermotechnik-Zeesen-.pdf>
- Tuo, H.; Hrnjak, P.: "Effect of the header pressure drop induced flow maldistribution on the microchannel evaporator performance", *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 8, pp. 2176–2186, 2013.
- TYFOROP Chemie GmbH: Technische Information Tyfocor L, [Online], http://www.tyfo.de/uploads/TI/Ti_TYFOCOR-L_de.pdf, August 2017.

-
- VDI e.V.: "VDI-Wärmeatlas", 11th ed., *Springer-Verlag*, Berlin, Heidelberg, 2013.
- Venegas, M.; Rodríguez, P.; Lecuona, A.; Izquierdo, M.: "Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate–ammonia solution", *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 4, pp. 554–564, 2005.
- Verder Deutschland GmbH: VERDERBAR Kolbenmembranpumpe G03. Produktdatenblatt, [Online], https://www.verderliquids.com/fileadmin/user_upload/Website_documents_2016/Verderbar/Documents/Documents_DE/G03MB-Kolbenmembranpumpe-Verderbar.pdf, Juli 2020.
- Wechsler, R.; Rieberer, R.; Emhofer, J.; Zottl, A.; Köfinger, C.: "Experimentelle Untersuchung einer Gasabsorptionswärmepumpe unter Labor- und Feldtestbedingungen sowie Vergleich mit Simulationsergebnissen" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Kassel, 2016, AA II.1.03.
- Weinert, M.: "Ermittlung von Optimierungspotentialen an einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe", *nicht veröffentlichte Masterarbeit, Institut für Gebäudeenergetik, Thermochnik und Energiespeicherung, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2019.
- Wilson, T.A.: "The total and partial vapor pressures of aqueous ammonia solutions", *Bulletin No. 146. Engineering Experiment Station, University of Illinois*, 1925.
- Wucherer, J.: "Measurements of Pressure, Temperature and composition of Liquids and Vaporous Phase of Ammonia-Water Mixtures at the Saturation Point.", *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*, vol. 39, 1932.
- Zacarías, A.; Venegas, M.; Ventas, R.; Lecuona, A.: "Experimental assessment of ammonia adiabatic absorption into ammonia–lithium nitrate solution using a flat fan nozzle", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 16, pp. 3569–3579, 2011.
- Zacarías, A.; Venegas, M.; Lecuona, A.; Ventas, R.: "Experimental evaluation of ammonia adiabatic absorption into ammonia–lithium nitrate solution using a fog jet nozzle", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 781–790, 2013.
- Zacarías, A.; Venegas, M.; Lecuona, A.; Ventas, R.; Carvajal, I.: "Experimental assessment of vapour adiabatic absorption into solution droplets using a full cone nozzle", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 68, pp. 228–238, 2015.
- Zetzsche, M.: "Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher", *Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2012.
- Ziegler, B.; Trepp, C.: "Equation of state for ammonia-water mixtures", *Int. J. Refrig.*, vol. 7, no. 2, pp. 101–106, 1984.
- Zinner, K.: "Wärmetönung beim Mischen von Ammoniak und Wasser in Abhängigkeit von Zusammensetzung und Temperatur", *Dissertation, Sächsische Technische Hochschule zu Dresden*, Dresden, 1933.
-

10. Anhang

A-I. Zustandsgleichung nach Ziegler und Trepp bzw. Ibrahim und Klein

Die Zustandsgleichungen nach (Ziegler und Trepp, 1984) und nach (Ibrahim und Klein, 1993) sind beides empirische Zustandsgleichungen auf Basis der reduzierten freien Enthalpie γ . Für beide Zustandsgleichungen sind der Aufbau und die Koeffizienten für die Berechnung der Reinstoffdaten identisch. Der Unterschied zwischen beiden Zustandsgleichungen ist ausschließlich in den verwendeten Koeffizienten zur Berechnung von $\gamma^{L,e}$.

Die Struktur der Zustandsgleichung zur Berechnung der Zustandsgrößen in der Flüssigkeit ist in Gleichung (10-1) angegeben. Die Koeffizienten der Gleichungen (10-5) und (10-11) sind in Tabelle 10-1 aufgelistet.

$$\gamma^L(\tau, \pi, x) = (1-x)\gamma_{\text{H}_2\text{O}}^L(\tau, \pi) + x\gamma_{\text{NH}_3}^L(\tau, \pi) + \tau[(1-x)\ln(1-x) + x\ln(x)] + \gamma^{L,e}(\tau, \pi, x) \quad (10-1)$$

mit:

$$x = \frac{n_{\text{NH}_3}^L}{n_{\text{H}_2\text{O}}^L + n_{\text{NH}_3}^L} \quad \text{und} \quad y = \frac{n_{\text{NH}_3}^V}{n_{\text{H}_2\text{O}}^V + n_{\text{NH}_3}^V} \quad (10-2)$$

$$\tau = \frac{T}{T_n} = \frac{T}{100 \text{ K}} \quad (10-3)$$

$$\pi = \frac{p}{p_n} = \frac{p}{10 \text{ bar}} \quad (10-4)$$

Die Anteile der Reinstoffe $i = \text{NH}_3$ und $i = \text{H}_2\text{O}$ für die flüssige Phase wird nach Gleichung (10-5) berechnet.

$$\begin{aligned} \gamma_i^L = & h_{\text{red},i}^L - \tau \cdot s_{\text{red},i}^L + B_{1,i}(\tau - \tau_{0,i}) + \frac{B_{2,i}}{2}(\tau^2 - \tau_{0,i}^2) + \frac{B_{3,i}}{3}(\tau^3 - \tau_{0,i}^3) \\ & - \tau \left[B_{1,i} \ln\left(\frac{\tau}{\tau_{0,i}}\right) + B_{2,i}(\tau - \tau_{0,i}) + \frac{B_{3,i}}{2}(\tau^2 - \tau_{0,i}^2) \right] \\ & + (A_{1,i} + A_{3,i}\tau + A_{4,i}\tau^2) \cdot (\pi - \pi_{0,i}) + \frac{A_{2,i}}{2}(\pi^2 - \pi_{0,i}^2) \end{aligned} \quad (10-5)$$

Der Exzessanteil $\gamma^{L,e}$ wird nach Gleichung (10-6) berechnet. Die Koeffizienten der Gleichung sind sowohl für die Zustandsgleichung nach (Ziegler und Trepp, 1984) als auch nach (Ibrahim und Klein, 1993) in Tabelle 10-2 aufgeführt.

$$\gamma^{L,e} = x(1-x) \cdot \{F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2\} \quad (10-6)$$

$$F_1 = E_1 + E_2\pi + (E_3 + E_4\pi)\tau \quad (10-7)$$

$$F_2 = E_7 + E_8\pi + (E_9 + E_{10}\pi)\tau + \frac{E_{11}}{\tau} + \frac{E_{12}}{\tau^2} \quad (10-8)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14}\pi + \frac{E_{15}}{\tau} + \frac{E_{16}}{\tau^2} \quad (10-9)$$

Die Dampfphase wird als Gemisch aus idealen Gasen modelliert. Die Zustandsgleichung lautet somit:

$$\gamma^V(\tau, \pi, y) = (1-y)\gamma_{\text{H}_2\text{O}}^V(\tau, \pi) + y\gamma_{\text{NH}_3}^V(\tau, \pi) + \tau[(1-y)\ln(1-y) + y\ln(y)] \quad (10-10)$$

Die Anteile der Reinstoffe $i = \text{NH}_3$ und $i = \text{H}_2\text{O}$ für die Dampfphase wird nach Gleichung (10-11) berechnet.

$$\begin{aligned}
 \gamma_i^V = & h_{\text{red},i}^V - \tau \cdot s_{\text{red},i}^V + D_{1,i}(\tau - \tau_{0,i}) + \frac{D_{2,i}}{2}(\tau^2 - \tau_{0,i}^2) + \frac{D_{3,i}}{3}(\tau^3 - \tau_{0,i}^3) \\
 & - \tau \left[D_{1,i} \ln\left(\frac{\tau}{\tau_{0,i}}\right) + D_{2,i}(\tau - \tau_{0,i}) + \frac{D_{3,i}}{2}(\tau^2 - \tau_{0,i}^2) \right] + \tau \ln\left(\frac{\pi}{\pi_{0,i}^*}\right) \\
 & + C_{1,i}(\pi - \pi_{0,i}) + C_{2,i}\left(\frac{\pi}{\tau^3} - 4\frac{\pi_{0,i}}{\tau_{0,i}^3} + 3\frac{\pi_{0,i}}{\tau_{0,i}^4}\tau\right) \\
 & + C_{3,i}\left(\frac{\pi}{\tau^{11}} - 12\frac{\pi_{0,i}}{\tau_{0,i}^{11}} + 11\frac{\pi_{0,i}}{\tau_{0,i}^{12}}\tau\right) + \frac{C_{4,i}}{3}\left(\frac{\pi^3}{\tau^{11}} - 12\frac{\pi_{0,i}^3}{\tau_{0,i}^{11}} + 11\frac{\pi_{0,i}^3}{\tau_{0,i}^{12}}\tau\right)
 \end{aligned} \quad (10-11)$$

	Ammoniak	Wasser		Ammoniak	Wasser
A_1	$3,971423 \cdot 10^{-2}$	$2,748796 \cdot 10^{-2}$	C_1	$-1,049377 \cdot 10^{-2}$	$2,136131 \cdot 10^{-2}$
A_2	$-1,790557 \cdot 10^{-5}$	$-1,016665 \cdot 10^{-5}$	C_2	$-8,288224$	$-3,169291 \cdot 10^1$
A_3	$-1,308905 \cdot 10^{-2}$	$-4,452025 \cdot 10^{-3}$	C_3	$-6,647257 \cdot 10^2$	$-4,634611 \cdot 10^4$
A_4	$3,752836 \cdot 10^{-3}$	$8,389246 \cdot 10^{-4}$	C_4	$-3,045352 \cdot 10^3$	0,0
B_1	$1,634519 \cdot 10^1$	$1,214557 \cdot 10^1$	D_1	3,673647	4,019170
B_2	-6,508119	-1,898065	D_2	$9,989629 \cdot 10^{-2}$	$-5,175550 \cdot 10^{-2}$
B_3	1,448937	$2,911966 \cdot 10^{-1}$	D_3	$3,617622 \cdot 10^{-2}$	$1,951939 \cdot 10^{-2}$
h_{red}^L	4,878573	$2,1821141 \cdot 10^1$	h_{red}^V	$2,6468879 \cdot 10^1$	$6,0965058 \cdot 10^1$
s_{red}^L	1,644773	5,733498	s_{red}^V	8,339026	$1,3453430 \cdot 10^1$
τ_0	3,2252	5,0705	π_0	2,0000	3,0000

Tabelle 10-1 Koeffizienten für die Berechnung der Reinstoffdaten nach den Gleichungen (10-5) und (10-11).

	(Ziegler und Trepp, 1984)	(Ibrahim und Klein, 1993)		(Ziegler und Trepp, 1984)	(Ibrahim und Klein, 1993)
E_1	$-4,626129 \cdot 10^1$	$-4,1733398 \cdot 10^1$	E_9	-1,475383	$3,8798300 \cdot 10^{-1}$
E_2	$2,060225 \cdot 10^{-2}$	$2,4140000 \cdot 10^{-2}$	E_{10}	$-5,038107 \cdot 10^{-3}$	$-4,7720000 \cdot 10^{-3}$
E_3	7,292369	6,7022850	E_{11}	$-9,640398 \cdot 10^1$	-4,6481070
E_4	$-1,032613 \cdot 10^{-2}$	$-1,1475000 \cdot 10^{-2}$	E_{12}	$1,226973 \cdot 10^2$	8,3637600
E_5	$8,074824 \cdot 10^1$	$6,3608967 \cdot 10^1$	E_{13}	-7,582637	-3,5536270
E_6	$-8,461214 \cdot 10^1$	$-6,2490768 \cdot 10^1$	E_{14}	$6,012445 \cdot 10^{-4}$	$9,0400000 \cdot 10^{-4}$
E_7	$2,452882 \cdot 10^1$	1,7610640	E_{15}	$5,487018 \cdot 10^1$	$2,4361723 \cdot 10^1$
E_8	$9,598767 \cdot 10^{-3}$	$8,6260000 \cdot 10^{-3}$	E_{16}	$-7,667596 \cdot 10^1$	$-2,0736547 \cdot 10^1$

Tabelle 10-2 Koeffizienten für die Berechnung des Exzessanteils $\gamma^{L,e}$ für die Zustandsgleichungen nach (Ziegler und Trepp, 1984) und nach (Ibrahim und Klein, 1993).

In der Berechnung des Phasengleichgewichtes unterscheiden sich die Zustandsgleichungen von (Ziegler und Trepp, 1984) und (Ibrahim und Klein, 1993) grundsätzlich. (Ziegler und Trepp, 1984) berechnet aus der reduzierten freien Enthalpie γ direkt das chemische Potenzial μ_i beider Stoffe in beiden Phasen. Im Phasengleichgewicht muss das chemische Potenzial eines Stoffes i in beiden Phasen gleich sein.

$$\mu_{\text{NH}_3}^{\text{L}} = \mu_{\text{NH}_3}^{\text{V}} ; \mu_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{L}} = \mu_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{V}} \quad (10-12)$$

$$\mu_{\text{NH}_3} = RT_{\text{n}} \left(\gamma + (1-x) \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} \right) \right) \quad (10-13)$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = RT_{\text{n}} \left(\gamma - x \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} \right) \right) \quad (10-14)$$

In der Zustandsgleichung nach (Ibrahim und Klein, 1993) wird zur Berechnung des Phasengleichgewichtes die Bedingung verwendet, dass die Fugazität \hat{f}_i jedes Stoffes i in beiden Phasen gleich sein muss.

$$\hat{f}_i^{\text{L}} = \hat{f}_i^{\text{V}} \quad (10-15)$$

Die Fugazität der Dampfphase wird berechnet nach den folgenden Gleichungen:

$$\hat{f}_{\text{NH}_3}^{\text{V}} = p_{\text{NH}_3}^{\text{sat}} y \varphi_{\text{NH}_3} \quad (10-16)$$

$$\hat{f}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{V}} = p_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{sat}} (1-y) \varphi_{\text{H}_2\text{O}} \quad (10-17)$$

$$\varphi_i = \frac{p^0}{p} \exp \left[\frac{(\gamma_i - \gamma_i^0)}{\tau} \right] \quad (10-18)$$

Der Druck p^0 für die Berechnung des Fugazitätskoeffizienten φ_i ist ein geringer Druck für den die Annahme eines idealen Gases gilt (Ibrahim und Klein, 1993). Werte für p^0 werden darin jedoch nicht angegeben.

Die Fugazität der flüssigen Phase wird nach (Ibrahim und Klein, 1993) über den Aktivierungskoeffizienten $\hat{\gamma}_i$ des jeweiligen Stoffes i nach den Gleichungen (10-19) und (10-20) berechnet. Dieser Term wird zusätzlich zur Erweiterung des Gültigkeitsbereichs um den Poynting-Faktor $\hat{\delta}_i$ korrigiert.

$$\hat{f}_{\text{NH}_3}^{\text{L}} = \hat{\gamma}_{\text{NH}_3} \hat{f}_{\text{NH}_3}^0 x \hat{\delta}_{\text{NH}_3} \quad (10-19)$$

$$\hat{f}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{L}} = \hat{\gamma}_{\text{H}_2\text{O}} \hat{f}_{\text{H}_2\text{O}}^0 (1-x) \hat{\delta}_{\text{H}_2\text{O}} \quad (10-20)$$

Die Aktivierungskoeffizienten $\hat{\gamma}_i$ werden dabei direkt aus den Termen F_1 , F_2 und F_3 der Gleichungen (10-7) bis (10-9) nach den folgenden Gleichungen berechnet (Ibrahim und Klein, 1993):

$$\tau \ln(\hat{\gamma}_{\text{NH}_3}) = (F_1 + 3F_2 + 5F_3)(1-x)^2 - 4(F_2 + 4F_3)(1-x)^3 + 12F_3(1-x)^4 \quad (10-21)$$

$$\tau \ln(\hat{\gamma}_{\text{H}_2\text{O}}) = (F_1 - 3F_2 + 5F_3)x^2 + 4(F_2 - 4F_3)x^3 + 12F_3x^4 + 12F_3(1-x)^4 \quad (10-22)$$

Die Fugazität im Referenzzustand der Reinstoffe $\hat{f}_{\text{NH}_3}^0$ und $\hat{f}_{\text{H}_2\text{O}}^0$ werden unter Verwendung des Fugazitätskoeffizienten φ_i^{sat} im Sättigungszustandes aus Gleichung (10-18) wie folgt berechnet:

$$\hat{f}_i^0 = \frac{\varphi_i^{\text{sat}} p_i^{\text{sat}}}{\hat{\delta}_i^{\text{sat}}} \quad (10-23)$$

Der Poynting-Faktor $\hat{\delta}_i$ des Reinstoffes i wird nach Gleichung(10-24) berechnet.

$$\hat{\delta}_i = \exp \left[\frac{\hat{v}_i^{\text{L}} p - \hat{v}_i^{\text{L}} p_i^{\text{sat}}}{RT} \right] \quad (10-24)$$

A-II. Zustandsgleichung nach Tillner-Roth und Friend

Die Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a) ist eine empirische Zustandsgleichungen auf Basis der reduzierten freien Energie Φ . Für den Reinstoff Ammoniak wird darin die Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth et al., 1993) verwendet, während für den Reinstoff Wasser die Zustandsgleichung nach (Pruß und Wagner, 1995) verwendet wird. Beide Zustandsgleichungen entsprechen dabei dem aktuellen Stand der Technik zur Wiedergabe der Reinstoffdaten. Damit beide Zustandsgleichungen als Bezugswert der Enthalpie und Entropie den Tripelpunkt des Reinstoffes in der flüssigen Phase haben und auch einheitliche Reduzierungsgrößen für den Druck und die Temperatur verwendet werden, werden in (Tillner-Roth und Friend, 1998a) die Koeffizienten des idealen Gasanteils Φ^0 geändert. Der ideale Gasanteil aus Gleichung (2-29) kann so berechnet werden nach Gleichung (10-25). Die Koeffizienten für Gleichung (10-25) sind in Tabelle 10-3 aufgelistet.

$$\begin{aligned} \Phi^0(\tau^{*0}, \delta^{*0}, x) = & \ln(\delta^{*0}) \\ & + (1-x) \left\{ a_1^0 + a_2^0 \tau^{*0} + a_3^0 \ln(\tau^{*0}) + \ln(1-x) \right. \\ & \left. + \sum_{i=4}^{i=8} a_i^0 \ln[1 - \exp(-\theta_i \tau^{*0})] \right\} \end{aligned} \quad (10-25)$$

$$+ x \left\{ a_9^0 + a_{10}^0 \tau^{*0} + a_{11}^0 \ln(\tau^{*0}) + \ln(x) + \sum_{i=12}^{i=14} a_i^0 (\tau^{*0})^{t_i} \right\}$$

mit:
$$\tau^{*0} = \frac{T_n^0}{T} = \frac{500 \text{ K}}{T} \quad (10-26)$$

$$\delta^{*0} = \frac{\tilde{v}_n^0}{\tilde{v}} = \frac{15000^{-1} \text{ m}^3 \cdot \text{mol}^{-1}}{\tilde{v}} \quad (10-27)$$

i	a_i^0	θ_i	i	a_i^0	t_i
1	-7,720435	—	9	$-1,6444285 \cdot 10^1$	—
2	8,649358	—	10	4,0369460	—
3	3,006320	—	11	-1,0000000	—
4	$1,243600 \cdot 10^{-2}$	1,6660	12	$1,0699550 \cdot 10^1$	1/3
5	$9,731500 \cdot 10^{-1}$	4,5780	13	-1,7754360	-3/2
6	1,27950	$1,0018 \cdot 10^1$	14	$8,2374034 \cdot 10^{-1}$	-7/4
7	$9,69560 \cdot 10^{-1}$	$1,1964 \cdot 10^1$			
8	$2,4873 \cdot 10^{-1}$	$3,5600 \cdot 10^1$			

Tabelle 10-3 Koeffizienten für die Berechnung des idealen Gasanteils Φ^0 für die Zustandsgleichung nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a).

Der Realanteil der Zustandsgleichung Φ^r setzt sich nach Gleichung (10-28) anteilig aus den Realanteilen der Reinstoffe Ammoniak $\Phi_{\text{NH}_3}^r$ und Wasser $\Phi_{\text{H}_2\text{O}}^r$ sowie einem Exzessanteil $\Delta\Phi^r$ zusammen.

$$\Phi^r(\tau^*, \delta^*, x) = x\Phi_{\text{NH}_3}^r + (1-x)\Phi_{\text{H}_2\text{O}}^r + \Delta\Phi^r \quad (10-28)$$

Der Realanteil für den Reinstoff Ammoniak ist dabei aus (Tillner-Roth et al., 1993) entnommen und in Gleichung (10-29) aufgeführt. Die für die Berechnung benötigten Koeffizienten sind in Tabelle 10-4 aufgelistet. Die Koeffizienten zur Berechnung der reduzierten Größen sind in Tabelle 10-6 enthalten.

$$\Phi_{\text{NH}_3}^r = \sum_{i=1}^{i=5} a_i \tau^{*t_i} \delta^{*d_i} + \sum_{i=6}^{i=21} a_i \tau^{*t_i} \delta^{*d_i} \exp(-\delta^{*e_i}) \quad (10-29)$$

mit:
$$\tau^* = \frac{T_n(x)}{T} = \frac{(1-x)^2 T_{c,\text{H}_2\text{O}} + x^2 T_{c,\text{NH}_3} + x(1-x^\alpha) k_T (T_{c,\text{H}_2\text{O}} + T_{c,\text{NH}_3})}{T} \quad (10-30)$$

$$\delta^* = \frac{\tilde{v}_n(x)}{\tilde{v}} = \frac{(1-x)^2 \tilde{v}_{c,\text{H}_2\text{O}} + x^2 \tilde{v}_{c,\text{NH}_3} + x(1-x^\beta) k_V (\tilde{v}_{c,\text{H}_2\text{O}} + \tilde{v}_{c,\text{NH}_3})}{\tilde{v}} \quad (10-31)$$

Für den Reinstoff Wasser wird darin die Formulierung nach (Pruß und Wagner, 1995) verwendet, die in Gleichung (10-32) angegeben ist. Die darin verwendeten Koeffizienten sind in Tabelle 10-5 aufgelistet.

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{H}_2\text{O}}^r = & \sum_{i=1}^{i=7} n_i \delta^{*d_i} \tau^{*t_i} + \sum_{i=8}^{i=51} n_i \delta^{*d_i} \tau^{*t_i} \exp(-\delta^{*c_i}) \\ & + \sum_{i=52}^{i=54} n_i \delta^{*d_i} \tau^{*t_i} \exp[-\alpha_i (\delta^* - \varepsilon_i)^2 - \beta_i (\tau^* - \gamma_i)^2] \\ & + \sum_{i=55}^{i=56} n_i \left(\left\{ (1 - \tau^*) + A_i [(\delta^* - 1)^2]^{2\beta_i} \right\} \right. \\ & \left. + B_i [(\delta^* - 1)^2]^{a_i} \right)^{b_i} \delta^* \exp[-C_i (\delta^* - 1)^2 - D_i (\tau^* - 1)^2] \end{aligned} \quad (10-32)$$

i	e_i	d_i	t_i	a_i	i	e_i	d_i	t_i	a_i
1	—	2	-0,5	$4,554431 \cdot 10^{-2}$	12	2	8	5	$1,831117 \cdot 10^{-3}$
2	—	1	0,5	$7,238548 \cdot 10^{-1}$	13	2	1	6	$-4,085375 \cdot 10^{-2}$
3	—	4	1	$1,229470 \cdot 10^{-2}$	14	2	2	8	$2,379275 \cdot 10^{-1}$
4	—	1	1,5	-1,858814	15	2	3	8	$-3,548972 \cdot 10^{-2}$
5	—	15	3	$2,141882 \cdot 10^{-11}$	16	2	2	10	$-1,823729 \cdot 10^{-1}$
6	1	3	0	$-1,430020 \cdot 10^{-2}$	17	2	4	10	$2,281556 \cdot 10^{-2}$
7	1	3	3	$3,441324 \cdot 10^{-1}$	18	3	3	5	$-6,663444 \cdot 10^{-3}$
8	1	1	4	$-2,873571 \cdot 10^{-1}$	19	3	1	7,5	$-8,847486 \cdot 10^{-3}$
9	1	8	4	$2,352589 \cdot 10^{-5}$	20	3	2	15	$2,272635 \cdot 10^{-3}$
10	1	2	5	$-3,497111 \cdot 10^{-2}$	21	3	4	30	$-5,588655 \cdot 10^{-4}$
11	2	1	3	$2,397852 \cdot 10^{-2}$					

Tabelle 10-4 Koeffizienten für die Berechnung des Realanteils des Reinstoff Ammoniak $\Phi_{\text{NH}_3}^r$ wie in (Tillner-Roth et al., 1993) angegeben.

c_i	d_i	t_i	n_i	i	c_i	d_i	t_i	n_i
1	—	1	$1,2533547935523 \cdot 10^{-2}$	27	2	3	10	$5,8083399985759 \cdot 10^{-1}$
2	—	1	0,875	28	2	4	3	$4,9969146990806 \cdot 10^{-3}$
3	—	1	1	29	2	4	7	$-3,1358700712549 \cdot 10^{-2}$
4	—	2	0,5	30	2	4	10	$-7,4315929710341 \cdot 10^{-1}$
5	—	2	0,75	31	2	5	10	$4,7807329915480 \cdot 10^{-1}$
6	—	3	0,375	32	2	6	6	$2,0527940895948 \cdot 10^{-2}$
7	—	4	1	33	2	6	10	$-1,3636435110343 \cdot 10^{-1}$
8	1	1	4	34	2	7	10	$1,4180634400617 \cdot 10^{-2}$
9	1	1	6	35	2	9	1	$8,3326504880713 \cdot 10^{-3}$
10	1	1	12	36	2	9	2	$-2,9052336009585 \cdot 10^{-2}$
11	1	2	1	37	2	9	3	$3,8615085574206 \cdot 10^{-2}$
12	1	2	5	38	2	9	4	$-2,0393486513704 \cdot 10^{-2}$
13	1	3	4	39	2	9	8	$-1,6554050063734 \cdot 10^{-3}$
14	1	4	2	40	2	10	6	$1,9955571979541 \cdot 10^{-3}$
15	1	4	13	41	2	10	9	$1,5870308324157 \cdot 10^{-4}$
16	1	5	9	42	2	12	8	$-1,6388568342530 \cdot 10^{-5}$
17	1	7	3	43	3	3	16	$4,3613615723811 \cdot 10^{-2}$
18	1	9	4	44	3	4	22	$3,4994005463765 \cdot 10^{-2}$
19	1	10	11	45	3	4	23	$-7,6788197844621 \cdot 10^{-2}$
20	1	11	4	46	3	5	23	$2,2446277332006 \cdot 10^{-2}$
21	1	13	13	47	4	14	10	$-6,2689710414685 \cdot 10^{-5}$
22	1	15	1	48	6	3	50	$-5,5711118565645 \cdot 10^{-10}$
23	2	1	7	49	6	6	44	$-1,9905718354408 \cdot 10^{-1}$
24	2	2	1	50	6	6	46	$3,1777497330738 \cdot 10^{-1}$
25	2	2	9	51	6	6	50	$-1,1841182425981 \cdot 10^{-1}$
26	2	2	10					
i	c_i	d_i	t_i	n_i	α_i	β_i	γ_i	ε_i
52	—	3	0	$-3,1306260323435 \cdot 10^1$	20	150	1,21	1
53	—	3	1	$3,1546140237781 \cdot 10^1$	20	150	1,21	1
54	—	3	4	$-2,5213154341695 \cdot 10^3$	20	250	1,25	1
i	a_i	b_i	B_i	n_i	C_i	D_i	A_i	β_i
55	3,5	0,85	28	$-1,4874640856724 \cdot 10^1$	0,2	700	0,32	0,3
56	3,5	0,95	32	$3,1806110878444 \cdot 10^{-1}$	0,2	800	0,32	0,3

Tabelle 10-5 Koeffizienten für die Berechnung des Realanteils des Reinstoff Wasser $\Phi_{H_2O}^r$ wie in (Prufß und Wagner, 1995) angegeben.

Die Gleichung zur Berechnung des Exzessanteils des Gemischs $\Delta\Phi^r$ aus (Tillner-Roth und Friend, 1998a) ist in Gleichung (10-33) angegeben. Die in der Gleichung verwendeten Koeffizienten sowie

die weiteren Konstanten zur Berechnung der reduzierten Größen τ^* und δ^* sind in Tabelle 10-6 angegeben.

$$\Delta\Phi^r = x(1-x^V) \left\{ a_1 \tau^{*t_1} \delta^{*d_1} + \sum_{i=2}^{i=6} a_i \tau^{*t_i} \delta^{*d_i} \exp(-\delta^* e_i) \right. \\ \left. + x \sum_{i=6}^{i=21} a_i \tau^{*t_i} \delta^{*d_i} \exp(-\delta^* e_i) + x^2 a_{14} \tau^{*t_{14}} \delta^{*d_{14}} \exp(-\delta^* e_{14}) \right\} \quad (10-33)$$

$k_T = 0,9648407$	$k_V = 1,2395117$	$\alpha = 1,125455$	$\beta = 0,8978069$
$T_{c,H_2O} = 647,096 \text{ K}$	$\tilde{v}_{c,H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{322 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}}$	$T_{c,NH_3} = 405,40 \text{ K}$	$\tilde{v}_{c,NH_3} = \frac{M_{\text{NH}_3}}{225 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}}$
$M_{H_2O} = 18,015268 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$	$\gamma = 0,5248379$	$M_{NH_3} = 17,03026 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$	

i	e_i	d_i	t_i	a_i	i	e_i	d_i	t_i	a_i
1	–	4	1,5	$-1,855822 \cdot 10^{-2}$	12	1	15	4	$-1,368072 \cdot 10^{-8}$
2	1	5	0,5	$5,258010 \cdot 10^{-2}$	13	1	4	3,5	$1,226146 \cdot 10^{-2}$
3	1	15	7,5	$3,552874 \cdot 10^{-10}$	14	1	5	0	$-7,181443 \cdot 10^{-2}$
4	1	12	1,75	$5,451379 \cdot 10^{-6}$	15	2	6	–1	$9,970849 \cdot 10^{-2}$
5	1	12	15	$-5,998546 \cdot 10^{-13}$	16	2	10	8	$1,058409 \cdot 10^{-3}$
6	2	15	6	$-3,687808 \cdot 10^{-6}$	17	2	6	7,5	$-1,963687 \cdot 10^{-1}$
7	1	4	–1	$2,586192 \cdot 10^{-1}$	18	2	2	4	$-7,777897 \cdot 10^{-1}$

Tabelle 10-6 Koeffizienten für die Berechnung der reduzierten Größen nach den Gleichungen (10-30) und (10-31) sowie die Koeffizienten zur Berechnung des Exzessanteils des Gemischs nach (Tillner-Roth und Friend, 1998a).

Für die Berechnung des Phasengleichgewichtes wird in der Zustandsgleichung die Bedingungen aus den Gleichungen (10-34) und (10-35) verwendet, dass die Fugazität eines jeden Stoffes in beiden Phasen gleich sein muss.

$$(1-x)\varphi_{H_2O}(\tilde{v}^L, T, x) = (1-y)\varphi_{H_2O}(\tilde{v}^V, T, y) \quad (10-34)$$

$$x\varphi_{NH_3}(\tilde{v}^L, T, x) = y\varphi_{NH_3}(\tilde{v}^V, T, y) \quad (10-35)$$

mit:

$$\ln(\varphi_{H_2O}) = \frac{p\tilde{v}}{RT} \left(\Phi^r + \delta^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} - xF_\varphi \right) \quad (10-36)$$

$$\ln(\varphi_{NH_3}) = \frac{p\tilde{v}}{RT} \left(\Phi^r + \delta^* \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} + (1-x)F_\varphi \right) \quad (10-37)$$

$$F_\varphi = \left(\frac{\partial \Phi^r}{\partial x} + \frac{\delta^*}{\tilde{v}_n} \frac{d\tilde{v}_n}{dx} \frac{\partial \Phi^r}{\partial \delta^*} + \frac{\tau^*}{T_n} \frac{dT_n}{dx} \frac{\partial \Phi^r}{\partial \tau^*} \right) \quad (10-38)$$

A-III. Berechnung der Wärmewiderstände eines Plattenwärmeübertragers

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des externen Fluids wird die Nußelt-Korrelation für den Wärmeübergang eines einphasigen Fluids im Plattenspalt aus (VDI e.V., 2013) verwendet. Die dafür nötigen Gleichungen sind nachfolgend aufgeführt

$$Nu = \frac{\alpha_{\text{ext}} d_h}{\lambda} = 0,4038(\zeta \cdot Re^2 \cdot Pr \cdot (d_h/\Lambda) \sin(2\varphi))^{\frac{1}{3}} \quad (10-39)$$

mit:
$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (10-40)$$

In diesen Gleichungen ist α der Wärmeübergangskoeffizient des einphasigen Fluids, d_h der hydraulische Durchmesser des Strömungsquerschnitts, λ die Wärmeleitfähigkeit des Fluids, ζ der Druckverlustbeiwert, Re die Reynolds-Zahl, Pr die Prandtl-Zahl, Λ die Wellenlänge der Plattenprägung und φ der Prägewinkel der Platte.

Der hydraulische Durchmesser d_h wird nach Gleichung (10-41) berechnet.

$$d_h = 4 \cdot \frac{\hat{a}}{\Phi} \quad (10-41)$$

mit
$$\Phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2} \right) \quad (10-42)$$

$$X = 2\pi\hat{a}/\Lambda \quad (10-43)$$

Darin bezeichnet \hat{a} die Amplitude des Wellenmusters und Φ das Verhältnis der gewellten zur projizierten Plattenfläche. In der Berechnung der Reynolds-Zahl Re geht neben dem hydraulischen Durchmesser und der kinematischen Viskosität ν auch die Strömungsgeschwindigkeit w mit ein. Die Strömungsgeschwindigkeit w wird wie folgt aus dem Volumenstrom des externen Fluids \dot{V}_{ext} , der Anzahl der durchströmten Plattenspalte z_{PS} und der Plattenbreite B_p berechnet:

$$w = \frac{\dot{V}_{\text{ext}}/z_{\text{PS}}}{2\hat{a} \cdot B_p} \quad (10-44)$$

Die Berechnung des Druckverlustbeiwertes ζ erfolgt nach Gleichung (10-45). Dabei findet eine Unterscheidung in eine laminare Strömungsform $Re < 2000$ und eine turbulente Strömung $Re \geq 2000$ statt.

$$\zeta = \left(\frac{\cos(\varphi)}{\sqrt{b \cdot \tan(\varphi) + c \cdot \sin(\varphi) + \zeta_0(Re)/\cos(\varphi)}} + \frac{1 - \cos(\varphi)}{\sqrt{\zeta_1(Re)}} \right)^{-2} \quad (10-45)$$

mit:
$$\zeta_1(Re) = a \cdot \zeta_{1,0}(Re) \quad (10-46)$$

Für $Re < 2000$
$$\zeta_0(Re) = \frac{64}{Re} \quad \text{und} \quad \zeta_{1,0}(Re) = \frac{B_1}{Re} + C_1 \quad (10-47)$$

Für $Re \geq 2000$
$$\zeta_0(Re) = (1,8 \cdot \log(Re) - 1,5)^{-2} \quad \text{und} \quad \zeta_{1,0}(Re) = \frac{K_1}{Re^n} \quad (10-48)$$

Mit: $a = 3,8; b = 0,18; c = 0,36; K_1 = 39; B_1 = 597; C_1 = 3,85; n = 0,289$ (10-49)

Die in Gleichung (10-49) angegebenen und für die Berechnung verwendeten Werte sind empirisch ermittelte Koeffizienten. Diese wurden für ein Verhältnis aus der Wellenlänge und der Amplitudenhöhe von $\Lambda/\hat{a} = 4$ bestimmt. Obwohl das Verhältnis Λ/\hat{a} für die verwendeten Plattenwärmeübertrager abweicht, werden diese Koeffizienten zur Berechnung verwendet, da keine genaueren Koeffizienten vorliegen. Für die weiteren Geometrieparameter werden die Daten aus Tabelle 10-7 verwendet.

Wärmeübertrager	Λ	\hat{a}	φ	B_p	A_p	z_{PS}
TTZ ZD42P2 - 60	6 mm	1,2 mm	27°	0,120 m	0,0321 m ²	29
Alfa Nova HP27-64H (2 Durchgänge)	6 mm	1,21 mm	71°	0,111 m	0,0300 m ²	15

Tabelle 10-7 Verwendete Geometrieparameter für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten.

Für die Berechnung des inneren Wärmeübergangswiderstandes $R_{\alpha_{int}}$ ist nach Gleichung (2-6) neben dem Wärmedurchgangskoeffizienten k und dem Wärmeübergangskoeffizienten des externen Fluids α_{ext} auch der Wärmeleitwiderstand durch eine Platte R_λ nötig. Die Berechnung des Wärmeleitwiderstandes R_λ ist in Gleichung (10-50) angegeben

$$R_\lambda = s_p / \lambda_p \quad (10-50)$$

In dieser Gleichung wird die Plattendicke mit $s_p = 4 \cdot 10^{-4}$ m bezeichnet und die Wärmeleitfähigkeit der Platte mit λ_p . Die Wärmeleitfähigkeit λ_p wird für eine arithmetische mittlere Temperatur des Wärmeübertragers aus der in EES hinterlegten Tabelle für den Werkstoff Edelstahl (AISI316) berechnet. Für den Absorber beträgt die Wärmeleitfähigkeit der Platte $\lambda_{p,Abs} \approx 13,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$ und für den Desorber $\lambda_{p,Des} \approx 14,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$.

Durch Umformung der Gleichung (2-6) folgt schließlich die Gleichung zur Berechnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten α_{int} :

$$\alpha_{int} = (1/k - R_{\alpha_{ext}} - R_\lambda)^{-1} \quad (10-51)$$

A-IV. Komponenten im Aufbau A6

Art	Komponente	Beschreibung / Typzeichnung	
Plattenwärmeübertrager	Desorber	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 80H	5 Durchgänge
	Kondensator	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 40H	1 Durchgang
	Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ)	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 24H	1 Durchgang
	Verdampfer	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 64H	2 Durchgänge
	Absorber	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 64H	2 Durchgänge
	Lösungsmittelwärme- übertrager (LMWÜ)	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 94H	15 Durchgänge
	Dephlegmator	Alfa Laval/Alfa Nova HP 27 - 14H	1 Durchgang
Behälter	Desorber-Abscheider	Raff & Grund	$V \approx 5,4 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 159,0 \text{ mm}$, $l = 275 \text{ mm}$
	Kältemittel-Reservoir	Raff & Grund	$V \approx 1,8 \text{ l}$ (liegend) (2x) $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $l = 180 \text{ mm}$
	Pumpenvorlagebehälter	Raff & Grund	$V \approx 1,8 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $l = 180 \text{ mm}$
sonstiges	Kältemittelventil	Carel E2V11 kontinuierlich regelbares Ventil	
	Lösungsmittelventil	Carel E2V24 kontinuierlich regelbares Ventil	
	Absorber-Düse	Lechler Typ: 490.568.1Y CA	$\beta = 120^\circ$ $\dot{V}(\Delta p \approx 5 \text{ bar}) \approx 216 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$
	Kolben-Membran-Pumpe	Hydra-Cell G03EDSTHEMA	$\dot{V}(\Delta p \approx 10 \text{ bar}) \approx 275 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ $P_{el,max} = 0,55 \text{ kW}$

Tabelle 10-8 Auflistung der verwendeten Komponenten für den Bau der Absorptionswärmepumpe in Aufbau A6.

A-V. Übersicht der Messdaten

Auf den nachfolgenden Seiten sind die Mittelwerte der über 30 Minuten aufgezeichneten quasi-stationären Betriebsdaten aufgelistet.

Messgröße	A1_1_0,9	A1_2_0,9	A1_3_0,9	A1_4_0,9	A1_5_0,9
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	110,0 °C	109,9 °C	100,0 °C	99,7 °C	85,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	96,0 °C	93,1 °C	89,2 °C	85,7 °C	74,8 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,2 °C	30,0 °C	41,9 °C	30,2 °C	29,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	32,1 °C	17,9 °C	34,1 °C	19,6 °C	22,3 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	27,9 °C	40,0 °C	28,0 °C	28,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	46,7 °C	36,1 °C	45,3 °C	35,0 °C	33,2 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	46,8 °C	36,1 °C	45,4 °C	35,1 °C	33,3 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	52,5 °C	43,2 °C	49,7 °C	41,1 °C	37,6 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	800 l·h ⁻¹	797 l·h ⁻¹	803 l·h ⁻¹	800 l·h ⁻¹	803 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	864 kg·h ⁻¹	854 kg·h ⁻¹	865 kg·h ⁻¹	860 kg·h ⁻¹	864 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	15811 l·h ⁻¹	1546 l·h ⁻¹	1582 l·h ⁻¹	1545 l·h ⁻¹	1540 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1578 l·h ⁻¹	1542 l·h ⁻¹	1575 l·h ⁻¹	1540 l·h ⁻¹	1536 l·h ⁻¹
p_{h}	21,5 bar	17,1 bar	20,0 bar	16,1 bar	14,6 bar
$p_{\text{t,V,aus}}$	9,99 bar	6,99 bar	9,49 bar	7,02 bar	6,81 bar
$p_{\text{t,Abs,aus}}$	9,89 bar	6,85 bar	9,41 bar	6,89 bar	6,73 bar
$\vartheta_{\text{aL,Des,aus}}$	89,3 °C	85,6 °C	83,6 °C	78,9 °C	69,7 °C
$\vartheta_{\text{aL,LMWÜ,aus}}$	48,4 °C	38,0 °C	47,1 °C	37,6 °C	35,7 °C
$\vartheta_{\text{aL,Abs,ein}}$	48,7 °C	38,3 °C	47,4 °C	37,8 °C	36,0 °C
$\vartheta_{\text{rL,Abs,aus}}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{rL,LMP,aus}}$	46,9 °C	36,4 °C	45,3 °C	35,8 °C	33,9 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMWÜ,aus}}$	79,8 °C	73,8 °C	76,7 °C	69,9 °C	63,6 °C
$\vartheta_{\text{rL,Deph,aus}}$	80,8 °C	74,8 °C	77,6 °C	70,4 °C	64,2 °C
$\vartheta_{\text{rL,Des,ein}}$	80,7 °C	74,7 °C	77,4 °C	70,3 °C	64,1 °C
$\vartheta_{\text{KM,Des,aus}}$	89,3 °C	85,6 °C	83,6 °C	78,9 °C	69,7 °C
$\vartheta_{\text{KM,Deph,aus}}$	79,9 °C	74,0 °C	76,6 °C	69,7 °C	63,5 °C
$\vartheta_{\text{KM,K,aus}}$	52,8 °C	44,0 °C	49,9 °C	41,7 °C	38,1 °C
$\vartheta_{\text{KM,KMV,ein}}$	43,4 °C	20,4 °C	44,1 °C	26,4 °C	33,0 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,ein}}$	26,3 °C	15,3 °C	24,3 °C	15,2 °C	14,1 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,aus}}$	39,5 °C	21,0 °C	41,0 °C	26,3 °C	29,2 °C
$\vartheta_{\text{KM,Abs,ein}}$	51,0 °C	33,0 °C	49,3 °C	39,2 °C	37,7 °C
$\vartheta_{\text{aL,Cor}}$	47,8 °C	37,6 °C	46,7 °C	37,2 °C	35,5 °C
ρ_{aL}	784,2 kg·m ⁻³	811,7 kg·m ⁻³	779,2 kg·m ⁻³	802,2 kg·m ⁻³	790,8 kg·m ⁻³
$\vartheta_{\text{rL,Cor}}$	42,7 °C	33,9 °C	41,4 °C	33,4 °C	31,7 °C
ρ_{rL}	762,4 kg·m ⁻³	784,9 kg·m ⁻³	765,0 kg·m ⁻³	780,8 kg·m ⁻³	776,8 kg·m ⁻³
$\vartheta_{\text{KM,Cor}}$	37,5 °C	21,7 °C	41,8 °C	26,9 °C	31,0 °C
ρ_{KM}	592,1 kg·m ⁻³	619,7 kg·m ⁻³	582,2 kg·m ⁻³	608,1 kg·m ⁻³	597,9 kg·m ⁻³

Messgröße	A2_1_0,9	A2_2_0,9	A2_3_0,9	A2_4_0,9	A2_5_0,9
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,9 °C	109,9 °C	99,9 °C	99,9 °C	84,8 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	94,1 °C	93,2 °C	88,2 °C	84,4 °C	72,8 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,3 °C	30,3 °C	41,9 °C	30,3 °C	29,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	29,9 °C	18,0 °C	32,7 °C	18,3 °C	20,2 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,0 °C	40,0 °C	28,0 °C	28,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,2 °C	36,4 °C	48,0 °C	36,1 °C	34,5 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	48,0 °C	36,3 °C	47,8 °C	36,0 °C	34,4 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	55,4 °C	44,0 °C	54,6 °C	43,2 °C	40,0 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	797 l·h ⁻¹	795 l·h ⁻¹	797 l·h ⁻¹	793 l·h ⁻¹	788 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	869 kg·h ⁻¹	878 kg·h ⁻¹	866 kg·h ⁻¹	874 kg·h ⁻¹	874 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1497 l·h ⁻¹	1496 l·h ⁻¹	1156 l·h ⁻¹	1497 l·h ⁻¹	1489 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1508 l·h ⁻¹	1511 l·h ⁻¹	1168 l·h ⁻¹	1509 l·h ⁻¹	1499 l·h ⁻¹
p_h	22,94 bar	17,16 bar	22,33 bar	17,06 bar	15,67 bar
$p_{t,V,aus}$	9,70 bar	6,80 bar	9,70 bar	7,01 bar	7,00 bar
$p_{t,Abs,aus}$	9,60 bar	6,67 bar	9,63 bar	6,90 bar	6,92 bar
$\vartheta_{aL,Des,aus}$	99,8 °C	100,5 °C	91,5 °C	90,0 °C	75,5 °C
$\vartheta_{aL,LMWÜ,aus}$	46,6 °C	35,2 °C	46,0 °C	34,7 °C	34,2 °C
$\vartheta_{aL,Abs,ein}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{rL,Abs,aus}$	46,4 °C	34,7 °C	45,5 °C	34,2 °C	33,7 °C
$\vartheta_{rL,LMP,aus}$	46,5 °C	34,8 °C	45,6 °C	34,4 °C	33,8 °C
$\vartheta_{rL,LMWÜ,aus}$	87,2 °C	84,8 °C	83,2 °C	77,2 °C	68,1 °C
$\vartheta_{rL,Deph,aus}$	88,2 °C	85,0 °C	84,0 °C	77,6 °C	68,3 °C
$\vartheta_{rL,Des,ein}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{KM,Des,aus}$	99,8 °C	100,5 °C	91,5 °C	90,0 °C	75,5 °C
$\vartheta_{KM,Deph,aus}$	87,5 °C	84,7 °C	83,4 °C	77,2 °C	67,9 °C
$\vartheta_{KM,K,aus}$	55,4 °C	44,1 °C	54,5 °C	43,7 °C	40,9 °C
$\vartheta_{KM,KMV,ein}$	39,9 °C	23,9 °C	47,5 °C	21,6 °C	36,4 °C
$\vartheta_{KM,V,ein}$	25,5 °C	15,1 °C	25,1 °C	15,6 °C	15,3 °C
$\vartheta_{KM,V,aus}$	39,6 °C	24,2 °C	40,5 °C	22,3 °C	28,3 °C
$\vartheta_{KM,Abs,ein}$	51,5 °C	37,7 °C	53,4 °C	35,4 °C	39,6 °C
$\vartheta_{aL,Cor}$	46,9 °C	35,4 °C	46,3 °C	34,9 °C	34,4 °C
ρ_{aL}	804,9 kg·m ⁻³	823,8 kg·m ⁻³	789,1 kg·m ⁻³	817,9 kg·m ⁻³	800,9 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	177,3 kg·h ⁻¹	177,4 kg·h ⁻¹	186,2 kg·h ⁻¹	178,8 kg·h ⁻¹	191,7 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{rL,Cor}$	44,4 °C	33,5 °C	43,7 °C	33,0 °C	32,6 °C
ρ_{rL}	772,9 kg·m ⁻³	792,5 kg·m ⁻³	767,2 kg·m ⁻³	788,2 kg·m ⁻³	779,3 kg·m ⁻³
\dot{M}_{rL}	–	–	–	–	–
$\vartheta_{KM,Cor}$	39,9 °C	23,9 °C	47,5 °C	21,6 °C	36,4 °C
ρ_{KM}	591,7 kg·m ⁻³	618,5 kg·m ⁻³	579,4 kg·m ⁻³	619,3 kg·m ⁻³	590,3 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	38,3 kg·h ⁻¹	36,9 kg·h ⁻¹	28,2 kg·h ⁻¹	35,7 kg·h ⁻¹	28,3 kg·h ⁻¹

Messwerte für eine Füllmenge von $M = 10,5$ kg

Messgröße	A2_1_0,8	A2_2_0,8	A2_3_0,8	A2_4_0,8	A2_5_0,8
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,9 °C	110,0 °C	99,9 °C	100,1 °C	85,2 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	93,0 °C	92,7 °C	87,3 °C	83,7 °C	72,5 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,5 °C	30,1 °C	42,2 °C	30,3 °C	29,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	29,3 °C	17,7 °C	32,6 °C	17,8 °C	19,7 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,0 °C	40,0 °C	28,0 °C	28,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,2 °C	35,5 °C	47,9 °C	35,6 °C	34,1 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	48,1 °C	35,4 °C	47,8 °C	35,5 °C	34,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	55,4 °C	42,6 °C	54,5 °C	42,2 °C	39,3 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	709 l·h ⁻¹	703 l·h ⁻¹	706 l·h ⁻¹	704 l·h ⁻¹	702 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	774 kg/h	776 kg/h	770 kg/h	776 kg/h	777 kg/h
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1409 l·h ⁻¹	1488 l·h ⁻¹	1098 l·h ⁻¹	1487 l·h ⁻¹	1484 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1424 l·h ⁻¹	1501 l·h ⁻¹	1106 l·h ⁻¹	1499 l·h ⁻¹	1494 l·h ⁻¹
p_{h}	22,92 bar	16,42 bar	22,21 bar	16,53 bar	15,39 bar
$p_{\text{t,V,aus}}$	9,71 bar	6,80 bar	9,70 bar	6,81 bar	6,81 bar
$p_{\text{t,Abs,aus}}$	9,62 bar	6,72 bar	9,64 bar	6,72 bar	6,73 bar
$\vartheta_{\text{aL,Des,aus}}$	98,1 °C	100,2 °C	90,3 °C	90,0 °C	75,5 °C
$\vartheta_{\text{aL,LMWÜ,aus}}$	46,3 °C	33,6 °C	45,8 °C	33,8 °C	33,5 °C
$\vartheta_{\text{aL,Abs,ein}}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{rL,Abs,aus}}$	46,0 °C	32,8 °C	45,3 °C	33,2 °C	32,8 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMP,aus}}$	46,1 °C	32,9 °C	45,3 °C	33,3 °C	33,0 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMWÜ,aus}}$	86,5 °C	85,9 °C	82,7 °C	77,9 °C	68,2 °C
$\vartheta_{\text{rL,Deph,aus}}$	87,5 °C	85,7 °C	83,4 °C	78,3 °C	68,5 °C
$\vartheta_{\text{rL,Des,ein}}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{KM,Des,aus}}$	98,1 °C	100,2 °C	90,3 °C	90,0 °C	75,5 °C
$\vartheta_{\text{KM,Deph,aus}}$	86,7 °C	85,4 °C	82,7 °C	77,8 °C	67,9 °C
$\vartheta_{\text{KM,K,aus}}$	55,2 °C	42,3 °C	54,2 °C	42,4 °C	39,9 °C
$\vartheta_{\text{KM,KMV,ein}}$	38,8 °C	22,5 °C	50,1 °C	24,3 °C	33,4 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,ein}}$	25,4 °C	14,9 °C	25,1 °C	14,7 °C	14,4 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,aus}}$	38,6 °C	23,1 °C	40,6 °C	24,0 °C	27,7 °C
$\vartheta_{\text{KM,Abs,ein}}$	51,2 °C	35,3 °C	53,4 °C	38,2 °C	34,4 °C
$\vartheta_{\text{aL,Cor}}$	46,6 °C	33,3 °C	46,1 °C	33,0 °C	33,6 °C
ρ_{aL}	801,9 kg·m ⁻³	819,2 kg·m ⁻³	786,9 kg·m ⁻³	818,1 kg·m ⁻³	804,1 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	178,5 kg·h ⁻¹	181,2 kg·h ⁻¹	186,7 kg·h ⁻¹	181,5 kg·h ⁻¹	185,1 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{\text{rL,Cor}}$	44,1 °C	31,5 °C	43,4 °C	31,8 °C	31,6 °C
ρ_{rL}	772,0 kg·m ⁻³	792,5 kg·m ⁻³	766,6 kg·m ⁻³	791,6 kg·m ⁻³	783,4 kg·m ⁻³
\dot{M}_{rL}	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{KM,Cor}}$	38,8 °C	22,5 °C	50,1 °C	24,3 °C	33,4 °C
ρ_{KM}	592,8 kg·m ⁻³	619,7 kg·m ⁻³	569,5 kg·m ⁻³	614,8 kg·m ⁻³	595,0 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	35,6 kg·h ⁻¹	33,0 kg·h ⁻¹	26,6 kg·h ⁻¹	32,7 kg·h ⁻¹	26,7 kg·h ⁻¹

Anhang

Messwerte für eine Füllmenge von $M = 11,0 \text{ kg}$

Messgröße	A2_1_0,8	A2_2_0,8	A2_3_0,8	A2_4_0,8	A2_5_0,8
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,9 °C	109,8 °C	99,8 °C	99,9 °C	84,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	92,4 °C	89,3 °C	87,9 °C	81,7 °C	72,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,1 °C	30,0 °C	42,0 °C	30,0 °C	30,1 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	28,4 °C	16,6 °C	32,7 °C	16,9 °C	19,5 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,0 °C	40,0 °C	28,0 °C	28,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,1 °C	36,4 °C	48,0 °C	36,0 °C	34,1 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	47,9 °C	36,3 °C	47,8 °C	35,9 °C	34,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	55,2 °C	44,6 °C	54,6 °C	43,4 °C	39,5 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	708 l·h ⁻¹	704 l·h ⁻¹	708 l·h ⁻¹	705 l·h ⁻¹	704 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	773 kg·h ⁻¹	778 kg·h ⁻¹	768 kg·h ⁻¹	778 kg·h ⁻¹	778 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1499 l·h ⁻¹	1498 l·h ⁻¹	1051 l·h ⁻¹	1494 l·h ⁻¹	1493 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1513 l·h ⁻¹	1514 l·h ⁻¹	1062 l·h ⁻¹	1506 l·h ⁻¹	1504 l·h ⁻¹
p_h	22,88 bar	17,56 bar	22,22 bar	17,19 bar	15,50 bar
$p_{t,V,aus}$	9,71 bar	6,79 bar	9,69 bar	6,79 bar	6,80 bar
$p_{t,Abs,aus}$	9,61 bar	6,67 bar	9,62 bar	6,69 bar	6,72 bar
$\vartheta_{aL,Des,aus}$	97,7 °C	98,4 °C	90,2 °C	87,9 °C	75,2 °C
$\vartheta_{aL,LMWÜ,aus}$	46,3 °C	34,5 °C	45,8 °C	34,7 °C	34,6 °C
$\vartheta_{aL,Abs,ein}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{rL,Abs,aus}$	46,0 °C	34,0 °C	45,2 °C	34,2 °C	33,9 °C
$\vartheta_{rL,LMP,aus}$	46,1 °C	34,2 °C	45,3 °C	34,3 °C	34,0 °C
$\vartheta_{rL,LMWÜ,aus}$	86,2 °C	82,4 °C	82,8 °C	75,9 °C	68,2 °C
$\vartheta_{rL,Deph,aus}$	87,0 °C	83,0 °C	83,5 °C	76,5 °C	68,3 °C
$\vartheta_{rL,Des,ein}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{KM,Des,aus}$	97,7 °C	98,4 °C	90,2 °C	87,9 °C	75,2 °C
$\vartheta_{KM,Deph,aus}$	86,4 °C	82,5 °C	82,9 °C	76,0 °C	67,9 °C
$\vartheta_{KM,K,aus}$	55,2 °C	45,1 °C	54,3 °C	44,1 °C	40,3 °C
$\vartheta_{KM,KMV,ein}$	35,9 °C	17,1 °C	48,9 °C	17,0 °C	34,3 °C
$\vartheta_{KM,V,ein}$	25,5 °C	15,0 °C	25,0 °C	14,7 °C	14,5 °C
$\vartheta_{KM,V,aus}$	35,9 °C	17,9 °C	40,6 °C	17,7 °C	28,6 °C
$\vartheta_{KM,Abs,ein}$	49,8 °C	21,9 °C	53,4 °C	23,7 °C	34,9 °C
$\vartheta_{aL,Cor}$	46,6 °C	34,7 °C	46,1 °C	34,8 °C	34,7 °C
ρ_{aL}	801,2 kg·m ⁻³	826,7 kg·m ⁻³	786,2 kg·m ⁻³	820,9 kg·m ⁻³	801,2 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	184,6 kg·h ⁻¹	181,9 kg·h ⁻¹	187,9 kg·h ⁻¹	184,1 kg·h ⁻¹	194,9 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{rL,Cor}$	44,3 °C	32,9 °C	43,4 °C	33,1 °C	33,1 °C
ρ_{rL}	770,8 kg·m ⁻³	793,4 kg·m ⁻³	766,8 kg·m ⁻³	790,2 kg·m ⁻³	780,4 kg·m ⁻³
\dot{M}_{rL}	–	–	–	–	–
$\vartheta_{KM,Cor}$	35,9 °C	17,1 °C	48,9 °C	17,0 °C	34,3 °C
ρ_{KM}	597,7 kg·m ⁻³	629,8 kg·m ⁻³	570,8 kg·m ⁻³	626,7 kg·m ⁻³	593,9 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	37,7 kg·h ⁻¹	41,2 kg·h ⁻¹	25,6 kg·h ⁻¹	37,2 kg·h ⁻¹	27,1 kg·h ⁻¹

Messwerte bei maximaler Drehzahl der Lösungsmittelpumpe (50 Hz bzw. 915 U·min⁻¹)

Messgröße	A3_1_0,9	A3_2_0,9	A3_3_0,9	A3_4_0,9	A3_5_0,9
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,8 °C	109,8 °C	99,9 °C	99,9 °C	84,8 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	92,4 °C	90,0 °C	86,2 °C	82,5 °C	71,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,1 °C	30,0 °C	42,0 °C	30,1 °C	30,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	28,9 °C	16,2 °C	31,0 °C	17,0 °C	19,6 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,0 °C	40,1 °C	28,2 °C	28,2 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,6 °C	37,9 °C	48,3 °C	37,2 °C	35,1 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	48,5 °C	37,8 °C	48,1 °C	37,1 °C	35,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	56,3 °C	46,7 °C	55,5 °C	45,2 °C	41,2 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	794 l·h ⁻¹	795 l·h ⁻¹	794 l·h ⁻¹	794 l·h ⁻¹	787 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	866 kg·h ⁻¹	878 kg·h ⁻¹	867 kg·h ⁻¹	879 kg·h ⁻¹	873 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1522 l·h ⁻¹	1465 l·h ⁻¹	1295 l·h ⁻¹	1464 l·h ⁻¹	1447 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1539 l·h ⁻¹	1480 l·h ⁻¹	1309 l·h ⁻¹	1478 l·h ⁻¹	1459 l·h ⁻¹
p_{h}	23,33 bar	18,24 bar	22,94 bar	17,82 bar	16,18 bar
$p_{\text{t,V,aus}}$	9,51 bar	6,19 bar	9,99 bar	6,62 bar	7,01 bar
$p_{\text{t,Abs,aus}}$	9,38 bar	6,00 bar	9,89 bar	6,45 bar	6,89 bar
$\vartheta_{\text{aL,Des,aus}}$	103,4 °C	103,8 °C	93,4 °C	93,6 °C	78,9 °C
$\vartheta_{\text{aL,LMWÜ,aus}}$	48,0 °C	36,8 °C	47,5 °C	37,1 °C	35,9 °C
$\vartheta_{\text{aL,Abs,ein}}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{rL,Abs,aus}}$	47,7 °C	36,4 °C	47,1 °C	36,7 °C	35,4 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMP,aus}}$	47,8 °C	36,5 °C	47,2 °C	36,8 °C	35,6 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMWÜ,aus}}$	89,2 °C	86,0 °C	83,6 °C	79,8 °C	70,3 °C
$\vartheta_{\text{rL,Deph,aus}}$	90,6 °C	87,8 °C	84,7 °C	80,9 °C	70,6 °C
$\vartheta_{\text{rL,Des,ein}}$	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{KM,Des,aus}}$	103,4 °C	103,8 °C	93,4 °C	93,6 °C	78,9 °C
$\vartheta_{\text{KM,Deph,aus}}$	89,6 °C	86,4 °C	84,0 °C	80,0 °C	70,2 °C
$\vartheta_{\text{KM,K,aus}}$	57,0 °C	47,5 °C	55,7 °C	46,1 °C	41,9 °C
$\vartheta_{\text{KM,KMV,ein}}$	38,4 °C	23,4 °C	39,9 °C	23,0 °C	28,9 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,ein}}$	25,3 °C	13,5 °C	26,1 °C	14,4 °C	15,2 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,aus}}$	38,7 °C	24,0 °C	39,2 °C	23,2 °C	27,7 °C
$\vartheta_{\text{KM,Abs,ein}}$	51,0 °C	37,4 °C	51,7 °C	38,2 °C	39,5 °C
$\vartheta_{\text{aL,Cor}}$	48,2 °C	36,8 °C	47,7 °C	37,2 °C	36,0 °C
ρ_{aL}	807,8 kg·m ⁻³	839,2 kg·m ⁻³	788,2 kg·m ⁻³	824,7 kg·m ⁻³	804,1 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	179,0 kg·h ⁻¹	178,6 kg·h ⁻¹	184,6 kg·h ⁻¹	183,5 kg·h ⁻¹	178,6 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{\text{rL,Cor}}$	45,7 °C	35,0 °C	45,1 °C	35,4 °C	34,2 °C
ρ_{rL}	773,6 kg·m ⁻³	802,6 kg·m ⁻³	762,0 kg·m ⁻³	792,1 kg·m ⁻³	779,6 kg·m ⁻³
\dot{M}_{rL}	–	–	–	–	–
$\vartheta_{\text{KM,Cor}}$	38,4 °C	23,4 °C	39,9 °C	23,0 °C	28,9 °C
ρ_{KM}	598,9 kg·m ⁻³	629,2 kg·m ⁻³	589,8 kg·m ⁻³	621,9 kg·m ⁻³	604,9 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	41,2 kg·h ⁻¹	43,4 kg·h ⁻¹	33,5 kg·h ⁻¹	40,0 kg·h ⁻¹	29,8 kg·h ⁻¹

Messgröße	A4_1_0,9	A4_2_0,9	A4_3_0,9	A4_4_0,9	A4_5_0,9
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,9 °C	109,9 °C	100,0 °C	99,9 °C	84,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	92,4 °C	90,3 °C	86,8 °C	83,0 °C	72,2 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,0 °C	30,1 °C	42,0 °C	29,9 °C	30,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	28,5 °C	15,9 °C	31,2 °C	16,8 °C	19,5 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,0 °C	40,0 °C	28,1 °C	28,4 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,6 °C	38,5 °C	48,4 °C	37,5 °C	35,8 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	48,5 °C	38,4 °C	48,3 °C	37,4 °C	35,7 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	55,8 °C	47,0 °C	55,0 °C	45,0 °C	41,5 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	793 l·h ⁻¹	797 l·h ⁻¹	794 l·h ⁻¹	799 l·h ⁻¹	788 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	867 kg·h ⁻¹	875 kg·h ⁻¹	867 kg·h ⁻¹	877 kg·h ⁻¹	876 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1581 l·h ⁻¹	1443 l·h ⁻¹	1277 l·h ⁻¹	1446 l·h ⁻¹	1440 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1592 l·h ⁻¹	1459 l·h ⁻¹	1290 l·h ⁻¹	1456 l·h ⁻¹	1450 l·h ⁻¹
p_h	23,48 bar	18,70 bar	23,26 bar	18,12 bar	16,66 bar
$p_{t,V,aus}$	9,50 bar	6,20 bar	10,00 bar	6,61 bar	7,20 bar
$p_{t,Abs,aus}$	9,39 bar	6,05 bar	9,92 bar	6,48 bar	7,13 bar
$\vartheta_{aL,Des,aus}$	103,5 °C	103,8 °C	93,9 °C	93,8 °C	78,9 °C
$\vartheta_{aL,LMWÜ,aus}$	49,6 °C	39,1 °C	49,1 °C	39,1 °C	38,0 °C
$\vartheta_{aL,Abs,ein}$	49,6 °C	39,1 °C	49,1 °C	39,1 °C	38,0 °C
$\vartheta_{rL,Abs,aus}$	48,4 °C	37,5 °C	47,3 °C	37,3 °C	35,8 °C
$\vartheta_{rL,LMP,aus}$	48,4 °C	37,6 °C	47,4 °C	37,5 °C	36,0 °C
$\vartheta_{rL,LMWÜ,aus}$	91,1 °C	89,1 °C	85,9 °C	82,0 °C	71,6 °C
$\vartheta_{rL,Deph,aus}$	87,3 °C	83,0 °C	80,1 °C	76,2 °C	64,8 °C
$\vartheta_{rL,Des,ein}$	90,8 °C	88,4 °C	85,4 °C	81,5 °C	71,1 °C
$\vartheta_{KM,Des,aus}$	103,5 °C	103,8 °C	93,9 °C	93,8 °C	78,9 °C
$\vartheta_{KM,Deph,aus}$	83,9 °C	80,4 °C	72,7 °C	72,4 °C	55,8 °C
$\vartheta_{KM,K,aus}$	57,4 °C	47,4 °C	56,7 °C	45,8 °C	42,7 °C
$\vartheta_{KM,KMV,ein}$	41,9 °C	29,4 °C	45,2 °C	31,6 °C	33,8 °C
$\vartheta_{KM,V,ein}$	24,7 °C	12,9 °C	25,7 °C	14,1 °C	15,9 °C
$\vartheta_{KM,V,aus}$	40,2 °C	26,8 °C	41,0 °C	27,9 °C	28,2 °C
$\vartheta_{KM,Abs,ein}$	53,4 °C	44,3 °C	52,3 °C	43,8 °C	40,7 °C
$\vartheta_{aL,Cor}$	49,9 °C	39,2 °C	49,4 °C	39,2 °C	38,1 °C
ρ_{aL}	807,1 kg·m ⁻³	835,8 kg·m ⁻³	786,0 kg·m ⁻³	823,1 kg·m ⁻³	798,7 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	176,1 kg·h ⁻¹	178,2 kg·h ⁻¹	181,1 kg·h ⁻¹	179,8 kg·h ⁻¹	182,6 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{rL,Cor}$	47,7 °C	37,2 °C	46,7 °C	37,1 °C	35,7 °C
ρ_{rL}	770,2 kg·m ⁻³	798,8 kg·m ⁻³	758,7 kg·m ⁻³	789,9 kg·m ⁻³	774,1 kg·m ⁻³
$\dot{M}_{rL,Deph}$	29,7 kg·h ⁻¹	32,5 kg·h ⁻¹	28,9 kg·h ⁻¹	31,3 kg·h ⁻¹	29,9 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{KM,Cor}$	41,9 °C	29,4 °C	45,2 °C	31,6 °C	33,8 °C
ρ_{KM}	583,0 kg·m ⁻³	605,1 kg·m ⁻³	572,0 kg·m ⁻³	596,9 kg·m ⁻³	590,2 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	40,0 kg·h ⁻¹	41,4 kg·h ⁻¹	31,5 kg·h ⁻¹	36,9 kg/h	30,0 kg·h ⁻¹

Messgröße	A5_1_0,9	A5_2_0,9	A5_3_0,9	A5_4_0,9	A5_5_0,9
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,8 °C	110,0 °C	99,9 °C	100,0 °C	84,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	91,7 °C	89,0 °C	87,9 °C	82,3 °C	71,5 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,0 °C	30,2 °C	41,9 °C	29,9 °C	30,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	28,6 °C	15,4 °C	32,7 °C	16,7 °C	18,9 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,1 °C	40,0 °C	28,1 °C	28,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,7 °C	38,3 °C	48,7 °C	37,0 °C	35,1 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	48,6 °C	38,2 °C	48,5 °C	37,0 °C	35,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	56,0 °C	46,6 °C	55,1 °C	44,2 °C	40,7 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	791 l·h ⁻¹	792 l·h ⁻¹	796 l·h ⁻¹	794 l·h ⁻¹	789 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	864 kg·h ⁻¹	873 kg·h ⁻¹	867 kg·h ⁻¹	875 kg·h ⁻¹	877 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1578 l·h ⁻¹	1559 l·h ⁻¹	1119 l·h ⁻¹	1558 l·h ⁻¹	1554 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1593 l·h ⁻¹	1576 l·h ⁻¹	1129 l·h ⁻¹	1574 l·h ⁻¹	1565 l·h ⁻¹
p_{h}	23,54 bar	18,55 bar	23,17 bar	17,74 bar	16,35 bar
$p_{\text{t,V,aus}}$	10,01 bar	6,20 bar	9,99 bar	6,58 bar	7,20 bar
$p_{\text{t,Abs,aus}}$	9,90 bar	6,03 bar	9,92 bar	6,46 bar	7,12 bar
$\vartheta_{\text{aL,Des,aus}}$	103,2 °C	103,1 °C	94,2 °C	93,6 °C	78,8 °C
$\vartheta_{\text{aL,LMWÜ,aus}}$	50,8 °C	39,6 °C	50,4 °C	38,9 °C	38,6 °C
$\vartheta_{\text{aL,Abs,ein}}$	50,8 °C	39,6 °C	50,4 °C	38,9 °C	38,6 °C
$\vartheta_{\text{rL,Abs,aus}}$	49,8 °C	38,3 °C	48,4 °C	37,4 °C	36,6 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMP,aus}}$	49,9 °C	38,4 °C	48,4 °C	37,5 °C	36,7 °C
$\vartheta_{\text{rL,LMWÜ,aus}}$	90,4 °C	87,6 °C	87,0 °C	81,2 °C	71,0 °C
$\vartheta_{\text{rL,Deph,aus}}$	87,0 °C	83,2 °C	80,6 °C	77,3 °C	63,9 °C
$\vartheta_{\text{rL,Des,ein}}$	90,2 °C	87,2 °C	86,5 °C	80,9 °C	70,4 °C
$\vartheta_{\text{KM,Des,aus}}$	103,2 °C	103,1 °C	94,2 °C	93,6 °C	78,8 °C
$\vartheta_{\text{KM,Deph,aus}}$	85,2 °C	81,7 °C	71,7 °C	73,4 °C	56,4 °C
$\vartheta_{\text{KM,K,aus}}$	58,9 °C	47,2 °C	57,4 °C	45,2 °C	42,2 °C
$\vartheta_{\text{KM,KMV,ein}}$	33,2 °C	26,6 °C	43,9 °C	28,0 °C	21,3 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,ein}}$	25,9 °C	12,9 °C	25,4 °C	13,9 °C	15,8 °C
$\vartheta_{\text{KM,V,aus}}$	33,2 °C	24,8 °C	41,2 °C	25,4 °C	20,9 °C
$\vartheta_{\text{KM,Abs,ein}}$	49,8 °C	43,1 °C	53,0 °C	42,4 °C	37,0 °C
$\vartheta_{\text{aL,Cor}}$	51,0 °C	39,7 °C	50,6 °C	39,0 °C	38,8 °C
ρ_{aL}	805,2 kg·m ⁻³	837,8 kg·m ⁻³	786,1 kg·m ⁻³	825,0 kg·m ⁻³	800,3 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	174,6 kg·h ⁻¹	181,4 kg·h ⁻¹	187,2 kg·h ⁻¹	179,6 kg·h ⁻¹	179,6 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{\text{rL,Cor}}$	49,0 °C	37,9 °C	47,6 °C	37,0 °C	36,3 °C
ρ_{rL}	766,2 kg·m ⁻³	798,8 kg·m ⁻³	762,4 kg·m ⁻³	790,5 kg·m ⁻³	773,8 kg·m ⁻³
$\dot{M}_{\text{rL,Deph}}$	27,9 kg·h ⁻¹	30,4 kg·h ⁻¹	27,7 kg·h ⁻¹	29,4 kg·h ⁻¹	31,6 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{\text{KM,Cor}}$	33,2 °C	26,6 °C	43,9 °C	28,0 °C	21,3 °C
ρ_{KM}	598,4 kg·m ⁻³	611,0 kg·m ⁻³	574,6 kg·m ⁻³	603,5 kg·m ⁻³	614,6 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	40,6 kg·h ⁻¹	42,4 kg·h ⁻¹	26,7 kg·h ⁻¹	37,4 kg·h ⁻¹	31,6 kg·h ⁻¹

Anhang

Messgröße	A6_1_0,9	A6_2_0,9	A6_3_0,9	A6_4_0,9	A6_5_0,9
$\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	109,9 °C	109,9 °C	99,9 °C	99,9 °C	85,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Des,aus}}$	92,1 °C	88,8 °C	87,9 °C	82,0 °C	71,8 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,ein}}$	42,1 °C	30,0 °C	41,8 °C	29,9 °C	30,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,V,aus}}$	28,6 °C	15,0 °C	32,4 °C	16,5 °C	19,4 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$	40,0 °C	28,0 °C	40,0 °C	28,0 °C	28,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$	48,9 °C	38,5 °C	48,7 °C	37,3 °C	35,1 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,ein}}$	48,7 °C	38,4 °C	48,5 °C	37,2 °C	35,0 °C
$\vartheta_{\text{ext,K,aus}}$	56,0 °C	47,1 °C	55,0 °C	44,6 °C	40,6 °C
$\dot{V}_{\text{ext,Des,aus}}$	795 l·h ⁻¹	790 l·h ⁻¹	797 l·h ⁻¹	792 l·h ⁻¹	789 l·h ⁻¹
$\dot{M}_{\text{ext,V,aus}}$	867 kg·h ⁻¹	874 kg·h ⁻¹	866 kg·h ⁻¹	879 kg·h ⁻¹	874 kg·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,Abs,ein}}$	1572 l·h ⁻¹	1535 l·h ⁻¹	1146 l·h ⁻¹	1530 l·h ⁻¹	1528 l·h ⁻¹
$\dot{V}_{\text{ext,K,aus}}$	1588 l·h ⁻¹	1554 l·h ⁻¹	1157 l·h ⁻¹	1547 l·h ⁻¹	1539 l·h ⁻¹
p_h	23,60 bar	18,74 bar	23,18 bar	18,00 bar	16,27 bar
$p_{t,V,aus}$	9,52 bar	6,21 bar	10,00 bar	6,60 bar	7,01 bar
$p_{t,Abs,aus}$	9,39 bar	6,03 bar	9,93 bar	6,45 bar	6,91 bar
$\vartheta_{aL,Des,aus}$	103,4 °C	103,7 °C	94,2 °C	93,8 °C	79,0 °C
$\vartheta_{aL,LMWÜ,aus}$	49,4 °C	37,8 °C	50,5 °C	38,0 °C	37,9 °C
$\vartheta_{aL,Abs,ein}$	49,4 °C	37,8 °C	50,5 °C	38,0 °C	37,9 °C
$\vartheta_{rL,Abs,aus}$	48,3 °C	36,6 °C	48,4 °C	36,6 °C	35,8 °C
$\vartheta_{rL,LMP,aus}$	48,2 °C	36,7 °C	48,4 °C	36,6 °C	35,9 °C
$\vartheta_{rL,LMWÜ,aus}$	90,9 °C	87,4 °C	87,0 °C	81,0 °C	71,4 °C
$\vartheta_{rL,Deph,aus}$	87,2 °C	83,3 °C	80,4 °C	76,6 °C	64,2 °C
$\vartheta_{rL,Des,ein}$	90,6 °C	86,8 °C	86,5 °C	80,5 °C	70,7 °C
$\vartheta_{KM,Des,aus}$	103,4 °C	103,7 °C	94,2 °C	93,8 °C	79,0 °C
$\vartheta_{KM,Deph,aus}$	83,6 °C	80,7 °C	70,6 °C	72,5 °C	55,9 °C
$\vartheta_{KM,K,aus}$	59,6 °C	47,6 °C	58,5 °C	45,7 °C	41,8 °C
$\vartheta_{KM,KMV,ein}$	42,4 °C	25,8 °C	44,0 °C	23,4 °C	32,9 °C
$\vartheta_{KM,V,ein}$	24,5 °C	12,9 °C	25,4 °C	13,7 °C	15,1 °C
$\vartheta_{KM,V,aus}$	40,4 °C	23,7 °C	40,9 °C	21,6 °C	29,4 °C
$\vartheta_{KM,Abs,ein}$	53,8 °C	43,3 °C	53,4 °C	41,5 °C	40,7 °C
$\vartheta_{aL,Cor}$	49,8 °C	38,0 °C	50,9 °C	38,2 °C	38,1 °C
ρ_{aL}	806,6 kg·m ⁻³	837,7 kg·m ⁻³	785,9 kg·m ⁻³	824,7 kg·m ⁻³	801,8 kg·m ⁻³
\dot{M}_{aL}	175,2 kg·h ⁻¹	169,6 kg·h ⁻¹	188,6 kg·h ⁻¹	173,3 kg·h ⁻¹	182,5 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{rL,Cor}$	47,7 °C	36,3 °C	47,7 °C	36,3 °C	35,7 °C
ρ_{rL}	768,9 kg·m ⁻³	796,6 kg·m ⁻³	762,1 kg·m ⁻³	788,6 kg·m ⁻³	776,4 kg·m ⁻³
$\dot{M}_{rL,Deph}$	30,3 kg·h ⁻¹	31,2 kg·h ⁻¹	30,2 kg·h ⁻¹	31,5 kg·h ⁻¹	31,1 kg·h ⁻¹
$\vartheta_{KM,Cor}$	42,4 °C	25,8 °C	44,0 °C	23,4 °C	32,9 °C
ρ_{KM}	581,6 kg·m ⁻³	612,7 kg·m ⁻³	574,3 kg·m ⁻³	611,3 kg·m ⁻³	592,4 kg·m ⁻³
\dot{M}_{KM}	39,8 kg·h ⁻¹	43,3 kg·h ⁻¹	27,3 kg·h ⁻¹	39,1 kg·h ⁻¹	29,3 kg·h ⁻¹