

Effizienzsteigerung einer NH₃/H₂O-Absorptionskältemaschine

Experimentelle Untersuchung eines Anlagenkonzepts mit Plattendesorber

Luisa Haak*, Nico Mirl, Johannes Brunder, Klaus Spindler, Konstantinos Stergiaropoulos

Universität Stuttgart, Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE)
Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart
Luisa.Haak@igte.uni-stuttgart.de

* Korrespondenzautorin

Kurzfassung

Beim Absorptionskältemaschinen-Prozess wird die Antriebsenergie weitgehend in Form von Wärme zugeführt. Durch Verwendung von beispielsweise industrieller Abwärme oder von Wärme aus regenerativen Energieträgern zum Antrieb, ist mit Absorptionskältemaschinen (AKM) eine sehr klimaschonende Kälteerzeugung möglich. Am Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) werden aktuell experimentelle Untersuchungen zur Effizienzsteigerung von NH₃/H₂O-Absorptionssystemen durchgeführt. Entwickelt wurde ein Desorber-Konzept mit einem direkt von der reichen Lösung durchströmten Plattenwärmeübertrager. Zur Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel wird ein Plattendephlegmator mit nachgeschaltetem Kondensatabscheider verwendet. Verglichen mit den verbreitet eingesetzten Desorbern in Behälterbauweise mit integrierter Rektifikationskolonne zeichnet sich das Desorber-Konzept mit Plattenwärmeübertrager durch eine sehr geringe Füllmenge sowie geringe Fertigungskosten aus. Ein Nachweis für die hohe Effizienz des Absorptionssystems mit Plattendesorber ist bereits für den Betrieb als Wärmepumpe im Rahmen des Projekts „Optimierung von Absorptionswärmepumpen zum Einsatz im Wärmenetz 4.0“ erbracht worden [1].

In diesem Beitrag wird das Konzept des direkt durchströmten Plattendesobers auf die AKM übertragen. Es werden die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen vorgestellt und mit der AKM aus der Dissertation von Zetzsche [2] verglichen.

Da beim Anlagenkonzept mit Plattendesorber keine Rektifikation vorgesehen ist, wird eine Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel allein durch die Dephlegmation realisiert. Eine Herausforderung bei der Optimierung des verwendeten Plattendephlegmators zur Steigerung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel stellen die unterschiedlich großen Volumenströme der beiden Fluidströme, Kältemitteldampf und reiche Lösung, dar. Anhand von Thermographieaufnahmen wird die Temperaturverteilung über Plattendephlegmator analysiert. Zur Steigerung des übertragenen Wärmestroms wird einerseits ein Konzept für einen asymmetrischen Plattendephlegmator vorgeschlagen, andererseits wird die Orientierung des Plattendephlegmators diskutiert.

Stichwörter:

Absorptionskältemaschine, Ammoniak/Wasser, Komponentenoptimierung, Dephlegmator

1 Einleitung

Mit Absorptionskältemaschinen (AKM) kann klimafreundlich Kälte bereitgestellt werden. Eingesetzt werden AKM mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser in erster Linie für industrielle Anwendungen in z.B. der Lebensmittelindustrie oder der chemischen Industrie. Dabei werden Leistungsbereiche ≤ 200 kW abgedeckt. Für geringere Kälteleistungen sind AKM aktuell nur bedingt wirtschaftlich.

Um eine Wirtschaftlichkeit für kleinere Leistungsbereiche ≤ 15 kW zu erreichen, werden am IGTE gezielt kostengünstig fertigmachbare Komponenten eingesetzt. Ein weiterer Ansatz um die Kosten von AKM zu minimieren ist die Füllmenge an Ammoniak möglichst gering zu halten, um Sicherheitsvorschriften an den Aufstellort (z.B. Installation einer Gaswarnanlage) zu umgehen oder zumindest möglichst gering zu halten.

Die Größe und (Ammoniak-)Füllmenge eines Ammoniak/Wasser-Absorptionssystems wird maßgeblich durch den Desorber bestimmt. Typischerweise wird ein in Behälterbauweise ausgeführter Desorber eingesetzt. Diese Behälterdesorber umfassen eine integrierte Rektifikationskolonne, um einen hohen Ammoniakmassenanteil im Kältemittel zu gewährleisten [2], [3], [4].

Durch den Einsatz eines Plattenwärmeübertragers als Desorber wird in [5] bzw. in [6] gegenüber dem zuvor verwendeten Behälterdesorber eine Reduktion der Ammoniak-Füllmenge von 15 kg auf 4 kg erreicht. Dieses Konzept eines Plattendesorbers umfasst neben einem Plattenwärmeübertrager einen vorgeschalteten Vorlagebehälter und einen nachgeschalteten Abscheidebehälter. Die Kosten sowie der Bauraum werden gegenüber dem in [2] eingesetzten Behälterdesorber etwa halbiert [5]. Da keine Rektifikation vorgesehen ist, wird eine Erhöhung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel daher allein durch die Dephlegmation realisiert [5], [6].

In [1] wird das Desorber-Konzept durch Entfernen des Desorber-Vorlagebehälters weiter vereinfacht. Dies hat zur Folge, dass der Plattenwärmeübertrager direkt von der reichen Lösung durchströmt wird, wodurch ein höherer Druckverlust als im Desorber-Konzept von [6] tolerierbar ist. Der zuvor verwendete Plattenwärmeübertrager mit einem Durchgang wird durch einen Plattenwärmeübertrager mit fünf Durchgängen ersetzt. Durch die höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Plattendesorber wird eine signifikante Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten und damit der Wärmeübertragungsfähigkeit erzielt. [1]

Mit sinkendem Ammoniakmassenanteil des Kältemittels reduziert sich die Kälteleistung, was eine reduzierte Effizienz des Gesamtprozesses zur Folge hat [2], [7]. In [8] wird für eine Absorptionswärmepumpe bei Temperaturen der Desorberbeheizung von 105 °C ein Ammoniakmassenanteil des Kältemittels von $\xi_{KM} \approx 0,998$ erreicht. Es wird sowohl der Einfluss der Rektifikation als auch der Dephlegmation auf den Ammoniakmassenanteil ξ_{KM} betrachtet. Der Dephlegmation kommt hierbei eine größere Bedeutung zu [8].

Für das Absorptionssystem am IGTE ohne Rektifikation fällt der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels mit $\xi_{KM} \geq 0,98$ bei vergleichbaren Temperaturen der Desorberbeheizung verhältnismäßig gering aus [1].

Ein Ansatz zur Steigerung des Ammoniakmasseanteils des Kältemittels über die Dephlegmation ist die Optimierung des Plattendephlegmators hinsichtlich eines höheren übertragenen Wärmestroms. Eine Herausforderung dabei stellen die unterschiedlich großen Volumenströme der beiden Fluidströme, Kältemitteldampf und reiche Lösung, dar.

Zur Steigerung des Wärmeübergangs auf der Seite der reichen Lösung muss die Strömungsgeschwindigkeit durch eine Reduktion des Strömungsquerschnitts erhöht werden. Hierzu können asymmetrische Plattenwärmeübertrager eingesetzt werden. Asymmetrische Plattenwärmeübertrager mit gleicher Plattenanzahl für die beiden Fluidströme (vgl. [9] bzw. [10]) werden derzeit allerdings nicht für die erhöhten Anforderungen an die Druckbeständigkeit und Korrosionsbeständigkeit kommerziell angeboten. In dieser Arbeit soll ein alternativer Aufbau eines asymmetrischen Plattenwärmeübertragers vorgestellt werden. Dieser soll auf gängigen Fertigungsverfahren sowie dem Einsatz von herkömmlichen Platten beruhen.

2 Anlagenkonzept

Im Folgenden wird der Gesamtprozess der AKM anhand von Bild 1 beschrieben. Vereinfachend wird der Begriff Kältemittel für Mischungen mit hohem Ammoniakmassenanteil $\xi_{KM} = 0,9 \dots 1,0$ verwendet. Abhängig vom Betriebspunkt besitzt die reiche Lösung einen Ammoniakmassenanteil von $\xi_{rL} = 0,4 \dots 0,5$ und die arme Lösung einen Ammoniakmassenanteil von $\xi_{aL} = 0,3 \dots 0,4$.

Analog zum Kompressionskältemaschinenprozess wird das Kältemittel im Kondensator (1) unter Wärmeabgabe auf hohem Druckniveau p_h verflüssigt. Anschließend wird das Kältemittel im Kältemittel-Reservoir (2) zwischengespeichert. Zum einen dient dies dem Ausgleich leichter Schwankungen des Kältemittelmassenstrom während des Betriebs, zum anderen erweitert es den Betriebsbereich [2].

Im Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ) wird das flüssige Kältemittel durch den vom Verdampfer kommenden Kältemitteldampf gekühlt (3→4). Die interne Wärmerückgewinnung steigert die Effizienz des Prozesses. Nach der isenthalpen Drosselung durch ein regelbares Kältemittelventil auf tiefen Druck p_t (4→5) liegt bereits ein geringer Anteil des Kältemittels dampfförmig vor. Anschließend wird das Kältemittel unter Zufuhr des Wärmestroms \dot{Q}_{Verd} verdampft. Verbleibende Flüssigkeitstropfen werden im KMWÜ nachverdampft (6→7). Im Absorber erfolgt die Mischung des Kältemitteldampfes (7) mit der armen Lösung (8). Die Absorptionswärme \dot{Q}_{Abs} wird an den Rückkühlkreis abgegeben. Das anschließend flüssig vorliegende Gemisch wird als reiche Lösung bezeichnet. Diese gelangt in den Pumpenvorlagebehälter (9). Die Lösungsmittelpumpe bringt die reiche Lösung auf das hohe Druckniveau (10→11). Auf dem Weg in den Desorber wird die reiche Lösung über zwei parallele Stränge durch den Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) (11→12) und den Dephlegmator (11→13) geführt, wobei mittels interner Wärmerückgewinnung vorgewärmt wird. Dies reduziert die anschließend für die Desorption benötigte Heizleistung \dot{Q}_{Des} . Im Desorber wird die reiche Lösung unter Wärmezufuhr teilweise verdampft (14→15). Es entsteht ein ammoniakreicher Dampf und eine ammoniakarme Lösung. Im Desorber-Abscheider (15) werden die Dampfphase bzw. das Kältemittel und die Flüssigphase bzw. die arme Lösung voneinander getrennt. Die arme Lösung gelangt über den LMWÜ und das Lösungsmittelventil zurück in den Absorber (18→19→8).

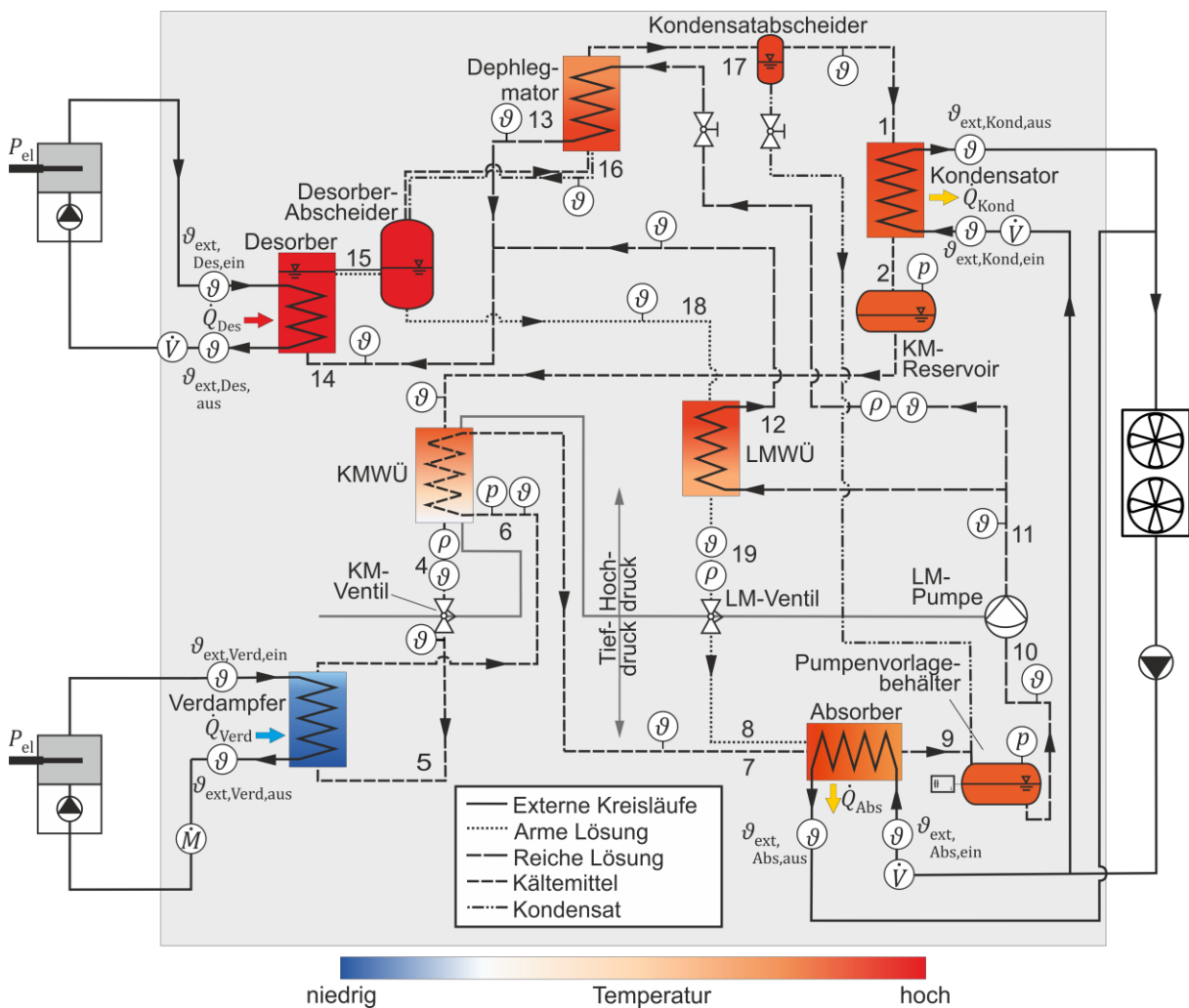


Bild 1: Prozessschema der Absorptionskältemaschine

Der desorbierte Kältemitteldampf strömt in den Dephlegmator (16). Dieser dient der Erhöhung des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels ξ_{KM} . Infolge der Abkühlung durch die reiche Lösung kondensiert eine Flüssigphase, die überproportional viel Wasser enthält, aus. Dadurch nimmt der Ammoniakmassenanteil des verbleibenden Kältemitteldampfes zu. In einem am IGTE entwickelten Anlagenkonzept für eine AKM ist vorgesehen, dass das im Dephlegmator gebildete Kondensat entgegen der Dampfströmung schwerkraftgetrieben zur Desor-

berinheit zurückgeführt wird [5]. In [1] und [11] wird hingegen gezeigt, dass dieses Konzept der Kondensatabscheidung nur unzureichend funktioniert. Um die Kondensattropfen, die mit der Dampfströmung mitgerissen werden, vom Kältemittel zu trennen, ist nach dem Dephlegmator ein Kondensatabscheider (17) angebracht. Über die Kondensatleitung wird das Kondensat in den Pumpenvorlagebehälter abgeführt (17→9). Das Kältemittel mit einem erhöhten Ammoniakmassenanteil strömt zum Kondensator. Damit ist der Kreisprozess geschlossen.

Die Kondensationstemperatur bestimmt in Verbindung mit dem Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} den Hochdruck p_h der AKM. Der Tiefdruck der AKM p_t hingegen ist innerhalb eines Bereichs frei wählbar und muss anhand der Regelung über den Öffnungsquerschnitt des Kältemittelventils vorgegeben werden. Für jeden Betriebspunkt gibt es einen optimalen Tiefdruck, der für die reale Anlage experimentell zu ermitteln ist [2].

3 Messtechnik und Versuchsdurchführung

Die Beheizung des Desorbers sowie des Verdampfers erfolgt jeweils über elektrische Temperiergeräte. Die vom Absorber und Kondensator abgeführten Wärmeströme \dot{Q}_{Abs} und \dot{Q}_{Kond} werden über ein trockenes Rückkühlwerk an die Umgebung abgegeben. Da Temperaturen unterhalb des Schmelzpunktes von Wasser erforderlich sind bzw. auftreten können, werden sowohl der externe Verdampferkreislauf als auch der Rückkühlkreislauf mit einem Wasser/Glykol-Gemisch (Tyfocor-40%) betrieben.

Die Positionen der im Folgenden erwähnten Messgeräte und Sensoren sind in Bild 1 eingezeichnet. Die Temperaturmessung in den externen Kreisläufen erfolgt mit Pt100-Widerstandstemperatursensoren der Toleranzklasse 1/10 B, die direkt in die Strömung eingebracht werden. Der externe Massenstrom des Verdampfers $\dot{M}_{ext,Verd}$ wird mit einem Coriolis-Massendurchflussmesser erfasst. In den weiteren externen Kreisläufen werden die Volumenströme $\dot{V}_{ext,Des}$, $\dot{V}_{ext,Abs}$ bzw. $\dot{V}_{ext,Kond}$ mit magnetisch-induktiven Durchflussmessern gemessen.

Zur Bestimmung der Dichte sowie des Massenstroms des Kältemittels und der armen Lösung werden Coriolis-Massendurchflussmesser verwendet. Diese befinden sich direkt vor dem Kältemittel- bzw. Lösungsmittelventil. An diesen Positionen hat der Druckverlust der Coriolis-Massendurchflussmesser keine Auswirkungen auf den Prozess. Im Strang der reichen Lösung ist vor dem Eintritt in den Dephlegmator ein Coriolis-Massendurchflussmesser angebracht. Dadurch ist neben der Bestimmung der Dichte der reichen Lösung der Massenstrom $\dot{M}_{rL,Deph}$ durch den Dephlegmator messbar. Direkt bei den Coriolis-Massendurchflussmessern wird jeweils die Temperatur des Kältemittels bzw. der Lösungen über Pt100-Widerstandstemperatursensoren erfasst. Diese Pt100-Widerstandstemperatursensoren der Toleranzklasse 1/3 B werden mittels Tauchhülsen in die Strömung eingeführt.

Hochdruckseitig wird der Druck p_h im Kältemittel-Reservoir gemessen. Die Messung des Drucks tiefdruckseitig erfolgt an zwei Positionen: Einerseits zwischen dem Austritt des Verdampfers und dem Eintritt des dampfförmigen Kältemittels in den KMWÜ $p_{t,Verd,aus}$ und andererseits im Pumpenvorlagebehälter am Austritt des Absorbers $p_{t,Abs,aus}$. Die Regelung des Tiefdrucks findet anhand des Messwerts des erstgenannten Drucksensors statt: $p_t = p_{t,Verd,aus}$. Ein Ultraschall-Füllstandssensor misst den Füllstand im Pumpenvorlagebehälter. Abhängig von diesem Messsignal wird das Lösungsmittelventil so gesteuert, dass immer ein ausreichender Füllstand vorhanden ist. Die Lösungsmittelpumpe wird mit konstanter Drehzahl betrieben.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden fünf verschiedene Betriebspunkte berücksichtigt. Die Randbedingungen bezüglich der Temperaturen für die Beheizung $\vartheta_{ext,Des,ein}$, die Rückkühlung $\vartheta_{ext,Abs,ein} = \vartheta_{ext,Kond,ein}$ und des Kälteträgers $\vartheta_{ext,Verd,ein}$ sind in Tabelle 1 angegeben. Um einen hohen Wärmeübergang zu erzielen, werden die Volumenströme externen Kreisläufe auf $\geq 900 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ eingestellt. Hierfür ist eine Vergleichbarkeit mit den Betriebsbedingungen der Messungen von [2], die im folgenden Kapitel den Messergebnissen dieser Arbeit gegenübergestellt werden, gewährleistet. Die Aufteilung der reichen Lösung auf den LMWÜ und den Dephlegmator wird so gewählt, dass der Massenstrom durch den Dephlegmator $\dot{M}_{rL,Deph} \approx 32 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ beträgt, was 12,0...14,5 % des gesamten Massenstroms $\dot{M}_{rL,Deph}$ entspricht. So wird erreicht, dass die Wärmekapazitätsströme von armer und reicher Lösung im LMWÜ in etwa gleich groß sind, wodurch der insgesamt in beiden Wärmeübertragern rückgewonnene Wärmestrom einen hohen Wert erreicht [1].

Für jeden Betriebspunkt werden während des quasi-stationären Betriebs über einen Zeitraum von 30 Minuten mit einem Zeitintervall von fünf Sekunden Messwerte aufgenommen. Bedingung für den quasi-stationären Betrieb ist insbesondere, dass sich in den Behältern jeweils ein weitgehend konstanter Füllstand einstellt. Die Messwerte werden für die weitere Auswertung über die Messdauer gemittelt. Der Tiefdruck wird für jeden Betriebspunkt hinsichtlich eines maximalen Wärmeverhältnisses angepasst.

Die Bestimmung von Größen wie dem Ammoniakmassenanteil oder der Enthalpie des Kältemittels sowie der armen und reichen Lösung erfolgt über die Messwerte von Temperatur, Druck und Dichte mittels der Zustandsgleichung von [12]. Weitere Erläuterungen zur Methodik und Datenauswertung sind [1] zu entnehmen.

Tabelle 1: Definition der Betriebspunkte (Temperaturangaben jeweils für externe Kreisläufe)

Betriebspunkt	Beheizung	Rückkühlung	Kälte­träger
	Desorber-Eintritt $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}}$	Absorber-/Kondensator-Eintritt $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}} = \vartheta_{\text{ext,Kond,ein}}$	Verdampfer-Eintritt $\vartheta_{\text{ext,Verd,ein}}$
BP 1	90 °C	27 °C	0 °C
BP 2	90 °C	27 °C	-10 °C
BP 3	110 °C	27 °C	0 °C
BP 4	110 °C	27 °C	-10 °C
BP 5	110 °C	40 °C	0 °C

4 Desorber-Einheit

Bild 2 zeigt den schematischen Aufbau des Behälterdesorbers von [2] im Vergleich mit dem Plattendesorber von [1]. Der Behälterdesorber, in [2] als Austreiber bezeichnet, wird im unteren Bereich über eine Rohrwendel mit Hilfe eines externen Fluids beheizt. Während der desorbierte Kältemitteldampf im Behälter nach oben steigt, sinkt die an Ammoniak verarmende Lösung nach unten. Die arme Lösung wird am Boden des Behälters entnommen und gibt über einen integrierten LMWÜ Wärme an die reiche Lösung ab, bevor sie in einen weiteren als Plattenwärmeübertrager ausgeführten LMWÜ strömt. Der obere Teil des Behälterdesorbers umfasst eine Rektifikationszone. Insgesamt fasst der Behälterdesorber ca. 25 l. Die Kosten werden in [5] zu 3.000-4.000 € angegeben.

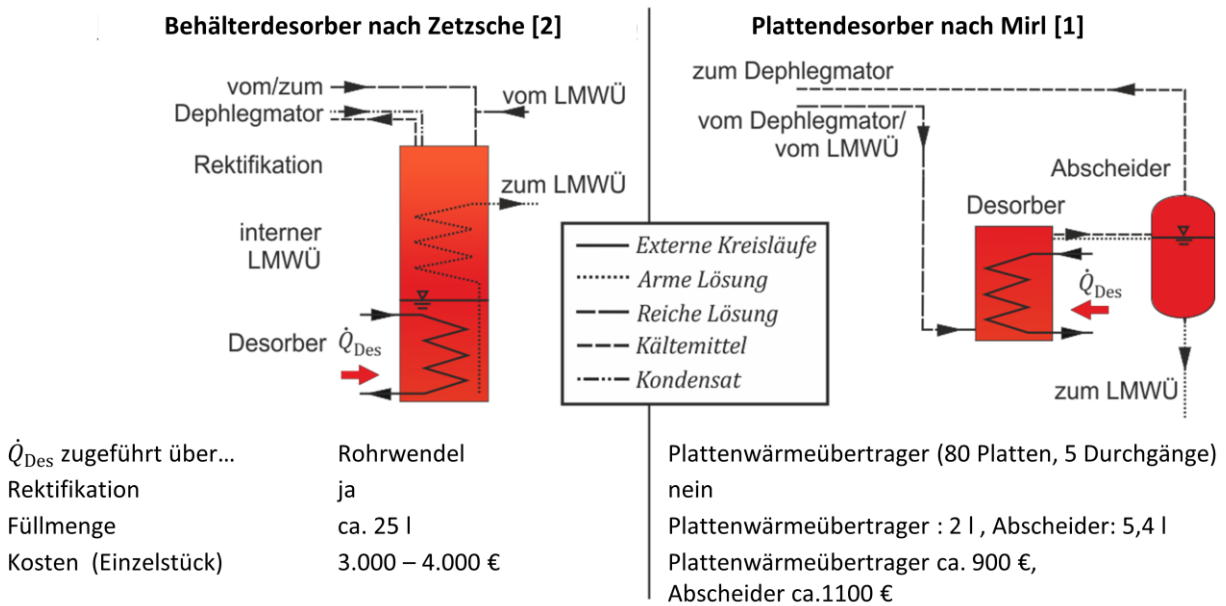


Bild 2: Schematischer Aufbau der Behälterdesorber von Zetzsche [2] (links) und des Plattendesorbers von Mirl [1] (rechts)

Beim Desorber-Konzept von [1] (vgl. Bild 2 rechts) wird ein Plattenwärmeübertrager des Typs AlfaNova 27HP-80H (Hersteller Alfa Laval) mit 80 Platten und fünf Durchgängen als Desorber verwendet. Das externe Fluid und die reiche Lösung werden im Gegenstrom geführt. Dem Plattenwärmeübertrager ist ein Abscheider in Form eines einfachen Behälters mit einem Fassungsvermögen von 5,4 l nachgeschaltet. Innerhalb des Behälters werden das dampfförmige Kältemittel und die arme Lösung aufgetrennt und nach oben bzw. unten abgeführt. Die Füllmenge des Plattendesorbers (Plattenwärmeübertrager + Abscheider) ist gegenüber dem Behälterdesorber von Zetzsche [2] um ca. 70 % reduziert. Die Kosten (Einzelstück) sind um ca. 25-50 % geringer. Für große Stückzahlen in

einer Serienfertigung sind für die zwei Komponenten des Plattendesorbers – ein Plattenwärmeübertrager und einfacher Druckbehälter – deutlich stärkere Kostenreduktionen als für den Behälterdesorber, welcher eine Sonderfertigung darstellt, zu erwarten.

Ein weiterer Vorteil des Plattendesorber-Konzepts ist, dass es sich einfach an die Anforderungen des vorgegebenen Betriebsbereichs anpassen lässt, da der Plattenwärmeübertrager und der Behälter unabhängig voneinander dimensioniert werden können. Während der Plattenwärmeübertrager anhand der geforderten Heizleistung ausgelegt wird, ist die Größe des Behälters in erster Linie durch den abzudeckenden Betriebsbereich bezüglich der Temperaturen der externen Kreisläufe vorgegeben. Je stärker die Temperaturen in den externen Kreisläufen variieren, desto mehr Lösung muss im Desorber-Abscheider zwischengespeichert werden können.

Die vorgestellten Desorber werden beide in Verbindung mit einem nachgeschalteten Plattendephlegmator eingesetzt. Zu erwähnen ist, dass nur die AKM mit dem Plattendesorber nach [1] über einen Kondensatabscheider verfügt (vgl. Bild 1). Dieser lässt sich über ein Handventil aktiv bzw. inaktiv schalten.

Zunächst erfolgt eine Beurteilung des Plattendesorber-Konzepts anhand eines exemplarischen Betriebspunkts. Anschließend werden die AKM mit Behälterdesorber von [2] und die AKM mit dem Plattendesorber nach [1] hinsichtlich dem erreichten Wärmeverhältnis und der Kälteleistung verglichen.

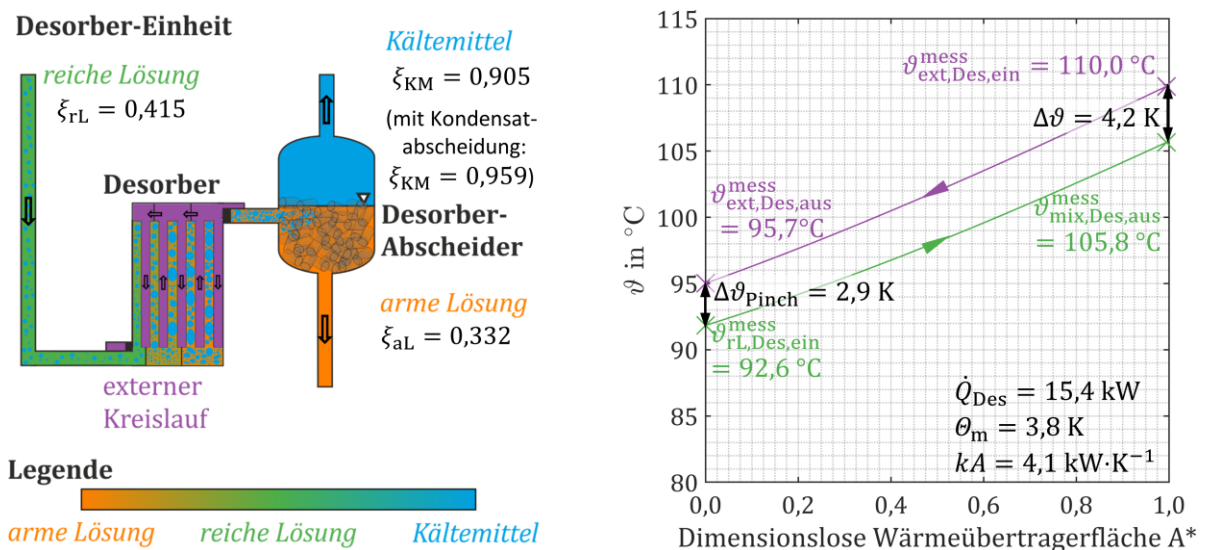


Bild 3: Schematische Darstellung der Desorber-Einheit nach [1] (links) und berechneter Temperaturverlauf im Inneren des Plattendesorbers für BP 3 (rechts)

In Bild 3 ist eine schematische Darstellung des Plattendesorbers sowie der Temperaturverläufe der beiden wärmeübertragenden Fluide über die dimensionslose Wärmeübertragerfläche gezeigt. Für die numerische Berechnung der Temperaturverläufe wird wie in [1] die Wärmeübertragerfläche in 200 Berechnungszellen aufgeteilt. Für jede dieser Zellen wird ein Gleichungssystem gelöst.

Diese Berechnungsmethode beruht auf folgenden Vereinfachungen:

- Konstanter Wärmeübergangskoeffizient k über die gesamte Wärmeübertragerfläche A
- Gleichgewichtszustand wird erreicht
- Druckverluste werden vernachlässigt.
- Wärmeverluste an die Umgebung werden vernachlässigt.

Der Plattendesorber zeichnet sich bei einem übertragenen Wärmestrom von $\dot{Q}_{Des} = 15,4\text{ kW}$ durch eine sehr geringe mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung von $\theta_m = 3,8\text{ K}$ aus. Die Temperaturverläufe des externen Fluids und der siedenden reichen Lösung sind annähernd parallel zueinander. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Wärmekapazitätsströme der beiden Fluide in etwa gleich groß sind. Die bereits hohe Eintrittstemperatur der reichen Lösung in den Plattendesorber von $\vartheta_{rL,Des,ein}^{mess} = 92,6\text{ °C}$ wird durch einen hohen rückgewonnenen Wärmestrom im LMWÜ und Plattendephlegmator von insgesamt $\dot{Q}_{LMWÜ} + \dot{Q}_{Deph} = 19\text{ kW}$ erreicht. Von den insgesamt betrachteten Betriebspunkten stellt BP 3 den Betriebspunkt mit dem höchsten Wärmestrom \dot{Q}_{Des} dar. Für die weiteren Betriebspunkte sind daher noch geringere Werte für die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m zu erwarten.

Zu erwähnen ist, dass der gezeigte Temperaturverlauf den Betrieb bei inaktiver Kondensatleitung beschreibt. Nur für diesen Fall kann der Kältemittelmassenstrom am Austritt des Desorbers exakt erfasst werden. In Bezug auf den Desorber selbst ist der Einfluss der Kondensatabscheidung weitgehend vernachlässigbar. Wie an der Gegenüberstellung des Ammoniakmassenanteils des Kältemittels von inaktiver Kondensatabscheidung mit $\xi_{KM,KAS\ inaktiv} = 0,905$ zu aktiver Kondensatabscheidung mit $\xi_{KM,KAS\ aktiv} = 0,959$ deutlich wird, ist eine Dephlegmation ohne Kondensatabscheider mit dem vorliegenden Aufbau nicht oder nur eingeschränkt möglich. Infolge dessen ist für den betrachteten Betriebspunkt BP 3 die erreichte Kälteleistung bei der aktiven gegenüber der inaktiven Kondensatabscheidung um $\dot{Q}_{Verd,KAS\ aktiv} - \dot{Q}_{Verd,KAS\ inaktiv} = 1,0\ kW$ reduziert. Für die weiteren Betriebspunkte werden zur AKM mit Plattendesorber ausschließlich Messungen mit aktiver Kondensatabscheidung angeführt.

Für die energetische Bewertung des Kreisprozesses wird das Wärmeverhältnis ζ als das Verhältnis der bereitgestellten Kälteleistung im Verdampfer \dot{Q}_{Verd} zur aufgewandten Heizleistung im Desorber \dot{Q}_{Des} herangezogen:

$$\zeta = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Des}} \quad (1)$$

In Bild 4 werden die AKM mit Behälterdesorber von [2] und die AKM mit Plattendesorber nach [1] hinsichtlich des erreichten Wärmeverhältnisses ζ und der Kälteleistung \dot{Q}_{Verd} verglichen. Letztere ist für die AKM mit Plattendesorber je nach Betriebspunkt um $\Delta\dot{Q}_{Verd} = 0,2 \dots 1,1\ kW$ angestiegen. Das Wärmeverhältnis hingegen ist nur für vier der fünf Betriebspunkte erhöht. In BP 3 fällt das Wärmeverhältnis der AKM mit Plattendesorber geringfügig niedriger aus als das der AKM mit Behälterdesorber. Die signifikanteste Steigerung des Wärmeverhältnisses mit $\Delta\zeta = 0,25$ wird für BP 1 erreicht.

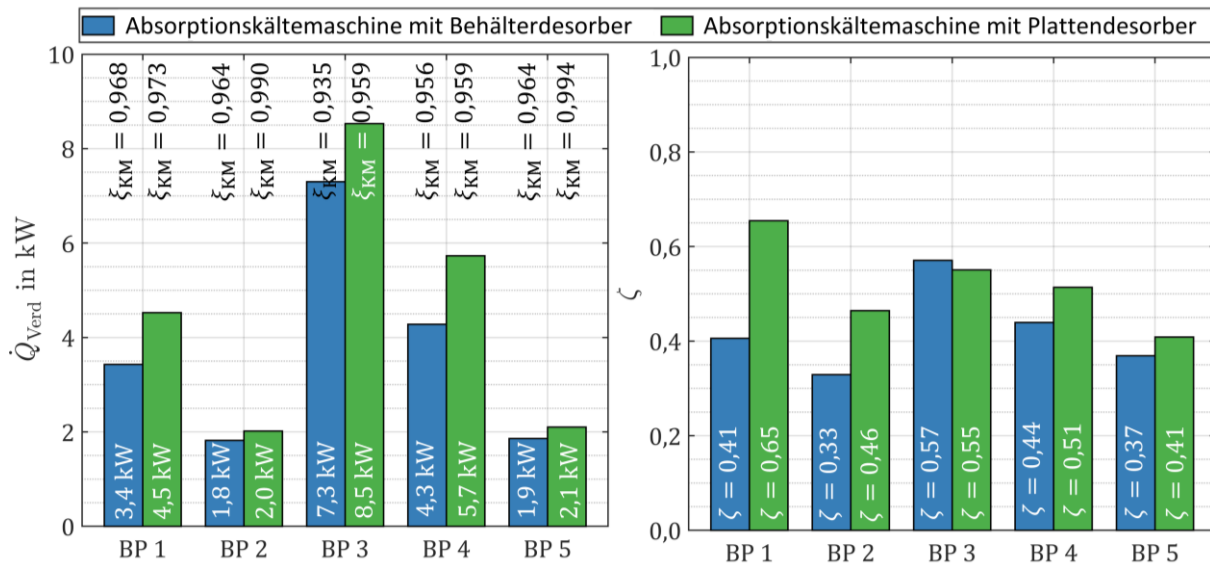


Bild 4: Wärmeverhältnis ζ und Kälteleistung \dot{Q}_{Verd} der Absorptionskältemaschine mit Behälterdesorber von [2] und der Absorptionskältemaschine mit Plattendesorber

Der Grund für das besonders hohe Wärmeverhältnis von $\zeta = 0,65$ wird im Zusammenhang der Temperatur der externen Desorberbeheizung $\vartheta_{ext,Des,ein}$ und der optimalen Desorptionstemperatur vermutet. Nach [13] erreicht die energetische Effizienz einer AKM für eine bestimmte Desorptionstemperatur $\vartheta_{mix,Des,aus}$ ein Maximum: die optimale Desorptionstemperatur $\vartheta_{mix,Des,aus}^{opt}$. Die optimale Desorptionstemperatur hängt primär von der Verdampfertemperatur und der Rückkühltemperatur ab. Je niedriger die Verdampfertemperatur und je höher die Rückkühltemperatur ist, desto höher fällt die optimale Desorptionstemperatur $\vartheta_{mix,Des,aus}^{opt}$ aus. Des Weiteren wird die optimale Desorptionstemperatur durch die Wärmeübertragereffektivität des LMWÜ beeinflusst. Je höher die Wärmeübertragereffektivität des LMWÜ $\varepsilon_{LMWÜ}$, desto niedriger fällt die optimale Desorptionstemperatur $\vartheta_{mix,Des,aus}^{opt}$ aus [13]. Der LMWÜ der AKM mit Plattendesorber, ein Plattenwärmeübertrager des Typs AlfaNova HP 27-14H weist eine sehr hohe Wärmeübertragereffektivität von $\varepsilon_{LMWÜ} \leq 0,97$ auf [14]. Eine Erklärung, warum für die AKM mit Plattendesorber das maximale Wärmeverhältnis von $\zeta = 0,65$ für BP 1 erreicht wird, ist daher

darin begründet, dass für diesen Betriebspunkt die optimale Desorptionstemperatur $\vartheta_{\text{mix,Des,aus}}^{\text{opt}}$ gut getroffen wird. Für BP 3 mit einem geringeren Wärmeverhältnis von $\zeta = 0,55$ hingegen muss die optimale Desorptionstemperatur $\vartheta_{\text{mix,Des,aus}}^{\text{opt}}$ überschritten sein.

Es ist zu vermuten, dass für die AKM mit Behälterdesorber sowohl die optimale Desorptionstemperatur infolge einer geringeren Wärmeübertragereffektivität $\varepsilon_{\text{LMWÜ}}$ als auch die Differenz der beiden Fluide im Desorber $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}} - \vartheta_{\text{mix,Des,aus}}$ höher ausfällt. Dies kann erklären, warum für die AKM mit Behälterdesorber das maximale Wärmeverhältnis mit $\zeta = 0,57$ bei BP 3 mit einer höheren Temperatur der externen Beheizung vorliegt.

In Bild 4, links im Diagramm zur Kälteleistung \dot{Q}_{Verd} , ist außerdem der beim jeweiligen Betriebspunkt erreichte Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} angegeben. Auffallend ist, dass sich in BP 2 und BP 5, den Betriebspunkten mit der geringsten Kälteleistung, für die AKM mit Plattendesorber mit $\xi_{\text{KM}} \geq 0,990$ die höchsten Ammoniakmassenanteile im Kältemittel einstellen. Grund dafür ist, dass eine schwerkraftgetriebene Kondensatabscheidung im Plattendephlegmator entgegen der Strömungsrichtung wegen des niedrigen Kältemittel-massenstroms möglich ist. Außerdem wird bei einem geringem Massenstrom und somit verhältnismäßig geringem Wärmekapazitätsstrom des Kältemittels eine starke Auskühlung des Kältemittels erreicht. Dies ist eine weitere Erklärung für die hohen Werte des Ammoniakmassenanteils ξ_{KM} .

Für die Betriebspunkte 1, 3 und 4 fällt der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} niedriger aus. Daher ist zu vermuten, dass für diese Betriebspunkte das im Plattendephlegmator gebildete Kondensat mit dem Kältemitteldampf mitgerissen wird und im Kondensatabscheider keine vollständige Abscheidung des Kondensats erfolgt. Entgegen der Erwartungen sind die für die AKM mit Behälterdesorber erreichten Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} geringer. Daraus ist abzuleiten, dass hierfür die Rektifikation und die Dephlegmation nicht, oder zumindest nur unzureichend funktioniert. Da die in [2] ermittelten Ammoniakmassenanteile ξ_{KM} nennenswert niedriger ausfallen als bei vergleichbaren Messungen in [8] mit deaktivierter Rektifikation sowie deaktivierter Dephlegmation, ist in Frage zu stellen, ob die Werte in [2] korrekt sind. Die Messtechnik sowie Methodik zur Bestimmung des Ammoniakmassenanteils im Kältemittel ξ_{KM} wurde ausgehend vom verwendeten Prüfstand in [2] bis hin zu dieser Arbeit weiterentwickelt und präzisiert, sodass die in Bild 4 angegebenen Ammoniakmassenanteile ξ_{KM} der beiden AKM nur bedingt vergleichbar sind.

Insgesamt ist festzuhalten, dass für die AKM mit Plattendesorber bei geringen bis moderaten Temperaturen der Desorberbeheizung von $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}} = 90 \dots 110 \text{ °C}$ mit einem Wärmeverhältnis bis zu $\zeta \geq 0,65$ eine hohe Effizienz erreicht wird. Die Desorberbeheizung für dieses Anlagenkonzept lässt sich daher sehr gut über z.B. Fernwärme, solarthermische Kollektoren oder über eine Biomassefeuerung realisieren.

Der Ammoniakmassenanteil im Kältemittel nimmt mit $\xi_{\text{KM}} \geq 0,959$ bereits akzeptable Werte an. Durch Optimierung der Dephlegmation soll der Ammoniakmassenanteil ξ_{KM} weiter angehoben werden. Dazu kann sowohl an der Wärmeübertragung im verwendeten Plattendephlegmator als auch an der Kondensatabscheidung angesetzt werden. Da durch einen höheren übertragenen Wärmestrom im Plattendephlegmator zusätzlich die interne Wärmerückgewinnung gesteigert wird, wird der erstgenannte Ansatz verfolgt.

5 Optimierung des im Plattendephlegmator übertragenen Wärmestroms

Im Folgenden wird der Plattendephlegmator hinsichtlich des übertragenden Wärmestroms \dot{Q}_{Deph} analysiert. Im derzeit verbauten Plattendephlegmator (Alfa Nova HP 27-14H von Alfa Laval) mit 14 Platten, in Z-Form und mit einem Durchgang werden sieben Kanäle mit dem Kältemitteldampf und sechs Kanäle mit der reichen Lösung beaufschlagt. Eine Skizze des Plattendephlegmators ist in Bild 6 oben rechts gezeigt.

In Bild 5 ist rechts der berechnete Temperaturverlauf über die dimensionslose Fläche des Plattendephlegmators dargestellt. Es wird ein übertragener Wärmestrom von $\dot{Q}_{\text{Deph}} = 2,16 \text{ kW}$ erreicht. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung mit $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 19,8 \text{ K}$ tritt am Austritt des Plattendephlegmators auf. Die reiche Lösung liegt in diesem Punkt als unterkühlte Flüssigkeit vor, unterschreitet die Sättigungstemperatur mit $\vartheta_{\text{rl}}^{\text{sat}} = 87,5 \text{ °C}$ nur um 1,6 K. Die aus dem Wärmestrom \dot{Q}_{Deph} und der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung von $\theta_{\text{m}} = 31,8 \text{ K}$ berechnete Wärmeübertragungsfähigkeit ist mit $kA = 0,07 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ äußerst gering. Auf der Seite des Kältemittels tritt Kondensation auf, weswegen dort ein hoher Wärmeübergang erwartet wird. Als Grund für die geringe Wärmeübertragungsfähigkeit des Plattendephlegmators wird daher die geringe Strömungsgeschwindigkeit der reichen Lösung vermutet. Der Massenstrom der reichen Lösung beträgt lediglich $\dot{M}_{\text{rL,Deph}} = 32 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Der Volumenstrom der reichen Lösung ist damit etwa um den Faktor 100 geringer als der Volumenstrom des Kältemitteldampfes.

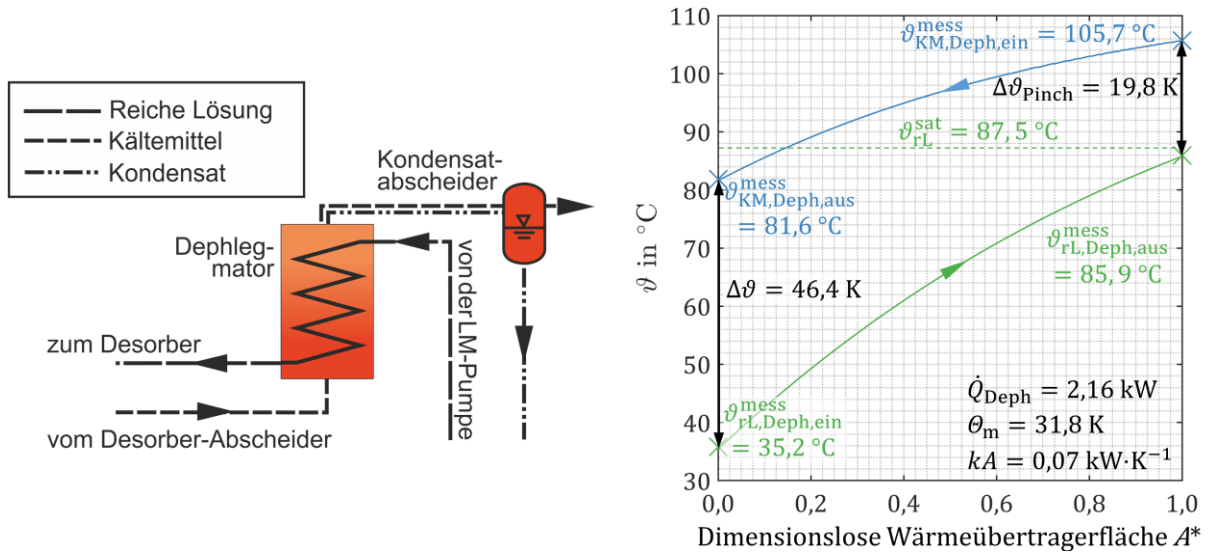


Bild 5: Schematische Darstellung der Einbausituation des Plattendephlegmators (links) und berechneter Temperaturverlauf im Inneren des Plattendephlegmators für BP 3, $\dot{M}_{rL,Deph} = 32\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (rechts)

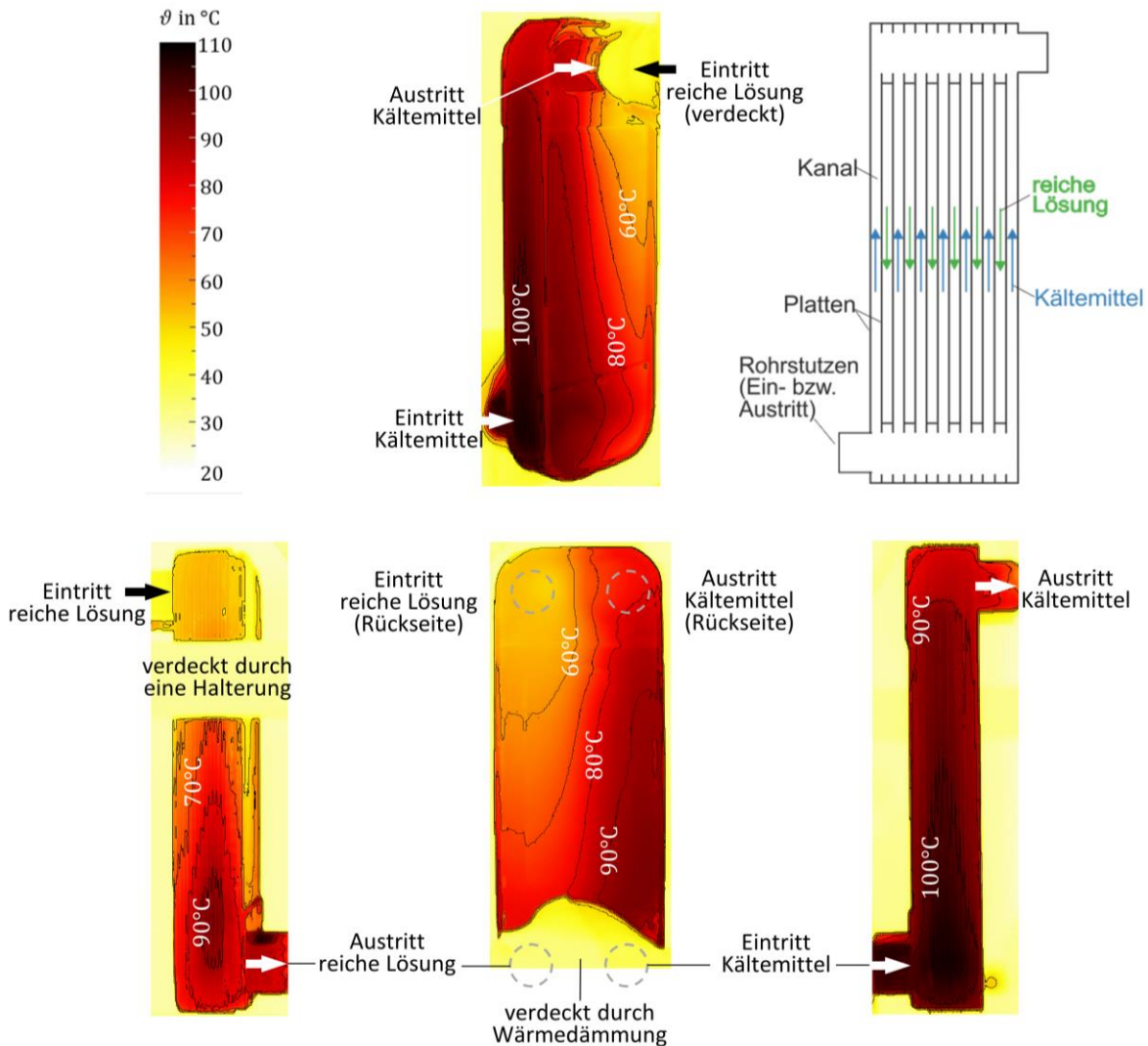


Bild 6: Thermographieaufnahmen des symmetrischen Plattendephlegmator und berechneter Temperaturverlauf für BP 3, $\dot{M}_{rL,Deph} = 32\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$

Mit Hilfe von Thermographieaufnahmen soll geprüft werden, ob eine Fehlverteilung der reichen Lösung im Plattendephlegmator vorliegt. In Vorbereitung für die Thermographieaufnahmen wird die Wärmedämmung um den Plattendephlegmator entfernt und es wird Heizkörperlack aufgetragen. Mithilfe eines ebenfalls lackierten Temperatursensors wird der Emissionskoeffizient des verwendeten Heizkörperlacks zu $\approx 0,95$ bestimmt [1].

In Bild 6 sind Thermographieaufnahmen der beiden Deckplatten bzw. Frontansichten sowie der Seitenansichten des Plattendephlegmators gezeigt. Die reiche Lösung tritt oben in den Plattendephlegmator ein. Direkt unterhalb des Eintritts der reichen Lösung treten mit von 50...60 °C die niedrigsten Temperaturen der Deckplattenoberfläche. Auf der Hälfte der Deckplatte mit dem Ein- bzw. Austritt des Kältemittels hingegen betragen die Oberflächentemperaturen ≥ 70 °C. Daraus wird geschlossen, dass sich die reiche Lösung ungleichmäßig über die Plattenbreite verteilt. Es scheint, dass die reiche Lösung primär den kürzesten Weg zwischen Ein- und Austrittstutzen nimmt. Im Bereich zwischen dem Eintritt und dem Austritt des Kältemittels ist der Plattendephlegmator somit weitgehend thermisch inaktiv. Die Seitenansichten des Plattendephlegmators zeigen im Gegensatz zu den Frontansichten eine nahezu symmetrische Temperaturverteilung. Auf der Seite des Eintritts der reichen Lösung nimmt die Temperatur nach außen zu den Deckplatten hin ab. Es ist nicht eindeutig zu beurteilen, ob dies mit einer ungleichmäßigen Verteilung der reichen Lösung über die sechs Kanäle zusammenhängt.

Es ist davon auszugehen, dass die Siedetemperatur der reichen Lösung mit $\vartheta_{rl}^{\text{sat}} = 87,5$ °C lokal überschritten wird. In den Bereichen, in denen Verdampfung auftritt, sinkt der Ammoniakmassenanteil der verbleibenden Lösung ab, wodurch lokal eine höhere Siedetemperatur resultiert. Die Bereiche hoher Temperaturen zwischen dem Ein- und Austritt des Kältemittels sind somit eher darauf zurückzuführen, dass eine an Ammoniak verarmte, äußerst langsam strömende Lösung vorliegt, als dass Dampf diese Teilbereiche der Kanäle füllt. Es ist allerdings denkbar, dass entgegen der Strömungsrichtung aufsteigende Dampfblasen die Fehlverteilung der reichen Lösung verstärken.

Wird der im Plattendephlegmator übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Deph} erhöht, wird der Einfluss der Verdampfung zunehmen. Zudem ist damit zu rechnen, dass die reiche Lösung am Austritt des Plattendephlegmators die Siedetemperatur überschreiten wird. Allgemein wird bei zweiphasig durchströmten Plattenwärmeübertragern die Trennung von Flüssigkeits- und Dampfphase als eine Ursache für Fehlverteilungen identifiziert [15]. Diese Fehlverteilungen sind bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten insbesondere bei einer Strömungsführung von oben nach unten stark ausgeprägt [16].

Als Zwischenfazit der vorgestellten Untersuchungen ist zu nennen, dass bei der Optimierung des Plattendephlegmators hinsichtlich eines höheren übertragenen Wärmestroms eine partielle Verdampfung der reichen Lösung berücksichtigt werden muss. Es ist zu empfehlen die reiche Lösung von unten nach oben oder zumindest horizontal zu führen, sodass sich entstehende Dampfblasen nicht aufgrund ihres Auftriebs entgegen der Strömungsrichtung bewegen. Dadurch wird das Kältemittel von oben nach unten geführt, sodass keine schwerkraftgetriebene Abscheidung des Kondensats in den Desorber-Abscheider mehr möglich ist. Wie bereits aufgezeigt, stellt sich die schwerkraftgetriebene Kondensatabscheidung allerdings nur für einen eingeschränkten Betriebsbereich mit sehr geringer Kälteleistung ein. Den Plattendephlegmator im Gleichstrom (sowohl reiche Lösung als auch Kältemittel von unten nach oben geführt) zu betreiben, ist keine Option, da die Austrittstemperatur der reichen Lösung aktuell bereits einen höheren Wert als die Austrittstemperatur des Kältemittels annimmt.

Zur Steigerung des Wärmeübergangs auf der Seite der reichen Lösung muss die Strömungsgeschwindigkeit durch eine Reduktion des Strömungsquerschnitts erhöht werden. Asymmetrische Plattenwärmeübertrager mit gleicher Plattenanzahl für die beiden Fluidströme (vgl. [9] bzw. [10]) sind derzeit allerdings nicht für die erhöhten Anforderungen des Stoffgemischs Ammoniak/Wasser und die Korrosionsbeständigkeit verfügbar.

Alternativ können die unterschiedlichen Strömungsquerschnitte für den Kältemitteldampf und die reiche Lösung durch eine geänderte Strömungsführung innerhalb des Plattenwärmeübertragers realisiert werden. Dies soll über gezieltes „Abdichten“ und „Freigeben“ von Kanälen umgesetzt werden. Dadurch muss die Orientierung der Platten dahin gehend geändert werden, dass nicht wie üblich jede zweite Platte um 180° um ihre Flächennormale gedreht (vgl. [17]) eingesetzt wird. Um zu gewährleisten, dass sich die Wellenkämme zweier gleich orientierter Platten dennoch kreuzen anstatt flächig aufeinander zu liegen, können z.B. Platten mit unterschiedlichen Prägewinkeln verwendet werden.

Nach diesem Konzept wird ein asymmetrischer Plattendephlegmator entworfen. Dieser ist in Bild 7 schematisch dargestellt. Die Anzahl der Kanäle für die reiche Lösung ist von zuvor sechs auf drei Kanäle reduziert. Dem Kältemitteldampf stehen sechs anstatt zuvor sieben Kanäle zur Verfügung. Eine Bedingung für gängige Fertigungsverfahren von Plattenwärmeübertragern, die hierbei berücksichtigt wird, ist, dass eine gerade Anzahl von Platten

eingesetzt wird. Daraus resultiert eine ungerade Anzahl von Kanälen. Die Geometrie der Platten basiert auf der Produktserie ZD42H der Firma TTZ.

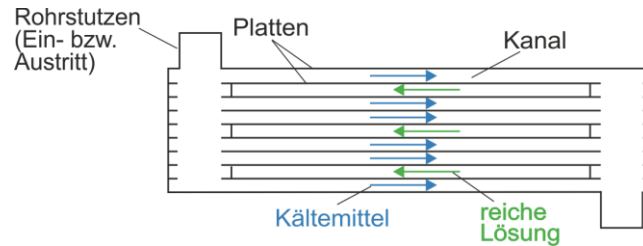


Bild 7: Optimierter Dephlegmator mit unterschiedlichen Strömungsquerschnitten für den Kältemitteldampf (blau) und die reiche Lösung (grün) realisiert durch eine geänderte Strömungsführung innerhalb des Plattenwärmeübertragers

Nachteilhaft an diesem Konzept ist, dass die Anzahl an wärmeübertragenden Platten, die sowohl mit der reichen Lösung als auch mit dem Kältemitteldampf in Kontakt sind, reduziert ist. Da die Platten der Produktserie ZD42H der Firma TTZ um 14 mm breiter sowie um 25 mm länger als die Platten des zuvor verwendeten AlfaNova HP 27 14H sind, reduziert sich der Strömungsquerschnitt der reichen Lösung um ca. 45 %, die wärmeübertragende Fläche jedoch nur um ca. 35 %. Da beim aktuell verwendeten Plattendephlegmator jedoch große Bereiche weitgehend thermisch inaktiv sind, ist zu erwarten, dass durch die gleichmäßigere Verteilung der reichen Lösung die Wärmeübertragungsfähigkeit trotz einer geringeren wärmeübertragenden Fläche erhöht wird. Die geforderte Druck- und Korrosionsbeständigkeit wird für den vorgestellten Plattenwärmeübertrager erfüllt. Für die Herstellung werden ausschließlich Platten mit herkömmlicher Plattenprägung eingesetzt und es kann auf gängige Fertigungsverfahren zurückgegriffen werden. Daher ist dieser Plattenwärmeübertrager zu geringeren Kosten als aktuell kommerziell angebotene, patentierte asymmetrische Plattenwärmeübertrager verfügbar.

Lassen sich die Fehlverteilungen trotz Verwendung eines asymmetrischen Plattenwärmeübertragers nicht deutlich reduzieren, könnte der Plattendephlegmator vor den LMWÜ in Reihe in den Strang der Lösung eingebunden werden. So wird der gesamte Massenstrom der reichen Lösung durch den Dephlegmator geführt, wodurch sich die Strömungsgeschwindigkeit der reichen Lösung am Eintritt in den Dephlegmator um ca. den Faktor sieben erhöhen wird. Allerdings wird die Eintrittstemperatur in den LMWÜ angehoben, weswegen der im LMWÜ übertragene Wärmestrom sinken könnte. Als vorteilhaft könnte sich diese Verschaltung insbesondere dann erweisen, wenn ein hoher Ammoniakmassenanteil des Kältemittels erreicht und damit ein hoher Kondensatanteil abgeschieden werden soll.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Ammoniak/Wasser-AKM mit einer Kälteleistung von $\dot{Q}_{\text{Verd}} = 2 \dots 8 \text{ kW}$ untersucht. Der Desorber der betrachteten AKM ist als Plattendesorber ausgeführt. Dieser Plattendesorber zeichnet sich im Verhältnis zu Behälterdesorbern durch eine geringe Füllmenge, geringe Kosten und eine kompakte Bauform aus. Außerdem wird ein sehr hoher Wärmeübergang zwischen dem externen Fluid und der reichen Lösung erreicht, was sich an der geringen mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung von $\theta_m < 4 \text{ K}$ zeigt. Da keine Rektifikation vorgesehen ist, fällt der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels geringer aus als bei aus der Literatur bekannten Absorptionssystemen wie [8]. Insbesondere für Betriebspunkte mit einer geringen Temperatur der Desorberbeheizung von $\vartheta_{\text{ext,Des,ein}} = 90 \text{ °C}$ zeichnet sich die AKM mit Plattendesorber dennoch durch ein hohes Wärmeverhältnis aus.

Für den verwendeten Plattendephlegmator wird eine sehr geringe Wärmeübertragungsfähigkeit von nur ca. $kA = 0,07 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$ nachgewiesen. Anhand von Thermographieaufnahmen wird aufgezeigt, dass eine sehr ungleichmäßige Verteilung der reichen Lösung vorliegt. Durch Steigerung des im Plattendephlegmator übertragenen Wärmestroms soll sowohl die interne Wärmerückgewinnung verbessert als auch der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} erhöht werden. Als Lösungsansatz wird ein asymmetrischer Plattenwärmeübertrager mit reduzierten Strömungsquerschnitt für die reiche Lösung vorgeschlagen. Anstatt speziell profilierte Platten einzusetzen, sollen Standardplatten so angeordnet werden, dass die unterschiedlichen Strömungsquerschnitte für die reiche Lösung und den Kältemitteldampf allein durch die Strömungsführung realisiert werden. Ein Funktionsnachweis dieses Konzepts steht noch aus.

Da durch die Steigerung des Wärmestroms \dot{Q}_{Deph} zu erwarten ist, dass, der Siedepunkt der reichen Lösung überschritten wird, wird empfohlen, die reiche Lösung im Plattendephlegmator von unten nach oben oder zumindest horizontal zu führen, sodass sich entstehende Dampfblasen nicht aufgrund ihres Auftriebs entgegen der Strömungsrichtung bewegen.

Allgemein sind asymmetrische Plattenwärmeübertrager für Anwendungen mit zwei Fluiden mit stark unterschiedlich großen Volumenströmen interessant. Eine weitere Einsatzmöglichkeit des vorgestellten asymmetrischen Plattenwärmeübertragers könnte somit der Kältemittelwärmeübertrager sein.

Darüber hinaus könnten in einem Plattenwärmeübertrager mit mehreren Durchgängen „symmetrische“ und „asymmetrische“ Durchgänge kombiniert werden. Dieser Ansatz kann für die Optimierung des Absorbers der AKM aufgegriffen werden. So können in Fließrichtung des Ammoniak/Wasser-Gemischs, wenn mit fortschreitendem Absorptionsprozess, der Anteil der Flüssigphase zu und damit der Volumenstrom abnimmt, die Durchgänge zunehmend asymmetrisch gestaltet werden.

7 Danksagung

Diese Arbeit basiert auf einem Projekt (IGF-Vorhaben-Nr. "21315 N/2"), das im Rahmen des "Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF)" vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) auf der Grundlage einer Entscheidung des Deutschen Bundestages unterstützt wird. Des Weiteren wird das Projekt in einer Kooperation mit dem Fernwärme Forschungsinstitut (FFI) bearbeitet. Die Autoren möchten sich hiermit für die Unterstützung bedanken.

8 Nomenklatur

Formelzeichen

A	(Wärmeübertrager-)Fläche	in m^2
A^*	dimensionslose Wärmeübertragerfläche	–
k	Wärmedurchgangskoeffizient	in $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
k_A	Wärmeübertragungsfähigkeit	in $\text{W}\cdot\text{K}^{-1}$
\dot{M}	Massenstrom	in $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$
p	Druck	in bar
\dot{Q}	Wärmestrom	in kW
\dot{V}	Volumenstrom	in $\text{l}\cdot\text{h}^{-1}$
Δ	Differenzzeichen	–
ε	Wärmeübertragereffektivität	–
ϑ	Temperatur	in $^{\circ}\text{C}$
θ_m	mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung	in K
ζ	Wärmeverhältnis	–
ξ	Ammoniakmassenanteil	in $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$

Abkürzungen

AKM	Absorptionskältemaschine
BP	Betriebspunkt
IGTE	IGTE
KM	Kältemittel
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM	Lösungsmittel
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager

Indizes - tiefgestellt

Abs	Absorber
aL	arme Lösung
aus	Austritt
Des	Desorber
Deph	(Platten-)Dephlegmator
ein	Eintritt
ext	extern
h	hochdruckseitig
KAS aktiv	aktive Kondensatabscheidung
KAS inaktiv	inaktive Kondensatabscheidung
Kond	Kondensator
KM	Kältemittel
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
rL	reiche Lösung
mix	Gemisch von armer Lösung und Kältemitteldampf
Pinch	minimale Temperaturdifferenz
der	Wärmeübertragung (Pinch-Point)
t	tiefdruckseitig
Verd	Verdampfer

Indizes - hochgestellt

mess	gemessen
opt	optimal
sat	Sättigungszustand

9 Literaturverzeichnis

- [1] Mirl, N.: "Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe", *Dissertation, Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2021.
- [2] 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.
- [3] Staedter, M.A.; Garimella, S.: "Thermodynamic considerations for optimal thermal compressor design", *Int. J. Refrig.*, vol. 91, pp. 28–38, 2018.
- [4] Wechsler, R.; Rieberer, R.: "Experimentell basierte Modellierung und simulative Parameterstudie zum Betriebsverhalten einer gasbefeuerten Absorptionswärmepumpe" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Dresden, 2015, AA.II.1.03.
- [5] Müller, M.; Spindler, K.: "Effizienzsteigerung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Hannover, 2013, AA II.1.08.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] Philipp Wagner; René Rieberer: "Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe - Auswirkungen einer hohen Kältemitteltemperatur auf das Absorptionsverhalten" in *DKV-Tagung 2018*
- [9] Peter Nilsson: "Plattenwärmetauscher", Schweden, 3. Jan 2007.
- [10] SWEP: AsyMatrix. product sheet, [Online], https://www.swep.net/globalassets/technology/innovative-plate-design/asymatrix_productsheet.pdf, April 2021.
- [11] Weinert, M.: "Ermittlung von Optimierungspotentialen einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe", *Masterarbeit, Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2019.
- [12] 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, 1998.
- [13] Fernández-Seara, J.; Vázquez, M.: "Study and control of the optimal generation temperature in NH₃–H₂O absorption refrigeration systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 3, pp. 343–357, <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431100000478>, 2001.
- [14] 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, 2020.
- [15] Kabelac, S.; Polzin, A.-E.: "Studie FKT 176/12: Fehlverteilung in Plattenwärmeübertragern in der Kältetechnik", Frankfurt am Main, November 2014.
- [16] Asano, H.; Takenaka, N.; Wakabayashi, T.; Fujii, T.: "Visualization and void fraction distribution of downward gas–liquid two-phase flow in a plate heat exchanger by neutron radiography", *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, vol. 542, no. 1-3, pp. 154–160, 2005.
- [17] Martin, H.: "N₆ Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern" in *Springer Reference, VDI-Wärmeatlas: Mit 320 Tabellen*, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Ed.), 11th ed., Berlin, Springer Vieweg, 2013, pp. 1687–1696.