
UNTERSUCHUNGEN VON ABSORPTIONSKÄLTEANLAGEN
KLEINER LEISTUNGEN MIT THERMOSIPHONISCHEN UND
MECHANISCHEN ANTRIEBSKONZEPTEN

DISSERTATION

zur Erlangung des
Doktorgrades der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

des

Zentrums für Ingenieurwissenschaften

der Martin-Luther-Universität

Halle-Wittenberg,

vorgelegt

von Herrn Dipl.-Ing. Ingo Daßler
geb. am 28.10.1975 in Weißenfels

Halle, den 21.02.2016

- meinen Eltern gewidmet -

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle besonders bei Prof. Dr.-Ing. habil. Dietrich Hebecker für die fachliche und moralische Unterstützung bedanken.

Vielen herzlichen Dank!!!

Ein Dankeschön geht an die Arbeitsgruppe der Energietechnik:

Ute, Petra, Erik, Micha, Moha, Holger, Thomas, Karsten, Daniel, Jan, Tobias, Dietmar & „Doppelpack“
Ingo + Katja ...

Danke für viele Anregungen und den Teamgeist.

Außerdem danke ich dem Werkstatt-Team der ingenieurwissenschaftlichen Fakultät in Merseburg, ohne das die Versuchsanlagen nicht möglich gewesen wären.

Nicht zuletzt geht ein Dank an Michael Dietrich, Firma Abakus, für die industrieseitige Themenstellung und Unterstützung.

Inhalt

1	EINORDNUNG IN DIE SORPTIONSGESTÜTZTE KÄLTEERZEUGUNG	1
1.1	Systematik der Wärmetransformationsprozesse	1
1.1.1	Energetische Bewertung	4
1.1.2	Exergetische Bewertung	5
1.2	Verfahren zur sorptionsgestützten Kälteerzeugung	7
1.2.1	Absorptionsverfahren	8
1.2.2	Adsorptionsverfahren	10
1.3	Stand der Technik und Entwicklungstendenzen	11
1.4	Ableitung von Untersuchungszielen	14
2	DIE THERMOSIPHONPUMPE	15
2.1	Antriebskonzepte	16
2.1.1	Systeme mit druckausgleichendem Gas	16
2.1.2	Systeme mit hydrostatischem Druckausgleich	19
2.2	Anforderungen an das auszuwählende Arbeitsstoffsystem	21
2.2.1	Arbeitsmitteleigenschaften	21
2.2.2	Lösungsmittleigenschaften	22
2.2.3	Arbeitsstoffsystemeigenschaften	22
2.2.4	Randbedingungen und Auswahl des Arbeitsstoffgemisches für die Anlagenkonzepte	24
2.3	Die Hydrostatik des Thermosiphons	27
2.3.1	Leitung der reichen Lösung	28
2.3.2	Leitung der armen Lösung	28
2.3.3	Kältemittelleitung	29
2.4	Der Thermosiphon als Wärmetransformationsprozess	29
2.4.1	Kennzahlen des Thermosiphonprozesses	30
2.4.2	Bewertung der Thermosiphonpumpe	35
3	AUFBAU UND BETRIEBSVERHALTEN DER VERSUCHSANLAGEN	39
3.1	Die Versuchsanlagen	39
3.1.1	Leistungsparameter, betriebstechnische Anforderungen und Einbindung	39
3.1.2	Messtechnik	40
3.1.3	Apparativer Aufbau der Versuchsanlagen	40
3.2	Untersuchungen zum Betriebsverhalten der Versuchsanlagen	44
3.2.1	Anfahrverhalten	45
3.2.2	Lösungsumlauf und Teillastverhalten	48

3.2.3	Stationäres Betriebsverhalten	50
4	WÄRMETECHNISCHE UNTERSUCHUNGEN DER APPARATE	57
4.1	Desorber	57
4.1.1	Thermosiphondesorber	57
4.1.2	Plattenwärmeübertrager - Desorber	61
4.2	Verdampfer und Absorber	62
4.2.1	Verdampfer	62
4.2.2	Absorber	77
4.3	Kondensator	81
4.4	Regenerativer Wärmeübertrager	84
5	ANLAGENMODELLIERUNG UND EXERGETISCHE BEWERTUNG	86
5.1	Annahmen und Definitionen	86
5.1.1	Allgemeine Vereinbarung	86
5.1.2	Modellrandbedingungen	87
5.2	Ergebnisse der Modellierung	90
5.2.1	Evaluierung des Modells	90
5.2.2	Wärmetechnische Modellierungsergebnisse	91
5.3	Exergetische Bewertung	96
5.3.1	Festlegung des Umgebungszustandes	96
5.3.2	Exergiebilanzen und Definition der exergetischen Kennzahlen	97
5.3.3	Ergebnisse der exergetischen Bewertung	100
6	ZUSAMMENFASSUNG	105
A.	ANHANG	I
B.	LITERATURVERWEISE	XXII

Abkürzungen und Indizes

Physikalische Kenngrößen

Kenngröße	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	m^2
aa	Plattenabstand des Plattenwärmeübertrager	m
b	Breite, Auslaufbreite Flüssigkeitsfilm	m
cp	Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/kg K
d	Durchmesser	m
$e; E; \dot{E}$	spezifischer Exergie; Exergie; Exergiestrom	W/kg; J; W
f	spezifischer Lösungsumlauf	kg/kg
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
H, h	Höhe	m
h	spezifische Enthalpie	J/kg
k	Wärmedurchgangszahl	$W/m^2 K$
l, L	Länge	m
$M\alpha\%$	Massenprozent	%
$m; \dot{m}$	Masse; Massenstrom	kg; kg/s
p	Druck	bar
$q; Q; \dot{Q}$	Wärmestromdichte; Wärmemenge; Wärmeleistung	W/m^2 ; J; W
R	allgemeine Gaskonstante	J/K mol
r	Radius	m
s	spezifische Entropie; Dicke	J/kg K; m
T, t	Temperatur	$^{\circ}C, K$

Kenngröße	Bezeichnung	Einheit
$V; \dot{V}$	Volumen; Volumenstrom	$m^3; m^3/s$
W	Arbeit	J
w	Geschwindigkeit	m/s
x	Beladung	kg/kg

Dimensionslose Kennzahlen

Kennzahl	Bezeichnung
Re	Reynolds-Zahl
Nu	Nusselt-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
A	Absorber
COP	Wärmeverhältnis
$D; G$	Desorber
f	Faktor, Funktion
$f; v$	fluid; flüssig; gasförmig
$K; C$	Kondensator
n	Anzahl
$rW\ddot{U}$	regenerativer Wärmeübertrager
$V; E$	Verdampfer, Ventil
$x; y$	Raumkoordinaten

Griechische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
α	Wärmeübergangszahl	W/m ² K
γ	Winkel	Grad
Δ	Differenz	-
δ	Dicke	m
ε	Leistungsziffer; Verlustgrad	-
ζ	Druckverlustbeiwert	-
η	Wirkungsgrad; dynamische Viskosität; Carnotfaktor	-; N s/m ² ;-
κ	Wichtungsfaktor	-
λ	Verlustbeitrag; Wärmeleitfähigkeit	-; W/m K
ν	kinematisch Viskosität	m ² /s
ξ	Konzentration der Lösung, Beladung	kg/kg
ρ	Dichte	kg/m ³
Σ	Summe	-
τ	Temperatur	°C, K
Φ	Verdampfungsgrad	-

Indizes

Indizes	Bezeichnung
<i>a</i>	austretend
<i>ä</i>	auf äußere Zustände bezogen
<i>A; Abs</i>	Absorber; Absorption
<i>ab</i>	abgeführt
<i>AKA</i>	Absorptionskälteanlage
<i>aL</i>	an Kältemittel arme Lösung
<i>App</i>	Apparat
<i>Aufh</i>	Aufheizung
<i>C</i>	Carnot, Kondensator
<i>Cu</i>	Kupfer
<i>D; Des</i>	Dampf; Desorber; Desorption
<i>e</i>	eintretend
<i>en</i>	energetisch
<i>exp</i>	experimentell
<i>ext</i>	extern
<i>F</i>	auf Förderhöhe bezogen; Flüssigkeitsfilm
<i>ges</i>	gesamt
<i>GG; GS</i>	Gegenstrom; Gleichstrom
<i>gl</i>	gleichwertig
<i>h</i>	hydraulisch
<i>HU</i>	Hold-Up
<i>Hub</i>	wärmetransformatorischer Nutzen

Indizes	Bezeichnung
<i>HW; KW; KIW</i>	Heiz-, Kühl- und Kaltwasser
<i>i</i>	innen
<i>int</i>	auf innere Zustände bezogen
<i>j</i>	Element
<i>K; Kond</i>	Kondensator, Kondensation; Kondensat
<i>kin</i>	kinetisch
<i>KM</i>	Kältemaschine; <i>Kältemittel</i>
<i>LiBr</i>	Lithiumbromidlösung
<i>Lsg</i>	Lösung
<i>LV (als hochgestellter Index)</i>	Phasenwechsel flüssig-dampfförmig
<i>m (auch als hochgestellter Index)</i>	mittlere; mittel-
<i>MR</i>	Mischraum
<i>Nutz</i>	Nutzen
<i>o</i>	oberes Niveau
<i>P</i>	Platte
<i>Q (als hochgestellter Index)</i>	Wärme
<i>R</i>	Rippe
<i>Ref</i>	Referenz
<i>rev</i>	reversibel
<i>rL</i>	an Kältemittel reiche Lösung
<i>RR</i>	Rippenrohr
<i>rWÜ</i>	regenerativer Wärmeübertrager
<i>S (als hochgestellter Index)</i>	auf Siedezustand bezogen

Indizes	Bezeichnung
<i>Schub</i>	wärmetransformatorischer Aufwand
<i>SR</i>	Steigrohr
<i>th</i>	thermisch
<i>Th</i>	Thermosiphon
<i>ThD</i>	Thermosiphondesorber
<i>Tr</i>	Transformation
<i>u</i>	unteres Niveau
<i>U</i>	auf Umgebungszustand bezogen;
<i>UK</i>	Unterkühlung
<i>V</i>	Verlust
<i>V; Verd</i>	Verdampfer; Verdampfung
<i>W</i>	Wand
<i>Well; lam; tur</i>	wellig; laminar; turbulent
<i>WP</i>	Wärmepumpe
<i>WÜ</i>	Wärmeübertragung; Wärmeübertrager
<i>ZP</i>	Zweiphasenströmung
<i>zu</i>	zugeführt

1 Einordnung in die sorptionsgestützte Kälteerzeugung

Innerhalb der letzten sieben Jahre hat sich die installierte Kollektorfläche für Solarthermienutzung in Deutschland verdoppelt. Der Anteil der Solarwärme am Wärmebedarf deutscher Haushalte von derzeit 1% wird im Jahr 2020 auf 3% und im Jahr 2030 auf 8% ansteigen [BSW15]. Deutschland repräsentiert in Europa mit über 47 % den größten Anteil an der Gesamtfläche [EST07]. Die durch Solarkollektoren zunehmende Deckung des Heizwärmebedarfs führt zu einem Überangebot an solarer Wärme in den Sommermonaten. Zusätzlich beanspruchen Kälteanlagen und Kühlschränke rund 15 % des weltweiten Elektroenergieverbrauches, die zu erheblichen Lastspitzen im Elektroenergieverbrauch führen [KÜH05]. Die Nutzung des thermischen Energieangebotes für die solare Klimakälteerzeugung bietet neben der Minderung schwer kalkulierbarer Spitzen im Elektroenergieverbrauch die Möglichkeit einer kohlendioxidneutralen Kälteerzeugung, die Erhöhung der Benutzungsdauer, die Motivation zur Installation neuer thermischer Kollektoranlagen, die Entwicklung effektiverer Kollektortypen [VDI05/1] und, hinsichtlich der aktuellen Klimadebatten, nicht zuletzt auch die Einsicht, dass Wohnkomfort und Umweltbewusstsein keine Gegensätze zu sein brauchen. All dies führt dazu, dass die dezentrale sorptionsgestützte Klimakälteerzeugung zunehmend auch für private Anwendungszwecke interessant wird.

Voraussetzung dafür ist die Entwicklung einer entsprechenden Technik, die die spezifischen Aufgaben dieser Klimakälteversorgung bestmöglich erfüllt. Für diese Aufgabe ist die Sorptionstechnik, und wegen der kompakten Bauweise speziell eine Absorptionskälteanlage grundsätzlich geeignet. Aus der Beheizung mit Solarwärme, den Anforderungen an die Klimatisierung, der Notwendigkeit der Wärmeabgabe an die Umgebung und der meist dezentralen Nutzung solcher Anlagen im Wohn- und Geschäftsbereich ergeben sich Forderungen an die Anlagengestaltung, deren Erfüllung für die Anwendung entscheidend sind. Dazu gehören vor allem Betriebsfähigkeit in einem weiten Bereich der Heizwärmeparameter, des Kältebedarfs und der Kühlbedingungen, gutes Teillastverhalten, geringer Bedarf an Elektroenergie, Geräuscharmheit, geringer Platzbedarf, Kompaktheit, Ausschluss oder Minimierung der Umweltgefährdungen und natürlich auch hohe Effektivität der Energiewandlung bei geringen Anlagen-, Wartungs- und Betriebskosten. Diese Zielstellungen bei Anlagen im Leistungsbereich von ca. 1 bis 10 kW Kälteleistung, der für die dezentrale Versorgung mit Klimakälte im Wohn- und Geschäftsbereich typisch ist, zu realisieren, stellt hohe Ansprüche an das Verfahren, an die Gestaltung der Einzelkomponenten und an die Anlagentechnik insgesamt. Die Arbeit soll einen Beitrag zur Entwicklung der dezentralen solaren sorptionsgestützten Klimatisierung im kleinen Leistungsbereich leisten und ist somit der thermischen Wärmetransformation zugeordnet.

1.1 Systematik der Wärmetransformationsprozesse

Die sorptionsgestützte Klimakälteerzeugung lässt sich mit Prozessen realisieren, bei denen Wärme bei niedrigen Temperaturen entzogen und auf ein höheres Temperaturniveau gebracht wird. Wenn man Prozesse, bei denen eine Energiewandlung auftritt, in Prozesse mit einfacher Energiewandlung und Energietransformation untergliedert, so sind einfache Energiewandlungen zur Kälteerzeugung nicht geeignet.

Bei der einfachen Energiewandlung erfolgt eine reine Abwertung der Prozessenergie (z.B. durch Wärmeübertragung), es kann also keine Aufwertung der entzogenen Wärme erfolgen. Bei

Energietransformationsprozessen wird ein Teil der Energie entgegen ihrer Hauptströmungsrichtung von Wärme auf ein höheres Temperaturniveau gebracht. Dabei wird beim Abbau eines Potentials ein anderes Potential erhöht (z.B. Druck, Temperatur, Konzentration). Entsprechend dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik muss dabei Abwertung und Aufwertung in einem bestimmten Verhältnis stehen. Somit sind bei Prozessen, bei denen Energietransformation stattfindet, mindestens drei Temperaturniveaus erforderlich [HEB95]. Folglich kann die Kälteerzeugung nur durch Energietransformation stattfinden.

Sind bei der Energietransformation ausschließlich Wärmeströme mit unterschiedlichen Temperaturen beteiligt, spricht man von Wärmetransformation. Dieser Begriff lässt sich erweitern, wenn man Arbeit als Wärme unendlich hoher Temperatur, im Sinne einer thermodynamischen Mitteltemperatur, betrachtet. Somit lassen sich Prozesse, an denen sowohl Wärme als auch Arbeit beteiligt sind, einheitlich behandeln, das heißt, die Begriffe Energie- und Wärmetransformation können synonym verwendet werden [BIT01].

[HEB83] schlägt ausgehend von dieser Betrachtung zwei Grundtypen der Wärmetransformation vor. Prozesse, die Wärme bei hoher und niedriger Temperatur aufnehmen und diese bei einem mittleren Temperaturniveau wieder abgeben, werden demnach als Synproportionierungsprozesse bezeichnet. Wird Wärme bei mittlerem Temperaturniveau aufgenommen und auf hohem und niedrigem Temperaturniveau wieder abgegeben, spricht man von Disproportionierung (Abbildung 1-1) [HEB83], [BIT01].

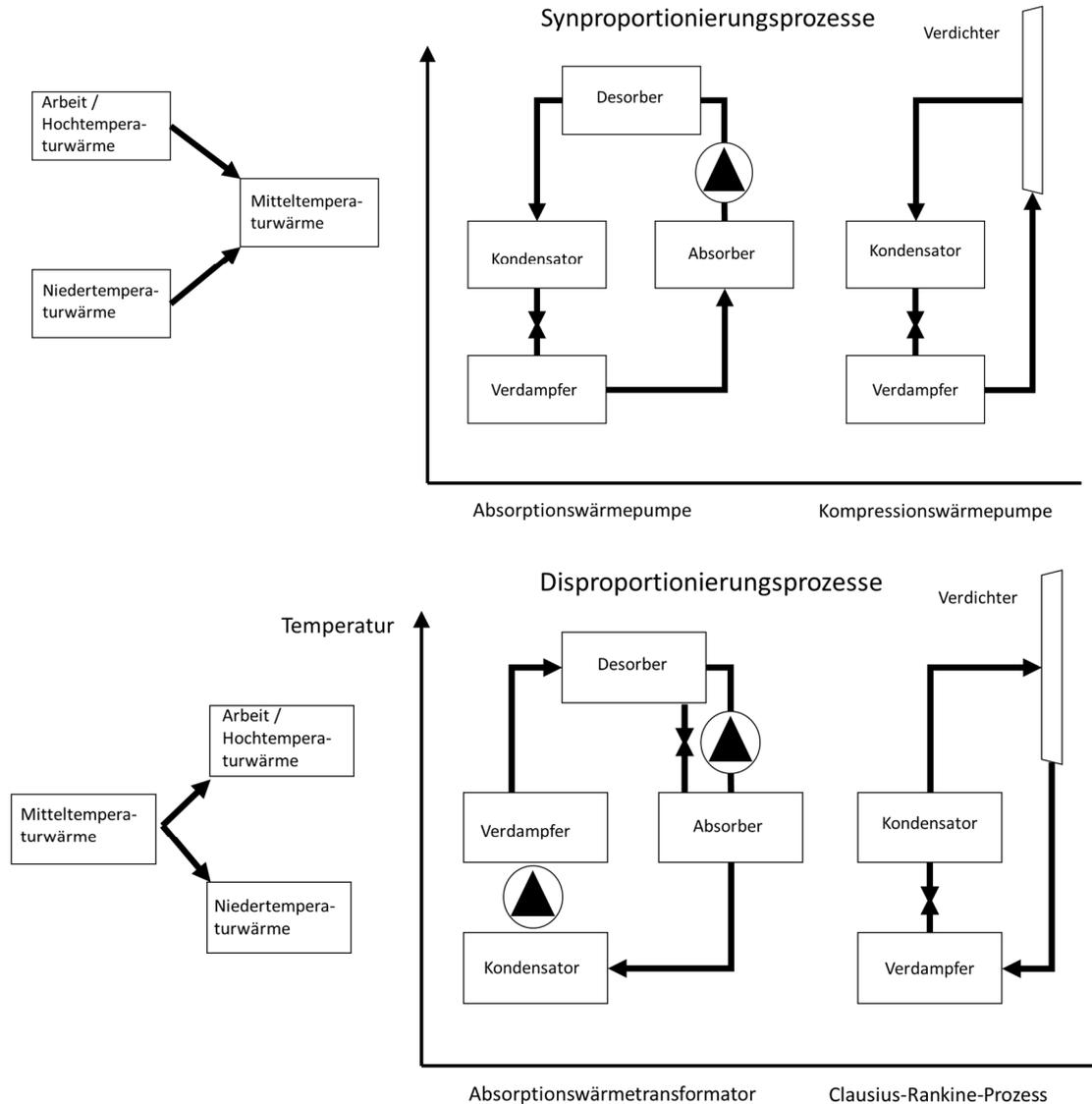


Abbildung 1-1 Syn- & Disproportionierung

Die Einteilung in Syn- und Disproportionierung ermöglicht es nun, alle Wärmemetransformationsprozesse (links-, rechtsläufig, arbeitsverbrauchend, -leistend) einheitlich darzustellen. In diesem Zusammenhang schlägt [BIT01] vor, die Wärmezufuhr- und -nutztemperaturen sowie die entsprechenden Carnotfaktoren η_C in Relationen zueinander zu setzen (Abbildung 1-2). Für Synproportionierungsprozesse ergibt sich somit der Bereich $T_{Nutz} < T_{Zu}$. Je nachdem, ob die Nutzttemperatur ober- oder unterhalb der Umgebungstemperatur liegt, handelt es sich dabei um Wärmepumpen- bzw. Kältemaschinenprozesse. Für Disproportionierungsprozesse gilt $T_{Nutz} > T_{Zu}$ und damit $\eta_{C,Nutz} > \eta_{C,Zu}$. Prozesse, bei denen Arbeit verbraucht (z.B. Kompressionskältemaschine) bzw. erzeugt (z.B. Kondensationskraftwerk) wird, finden sich auf den entsprechenden Achse für $\eta_{C,Nutz}$ bzw. $\eta_{C,Zu} = 1$ wieder.

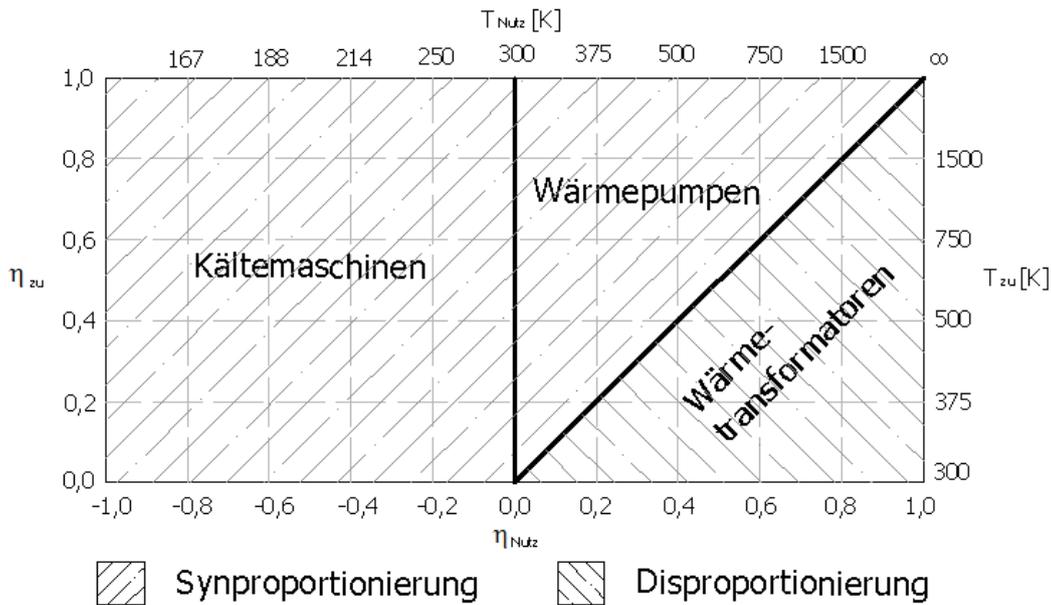


Abbildung 1-2 Einordnung der Kreisprozesse nach Syn- und Disproportionierung nach [BIT01]

1.1.1 Energetische Bewertung

Zur Bewertung der Kreisprozesse werden üblicherweise jeweils die entsprechenden Nutz- und Aufwandswärmen ins Verhältnis gesetzt. Diese Betrachtungsweise berücksichtigt jedoch nicht das eigentliche Wesen der Wärmetransformation. Dieses liegt in einer teilweisen Aufwertung der Wärme. So wird beispielsweise bei Wärmepumpenprozessen die Transformation der Hoch- und Niedertemperaturwärmen auf das mittlere Temperaturniveau nach der herkömmlichen Betrachtung als Nutzen gewertet. Im Sinne der Wärmenutzung ist diese Bewertung nachvollziehbar. Sie spiegelt allerdings nicht die Transformationsleistung des Prozesses wider. [BIT01] schlägt vor, als Bezugsbasis nicht wie bisher das Umgebungstemperaturniveau sondern das Niveau der Mitteltemperaturwärme festzulegen. Für den Nutzen eines Prozesses ergibt sich somit nur der Anteil der Wärme, der tatsächlich aufgewertet wird (Hubwärme \dot{Q}_{Hub}). Im Falle von Synproportionierungsprozessen ist dies immer die Wärme des unteren Temperaturniveaus. Bei der Disproportionierung kann die Hochtemperaturwärme als Nutzen definiert werden. Als Aufwands- bzw. Schubwärme (\dot{Q}_{Schub}) des Transformationsprozesses ist im Falle der Synproportionierung der Anteil der Hochtemperaturwärme bzw. bei Disproportionierung die abgewertete Mitteltemperaturwärme zu betrachten. Diese Festlegung ermöglicht es nun, für alle Prozesse eine einheitliche Kennzahl zu definieren, die als Transformationsverhältnis bezeichnet wird (Gl.: 1-1).

$$\varepsilon_{Tr} = \frac{\dot{Q}_{Hub}}{\dot{Q}_{Schub}}$$

Gl.: 1-1

In der nachfolgenden Tabelle 1-1 sind die energetischen Kennzahlen nach der herkömmlichen Betrachtung und das Transformationsverhältnis gegenübergestellt. Die Wärmeleistungen $\dot{Q}_u, \dot{Q}_m, \dot{Q}_o$

bezeichnen hier die bei den entsprechenden Temperaturen T_u , T_m , T_o zugeführten bzw. abgeführten Wärmeströme des Transformationsprozesses.

Tabelle 1-1 energetische Kennzahlen für Wärmetransformationsprozesse [BIT01]

	Synproportionierung		Disproportionierung
	Kältemaschine	Wärmepumpe	
energetische Kennzahlen (klassische Bewertung)	Leistungsziffer / Coefficient of Performance $\varepsilon_{KM} / COP = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_o} = \frac{\dot{Q}_{Hub}}{\dot{Q}_{Schub}}$	Wärmeverhältnis $\varepsilon_{WP} = \frac{\dot{Q}_m}{\dot{Q}_o} = \frac{\dot{Q}_{Hub} + \dot{Q}_{Schub}}{\dot{Q}_{Schub}}$	thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_m} = \frac{\dot{Q}_{Hub}}{\dot{Q}_{Hub} + \dot{Q}_{Schub}}$
Transformationsverhältnis (Syn-, Disproportionierung)	$\varepsilon_{Tr} = \frac{\dot{Q}_{Hub}}{\dot{Q}_{Schub}} = \frac{\dot{Q}_{Hub}}{\dot{Q}_M - \dot{Q}_{Hub}}$		

Aus der Tabelle wird deutlich, dass für die Kälteerzeugung der klassische COP und das Transformationsverhältnis übereinstimmen.

1.1.2 Exergetische Bewertung

Neben der energetischen Bewertung ermöglicht eine exergetische Bewertung die Ermittlung und Lokalisierung der thermodynamischen Verluste in einem System. Unter Exergie versteht man die maximal von einem System leistbare Arbeit, wenn sie mit der Umgebung in ein Gleichgewicht gebracht wird [FRA86].

Da bei jedem realen Prozess ein Teil der Exergie immer auch in Form von nicht arbeitsfähiger Energie (Anergie) verloren gehen, gilt der allgemeine Erhaltungssatz nicht für die Exergie [MEY83]. Die auftretenden Exergieverluste müssen bei der Bilanzierung mit berücksichtigt werden. Danach ergibt sich für die Exergiebilanz:

$$\sum \dot{E}_e = \sum \dot{E}_a + \Delta \dot{E}_V \quad \text{Gl.: 1-2}$$

Die Exergieverluste lassen sich in innere und äußere Verluste einteilen.

$$\Delta \dot{E}_V = \Delta \dot{E}_{V_i} + \Delta \dot{E}_{V_ä} \quad \text{Gl.: 1-3}$$

Äußere Verluste sind Exergieverluste an die Umgebung. Innere Verluste treten infolge von Irreversibilitäten der in den Apparaten ablaufenden Prozesse (z.B. Verluste bei Wärmeübertragung, Druckverluste bei Drosselung, Überhitzung, Unterkühlung) auf.

Die Exergie ist von der Art ihrer Energie und einem zu definierenden Umgebungszustand abhängig. Mechanische (z.B. technische Arbeit, potenzielle Energie, kinetische Energie) sowie elektrische Energie kann als reine Exergie betrachtet werden ($W = E$), während sich thermische

Energie nur anteilig in Arbeit umwandeln lässt. Dieser Anteil wird als Carnotfaktor der Wärme bezeichnet. Für die Exergie der Wärme gilt demnach:

$$\dot{E}^Q = \frac{T - T_U}{T} \cdot \dot{Q} \quad \text{Gl.: 1-4}$$

mit:

$$\frac{T - T_U}{T} \quad \text{Carnotfaktor}$$

Für die spezifische Exergie e eines Stoffstromes lässt sich schreiben:

$$e = h - h_U - T_U \cdot (s - s_U) \quad \text{Gl.: 1-5}$$

Aus obiger Gleichung geht hervor, dass die Festlegung des Umgebungszustandes notwendig ist. Für den Vergleich von Systemen, z.B. der Absorptionskälteanlagen, ist sinnvoller Weise ein identischer Umgebungszustand zu definieren, der durch Druck, Temperatur und Konzentrationen bestimmt ist.

Die exergetische Bewertung eines Systems bzw. der Einzelapparate erfolgt auf der Basis von Kennzahlen. Zu diesem Zweck wurden die Kenngrößen exergetischer Wirkungsgrad, Verlustgrad, Wichtungsfaktor und Verlustbeitrag definiert [RIE07].

Der exergetische Wirkungsgrad η_j gibt das Verhältnis von Nutzexergie zu Aufwandsexergie wieder, und ist wie folgt definiert:

$$\eta_j = \frac{\dot{E}_{abj}}{\dot{E}_{zuj}} \quad \text{Gl.: 1-6}$$

Der exergetische Verlustgrad ε_j stellt das Verhältnis von Exergieverlust zum exergetischen Aufwand des jeweiligen Apparates dar:

$$\varepsilon_j = \frac{\Delta \dot{E}_V}{\dot{E}_{zuj}} = 1 - \eta_j \quad \text{Gl.: 1-7}$$

Exergetischer Wirkungs- und Verlustgrad können sowohl für die einzelnen Elemente j eines Systems als auch für das Gesamtsystem aufgestellt werden.

Um die Wertigkeit eines Einzelapparates oder Elementes j im Gesamtsystem zu beschreiben, kann ein exergetischer Wichtungsfaktor κ_j wie folgt definiert werden:

$$\kappa_j = \frac{\dot{E}_{zuj}}{\dot{E}_{zu\ ges}} \quad \text{Gl.: 1-8}$$

Mit Hilfe der jeweiligen Verlustgrade und den Wichtungsfaktoren lassen sich die Verlustbeiträge λ_j der einzelnen Apparate am Gesamtverlust des Systems bestimmen:

$$\lambda_j = \varepsilon_j \cdot \kappa_j \quad \text{Gl.: 1-9}$$

Der Verlustbeitrag ermöglicht es, die im Gesamtsystem auftretenden Verluste den einzelnen Apparaten ursachengerecht zu zuordnen. Aus der Summe der Verlustbeiträge aller Apparate ergibt sich der Gesamtverlustgrad der Anlage:

$$\varepsilon_{ges} = \sum \lambda_j \quad \text{Gl.: 1-10}$$

Mit den so definierten Kennzahlen können die thermodynamische Qualität, der Verlustbeitrag sowie die Wichtigkeit der einzelnen Apparate im Gesamtsystem bestimmt werden. Das hier dargestellte Bewertungssystem soll im Weiteren benutzt werden, um die Verbesserungsmöglichkeiten der untersuchten Prozesse und Anlagen aufzuzeigen.

1.2 Verfahren zur sorptionsgestützten Kälteerzeugung

Zur Erzeugung von Kälte mit Hilfe thermischer Energie im Allgemeinen und von Solarwärme im Speziellen stehen unterschiedliche Methoden zur Verfügung. Die Verfahren zur sorptionsgestützten Klimakälteerzeugung können wie folgt unterteilt werden (Abbildung 1-3):

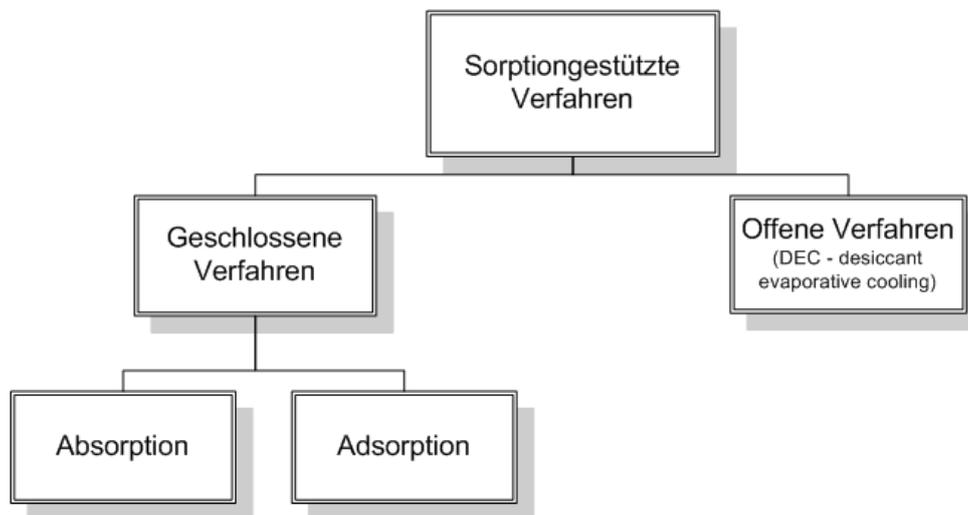


Abbildung 1-3 Überblick über thermische, sorptionsgestützter Verfahren zur Kälteerzeugung

Bei den geschlossenen Verfahren tritt die zu klimatisierende Luft nicht mit den Arbeitsstoffpaar in Kontakt. Die Klimatisierung erfolgt über den Wärmeaustausch des Kälteträgers (z.B. Wasser) mit der Luft über entsprechende passive oder aktive Vorrichtungen (Kühldecken, Ventilation). Eine Entfeuchtung der Raumluft kann bei geschlossenen Verfahren nur durch Unterschreitung der Taupunkttemperatur stattfinden.

Bei den offenen Verfahren wird das Arbeitsmittel nach der Klimatisierungsaufgabe aus dem System ausgeschleust. Es kommt zum direkten Kontakt zwischen der zu klimatisierenden Luft und dem

Lösungs- und Arbeitsmittel. Durch Verdunstungskühlung erfolgt direkt die Temperaturabsenkung der Raumluft. Zusätzlich zur Kühlung findet bei diesem Verfahren immer auch eine Entfeuchtung der Raumluft statt.

Allen Verfahren gemein ist die Nutzung von Wärme für die Kälteerzeugung mit geringem Einsatz von elektrischer Energie.

1.2.1 Absorptionsverfahren

Der Absorptionsprozess wird mittels eines, zumeist flüssigen, Stoffpaares realisiert. Dabei können zwei oder mehrere Medien das Arbeitspaar bilden. Ein Medium übernimmt dabei die Aufgabe des Kältemittels, das andere fungiert als Lösungs- bzw. Absorptionsmittel. Stoffpaare können unter anderem Wasser/Lithiumbromidlösung, Ammoniak/Wasser oder, bei Trockenabsorption, Ammoniak/Calciumchlorid bzw. Strontiumchlorid [IEA02], [STE83] sein.

Eine Absorptionsanlage besteht grundsätzlich aus den vier Hauptapparaten Desorber (Kocher, Austreiber, Generator), Kondensator (Verflüssiger), Verdampfer und Absorber. Absorber und Desorber bilden dabei den sogenannten thermischen Verdichter. Zur Veranschaulichung des Prozesses bietet sich das $\log(p)/\frac{1}{T}$ Diagramm an, da hier auf Grund der logarithmischen Darstellung der Dampfdruckkurven über dem Reziprok der Temperatur die Linien konstanter Konzentration nahezu geradlinig verlaufen. Außerdem lassen sich die Druck- und Temperaturniveaus, bei denen der Transformationsprozess abläuft, gut erkennen.

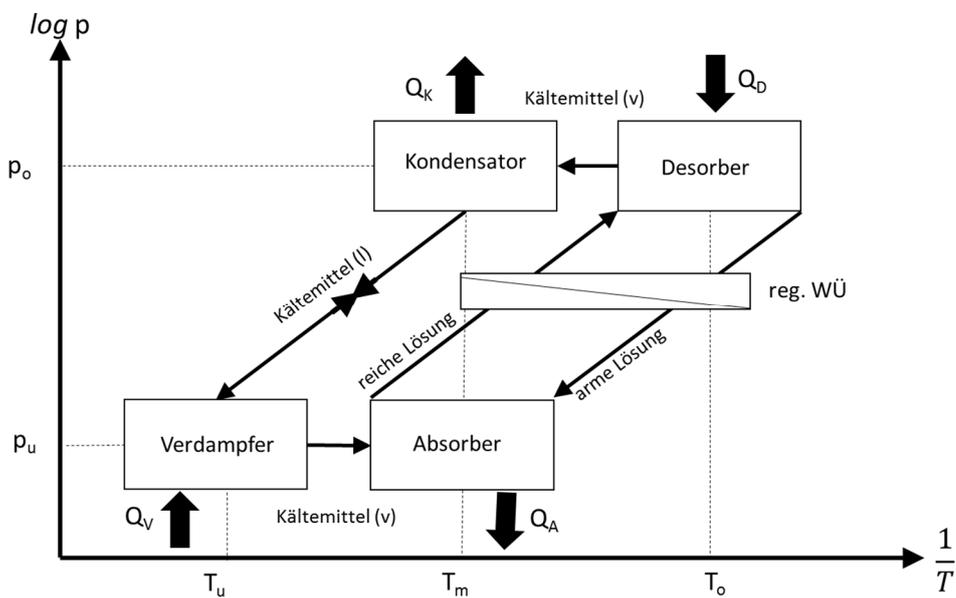


Abbildung 1-4 Der Absorptionsprozess im $\log(p)/\frac{1}{T}$ Diagramm

In einer Absorptionskälteanlage laufen folgende Prozesse:

Desorption des Kältemittels:

Im Desorber wird durch Zufuhr von Wärme auf dem oberen Temperatur- und Druckniveau die reiche Lösung zum Sieden gebracht, wodurch das Kältemittel ausgetrieben und das Lösungsmittel zur (an Kältemittel) armen Lösung aufkonzentriert wird. Diese wird über den regenerativen Wärmeübertrager und eine Drossel in den Absorber transportiert. Im regenerativen Wärmeübertrager gibt die heiße, arme Lösung Wärme an die aufzuheizende (an Kältemittel) reiche Lösung ab.

Kondensation des Kältemitteldampfes:

Im Kondensator findet die Verflüssigung des Kältemitteldampfes auf gleichem Druckniveau wie die Desorption statt. Die Kondensationswärme fällt bei mittlerem Temperaturniveau an. Über die Kältemitteldrossel wird das Kondensat auf das untere Druckniveau gebracht und strömt in den Verdampfer. In der Drossel kann eine Teilverdampfung des Kältemittelkondensates stattfinden.

Verdampfen des flüssigen Kältemittels:

Im Verdampfer erfolgt die Verdampfung des flüssigen Kältemittels unter Aufnahme der Kälteleistung bei unterem Temperatur- und Druckniveau.

Absorption des Kältemitteldampfes:

Im Absorber erfolgt die Absorption des Kältemitteldampfes aus dem Verdampfer auf unterem Druckniveau. Dabei wird Wärme bei mittlerem Temperaturniveau abgegeben. Die arme Lösung wird durch die Aufnahme des Kältemitteldampfes zur reichen Lösung und anschließend über den regenerativen Wärmeübertrager in den Desorber transportiert. Dieser Transport kann durch mechanische oder hydrostatische Pumpen realisiert werden.

Bei Absorptionswärmepumpen liegen realisierbare Wärmeverhältnisse je nach Arbeitsstoffsystem zwischen 1,3 – 1,8 [BIT01]. Für einstufige Absorptionskältemaschinen sind Kältezahlen von bis zu 0,82 dokumentiert [PHÖ03].

Maschinen, die nach dem Absorptionsprinzip arbeiten, werden von vielen Herstellern angeboten und sind ausgereift und marktverfügbar. Vor allem bei der effizienten Abwärmenutzung großtechnischer Prozesse konnten sich diese Anlagen etablieren. Kälteleistungen von mehreren Megawatt können auf diese Weise realisiert werden. Neben der großtechnischen Umsetzung kommt die Absorptionstechnik auch im Leistungsbereich bis ca. 200 Watt unter anderem bei Kühlschränken im Camping- und Hotelbereich zum Einsatz. Als Arbeitsstoffpaare haben sich fast ausschließlich Lithiumbromid / Wasser und Wasser / Ammoniak durchgesetzt. Als Vorteil der Absorptionstechnik ist die im Vergleich zu anderen sorptionsgestützten Verfahren höhere Leistungsdichte zu nennen, die geringe Anlagengrößen erlaubt. Außerdem können mit diesen Maschinen im Vergleich zu anderen sorptionsgestützten Verfahren höhere Leistungsziffern erzielt werden. Überdies lassen sich, im Gegensatz zur Adsorptionstechnik, leichter Prozesse realisieren, die einen geringeren regeltechnischen Aufwand erfordern. Als nachteilig erweisen sich einige physikalische sowie ökologische Eigenschaften der Arbeitsstoffpaare. Die für Absorptionsprozesse im Klimakältebereich benötigten Antriebstemperaturen beginnen bei ca. 80°C.

1.2.2 Adsorptionsverfahren

Bei den Adsorptionsverfahren erfolgt die Anlagerung des entstandenen Kältemitteldampfes, im Gegensatz zur Absorption, an die Oberfläche des Sorptionsmittels (Adsorbens). Die Regeneration, d.h. die Austreibung des Kältemittels aus dem Adsorbens, erfolgt durch Wärmezufuhr analog der Absorption.

Eine Adsorptionsanlage besteht in der Regel aus einem Verdampfer, einem Kondensator und einem Sorber (Adsorber-Desorber). Der Prozess lässt sich ebenfalls in einem $\log(p)/\frac{1}{T}$ Diagramm darstellen, bei dem die Linien gleicher Konzentration durch Isosteren (Linien gleicher Kältemittelbeladung) ersetzt werden. In der folgenden Abbildung 1-5 ist ein Adsorptionsprozess für das Stoffpaar Wasser / Zeolith dargestellt.

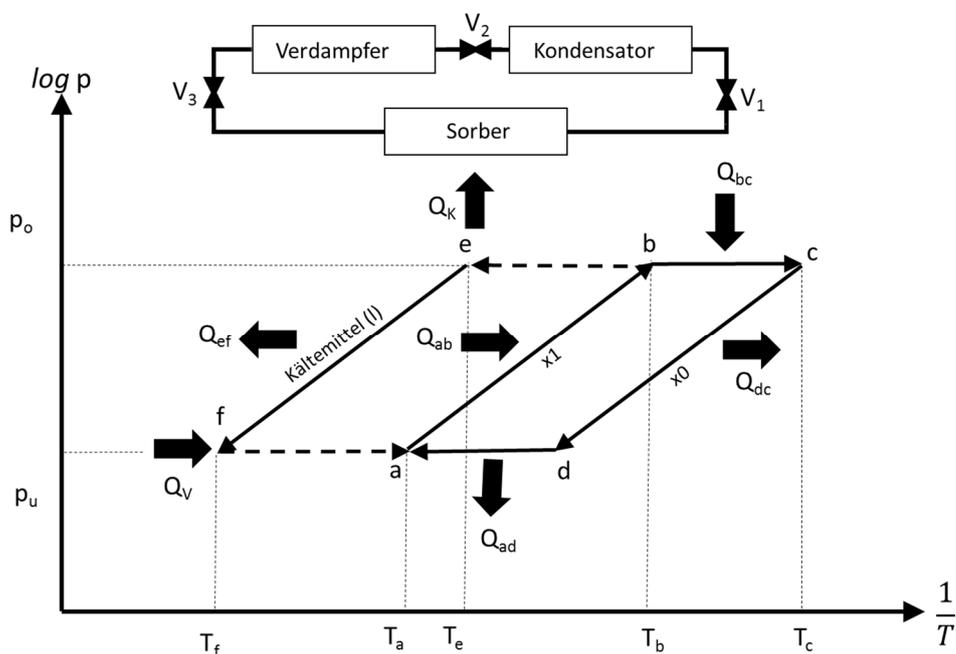


Abbildung 1-5 Der Adsorptionsprozess im $\log(p)/\frac{1}{T}$ -Diagramm [CUB97]

Der Prozess beginnt bei Temperatur T_a mit der Aufheizung des Zeolithes auf Temperatur T_b . Bei geschlossenen Ventilen V_1 und V_3 steigt der Druck von p_0 auf p_1 . Danach beginnt mit dem Öffnen von Ventil V_1 der Desorptionsprozess des Wassers bei weiterer Wärmezufuhr bis auf T_c . Dabei sinkt die Beladung des Zeolithes von x_1 auf x_0 ab. Das ausgetriebene Wasser wird im Verflüssiger unter Abgabe von Q_k kondensiert. Das Ventil V_1 wird danach geschlossen. Im Anschluss daran erfolgt die Abkühlung des Zeolithes von T_c auf T_d und die Entspannung des Wassers von p_1 auf p_0 (Ventil V_2 wird geöffnet). Durch Öffnen des Ventils V_3 beginnt der Adsorptionsprozess. Der Zeolith nimmt den durch die Aufnahme der Verdampferwärme Q_v entstandenen Wasserdampf auf und kühlt selbst von T_d auf T_a ab.

Der Prozess läuft, anders als bei Absorptionsanlagen, nicht kontinuierlich ab, da ständig ein Wechsel zwischen Beladung und Entladung des Adsorbens stattfindet. Deshalb besitzen Maschinen, die nach diesem Prinzip arbeiten, mindesten zwei Sorberbehälter, um eine quasikontinuierliche Fahrweise zu gewährleisten. Dies führt dazu, dass solche Anlagen im Vergleich zu Absorptionsmaschinen sehr voluminös sind.

Erzielbare Kälte- und Heizwärmeverhältnisse liegen bei 0,3 bzw. 1,3 bei Einzelaggregaten. Anlagen mit zwei Aggregaten und inneren Wärmetauscher sind bei entsprechenden Desorptionstemperaturen ($> 200^{\circ}\text{C}$) Werte von 1 bzw. 2 ermittelt worden [CUB97].

Großtechnische Adsorptionsanlagen werden derzeit von zwei asiatischen Herstellern kommerziell angeboten. Die Leistungen der Anlagen beginnen ab ca. 70 kW. Im Gegensatz zur Absorptionstechnik lässt sich der Adsorptionsprozess mit geringeren Antriebstemperaturen betreiben (ab 60°C [HEN00]). Nachteilig sind die im Vergleich zur Absorptionskälteanlagen geringen Kältezahlen sowie der Platzbedarf und das Gewicht der Maschinen. Außerdem erfordert die technologiebedingte periodische Betriebsweise der Anlage einen erhöhten Regelaufwand. Als Stoffsysteme kommen je nach Anforderung an die Kältequalität Wasser / Silikagel bzw. Zeolith oder Methanol bzw. Ammoniak/Aktivkohle zum Einsatz.

Das offene Verfahren der sorptionsgestützten Kühlung (SGK oder DEC – Desiccant Evaporative Cooling) entspricht dem Prinzip nach einem Adsorptionsprozess, bei dem durch Adsorption der Luftfeuchtigkeit an einem Adsorbens eine Entfeuchtung und anschließend durch Verdunsten von Wasser die Abkühlung der Luft stattfindet. Es handelt sich hierbei also um ein kombiniertes Verfahren, bei dem die Entfeuchtung und die Klimatisierung zusammen in einem Prozess realisiert werden können. Als Trockenmittel finden feste (Silikagel, Lithiumchloridsalz) oder flüssige (Lithiumchlorid- und Kalziumchloridlösung) Sorbentien Verwendung. Anlagen mit flüssigen Trockenmitteln befinden sich derzeit noch in der Erprobung. Die Regeneration des Adsorbens erfolgt unter Zufuhr von thermischer Energie, die bei kleineren Anlagen auch durch Solarkollektoren bereitgestellt werden kann. Als Kältemittel kommt bei diesem Verfahren ausschließlich Wasser zum Einsatz, da dieses wegen der offenen Prozessführung und dem damit verbundenen gesundheitlichen Gefährdungspotentiales völlig unbedenklich ist.

Anlagen, die nach diesem Verfahren arbeiten, bestehen im Allgemeinen aus den vier Komponenten Sorptionsrad, Wärmerückgewinner, Befeuchter und Regenerationsluftherhitzer.

Ähnlich dem geschlossenen Adsorptionsverfahren sind zur Regeneration des Adsorbens geringere Heiztemperaturen als bei der Absorption notwendig (ab 45°C [HEN00]). Realisierbare Kältezahlen liegen zwischen 0,5 und 0,6 [SCH04].

1.3 Stand der Technik und Entwicklungstendenzen

Die sorptionsgestützte Kälteerzeugung generell ist seit über 200 Jahren bekannt. Bereits 1810 entwickelte John Leslie eine Vakuum-Absorptionsmaschine mit dem Stoffpaar Schwefelsäure / Wasser [KOL04]. Mit der zunehmenden Elektrifizierung und dem Aufkommen effizienter Kompressionskälteanlagen Anfang der 30er Jahre des letzten Jahrhunderts wurde diese Technologie zum größten Teil vom Markt verdrängt. Erst die Ölkrise der 70er Jahre des vergangenen Jahrhunderts führte zu einer Intensivierung der Forschung vor allem bei der Suche nach neuen Arbeitsstoffpaaren auf dem Gebiet der Absorptionstechnik, die allerdings bald wieder abebbte. So wurden Ende des

letzten Jahrtausends weltweit etwa 135 Millionen elektrisch betriebene Kälteanlagen verkauft [REI00]. Dem gegenüber stehen nur etwa 10000 produzierte Absorptionskälteanlagen. Für den für die dezentrale solare Kühlung relevanten Leistungsbereich zwischen 2 und 10 kW sind momentan keine etablierten Lösungen auf dem Markt erhältlich [HER96], [ASU00], [BRE04], [ITW06]. Bis Anfang der 90er Jahre hatte die japanische Firma YAZAKI einen Kleinabsorber von 5 – 10 kW im Angebot, der jedoch mangels Nachfrage vom Markt genommen wurde [EIC02].

Derzeit bieten in Europa nur wenige Hersteller Kälteanlagen an, die sich für das solare Kühlen eignen. So bot die spanische Firma ROTARTICA eine mit dem Stoffpaar Lithiumbromid / Wasser betriebene Kälteanlage an, die eine Leistung von 4,5 kW bei einem COP zwischen 0,6 und 0,7 erzeugt [GOR05]. Laut ROTARTICA kommt ein patentiertes sogenanntes „rotary absorption“ - Verfahren zum Einsatz, welches die Kältebereitstellung auch bei hohen Rückkühltemperaturen mittels trockener Rückkühlung ermöglichen soll. Die für Nebenaggregate wie Pumpen zusätzlich benötigte elektrische Leistung wird mit ca. 300 Watt angegeben [ROT06]. Die deutsche Firma EAW Energieanlagenbau Westenfild GmbH ist mit Lithiumbromid / Wasser-Absorbern mit Kälteleistungen ab 15 kW auf dem Markt. Bei diesen Maschinen sind der Desorber und Kondensator sowie Absorber und Verdampfer jeweils in einer Einheit zusammengefasst. Der COP der kleinsten angebotenen Maschine wird mit 0,71 angegeben. Für die Lösungs- und Kältemittelumläufe kommen drei Pumpen zum Einsatz. Der elektrische Verbrauch der Anlage wird, wie auch bei der ROTARTICA - Maschine, mit 300 Watt angegeben [EAW07].

Eine Absorptionsanlage, die mit kristallinem Lithiumchloridsalz arbeitet und zur Wärmebereitstellung (25 kW) und Kühlung (10 – 20 kW) genutzt werden kann, wird von der schwedischen Firma CLIMATEWELL AB angeboten. Die Anlage zeichnet sich durch in das System integrierte Wärmeenergiespeicher aus, die je nach Bedarf das benötigte Heiz- bzw. Kühlaufließen abdecken. Der Umlauf der Arbeitsstoffe wird mit vier Pumpen bewerkstelligt. Die Steuerung der unterschiedlichen Betriebszustände (Aufladen, Heizen, Kühlen) wird über ein System aus zwölf Ventilen realisiert [CLI07].

Wachsendes Umweltbewusstsein, steigende Energiepreise [VDI05/2] sowie ein erhöhtes Komfortbedürfnis führten in den letzten Jahren dazu, dass Nachfrage und Entwicklungen auf dem Gebiet der solarbetriebenen Sorptionstechnik zur Klimakälteerzeugung stark angestiegen sind [IEA02]. Besonders auf dem Gebiet der Absorptionstechnik sind auch in Deutschland vermehrt Anstrengungen unternommen worden, um Anlagen mit entsprechend kleiner Leistung zu entwickeln [BIN04], [SWW05]. So wurde von der Firma Phönix Sonnenwärme AG in Kooperation mit dem ZAE Bayern und der TU Berlin eine Absorptionskälteanlage mit 10 kW Kälte entwickelt. Die Einzelkomponenten der Anlage wurden als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Der Lösungsumlauf des Arbeitsstoffpaares Wasser / Lithiumbromid wurde mit zwei Pumpen realisiert. Die Maschine zeichnete sich durch einen großen Teillastbereich und einen COP von 0,78 aus [PHÖ03].

An einer Anlage mit dem Stoffpaar Ammoniak / Wasser und 10 kW Leistung forscht das ITW Stuttgart, die mit Luft gekühlt werden kann [ITW06]. Die Luftkühlung ermöglicht den Einsatz von trocknen Rückkühlsystemen, die im Gegensatz zu Verdunstungskühlern kostengünstiger sind und wasserschonend arbeiten. Ähnlich der Phönix-Anlage kommen auch hier zum größten Teil Plattenwärmeübertrager zum Einsatz. Der Austreiber der Anlage ist eine Eigenentwicklung. Für den Lösungsumlauf wird eine Membranpumpe verwendet. Die österreichische Firma PINK Anlagenbau ist

seit einigen Jahren mit einer Ammoniak / Wasser Absorber auf dem Markt. Die Anlage hat eine Kälteleistung von 14 kW.

Darüber hinaus entwickelte das Institut für Luft- und Klimatechnik in Dresden (ILK) eine Ammoniak / Wasser Absorptionskälteanlage mit 15 kW. Um die Anlage möglichst effizient und kompakt ausführen zu können, kommen auch hier Plattenwärmetauscher zum Einsatz. Nur der Verdampfer besteht aus einem doppelwandigen Spiralrohrwärmetauscher [SAF03].

An der FH Stuttgart wird seit einigen Jahren versucht, das Prinzip der Diffusionsabsorption nach *Platen / Munters* [DEL98] für größere Kälteleistungen zu konfektionieren. Die projektierte Leistung der nach dem Thermosiphonprinzip arbeitenden Anlage liegt bei 2,5 kW Kälte. Der Druckausgleich zwischen oberem und unterem Druckniveau wird durch ein Hilfs gas (Helium) erzeugt. Dadurch kann der Prozess ohne Drosseleinrichtungen bei gleichem Druck in den Apparaten Austreiber, Kondensator sowie Verdampfer und Absorber betrieben werden. Durch den Einsatz einer Dampfblasenpumpe, die gleichzeitig als Austreiber fungiert, werden für den Lösungsumlauf keine mechanischen Pumpen benötigt. Als Arbeitsstoffpaar kommt Ammoniak / Wasser zum Einsatz. Bisher wurden drei Prototypen gebaut. Mit den Maschinen konnte bisher eine Kälteleistung von 2 kW bei einem COP von 0,45 erreicht werden [JAK05].

An der Martin-Luther Universität in Halle / Wittenberg wurde eine Absorptionskältemaschine für Kälteleistungen bis 5 kW entwickelt, die mit einem Thermosiphondesorber betrieben wird. Die Anlage arbeitet mit dem Stoffpaar Lithiumbromid / Wasser und wurde zur Hannover-Messe 2006 präsentiert [DAS06].

Neben der Absorptionstechnik bietet auch die Adsorption die Möglichkeit, Kälte mit Hilfe solarer Wärme zu erzeugen. So hat die Firma SorTech AG aus Halle (Saale) kompakte Adsorptionskälteanlagen mit Kälteleistungen von 10 kW und 15 kW entwickelt. Diese Anlagen arbeiten mit dem Kältemittel Wasser. Als Adsorbens kommt Silikagel bzw. Zeolith zum Einsatz. Hervorzuheben sind hier die patentierten Beschichtungstechnologien für beide Sorptionsmittel, die sehr kompakte Adsorber-Wärmetauscher und damit Maschinen ermöglichen. Die Firma InvenSor aus Berlin bietet ebenfalls Adsorptionskältemaschinen im gleichen Leistungsbereich an. Die Anlagen werden überwiegend mit dem Stoffpaar Zeolith / Wasser betrieben [INV14].

Eine Übersicht über die derzeit verfügbaren Ab- und Adsorptionskälteanlagen zur solarthermischen Kühlung findet sich hier [SWW12].

Bei Anlagen, die nach dem offenen sorptionsgestützten Prinzip (DEC) arbeiten, fokussieren sich die Untersuchungen verstärkt auf die Erprobung neuer Sorbentien (fest und flüssig) [EIC02], [ISE01]. Prinzipiell sind mit solchen Systemen Kühlleistungen von 6 bis 300 kW möglich [SWW05]. Anlagen mit 18 kW Kühlleistung befinden sich unter anderem beim ILK Dresden und der FH Stuttgart in Betrieb. Eine solarbetriebene Flüssigsorptionanlage wurde vom ZAE Bayern entwickelt, um die Luft eines Bürogebäudes zu entfeuchten und vorzukühlen (Kühlleistung max. 70 kW). Die Demonstrationsanlage wurde 2003 in Betrieb genommen [LÄV04].

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass in den vergangenen Jahren vermehrte Anstrengungen unternommen worden sind, sorptionsgestützte Kühl- und Klimatisierungsverfahren mit solarthermischem Antrieb für private Anwendungszwecke zu entwickeln. Vor allem auf dem Gebiet der Absorptionstechnik wurde in den letzten Jahren auch in Deutschland verstärkt geforscht. Die

jahrzehntelangen Erfahrungen auf dem Gebiet der Anlagentechnik sowie des Umgangs mit den Arbeitsstoffpaaren, vorrangig Ammoniak / Wasser bzw. Wasser / Lithiumbromid, prädestiniert die Absorptionstechnik für die solare Kühlung. Mit dieser Technik lassen sich entsprechend kompakte Anlagen verwirklichen. Forschungsschwerpunkte bei der Entwicklung solcher Anlagen sind in erster Linie die Verringerung der Baugröße und Kosten sowie Effizienzsteigerungen der Anlagen durch den Einsatz standardisierter und damit kostengünstiger Anlagenkomponenten, wie Plattenwärmeübertrager, Trockenkühlsystemen und Lösungspumpen [SAF03], [ZIE02], [BRE05].

1.4 Ableitung von Untersuchungszielen

Motivation zu dieser Arbeit sind die in den letzten Jahren verstärkten Aktivitäten auf dem Gebiet der solaren Klimakälteerzeugung. Ein Beitrag soll speziell zur Gegenüberstellung und Vergleich von Sorptionskälteanlagen mit mechanischen Pumpen und mit Thermosiphonpumpen geleistet werden. Dazu sollen im Rahmen dieser Arbeit zwei Anlagenkonzepte verwirklicht und untersucht werden. Beide Konzepte basieren auf dem Absorptionsprinzip und sollen im Wesentlichen baugleich realisiert werden. Eine Anlage soll mit einer mechanischen Pumpe arbeiten. In der zweiten Anlage soll eine speziell für diesen Zweck entwickelte Thermosiphonpumpe zum Einsatz kommen. Für beide Konzepte soll das gleiche Arbeitsstoffsystem Wasser / Lithiumbromid zur Anwendung kommen. Die Thermosiphonpumpe wird dabei in den Desorber integriert und als Wärmetransformationsprozess betrieben und bewertet.

Schwerpunkte der experimentellen Untersuchungen sollen das stationäre Betriebsverhalten bei unterschiedlichen Parametereinflüssen, wie Temperatur- und Lösungsmitteldurchsatzvariationen sowie das Anfahrverhalten sein. Angepasst an den solaren Betrieb soll besondere Aufmerksamkeit auf das Teillastverhalten der Thermosiphonpumpenanlage gerichtet werden. Die Erfahrungen aus den experimentellen Versuchen flossen in die Weiterentwicklung der Maschinen mit ein.

Für die extrem geringen Arbeitsmitteldurchsätze, die bei den Anlagen kleiner Kälteleistung auftreten, soll eine neuartige Verdampfergestaltung (Spiralrohrrieselfilmverdampfer) entwickelt und untersucht werden. Dieses Prinzip soll auch zur Erhöhung der Intensität und Effektivität der Wärmeübertragung auf den Absorber angewendet werden.

Zur theoretischen Untermauerung sollen thermodynamische Modelle der Teilsysteme erstellt und deren exergetische Analyse und Bewertung vorgenommen werden. Die Ergebnisse der exergetischen Betrachtung sollen Aufschluss über die in den einzelnen Apparaten auftretenden Verluste geben und zur Weiterentwicklung der Anlagen herangezogen werden.

2 Die Thermosiphonpumpe

Besonderes Kennzeichen von Sorptionskälteprozessen ist die Ausbildung von zwei Druckniveaus. Diese beiden Druckniveaus repräsentieren im Kreisprozess häufig das untere und ein mittleres Temperaturniveau, die Siedetemperaturen des Arbeitsmittels bei dem jeweiligen Druck. Die Differenz dieser beiden Temperaturen stellen den Transformationseffekt, bei Synproportionierung den Temperaturhub, bei Disproportionierung den Temperaturschub, dar. Hohe Transformationseffekte erfordern damit hohe Druckverhältnisse zwischen oberem und unterem Druckniveau. Der Differenzdruck ist meist in der Lösungsmittelpumpe aufzubringen mit entsprechenden Energieverbrauch, Lärmerzeugung, Dichtungs- bzw. Leckageproblemen.

Deshalb ergeben sich hinsichtlich des Einsatzes von Lösungspumpen Ansatzpunkte zur Optimierung von Leistungsparametern, Zuverlässigkeit und Regelaufwand solcher Anlagen. Der mit der Pumpe realisierte Lösungsumlauf bestimmt maßgeblich Effizienz und Leistungskenngrößen einer Absorptionskälteanlage.

Mechanische Pumpen haben sich als Standard zur Umwälzung der Arbeitsstoffe in Absorptionskälteanlagen durchgesetzt, weil sich unterschiedlichste Aufstellungsvarianten und Anlagenkonzepte leicht realisieren lassen. Pumpen können arbeitsstoffunabhängig eingesetzt werden, sind in aller Regel zuverlässig und lassen sich regeltechnisch gut einbinden. Hinsichtlich der mechanisch bewegten Teile sowie der zum Teil hoch korrosiven Arbeitsstoffe in Absorptionskälteanlagen ergeben sich erhöhte Anforderungen an die Dichtheit und Zuverlässigkeit. Pumpendefekte können zum Komplettausfall der Anlage und zu Folgeschäden, z.B. durch Kristallisation des Lösungsmittels, führen. In hermetischen Systemen lässt sich dann ein Austausch meist schwierig bewerkstelligen. Mechanische Pumpen bilden einen Teil der Gesamtsystemkosten und verringern durch den Verbrauch von Elektroenergie die Effizienz der Gesamtanlage.

Alternativ zu mechanischen Lösungspumpen können Lösungsumläufe auch thermisch realisiert werden. Diese Antriebskonzepte sind selbst regulierend, kommen ohne mechanisch bewegte Teile aus und unterliegen keinem Verschleiß. Als Antriebsenergie dient Wärme, die auch den Desorptionsprozess antreibt. Dies ermöglicht zum einen den Hilfsenergiebedarf in Form von Elektroenergie für solche Anlagen weiter zu reduzieren. Zum anderen lassen sich dadurch hermetische Anlagekonzepte realisieren, die sehr wartungsarm sind. Konzepte mit thermisch realisierten Lösungsumläufen sind bezüglich der eingesetzten Arbeitsstoffpaare hoch selektiv. Dadurch sind sie nur für wenige konkrete, später genauer untersuchte Stoffsysteme anwendbar und führen zu besonderen Anforderungen an die Integration in Anlagenkonzepte.

In diesem Kapitel sollen mögliche Konzepte, die Anforderungen, Überlegung zur Effizienz sowie die Arbeitsweise einer solchen Pumpe erörtert und vorgestellt werden. Gerade die Frage nach der Effizienz solcher Pumpen ist für die Bewertung und auch Optimierung entscheidend, da der Thermosiphondesorber Arbeit mit Hilfe von Wärme mit relativ geringer Arbeitsfähigkeit (Exergie) erzeugt. Es werden zudem Aspekte des zu verwendenden Arbeitsstoffsystems, der Hydrostatik sowie exergetische Wirkungsgrade betrachtet. Für den Betrieb einer Thermosiphonpumpe in einer Absorptionskälteanlage sind die externen Randbedingungen entscheidend. Bei solarer Wärmebereitstellung liegen die Antriebstemperaturen je nach Kollektortyp zwischen 60°C und 100°C.

Die abzuführende Wärme ist bei Temperaturen über der Umgebungstemperatur (trockene Rückkühlung) abzugeben ($> 25^{\circ}\text{C}$). Bei nasser Rückkühlung können diese auch darunterliegen.

Für die experimentellen Untersuchungen zum Thermosiphonumlauf wurden eine Thermosiphonpumpe am Lehrstuhl für Energietechnik des Fachbereiches Ingenieurwissenschaften der Martin-Luther-Universität Halle / Wittenberg entwickelt.

2.1 Antriebskonzepte

Allgemein geschieht die Förderung von Flüssigkeiten ohne mechanische Teile durch das Einblasen oder Erzeugen von Luft oder Gas in ein zum Teil mit Flüssigkeit gefülltes vertikales Rohr, das Steigrohr. Die aufsteigenden Blasen reißen Flüssigkeit mit sich und befördern diese auf ein höheres Niveau. Der für den Transport notwendige Auftrieb kann durch Zufuhr komprimierter Luft (Mammut-, oder Druckluftheberpumpe) oder durch Teilverdampfung der zu fördernden Flüssigkeit (Dampfblasenpumpe) infolge Wärmezufuhr erzeugt werden.

Mammutpumpen besitzen ein breites Anwendungsfeld, das von der Förderung empfindlicher Güter wie Kartoffeln, Gemüse, Zuckerrüben etc. über die Entwässerung von Bergbauminen bis hin zum Transport von Flüssigkeiten in Wiederaufbereitungsanlagen für Kernbrennstoffe reicht. Die Pumpen können mehrere Dezimeter Steigrohrdurchmesser besitzen und Förderhöhen von bis zu 20 m erreichen [WHI01]. Untersuchungen zum Förderverhalten von Mammutpumpen wurden bereits Anfang der 30er Jahre des letzten Jahrhunderts unter anderem von [BEH31] und [PIC32] veröffentlicht. Mitte der 30er Jahre stellte CATANEO einfache Zusammenhänge zur Förderleistung von Dampfblasenpumpen auf. Er stellte fest, dass mit größeren Steigrohrdurchmessern und höheren Förderhöhen der Pumpe das Förderverhältnis aus Flüssigkeitsvolumenstrom und Dampfstrom abnimmt (vgl. [PLA59]).

In geschlossenen Systemen, wie z.B. in Absorptionskältemaschinen, kann die Erzeugung des Gases durch die Zufuhr von Wärme erfolgen. Dabei können prinzipiell zwei Konzepte unterschieden werden, die sich in der Überwindung der Druckdifferenzen z.B. eines Absorptionsprozesses zwischen oberem und unterem Druckniveau unterscheiden.

2.1.1 Systeme mit druckausgleichendem Gas

Platen - Munters

Das nach den schwedischen Ingenieuren Baltzar von PLATEN und Carl Georg MUNTERS benannte Verfahren funktioniert mit einem druckausgleichenden Inert- oder Hilfsgas. Dadurch kann der Prozess bei konstantem Anlagendruck betrieben werden. In der Literatur wird als Arbeitssystem Ammoniak / Wasser mit dem Hilfsgas Wasserstoff oder Helium genannt.

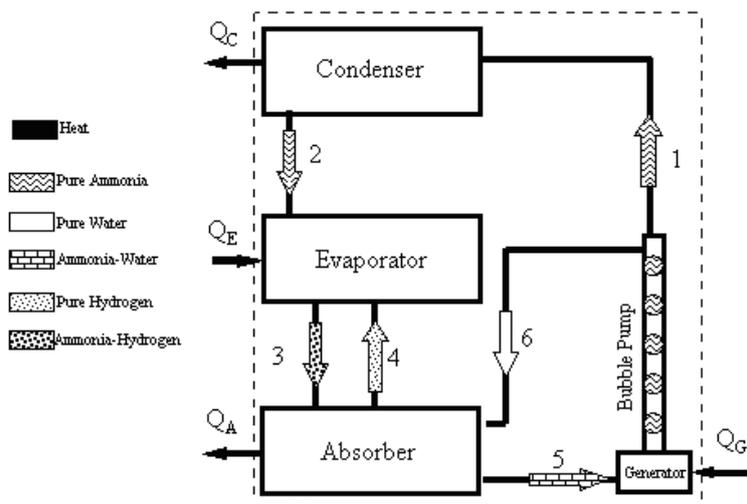


Abbildung 2-1 Verfahren nach Platen / Munters [DEL98]

Im Generator wird aus der an Kältemittel reichen Lösung fast reiner Ammoniakdampf (1) ausgetrieben und im Kondensator niedergeschlagen. Die arme Lösung wird mittels Dampfblasenpumpe in den Absorber transportiert (6). Das verflüssigte Ammoniak strömt in den Verdampfer (2), indem sich das Hilfsgas befindet. Aufgrund der Partialdruckerniedrigungen des Ammoniaks durch das Hilfsgas erfolgt die Verdunstung des Kältemittels bei geringeren Temperaturen als dessen Verflüssigung. Das sich im Wasserstoff-Ammoniak-Gemisch (3) befindliche Ammoniak wird im Absorber vom Lösungsmittel Wasser absorbiert. Das Inertgas (4) kann zurück in den Verdampfer strömen, während die angereicherte Lösung in den Desorber fließt (5). Um den Lösungs- und Gastransport zu realisieren sind geringe geodätische Höhendifferenzen erforderlich. So muss der Verdampfer höher als der Absorber angeordnet sein, damit der leichte Wasserstoff wieder zurück in den Verdampfer strömen kann. Wegen der Anwesenheit von Inertgas im Verdampfer und Absorber sind die Stoff- und Wärmeübergangsprozesse behindert und erfordern entsprechend größere Wärmeübergangsflächen oder Triebkräfte [PLA59], [DEL98].

Einstein

In dem von dem ungarisch/deutschen Physikerpaar Leó SZILÁRD und Albert EINSTEIN 1928 vorgeschlagenen Prozess ist Ammoniak das Transportgas, das den Partialdruck über dem Kältemittel Butan absenkt. Wasser fungiert als Lösungsmittel für das Ammoniak, um Kältemittel und Transportgas wieder voneinander zu trennen.

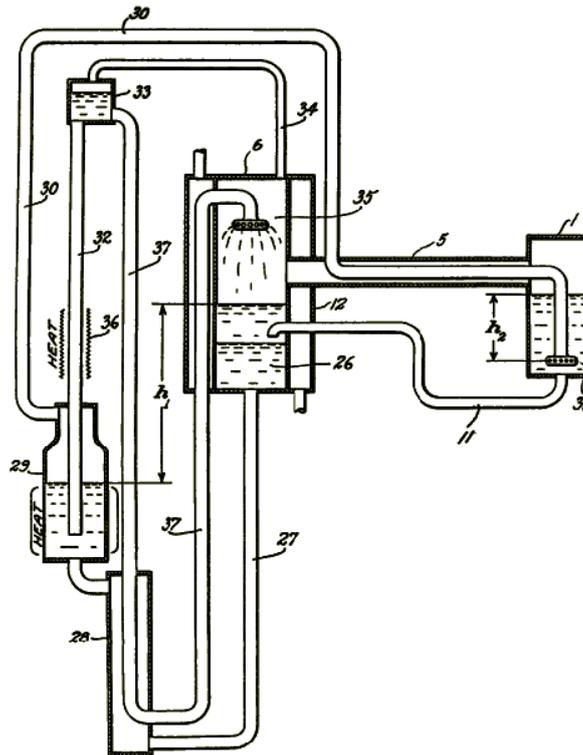


Abbildung 2-2 Prozess nach Szilárd / Einstein [DEL98]

Der Prozess beginnt in der Absorber- / Kondensatoreinheit (6), in der das Kältemittel Butan in den Verdampfer (1) strömt. Dort wird der Partialdruck des Butans mit Hilfe des Ammoniakdampfes erniedrigt, um die Verdunstung des Kältemittels bei geringen Temperaturen zu erzielen. Das Ammoniak / Butangemisch strömt über den Vorkühler (5) zurück in die Absorber / Kondensatoreinheit (6) und wird überhitzt. Dort erfolgt die Absorption des Ammoniaks durch das Wasser. Dadurch steigt der Partialdruck des Butans auf nahe Systemdruck an und kann verflüssigt werden. Die Trennung des Butans von der Wasser-Ammoniaklösung erfolgt durch deren Dichteunterschied. Die Ammoniaklösung sinkt nach unten und strömt über einen Vorerhitzer (26) in den Desorber (29). Dort wird das Ammoniak verdampft und vom Lösungsmittel getrennt. Das Ammoniak strömt (30) über den Vorkühler (5) in den Verdampfer (1), das Wasser wird mit Hilfe einer Dampfblasenpumpe (32) über ein Reservoir (35) in die Absorber / Kondensatoreinheit (6) gefördert. Wie beim Verfahren nach Platen - Munters werden zum Lösungstransport geringe geodätische Höhendifferenzen benötigt. Fälschlicherweise wird das Transportgas Ammoniak in der Literatur als Inertgas bezeichnet [DEL98]. Tatsächlich nimmt Ammoniak am Transformationsprozess teil, da die Austreibung des Ammoniaks durch Wärmezufuhr das obere Temperaturniveau darstellt, also den gesamten Kreisprozess antreibt. Der Prozess arbeitet folglich mit zwei Arbeits- und einem Lösungsmittel.

Experimentelle Untersuchungen an einer Thermosiphonpumpe für den Diffusionskreisprozess wurden von CHEN (1996) durchgeführt. Er modifizierte die Pumpe dahingehend, dass Austreibung des Kältemittels und Transport der Lösung getrennt voneinander stattfinden. Dadurch konnte der COP um 50% gesteigert werden [SHE02]. Ein auf den Untersuchungen von STENNING und MARTIN basiertes theoretisches Modell wurde von [DEL98] vorgestellt. Zusätzlich wurde der Einsatz einer

Thermosiphonpumpe im Einstein-Kälteprozess untersucht und die Ergebnisse experimentell validiert. [SCH00] erweiterte das Modell und untersuchte in ihrer Arbeit unterschiedliche Pumpenparameter in Bezug auf deren Leistungsfähigkeit. Experimentelle Untersuchungen hinsichtlich des Steigrohrdurchmessers wurden von [SAT01] durchgeführt. Er stellte fest, dass mit größer werdendem Steigrohrdurchmesser die notwendige Wärme für einen definierten Lösungsumlauf geringer wird. Den Zusammenhang von Wärmezufuhr und Steigrohrdurchmesser untersuchte unter anderem [SHE02]. Er fand heraus, dass für einen festen Flüssigkeitsumlauf ein optimaler Steigrohrdurchmesser existiert, bei dem die für den Transport benötigte Wärme minimal wird.

2.1.2 Systeme mit hydrostatischem Druckausgleich

Altenkirch

Dieses Prinzip wurde in den frühen 20er Jahren des letzten Jahrhunderts von dem deutschen Ingenieur Edmund ALTENKIRCH vorgeschlagen. Im Gegensatz zu den vorangegangenen Verfahren erfolgt mit der Dampfblasenpumpe nicht nur die Förderung der Lösung zwischen Absorber und Desorber, sondern auch die Überwindung der Druckdifferenz zwischen oberem und unterem Druckniveau. Dazu wurde der im separaten Desorber erzeugte Dampf in das mit armer Lösung gefüllte Steigrohr eingeführt und nach der Phasentrennung auf oberem Druckniveau kondensiert. Die mit der Zweiphasenströmung transportierte arme Lösung wird abgeschieden und erzeugt eine Flüssigkeitssäule, die den hydrostatischen Druck erzeugt. Dies wird durch die Anordnung der Hochdruckapparate (Desorber (D), Kondensator (K)) unterhalb der Niederdruckapparate (Absorber (A), Verdampfer(V)) erreicht (Abbildung 2-3.).

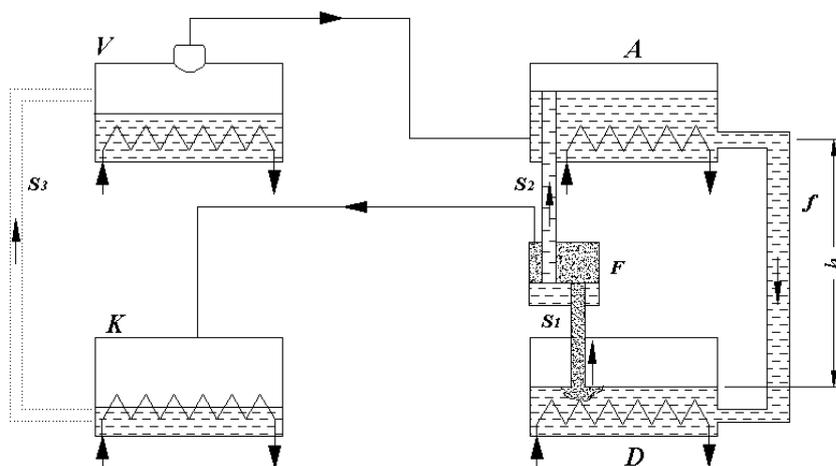


Abbildung 2-3 Prozess nach Altenkirch [PLA59]

Die Druckdifferenz zwischen den Arbeitsdruckniveaus wird durch die Flüssigkeitssäule (h) aufrechterhalten. Die an Arbeitsmittel reiche Lösung strömt in der Fallleitung (f) in den Desorber (D). Dort erfolgt die Austreibung des Kältemitteldampfes. Die Dampfblasenpumpe, bestehend aus Steigleitung (S1) und Flüssigkeitsabscheider (F), fördert die abgereicherte Lösung in den Absorber (A).

Der Kältemitteldampf strömt aus dem Abscheider (*F*) über die Steigleitung (*S2*) in den Kondensator (*K*) und wird dort verflüssigt. Das Kondensat wird in den Verdampfer (*V*) gesaugt (*S3*) und verdampft. Der Dampf strömt in den Absorber (*A*) und wird von der armen Lösung absorbiert.

Die vorgestellten Systeme haben sich in der Praxis unterschiedlich bewährt. Das Verfahren nach Platen - Munters wird vor allem im kleinen Leistungsbereich angewandt. Es wurde erstmalig von der schwedischen Firma ELKTROLUX bei der Produktion von Absorptionskühlschränken wirtschaftlich umgesetzt. An der Realisierung des Prinzips für die solare Klimakälteerzeugung arbeitet u.a. in Deutschland die Hochschule für Technik (HfT) Stuttgart.

Der Einstein Prozess wurde bisher großtechnisch nicht verwirklicht. In [DEL98] wird ein thermodynamisches Modell sowie eine Demonstrationsanlage mit 300 W Eingangsleistung vorgestellt sowie alternative Stoffsysteme untersucht. Als Nachteil der druckausgleichenden Systeme sind die im Vergleich zu konventionellen Absorptionsprozessen geringeren Kältezahlen aufgrund der Diffusionswiderstände bei der Verdampfung sowie Absorption zu nennen.

Das Prinzip nach ALTENKRICH wurde wohl erstmalig in den 50er Jahren des letzten Jahrhunderts von der Firma SERVEL INC. mit einer Klimakälteanlage im Leistungsbereich zwischen 17 und 30kW verwirklicht ([PLA50], [PLA59]). Die zur Überwindung der Druckdifferenz benötigte hydrostatische Höhe führt zu Einschränkungen bei der Auswahl geeigneter Kältemittel. So kommen Kältemittel mit hohen Siededrücker wegen der begrenzten Bauhöhe der Anlage nicht in Frage. Die Firma *Yazaki* brachte in den 90iger Jahren des vergangenen Jahrhunderts eine Absorptionskälteanlage mit einer Thermosiphonpumpe nach dem Prinzip von ALTENKRICH auf den Markt, die mit dem Stoffpaar Lithiumbromid / Wasser arbeitet. In Europa wurde die Maschine von der Firma *York* vertrieben.

Dampfblasenpumpen bieten sich für den Einsatz in geschlossenen Absorptionsprozessen an, da hier Wärme für den Transport der Lösung eingesetzt werden kann. Ein analytisches Modell zur Beschreibung von Thermosiphonpumpen mit kleinem Rohrdurchmesser und geringeren Förderhöhen wurden von STENNING und MARTIN vorgestellt [STE68]. Grundlegende Theorien über die in vertikalen Rohren auftretenden Zweiphasenströmungen wurden von CHISHOLM 1985 vorgelegt [CHS85]. Viele neuere analytische Untersuchungen stützen sich auf diese Arbeiten [JON97], [PFA98], [WHI01]. Untersuchungen zu Thermosiphonpumpen in Systemen mit hydrostatischem Druckausgleich wurden unter anderem von [JON96] veröffentlicht. Für eine Wärmepumpe mit dem Arbeitsstoffpaar Lithiumbromid / Wasser wurde eine Kombination aus gasbetriebenem Desorber und Thermosiphonpumpe hinsichtlich Kältemittelgeneration, Lösungsumlauf und Entgasungsbreite untersucht. Ebenfalls mit diesem Stoffpaar wurden Thermosiphonpumpen für den Einsatz in Absorptionskühlschränke von [PFA98] detailliert beforscht. Dabei wurden Einflussgrößen wie Steigrohrdurchmesser, Antriebs- und Förderhöhe sowie Wärmeleistungen experimentell untersucht und mit einem Modell validiert. Zur thermodynamischen Effizienz von Thermosiphonpumpen wurden in der Literatur keine aussagefähigen Untersuchungen gefunden.

Im Unterschied zu der von ALTENKRICH vorgeschlagenen Thermosiphonpumpe wird in der untersuchten Absorptionskälteanlage der Desorber als stehendes Rohrbündel unmittelbar in die Thermosiphonpumpe integriert (T-Anlage). Zum Vergleich dieses Antriebskonzeptes mit einem auf konventionelle Weise arbeitenden Lösungsumlauf wurde die Thermosiphonpumpe anschließend durch eine mechanische Pumpe und einen Plattendesorber ersetzt (P-Anlage).

2.2 Anforderungen an das auszuwählende Arbeitsstoffsystem

Arbeitsstoffsysteme für Absorptionskälteprozesse bestehen aus einem leichter siedenden Arbeits- bzw. Kältemittel und einem nicht- bzw. schwerer siedenden Absorptions- oder auch Lösungsmittel. Mitunter können dem binären Gemisch zusätzlich Stoffe beigefügt werden, um bestimmte Eigenschaften des Zweistoffgemisches zu beeinflussen (z.B. zur Steigerung der Absorptionsfähigkeit, Vermeidung von Zersetzungserscheinung etc.) (vgl. [PLA59]). Dabei spielen neben den wärmetechnischen, kinetischen, chemischen sowie ökologischen und ökonomischen vor allem thermodynamische Eigenschaften eine Rolle.

Im Folgenden wird ein Überblick über die allgemeinen Anforderungen an Arbeitsstoffsysteme gegeben, bevor für den konkreten Anwendungsfall ein Arbeitsstoffsystem ausgewählt wird.

2.2.1 Arbeitsmitteleigenschaften

Das Arbeitsmittel bestimmt mit seinen Eigenschaften wie Erstarrungs- und Siedetemperatur, Dampfdruckverlauf und Verdampfungsenthalpie den Arbeitsbereich und damit die Abmessung der Anlage.

Die Erstarrungstemperatur des Arbeitsmittels sollte geringer als die Nutzttemperatur sein, um ein Einfrieren im Verdampfer zu verhindern. Die Normalsiedetemperatur des Kältemittels sollte sich idealerweise zwischen den beiden Arbeitsdruckniveaus befinden, um den Prozess nahe Umgebungsdruck betreiben zu können. Das hat den Vorteil, dass die Anforderungen an die Druckbeständigkeit der Anlage und damit die Kosten gering gehalten werden können.

Die Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmittels sollte groß sein. Der dadurch zur Erzeugung einer definierten Kälteleistung geringere Lösungsmittelmassenstrom hat einen erheblichen Einfluss auf die regenerativ zu übertragenden Wärmeströme. Dies verringert die Apparateabmessung der Wärmeübertrager und reduziert die Druckverluste und die Verluste bei der Wärmeübertragung.

Die Dampfdruckkurve des reinen Arbeitsmittels sollte zur Minimierung des Pumpaufwandes zwischen den Arbeitsdruckniveaus flach verlaufen.

Zwischen Dampfdruckverlauf und Verdampfungsenthalpie besteht nach der CLAUSIUS-CLAPEYRONsche Zustandsgleichung (Gl.: 2-1) folgender Zusammenhang (vgl. [LOE87]):

$$\frac{d \ln p}{dT} = \frac{\Delta^{LV} h}{RT^2} \quad (\text{für: } v'' \gg v'; \text{ ideales Gas})$$

Gl.: 2-1

Nach dieser Gleichung verhält es sich so, dass das potentielle Arbeitsmittel bei geringem Dampfdruckanstieg (linker Term) eine geringe Verdampfungsenthalpie besitzt (rechter Term). Um, wie oben erwähnt, beiden Anforderungen gerecht zu werden, wären Arbeitsmittel zu bevorzugen, die eine geringe Molmasse besitzen. Diese Stoffe haben aber aus Sicht des Absorptionskälteprozesses zu geringe Kondensationstemperaturen. Deshalb müssen geeignete Arbeitsmittel zusätzlich eine hohe Polarität aufweisen, da diese eine höhere Kondensationstemperatur besitzen (vgl. [LOE87]). So hat beispielsweise Ethanol und Acetylen ähnlich hohe Verdampfungsenthalpien (846 bzw. 829 kJ/kg). Die Molmasse von Acetylen ist zwar nur etwa halb so groß wie die von Ethanol (26 zu 46). Als reiner

Kohlenwasserstoff ist es aber nahezu unpolar und besitzt eine niedrige Normalkondensations- bzw. -siedetemperatur von -86°C . Ethanol als polare Verbindung siedet unter Normalbedingungen bei 78°C und ist deshalb aus thermodynamischer Sicht als Arbeitsmittel besser geeignet als Acetylen.

2.2.2 Lösungsmittleigenschaften

Das Lösungsmittel muss zu allererst im Arbeitstemperaturbereich gut mischbar mit dem Arbeitsmittel sein.

Die Siedetemperatur des Lösungsmittels sollte im Vergleich zum Kältemittel ausreichend hoch sein, um möglichst reinen Kältemitteldampf aus der Lösung austreiben zu können. Als Richtwert findet man in der Literatur den Wert von 200K Siedetemperaturunterschied ([PLA59]). Bei den in Absorptionsprozessen häufig eingesetzten Arbeitsstoffpaar Ammoniak / Wasser beträgt dieser nur 133K. Hier überwiegen die vorteilhaften thermodynamischen Eigenschaften wie Mischbarkeit und Absorptionsvermögen gegenüber dem Nachteil einer nachgeschalteten Rektifikation des Kältemitteldampfes.

2.2.3 Arbeitsstoffsystemeigenschaften

Um Arbeitsstoffsysteme hinsichtlich ihrer Eignung für Absorptionskälteprozesse vergleichen zu können, bietet sich die Darstellung des Kreisprozesses im $\log(p) / (1/T)$ - Diagramm an (Abbildung 2-4), da aus dem Verlauf der Dampfdruckkurven für unterschiedliche Konzentrationen wichtige Eigenschaften für das Gemisch sowie Kennzahlen für den Prozess abgeleitet werden können.

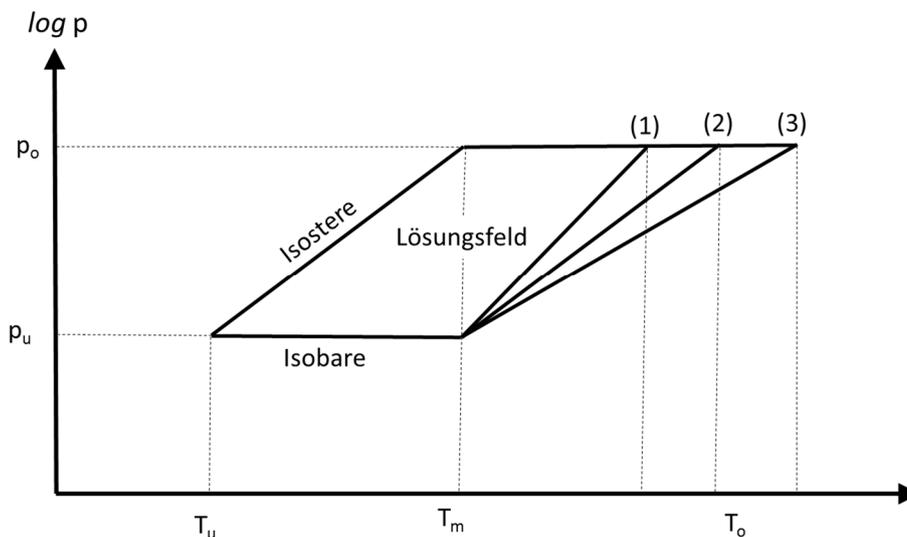


Abbildung 2-4 $\log(p) - (1/T)$ - Diagramm [LOE60]

Der Verlauf der Dampfdruckkurven wird durch die Mischungsenthalpie $\Delta^m h$ des Arbeitsstoffsystems bestimmt (vgl. Gl.: 2-1). Prinzipiell können die Isosteren im Lösungsfeld zusammen- (Fall 1: $\Delta^m h$ ist positiv), auseinander- (Fall 3: $\Delta^m h$ ist negativ) oder parallel verlaufen (Fall 2: $\Delta^m h$ ist Null). Welcher Verlauf für den Prozess am günstigsten ist, also die größten Wärmeverhältnisse zulässt, kann für den reversiblen Fall aus der Entropiebilanz abgeleitet werden:

$$\frac{Q_D}{T_o} + \frac{Q_V}{T_u} = \frac{Q_K}{T_K} + \frac{Q_A}{T_A} \approx \frac{Q_K + Q_A}{T_m} \quad (\text{für } T_K \approx T_A) \quad \text{Gl.: 2-2}$$

$$\frac{Q_V}{Q_D} = COP = \frac{T_o - T_m}{T_o} \cdot \frac{T_u}{T_m - T_u}$$

Gl.: 2-2 gibt das Wärmeverhältnisse in Abhängigkeit von den Prozesstemperaturen unter der Voraussetzung wieder, dass $Q_K = Q_V$ und $Q_D = Q_A$ und im regenerativen Wärmeübertrager eine vollständige Regeneration stattfindet. Diese Temperaturen sind nicht frei wählbar, da sie vom Arbeitsstoffsystm abhängig sind. Unter Einbeziehung der stoffabhängigen spezifischen Enthalpien ergeben sich für das Wärmeverhältnis folgende Beziehungen.

$$\frac{Q_V}{Q_D} = COP = \frac{m_D \cdot \Delta h_V}{m_D \cdot \Delta h_D} = \frac{\Delta^v h}{\Delta^v h + \Delta^m h} \quad \text{Gl.: 2-3}$$

Die größten Wärmeverhältnisse ergeben sich demnach für Stoffe mit einer negativen Mischungsenthalpie (Fall 3). In der Praxis haben sich allerdings Arbeitsstoffsystme durchgesetzt, die eine positive Mischungsenthalpie aufweisen (Ammoniak / Wasser, Wasser / Lithiumbromid). Der Grund dafür ist das bei diesen Stoffpaaren bessere Lösungsverhalten [STE87].

Die Verteilung der Isosteren im Lösungsfeld sollte mit gleichbleibendem Abstand zueinander verlaufen, um bei der Wahl der Entgasungsbreite größere Freiheitsgrade zu erzielen. Bei Stoffsystemen mit weit auseinander verlaufender Isosteren können nur geringe Entgasungsbreiten realisiert werden, da Absorption und Desorption in einem weiten Temperaturbereich verlaufen. Andererseits führen enge Isosteren bei gleichen Entgasungsbreiten zu geringen Temperaturhüben. Die Entgasungsbreite bestimmt den pro Kältemittel umgepumpten Lösungsumlauf. Unter Verwendung des an Kältemittel reichen Lösungsstroms ergibt sich aus der Massen- und der Komponentenbilanz für den spezifischen Lösungsumlauf:

$$f_{rL} = \frac{m_{rL}}{m_D} = \frac{\xi_{aL}}{\xi_{aL} - \xi_{rL}} = \frac{\xi_{aL}}{\Delta \xi} \quad \text{Gl.: 2-4}$$

Die Kältezah des reversiblen Absorptionskälteprozesses ist unabhängig vom spezifischen Lösungsumlauf. Allerdings beeinflusst dieser den COP des realen Prozesses wesentlich, da ein großer Lösungsumlauf die Verluste in den Wärmeübertragern sowie die Pumpenarbeit für die Lösungsströme erhöht. Demzufolge sollte der spezifische Lösungsumlauf möglichst klein gewählt werden. Bei Stoffsystemen mit begrenzter Löslichkeit ist darauf zu achten, dass bei kleinen Lösungsumläufen (= große Entgasungsbreiten) nicht die Löslichkeitsgrenzen überschritten werden.

Um möglichst große Temperaturhübe zwischen den Siedetemperaturen von Arbeits- und Lösungsmittel zu erreichen, sollten die Isosteren über einen breiten Temperaturbereich verteilt sein. Bei Festlegung der Nutztemperatur kann dadurch bei höheren Temperaturen absorbiert bzw.

verflüssigt werden. Im Austreiber kann bei genügend großen Siedepunktabständen zwischen Kälte- und Lösungsmittel auf eine Rektifikation verzichtet werden.

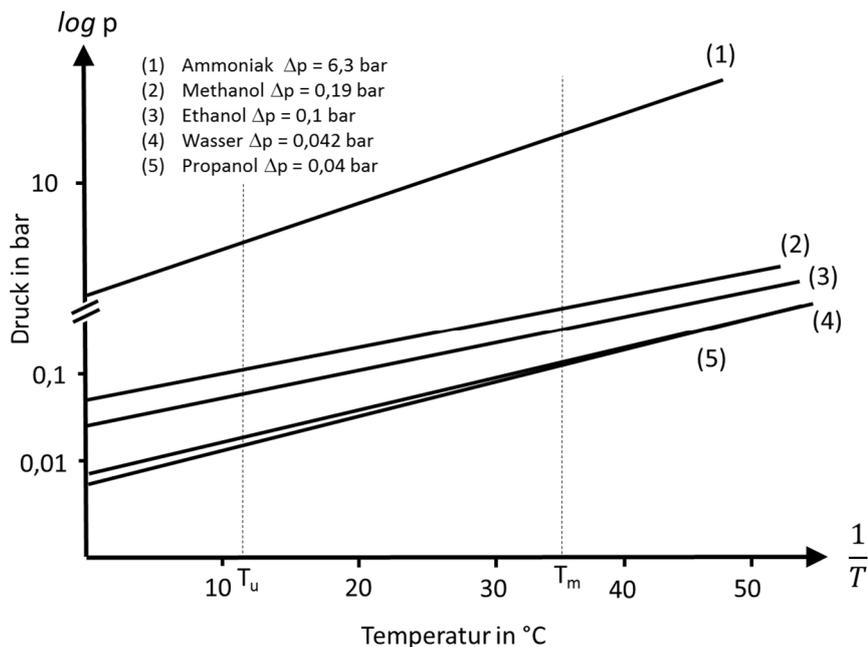
Zusammenfassend ist festzustellen, dass Arbeitsstoffpaare mit einer äquidistanten Verteilung der Isothermen sowie einem breiten Lösungsfeld aufgrund des daraus resultierenden geringeren spezifischen Lösungsumlaufs und der größeren möglichen Temperaturhübe für Absorptionskreisprozesse besonders geeignet erscheinen.

Neben den erörterten Anforderungen spielen auch Eigenschaften wie thermische Stabilität, Transporteigenschaften (Viskosität, Wärmeleitfähigkeit), Kinetik, Toxizität, Kosten der Herstellung und Entsorgung, Korrosivität etc. eine Rolle. In der Literatur finden sich weiterführende Betrachtungen zu den Anforderungen an Arbeitsstoffsysteme für Sorptionskältemaschinen bei NIEBERGALL ([PLA59] und [CUB97]). Parameterstudien zum Einfluss unterschiedlicher Eigenschaften auf den Absorptionskälteprozess sowie eine Übersicht verschiedener Stoffpaare mit den entsprechenden berechneten Kältezahlen werden bei EIBER [EIB83] aufgeführt. Für Absorptionswärmepumpen werden Anforderungen an Arbeitsstoffsysteme ausführlich bei STEPHAN / SEHER [LOE87] und ALEFELD / RADEMACHER [ALE94] behandelt.

2.2.4 Randbedingungen und Auswahl des Arbeitsstoffgemisches für die Anlagenkonzepte

Aus Gründen der Vergleichbarkeit soll das Arbeitsstoffpaar für beiden Konzepte identisch sein. Die Anforderungen an Stoffsysteme für ein pumpenbetriebenes Anlagenkonzept sind weniger spezifisch, da die Anordnung der Apparate zueinander eine untergeordnete Rolle beim Transport der Arbeitsstoffe spielt. Deshalb erfolgt die Auswahl eines geeigneten Arbeitsstoffpaares unter Berücksichtigung der besonderen Anforderungen für das pumpenlose Anlagenkonzept.

Als Randbedingungen für die Realisierung des Thermosiphonantriebes ist die bautechnische Höhe der Kälteanlage auf ein vernünftiges Maß zu beschränken. Der Einsatz der Kälteanlage in Kellerräumen lässt Anlagenhöhen von mehr als 2 m als nicht praktikabel erscheinen. Die theoretische Mindesthöhe einer Anlage ergibt sich aus der aufzubringenden Druckdifferenz zwischen unterem und oberem Druckniveau. Die Druckniveaus werden bei vorgegebenen Prozesstemperaturen von den jeweiligen Verdampfungs- bzw. Kondensationsdrücken des Kältemittels bestimmt. In der nachfolgenden Abbildung 2-5 sind die Dampfdruckkurven möglicher Kältemittel mit den entsprechenden Druckdifferenzen abgetragen. Die Temperaturen T_u und T_m wurden für den Verdampfer mit 12°C und den Kondensator mit 35°C festgelegt.

Abbildung 2-5 Dampfdruckkurven möglicher Arbeitsmittel im $\log(p) - (1/T)$ - Diagramm

Die Druckdifferenz kann aus der Gleichung für den hydrostatischen Schweredruck abgeschätzt werden:

$$p_o - p_u = \Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h$$

Gl.: 2-5

Bei einer Lösungsdichte zwischen 1000 kg/m^3 und 1500 kg/m^3 und Vernachlässigung der Dampfdichte sind demnach bei hydrostatischen Höhenunterschieden von 1 – 2 m Druckdifferenzen zwischen oberem und unterem Druckniveau von 0,1 bar bis 0,2 bar möglich. Ammoniak als etabliertes Kältemittel scheidet aufgrund der zu großen Druckdifferenz aus. Somit kommen nur Kältemittel in Betracht, die im Unterdruckbereich arbeiten. Diese sind neben Wasser z.B. die niederkettigen Alkohole Methanol, Ethanol und Propanol.

Methanol besitzt eine hohe Verdampfungsenthalpie. Als Lösungsmittel kann Lithiumbromid eingesetzt werden [WIL40]. Bei dem Gemisch bilden sich allerdings bei Methanolkonzentrationen zwischen 50 Ma% und 70 Ma% unlösliche Alkoholate. Sinkt der Anteil unter 40%, kristallisiert das Salz aus. Durch die Zugabe von Zinkbromid kann das Lösungsfeld vergrößert werden. Das binäre Stoffsystem wurde unter anderem von [KNO82] und [SAR05] vermessen. Hinsichtlich des Einsatzes in einer Thermosiphonpumpenanlage muss eine hydrostatische Höhe von 1,9 m aufgebracht werden (bei einer Lösungsdichte von 1000 kg/m^3). Berücksichtigt man zusätzlich die Bauhöhe von den notwendigen Apparaten, erreicht eine mögliche Anlage eine Höhe von über 2 m und stellt damit die obere Grenze des Praktikablen dar.

Für Ethanol kann Lithiumbromid ebenfalls als Lösungsmittel eingesetzt werden. Bei hohen Temperaturen weist Ethanol in Anwesenheit des Salzes allerdings Zersetzungserscheinungen auf (vgl. [LOE87]). Für den Thermosiphonbetrieb eignet sich Ethanol aufgrund der geringeren hydrostatisch zu

überwindenden Druckdifferenz besser als Methanol. Hier scheinen Anlagenhöhen von unter 2 m möglich.

Für Wasser wurde schon früh Schwefelsäure als Lösungsmittel eingesetzt. Hauptproblem ist bei diesem Stoffpaar das korrosive Potenzial, weshalb es sich auch nicht durchsetzen konnte. Weiterhin ist Natron- und Kalilauge möglich. Allerdings weisen diese Paare eine Mischungslücke bei 50 Ma% bzw. 60 Ma% auf. [PLA59] und besitzen ein hohes korrosives Potenzial. In den letzten Jahren werden wegen der guten Löslichkeit und der geringen Korrosivität vermehrt Stoffsysteme Wasser-ionische Flüssigkeiten untersucht [SCH08], [RÖM11], [MER12]. Diese Stoffsysteme sind jedoch wegen ihrer relativ hohen Viskosität, der Arbeit im hohen Konzentrationsbereich und der begrenzten thermischen Stabilität problematisch. Das in der Klimatechnik verbreitetste Arbeitsstoffgemisch ist das System Wasser / Lithiumbromidlösung. Nachteilig sind die Löslichkeitsgrenze nahe den Arbeitskonzentrationen sowie die Korrosivität, die jedoch durch den Einsatz geeigneter Inhibitoren verringert werden kann. Untersuchungen der Stoffeigenschaften finden sich unter anderem bei [LOE60], [FEU93] und [CHU00]. Bezüglich des Einsatzes in Thermosiphonanlagen werden in [SAV99] sechzehn Wasser basierte Arbeitsstoffsysteme vorgestellt und hinsichtlich ihrer Eignung in Kälteanlagen untersucht. Bezüglich Hydrostatik, Wärmekapazität, Viskosität, Löslichkeit und Leistungsziffer werden die Stoffpaare $\text{H}_2\text{O-LiBr+LiCl}$, $\text{H}_2\text{O-LiBr+ZnBr}_2+\text{LiCl}$ und $\text{H}_2\text{O-LiBr+LiCl+ZnCl}_2$ vorgeschlagen. Es ist anzumerken, dass vor allem bei Stoffpaaren mit Chlorverbindungen das Korrosionspotenzial als hoch einzuschätzen ist. Außerdem sind die genannten Stoffpaare bisher wenig untersucht, so dass nicht auf eine ausreichend gesicherte Stoffdatenbasis zurückgegriffen werden kann.

Für Propanol bietet sich ebenfalls Lithiumbromidsalz als Lösungsmittel an. Untersuchungen der thermodynamischen Eigenschaften finden sich in [NAS04]. Die Firma Exxon verwendet in einer Patenschrift ein azeotropes Gemisch aus Wasser und n-Propanol mit dem Lösungsmittel Lithiumbromid [EXX83]. Zu tertiären Stoffgemischen wie Wasser / Propanol / Lithiumbromid bzw. Lithiumchlorid wurden Untersuchungen in [LIN93] vorgestellt. Die Verwendung von Lithiumchlorid als Lösungsmittel scheint aber aufgrund des hohen korrosiven Potenzials bedenklich zu sein. Der im Vergleich zu Wasser ähnlich flache Verlauf der Dampfdruckkurve ermöglicht mit diesem Kältemittel praktikable Anlagenhöhen von 1 bis 2 m.

Genügen bei der Kältebereitstellung Temperaturen größer 0°C , bietet sich Wasser als billiges, leicht verfügbares, ökologisch unbedenkliches und sehr gut erforschtes Kältemittel an. Von den vorgestellten Lösungsmitteln ist nur die Kombination mit wässriger Lithiumbromidlösung ausreichend erforscht und technisch beherrschbar. Außerdem besitzt die Lösung eine ausreichend hohe Dichte zur Überwindung der notwendigen Druckunterschiede. Hinzukommen ausgezeichnete thermodynamische Eigenschaften sowie ein günstiger Dampfdruckverlauf. Außerdem wurde das System bereits erfolgreich in Klimakälteanlagen mit Thermosiphonpumpen als auch mit mechanischen Pumpen eingesetzt und kommerziell vertrieben. Für den Vergleich der beiden Anlagenkonzepte wurde dieses Stoffpaar für die beiden Absorptionskältemaschinen ausgewählt.

Zur einfacheren Unterscheidung der im Folgenden vorgestellten Versuchsanlagen soll die mit dem Thermosiphonantrieb ausgestattete Anlage mit T-Anlage und die mit der mechanischen Pumpe ausgestattete Anlage mit P-Anlage bezeichnet werden.

2.3 Die Hydrostatik des Thermosiphons

Der Thermosiphonantrieb der T-Anlage erfüllt zwei Aufgaben. Zum einen muss er die Druckdifferenz für den Transformationsprozess bereitstellen. Zum anderen ist der Lösungsumlauf zu gewährleisten. Während der Lösungsstrom allein von der Thermosiphonpumpe bewerkstelligt werden kann, sind die Druckverhältnisse der T-Anlage von den thermosiphonischen Leitungen abhängig.

Der Thermosiphonumlauf wird durch drei Leitungen realisiert, in denen die reiche und arme Lösung sowie das Kältemittelkondensat strömen. Die Triebkraft für den Transport der armen Lösung und des Kondensates wird durch die thermosiphonische Leitung der reichen Lösung aufgebaut. In Abbildung 2-6 sind die drei Leitungen der T-Anlage dargestellt.

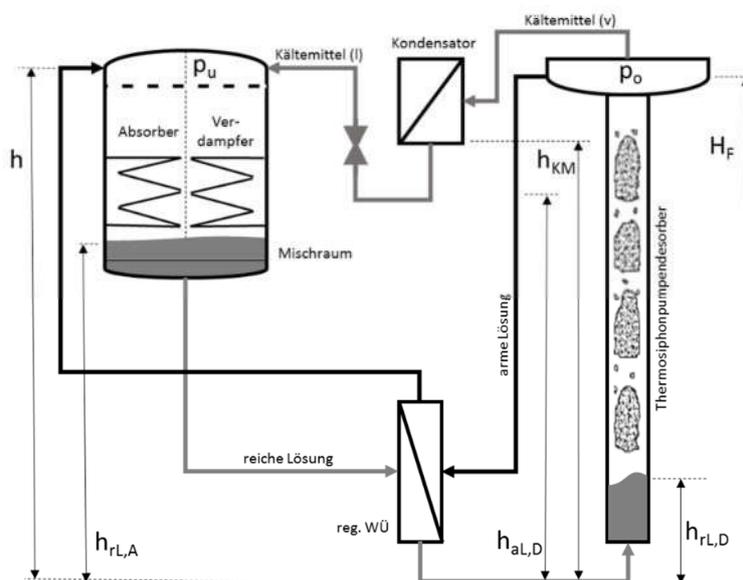


Abbildung 2-6 thermosiphonische Leitungen der T-Anlage (eigene Darstellung)

Auf den Einsatz des Mischraumes - hier erfolgt die Mischung von unverdampften Kältemittel und reicher Lösung - wird im Abschnitt 3.1.3 (Apparativer Aufbau der Versuchsanlagen) genauer eingegangen.

Für jeden Leitungsstrang kann der mit den Druckverlusten zu erweiternde Energieerhaltungssatz nach BERNOULLI aufgestellt werden (Gl.: 2-6). (Strömungsrichtung 1→2)

$$p_1 + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 + \frac{\rho_1}{2} \cdot w_1^2 = p_2 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 + \frac{\rho_2}{2} \cdot w_2^2 + \sum \Delta p_V \quad \text{Gl.: 2-6}$$

Auf der linken Seite der Gleichung befinden sich die drei Energieterme aus statischem Druck p (Druckenergie), hydrostatischem Druck $\rho g h$ (potenzielle Energie) und kinetischem Druck $\rho/2 w^2$ (kinetische Energie). Auf der rechten Seite findet man zusätzlich den bei strömenden Medien aufzubringenden Druckverlust $\sum \Delta p_V$. Der statische Druck p wird durch die in den Apparaten

herrschenden Temperaturen bestimmt. Da die Dampfdichte in den Apparaten und Rohrleitungen gegenüber der Flüssigkeitsdichte sehr klein ist, wird diese in den folgenden Betrachtungen nicht mitberücksichtigt.

2.3.1 Leitung der reichen Lösung

Entscheidend für den Thermosiphonbetrieb ist der hydrostatische Druck, der durch die Höhendifferenz in der reichen Lösungsleitung zwischen Absorber und Desorber aufgebaut wird.

$$p_u + \rho_{rL,A} \cdot g \cdot h_{rL,A} = p_o + \rho_m \cdot g \cdot H_F + \sum \Delta p_V \quad \text{Gl.: 2-7}$$

Die mittlere Dichte der Lösung ρ_m in der Dampfblasenpumpe ergibt sich dabei aus der Dichte der reichen Lösung in der Vorwärmzone und aus der Dichte des sich in Laufe der Desorption entwickelnden Zweiphasengemisches.

$$\rho_m = \frac{\rho_{rL} \cdot h_{rL,D} + \rho_{m,ZP,D} \cdot h_{ZP,D}}{H_F} \quad \text{Gl.: 2-8}$$

Je nach Prozessparametern kann diese Dichte sehr unterschiedlich sein. Bei geringer Heizleistung und damit langer Vorwärmzone ist diese Dichte wesentlich größer als bei großen Heizleistungen, da die Lösungssäule $h_{rL,D}$ im Desorber einen größeren Teil der Steigrohre beansprucht. Dies verringert den Auftrieb, der zum Lösungstransport notwendig ist und hat, wie später gezeigt werden soll, einen entscheidenden Einfluss auf das Teillastverhalten der Anlage.

Der Druckverlust der reichen Lösungsleitung setzt sich aus den Strömungsverlusten der Lösung und der Zweiphasenströmung in den Rohrleitungen und Apparaten zusammen. Aus Gl.: 2-7 ergibt sich die für den Druckaufbau notwendige Höhe wie folgt:

$$h_{rL,A} = \frac{p_o - p_u + \rho_m \cdot g \cdot H_F + \sum \Delta p_{V,rL}}{\rho_{rL,A} \cdot g} \quad \text{Gl.: 2-9}$$

2.3.2 Leitung der armen Lösung

Die arme Lösung strömt vom Desorber bei hohem Druckniveau in den Absorber auf niedrigem Druckniveau. Nach Gl.: 2-6 ergibt sich folgende Beziehung:

$$p_o + \rho_{aL} \cdot g \cdot h_{aL,D} = p_u + \rho_{aL} \cdot g \cdot h + \sum \Delta p_{V,aL} \quad (\text{für } \rho_{aL} = \text{const.}) \quad \text{Gl.: 2-10}$$

Der Druckverlust wird hier durch die Strömung der Lösung in den Rohrleitungen sowie dem regenerativen Wärmeübertrager verursacht. Nach dem Umstellen von Gl.: 2-10 ergibt sich die hydraulische Höhe der armen Lösung wie folgt.

$$h_{aL,D} = h + \frac{p_u - p_o + \sum \Delta p_{V,aL}}{\rho_{aL} \cdot g}$$

Gl.: 2-11

2.3.3 Kältemittelleitung

In der Kältemittelleitung wird das Kondensat vom oberen Druckniveau auf das untere Druckniveau entspannt.

$$p_o + \rho_{KM,m} \cdot g \cdot h_{KM} = p_u + \rho_{KM,m} \cdot g \cdot h + \sum \Delta p_{V,KM}$$

Gl.: 2-12

Der Druckverlust entsteht durch die Strömung des Kondensates sowie des Zweiphasengemisches, das durch den Druckabfall in der Leitung entsteht. Die sich in der Leitung einstellende Höhe ergibt sich wie folgt:

$$h_{KM} = h + \frac{p_u - p_o + \sum \Delta p_{V,KM}}{\rho_{KM,m} \cdot g}$$

Gl.: 2-13

2.4 Der Thermosiphon als Wärmetransformationsprozess

Für die Druckerhöhung der Lösung vom Absorberdruckniveau auf das Desorberdruckniveau und für die Überwindung der Druckverluste wird Arbeit benötigt. In einer Thermosiphonpumpe wird diese Arbeit durch Wärme erzeugt. Deshalb handelt es sich bei diesem Prozess um eine Wärmetransformation. Da die zugeführte Wärme in Arbeit und Wärme niedrigerer Temperatur umgewandelt wird, gehört der Thermosiphonprozess zu den Disproportionierungsprozessen.

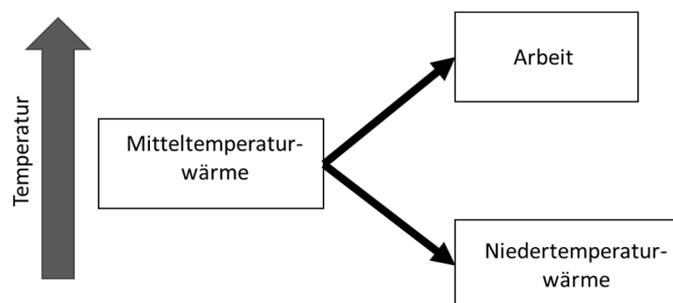


Abbildung 2-7 Disproportionierungsprozess Thermosiphon

Im Folgenden werden die einzelnen Aspekte der Wärmetransformation näher betrachtet. Ausgehend von den hydrostatischen Bilanzen werden Kennzahlen für die Effizienz des Thermosiphonprozesses vorgestellt. Da bei Wärmetransformationsprozessen Wärme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus auftretenden, werden für die Darstellung der Effizienzkennzahlen die exergetischen Bilanzen des Prozesses herangezogen.

Zum Schluss werden die Arbeitscharakteristik sowie die Effizienz und die auftretenden Verluste der untersuchten Pumpe dargestellt.

2.4.1 Kennzahlen des Thermosiphonprozesses

Wie bereits erwähnt, muss mit dem Thermosiphon neben dem Lösungstransport, wie dies bei den Umlaufverdampfern der Fall ist, auch die Druckdifferenz für den Wärmetransformationsprozess bereitgestellt werden. Dies unterscheidet den hier vorliegenden Thermosiphon maßgeblich von Prozessen, bei denen keine Wärmetransformation stattfindet. (Mammutpumpen).

Zahlreiche Untersuchungen befassen sich mit dem Förderverhalten und der Effizienz von Thermosiphonpumpen. Eigentlich wird das Förderverhalten natürlich vor allem durch den entstandenen Dampf und damit durch die Heizleistung, durch Wärmeübertragerfläche, k -Zahl, Temperaturdifferenz und schließlich durch die Verteilung der Wärmestromdichte über die Höhe bestimmt. Als die wichtigsten geometrischen Parameter werden in der Literatur der Steigrohrdurchmesser, die Förderhöhe H_F sowie das Eintauchverhältnis $\frac{h_{rL-A}}{H_F}$ (Vgl. Abbildung 2-6) genannt ([STE68], [KOU85], [JON97], [PFA98], [WHI01], [SAT01], [SHE02]). Der Steigrohrdurchmesser ist eine wichtige konstruktive Größe, da er bei den auftretenden Dampf- und Flüssigkeitsdurchsätzen und bei Berücksichtigung der Steigrohranzahl für die Strömungsgeschwindigkeit und damit für den thermosiphonischen Effekt maßgeblich ist.

Die Förderhöhe beschreibt die Höhe, um die der Flüssigkeitsstrom mit Hilfe des Thermosiphons angehoben werden soll. Eigentlich müsste sie ab der Vorheizzone gemessen werden, weil dieser Bereich für den Thermosiphon verloren geht. Da diese Zone von mehreren Faktoren abhängig ist, ist es der Einfachheit halber und wegen der Bestimmtheit sinnvoll, die Gesamthöhe zu verwenden.

Das Eintauchverhältnis stellt in gewisser Hinsicht das Verhältnis zwischen Aufwand und Nutzen dar. Aber allein die Tatsache, dass für den Kehrwert, Nutzen zu Aufwand, häufig Werte größer Eins realisiert werden, zeigt, dass sich diese Größe nicht als Effektivitätskennzahl eignet. So ist bei Umlaufverdampfern das Eintauchverhältnis gleich Eins und die gesamte Triebkraft geht als Druckverlust verloren.

Die Beurteilung der Effizienz von Dampfblasenpumpen erfolgt häufig an Hand des geförderten Flüssigkeitsstromes, der im Verhältnis zu einer Eingangsgröße zu maximieren ist. So findet man das aus Flüssig- und Dampfstrom gebildete Pumpverhältnis $\frac{\dot{V}_{liq}}{\dot{V}_{vap}}$ oder auch der pro zugeführte Leistung geförderte Lösungsmassenstrom $\frac{\dot{m}_{liq}}{Q_{zu}}$ als Kriterien der Pumpeneffizienz ([SHE02], [WHI01], [SAT01]). Diese Betrachtungen finden auch unter dem Gesichtspunkt des Einsatzes von

Dampfblasenpumpen in Wärmetransformationsprozessen statt ([SHE02], [WHI01]). Allerdings kann in einem Wärmetransformationsprozess die geförderte und damit umgepumpte Lösungsmenge nicht beliebig erhöht werden. Sie ist vielmehr an den Kältemittelstrom in Form des spezifischen Lösungsumlaufs gekoppelt, der wesentlich die Effizienz des Prozesses bestimmt. Zusätzlich wird bei dieser Betrachtung die zu realisierende Druckdifferenz nicht berücksichtigt, ohne die der Transformationsprozess nicht funktioniert. Des Weiteren sind diese Kennzahlen nicht aus einer Energiebilanz abgeleitet und damit noch nicht einmal als thermische Effektivitätskennzahlen geeignet.

Ausgehend von der Energiebilanz der Thermosiphonpumpe soll im Folgenden eine Effektivitätskennzahl abgeleitet werden, die in [DAS10] vorgestellt wurden. Unter Berücksichtigung der dem Apparat zugeführten Wärme, die wieder abgegeben werden muss, ergibt sich nach (Gl.: 2-14) folgende Bilanzgleichung nach BERNOULLI:

$$\dot{m}_{rL} \cdot g \cdot h_{rL,A} + \frac{\dot{m}_{rL}}{\rho_{rL}} \cdot p_u + \dot{m}_{rL} \cdot \frac{w_{rL}^2}{2} + \dot{Q}_D = \quad \text{Gl.: 2-14}$$

$$\left(\dot{m}_{aL} + \dot{m}_{Kond} \right) \cdot g \cdot H_F + \left(\frac{\dot{m}_{aL}}{\rho_{aL}} + \frac{\dot{m}_{Kond}}{\rho_{Kond}} \right) p_o + \dot{m}_{aL} \cdot \frac{w_{aL}^2}{2} + \dot{m}_{Kond} \cdot \frac{w_{Kond}^2}{2} + \dot{Q}_{ab}$$

In vorliegenden Fall eines Thermosiphondesorbers dient die Wärmezufuhr nicht nur der Thermosiphonpumpe, sondern auch der Regeneration der im Absorber verdünnten Lösung. Deshalb ist zwischen dem Triebkraftverbrauch, der für die Wärmeübertragung im isobaren Desorber auf dem oberen Druckniveau benötigt wird, und dem zusätzlichen Triebkraftverbrauch für die gleiche Wärme für die Thermosiphonpumpe zu unterscheiden. Dieser entsteht dadurch, dass die Desorption nicht bei dem oberen Druckniveau, sondern bei dem höheren Druck am Desorbersumpf beginnt und auf dem oberen Druckniveau endet.

Energetische Betrachtung

In erster Näherung sind die Wärmeströme \dot{Q}_D und \dot{Q}_{ab} gleich, da alle anderen Leistungen gering sind. Betrachtet man die Antriebsseite (linker Term) der Bernoulli – Gleichung, so ist eigentlich nur der hydrostatische Druck von Bedeutung, deshalb könnte man ihn als energetischen Aufwand betrachten und entsprechende Kennzahlen bilden [vgl. Gl.: 2-14]. Als Nutzen kann der Aufbau der Druckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator und die Anhebung der Flüssigkeit betrachtet werden. Der Verlust besteht aus den Druckverlusten und dem Verlust des dynamischen Druckanteils.

$$\eta_{en} = \frac{p_o - p_u}{\rho_{rL} \cdot g \cdot h_{rL,A}} + \frac{\rho_{ZP} \cdot h_{aL,D}}{\rho_{rL} \cdot h_{rL,A}} \quad \text{Gl.: 2-15}$$

Das Problem dieser Betrachtung ist allerdings, dass die hydrostatische Höhe nicht der Aufwand sein kann, da sie unverändert bleibt und nicht aufgewendet wird. Andererseits bleiben die zugeführte Wärme und die für den Prozess notwendige Temperaturdifferenz unberücksichtigt. Dabei geht es bei der Temperaturdifferenz weniger um die für die Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz, die auch benötigt wird, sondern um die Temperaturdifferenz zwischen der

Siedetemperatur am Fuße der Steigrohre und der Siedetemperatur am Kopf der Steigrohre. Es findet also in der Thermosiphonpumpe eine Abwertung der Qualität der zugeführten Heizwärme statt.

Wenn die Thermosiphonpumpe demzufolge als Transformationsprozess entsprechend Gl 1.1 energetisch bewertet wird und die erzeugte Arbeit ins Verhältnis zur aufgewendeten Wärme gesetzt wird, ergeben sich Transformationsverhältnisse von $2,5 \cdot 10^{-5}$ bis $7 \cdot 10^{-5}$. Das Transformationsverhältnis ist also für die energetische Bewertung ungeeignet, da die Wärme nach dem Antrieb der Thermosiphonpumpe zur weiteren Nutzung zur Verfügung steht.

Exergetische Betrachtung

Durch den Thermosiphon ändern sich die Arbeitsfähigkeit und damit die Exergie der zugeführten Wärme. Eine thermodynamische Bewertung des Transformationsprozesses ist demzufolge auf der Grundlage der Exergiebilanz möglich. Der exergetische Aufwand ergibt sich aus der zugeführten Desorptionswärme und der Änderung des Carnotfaktors dieser Wärme, dem Carnotschub des Transformationsprozesses.

$$\Delta \eta_C = \frac{T_{m,zu} - T_U}{T_{m,zu}} - \frac{T_{m,ab} - T_U}{T_{m,ab}}; T_U = 300K \quad \text{Gl.: 2-16}$$

Je nachdem ob man den Thermosiphondesorber oder nur die Thermosiphonpumpe betrachtet, ergeben sich unterschiedliche Definitionen der Änderung des Carnotfaktors.

Für den Thermosiphondesorber gilt dann:

$$\Delta \eta_{C,ThD} = \frac{T_{m,HW} - T_U}{T_{m,HW}} - \frac{T_m^{S,o} - T_U}{T_m^{S,o}} \quad \text{Gl.: 2-17}$$

Gl.: 2-17 beschreibt die Änderung des Carnotfaktors durch die Änderung der mittleren Temperaturen des Heizmedium und der Siedetemperatur bei oberen Druckniveau. Diese Carnotfaktoränderung beinhaltet den Triebkraftaufwand für die Wärmeübertragung, wenn die Desorption isobar stattfinden würde oder den Gesamttriebkraftaufwand für die Wärmeübertragung im Thermosiphondesorber und den Antrieb der Thermosiphonpumpe.

Für die Thermosiphonpumpe ergibt sich:

$$\Delta \eta_{C,Th} = \frac{T_m^S - T_U}{T_m^S} - \frac{T_m^{S,o} - T_U}{T_m^{S,o}} \quad \text{Gl.: 2-18}$$

Bei der Thermosiphonpumpe wird die Temperatur der Wärmezufuhr durch das Sieden der Lösung im Desorbersumpf bestimmt. Die Triebkraft wird beim Thermosiphon durch die Änderung der mittleren Siedetemperatur bei ansteigendem Druck im Vergleich zur mittleren Siedetemperatur bei isobarer Desorption auf oberem Druckniveau beschrieben. Gl.: 2-18 beschreibt den Aufwand für den Transformationsprozess, den Carnotschub. Dieser Carnotschub bewirkt die Anhebung von Wärme auf das Temperaturniveau unendlich (Arbeit).

Der Carnothub, also die Carnotfaktoränderung zwischen dem hohen Temperaturniveau, welches beim Thermosiphondesorber gleich der Arbeit und demzufolge den Carnotfaktor 1 besitzt, und dem Temperaturniveau der siedenden Lösung, ergibt sich wie folgt.

$$\Delta\eta_{C,Hub} = 1 - \frac{T_m^S - T_U}{T_m^S} \quad \text{Gl.: 2-19}$$

Das Triebkraftverhältnis aus Carnothub und Carnotschub ist gleich dem Kehrwert des reversiblen Transformationsverhältnisses.

$$\frac{\Delta\eta_{C,Hub}}{\Delta\eta_{C,Schub}} = \frac{1 - \frac{T_m^S - T_U}{T_m^S}}{\frac{T_m^S - T_U}{T_m^S} - \frac{T_m^{S,o} - T_U}{T_m^{S,o}}} = \frac{1}{\varepsilon_{TS,rev}} \quad \text{Gl.: 2-20}$$

Gl.: 2-20 stellt die Triebkraft zur Erzeugung der Arbeit der Triebkraft ins Verhältnis, die für den Aufwand des reversiblen Transformationsprozesses des Thermosiphonpumpendesorbers aufgebracht wird.

Aus Gl.: 2-14 kann die Exergiebilanz für den Apparat wie folgt abgeleitet werden.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{rL} \cdot g \cdot h_{rL,A} + \frac{\dot{m}_{rL}}{\rho_{rL}} \cdot p_u + \dot{m}_{rL} \cdot \frac{w_{rL}^2}{2} + \Delta\eta_C \cdot \dot{Q}_D = \\ (\dot{m}_{aL} + \dot{m}_{Kond}) \cdot g \cdot H_F + \left(\frac{\dot{m}_{aL}}{\rho_{aL}} + \frac{\dot{m}_{Kond}}{\rho_{Kond}} \right) p_o + \dot{m}_{aL} \cdot \frac{w_{aL}^2}{2} + \dot{m}_{Kond} \cdot \frac{w_{Kond}^2}{2} + \Delta\dot{E}_V \end{aligned} \quad \text{Gl.: 2-21}$$

Die Multiplikation der CARNOT - Faktoränderung mit der Wärme ergibt deren Exergieänderung. Sie beschreibt je nachdem den gesamten oder nur den zusätzlichen Arbeitsverlust der zugeführten Wärme und ist der tatsächliche Aufwand des Thermosiphondesorbers oder des Thermosiphonprozesses. Gl.: 2-21 kann nach Umstellen in folgende Form überführt werden.

$$\begin{aligned} 1 \approx \frac{\dot{m}_{rL} \cdot g \cdot \Delta h}{\Delta\eta_C \cdot \dot{Q}_D} + \frac{(\dot{V}_{aL} + \dot{V}_{Kond}) \cdot p_o - \dot{V}_{rL} \cdot p_u}{\Delta\eta_C \cdot \dot{Q}_D} + \frac{\Delta\dot{E}_{V^*}}{\Delta\eta_C \cdot \dot{Q}_D} \\ \Delta\dot{E}_{V^*} = \Delta\dot{E}_V + \frac{(\dot{m}_{aL} + \dot{m}_D) \cdot w_{ZP}^2}{2} - \frac{\dot{m}_{rL} \cdot w_{rL}^2}{2} \end{aligned} \quad \text{Gl.: 2-22}$$

Der erste Term der Gleichung beschreibt den Transport der Lösung um die Höhendifferenz $\Delta h = H_F - h_{rL,A}$ der Anlage (Transportanteil). Der zweite Term beschreibt die Arbeit, die für das Pumpen der Lösung und des Kondensates vom unteren zum oberen Druckniveau aufgebracht werden muss (Arbeitsanteil). Der letzte Term beschreibt die im Prozess auftretenden Verluste, die neben der

Abwertung der zugeführten Wärme auch die kinetischen Verluste der Arbeitsmedien nach dem Verlassen der Steigrohre beinhaltet.

Als Nutzen für den Prozess im Thermosiphondesorber kann die Erhöhung der potentiellen Energie der Massenströme (Transportleistung) sowie die Verschiebearbeit der Arbeitsmittel (Arbeitsleistung) aufgefasst werden. Die exergetische Effizienzkennzahl η_{ex} kann dann nach Gl.: 2-23 definiert werden.

$$\eta_{ex} = \underbrace{\frac{\dot{m}_{rL} \cdot g \cdot \Delta h}{\Delta \eta_C \cdot \dot{Q}_D}}_{\text{Transportanteil}} + \underbrace{\frac{(\dot{V}_{aL} + \dot{V}_{Kond}) \cdot p_o - \dot{V}_{rL} \cdot p_u}{\Delta \eta_C \cdot \dot{Q}_D}}_{\text{Arbeitsanteil}} \quad \text{Gl.: 2-23}$$

In Abhängigkeit davon, ob in die Gleichung $\Delta \eta_{ThD}$ oder $\Delta \eta_{Th}$ eingesetzt wird, ergibt sich der exergetische Wirkungsgrad des Thermosiphondesorbers oder nur des Thermosiphons. Die Wirkungsgrade unterscheiden sich also um das Verhältnis der Carnotfaktoränderungen, das sich bei dem untersuchten Apparat von 0,5 bei kleiner Desorberleistung auf ca. 3,5 erhöht. Im Folgenden wird der Thermosiphondesorber als Ganzes betrachtet.

Die Verluste (vgl. Gl.: 2-22), die beim Thermosiphonprozess auftreten, lassen sich in innere und äußere Verluste einteilen. Innere Verluste treten durch die Interaktion der strömenden Phasen untereinander und den strömungsführenden Leitungen auf. Die aufgrund verschiedener Dichten unterschiedlich schnell strömenden Phasen von reicher und armer Lösung sowie des Arbeitsmitteldampfes führen zu kinetischen Verlusten. Äußere Verluste sind vor allem Wärmeübertragungsverluste, die durch Temperaturdifferenzen bei der Desorption der Lösung auftreten.

Hergeleitet aus der Exergiebilanz (Gl.: 2-21) können folgende Verlustgrade des Thermosiphondesorbers definiert werden.

Kinetischer Verlust (innere Verluste)

Die kinetischen Verluste werden durch die Strömung der Arbeitsmittel in den Steigrohren verursacht.

$$\varepsilon_{kin} = \frac{\dot{W}_{kin}}{\Delta \eta_{C,ThD} \cdot \dot{Q}_D} \quad \text{Gl.: 2-24}$$

$$\dot{W}_{kin} = \frac{(\dot{m}_{aL} + \dot{m}_D) \cdot w_{ZP}^2}{2} - \frac{\dot{m}_{rL} \cdot w_{rL}^2}{2}$$

Verluste durch Rückströmungen – Reibung (innere Verluste)

$$\varepsilon_{ges} = \frac{\Delta \dot{E}_{V^*} - \Delta \dot{E}_{WÜ}}{\Delta \eta_{C,ThD} \cdot \dot{Q}_D} \quad \text{Gl.: 2-25}$$

Wärmeübertragungsverlust (äußere Verluste)

Die Wärmeübertragungsverluste werden durch die Temperaturdifferenzen verursacht, die durch die Wärmeübertragung benötigt werden. Diese Temperaturdifferenzen führen zu einer Exergieabnahme der zugeführten Desorberleistung (vgl. Gl.: 2-26). Die Temperatur der Wärmeaufnahme wird hierbei durch die mittlere Siedetemperatur der reichen und armen Lösung bei den sich ändernden Druckverhältnissen in der Thermosiphonpumpe repräsentiert.

$$\varepsilon_{w\ddot{U}} = \frac{\Delta \dot{E}_{w\ddot{U}}}{\Delta \eta_{C,ThD} \cdot \dot{Q}_D} \quad \text{Gl.: 2-26}$$

$$\Delta \dot{E}_{w\ddot{U}} = \frac{T_{m,HW} - T_U}{T_{m,HW}} \cdot \dot{Q}_D - \frac{T_m^S - T_U}{T_m^S} \cdot \dot{Q}_D$$

2.4.2 Bewertung der Thermosiphonpumpe

Die mit der Thermosiphonpumpe durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass die Druckdifferenz zwischen oberem und unterem Druckniveau der Anlage stark von der zugeführten Heizleistung abhängig ist. In Abbildung 2-8 sind die mit den Versuchen gemessenen Drücke über der Desorberleistung abgebildet.

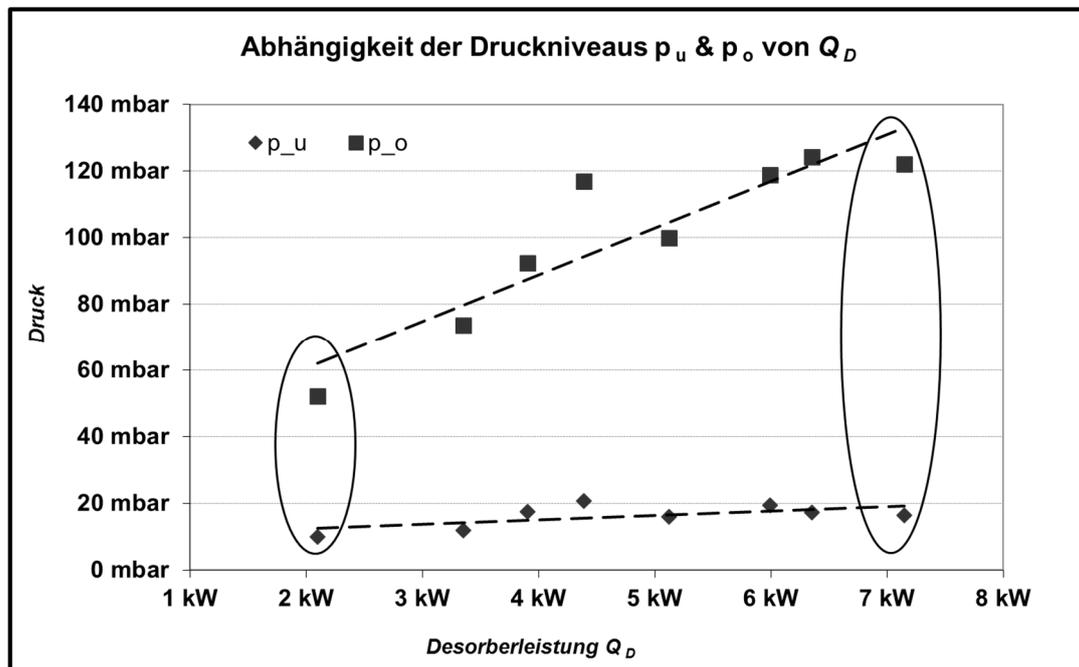


Abbildung 2-8 Druckniveau vs. Desorberleistung

Mit Abnahme der Desorberleistung sinken die Druckunterschiede in der Anlage. Dies führt nach dem in Gl.: 2-15 eingeführten Wirkungsgrad zu einer Verringerung der Triebkraftausnutzung bei der Bereitstellung der Druckdifferenz für den Transformationsprozess. Ursache dafür ist die größere mittlere Dichte ρ_m im Desorber, die durch den zunehmenden Anteil der reichen Lösungssäule in den Steigrohren bestimmt wird (vgl. Gl.: 2-8). Damit sinkt der für den Lösungstransport notwendige

Auftrieb. Dies hat zur Folge, dass im Verhältnis zum Dampfvolumentrom immer weniger Lösung in den Kopf der Pumpe gefördert werden kann und schließlich der Lösungsumlauf zum Erliegen kommt.

Aus den Versuchsergebnissen und den nach Gl.: 2-23 definierten Einzeltermen des exergetischen Wirkungsgrades ergeben sich nach Abbildung 2-9 folgende Abhängigkeit von der Desorberleistung. Bei dem verwendeten Bauprinzip erfolgte die Wärmezufuhr im Gleichstrom über der gesamten Höhe des Apparates, um eine größere Wärmeübertragerfläche bei gleichzeitig großen Triebkräften zu Beginn der Desorption realisieren zu können. Damit ändern sich entsprechend der Höhe der Druck und die Siedetemperatur. Eine definierte Siedetemperatur lässt sich in diesem Fall schwer finden. Die Temperaturdifferenz zwischen Heiztemperatur und der Siedetemperatur ist demzufolge im Mittel geringer als am Anfang des Desorbers.

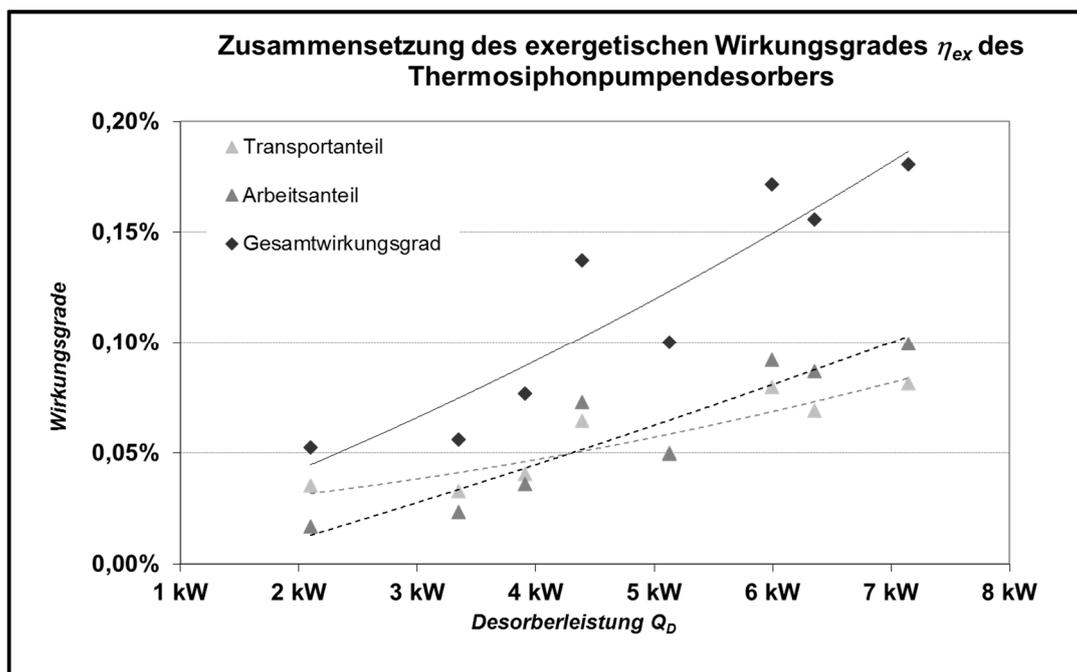


Abbildung 2-9 exergetischer Wirkungsgrad über der Desorberleistung

Der Wirkungsgrad ist mit Werten zwischen 0,05% und 0,2% sehr gering. Er ist umso größer, je größer die Heizleistung und damit das obere Druckniveau und der Lösungsvolumenstrom sind. Der Wirkungsgrad setzt sich im betrachteten Arbeitsbereich der Pumpe nahezu zu gleichen Teilen aus Transport- und Arbeitsanteil zusammen. Demzufolge verbessern sich im Verhältnis zum Aufwand des Thermosiphonpumpenprozesses der Lösungsumlauf sowie der Transport der Arbeitsmedien in den Steigrohren. Auch wenn der Wirkungsgrad ohne Berücksichtigung der kinetischen Energie unter einem Prozent liegt, sind die inneren Verluste der Thermosiphonpumpe gemessen an den Gesamtverlusten des Kreisprozesses im Auslegungszustand relativ gering, da die erzeugte Arbeit bzw. der reversible Aufwand der Thermosiphonpumpe gering ist.

Die Absenkung der Heizleistung der beispielsweise solar betriebenen Absorptionskälteanlage kann zu einem sehr geringen Lösungsvolumenstrom führen, so dass der Wirkungsgrad Null wird und der Kreisprozess zum Erliegen kommt.

Die Ursachen des geringen Wirkungsgrades können durch das extrem geringe Transformationsverhältnis und das hohe Triebkraftverhältnis (geringe reversible Transformationsverhältnis) des Prozesses verursacht werden.

In folgender Abbildung 2-10 ist das Verhältnis über der Desorberleistung abgebildet.

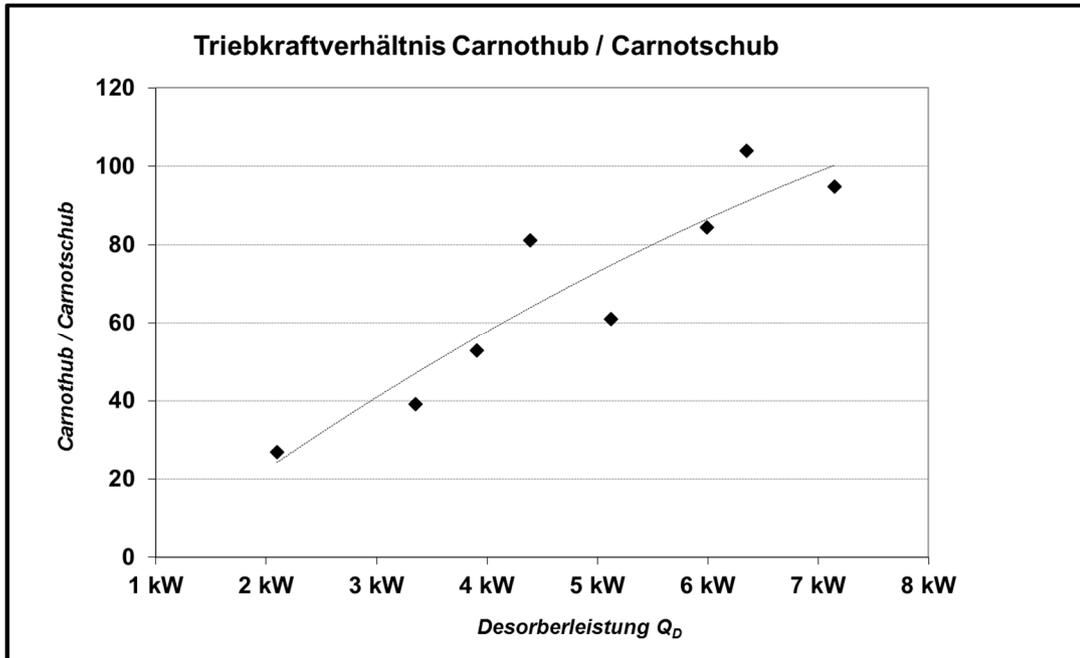


Abbildung 2-10 Triebkraftverhältnis Carnothub / Carnotschub als Funktion der Desorberleistung

Das Triebkraftverhältnis erzielt mit Werten zwischen 20 und 100 sehr hohe Werte. Übliche Werte für z.B. Absorptionskälteprozesse liegen je nach technischer Ausführung zwischen 0,7 und 1,3. In der Thermosiphonpumpe kann demnach durch eine relative geringe Abwertung der Wärme Arbeit verrichtet werden.

Die Verlustgrade der einzelnen Verlustquellen sind in Abbildung 2-11 dargestellt.

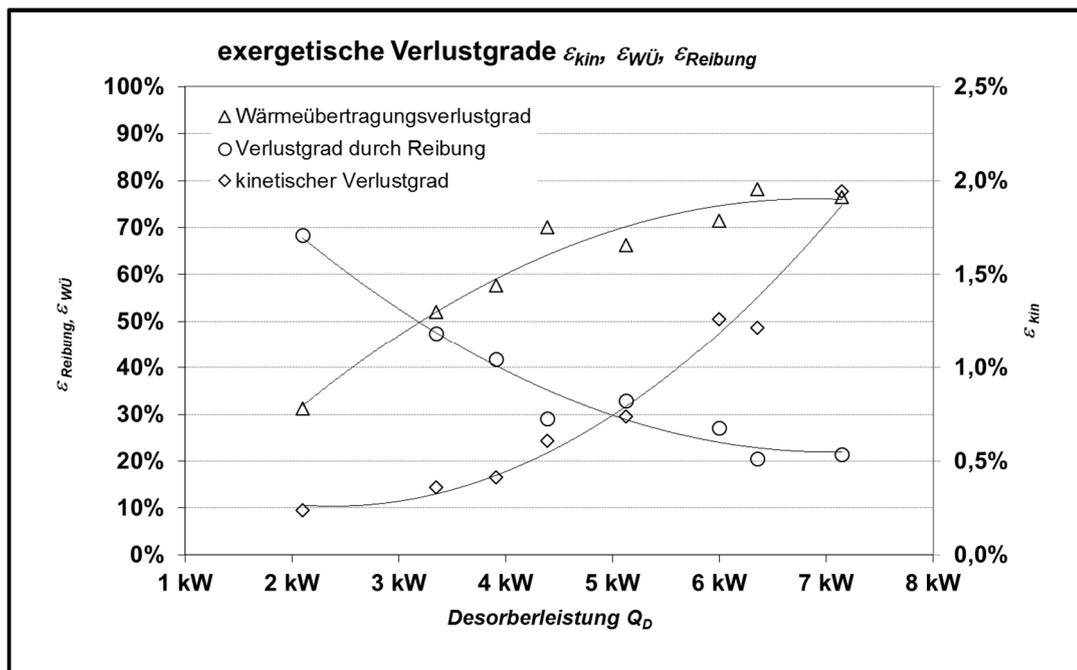


Abbildung 2-11 exergetische Verlustgrade über der Desorberleistung

Der Gesamtverlust wird maßgeblich von den äußeren Verlusten durch Wärmeübertragung und von den Reibungstriebkraftaufwendungen für die Thermosiphonpumpe bestimmt. Wenn die Desorberleistung auf das 3,4-fache steigt, erhöht sich die für den Wärmeübergang benötigte Triebkraft nur um den Faktor 2,1. Der Wärmeübergang verbessert sich infolge höherer Strömungsgeschwindigkeiten in den Steigrohren. Mit steigender Desorberleistung verbessert sich auch die Arbeitsweise der Thermosiphonpumpe, da die Rückströmungen in den Steigrohren abnehmen. Dadurch sinkt dieser Verlustanteil auf ca. 21%. Der Beitrag der kinetischen Verluste steigt auf Grund der höheren Steigrohrgeschwindigkeiten mit der Desorberleistung an, ist allerdings mit Werten von unter 2% nicht maßgeblich. Die inneren Verluste werden durch die Flüssigkeitsströmung sowie durch Wand nahe Rückströmungen in den Steigrohren verursacht und äußern sich im Druckverlust im Vergleich zu dem theoretisch möglichen Kondensatordruck. Der geringe Kondensatordruck führt zu einer geringen Kondensationstemperatur und beeinflusst somit negativ die Wärmeabgabe in diesem Apparat. Für die Absorptionskälteanlage mit Thermosiphondesorber führt dies zu einem eingeschränkten Einsatzbereich bei höheren Außentemperaturen im Vergleich zu Anlagen mit konventionellen Antrieben.

3 Aufbau und Betriebsverhalten der Versuchsanlagen

Die Anforderungen an die Thermosiphonpumpe bestimmen wesentlich das konstruktive Anlagendesign. Des Weiteren wird durch den Thermosiphon das Betriebsverhalten der Anlage beeinflusst. In diesem Kapitel wird die Anlage mit Thermosiphonpumpendesorber (T-Anlage) vorgestellt. Um den Einfluss des Betriebsverhaltens der T-Anlage besser einordnen zu können, wurde eine zweite Anlage (P-Anlage) aufgebaut, die bis auf den Thermosiphondesorber identisch konstruiert ist. Der Lösungsumlauf wurde bei dieser Anlage mit einer konventionellen Pumpe bewerkstelligt. Die beiden Anlagen wurden für das Arbeitsstoffsystem Lithiumbromid / Wasser ausgelegt. Die Auswahl des Arbeitsstoffsystems erfolgt gemäß den Ausführungen im 2. Kapitel.

Schwerpunkte der experimentellen Untersuchungen sind das Anfahrverhalten beider Anlagen, da dieses hinsichtlich der Betriebssicherheit vor allem bei der T-Anlage von Belang ist. Außerdem wurden das stationäre Anlagenverhalten bei Änderung wichtiger Betriebsparameter, wie Temperaturen und Leistungen, untersucht. Zusätzlich wurden beide Anlagen hinsichtlich Leistung und COP bei maximaler Antriebsleistung analysiert, um Rückschlüsse zum Einfluss der beiden Desorberbauarten ziehen zu können. Wesentlich waren auch die Untersuchungen zum Lösungsumlauf und Teillastverhalten, da sich hier die beiden Anlagenkonzepte betriebstechnisch am deutlichsten voneinander unterscheiden.

3.1 Die Versuchsanlagen

3.1.1 Leistungsparameter, betriebstechnische Anforderungen und Einbindung

Die Leistungsparameter der Versuchsanlagen ergeben sich aus den geplanten Einsatzbedingungen der Kältemaschinen.

Die Versuchsanlagen sollten geeignet sein, die Kühlung der Wohnräume von Einfamilienhäusern in den Sommermonaten zu bewerkstelligen. Die dafür notwendige Kühllast wurde mit 5 kW veranschlagt. Das Temperaturniveau der Kälteleistung soll zwischen 10°C und 20°C betragen. Die Antriebswärme für den Prozess soll mittels Solarkollektoren bei Temperaturen zwischen 80°C und 100°C bereitgestellt werden. Bei einem für Absorptionskälteanlagen mit dem Stoffpaar Lithiumbromid / Wasser üblichen COP von 0,7 ergibt sich damit eine Heizleistung von ca. 7,1 kW. Die Abgabe der Wärme an die Umgebung soll entsprechend der im Sommer vorherrschenden Temperaturen zwischen 25°C und 35°C erfolgen.

Darüber hinaus sollten die Anlagen kompakt sein, um eine Aufstellung in Kellerräumen zu gewährleisten. Diese Forderung wird gerade bezüglich des T-Anlagenkonzeptes mit dem Einsatz des gewählten Stoffsystems erfüllt, da es praktikable Anlagenhöhen zulässt. Einfache Konstruktion, Wartungsfreiheit und geringe Betriebskosten sind zusätzliche Kriterien bei der Entwicklung der Anlagen. Um diese zu erreichen wurde bei der T-Anlage ein vakuumfestes Anlagenkonzept verwirklicht. Bei der P-Anlage kam eine magnetgekoppelte Pumpe ohne Antriebswelle und niedrigem Eigenenergieverbrauch (95 W) zum Einsatz. Zusätzlich wurden bei der Auswahl einiger Apparate Standardbauteile, wie Plattenwärmetauscher für den regenerativen Wärmetauscher oder den Desorber in den P-Anlagen, verwendet, um unnötige Kosten für aufwendige Sonderkonstruktionen zu vermeiden.

Die Anlagen besitzen je einen Vor – und Rücklauf für die drei Sekundärkreisläufe des Heiz-, Kühl- und Kaltwasserkreislaufes. Um die Leistungsaufnahme durch die Pumpe im Rückkühlkreis zu reduzieren, werden der Absorber und Kondensator in Reihe durchströmt. Die Heizwärme wurde von einer elektrischen Heizung bereitgestellt und ermöglicht so einen von der solaren Einstrahlung unabhängigen Betrieb der Anlage. Die elektrische Leistungsaufnahme der Heizung betrug zwischen 3 und 9 kW und konnte, je nach Modifikation der Heizpatronen, in drei Stufen oder stufenlos eingestellt werden. Die Bereitstellung der Wärme für den Verdampfer erfolgte über zwei an der Labordecke installierten Kühlregister sowie einem Fan-Coil Gebläse. Zusätzlich konnte in den Verdampfer mit Hilfe eines Thermostates Wärme eingekoppelt werden. Die Abfuhr der Wärme aus dem Absorber und Kondensator erfolgt wahlweise über einen zentralen Nasskühlturm oder einen kleinen Trockenluftkühler.

3.1.2 Messtechnik

Zur Bilanzierung der Anlagen wurden in allen Sekundärkreisläufen direkt im Medium die Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Volumenströme gemessen. In den Primärkreisläufen (arme Lösung, reiche Lösung, Kältemittel) erfolgte die Messung der Temperaturen mittels Tauchhülsen. Zusätzlich wurde der Lösungsvolumenstrom gemessen. Zur Ermittlung der Drücke in den Apparaten wurden die Versuchsanlagen mit zwei bzw., bei der P-Anlage, drei Drucksensoren ausgestattet. Bei einigen Versuchen wurden während der Versuche die Dichten der armen und reichen Lösung mittels Skalenaeräometern bestimmt. Die Messdaten wurden von einer elektronischen Messdatenerfassung aufgezeichnet. Das Messstellenschema der Anlagen ist im Anhang (Abbildung A-1, Abbildung A-2) der Arbeit abgebildet.

3.1.3 Apparativer Aufbau der Versuchsanlagen

Aufbau der T-Anlage

Desorber und Thermosiphonpumpe

Im Desorber erfolgt die Austreibung des Arbeitsmitteldampfes aus dem Lösungsmittel auf hohem Druckniveau. Nutzt man den Auftrieb des Dampfes zum Transport der Lösung, kann der Desorber und die Thermosiphonpumpe als eine Einheit ausgeführt werden. Der Dampf muss dabei in begrenzten Räumen strömen, um bei relativ hohen Geschwindigkeiten die Lösung mitreißen zu können. Vorstellbar wäre ein Plattenapparat, da hier bei kompakter Bauform hohe Übertragungsleistungen realisiert werden können. Allerdings verursachen die engen Kanäle hohe Druckverluste, die bei den begrenzten Triebkräften des Thermosiphonprinzips den Lösungsumlauf behindern können. Aus diesem Grund wurde der Desorber in die Thermosiphonpumpe integriert und ein spezieller Apparat entwickelt, der die Austreibung des Kältemitteldampfes sowie den Transport der Lösung bewerkstelligen soll. Der Dampf strömt hier in dünnen Röhren. Zur Übertragung der notwendigen Desorptionsleistung wurden 12 senkrecht verlaufende Rohre kreisförmig angeordnet. Die Anzahl und Durchmesser der Rohre von 13 mm wurden durch Vorversuche ermittelt. Um dem Wärmeübergang eine möglichst große Fläche zur Verfügung zu stellen, strömt das Heizwasser über die gesamte Länge der Rohre. Zusätzlich wurde zur Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten Einbauten in Form von einem Zentralrohr und zwölf Zwischenstäben angebracht. Die Steigrohre und Einbauten wurden in einem Mantelrohr installiert. Der vom Mantelrohr umschlossene Raum bildete den

Strömungskanal des Heizwassers. Die Strömung von Heizwasser und Lösung erfolgt im Gleichstrom. Zwar bietet eine Gegenstromführung eine bessere Triebkraftausnutzung, für die Dampfblasenerzeugung im Desorber sind jedoch vor allem zu Beginn große Triebkräfte zweckmäßig, um genügend Dampf für den Lösungstransport zur Verfügung stellen zu können. Die Trennung des Zweiphasengemisches aus Kältemitteldampf und Lösungsmittel erfolgt in einem Phasentrenner am oberen Ende des Apparates. Durch eine Querschnittserweiterung sinkt dort die Dampfgeschwindigkeit und die Flüssigkeit kann an Prallblechen abgeschieden werden. Die Konstruktion des Apparates ist Abbildung 3-1 zu entnehmen.

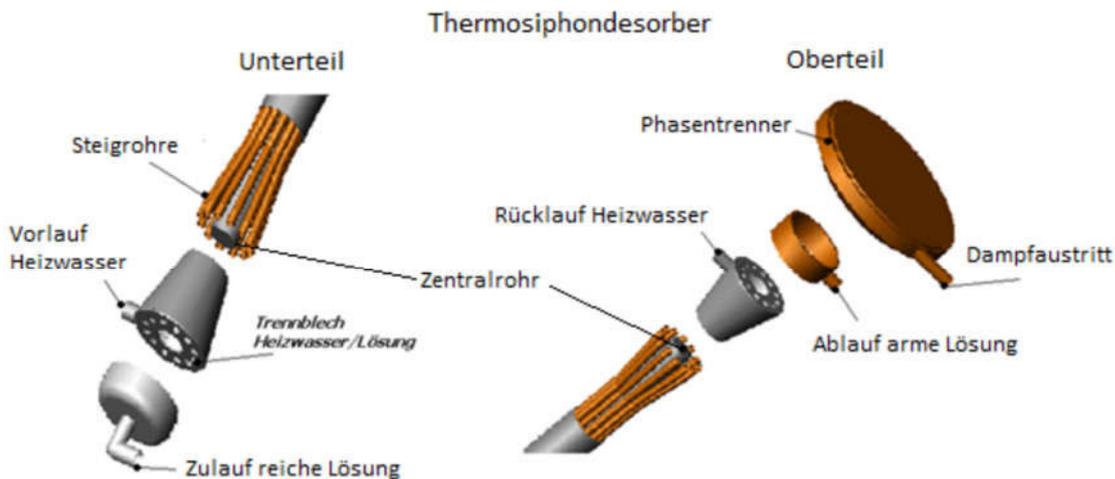


Abbildung 3-1 Aufbau Thermosiphonpumpendesorber

Kondensator

Im Kondensator erfolgt die Verflüssigung des Kältemitteldampfes. Zum Einsatz kommt hier ein kompakter Plattenapparat, da aufgrund des höheren Druckes das spezifische Dampfvolumen geringer ist als im Verdampfer und der Kondensationsprozess selbst bei sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten abläuft und damit hohe Leistungsdichten erreicht werden. Wichtig bei der Auswahl ist die Verwendung eines eingängigen Apparates, um das Abfließen des Kondensates zu ermöglichen.

Absorber und Verdampfer

Im Verdampfer wird das Kältemittel bei niedrigem Druck verdampft. Der entstandene Dampf wird im Absorber vom Lösungsmittel absorbiert. Die bei geringen Drücken hohen spezifischen Dampfvolumina erfordern ein großes freies Apparatvolumen, um übermäßige Druckverluste zu vermeiden. Plattenapparate scheinen deshalb weniger geeignet, da hier der Dampf lange Wege zwischen den Apparaten sowie in engen Plattenkanälen zurücklegen muss. Ein zusätzliches Problem würde die Verteilung des Dampfes für die Absorption darstellen.

Günstig scheint ein Verdampfer, bei dem das Kältemittel ohne zusätzliches Umpumpen verdampfen kann. So vermeidet man den Einsatz einer Pumpe für einen zusätzlichen Kältemittelkreislauf. Außerdem lassen sich so Konzepte leichter verwirklichen, bei denen das Kältemittel nicht versauern kann. Ein Versauern des Kältemittels tritt auf, wenn durch eine unzureichende Trennung von Lösungs-

und Kältemittel nach der Desorption ein Anreichern des Lösungsmittels im Kältemittel des Verdampfers stattfindet.

Der Absorber sollte dem Lösungsmittel eine große Fläche zu Verfügung stellen, um den Dampf leicht absorbieren zu können. Außerdem sollte der Apparat so beschaffen sein, dass der Dampf mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten und Druckverlusten das Lösungsmittel erreichen kann.

Um allen Anforderungen gerecht zu werden, wurde ein neuartiges Apparatekonzept verwirklicht, bei dem Verdampfer und Absorber in einem Behälter untergebracht wurden. Die Dampfwege wurden so gering gehalten. Beide Apparate bestehen aus Spiralrippenrohren, die, im Gegensatz zu herkömmlichen Apparaten, senkrecht angeordnet sind. So können das Kälte- und das Arbeitsmittel jeweils auf den Rohrwendeln herunterlaufen und die zur Verfügung gestellten Flächen gut benetzen. Die dadurch erzielten Filmdicken führen zu einem guten Wärmedurchgang bei Verdampfung und Absorption. Der Verdampfer ist Objekt weiterer Untersuchungen (vgl. Kapitel 4.2.1). Das Apparatekonzept (Abbildung 3-2) ermöglicht es außerdem, dass sich nichtverdampfendes Kältemittel im unteren Teil des Apparates sammelt, um zusammen mit dem Lösungsmittel zurück zum Desorber zu strömen. Ein Versauern des Kältemittels ist damit nicht möglich. Entsprechend den unterschiedlichen Wärmeübergangsbedingungen bei der Verdampfung und der Absorption unterscheiden sich die Apparate in ihrer Anzahl der Rippenrohre. Der Verdampfer besteht aus zehn heizseitig in Reihe geschalteten Rohren. Der Absorber besteht aus zwei Rohrbündeln zu je zwölf Rohre, kühlseitig in Reihe geschaltet. Die beiden Rohrbündel sind zur Reduzierung des hydraulischen Druckverlustes parallel verschaltet. Die Rippenrohre bestehen aus einer Spiralrippe. Für beiden Apparate wurden Rohre verwendet, bei denen die Rippen auf das Zentralrohr aufgezogen wurden. Dadurch bildet sich fertigungsbedingt zwischen Rippe und Kernrohr ein Spalt. Zusätzlich bilden sich ebenfalls konstruktionsbedingt am Rippenfuß Wellen. Der Rippenabstand wurde so gewählt, dass ein Zuziehen der Rippe mit Arbeits- bzw. Lösungsmittel möglichst vermieden wird.

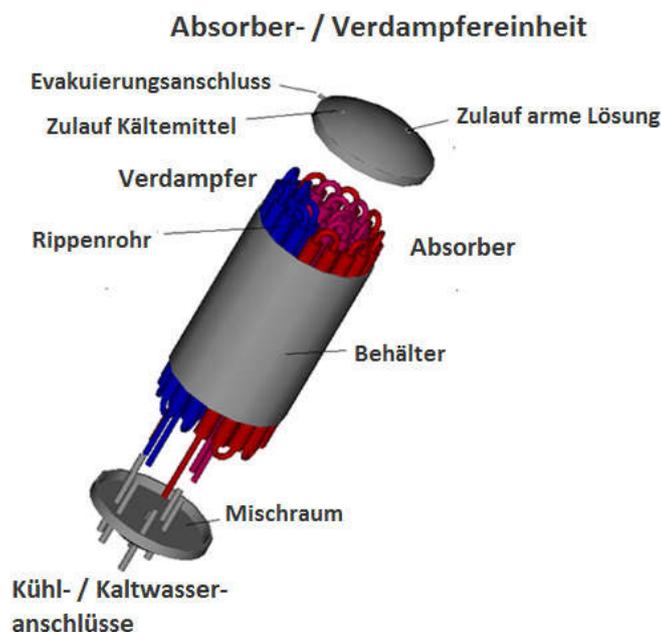


Abbildung 3-2 Absorber- Verdampfereinheit T-Anlage

Das Lösungs- und Kältemittel wird mittels einer Verteilvorrichtung auf den oberen Rippenanfang aufgebracht. Eine Abbildung findet sich im Anhang (Abbildung A-3). Die hydraulischen Anschlüsse für die Kalt- und Kühlwasserkreisläufe befinden sich am unteren Teil des Apparates.

Regenerativer Wärmeübertrager (reg. WÜ)

Der regenerative Wärmeübertrager überträgt einen Teil der zugeführten Desorptionswärme von der armen auf die reiche Lösung. Durch diese Rückgewinnung wird der COP der Maschine maßgeblich bestimmt. Für die flüssig / flüssig Wärmeübertragung bietet sich ein Plattenapparat an, da hier bei geringen Apparateabmessungen gute Wärmedurchgangszahlen erzielt werden können und der Druckverlust auf Grund der geringen Lösungsströme gering ist.

Die T-Anlage in Abbildung 3-3 hat die Abmessungen (B x T x H) 0,8 m x 0,4 m x 2,1 m und wiegt ca. 300 kg:



Abbildung 3-3 T-Anlage

Die wesentlichsten Apparatekenndaten der Anlage sind im Anhang (Tabelle A-1) der Arbeit tabellarisch dargestellt.

Aufbau der P-Anlage

Die P-Anlage unterscheidet sich vom Aufbau der T-Anlage dadurch, dass an Stelle des Thermosiphondesorbers ein Plattenwärmeübertrager eingesetzt wird und der Transport der reichen Lösung mittels einer mechanischen Pumpe erfolgte. Um die Anforderungen an das Vakuum zu erfüllen, wurde eine hermetische Pumpe ausgewählt. Diese Pumpe besitzt einen wellenlosen Antrieb. Der durch die Pumpe aufgebraachte Druck ersetzt die hydrostatische Flüssigkeitssäule zwischen Absorber und Desorber. Deshalb konnte der Absorber abgesenkt werden. Um der Pumpe eine ausreichende

Saughöhe zu gewährleisten, wurde diese an der tiefsten Stelle der Anlage platziert. Die Trennung von Dampf und Lösung nach der Desorption erfolgte in einem separaten Phasentrenner. Zusätzlich erfolgte der Austausch der Rippenrohre des Verdampfers gegen Rohre mit fest am Kernrohr verbundenen Rippen. Wie die Untersuchungen zum Wärmeübergang des Verdampfers ergeben haben (vgl. Abschnitt 4.2.1), führt diese Modifikation zu keinem signifikanten Einfluss auf die Verdampfung und damit die Vergleichbarkeit beider Anlagenkonzepte. Weitere Veränderungen betreffen den Verteiler der Lösung und des Kältemittels, der so konstruktiv angepasst wurde, dass beide Fluide aufgenommen werden konnten. Eine Skizze des Verteilers ist im Anhang (Abbildung A-4) dargestellt.

Absorber, reg. WÜ, Kondensator und Kondensatdrossel sind mit den entsprechenden Apparaten der T-Anlage identisch. Die Abmessungen der P-Anlage (vgl. Abbildung 3-4) beträgt 1,1 m x 0,7 m x 1,5 m (B x T x H) bei einem Gewicht von ca. 300 kg.

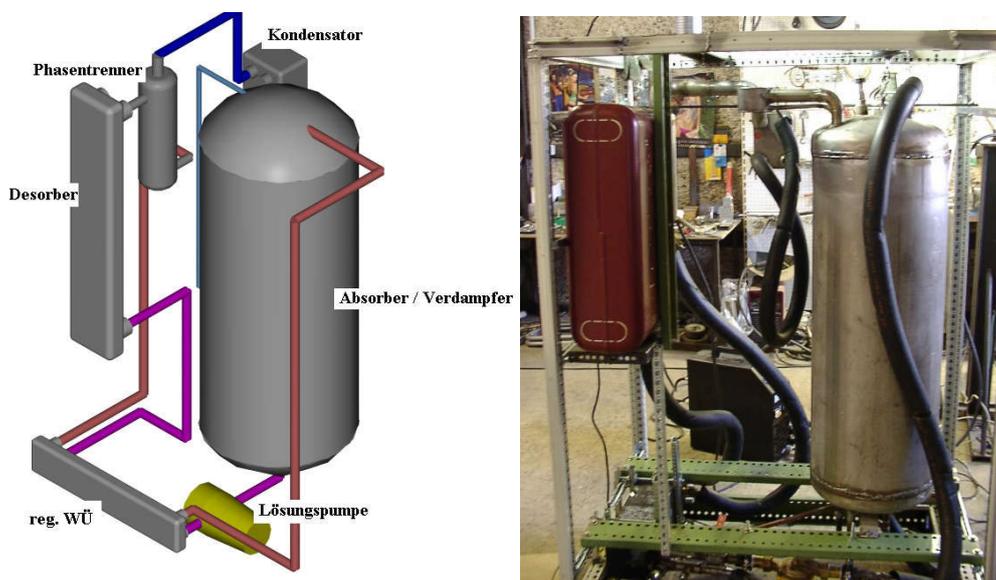


Abbildung 3-4 P-Anlage

Die wesentlichsten Apparatekenndaten der Anlage finden sich im Anhang (Tabelle A-2) der Arbeit.

3.2 Untersuchungen zum Betriebsverhalten der Versuchsanlagen

Die Leistungsfähigkeit von Absorptionskältemaschinen ist im stärkeren Maße von den äußeren Randbedingungen abhängig als dies bei konventionellen Kompressionskälteanlagen der Fall ist. Diese Sensibilität wird maßgeblich von den Arbeitsgrenzen des Stoffsystems bestimmt. Zusätzlich ist eine aktive Beeinflussung des Prozesses, wie zum Beispiel durch den Lösungsumlauf oder durch Änderung der Druckniveaus, nur in engen Grenzen oder auch gar nicht möglich.

Da beide Versuchsanlagen mit dem gleichen Stoffsystem arbeiten und bis auf den Desorber die identischen Wärmetauscher verwendet wurden, soll der Einfluss der Antriebskonzepte auf bestimmte Betriebszustände aufgezeigt werden.

Im Folgenden wird das Anfahrverhalten beider Anlagen untersucht, da sich hier auf Grund des passiven Lösungsumlaufes der T-Anlage im Vergleich zum mechanisch angetriebenen Konzept der P-Anlage ein unterschiedliches Verhalten ergeben kann.

Im Anschluss erfolgt eine Gegenüberstellung hinsichtlich des Lösungsumlaufes und des Teillastverhaltens der Anlagen. Vor allem bei der T-Anlage sind die Teillastgrenzen wichtig, da durch den Thermosiphon Betriebszustände auftreten können, die zu Schäden in der Anlage durch Kristallisation der Lösung führen können.

Im letzten Abschnitt wird das Betriebsverhalten bei stationären Bedingungen untersucht. Zuerst werden beide Anlagen hinsichtlich ihrer maximalen Leistungsfähigkeit miteinander verglichen. Danach soll der Einfluss der drei Temperaturniveaus untersucht werden. Da in beiden Anlagen das gleiche Stoffsystem eingesetzt wird und dieses maßgeblich die Arbeitsgrenzen der Anlagen bestimmt, soll der Einfluss am Beispiel der T-Anlage aufgezeigt werden.

3.2.1 Anfahrverhalten

Die Anfahrprozesse beider Anlagen unterscheiden sich grundsätzlich voneinander. Während bei der T-Anlage durch genügend Zufuhr von Heizleistung der Lösungsumlauf selbstständig zu arbeiten beginnt, wird dieser bei der P-Anlage, unabhängig von der Heizleistung, durch die mechanische Pumpe in Gang gebracht.

Anfahrverhalten T Anlage

Steht dem Desorber genügend Leistung zur Verfügung, beginnt der Prozess selbstständig, indem Dampf aus der Lösung ausgetrieben wird und dieser die Lösung in den Steigrohren mit nach oben reißt. Frische Lösung strömt aus dem Absorber über den regenerativen Wärmeübertrager in den Desorber nach.

Abbildung 3-5 zeigt den Temperaturverlauf der Heiz-, Kühl- und Kaltwasserkreisläufe, die Druckverläufe in Kondensator und Verdampfer sowie den Lösungsvolumenstromverlauf der armen Lösung.

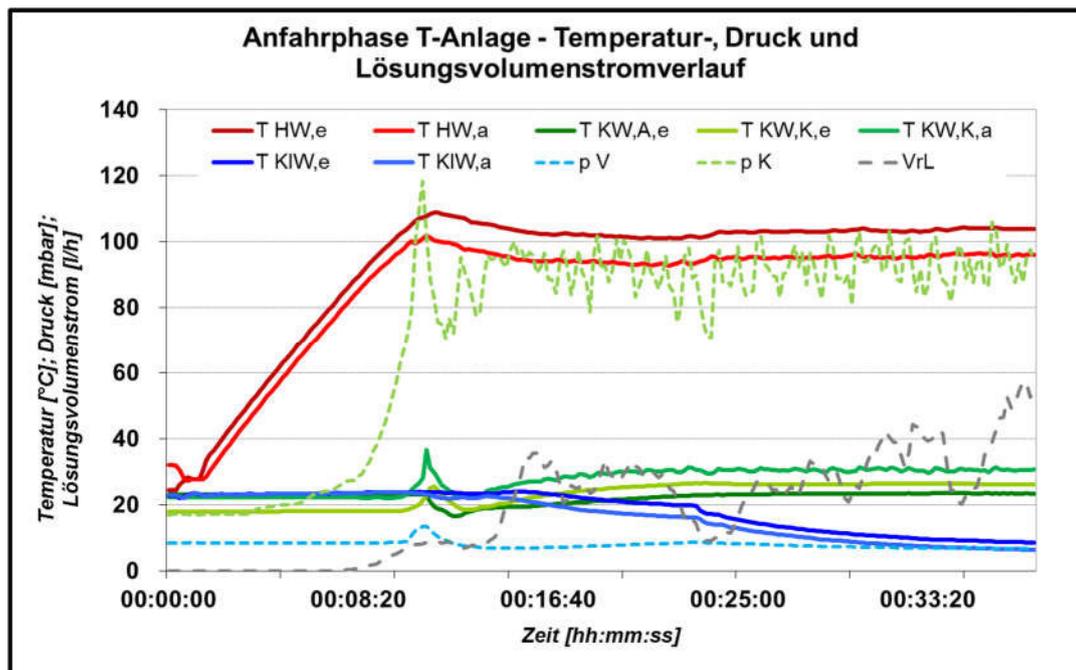


Abbildung 3-5 Anfahrphase – Temperaturverlauf, Drücke und Lösungsstrom (T-Anlage)

Mit dem Zuführen von Wärme in den Desorber beginnen die Heizwassertemperaturen anzusteigen. Typisch für diese Thermosiphonanlage ist das Ansteigen der Heiztemperaturen auf einen Maximalwert und dem darauf folgenden Absinken der Temperaturen auf einen konstanten Wert. Die Überhitzung der Heizflächen im Vergleich zu der sich später einstellenden Heizmitteltemperatur, der noch fehlende bzw. geringe Zustrom von reicher Lösung sowie die schlagartig einsetzende Desorption können in dieser Phase zu einer starken Konzentrationsänderung der Lösung führen. Im vorliegenden Fall liegt eine Temperaturerhöhung von ca. 8 K vor. Dies entspricht einer Konzentrationserhöhung von ca. 5%. Bei einer reichen Lösung mit einer Konzentration von 56% bis 58% kann so die Kristallisationsgrenze, die bei 70°C etwa bei 70% liegt nicht erreicht werden. Kritische Zustände können auftreten, wenn über längere Zeit kein Lösungsumlauf zustande kommt. Der Überhitzung der Lösung folgt die schlagartige Freisetzung des Dampfes. Ein Teil des entstehenden Dampfes kann bis in den Verdampfer durchschlagen und lässt den Druck im Verdampfer dort kurzzeitig ansteigen, da die Kondensatdrossel, die eine Tauchung darstellt, noch nicht vollständig mit Kältemittel gefüllt ist. Zehn Minuten nach Anschalten der Anlagen beginnt der Lösungsumlauf zu arbeiten an. Das kondensierende Kältemittel baut in der Kondensatdrossel den nötigen Druckunterschied auf und der Druck im Verdampfer sinkt.

Anfahrverhalten P Anlage

Im Gegensatz zur T-Anlage wird von Anbeginn der Desorber mit Lösung durch Inbetriebnahme der Lösungspumpe durchströmt.

In folgender Abbildung 3-6 sind die Temperatur-, Druck- und Lösungsvolumenstromverläufe der P-Anlage dargestellt.

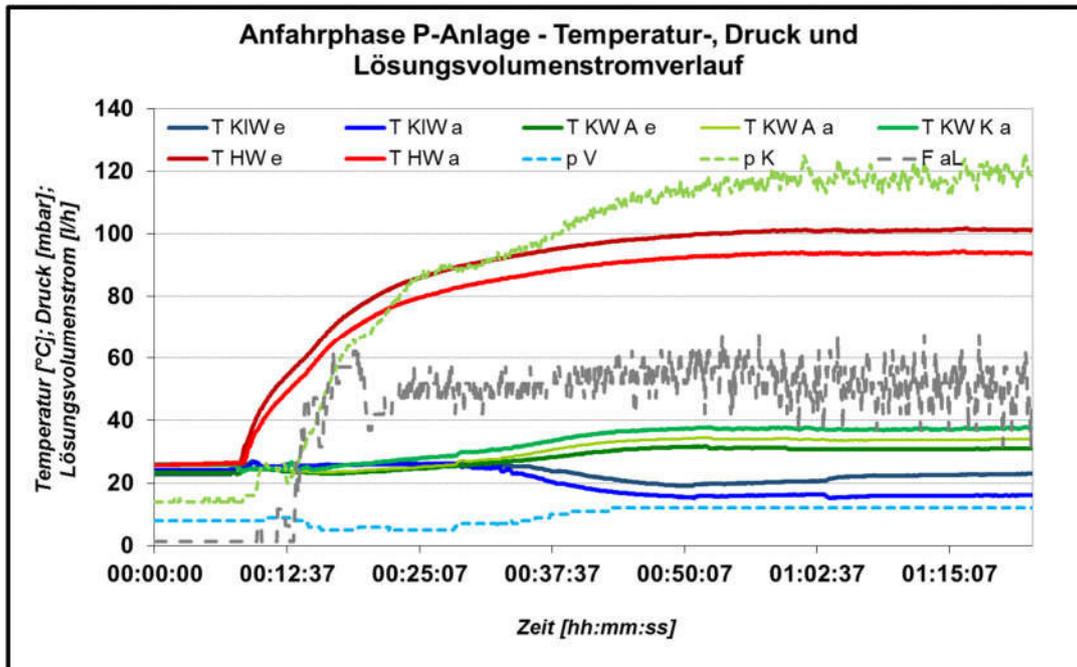


Abbildung 3-6 Anfahrphase – Temperaturverlauf, Drücke und Lösungsstrom (P-Anlage)

Der Heiztemperaturverlauf unterscheidet sich deutlich von dem der T-Anlage. Die Temperatur nähert sich allmählich dem stationären Betrieb an. Eine Überhitzungsphase, wie es bei der T-Anlage zu beobachten war, tritt hier nicht auf, da sich die aufgeheizte Lösung mittels der Pumpe sofort in der Anlage verteilt. Der Druck im Kondensator fängt, anders als in der T-Anlage, langsam an zu steigen. Die Drossel füllt sich somit langsamer mit Kondensat. Ein Durchschlagen des Dampfes ist hier nicht zu beobachten. Im Verdampfer beginnt sofort nach Einströmen der Lösung in den Absorber der Verdampferdruck zu sinken, da die Lösung den im Apparat befindlichen Wasserdampf absorbiert. Mit Einströmen von Kondensat in den Verdampfer beginnt der Druck bis zum Erreichen des dynamischen Gleichgewichtes zwischen Verdampfung und Absorption wieder zu steigen.

Der Vergleich der Anfahrphasen zeigt, dass sich die Anlagen nicht nur im Verlauf von Temperaturen und Druck unterscheiden sondern auch in der Dynamik bis zum Absinken der Kaltwassertemperaturen. Die P-Anlage läuft sanft an. Die Antriebstemperaturen erreichen allmählich den stationären Betriebszustand. Durch den permanenten Lösungsumlauf wird ein Teil der Wärme über den Absorber an die Umgebung abgegeben, ohne dass Kälteleistung erzeugt werden kann. Dies verringert die Effizienz der Maschine vor allem bei Betriebszuständen, bei denen die Anlage häufig an- und abgeschaltet werden muss, zum Beispiel bei stark schwankendem Heizleistungsangebot. Es scheint demnach sinnvoll, bei diesem Konzept eine Aufheizphase einzuführen, bei der die Lösung im Desorber auf die Siedetemperatur vorgeheizt wird. So wäre eine Bypassschaltung denkbar, bei der die Lösung nur im Desorber umgepumpt wird. Bei der T-Anlage wird die Lösung im Desorber aufgeheizt, bevor der Lösungsumlauf startet. Dafür ist eine gewisse Überhitzung der Heizflächen notwendig, um genügend Triebkraft für die Dampfbildung zu erzeugen. Die Überhitzungsphase kann unter Umständen zu sehr hohen Lösungskonzentrationen und damit zur Kristallisation führen. Eine Störung der Wärmezufuhr in dieser Phase kann zu kritischen Betriebszuständen führen. Demnach sollte eine ausreichende Wärmezufuhr in der Anfahrphase durch z.B. Speicher oder Backupbrenner sichergestellt

werden. Dieses dynamische Anfahrverhalten führt dazu, dass die T-Anlage ca. 10 Minuten eher mit der Kälteproduktion beginnen kann als die P-Anlage.

3.2.2 Lösungsumlauf und Teillastverhalten

Auf Grund der wechselnden Bedingungen, bei denen eine solar betriebene Kältemaschine arbeiten muss (Tagesgang der Sonne, wechselnde solare Einstrahlung), ist das Verhalten bei Teillast wichtig. Die Teillast wird in diesem Kontext auf die Desorberleistung bezogen und beschreibt das Verhalten der Anlage mit abnehmender Heizleistung. Speziell bei der Maschine mit Thermosiphonpumpe ist dies eine für den stabilen Betrieb bestimmende Fragestellung. Da der Lösungsumlauf direkt von der zugeführten Leistung abhängig ist, besteht die Gefahr, dass bei Betriebszuständen mit geringer Heizleistung und damit geringen Dampfstromen keine Lösung mehr gefördert werden kann. Dadurch kann es zur Auskristallisation der Lösung kommen.

Darüber hinaus beeinflussen die Lösungsmittelströme die Verluste in den Apparaten, und damit die Effizienz der Absorptionskältemaschine. Große Volumenströme verschlechtern einerseits die Regeneration zwischen armer und reicher Lösung im Wärmeübertrager. Andererseits ergeben sich geringe Konzentrationsunterschiede zwischen armer und reicher Lösung, die zu kleinen Temperaturänderungen bei Absorption und Desorption führen. Bei der P-Anlage bestimmt der Lösungsvolumenstrom die elektrische Leistungsaufnahme der mechanischen Pumpe. Aus dem Verhältnis von umgepumpten Lösungs- und Kältemittelmassenstrom ergibt sich der spezifische Lösungsumlauf, der die oben diskutierten Eigenschaften zusammenfassend beschreibt und somit eine wichtige Kennzahl des Prozesses darstellt (vgl. Kapitel 2.2.3). Für Absorptionskälteanlagen mit dem Stoffpaar Lithiumbromid / Wasser werden, je nach Konzentrationsniveau, spezifische Lösungsumläufe von 8 bis 15 bei Entgasungsbreiten zwischen 4% und 6% angegeben [PLA59(2)].

Im Folgenden werden die Ergebnisse zum Förderverhalten der Thermosiphonpumpe, der Einfluss des Lösungsvolumenstromes sowie das Teillastverhalten beider Versuchsanlagen vorgestellt.

T-Anlage

Typisch für die T-Anlage ist die Abhängigkeit des Lösungsumlaufes von der Teillast, da sich der Lösungsumlauf mit der zugeführten Leistung im Desorber ändert. Deshalb wurde die Heizleistung der Versuchsanlage variiert und der von der Pumpe geförderte Lösungsmassenstrom anhand der Konzentrationen der Lösungen bestimmt, da der verwendete Durchflussmesser aufgrund der starken Schwankungen zur Mittelwertbildung nicht geeignet war. Dazu wurde während des Betriebs der T-Anlage reiche und arme Lösung entnommen und die Dichten gemessen. Die Probenahme erfolgten jeweils nach Einstellung des stationären Zustandes. Der von der Pumpe geförderte Massenstrom kann dann mit Hilfe der Massen- und Komponentenbilanz ermittelt werden.

$$\dot{m}_{aL} = \frac{\xi_{rL}}{\Delta\xi} \cdot \dot{m}_D$$

Gl.: 27

Der Dampfmassenstrom des Arbeitsmittels wurde aus der Kondensatorleistung ermittelt:

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{Q}_K}{\Delta^v h}$$

Gl.: 28

In folgender Abbildung 3-7 sind die Lösungsmassenströme sowie der spezifische Lösungsumlauf über der zugeführten Leistung abgetragen.

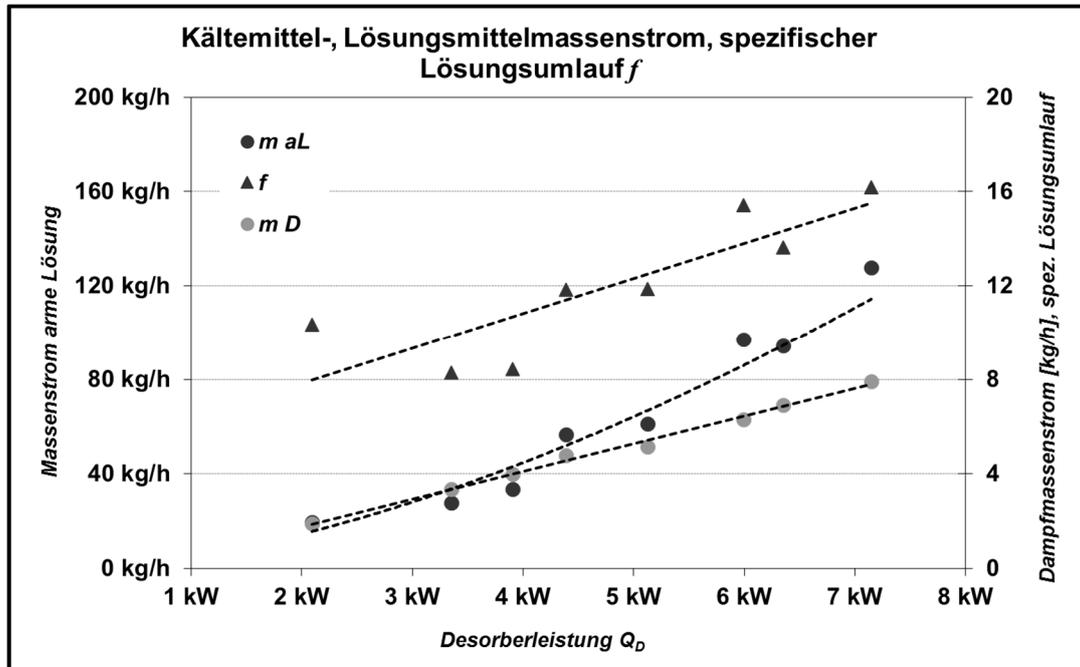


Abbildung 3-7 Massenströme und spezifischer Lösungsumlauf der T-Anlage

Der Dampfmassenstrom ist der Desorberleistung direkt proportional. Da der Lösungsmassenstrom vom Dampfmassenstrom abhängig ist, steigt auch dieser mit der Heizleistung an. Die erzielten spezifischen Lösungsumläufe liegen zwischen 8 und 16. Dabei wird bei einer Verdreifachung der Leistung in etwa der vierfache Lösungsumlauf realisiert.

Wie die Versuche mit der Thermosiphonpumpe ergeben haben, steigt mit der Leistung auch der Druckunterschied in der Anlage. Wie in Kapitel 2 gezeigt, ergeben sich für die minimale und maximale zugeführte Heizleistung Druckdifferenzen von entsprechend 40 mbar und 100 mbar. Das heißt, dass aufgrund der geringen Heiztemperatur bei minimaler Leistung eine um 60% geringere Druckdifferenz aufgebaut werden kann. Dementsprechend muss die mittlere Dichte in der Thermosiphonpumpe gestiegen sein.

Die T-Anlage konnte mit 2,1 kW bei einem COP von 0,23 stabil betrieben werden. Die Ursachen für den geringen COP liegen in den geringen zur Verfügung stehenden Triebkräften in Absorber und Verdampfer aufgrund des geringen Druckverhältnisses bei diesen Betriebsbedingungen. Dies führt letztendlich zu einer unvollständigen Verdampfung des Kältemittels. Durch die Zufuhr höherer Leistungen im Desorber und folglich höheren Druckdifferenzen für den Transformationsprozess kann auch ein höherer COP erzielt werden.

P-Anlage

Zur Untersuchung der P-Anlage hinsichtlich des Teillastverhaltens wurde die Heizleistung von 7,1 kW in zwei Stufen auf 3,7 kW gesenkt. Die Kaltwassereintrittstemperatur wurde über die angeschlossenen Thermostaten bei 16,5°C konstant gehalten. Die Kühlwassereintrittstemperatur wurde auf 28°C eingestellt. Der Lösungsstrom der armen Lösung wurde während des Versuches nicht verändert und lag bei ca. 54 l/h. In Abbildung 3-8 sind die Leistungsverläufe sowie der COP dargestellt. Die gemittelten Messwerte der drei Betriebszustände sind im Anhang (Tabelle A-3) tabellarisch gegenübergestellt.

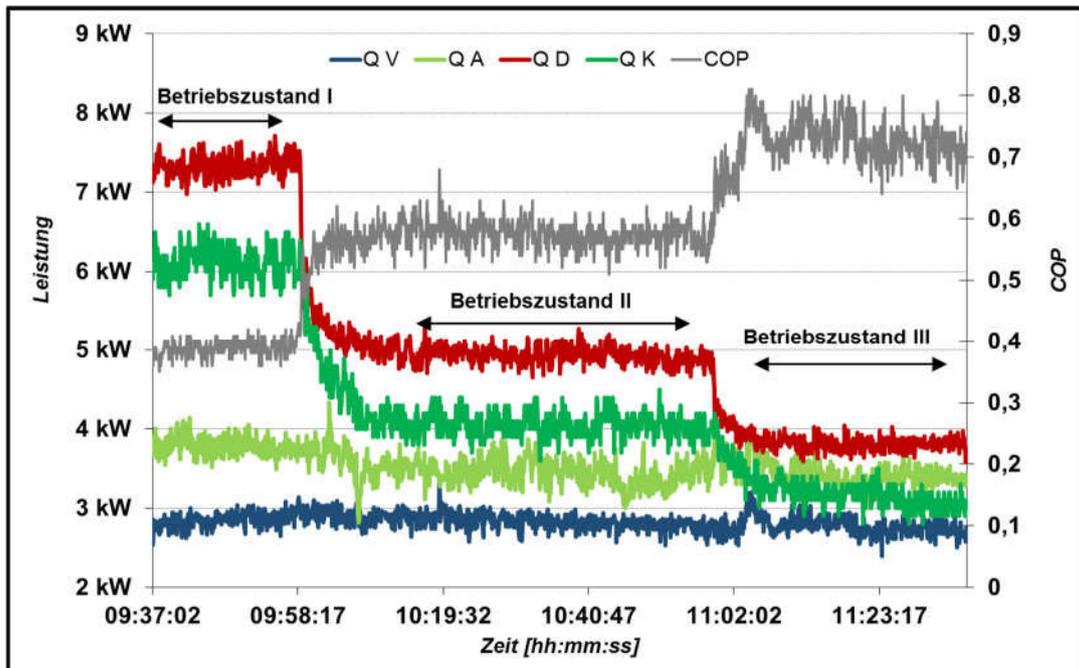


Abbildung 3-8 Teillastbetriebe P-Anlage ($T_{KW,e}=28^{\circ}\text{C}$; $T_{KW,e}=16,5^{\circ}\text{C}$)

Mit sinkender Desorptionsleistung steigt der COP. Der Kondensator folgt in seinem Leistungsverlauf der Heizleistung. Das konstante Verhältnis der beiden Leistungen zeigt, dass der Kondensator auch bei großen Dampfströmen in der Lage ist, diese zu kondensieren. Das Kondensat kann jedoch im Verdampfer nicht vollständig verdampft werden. Die Temperaturtriebkraft, die mit dem mittleren und unteren Temperaturniveau vorgeben sind, reichen nicht aus, um den jeweiligen Kondensatstrom vollständig zu verdampfen. Bei den Betriebszuständen I und II tropft somit ein Teil des Kondensates in den Sumpf der Absorber / Verdampfereinheit. Im Betriebszustand III kann nahezu das gesamte Arbeitsmittel im Verdampfer verdampft werden, da die Verdampferleistung fast die Leistung des Kondensators erreicht. Der in diesem Punkt erzielte COP bildet somit den maximal möglichen COP von 0,75 bei diesen Betriebsbedingungen ab.

3.2.3 Stationäres Betriebsverhalten

Die Untersuchungen zum stationären Betriebsverhalten sollen zur Charakterisierung der Leistungsfähigkeit beider Anlagen dienen. Hier stehen vor allem die maximale Kälteleistung und der dabei erreichte COP unter realistischen Randbedingungen im Fokus, da dadurch das Anwendungsfeld der Anlagen definiert wird.

Da die Leistungsfähigkeit einer Absorptionskältelage von den drei Temperaturniveaus bestimmt wird, soll im Anschluss die Abhängigkeit des Betriebsverhaltens anhand dieser drei wichtigen Parameter untersucht werden.

Das Kühlwassertemperaturniveau hängt von den Umgebungstemperaturen ab und beeinflusst durch die Verschaltung des Rückkühlkreises mit Absorber und Kondensator die beiden Teilprozesse der Verdampfung / Absorption und Desorption / Kondensation. Die Kühlwassertemperaturen bestimmen somit beide Druckniveaus des Absorptionsprozesses.

Das Heizwassertemperaturniveau wird durch die Art der Wärmequelle bestimmt und beeinflusst wesentlich die für den Prozess zur Verfügung stehende Arbeitsmittelmenge. In Verbindung mit den Kühlwassertemperaturen des Kondensators wird das obere Druckniveau bestimmt. Bei Anlagen mit Thermosiphonpumpe wird durch die Heiztemperaturen zusätzlich der Lösungsumlauf bestimmt.

Das Kaltwassertemperaturniveau hängt von der Kältelast des Kälteverbrauchers ab und beeinflusst zusammen mit den Kühlwassertemperaturen des Absorbers das untere Druckniveau.

Im Folgenden soll der Einfluss der drei Temperaturniveaus auf das Betriebsverhalten der Versuchsanlagen vorgestellt werden.

Maximale Kälteleistung

Grundsätzlich müssten beide Anlagentypen bei gleichen Lösungsumläufen unter ähnlichen Bedingungen arbeiten und dann entsprechend zu ähnlichen Ergebnissen führen. Unterschiede werden durch nicht vollständige übereinstimmende Prozessbedingungen verursacht, wie Kühlwasser- und Kaltwassertemperaturen und durch in Folge von Neubefüllung etwas unterschiedliche Konzentrationen der armen und reichen Lösung. Außerdem kann durch fertigungsbedingte unbeabsichtigte Unterschiede, wie zum Beispiel bei den Verteilern für arme Lösung und des Kältemittels oder den Phasentrennern für arme Lösung und Dampf, ein unterschiedliches Anlagenverhalten hervorgerufen werden.

Unterschiede sind aber auch infolge des Betriebsverhaltens, selbst bei stationären Betriebsbedingungen, auch im Auslegungszustand zu erwarten, da durch den spontanen Verdampfungsprozess im Thermosiphondesorber Schwankungen der Wandtemperaturen, der Desorberleistung und damit des Lösungsdurchsatzes verbunden sind, die selbst bei gleichen mittleren Lösungsumläufen zur Fluktuation der Prozessparameter führen.

Für beide Anlagen wurden ähnliche Versuchsbedingungen eingestellt. Heiz- und Kaltwassertemperaturen konnten gut reproduzierbar eingestellt werden. Aufgrund unterschiedlicher Rückkühlbedingung wichen die Rückkühltemperaturen voneinander ab. Dies wurde bei dem Vergleich berücksichtigt. Der Lösungsvolumenstrom der armen Lösung lag für beide Anlagen in etwa bei 80 kg/h. Die Lösungskonzentrationen lagen für beide Anlagen auf ähnlichem Niveau.

Die Ergebnisse der beiden Anlagen sind in der nachfolgenden Tabelle 3-1 zusammengefasst:

Tabelle 3-1 Performance T- und P-Anlagen (Messdaten: Tabelle A-4, Tabelle A-5)

	T-Anlage	P-Anlage
$T_{\text{HW,e}} / T_{\text{KW,e}} / T_{\text{KLW,e}}$	104,2°C / 25,3°C / 17,3°C	104,1°C / 29,1 / 16,3°C
pV / pK	10 mbar / 104 mbar	11 mbar / 127 mbar
Q_D	7,0 kW	7,1 kW
Q_K	5,6 kW	6,1 kW
Q_A	5,3 kW	3,8 kW
Q_V	4,4 kW	2,9 kW
Verluste	ca. 0,5 kW	ca. 0,1 kW
COP	0,63	0,40

Mit der P-Anlage wurden eine geringere Kälteleistung und damit auch ein geringerer COP erzielt, obwohl die Verluste am Desorber kleiner waren und demzufolge auch mehr Kältemittel kondensiert werden konnte. Berücksichtigt man einen Leistungsgradienten von 3% pro Kelvin Kühlwassertemperaturänderung (vgl. [EIC04]), ergibt sich für die P-Anlage bei einer Kühlwassertemperatur von ca. 25°C eine Leistung von 3,2 kW. Bei diesen Betriebsbedingungen verdampft demnach ca. die Hälfte des zur Verfügung stehenden Kältemittels im Verdampfer. In der T-Anlage konnte ca. 80% des Kältemittels verdampft werden. Die Ursache kann in einer ungleichmäßigen Verteilung von Kältemittel und Lösung liegen. So unterscheiden sich die Lösungsverteiler beider Anlagen konstruktiv voneinander. Bei der P-Anlage kann es durch eine teilweise Blockierung der lösungsverteilenden Kapillaren zum Überlaufen der Lösungen kommen, die dann am Absorber ohne gekühlt zu werden vorbeiströmt. Eine weitere Ursache könnte auch eine unzureichende Trennung von Kältemittel und Lösung im Phasentrenner der P-Anlage sein. Eine unzureichende Trennung von Kältemittel und Lösung führt zu einer Erhöhung der Siedetemperatur des Kältemittels. Mit der P-Anlage wurde trotz etwas geringerer Kaltwassertemperaturen ein höherer Druck gemessen. Dies könnte darauf hindeuten, dass sich noch Inertgas im System befand, welches den Stofftransport der Absorption behindert. Die thermischen Verluste der P-Anlage sind geringer, da der Desorber, der die größten Verluste verursacht, kompakter als der Thermosiphondesorber der T-Anlage konstruiert ist.

Einfluss der Kühlwassereintrittstemperatur

Die Kühlwassereintrittstemperatur ist einer der wichtigsten Betriebsparameter der Absorptionskälteanlage, weil sie die beiden Druckniveaus bestimmt, da Absorber und Kondensator über den Rückkühlkreis miteinander gekoppelt sind.

Die Anlage wurde bei drei unterschiedlichen Kühlwassereintrittstemperaturen untersucht. Die beiden anderen Temperaturniveaus wurden im Rahmen der experimentellen Möglichkeiten konstant gehalten. In Tabelle 3-2 sind die Änderungen der beiden Druckniveaus für Verdampfer und Kondensator abgebildet.

Tabelle 3-2 Drückniveaus bei Kühlwassertemperaturänderung ($T_{\text{HW,e}}$ ca. 98°C; $T_{\text{KW,e}}$ ca. 18°C; Messdaten: Tabelle A-6)

	29,7°C	32,6°C	34,5°C
p_v	11 mbar	13 mbar	14 mbar
p_k	115 mbar	124 mbar	128 mbar

Mit dem Ansteigen der Kühlwassertemperaturen erhöhen sich der Kondensatordruck und damit die Kondensationstemperatur. Die Kondensationstemperaturen steigen entsprechend dem Druck von ca. 48°C auf 51°C. Da Kondensator und Absorber in Reihe geschaltet sind und der Absorber zuerst durchflossen wird, erwärmt sich das Kühlwasser durch die Leistungsabgabe der beiden Apparate um mindestens 11 K. Während sich der Druck im Kondensator um ca. 11% ändert, steigt der Druck im Verdampfer um 27% an. Die Verdampfertemperatur steigt dadurch um ca. 4 K. Die Druckdifferenzen der beiden Apparate steigen erwartungsgemäß an. Dadurch muss in der Drossel ein größerer Druckabbau erfolgen, der durch eine geänderte Flüssigkeitssäule erzeugt wird. Die steigenden Drücke führen in Verbindung mit den höheren Temperaturen in allen Apparaten zu einer Abnahme der Leistung, da sich die Triebkräfte der einzelnen Prozesse verringern. In Abbildung 3-9 ist der Einfluss der Kühlwassertemperaturen auf die Leistungen und COP der Anlage dargestellt.

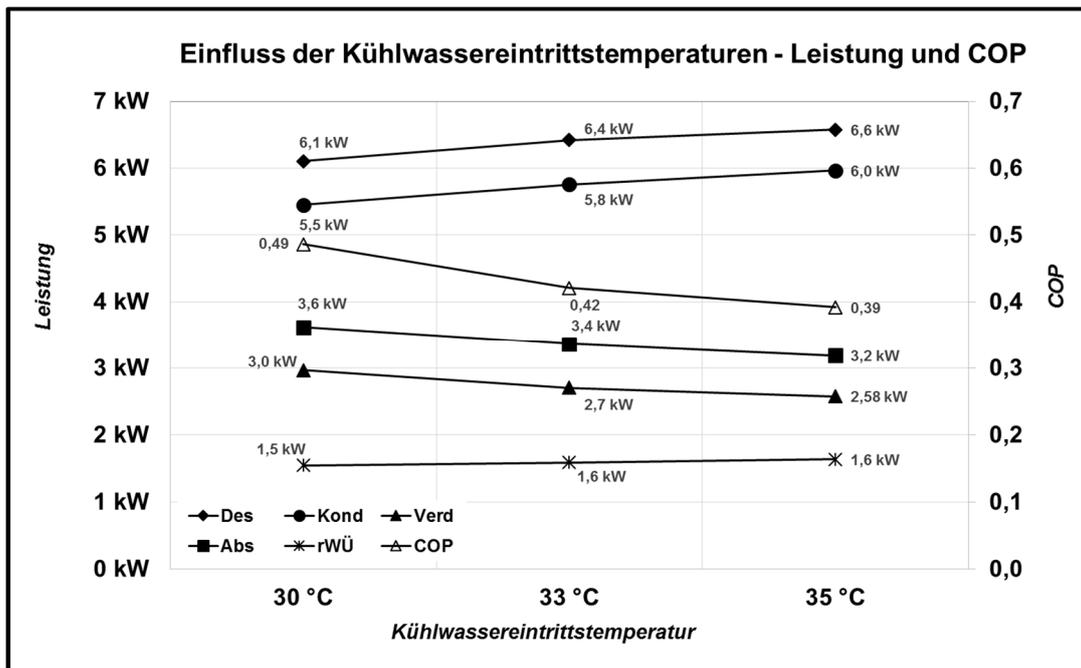


Abbildung 3-9 Einfluss Kühlwassertemperatur auf Leistung & COP ($T_{\text{HW,e}}$ ca. 98°C; $T_{\text{KW,e}}$ ca. 18°C; Messdaten: Tabelle A-6)

Die Absorberleistung sinkt pro Kelvin Kühlwassererhöhung um ca. 3%. Die Leistungsaufnahme des Verdampfers verringert sich im gleichen Maße. Diese bestätigt die in der Literatur gefundene Größenordnung ([EIC04]). Die zusätzliche Leistung, die im Vergleich zum Verdampfer im Absorber abzuführen ist, beruht auf der unvollständigen Regeneration und dem Freiwerden der Absorptionenthalpie der Lösung. Die Erhöhung der Kühlwassereintrittstemperatur führt zu einer Verschlechterung des COP um ca. 4% pro K. Die Abnahme des COP wird vor allem durch die Abnahme

der Absorptionstriebkräfte im Absorber verursacht, die das Aufnahmevermögen der Lösungen gegenüber dem Arbeitsmittel verringern. Somit wird eine unvollständige Absorption bzw. Verdampfung begünstigt. Andererseits führt die Erhöhung des Verdampferdrucks zu einer Verringerung der Triebkräfte für die Verdampfung.

Durch geeignete Maßnahmen, wie einem zusätzlichen Kältemittelwärmetauscher, größere Wärmeübertrager für die Regeneration sowie Apparateisolierung können die Verluste verringert werden. Zusätzlich kann die Abfuhr der Wärme an die Umgebung durch effizientere Rückkühler verbessert werden. Entscheidend Einfluss auf den Prozess kann jedoch die parallele Verschaltungen von Kondensator und Absorber ausüben. Dadurch sinkt das oberer Druckniveau und damit auch die notwendige Desorbtemperatur.

Einfluss der Heizwassertemperaturen

Die Desorptionstemperaturen sind beim solaren Betrieb der Anlage von den Einstrahlungsverhältnissen der Sonne abhängig. Schwankungen beeinflussen Betriebsparameter wie Druck, Leistung, Lösungsumlauf und COP. Zur Untersuchung der Heiztemperaturen auf das Betriebsverhalten der Anlage wurde die Heizleistung variiert.

Generell führen sinkende Heiztemperaturen zu geringeren Triebkräften für den Desorptionsprozess. Es wird weniger Kältemittel ausgetrieben. Die verringerte Dampfproduktion lässt den Kondensationsdruck sinken und führt zu einer Verringerung der Kondensationsleistung. Der Einfluss auf die beiden Druckniveaus ist in Tabelle 3-3 für zwei Heiztemperaturen abgebildet.

Tabelle 3-3 Drückniveaus bei Heizwassertemperaturänderung ($T_{KW,e}$ ca. 31°C; $T_{KW,e}$ ca. 16°C; Messdaten: Tabelle A-7)

	91,2°C	98,8°C
p_v	12 mbar	12 mbar
p_K	92 mbar	116 mbar

Die Verringerung der Heiztemperaturen führt zu einem Sinken des Kondensatordruckes um 24 mbar. Die Kondensationstemperatur sinkt entsprechend dem Druck von 49°C auf ca. 44°C. Der Verdampferdruck bleibt konstant, obwohl der veränderte Kältemitteldurchsatz die Leistung und damit die Triebkräfte im Absorber und Verdampfer beeinflussen müsste. Offensichtlich kann im Verdampfer bei hohen Desorptionstemperaturen und damit höheren Arbeitsmittelströmen nicht alles verdampft werden, da die Temperaturtriebkräfte in Absorber und Verdampfer für eine vollständige Verdampfung nicht ausreichen.

In folgender Abbildung 3-10 sind die Leistungen von Kondensator, Verdampfer, Absorber und regenerativem Wärmeübertrager sowie der COP abgebildet.

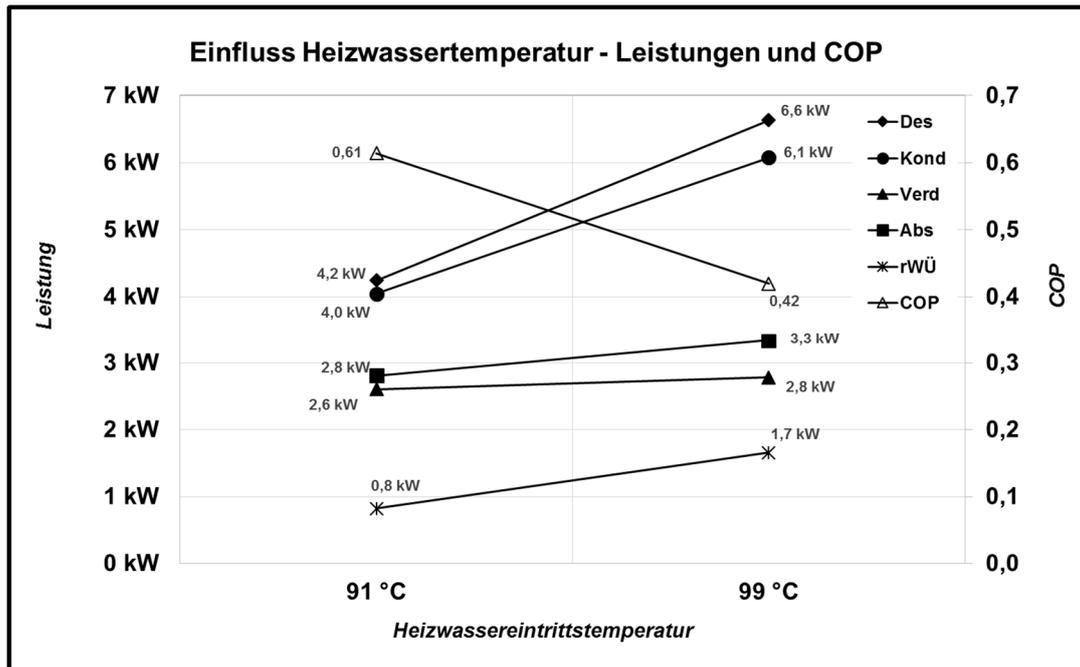


Abbildung 3-10 Einfluss Heiztemperatur auf Leistung & COP ($T_{KW,e}$ ca. 31°C; $T_{KW,e}$ ca. 16°C; Messdaten: Tabelle A-7)

Die Erhöhung der Desorptionstemperatur um 7,6 K führt im Desorber zu einer Leistungszunahme von 2,4 kW und im Kondensator von 2,1 kW. Im Desorber steigen demzufolge die Verluste, da bei höheren Temperaturen die Regeneration der Lösung verschlechtert wird. Dies zeigt sich auch in der höheren Leistung des regenerativen Wärmeübertrager. Im Verdampfer sinkt die Leistung mit abnehmenden Desorptionstemperaturen weit weniger stark ab, da, wie bereits vermutet, bei geringeren verfügbaren Arbeitsmittelströmen weniger Arbeitsmittel unverdampft abtropft.

Die hohe Verdampferleistung sowie die geringeren Verluste bei der Wärmerückgewinnung führen bei niedrigeren Desorptionstemperaturen zum Ansteigen des COP von 0,42 auf 0,61. Wie die Untersuchungen zum Teillastverhalten ergeben haben (vgl. Abschnitt 3.2.2), sinkt bei sehr geringen Antriebsleistungen und besonders niedrigen Antriebstemperaturen der COP aufgrund des geringen Druckverhältnisses für den Transformationsprozess.

Die Desorptionstemperatur beeinflusst die Wärmerückgewinnung und damit die Effizienz der Anlage, da mit ihr auch die Verluste durch Wärmeübertragung aufgrund des höheren Leistungsumsatzes steigen. Bei der T-Anlage ist der Lösungsumlauf direkt an die Heizleistung gekoppelt, so dass der größere Massenstrom zusätzlich die Wärmerückgewinnung belastet.

Einfluss der Kaltwassertemperatur

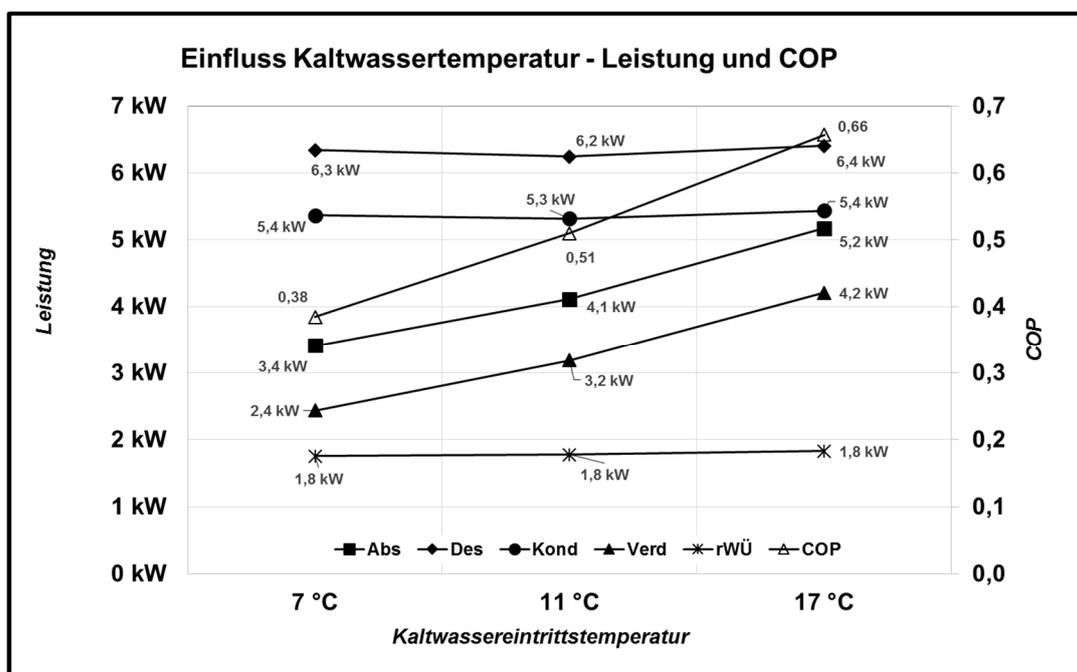
Die Kaltwassertemperaturen hängen von der im Verdampfer aufgenommenen Wärme ab. Zur Variation der Leistung und damit der Temperaturen konnten die verschiedenen Verbraucher zu- und abgeschaltet werden.

In Tabelle 3-4 sind die beiden Druckniveaus für die unterschiedlichen Kaltwassereintrittstemperaturen abgebildet.

Tabelle 3-4 Drückniveaus bei Kaltwassertemperaturänderung ($T_{HW,e}$ ca. 103°C; $T_{KW,e}$ ca. 24°C; Messdaten: Tabelle A-8)

	7,3°C	11,1°C	17,3°C
p_v	6 mbar	7 mbar	9 mbar
p_k	93 mbar	98 mbar	104 mbar

Mit steigenden Kaltwassertemperaturen steigt die aufgenommene Wärme des Verdampfers, da der Druck und somit das Absorptionsvermögen der Lösung zunimmt. Da sich die Menge des ausgetriebenen Kältemittels nicht ändert, fließt bei niedrigen Kaltwassertemperaturen mehr Arbeitsmittel unverdampft vom Verdampfer ab. Der COP sinkt. Der Kondensationsdruck erhöht sich, da die Kühlwassereintrittstemperatur des Kondensators mit der zunehmenden Absorptionsleistung steigt. Der COP sowie die Leistungen sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

Abbildung 3-11 Einfluss Kaltwassertemperatur auf Leistung & COP ($T_{HW,e}$ ca. 103°C; $T_{KW,e}$ ca. 24°C; Messdaten: Tabelle A-8)

Der COP steigt mit steigenden Kaltwassertemperaturen auf 0,66. Die Leistungen im Verdampfer und Absorber steigen im gleichen Maße an. Kann im Verdampfer das Kältemittel aufgrund von z.B. geringer Kältenachfrage nicht vollständig verdampft werden, so belastet dieser Teillastbetrieb den Prozess, da die überschüssige Antriebswärme an die Umgebung abgegeben werden muss, ohne am Transformationsprozess teilgenommen zu haben. Betriebstechnisch bedeutet das, dass die Heizleistung der Anlage an die Verdampferleistung angepasst werden muss, damit die Anlage mit einer hohen Effizienz betrieben werden kann.

4 Wärmetechnische Untersuchungen der Apparate

Die experimentellen Ergebnisse aus Kapitel 3 (Messdaten siehe Anhang; Tabelle A-4, Tabelle A-5) bilden die Basis der wärmetechnischen Untersuchungen der Apparate. Das wärmetechnische Verhalten der Apparate lässt Rückschlüsse auf Verlustmechanismen und mögliche Optimierungen der Apparate zu. Um einen Vergleich zwischen den Anlagen herstellen zu können, sind Versuche ausgewertet worden, bei denen in etwa die gleichen Antriebsleistungen den Anlagen zugeführt worden sind.

Schwerpunkt der Untersuchungen in diesem Kapitel sind die Untersuchungen zum Absorber und Verdampfer. Die Apparate stellen strömungstechnisch eine Besonderheit dar. Das Funktionsprinzip ähnelt dem eines Fallfilmapparates. Allerdings ergeben sich durch die Strömungsbildung der flüssigen Arbeitsstoffe am Spiralrippenrohr für den Wärmeübergang besondere Bedingungen. Der Flüssigkeitsfilm strömt im Unterschied zum Fallfilmverdampfer in einer Spiralbahn am Rohr entlang. Durch die dabei auftretenden Radialkräfte im Film können zusätzliche Turbulenzen erzeugt werden, die den Wärmeübergang fördern. Der durch die Rippen vorgegebene Strömungsweg und die aufgrund der geringen Neigung der Rippen vergleichsweise geringen Filmgeschwindigkeiten führen auch bei geringen Berieselungsdichten zu einer durchgehenden Benetzung der Oberfläche. Zusätzlich stellt der Verdampfer, obwohl in seiner konstruktiven Gestaltung dem Absorber ähnlich, in seiner Charakteristik eine Besonderheit dar. Das aufgebrachte Kondensat muss auf der Wärmeübertragerfläche vollständig verdampfen, um die volle Leistungsfähigkeit der Anlage zu gewährleisten. Die experimentellen Ergebnisse haben gezeigt, dass dies nicht bei allen Betriebsbedingungen gegeben ist. Ein Teil des Kondensates kann unverdampft in den Sumpf der Absorber- / Verdampfereinheit tropfen. Dies schließt eine Versauerung des Verdampfers aus, führt aber zu Einbußen beim COP. Um die Vorgänge bei der Wärmeübertragung an diesen Apparaten besser zu verstehen, wurde exemplarisch für den Verdampfer ein Teststand aufgebaut. An diesem Teststand konnten unabhängig vom Absorptionsprozess der Gesamtanlage unterschiedliche Parameter, wie Kältemittelbelastung und Wärmerstromdichten eingestellt werden.

Die Wärmedurch- bzw. -übergangszahlen für die Plattenapparate (Kondensator, regenerativer Wärmeübertrager) wurden mittels der in den Auslegungsdatenblättern vorhandenen Angaben und den verfügbaren Berechnungsvorschriften aus dem VDI Wärmetlas ermittelt ([VDI02], [VDI10]). Für den Thermosiphondesorber wurde versucht, mit Hilfe von Berechnungsvorschriften und den experimentell ermittelten Wärmeströmen die Wärmeübergangszahlen zu ermitteln.

4.1 Desorber

Da sich die Apparate der beiden Anlagen unterscheiden werden diese getrennt behandelt.

4.1.1 Thermosiphondesorber

Der Desorber der T-Anlage ist dem Prinzip nach ein stehender Rohrbündelwärmeübertrager. Um dem Prozess der Dampferzeugung in den Steigrohren im unteren Apparateabschnitt eine große Triebkraft zur Verfügung zu stellen und damit den Lösungsumlauf zu gewährleisten, wurde der Apparat im Gleichstrom betrieben. Der prinzipielle Temperaturverlauf in der Thermosiphonpumpe ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

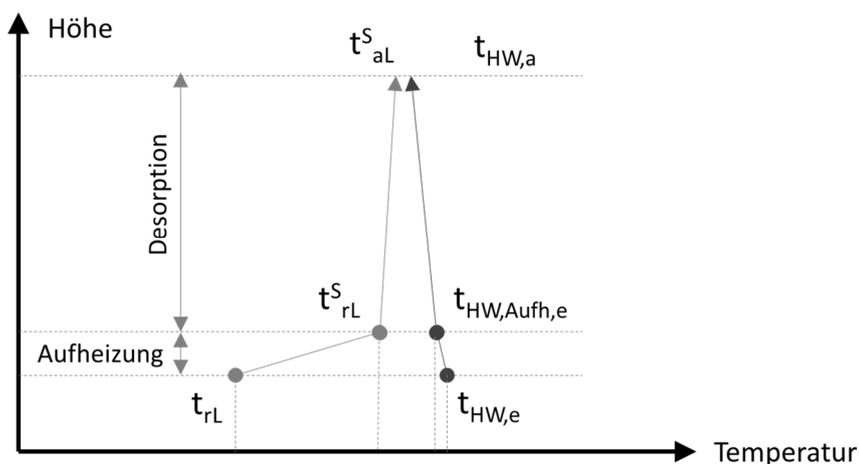


Abbildung 4-1 prinzipieller Temperaturverlauf Desorber T-Anlage

Der Apparat lässt sich in zwei Bereiche der Wärmeübertragung einteilen. Beim Eintreten der reichen Lösung in den Apparat erfolgt die Aufheizung bis auf Siedetemperatur. Danach erfolgt die Austreibung des Kältemitteldampfes. Beide Prozesse beanspruchen auf Grund der unterschiedlichen Wärmeübergangsbedingungen entsprechend unterschiedliche Flächenanteile des Apparates.

Zuerst wird der Wärmedurchgang vom Heizwasser zur Lösung bis zur Aufheizung auf Siedetemperatur anhand empirischer Gleichung ermittelt. Danach können unter Einbeziehung der Energiebilanz der Wärmedurchgang sowie der Wärmeübergang bei der Desorption bestimmt werden.

Wärmeübergang im Heizwasser

Zur Beschreibung des Wärmeüberganges von strömenden Medien in Rohren wurde eine Gleichung für eine turbulente Rohrströmung aus dem VDI Wärmeatlas herangezogen ([VDI02] Abschnitt *Ga*).

$$Nu_{HW} = \frac{\alpha_{HW} \cdot d_{gl}}{\lambda_{HW}} = 0,012 \cdot (Re_{HW}^{0,87} - 280) \cdot Pr_{HW}^{0,4} \cdot \left(1 + \frac{d_{gl}}{l_D}\right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{Gl.: 4-1}$$

Gl.: 4-1 gilt für turbulente Strömung im Übergangsbereich sowie bei voll ausgebildeten Strömungen.

Wärmeübergang und -durchgang der Lösungsaufheizung

Mit dem Lösungsmassenstrom und der Temperaturdifferenz aus Lösungseintritts- und Lösungssiedetemperatur bei Desorptionsdruck ergibt sich für die Lösungsaufheizung die notwendige Wärmeleistung aus den experimentell ermittelten Werten wie folgt.

$$\dot{Q}_{Lsg,Aufh} = \dot{m}_{rL} \cdot cp_{rL} \cdot (t_{rL}^S - t_{rL,e}) \quad \text{Gl.: 4-2}$$

Um den Wärmeüber- und -durchgang sowie die Fläche der Aufheizung zu ermitteln, wird ein Gleichungssystem mit den folgenden Gleichungen aufgestellt und gelöst.

Die Strömung der reichen Lösung erfolgt in Rohren unter laminaren Bedingungen. Bei laminarer Strömung gilt nach *Schlünder* [MEY83]:

$$\alpha_{Lsg} = \frac{\left[3,66^3 + 1,61^3 \cdot \text{Re}_{Lsg} \cdot \text{Pr}_{Lsg} \cdot \left(\frac{d_{i,SR}}{L} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_{Lsg}}{d_{i,SR}} \quad \text{Gl.: 4-3}$$

Die für Lösungsaufheizung benötigte Steigrohrlänge L kann aus der Wärmedurchgangsgleichung nach Gl.: 4-4 berechnet werden.

$$A_{Lsg,Aufh} = 2 \cdot \pi \cdot L = \frac{\dot{Q}_{Lsg,Aufh}}{k_{Lsg,Aufh} \cdot \Delta T_{Lsg,Aufh}^m} \quad \text{Gl.: 4-4}$$

Die logarithmische Temperaturdifferenz der Lösungsaufheizung wurde lösungsseitig mit der gemessenen Eintrittstemperatur der reichen Lösung sowie der Lösungssiedetemperatur bei Kondensatordruck und heizwasserseitig mit der gemessenen Heizwassereintrittstemperatur und der aus der Energiebilanz der Aufheizung berechneten Aufheizendtemperatur des Heizwassers gebildet (Vgl. Abbildung 4-1).

Die Wärmedurchgangszahl der Lösungsaufheizung $k_{Lsg,Aufh}$ ergibt sich für die Rohrströmung mit den Steigrohradien $r_{SR,a}$ und $r_{SR,i}$ wie folgt:

$$k_{Lsg,Aufh} = \frac{1}{\frac{1}{r_{SR,a} \cdot \alpha_{HW}} + \frac{1}{\lambda_{Lsg}} \cdot \ln \left(\frac{r_{SR,a}}{r_{SR,i}} \right) + \frac{1}{r_{SR,i} \cdot \alpha_{Lsg}}} \quad \text{Gl.: 4-5}$$

Wärmeübergang und -durchgang bei der Desorption

Die Fläche der Desorption kann aus der Gesamtfläche des Apparates ermittelt werden.

$$A_{Des} = A_D - A_{Lsg,Aufh} \quad \text{Gl.: 4-6}$$

Für den Wärmedurchgang bei der Desorption ergibt sich:

$$k_{Des} = \frac{\dot{Q}_D - \dot{Q}_{Aufh}}{A_{Des} \cdot \Delta T_{D,Des}^m} \quad \text{Gl.: 4-7}$$

Nach der Gl.: 4-8 kann dann der Wärmeübergang der Desorption ermittelt werden.

$$\alpha_{Des} = \frac{1}{\frac{1}{k_{Des}} - \frac{1}{\lambda_{Cu}} \cdot \ln\left(\frac{r_{SR,a}}{r_{SR,i}}\right) - \frac{1}{\alpha_{HW}}} \quad \text{Gl.: 4-8}$$

Die Ergebnisse sind in Tabelle 4-1 dargestellt.

Tabelle 4-1 Ergebnisse Wärmedurch- und -übergang im Desorber T-Anlage

		Wert	Gleichung
Heizwasser	α_{HW}	1375 W/(m ² K)	Gl.: 4-1
Aufheizung	α_{Lsg}	361 W/(m ² K)	Gl.: 4-3
	$k_{Lsg,Aufh}$	253 W/(m ² K)	Gl.: 4-5
	$A_{Lsg,Aufh}$	0,034 m ²	Gl.: 4-4
Desorption	α_{Des}	694 W/(m ² K)	Gl.: 4-8
	k_D	457 W/(m ² K)	Gl.: 4-7
	A_{Des}	0,866 m ²	Gl.: 4-6

Auf der Heizwasserseite wird ein ausreichend guter Wärmeübergang erzielt. Auf der Lösungsseite ist der Wärmeübergang aufgrund der laminaren Strömung geringer. Da aber nur ein kleiner Teil der Leistung für die Aufheizung der Lösung benötigt wird, ist auch der Flächenanteil niedrig. Weniger als 5% der gesamten Fläche des Apparates wird für die Aufheizung genutzt. Demnach ergibt sich für den Temperaturverlauf im Desorber ein noch extremeres Bild als in Abbildung 4-1 dargestellt.

Die geringen Alpha-Zahlen in der Lösung im Vergleich zum Heizwasser deuten darüber hinaus darauf hin, dass, wenn man den Widerstand der Steigrohrwände im Vergleich zu den anderen beiden Wärmeübergangsprozessen als vernachlässigbar betrachtet, die Wandtemperatur auf der Lösungsseite die Siedetemperatur der Lösung erreicht hat. Somit kommt es selbst in der Aufheizzone zur partiellen Blasenbildung an den Wänden. In der Aufheizzone kann es demnach bereits zu einem partiellen Sieden der reichen Lösung kommen.

Zur Einordnung des Wärmeüberganges für Desorption können Werte für das Verdampfen von zähen Medien angeführt werden. Für solche Prozesse in Naturumlaufverdampfern werden in [VDI10], Abschnitt C3, Wärmedurchgangszahlen zwischen 300 W/m²K und 900 W/m²K angegeben. Mit dem ermittelten Wert von 457 W/m²K für die Desorption werden demnach mit dem Thermosiphondesorber für technische Apparate übliche Werte erreicht. Die für den gesamten Apparat erzielte Wärmedurchgangszahl lag bei 413 W/m²K.

4.1.2 Plattenwärmeübertrager - Desorber

Der in der P-Anlage zum Einsatz kommende Desorber wurde im Gegenstrom betrieben, da hier keine zusätzlichen Triebkräfte für den Lösungstransport durch die Dampfblasenproduktion notwendig sind. Der prinzipielle Temperaturverlauf ergibt sich nach der folgenden Abbildung:

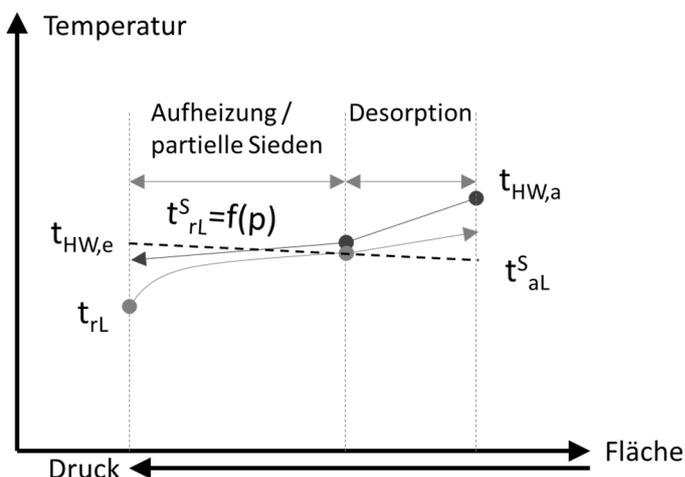


Abbildung 4-2 prinzipieller Temperaturverlauf Desorber P-Anlage

Wie auch im Thermosiphonpumpendesorber muss die reiche Lösung zuerst auf Siedetemperatur aufgeheizt werden. Je nach Druckverhältnissen kann dafür ein Großteil der Fläche des Apparates beansprucht werden, da aufgrund des hohen Druckverlustes im Apparat und der für das Sieden der Lösung zu niedrigen Heiztemperaturen der Siedepunkt nicht erreicht wird (gestrichelte Linie in Abbildung 4-2). Beim Durchströmen des Apparates, mit steigender Heiztemperatur und sinkendem Druck, wird schließlich die Siedetemperatur erreicht. Ab da beginnt der eigentliche Desorptionsprozess. Dabei kann der Dampf aufgrund seines großen spezifischen Volumens und des geringen Strömungsquerschnitts im Apparat hohe Gasgeschwindigkeiten erreichen. Das kann zu erheblichen Druckgradienten im Apparat führen. Diese können so groß sein, dass die Siedetemperatur der Lösung sehr dicht bei der Heiztemperatur des Wärmeträgers liegt und die Desorption folglich wegen der geringen Triebkraft erschwert wird. Mit dem in der P-Anlage vorhandenen Desorber konnte der benötigte Dampf unter Einsatz entsprechender Triebkräfte erzeugt werden.

Die an der Anlage für den Desorber ermittelte k -Zahl betrug $70 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dieser Wert ist für Verdampfungsprozesse in technischen Apparaten zu gering und lässt darauf schließen, dass der größte Teil der Wärmeübergangsfläche bei extrem geringer Temperaturdifferenz der Aufheizung der Lösung dient und erst in der Nähe des Desorberaustrittes eine entsprechend intensive Desorption stattfindet.

Zur Einordnung der experimentellen Ergebnisse sollen die erreichten Wärmestromdichten der Apparate für diesen Versuch dargestellt werden.

Tabelle 4-2 Vergleich Wärmestromdichte im Desorber

	T-Anlage	P-Anlage
q_A	7,5 kW/m ²	1,4 kW/m ²

Im Thermosiphondesorber werden um Faktor 5 höhere Wärmestromdichten erreicht als im Plattendesorber der P-Anlage. Dies ist auf die um diesen Faktor größere Wärmeübertragerfläche des Plattendesorbers zurückzuführen. Größere Fläche sollte nach allgemeinem Verständnis zu kleinen Temperaturtriebkräften führen. Trotz der größeren Fläche konnten beim Plattendesorber keine signifikanten geringeren Antriebstemperaturen als mit dem Thermosiphondesorber erzielt werden. Dies deutet darauf hin, dass die Triebkräfte in diesem Apparat durch Druckverluste der Zweiphasenströmung bestimmt werden. Plattenwärmeübertrager sind also für die Desorption im Vakuumbereich ungeeignet bzw. müssten mit größeren Plattenabständen und Austrittsquerschnitten gefertigt werden.

4.2 Verdampfer und Absorber

Verdampfer und Absorber sind vom Aufbau her identisch, unterscheiden sich jedoch in der Anzahl der Rippenrohre. Die konstruktiven Einflüsse auf den Wärmeübergang, vor allem beim Verdampfer, sollen im Folgenden diskutiert werden. Die Untersuchungen zur Verdampfung wurden an den Anlagen sowie an einem separaten Teststand durchgeführt.

4.2.1 Verdampfer

Der Verdampfer ist ein wärmetechnisch anspruchsvoller Apparat, da auf ihm ein im Vergleich zu einem Fallfilmverdampfer extrem kleiner Kältemittelstrom verteilt werden muss. Die Verteilung des Kältemittels und die daran geknüpfte Benetzung der Wärmeübertragerfläche sind eine grundlegende Herausforderung um eine hohe Effektivität für einen solchen Apparat zu erzielen. Hinzu kommt, dass bei der Anwendung in Absorptionskälteanlagen besonders kleine Triebkräfte für die Verdampfung verlangt werden, um möglichst hohe Absorberdrücke für einen entsprechenden Transformationseffekt zu bewerkstelligen. Deshalb wurde ein Rieselfilmverdampfer entwickelt, der durch eine spiralförmige Strömungsführung entlang des Rippenrohres charakterisiert ist. Im Folgenden sollen zuerst die mit den beiden Versuchsanlagen realisierten Wärmeübertragungskennzahlen dargelegt werden. Im Anschluss werden der Verdampferteststand und die mit diesem Teststand erzielten Ergebnisse vorgestellt.

Der Temperaturverlauf im Verdampfer lässt sich graphisch wie folgt darstellen (Abbildung 4-3).

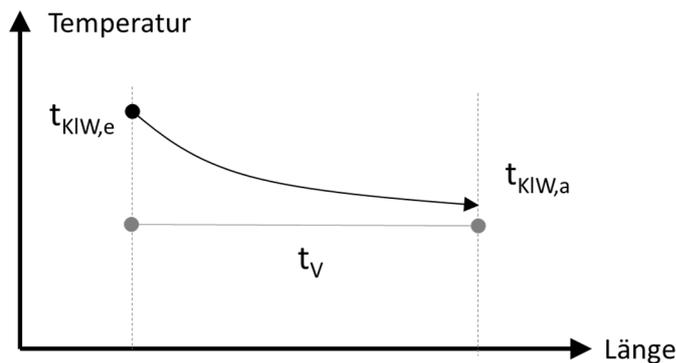


Abbildung 4-3 Temperaturverlauf Verdampfer

Das Heizmedium wird durch die Rohranordnung jeweils im Gleich- und Gegenstrom zum Kältemittelstrom geführt. Auf der Verdampfungsseite herrschte eine konstante Temperatur, die durch den Druck bestimmt wird. Die mittlere Temperaturdifferenz lässt sich dann wie folgt aufschreiben.

$$\Delta T_V^m = \frac{(t_{KIW,e} - t_{KIW,a})}{\ln\left(\frac{t_{KIW,e} - t_V}{t_{KIW,a} - t_V}\right)} \quad \text{Gl.: 4-9}$$

Die Wärmedurchgangszahl im Verdampfer kann mit Hilfe der experimentellen Daten nach Gl.: 4-10 ermittelt werden.

$$k_{V,\text{exp}}^* = \frac{\dot{Q}_V}{\Delta T_V^m \cdot A_V} \quad \text{Gl.: 4-10}$$

Als Wärmedurchgangsfläche A_V wurde die Heizrohrinnenfläche des Kernrohres festgelegt, da die Verdampferfläche von der Benetzung durch den Kältemittelfilm abhängt und sich experimentell nicht genau bestimmen lässt. Die mit der Fläche A_V ermittelte k -Zahl ist somit als eine scheinbare Wärmedurchgangszahl k^* zu verstehen.

Zur Berechnung dieser Wärmedurchgangszahl kann Gl.: 4-11 herangezogen werden:

$$k_{v,\text{exp}}^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{KIW}} + \frac{r_{RR,a}}{\lambda_{Cu}} \cdot \ln\left(\frac{r_{RR,a}}{r_{RR,i}}\right) + \frac{1}{\alpha_V \cdot r_{RR,a}}} \quad \text{Gl.: 4-11}$$

Der innere Wärmeübergang α_{KIW} kann entsprechend Gleichung Gl.: 4-1 ermittelt werden, da es sich auch hier um eine Strömung in Rohren handelt. Die Wärmeübergangszahl für die Verdampfung α_V kann dann nach Umstellen von Gl.: 4-11 ermittelt werden.

Tabelle 4-3 Ergebnisse Wärmedurch- und -übergang im Verdampfer

	T-Anlage	P-Anlage	Gleichung
k_v^*	1451 W/m ² K	1170 W/m ² K	Gl.: 4-10
α_{KIW}	6145 W/m ² K	4570 W/m ² K	Gl.: 4-1
α_v	1660 W/m ² K	1671 W/m ² K	Gl.: 4-11

In beiden Versuchsanlagen wurden ähnliche Wärmedurch- und -übergangszahlen für den Verdampfer ermittelt.

Die integrale Betrachtung des Apparates lässt keine Rückschlüsse auf das Wärmeübertragungsverhalten der einzelnen Rohre zu. Da der Kaltwasserstrom den Apparat seriell durchströmt und sich dabei abkühlt und die Verdampfungstemperatur als konstant betrachtet werden kann, sinken die Triebkräfte für die Verdampfung. Damit sinkt die Verdampferleistung von Rippenrohr zu Rippenrohr. Zur Untersuchungen der Leistungen an den einzelnen Rohren wurden diese iterativ bestimmt. Auf die Vorgehensweise wird im Abschnitt 4.2.2 (Absorberuntersuchungen) eingegangen, da die Mechanismen aufgrund der gleichen Bauweise der Apparate ähnlich sind. Die Ergebnisse sind im Anhang, Abbildung A-5, dargestellt. Die Verdampferleistungen der Einzelrohre sinken mit fortschreitender Durchströmung des Apparates um bis zu 30%. Da auf jedem Rohr mehr oder weniger die gleiche Kältemittelmenge aufgebracht wird, erfolgt über den Apparat verteilt eine ungleichmäßige Verdampfung. Dies führt zu unterschiedlichen Kältemittelmengen auf den Rippenrohren. Die Kältemittelmenge ändert sich nicht nur, wie gerade gezeigt, von Rohr zu Rohr. Sie ändert sich auch beim Herablaufen am Rohr durch den Verdampfungsprozess.

Den Betrachtungen zu den Wärmeleistungen an den einzelnen Verdampferrohren lag die Annahme zu Grunde, dass der Wärmedurchgang an allen Rohren gleich ist. Da sich aber die Kältemittelmenge entlang eines Rohres ändert und damit die Verdampfungsbedingungen, kann sich auch der Wärmeübergang bei der Verdampfung ändern. Um dies zu prüfen, wurde ein einzelnes Verdampferrohr genauer untersucht.

Verdampferteststand

Zur Untersuchung des Wärmeübergangsverhaltens wurde ein Teststand aufgebaut, in dem ein Spiralrippenrohr genauer untersucht wurde. Das Rohr unterscheidet sich in der Hinsicht von den Rohren der T-Anlage dadurch, dass die Spiralrippe ohne Aufwölbungen am Rippenfuß stoffschlüssig am Zentralrohr anliegt. Zusätzlich weist das Versuchsrohr eine leichte, durch die Fertigung bedingte, Profilierung des Innenrohres auf (Abbildung 4-4).

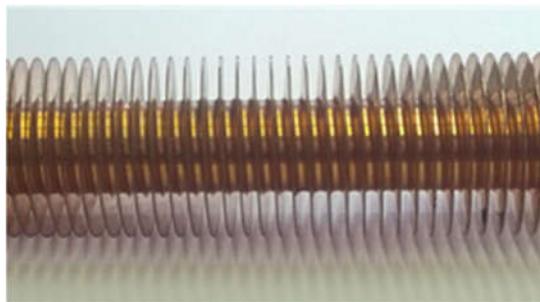


Abbildung 4-4 Spiralrippenrohre (Ausschnitte)

Die wesentlichen konstruktiven Parameter des Rippenrohres für den Teststand sind im Anhang (Tabelle A-9) dargestellt.

Das Rippenrohr wurde in einem Glasbehälter eingebaut (vgl. Abbildung 4-5). Dies ermöglicht einfache experimentelle Untersuchungen im Unterdruckbereich bei geringeren Temperaturen und erlaubt zudem eine optische Beurteilung des Prozesses. Zur Absaugung des Dampfes und Einstellung des Druckes wurde während der Versuche eine Flüssigkeitsringmaschine (FRM) betrieben. Als Heiz- und Kältemittel wurde zusatzfreies Wasser eingesetzt. Das Heizmedium wurde mit Hilfe eines Thermostaten temperiert und fließt im Gegenstrom zum Kältemittel. Dieses wird aus einem Vorratsbehälter in die Anlage gesaugt, über eine Kapillare auf der oberen Windung der Rippe beaufschlagt und strömt der Schwerkraft folgend auf der Spirale das Rohr hinunter.

Beide Volumenströme als auch der Systemdruck können mittels Ventile eingestellt werden.

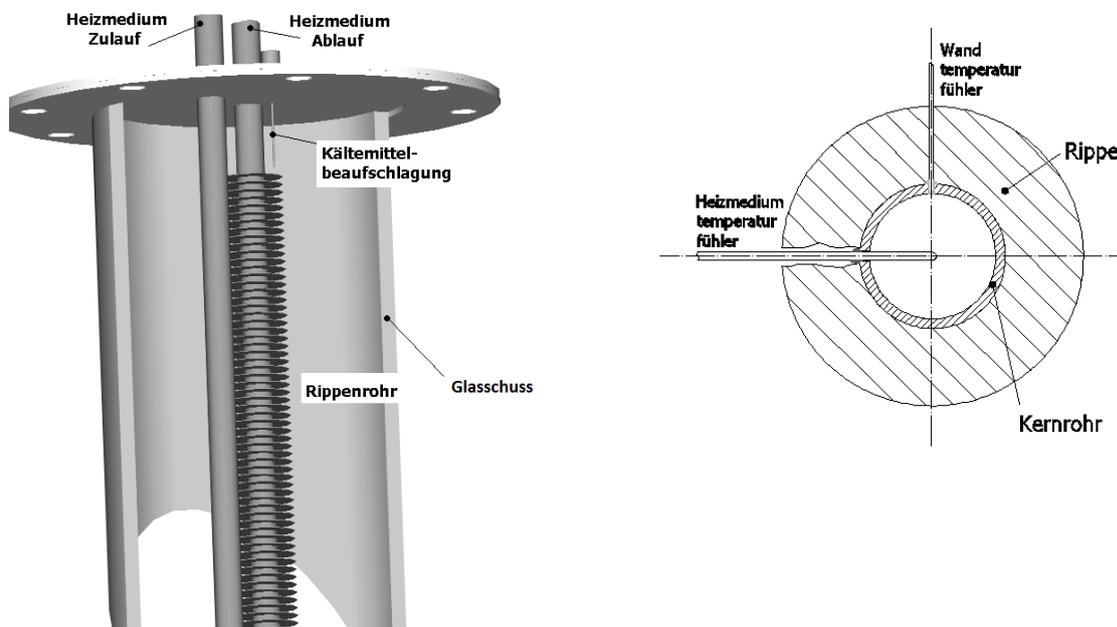


Abbildung 4-5 links: Verdampferteststand (Ausschnitt); rechts: Position Temperatursensor der Wand- und des Heizmediums (Schnittdarstellung Rippenrohr, Draufsicht)

Messtechnik

Das Versuchsrohr wurde insgesamt mit 12 Temperaturmessfühlern ausgestattet. Jeweils 6 Wand- und Heizmediumtemperaturfühler wurden in einem Abstand von 10 cm zueinander am Rohr angebracht. Die Temperaturfühler für das Heizmedium (Mantelthermoelemente, Typ K, \varnothing 1 mm) wurden von außen durch Bohrlöcher in der Wand mittig im Rohr positioniert und mit Zweikomponentenharz abgedichtet. Um den Strömungsverlauf des Kältemittels am Kernrohr durch die Temperatursensoren nicht zu behindern, wurden an den betreffenden Stellen die Rippen bis auf das Kernrohr durchbrochen, um dort die Bohrlöcher zu bohren. Für die Messung der Wandtemperatur wurden ebenfalls durchgehende Löcher (\varnothing 0,8 mm) in die Wand gebohrt. Darin wurden die Fühler (Mantelthermoelemente, Typ K, \varnothing 0,5 mm) eingelötet. (Abbildung 4-5, rechts)

Zur Bestimmung der Verdampfungstemperatur wurde im Abstand von ca. 30 mm vom Rippenrohr drei Temperaturfühler (Thermodrahtthermoelement Typ T; ca. \varnothing 1 mm) über die Länge des Versuchsrohres gleichmäßig verteilt. Zusätzlich wurde die Temperatur des Kältemittels nach dem Drosselventil gemessen. Alle Temperaturfühler wurden im ausgebauten Zustand mit Hilfe eines Thermostaten im entsprechenden Temperaturbereich kalibriert. Die Abweichung der Fühler untereinander betrug nach der Kalibrierung $\pm 0,05\text{K}$. Zur Bestimmung der Heiz- und Kältemittelmassenströme wurden induktive Durchflussmesser verwendet. Die sich während der Versuche einstellenden Druckniveaus wurden mit einem Drucksensor gemessen. Die Messdaten wurden kontinuierlich alle 5 Sekunden von einer Messdatenerfassung aufgezeichnet und graphisch auf dem angeschlossenen PC dargestellt. Der Messstellenplan der Versuchsanlage ist im Anhang (Abbildung A-6) aufgeführt.

Versuchsdurchführung

In der nachfolgenden Tabelle 4-4 ist der Parameterbereich für die Versuche dargestellt.

Tabelle 4-4 Parametervariationsbereich der Versuche

Versuchsparameter	Wert
Kältemittelvolumenstrom	0,5 l/h – 2,5 l/h
Volumenstrom des Heizmediums	95 l/h – 106 l/h
Heizmediumstemperatur, Eintritt	32 °C – 47°C
Dampftemperatur	27°C – 32°C

Der Kältemittelstrom wurde zur Untersuchung des Einflusses der Filmdicke variiert. Unterschiedliche Temperaturtriebkräfte für die Verdampfung wurden mit den Heizwassertemperaturen und dem Verdampfdruck eingestellt.

Vor jedem Versuch wurde das Versuchsrohr solange mit Kältemittel beaufschlagt, bis sich sichtbar eine vollständige Benetzung des Kernrohres einstellte. Danach wurden der Kältemittelstrom sowie die Heizwasservorlauftemperatur eingestellt. Die Temperatur des Kältemittels entsprach bei

allen Versuchen der Umgebungstemperatur des Labors. Der Druck in der Anlage wurde mit einem Bypass-Ventil an der Flüssigkeitsringmaschine eingestellt.

Die Auswertung erfolgte frühestens 5 Minuten nach der Änderung des Volumenstromes, um das Erreichen eines stationären Betriebszustandes sicherzustellen. Während dieses Zustandes betrug die mittlere Standardabweichung der einzelnen Temperaturfühler zueinander 0,14 K. Gemessene Temperaturdifferenzen mit kleineren Werten wurden für die Auswertung nicht mit berücksichtigt. Die Ermittlung der temperaturabhängigen Stoffgrößen erfolgte jeweils mit den Mittelwerten der jeweiligen Temperaturen. Ein exemplarischer Temperaturverlauf einer Messung ist in der nächsten Abbildung dargestellt.

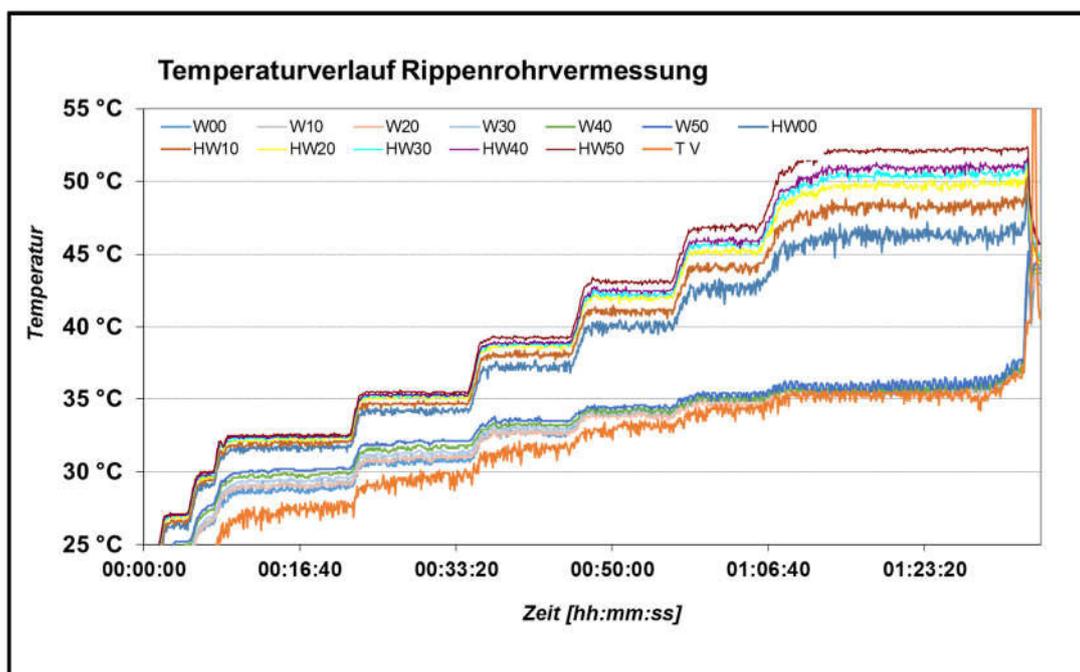


Abbildung 4-6 exemplarischer Temperaturverlauf Rippenrohrmessungen

Um lokale Effekte am Versuchsrohr zu untersuchen, wurde das Rohr in fünf Segmente unterteilt, die jeweils von den Temperaturmessstellen von Heizmedium und Wandtemperatur begrenzt werden.

Mittlerer Wärmedurchgang am Rippenrohr

Aus dem Massenstrom und der Temperaturänderung des Heizmediums lässt sich die Wärmestromdichte nach Gl.: 4-12 ermitteln.

$$q_{m,HW} = \frac{\dot{m}_{HW} \cdot c_{p,HW} \cdot (t_{50,HW} - t_{00,HW})}{A_{HW}} \quad \text{Gl.: 4-12}$$

$$\text{mit: } A_{HW} = \pi \cdot d_{RR,i} \cdot l_{RR}$$

Für den Wärmedurchgang wurde als Bezugsfläche die Rohrrinnenfläche A_{HW} gewählt, da diese für alle Prozessvariationen als konstant betrachtet werden kann. Die äußere Fläche der Verdampfung ist im Gegensatz dazu vom Kältemittelstrom und der Leistungsdichte abhängig. Die

temperaturabhängigen Stoffgrößen wurden mit den Mittelwerten der jeweiligen Temperaturen bestimmt.

Die mittlere Temperaturdifferenz als Triebkraft für den Wärmedurchgang wurde wie folgt gebildet.

$$\Delta T_{m,HW-D} = \frac{(t_{00,HW} - t_D) + (t_{50,HW} - t_D)}{2} \quad \text{Gl.: 4-13}$$

Da die beiden Temperaturdifferenzen der Messstellen 00 und 50 sich nicht groß unterscheiden, wurde das arithmetische Mittel zur Bildung der Temperaturtriebkraft verwendet. Die Dampftemperatur t_D wurde als Mittelwert aus den drei Dampftemperatursensoren bestimmt, da davon ausgegangen werden kann, dass sich der Druck im Glasbehälter nicht mit der Höhe ändert.

Die Wärmestromdichte ist in folgender Abbildung über der Temperaturdifferenz abgetragen.

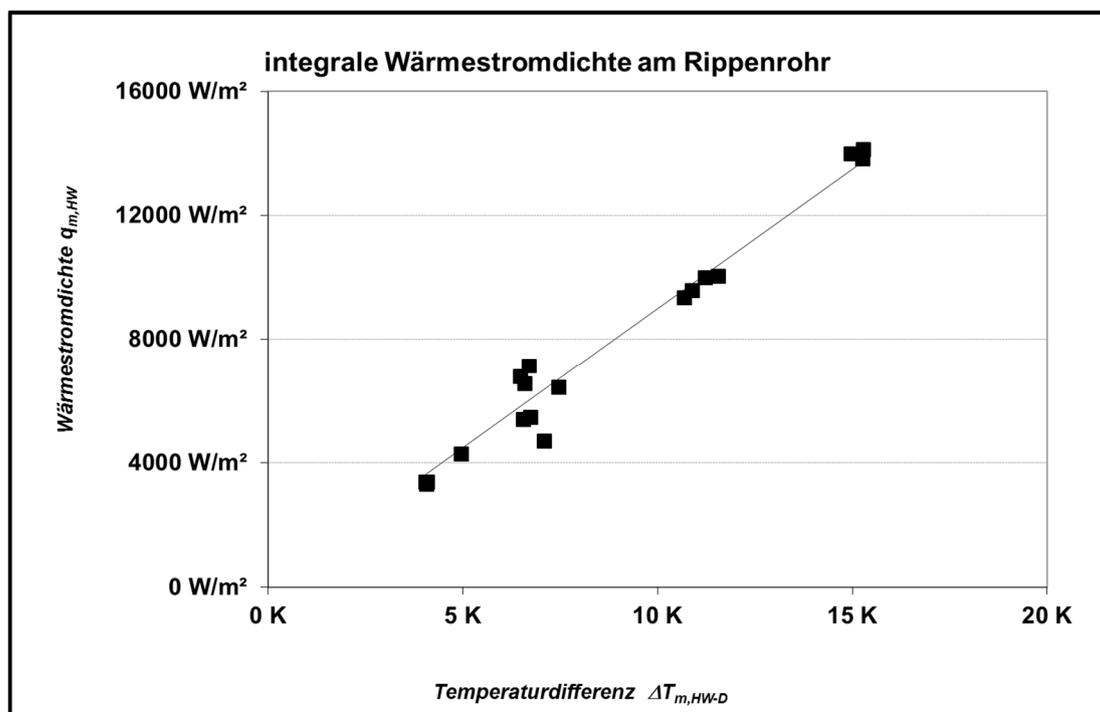


Abbildung 4-7 mittlere Wärmestromdichten am Rippenrohr über der Temperaturdifferenz Heizmedium -Dampf

Die Temperaturdifferenzen variieren von 4 K bis 20 K. Die erzielten Wärmestromdichten liegen zwischen 4000 W/m^2 und 14000 W/m^2 . Die Wärmestromdichten steigen mit der Temperaturdifferenz erwartungsgemäß an. Es ergibt sich ein linearer Zusammenhang. Bei kleinen Temperaturdifferenzen schwanken die gemessenen Wärmestromdichten stärker, da bei geringen Temperaturunterschieden die Fehler der Temperaturmessung zunehmen.

Aus Wärmestromdichte und Temperaturdifferenzen kann nach Gl.: 4-14 der Wärmedurchgang ermittelt werden.

$$k_{HW} = \frac{q_{m,HW}}{\Delta T_{m,HW-D}} \quad \text{Gl.: 4-14}$$

Der erzielte Wärmedurchgang liegt im Mittel bei 912 W/m²K. Für die Versuchsanlagen wurden Wärmedurchgangszahlen von 1337 W/m²K und 1451 W/m²K gemessen, da bei den Anlagen ein höherer Kaltwasserstrom realisiert wurde. Die Versuchsanlage wurde mit geringeren Massenströmen gefahren, um ausreichend große Temperaturdifferenzen messen zu können.

Mittlerer Wärmeübergang am Rippenrohr

Heizmedium

Die Wärmestromdichten im Heizmedium ergeben sich entsprechend der Berechnungen zum Wärmedurchgang nach Gl.: 4-12. Die Temperaturtriebkräfte des Wärmetransportes vom Heizmedium zur Wand lassen sich wie folgt bestimmen:

$$\Delta T_{m,HW-W} = \frac{(t_{00,HW} - t_{00,W}) + (t_{50,HW} - t_{50,W})}{2} \quad \text{Gl.: 4-15}$$

Die für den Wärmetransport gemessenen Temperaturtriebkräfte lagen zwischen 3 K und 13 K. Mit den Wärmestromdichten und Temperaturdifferenzen im Heizmedium können die mittleren Wärmeübergangszahlen ermittelt werden. Die Wärmeübergangszahlen ermitteln sich wie folgt:

$$\alpha_{m,HW} = \frac{q_{m,HW}}{\Delta T_{m,HW-W}} \quad \text{Gl.: 4-16}$$

Der Wärmeübergang erreicht im Mittel Werte von 1060 W/m²K. Mit den Anlagen wurden wesentlich höhere Wärmeübergangszahlen ermittelt (6145 W/m²K bzw. 4570 W/m²K). Dies liegt an den bereits erwähnten höheren Massenströmen, die bei den Anlagen realisiert wurden.

Zur Darstellung und Einordnung des Wärmeüberganges bei strömenden Medien können die Nusselt-Zahlen sowie die Reynolds-Zahlen gebildet werden. Die Definitionen der Kennzahlen lauten wie folgt:

$$\text{Nusselt - Zahl: } Nu_{m,HW} = \frac{\alpha_{m,HW} \cdot d_{RR,i}}{\lambda_{HW}} \quad \text{Gl.: 4-17}$$

$$\text{Reynolds - Zahl: } Re_{m,HW} = \frac{w_{m,HW} \cdot d_{RR,i}}{v_{HW}}$$

Die ermittelten Nusselt-Zahlen wurden mit einem halbempirischen Ansatz zur Berechnung des Wärmeüberganges in Rohren aus dem VDI Wärmeatlas nach Gl.: 4-1 verglichen. In folgender Abbildung 4-8 sind die Nusselt-Zahlen über den Reynolds-Zahlen abgebildet.

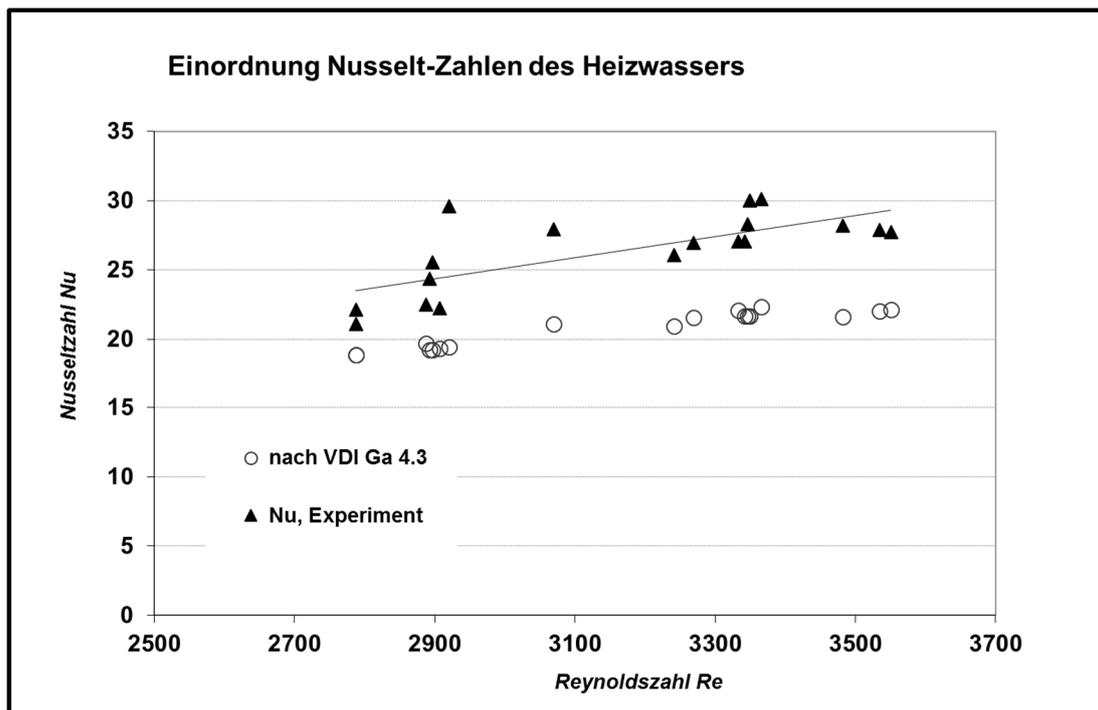


Abbildung 4-8 Vergleich dimensionsloser Wärmeübergang Heizwasser Experiment vs VDI WA Ga

Die erreichten Nusselt-Zahlen liegen zwischen 20 und 30. Die Reynolds-Zahlen des Heizwassers liegen mit Werten zwischen 2800 und 3900 im Übergangsbereich für Rohrströmungen. Die Nusselt-Zahlen steigen mit den Reynolds-Zahlen an, da mit steigenden Massenströmen auch die Strömungsgeschwindigkeiten zunehmen und damit der Wärmeübergang intensiviert wird. Der Vergleich mit den Werten nach dem Ansatz aus dem VDI Wärmeatlas zeigt für die Messwerte einen um etwa 25% höheren Wärmeübergang. Durch die leichte Strukturierung des Versuchsrohres sowie den in die Strömung hineinragenden Temperatursensoren können zusätzliche Turbulenzen entstehen, die den Wärmeübergang erhöhen.

Verdampfung

Im stationären Zustand kann davon ausgegangen werden, dass die gesamte Wärme des Heizmediums der Verdampfung zur Verfügung steht. Es gilt:

$$Q_{m,HW} = Q_{m,V} \quad \text{Gl.: 4-18}$$

Die Wärmestromdichte der Verdampfung ergibt sich dann nach Gl.: 4-19.

$$q_{m,V} = q_{m,HW} \cdot \frac{\pi \cdot d_{RR,i} \cdot l_{RR}}{A_V} \quad \text{Gl.: 4-19}$$

Als Verdampfungsfläche kann formal die durch den Kältemittelfilm benetzte Kernrohr- und Rippenfläche betrachtet werden. Diese berechnet sich wie folgt, wenn man davon ausgeht, dass sich der Film gleichmäßig auf den Rippen verteilt.

$$A_V = n_R \cdot \left(\underbrace{\pi \cdot d_{RR,a} \cdot \delta_F}_{\text{Mantelfläche einer Windung}} + \underbrace{\pi \cdot \left[(r_{RR,a} + b_F)^2 - r_{RR,a}^2 \right]}_{\text{Kreisflächendifferenz Rippe}} \right) \quad \text{Gl.: 4-20}$$

Die Verdampfungsfläche ist von der Auslaufbreite b_F abhängig. Die Auslaufbreite gibt an, wie stark die Rippe vom Film benetzt ist. Sie ist von der Filmdicke und der Kältemittelmenge abhängig. Auf die Bestimmung der Filmdicke wird im Folgenden eingegangen.

Der Wärmeübergang bei der Verdampfung wird maßgeblich von den Eigenschaften des Kältemittelfilmes bestimmt. Dies sind vor allem die Strömungsgeschwindigkeit, zusätzliche Turbulenzen aufgrund von Konvektion aber auch Filmdicken bzw. die Verteilung des Filmes zwischen den Rippen des Rippenrohres. Letztere werden von den komplexen Beziehungen der am Film wirkenden Kräfte, wie Reibungs-, Zentrifugal-, Schwerkraft, Oberflächenspannung, etc. bestimmt. Das Kräftegleichgewicht im strömenden Film wird jedoch maßgeblich durch die Schwerkraft und die Reibungskraft beeinflusst. Anhand dieses Kräftegleichgewichtes soll im Folgenden die Dicke des auf der Rippe ablaufenden Filmes hergeleitet werden.

Die an einem Film wirkende Kraft ist zum einen die Schwerkraft F_g , die dafür sorgt, dass der Film der Schwerkraft folgend fließen kann. Ihr entgegen wirkt die innere Reibung des Filmes aufgrund seiner Viskosität, die Viskositätskraft F_η . Die Kräftebilanz $F_g = F_\eta$ kann wie folgt dargestellt werden. [GRAS83]

$$\rho \cdot g \cdot (\delta - y) \cdot dx \cdot b = \eta \cdot b \cdot dx \cdot \frac{dw}{dy} \quad \text{Gl.: 4-21}$$

Gl.: 4-21 gilt für Filme, die senkrecht an einer Wand abfließen. Der Film am Rippenrohr strömt in einem Winkel von 3° zur Horizontalen herab. Die Fallbeschleunigung muss entsprechend dem Winkel korrigiert werden. Durch Integration von Gl.: 4-21 gelangt man zur Geschwindigkeit des Filmes:

$$w_F = \left(\delta_F \cdot y - \frac{y^2}{2} \right) \cdot \frac{g \cdot (h_R + s_R)}{v_F \cdot \pi \cdot d_{RR,a}} \quad \text{Gl.: 4-22}$$

Die Geschwindigkeit des Filmes ist an der Wand ($y = 0$) gleich Null und steigt mit wachsender Entfernung an. Unter der Annahme, dass die mittlere Geschwindigkeit des Filmes von der Mitte zwischen Wand und Phasenübergangsfläche ($y = \delta_F/2$) repräsentiert wird, ergibt sich nach Umstellung von Gl.: 4-22 die Bestimmungsgleichung für die Filmdicke am geneigten Spiralrohr wie folgt.

$$\delta_F = \sqrt{\frac{8 \cdot w_{m,F} \cdot v_F \cdot \pi \cdot d_{RR,a}}{3 \cdot g \cdot (h_R + s_R)}} \quad \text{Gl.: 4-23}$$

Die Filmdicken lagen für die Versuche zwischen 0,43 mm bei Kältemittelströmen von 0,5 kg/h und 0,68 mm bei einer Belastung von 2,5 kg/h.

Die mittlere Geschwindigkeit des Filmes $w_{m,F}$ kann aus dem Verhältnis von Kältemittelvolumenstrom und durchströmter Fläche bestimmt werden.

$$w_{m,F} = \frac{\dot{V}_{KM}}{A_F} \quad \text{Gl.: 4-24}$$

Für die mittleren Filmgeschwindigkeiten wurden für die Versuche Werte zwischen 5 cm/s und 13 cm/s ermittelt. Die niedrigsten Werte wurden für die geringsten Kältemittelbeaufschlagungen ermittelt.

Die mittlere durchströmte Fläche A_F ergibt sich aus der mittleren Filmdicke $\delta_{m,F}$ und der Auslaufbreite b_F .

$$A_F = \delta_{m,F} \cdot b_F \quad \text{Gl.: 4-25}$$

Die Auslaufbreite b_F gibt an, wie weit der Film auf der Rippen ausläuft und diese benetzt. Die Größe bestimmt somit wesentlich die benetzte Fläche A_V des Rippenrohres. Die Bestimmung der Auslaufbreite b_F erfolgt aus der geometrischen Betrachtung von Flüssigkeits-Hold-Up des Rippenrohres und Rohrvolumen nach Gl.: 4-26.

$$V_{HU} = \pi \cdot (r_{RR,a} + b_F)^2 \cdot \delta_{m,F} \cdot n_R - \pi \cdot r_{RR,a}^2 \cdot \delta_{m,F} \cdot n_R \quad \text{Gl.: 4-26}$$

Danach ergibt sich für die Auslaufbreite folgende Beziehung:

$$b_F = \sqrt{\left(\frac{V_{HU}}{\pi \cdot n_R \cdot \delta_{m,F}} + r_{RR,a}^2 \right)} - r_{RR,a} \quad \text{Gl.: 4-27}$$

Die ermittelten Auslaufbreiten b_F für die Versuche lagen zwischen 4,6 mm und 8,1 mm.

Die Auslaufbreite b_F wird in dem hier betrachteten Fall nur von der Gewichtskraft und der Viskositätskraft bestimmt, die am Film wirken. Der an der Rippe herablaufende Film erfährt aufgrund seiner Geschwindigkeit auch zentrifugale Kräfte, die dafür sorgen, dass sich der Film weiter auf der Rippe ausbreitet. Diese Kraft wurde hier nicht mit berücksichtigt, da der Film mit geringen Geschwindigkeiten strömt. Mit höheren Geschwindigkeiten bei zum Beispiel höherer Kältemittelbeaufschlagung oder größerer Rippenneigung ist allerdings davon auszugehen, dass die Zentrifugalkraft zunehmend einen Einfluss auf den Film und damit auch den Wärmeübergang ausübt.

Die Auslaufbreite b_F wird von der Kältemittelmenge V_{HU} bestimmt, die sich auf den Rippen befindet. Für das Versuchsrohr wurde das Hold-Up anhand von Versuchen bestimmt. Dabei wurde das Rohr mit den entsprechenden Kältemittelströmen beaufschlagt. Nach Erreichen einer gleichmäßigen Benetzung des Rohres wurde die Beaufschlagung gestoppt und die Menge des ablaufenden Wassers bestimmt. Im Anhang (Abbildung A-7) der Arbeit sind die Abhängigkeit der Flüssigkeitsmenge vom Kältemittelmassenstrom sowie die gefundene Parametergleichung abgebildet.

Mit den Gleichungen nach Gl.: 4-22 bis Gl.: 4-27 kann die benetzte Fläche A_V nach Gl.: 4-20 bestimmt werden. Mit der Fläche A_V und der am Rohr maximal zur Verfügung stehenden Rohroberfläche kann ein Benetzungsgrad für die Versuche bestimmt werden. Der Benetzungsgrad wurde wie folgt bestimmt.

$$\text{Benetzungsgrad} = \frac{A_V}{\pi \cdot d_{RR,a} \cdot (h_R + s_R) + n_R \cdot (\pi \cdot (r_R^2 - r_{RR,a}^2))} \quad \text{Gl.: 4-28}$$

Die erzielten Benetzungsgrade lagen für die Versuche zwischen 36% und 73%.

In Abbildung 4-9 sind die Wärmestromdichten des Heizwassers den nach Gl.: 4-19 ermittelten Wärmestromdichten der Verdampfung gegenübergestellt.

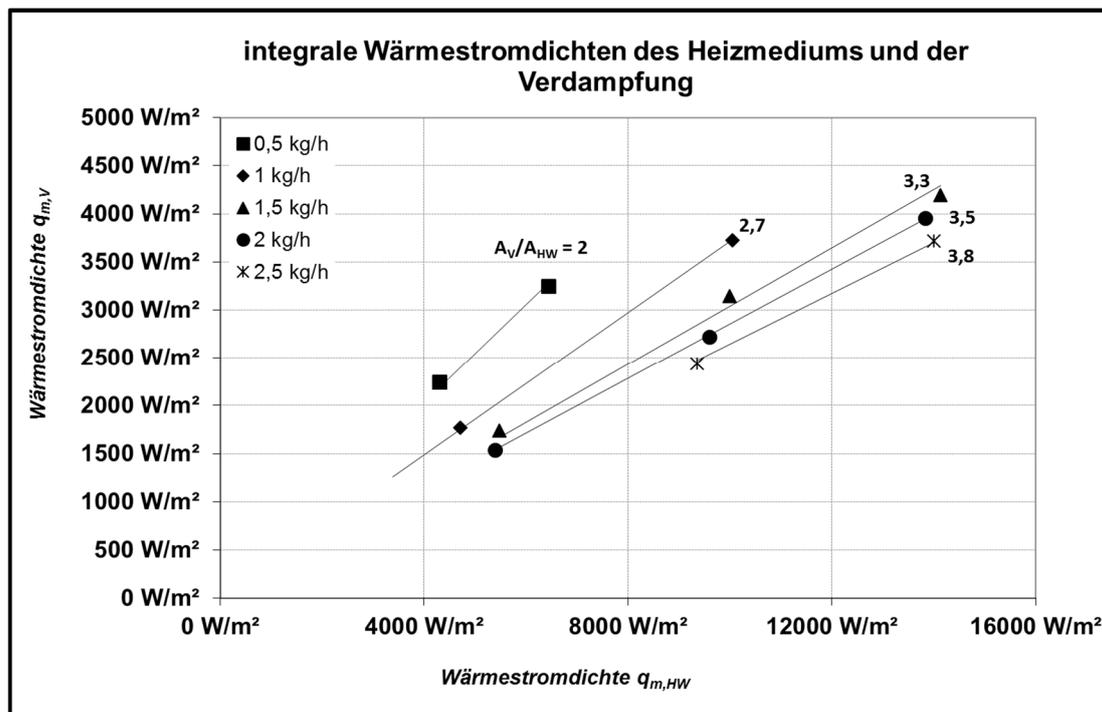


Abbildung 4-9 mittlere Wärmestromdichten des Heizwassers und der Verdampfung am Rippenrohr

Es zeigt sich eine Abhängigkeit der Wärmestromdichten von den Kältemitteldurchsätzen, da sich mit der Kältemittelbeaufschlagung auch die benetzte Fläche für die Verdampfung ändert. Stärkere Anstiege repräsentieren ein kleineres Verhältnis zwischen Wärmeübertragerfläche des Heizwassers zur Wärmeübertragerfläche der Verdampfung A_V/A_{HW} . Bei Kältemitteldurchsätzen von 0,5 kg/h ist die Fläche der Verdampfung um Faktor 2 größer. Bei 2,5 kg/h vergrößerte sich die Fläche um Faktor 3,8.

In Abbildung 4-10 ist die Abhängigkeit der Wärmestromdichten von der Temperaturdifferenz der Verdampfung dargestellt. Die mittlere Temperaturdifferenz für die Verdampfung zwischen Wand und Dampf wurde wie folgt ermittelt.

$$\Delta T_{m,W-D} = \frac{(t_{00,W} - t_D) + (t_{50,W} - t_D)}{2} \quad \text{Gl.: 4-29}$$

Die Dampftemperatur wurde aus den drei gemessenen Dampftemperaturen bestimmt.

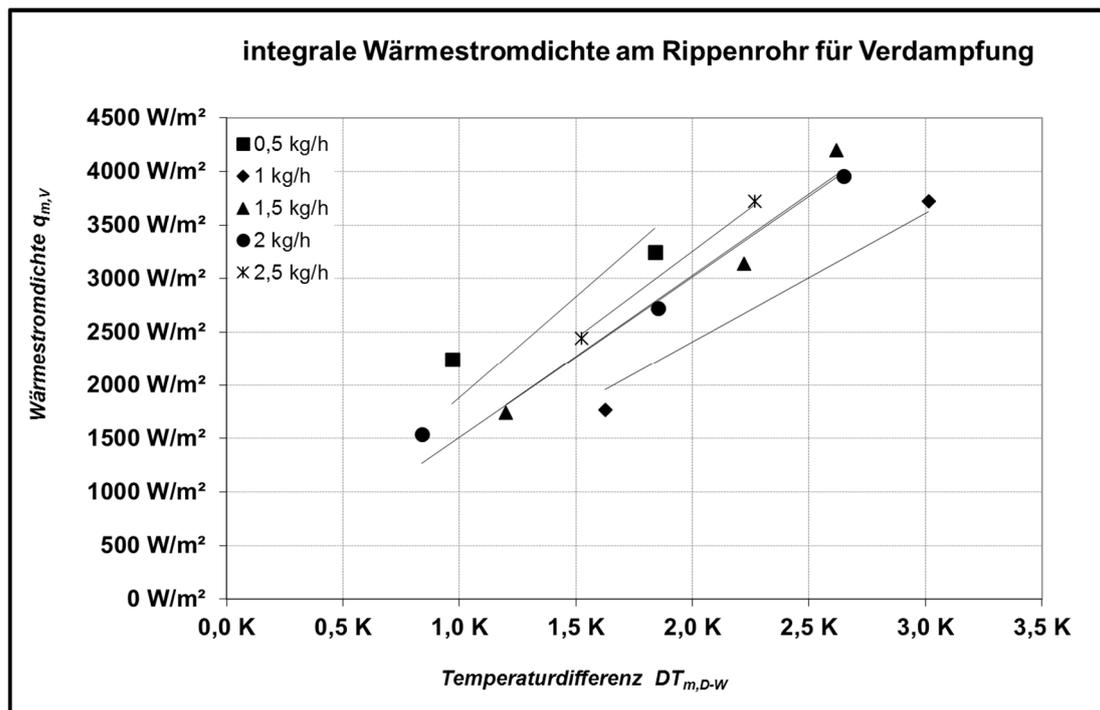


Abbildung 4-10 mittlere Wärmestromdichten der Verdampfung am Rippenrohr

Die für die Wärmeübertragung ermittelten Temperaturdifferenzen lagen zwischen 0,8 K und 3,0 K und liegen im Bereich des konvektiven Siedens. Erst ab Temperaturdifferenzen von ca. 8 K kann Blasenverdampfung auftreten [WAG93]. Die erzielten Wärmestromdichten liegen zwischen 1539 W/m^2 und 4320 W/m^2 . Die Wärmestromdichten lassen keine systematische Abhängigkeit von den Kältemitteldurchsätzen erkennen. Das ist insbesondere der Tatsache geschuldet, dass die Wärmestromdichten für 0,5 kg/h nach oben und für 1 kg/h nach unten herausfallen.

Mit der Wärmestromdichte, Temperaturdifferenz und Filmdicke können die Wärmeübergangs- sowie die Nusselt-Zahl bei der Verdampfung wie folgt ermittelt werden.

$$Nu_V = \frac{\alpha_{m,V} \cdot \delta_{m,F}}{\lambda_F}; \alpha_{m,V} = \frac{q_{m,V}}{\Delta T_{m,W-D}} \quad \text{Gl.: 4-30}$$

Der Wärmeübergang wird von der Filmdicke und den im Film herrschenden Turbulenzen beeinflusst und ist somit vom Kältemitteldurchsatz abhängig. Die Wärmeübergangs- sowie Nusselt-Zahlen der Verdampfung werden deshalb über dem Kältemittelstrom dargestellt (Abbildung 4-11).

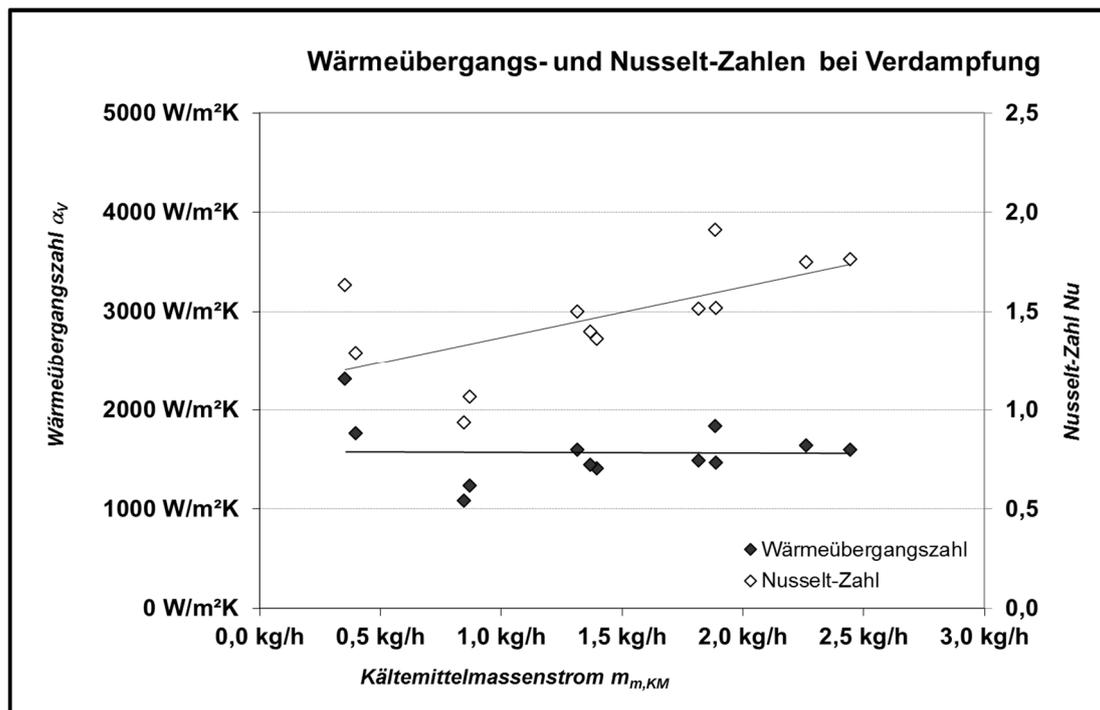


Abbildung 4-11 Wärmeübergangs- und Nusselt-Zahlen bei der Verdampfung über dem Kältemitteldurchsatz

Die erzielten Wärmeübergangszahlen erreichen Werte im Mittel von $1600 \text{ W/m}^2\text{K}$ und lassen keine signifikante Abhängigkeit vom Kältemittelstrom erkennen. Die Nusselt-Zahlen entgegen, steigen mit dem Kältemittelstrom mit Werten von 1 auf bis 1,8 an. Dies deutet auf eine steigende Turbulenz im Film hin, die von den ebenfalls mit den Kältemitteldurchsätzen steigenden Filmgeschwindigkeiten verursacht wird. Demnach wird der Wärmeübergang bei höheren Kältemitteldurchsätzen zunehmend von den Turbulenzen im Film beeinflusst, die dem steigenden Widerstand durch die größeren Filmdicken entgegenwirken. Die dargestellte Nusselt-Zahl kleiner Eins ist wärmetechnisch nicht plausibel, da der Wärmeübergang nicht schlechter sein kann als die Leitung der Wärme durch einen ruhenden Film der gleichen Stärke. Dieser Wert ist der fehlerbehafteten Ermittlung der Temperaturen geschuldet, die auch die Ursache für die Schwankungen der Werte ist.

Wärmeübergang an den Rohrsegmenten

Der Wärmeübergang ist im Wesentlichen von den Strömungsbedingungen und der Temperatur des Kältemittelfilmes abhängig. Diese Parameter veränderten sich über die Länge des Rohres unwesentlich. Anhand der bisherigen Erkenntnisse ist zudem zu erwarten, dass sich der Wärmeübergang in den Segmenten nicht wesentlich von den integralen Werten unterscheidet, da die bisherigen Untersuchungen keinen signifikanten Einfluss der Kältemittelmenge ergeben haben.

Zur Untersuchung des Wärmeübergangs an den einzelnen Rohrsegmenten wurde die gleiche Herangehensweise verwendet wie für die integralen Betrachtungen. Zur Bestimmung der Temperaturdifferenzen wurden die Temperaturen der den Segmenten entsprechenden Messstellen verwendet. Es zeigte sich, dass bereits die ermittelten lokalen Wärmestromdichten wegen der geringen Abkühlung des Kaltwassers in den jeweiligen Segmenten und den damit verbundenen Fehlern

der Temperaturmessungen um die Mittelwerte der integralen Betrachtung so stark fluktuierten, dass eine Gewinnung von detaillierten Aussagen nicht möglich war.

Schlussfolgerungen für die Verdampfergestaltung

Die für das Rippenrohr ermittelten Wärmeübergangszahlen für die Verdampfung erreichten im Mittel Werte von rund $1600 \text{ W/m}^2\text{K}$ und änderten sich nicht signifikant mit den Kältemitteldurchsätzen. Trotzdem ergab sich aus den Untersuchungen eine Abhängigkeit des Wärmeüberganges vom Kältemitteldurchsatz, da sich ein Einfluss des Kältemitteldurchsatzes auf die Nusselt-Zahlen ergab. Die Nusselt-Zahlen für die Verdampfung ändern sich mit steigendem Kältemitteldurchsatz von ca. 1,0 bis auf 1,8. Die konstanten Wärmeübergangszahlen führen zu einem Apparat, der sich relativ einfach, d.h. bei Berücksichtigung der sich verändernden Verdampfungsfläche für eine konkrete Anwendung bzw. Leistung auslegen lässt.

Die Geschwindigkeiten des abfließenden Filmes lagen zwischen 5 cm/s und 13 cm/s . Die Filmdicken wurden mit Werten zwischen $0,43 \text{ mm}$ und $0,68 \text{ mm}$ bestimmt. Die Filmdicke und die Filmgeschwindigkeit sind aufgrund der Kräfteverhältnisse im Film eine Funktion des Neigungswinkels der Spiralrippe und der Eigenschaften des verdampfenden Kältemittels (Temperatur, Dichte und Viskosität). Der Einfluss dieser Größen wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Die Temperaturdifferenzen für die Verdampfung lagen innerhalb des für Stilles Sieden typischen Bereiches. Die gemessenen Wärmestromdichten und der Wärmeübergang entsprechen in der Größenordnung Werten, die für Stilles Sieden bei den gemessenen Temperaturdifferenzen erreicht werden können (Vgl. NUKIJAMA-Kurve z.B. in [BAE04]). Um Blasensieden und damit bei dem hier vorliegenden Konzept Kältemittelverluste zu vermeiden, sind die Triebkräfte auf der Verdampferseite auf ca. 3 K zu begrenzen und folglich die Wärmestromdichte von 4800 W/m^2 nicht zu überschreiten. Um auf der Heizseite des Verdampfers mit entsprechend hohen Wärmeübergangszahlen arbeiten zu können, beispielsweise $6000 \text{ W/m}^2\text{K}$, wäre also auf der Verdampferseite eine größere Wärmeübertragungsfläche zweckmäßig. Bei einer mittleren Triebkraft im Heizmedium von 3 K ergäbe sich eine Wärmestromdichte von 18000 W/m^2 und damit eine 3,8-fache Verdampferfläche. Dies entspricht bei den konstruktiven Gegebenheiten einem Mindestdurchsatz von $2,5 \text{ l/h}$ Kältemittel pro Rohr und einer Heizleistung von 1700 W und würde eine Rohrlänge von mindestens $2,6 \text{ m}$ erfordern. Für eine kompakte Apparategestaltung und zur Sicherung eines hohen COP wären eine geringere Rohrlänge und ein Umlauf des nichtverdampften Kältemittels zweckmäßig. Dem Kältemitteldurchsatz entsprechend könnte die Rippenhöhe, soweit konstruktiv möglich, von derzeit ca. 10 mm auf 8 mm beschränkt und der Apparat kompakter gestaltet werden. Wenn man die untersuchte Rohrkonstruktion verlässt, kann durch Änderung der Rippenneigung die Strömungsgeschwindigkeit und die Filmdicke beeinflusst werden. Durch einen steileren Anstieg können dünnere Filme realisiert werden und die Geschwindigkeiten des Filmes steigen bei gleichem Kältemitteldurchsatz. Die Änderung des Rippenabstandes verringern das Hold-Up des Rohres und damit die Verdampferfläche. Die Variation der genannten Parameter bietet einen Ansatz für weitere Untersuchungen.

Die prinzipielle Herangehensweise zur Bewertung des Spiralrippenapparates kann auch für den Absorber verwendet werden. Diese Untersuchungen wurden aber im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt.

4.2.2 Absorber

Der Absorber besteht aus zwei Rippenrohrbündeln, die beide parallel hydraulisch verschaltet sind, um die kühlwasserseitigen Druckverluste zu reduzieren. Die beiden Rohrbündel bestehen aus je zwölf in Reihe geschalteten Rippenrohren. Damit soll ein guter Wärmeübergang auf der Kühlwasserseite des Apparates gewährleistet werden.

Wärmeübergang im Kühlwasser

Der innere Wärmeübergang α_{KW} wird durch die Strömung des Kühl- bzw. Kaltwassers in den Rippenrohren bestimmt. Er kann für eine turbulente Rohrströmung nach Gl.: 4-1 ermittelt werden.

Wärmeübergang der Lösung

Aus der Verschaltung der Rippenrohre ergibt sich, dass die Strömung nach dem Passieren eines Rohres jeweils um 180° umgelenkt wird. Am Außenrohr fließt die Lösung das Rippenrohr der Schwerkraft folgend herab. Somit ergeben sich im Absorber als Wärmeübertrager abwechselnde Gegen- und Gleichstromführungen. Diese apparatespezifische Eigenschaft hat Auswirkungen auf die Triebkraftverteilung im Apparat.

Der Absorber kann in 12 Gegen- und 12 Gleichstromwärmeübertrager aufgeteilt werden, die aus je einem Rippenrohr bestehen, an denen die Absorption des Kältemitteldampfes stattfinden. Der prinzipielle Temperaturverlauf an diesen Rohren ist in folgender Abbildung 4-12 dargestellt.

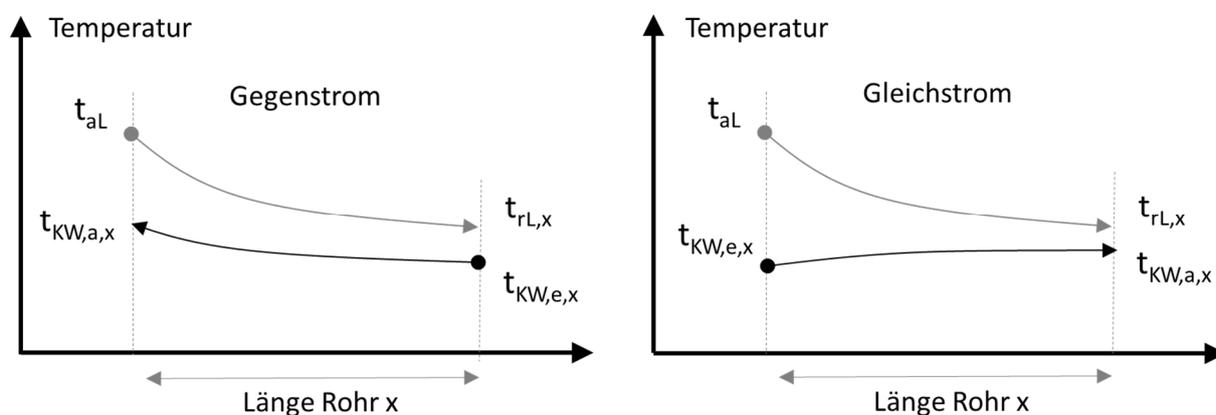


Abbildung 4-12 Temperaturverlauf Absorber Gleichstrom- und Gegenstromrohr

Entsprechend den beiden Temperaturverläufen lassen sich die mittleren Temperaturdifferenzen des Wärmeübergangs für ein Rohr x wie folgt aufstellen.

Für Gegenstrom-Rohre:

$$\Delta T_{A,GG,x}^m = \frac{(t_{aL} - t_{KW,a,x}) - (t_{rL,x} - t_{KW,e,x})}{\ln \left(\frac{t_{aL} - t_{KW,a,x}}{t_{rL,x} - t_{KW,e,x}} \right)} \quad \text{Gl.: 4-31}$$

Für Gleichstrom-Rohre:

$$\Delta T_{A,GS,x}^m = \frac{(t_{aL} - t_{KW,e,x}) - (t_{rL,x} - t_{KW,a,x})}{\ln\left(\frac{t_{aL} - t_{KW,e,x}}{t_{rL,x} - t_{KW,a,x}}\right)} \quad \text{Gl.: 4-32}$$

Die arme Lösung mit der Konzentration $\xi_{aL,A}$ wird über den Verteiler auf alle Rohre verteilt. Dabei kann die Lösung je nach Güte der Regeneration im regenerativen Wärmeübertrager überhitzt oder unterkühlt in den Absorber eintreten. In beiden Fällen würde sich die Konzentration der armen Lösung durch eine teilweise Desorption, im Falle der Überhitzung, bzw. durch Absorption, im Falle der Unterkühlung, ändern. Die herunterlaufende Lösung absorbiert den Wasserdampf. Die entstehende Wärme wird vom Kühlwasser aufgenommen. Die Absorption wird nur von den Kühltemperaturen und der Triebkraftverteilung im jeweiligen Rohr bestimmt, da die Temperatur der armen Lösung sowie die Strömungsbedingung auf allen Rohre als nahezu gleich anzunehmen sind. Als Konsequenz ergibt sich für die Lösung auf jedem Rohr eines Rohrbündels ein anderer Konzentrationsgradient. Dieser ist von den Kühlwassertemperaturen und der Strömungsführung des jeweiligen Rohres abhängig. Das bedeutet, dass die abfließende Lösung am Ende jeden Rohres eine andere Endkonzentration $\xi_{rL,x}$ aufweist. Außerdem wird die Absorption mit jedem Durchgang des Kühlwassers stärker durch die ansteigenden Kühlwassertemperaturen behindert. Im Extremfall kann auf den letzten Rohren keine Absorption mehr stattfinden.

Der dargelegte Mechanismus verdeutlicht die Schwierigkeit, eine korrekte integrale Temperaturtriebkraft des Wärmedurchgangs für den Apparat zu bestimmen, da weder der Kühlwassertemperaturverlauf im Rippenrohr noch die Konzentration der Lösung oder ihrer Temperatur am Ende der Rippenrohre bekannt sind. Die gemessene Temperatur der reichen Lösung im Sumpf des Apparates ist nach diesem Verständnis eine Mischtemperatur der einzelnen Teillösungsströme eines jeden Rohres. Die Versuche haben gezeigt, dass die Mischtemperatur der Lösung sehr nahe an der Gleichgewichtstemperatur der Lösung mit der Konzentration $\xi_{rL,A}$ und dem herrschenden Absorberdruck liegt. In einer Messreihe wurde diese Temperaturdifferenz im Mittel mit 0,4 K ermittelt. Das zeigt, dass die benötigten Triebkräfte am Ende der Absorption sehr gering sind, die Auskühlung der Lösung somit sehr gut funktioniert. Allerdings steigen bei solchen geringen Differenzen die Fehler, bei dem Versuch, eine zuverlässige Aussage über den Wärmeübergang zu treffen. Die gemessene Mischtemperatur ist somit für die Bildung einer aussagekräftigen Temperaturtriebkraft ungeeignet.

Da sich die Strömungsbedingungen der am Rippenrohr abfließenden Lösung kaum ändern, kann davon ausgegangen werden, dass der Wärmeübergang für die Absorption für alle Rohre gleich ist. Somit kann die Leistung und die Temperaturen von Lösung und Kühlwasser an jedem Rohr berechnet und der Wärmedurchgang iterativ ermittelt werden. Da sich der Absorber aus zwei identischen Rohrbündeln zu je 12 Rohren zusammensetzt und diese parallel durchflossen werden, können für die Betrachtungen je zwei Rohre zu einem Rohr zusammengefasst werden. Für die Kühlwassereintrittstemperatur am letzten Rohr des Apparates kann dann wie folgt geschrieben werden:

$$t_{KW,e,12} = \frac{-\dot{Q}_{12}}{\dot{Q}_A} \cdot \Delta t_{KW} + t_{KW,a} \quad \text{Gl.: 4-33}$$

Die theoretisch maximale Leistung Q_{max} , die an einem Rohr aufgenommen werden kann, wird durch die maximale Konzentrationsänderung der Lösung bestimmt. Diese wiederum ist durch den Absorberdruck und die Eintrittstemperatur des Kühlwassers vorgegeben ($\Delta t_{L,max}$). Aufgrund der verhältnismäßig geringen Konzentrationsänderung durch die Absorption besteht zwischen der maximalen Leistung und der tatsächlichen Leistung am Rippenrohre ein nahezu linearer Zusammenhang. Damit kann für die Lösungsendtemperatur am letzten Rohr geschrieben werden:

$$t_{rL,12} = \frac{-\dot{Q}_{12}}{\dot{Q}_{max}} \cdot \Delta t_{L,max} + t_{aL,e}$$

mit: Gl.: 4-34

$$\Delta t_{L,max} = t_{aL}^S(p_A) - t_{rL}^S(p_A)$$

$$t_{aL,e} = t_{aL}^S(p_A)$$

Die arme Lösung, die auf die Rippenrohre strömt, hat im Lösungsverteiler den Sättigungszustand erreicht. Für die Leistung des letzten Rohres ergibt sich aus der Wärmedurchgangszahl und der Absorptionsfläche die folgende Beziehung:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_{GL} = \frac{(-2 \cdot t_{aL} + 2 \cdot t_{KW,a})}{\frac{\Delta t_{KW}}{\dot{Q}_A} - \frac{\Delta t_{L,max}}{\dot{Q}_{max}} - \frac{2}{k_A \cdot A_{A,RR}}} \quad \text{Gl.: 4-35}$$

Die Gleichung gilt für Rohre mit Gleichstromführung von Kühlwasser und Lösung. Für das vorletzte Rohr, welches im Gegenstrom betrieben wird, kann folgende Beziehung aufgestellt werden:

$$\dot{Q}_{11} = \dot{Q}_{GG} = \frac{(-2 \cdot t_{aL} + 2 \cdot t_{KWe,12})}{\frac{\Delta t_{KW}}{\dot{Q}_A} - \frac{\Delta t_{L,max}}{\dot{Q}_{max}} - \frac{2}{k_A \cdot A_{A,RR}}} \quad \text{Gl.: 4-36}$$

Mit der errechneten Leistung und den Temperaturen können die anderen Rohre berechnet werden. Der Wärmedurchgangskoeffizient k_A kann nun iterativ bestimmt werden, indem die Energiebilanz nach Gl.: 4-37 erfüllt wird.

$$\dot{Q}_A = \sum_{i=1}^{12} \dot{Q}_i \quad \text{Gl.: 4-37}$$

Für den Absorber ergibt sich damit der folgende Leistungs- und Temperaturverlauf der einzelnen Rippenrohre (Abbildung 4-13).

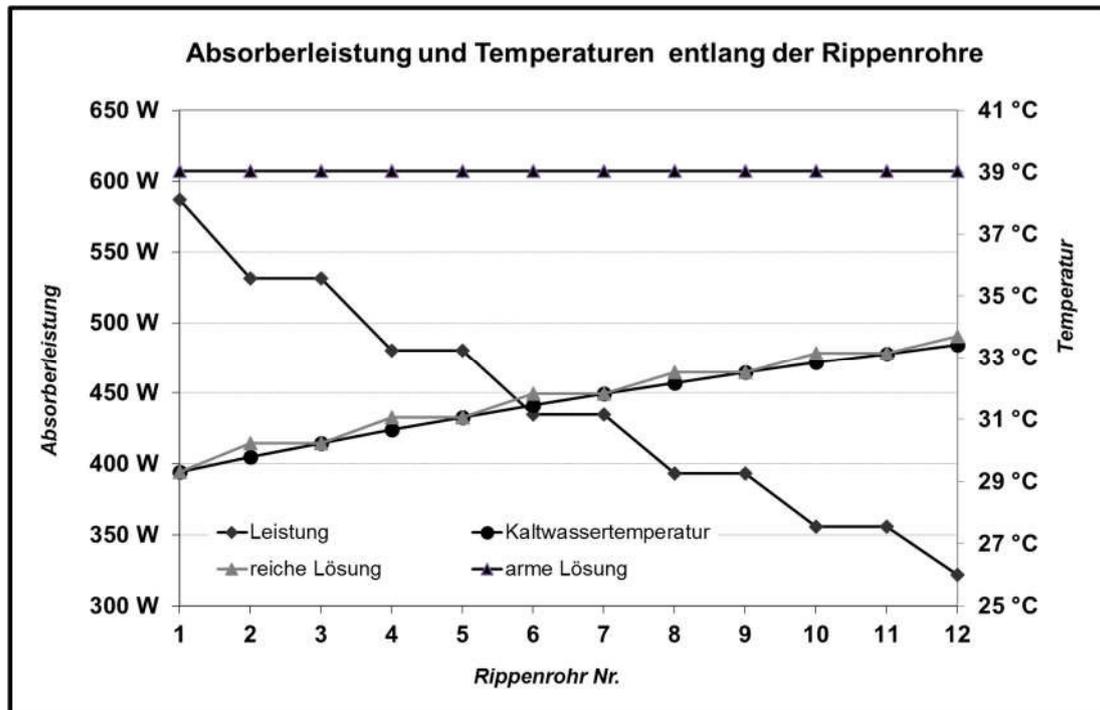


Abbildung 4-13 Temperaturverlauf der Lösung und des Kühlwassers sowie die Leistungen der einzelnen Rippenrohre im Absorber (T-Anlage)

Die Leistung entlang der Rohre sinkt auf 60% der Leistung des ersten Rohres. Dadurch werden an den letzten Rohren geringere Triebkräfte für die Abfuhr der Absorberleistung benötigt. Deutlich zu erkennen sind die unterschiedlichen Leistungen der Gleich- und Gegenstromrohre. Die Gegenstromrohre führen aufgrund der besseren Triebkraftausnutzung ca. 11% mehr Leistung ab. Der für den Apparat ermittelte mittlere Wärmedurchgangskoeffizient beträgt $320 \text{ W/m}^2\text{K}$ und erreicht damit für Absorber typische Werte. Die für den Wärmedurchgang zugrunde gelegte Fläche ist in diesem Fall die Summe aus der oberen Seite der Rippenflächen und der äußere Kernrohroberfläche. Andererseits kann der Wärmeübergang aber auch auf die Innenrohrfläche bezogen werden, dann zeigt sich, durch die Spiralrippe etwa gleiche Wärmeübergangszahlen auf der Kühlwasserseite und auf der Absorptionsseite erzielt werden, die zu für Absorber hohen Wärmedurchgangszahlen führen.

Die wesentlichen wärmetechnischen Kennzahlen für den Absorber sind in der folgenden Tabelle 4-5 dargestellt.

Tabelle 4-5 Ergebnisse Wärmeübergang und Wärmestromdichte im Absorber

	T-Anlage	P-Anlage	Gleichung
α_{KW}	3484 W/m ² K	3520 W/m ² K	Gl.: 4-1
q_A	1,1 kW/m ²	1,0 kW/m ²	
k_{Abs} * bezogen auf: benetzbare Außenrohrfläche / Innerrohrfläche	320 W/m ² K / 1880 W/m ² K		Gl.: 4-35, Gl.: 4-36, Gl.: 4-37
α_{Abs} * bezogen auf: benetzbare Außenrohrfläche / Innerrohrfläche	695 W/m ² K / 3919 W/m ² K		

Da beide Absorber der P- und T-Anlage baugleich sind, werden auch gleiche Wärmestromdichten erzielt. Der Wärmedurchgang im Absorber wird hauptsächlich durch die Absorption der Lösung auf den Rippenrohren bestimmt. Die für die Bewertung herangezogenen Versuche unterscheiden sich in der erzielten Leistung. Bei der P-Anlage wurde für den Versuch mit maximalem COP eine geringere Leistung erzielt als bei der T-Anlage. Somit unterscheidet sich die für die Absorption erforderliche Triebkraft. Für den Versuch mit der P-Anlage wurde eine geringere Triebkraft benötigt.

4.3 Kondensator

Das Kühlwasser und der Dampf im Kondensator werden im Gegenstrom geführt. Im Apparat können prinzipiell drei unterschiedliche Wärmedurchgangsprozesse ablaufen. Zuerst erfolgt die Abkühlung des aus der Lösung ausgetriebenen überhitzten Kältemitteldampfes. Danach erfolgt die eigentliche Kondensation. Im Anschluss daran wird das flüssige Kondensat unterkühlt.

Die Enthitzung des Dampfes sowie die Unterkühlung des Kondensates sind im Vergleich zur Kondensationswärme als gering einzuschätzen. So kann ein Großteil der Überhitzungswärme bereits vor Eintritt in den Apparat an die Umgebung abgegeben werden. In der folgenden Betrachtung soll deshalb die Überhitzungswärme nicht mit berücksichtigt werden.

Die Unterkühlung des Kondensates erfolgte bis auf Kühlwassertemperaturniveau, so dass zum Teil sehr geringe Temperaturdifferenzen gemessen wurden, die entsprechend mit Fehlern behaftet sind. Anhand der Abschätzung des Wärmeüberganges bei der Kondensation soll dennoch versucht werden die unterschiedliche Flächennutzung der beiden Prozesse des Apparates darzustellen. Die im Kondensator abgeführte Wärme wurde als Kondensationswärme betrachtet.

Der Temperaturverlauf des Apparates ist in Abbildung 4-14 dargestellt.

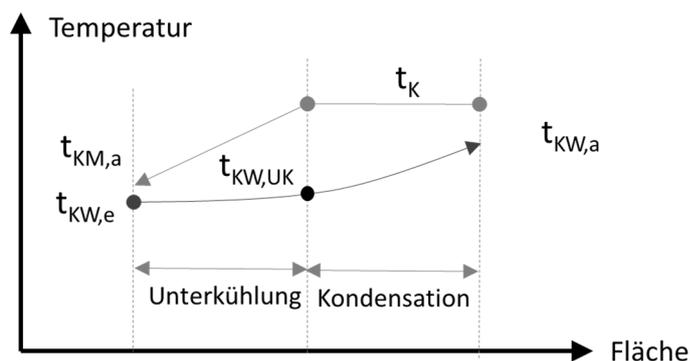


Abbildung 4-14 Temperaturverlauf Kondensator

Für den Wärmedurchgang bei der Kondensation wurden die logarithmischen Temperaturdifferenzen wie folgt ermittelt.

$$\Delta T_{Kond}^m = \frac{(t_{KW,a} - t_{KW,UK})}{\ln\left(\frac{t_K - t_{KW,UK}}{t_K - t_{KW,a}}\right)} \quad \text{Gl.: 4-38}$$

Die Kondensationstemperatur t_K wurde mit dem gemessenen Kondensatordruck bestimmt.

Der Wärmeübergang im Kühlwasser kann unter Berücksichtigung der geometrischen Unterschiede analog dem regenerativen Wärmeübertrager mittels empirischer Gleichung für Plattenapparate ermittelt werden.

$$Nu_{KW} = \frac{\alpha_{KW} \cdot d_h}{\lambda_{KW}} = 0,122 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_h^3 \cdot \rho_{KW} \cdot \sin(2 \cdot \gamma_P)}{L_P \cdot \eta_{KW}} \right]^{0,374} \quad \text{Gl.: 4-39}$$

Bei der Kondensation können zwei grundlegende Mechanismen unterschieden werden. Bei der Tropfenkondensation bilden sich an einer kühlen Oberfläche aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit Tropfen. Kommt es zur Ausbildung eines geschlossenen Flüssigkeitsfilmes spricht man von Filmkondensation, welche für technische Prozesse relevant ist. Die damit erzielbaren Wärmeübergangszahlen sind geringer als bei der Tropfenkondensation, da die an der Kondensatfilmoberfläche frei werdende Kondensationswärme durch den Kondensatfilm an die gekühlte Wand transportiert werden muss. Für die Ermittlung des Wärmeüberganges bei Filmkondensation wurde folgende empirische Gleichung verwendet:

$$Nu_{Kond} = \frac{\alpha_{Kond}}{\lambda_F} \cdot \sqrt[3]{\frac{\nu_F^2}{g}} = \sqrt[1,2]{(f_{Well} \cdot Nu_{F,lam})^{1,2} + (Nu_{F,tur})^{1,2}} \cdot f_\eta \quad \text{Gl.: 4-40}$$

Die geometrische Größe $\sqrt[3]{\frac{v_F^2}{g}}$ leitet sich aus der Nusseltschen Wasserhauttheorie ab und beschreibt das Kräftegleichgewicht eines senkrecht abfließenden Flüssigkeitsfilmes [BAE04].

Mit den Wärmeübergängen des Kühlwassers und der Kondensation kann der Wärmedurchgang für die reine Kondensation sowie die dafür benötigte Fläche berechnet werden.

$$k_{Kond} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{KW}} + \frac{\delta_P}{\lambda_P} + \frac{1}{\alpha_{Kond}}} \quad \text{Gl.: 4-41}$$

$$A_{Kond} = \frac{\dot{Q}_K}{k_{Kond} \cdot \Delta T_{Kond}^m}$$

Aus der Flächenbilanz ergibt sich die Fläche für die Unterkühlung.

$$A_{UK} = A_K - A_{Kond} \quad \text{Gl.: 4-42}$$

Tabelle 4-6 Ergebnisse Wärmedurch- und -übergang im Kondensator

	T-Anlage	P-Anlage	Gleichung
$\alpha_{KW} / \alpha_{Kond}$	11135 W/m ² K / 5947 W/m ² K	13011 W/m ² K / 6287 W/m ² K	Gl.: 4-39 / Gl.: 4-40
k_{Kond}	3735 W/m ² K	4067 W/m ² K	Gl.: 4-41
A_{Kond} / A_{UK}	0,1 m ² / 0,46 m ²	0,09 m ² / 0,47 m ²	Gl.: 4-41 / Gl.: 4-42

Bei beiden Anlagen liegt der Hauptwiderstand der Wärmeübertragung auf der Kondensatseite. Der Kondensator der P-Anlage erzielt um ca. 10% höhere Wärmeübergangszahlen im Kühlwasser, da dort ein größerer Kühlwasserdurchsatz realisiert wurde (1088 l/h bzw. 1337 l/h). Der Wärmeübergang der Kondensation ist dort um ca. 5% höher. Ursache dafür könnte die bei der P-Anlage geringere Kondensatorleistung um ca. 1 kW sein. Dadurch ist der Kondensatfilm durchschnittlich dünner und bietet dem Wärmeübergang einen geringeren Widerstand. Für die Kondensation in technischen Apparaten werden in der Literatur Wärmedurchgangszahlen von bis zu 4000 W/m²K angegeben ([VDI10] Abschnitt C3), die mit den vorliegenden Apparaten auch erzielt werden. Die Ergebnisse zur Flächenaufteilung zeigen, dass ca. 20% der Fläche für die reine Kondensation genutzt werden. Der größte Teil des Apparates dient der Unterkühlung des Kondensates. Die großen Flächen, die für die Unterkühlung bereitstehen, führen zu sehr geringen Temperaturdifferenzen, die messtechnisch schwer zu erfassen sind. Die Nachrechnung nach Gl.: 4-42 für die Unterkühlung ergab beispielhaft für die P-Anlage mittlere Temperaturdifferenzen kleiner 0,1 K.

Der Apparat besitzt demnach eine auch für höhere Leistungen ausreichend große Flächenreserve. Alternativ kann somit auch bei hohen Umgebungstemperaturen die Verflüssigung des Kältemittels erfolgen. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen führen allerdings die geringen Flächen bei der Kondensation zu großen Temperaturdifferenzen und damit zu Triebkraftverlusten, die den exergetischen Wirkungsgrad des Apparates verschlechtern.

4.4 Regenerativer Wärmeübertrager

In folgender Abbildung 4-15 ist der Temperaturverlauf des regenerativen Wärmeübertragers schematisch abgebildet.

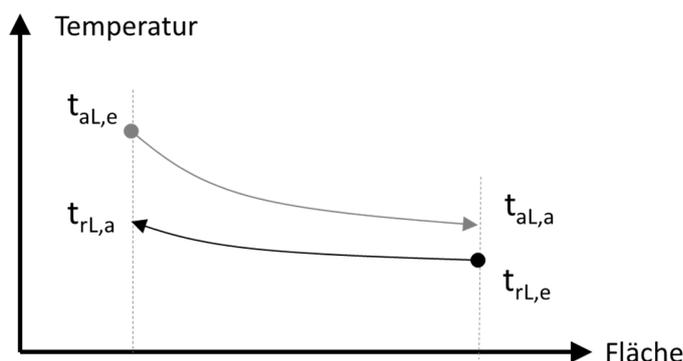


Abbildung 4-15 Temperaturverlauf regenerativer Wärmeübertrager

Aufgrund der unterschiedlichen Kapazitätsströme der Lösungen ist die Auskühlung der armen Lösung größer als die Aufheizung der reichen Lösung und folglich die Temperaturdifferenz am heißen Ende der Wärmeübertragung größer. Als mittlere Temperaturdifferenz kann in einem Plattenwärmeübertrager ohne Phasenwandlung die logarithmische Temperaturdifferenz nach Gl.: 4-43 verwendet werden.

$$\Delta T_{rWÜ}^m = \frac{(t_{aL,e} - t_{rL,a}) - (t_{aL,a} - t_{rL,e})}{\ln\left(\frac{t_{aL,e} - t_{rL,a}}{t_{aL,a} - t_{rL,e}}\right)} \quad \text{Gl.: 4-43}$$

Die experimentelle Wärmedurchgangszahl wurde wie folgt bestimmt:

$$k_{rWÜ, \text{exp}} = \frac{\dot{Q}_{rWÜ}}{\Delta T_{rWÜ}^m \cdot A_{rWÜ}} \quad \text{Gl.: 4-44}$$

Für die Nachrechnung des Apparates wurden die Wärmedurchgangszahlen nach Gl.: 4-45 bestimmt:

$$k_{rWÜ} = \frac{1}{\alpha_{aL}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{rL}} \quad \text{Gl.: 4-45}$$

Die Wärmeübergänge in den Lösungen können mittels empirischer Gleichungen bestimmt werden. Für den Plattenwärmeübertrager wurde der Wärmedurchgang nach [VDI02], Abschnitt *Mm*, wie folgt ermittelt:

$$Nu_{aL/rL} = \frac{\alpha_{aL/rL} \cdot d_h}{\lambda_{aL/rL}} = 0,122 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_h^3 \cdot \rho_{aL/rL} \cdot \sin(2 \cdot \gamma)}{L_p \cdot \eta_{aL/rL}} \right]^{0,374} \quad \text{Gl.: 4-46}$$

Die für die Nachrechnung des Apparates notwendigen Kenngrößen wie Wanddicke, hydraulischer Durchmesser etc. wurden mit Hilfe der Auslegungsdatenblätter ermittelt.

In der nachfolgenden Tabelle 4-7 sind die experimentell ermittelten und errechneten Wärmedurchgangszahlen für den regenerativen Wärmeübertrager beider Versuchsanlagen gegenübergestellt.

Tabelle 4-7 Vergleich der Wärmeübertragung im regenerativen Wärmeübertrager

	T-Anlage	P-Anlage	Gleichung
$k_{rWÜ,exp}$	679 W/m ² K	474 W/m ² K	Gl.: 4-44
$k_{rWÜ}$	619 W/m ² K	627 W/m ² K	Gl.: 4-45
$\alpha_{aL} = f(Nu_{aL})$	1187 W/m ² K	1231 W/m ² K	Gl.: 4-46
$\alpha_{rL} = f(Nu_{rL})$	1311 W/m ² K	1296 W/m ² K	Gl.: 4-46

Bei der T-Anlage wurden im Experiment 10% höhere Wärmedurchgangszahlen ermittelt als die Nachrechnung ergab. Bei der P-Anlage wurde eine um 40% geringere Wärmedurchgangszahl gemessen. Eine Ursache könnte auftretendes Fouling an den Platten des Apparates sein, die den Wärmedurchgang behindern kann. Bedingt durch die Umbaumaßnahmen an der Anlage ist nicht auszuschließen, dass durch Sauerstoff in Verbindung mit dem aggressiven Arbeitsmittel Korrosion sowie Ablagerung von Korrosionsprodukten auf den Platten stattgefunden haben.

In der Literatur werden für Plattenwärmeübertrager für den flüssig/flüssig Betrieb k-Zahlen zwischen 1000 W/m²K und 4000 W/m²K angegeben ([VDI10] Abschnitt C3). Diese Werte werden bei den untersuchten Apparaten nicht erreicht. Hauptursache für die geringen k-Zahlen ist der verhältnismäßig geringe Lösungsdurchsatz auf beiden Seiten der Plattenwärmeübertragers. Diese wurden so gewählt, um speziell in der T-Anlage einen möglichst geringen Druckverlust zu erzeugen. Für die P-Anlage könnten perspektivisch andere Plattengeometrien gewählt werden, da grundsätzlich höhere Druckverluste toleriert werden können.

5 Anlagenmodellierung und exergetische Bewertung

Die wärmetechnischen Ergebnisse in Kapitel 4 wurden für die Anlagen anhand je eines Referenzversuches bestimmt. Für die Apparate, bei denen sich durch unterschiedliche Betriebsbedingungen die wärmetechnischen Prozesse stark ändern, z.B. die Wärmeübertragungsfläche der Kondensation im Kondensator, können keine Aussagen bezüglich der Einsatzgrenzen getroffen werden. Um diese Einsatzgrenzen sowie das Verhalten der Anlagen auch unter anderen Bedingungen genauer zu analysieren, wurden deshalb zwei mathematische Modelle auf Basis der Referenzversuche erstellt. Die Modelle wurde mit dem Computeralgebrasoftware *MathCad* der Firma *Mathsoft* in der Version 11 erstellt und bestehen aus einem Gleichungssystem, welches die Anlagen modellhaft abbildet.

Mit den Modellen erfolgt auch eine exergetische Bewertung der Absorptionskälteanlagen und der Einzelapparate. Diese Bewertung ermöglicht, den einzelnen Apparaten Verlust- und Wirkungsgrade zuzuordnen sowie deren Beitrag im Gesamtsystem zu bestimmen. Somit können gezielte Optimierungen für die einzelnen Apparate abgeleitet werden.

5.1 Annahmen und Definitionen

Die für die Berechnung notwendigen Stoffdaten für Wasser wurden der MathCad-internen Datenbank entnommen und entsprechen den Wasserdampf Tafeln der „*International Association for the Properties of Water and Steam*“ [IAP97] in der Version von 1997. Für die Lithiumbromidlösung wurden die Stoffdaten nach *Feuerecker et al* [FEU93] in die Modelle eingepflegt.

5.1.1 Allgemeine Vereinbarung

Für die Gesamtanlage gilt die folgende Energiebilanz.

$$Q_D + Q_V = Q_A + Q_K \quad \text{Gl.: 5-1}$$

Auf Grund der geringen Höhenunterschiede und Geschwindigkeiten in der Anlage werden die potenziellen und kinetischen Energien vernachlässigt. Ebenso werden Wärmeverluste an die Umgebung vernachlässigt.

Das verwendete Zweistoffsystem Lithiumbromid / Wasser weist im Betrachtungszeitraum keine signifikanten chemische Reaktionen auf. Deshalb kann die Massenbilanz für die Einzelkomponenten der Lösung wie folgt aufgestellt werden:

$$\sum m_e \cdot \xi_e = \sum m_a \cdot \xi_a \quad \text{Gl.: 5-2}$$

Die Berücksichtigung des Wärmedurchganges in den einzelnen Apparaten erfolgt durch die Wärmewiderstandsgleichung.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ext}} + \frac{1}{\alpha_{int}}}$$

Gl.: 5-3

Der Wärmeleitwiderstand durch Wandungen ist klein im Verhältnis zu den übrigen Wärmeübergangsprozessen und wird deshalb vernachlässigt.

Für die externen Prozesskreisläufe wurden konstante mittlere Wärmeübergangszahlen angenommen, da der Einfluss unterschiedlicher Wärmeträgerströme nicht untersucht werden soll. Die Wärmeübergangszahlen orientieren sich an den experimentell ermittelten Werten, die im Kapitel 4 vorgestellt wurden.

Für die inneren Wärmeübergangszahlen gelten die in Kapitel 4 dargestellten empirischen Gleichungen für Desorber, Kondensator und regenerativen Wärmeübertrager. Für den Verdampfer und Absorber wurden die Ergebnisse aus Kapitel 4.2.1 verwendet. Eine Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte Viskosität, Dichte und Wärmeleitfähigkeit wurde auf Grund des engen Temperaturbereiches vernachlässigt.

5.1.2 Modellrandbedingungen

Die Modellrandbedingungen dienen der Vereinfachung des Modells, um die Nutzbarkeit zu verbessern. Die Randbedingungen umfassen die Festlegung von Gleichgewichts- und Betriebszuständen an den Apparateschnittpunkten, die Vernachlässigung von Prozesstriebkräften an den Stellen, wo messtechnisch aber auch thermodynamisch nur sehr geringe Unterschiede auftreten, die Parametrisierung komplexer Prozesse, wie der Lösungsumlauf durch die Thermosiphonpumpe sowie die Reduzierung wärmetechnischer Prozesse auf die wesentlichen Einflussfaktoren, wie strömungstechnische Parameter.

Gleichgewichts- und Betriebszustände und Prozessgrößenparametrisierung

Die Druckunterschiede für den Dampftransport der beiden Teilprozesse Desorption / Kondensation und Verdampfung / Absorption sind sehr gering und wurden vernachlässigt. Der Lösungsvolumenstrom wurde in Abhängigkeit von der Desorberleistung anhand der experimentellen Versuche parametrisiert. Zwischen der Kondensataustritts- und Kühlwasseraustrittstemperatur des Kondensators wurden sehr geringe Temperaturdifferenzen gemessen. Für eine näherungsweise Betrachtung der Drosseleffekte wurden deshalb beide Temperaturen als gleich betrachtet. Die Temperaturtriebkraft für die Unterkühlung des Kondensates im Kondensator bleibt davon unberührt, da diese aus den Energiebilanzen um den Kondensator ermittelt wurde. Eine unvollständige Verdampfung im Verdampfer wurde mit dem Verdampfungsgrad Φ berücksichtigt. Die Temperatur der reichen Lösung nach der Absorption wurde entsprechend der tatsächlich verdampften und absorbierten Kältemittelmenge bestimmt. Für die Modelle wurden weiterhin die Verluste in den Rohrleitungen vernachlässigt und die Trennung von Kältemittel und armer Lösung als ideal angenommen. Eine tabellarische Übersicht aller Vereinbarungen findet sich im Anhang (Tabelle A-15).

Wärmetechnische Annahmen

Der Wärmedurchgang in allen Apparaten wurde nach Gleichung Gl.: 5-3 ermittelt. Der äußere Wärmeübergang α_{ext} wurde, wie erwähnt, konstant belassen.

Tabelle 5-1 Wärmeübergang der externen Kreisläufe (Vgl. auch Kapitel 4)

Apparatekreislauf	Wärmeübergang α
Heizwasser	1375 W/m ² K
Kühlwasser Absorber	3484 W/m ² K
Kühlwasser Kondensator	11135 W/m ² K
Kaltwasser	6145 W/m ² K

Desorber, Kondensator, regenerativer Wärmeübertrager

Die Wärmeübergangscharakteristik in den Apparaten ändert sich, wenn sich der Lösungsvolumenstrom ändert. Der wesentlichste Einfluss auf den Wärmeübergang wird dabei durch die Turbulenzen im Fluidfilm ausgeübt. Um praktikabel mit den Modellen rechnen zu können, wurden die Bestimmungsgleichungen zur Ermittlung des Wärmeüberganges vereinfacht, sodass der strömungstechnische Einfluss als bestimmende Größe berücksichtigt wurde. Für jeden Apparat wurde ein Wärmeübergangsfaktor f_{APP} bestimmt, der für einen Referenzwärmeübergangsprozess die geänderten Strömungsbedingungen berücksichtigen soll.

$$\alpha_{int} = f_{APP} \cdot \alpha_{int,Ref} \quad \text{Gl.: 5-4}$$

$$\text{mit } f_{APP} = \frac{f(Re)}{f(Re)_{Ref}}$$

Die Definitionen der Reynolds-Zahl und des Faktors nach Gl.: 5-4 sind im Anhang (Tabelle A-16) dargestellt. Als Referenzwärmeübergang $\alpha_{int,Ref}$ wurde der Wärmeübergang gewählt, der sich für die Apparate aus den Betrachtungen in Kapitel 4 für den Referenzversuch ergeben hat (Tabelle 5-2). Im Desorber und im Kondensator finden Aufheizungs- bzw. Abkühlungs- sowie Phasenwechselprozesse (Desorption, Kondensation) statt. Für diese Apparate wurde der Prozess als Referenz betrachtet, welcher für den entsprechenden Apparat charakteristisch ist. Im Kondensator wurde die Kondensation als maßgeblicher Prozess festgelegt. Im Desorber ist die Austreibung der kennzeichnende Prozess und sollte deshalb verwendet werden, auch wenn sie über die Wärmedurchgangszahl ermittelt wurde. Da für Siedeprozesse von Mehrstoffgemischen in Rohrleitungen keine entsprechenden Kriteriale Gleichungen zur Beschreibung des Wärmeüberganges zur Verfügung standen, wurde die Intensivierung des Wärmeübergangs über die Reynolds-Zahlvergrößerung bei der Leistungssteigerung beschrieben. Die Reynolds-Zahl wurde mit der mittleren Geschwindigkeit im Desorber gebildet. Der Wärmeübergangsfaktor f_{APP} wurden als Quotient der vereinfachten Bestimmungsgleichungen dargestellt. Im einfachsten Fall stellt er das Verhältnis der Reynolds-Zahl für den Teillast-Durchsatz zur Reynolds-Zahl des Referenzdurchsatzes dar.

Tabelle 5-2 Referenz-Wärmeübergang der internen Prozesse (Vgl. auch Kapitel 4)

Prozess	Wärmeübergang $\alpha_{int,Ref}$
Wärmeübergang zur Desorption α_{Des_Des}	694 W/m ² K
Wärmeübergang bei Kondensation α_{Kond}	5947 W/m ² K
Wärmeübergang der reichen Lösung im regenerativen Wärmeübertrager α_{rL}	1311 W/m ² K
Wärmeübergang der armen Lösung im regenerativen Wärmeübertrager α_{aL}	1187 W/m ² K

Absorber / Verdampfer

Zur Beschreibung des Verdampfers und Absorbers wurden die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zum Rippenrohrverdampfer verwendet. Die Modellvorstellungen zur Filmdicke, die Untersuchungen zum Hold-Up, den daraus resultierenden benetzten Verdampferflächen sowie die Filmgeschwindigkeiten, die im 4. Kapitel vorgestellt wurden, wurden in die Modelle implementiert. Die Gleichungen zur Beschreibung der Filmgeschwindigkeit, der mittleren Filmdicke sowie der mittleren Auslaufbreite sind den Ausführungen in Kapitel 4.2.1 zu entnehmen. Die Parameterfunktionen des Hold-Up wurden an die größeren Rohrlängen der Apparate sowie an die Dichte der Lösung angepasst.

Die Untersuchungen am Rippenrohrverdampfer haben eine von der Kältemittelbelastung unabhängige Wärmeübergangszahl von 1600 W/m²K ergeben. Dieses Verhalten wurde für die Modelle genutzt und folglich die Wärmeübergangszahl der Verdampfung mit 1600 W/m²K festgelegt.

Für die Absorption wurde auf Basis der experimentellen Versuche und der Überlegungen zu den Wärmedurchgangsverhältnissen an den einzelnen Rohren eine Wärmeübergangszahl von 700 W/m²K ermittelt (vgl. Tabelle 4-5). Es wurde davon ausgegangen, dass aufgrund der bau- und wärmetechnischen Ähnlichkeiten zwischen Verdampfer und Absorber der Wärmeübergang auch hier unabhängig vom Lösungsvolumenstrom ist.

Modellanpassungen der P-Anlage

Das Modell der P-Anlage berücksichtigt die konstruktiven und betriebstechnischen Unterschiede, die im Vergleich zur T-Anlage auftreten. Zum einen wurde der Lösungsvolumenstrom als externe Größe festgelegt, da dieser bei der Anlage durch die Pumpe sowie durch Eindrosslung mittels Ventil vorgegeben wurde. Des Weiteren wurde die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe bei den Energie- und Exergiebilanzen sowie der Pumpenwirkungsgrad, der durch den zu fördernden Lösungsmassenstrom und der Förderhöhe bestimmt wird, berücksichtigt. Aus wärmetechnischer Sicht wurden die konstruktiven Merkmale und die wärmetechnischen Kennzahlen des Plattenwärmeübertrager-Desobers, welche aus den experimentellen Untersuchungen der P-Anlage ermittelt wurden, in das Modell aufgenommen

5.2 Ergebnisse der Modellierung

Im folgenden Abschnitt sollen die Ergebnisse des Modelles am Beispiel der T-Anlage vorgestellt werden, da die Betriebsweise des Thermosiphons einen zusätzlichen Parameter darstellt, der das Verhalten der Anlage beeinflusst. Der Fokus liegt hierbei besonders auf den wärmetechnischen Prozessen, die in Abhängigkeit der Prozessbedingungen zu unterschiedlicher Flächenausnutzung führen. Aussagen zur Flächennutzung ermöglichen Rückschlüsse über die maximale Leistungsfähigkeit der Apparate und damit der Anlage. Dadurch lassen sich Ansätze zur Optimierung der Apparate ableiten.

Die Ergebnisse des Modelles der P-Anlage unterscheiden sich nicht signifikant von denen der T-Anlage und sollen deshalb im Folgenden nicht dargestellt werden.

5.2.1 Evaluierung des Modells

Das Modell löst für eine Anzahl von Eingangsparametern das Gleichungssystem. Für die Parameterstudie wurden die folgenden Eingangsparameter gewählt:

- die Desorberleistung,
- die Desorbereintrittstemperatur,
- die Kaltwassereintrittstemperatur in den Verdampfer,
- die Kühlwassereintrittstemperatur in den Absorber sowie
- die Konzentration der reichen Lösung

In Abhängigkeit von diesen fünf Parametern können die Apparateleistungen, Temperaturen des Lösungs- und Hydraulikkreises, Konzentrationen der Lösungen sowie wärmetechnische Parameter, wie Wärmeübergangszahlen und benetzte Flächen berechnet werden. In Abbildung 5-1 sind die Ergebnisse des Modells den Ergebnissen der Experimente bei einer Kühlwassereintrittstemperaturvariation gegenübergestellt.

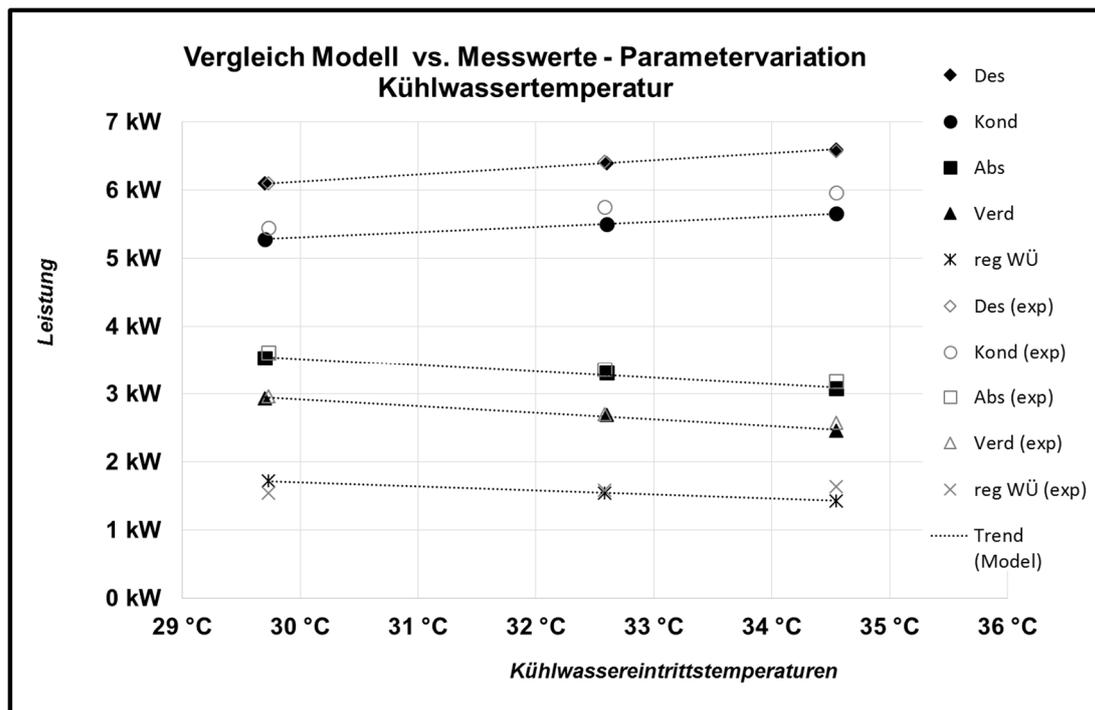


Abbildung 5-1 Ergebnisse Modell – Parametervariation Kühlwassertemperatur für die Versuchsreihe „Variation der Kühlwassertemperaturen“

Über den betrachteten Kühlwassertemperaturbereich können die Leistungen der Apparate, vor allem von Absorber und Verdampfer, sehr gut wiedergegeben werden. Die Abweichungen betragen maximal 5%. Im Kondensator werden tendenziell geringere Leistungen ermittelt als experimentell gemessen wurden. Diese Abweichungen betragen ebenfalls maximal 5%. Die höchsten Abweichungen werden für den regenerativen Wärmeübertrager mit +/-14% erreicht.

Das Modell spiegelt das tendenzielle Verhalten der Anlage gut wider. Die Abweichungen bewegen sich in einem befriedigenden Rahmen. Deshalb wird im Folgenden das Modell mit den zuvor vorgestellten Randbedingungen verwendet.

5.2.2 Wärmetechnische Modellierungsergebnisse

In der Anlage ändern sich je nach Betriebsbedingungen die wärmetechnischen Randbedingungen. Vor allem in Apparaten, wo Zweiphasenprozesse auftreten, konkurrieren unterschiedliche Wärmeübergangsprozesse. So findet im Kondensator neben der Kondensation auch die Unterkühlung des Kondensates statt. Je nach Kondensationsbedingungen ändern sich die für die beiden Prozesse verwendeten Flächen. Ähnlich verhält es sich im Desorber. Die Aufheizung der Lösung bis auf Siedetemperatur beansprucht einen Teil des Apparates bevor die eigentliche Desorption stattfindet.

Im Verdampfer muss das Kondensat möglichst komplett verdampfen, bevor es am unteren Enden des Apparates abtropft. Die Ausnutzung der Apparatefläche bestimmt im hohen Maß die Leistungsfähigkeit der gesamten Anlage. Im Absorber kann eine hohe Flächenbelastung durch die Lösung zum Überlaufen führen. Dieser Teil der Lösung kann nicht mehr gekühlt werden und steht

damit der Absorption nicht mehr zur Verfügung. Auf der anderen Seite führen zu große Flächenreserven zu hohen Anlagenkosten infolge großer Wärmeübertrager.

Die Anforderungen an die Anlagen werden maßgeblich von äußeren Faktoren, wie Umgebungstemperatur und Solareinstrahlung bestimmt. Um das Verhalten der Anlage zu untersuchen, ist es zweckmäßig, charakteristische Betriebszustände festzulegen. Deshalb wurden drei Betriebspunkte definiert, die typische Betriebszustände der Anlage repräsentieren sollen.

- Normale Sommertage mit relativ niedrigen Heiztemperaturen und Heizleistungen aber günstigen Kühlbedingungen
- Mittlere Bedingungen
- Heiße Sommertage mit hohen Heiztemperaturen und Heizleistungen aber schlechten Kühlbedingungen

Die temperaturseitige Kühlanforderung an die Anlage (Kaltwassertemperatur) wurde ebenso wie die Konzentration der reichen Lösung, die durch die externen Faktoren nicht beeinflusst wird, konstant belassen. In der nachfolgenden Tabelle 5-3 sind die Parameter der drei Betriebspunkte dargestellt.

Tabelle 5-3 Betriebspunkte mit Eingangsparametern für die wärmetechnische Untersuchung

Prozess	Betriebspunkt I - moderate -	Betriebspunkt II - mittlere -	Betriebspunkt III - extrem -
Desorberleistung	5 kW	6 kW	7 kW
Antriebstemperatur, Eintritt	85°C	95°C	105°C
Kühlwassertemperatur, Eintritt	25°C	30°C	36°C
Kaltwassertemperatur, Eintritt	18°C		
Konzentration reiche Lösung	51%		

Bei der Festlegung der Betriebspunkte wurde darauf geachtet, dass sich die Parameter nicht zu sehr aus dem verlässlichen Bereich der Modellvorhersagen entfernen. Für die Desorberleistung wurde deshalb ein relativ kleiner Variationsbereich gewählt.

In folgender Abbildung 5-2 sind die Leistungen und der COP für die drei Betriebspunkte dargestellt.

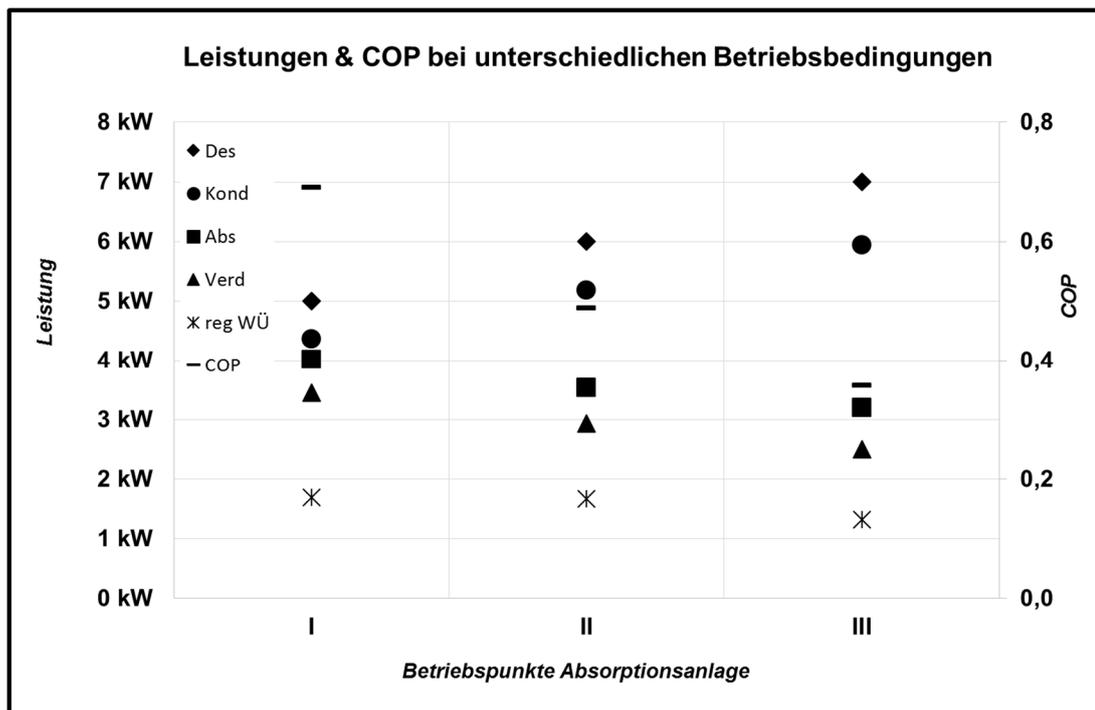


Abbildung 5-2 Leistung und COP bei charakteristischen Betriebsbedingungen

Mit höherem Wärmeangebot steigt die Kondensatorleistung, da mehr Kältemittel verflüssigt werden kann. Durch die steigenden Kühlwassertemperaturen sinkt die Absorberleistung, da sich die Kühlbedingungen verschlechtern. Demzufolge sinkt auch die Verdampferleistung. Zusätzlich sinkt die Leistung im regenerativen Wärmeübertrager leicht, was zu einer schlechteren Wärmerückgewinnung führt. Der COP sinkt von 0,69 im ersten Betriebspunkt auf 0,36 ab.

Der Einsatzbereich einer Absorptionskälteanlage hängt entscheidend von der Leistungsfähigkeit bei hohen Außentemperaturen ab. Die vorgestellte Anlage erzielt bei ca. 36°C Kühlwassertemperatur eine Kälteleistung von 2,5 kW. Die Leistungen der Apparate bei bestimmten Temperaturbedingungen werden neben der zugeführten Leistung für die Desorption auch von der Konzentration der Lösung beeinflusst. Der Einfluss der Konzentration ist in folgender Abbildung 5-3 für zwei Konzentrationen dargestellt. Dabei wurde die Konzentration der reichen Lösung variiert. Die übrigen Betriebsbedingungen entsprechen dem Betriebspunkt III (Tabelle 5-3).

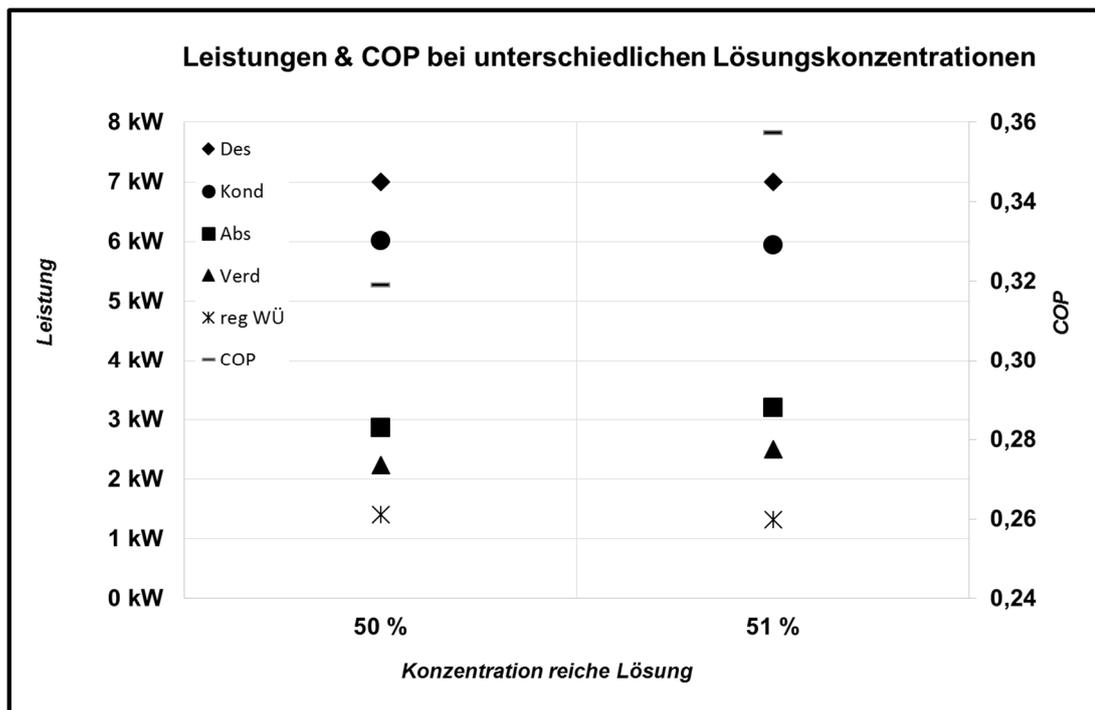


Abbildung 5-3 Leistung und COP bei unterschiedlichen Lösungskonzentrationen

Mit steigender Konzentration steigen auch die Leistungen von Absorber und Verdampfer. Die Wärmeabgabe des Kondensators sinkt dabei leicht, da die Temperatur der Desorption konstant belassen wurde. Durch die geänderten Konzentrationen wird die Aufnahmefähigkeit der Lösung gegenüber Wasserdampf beeinflusst. Eine höhere Lösungskonzentration führt zu einer höheren Wasserdampfabsorption und dadurch zu höheren Temperaturtriebkräften. Die Konzentrationserhöhung um ein Prozent führt zum Ansteigen der Verdampferleistung um 12%. Dem Freiheitsgrad der Konzentrationsänderungen sind allerdings enge Grenzen gesetzt. Eine weitere Erhöhung der Konzentration führt bei Entgasungsbreiten um 7% zu sehr hohen Konzentrationen der armen Lösung und erreicht damit eine kritische Grenze, die zur Kristallisation führen kann.

Zur Beurteilung der Ausnutzung der Apparateflächen sind in nachfolgender Abbildung 5-4 die Flächennutzungsgrade von Desorption und Kondensation sowie von Verdampfer für die drei Betriebspunkte (Tabelle 5-3) abgebildet. Für den Desorber und Kondensator ergeben sich die Flächen für den Phasenwechselprozess aus dem wärmetechnischen Gleichgewicht zwischen Aufheizung der Lösung bzw. Abkühlung des Kondensates und der Austreibung bzw. Verflüssigung des Kältemitteldampfes. Im Absorber wird davon ausgegangen, dass die Fläche vollständig benetzt ist, da hier im Vergleich zum Verdampfer große Flüssigkeitsströme verteilt werden.

Für den Verdampfer ergeben sich die benetzten Flächen aus der Kräftebilanz des Fluidfilmes und aus dem Hold-Up. Der Benetzungsgrad lässt sich geometrisch dann wie folgt darstellen:

$$\text{Benetzungsgrad} = \frac{\pi \cdot d_a \cdot (h_R + s_R) + n_R \cdot \left(\pi \cdot \left((r_a + b_{F-V/A})^2 - r_a^2 \right) \right)}{\pi \cdot d_a \cdot (h_R + s_R) + n_R \cdot \left(\pi \cdot (r_R^2 - r_a^2) \right)} \quad \text{Gl.: 5-5}$$

Zur besseren Darstellung sind die Werte für Desorber und Verdampfer zusammengefasst.

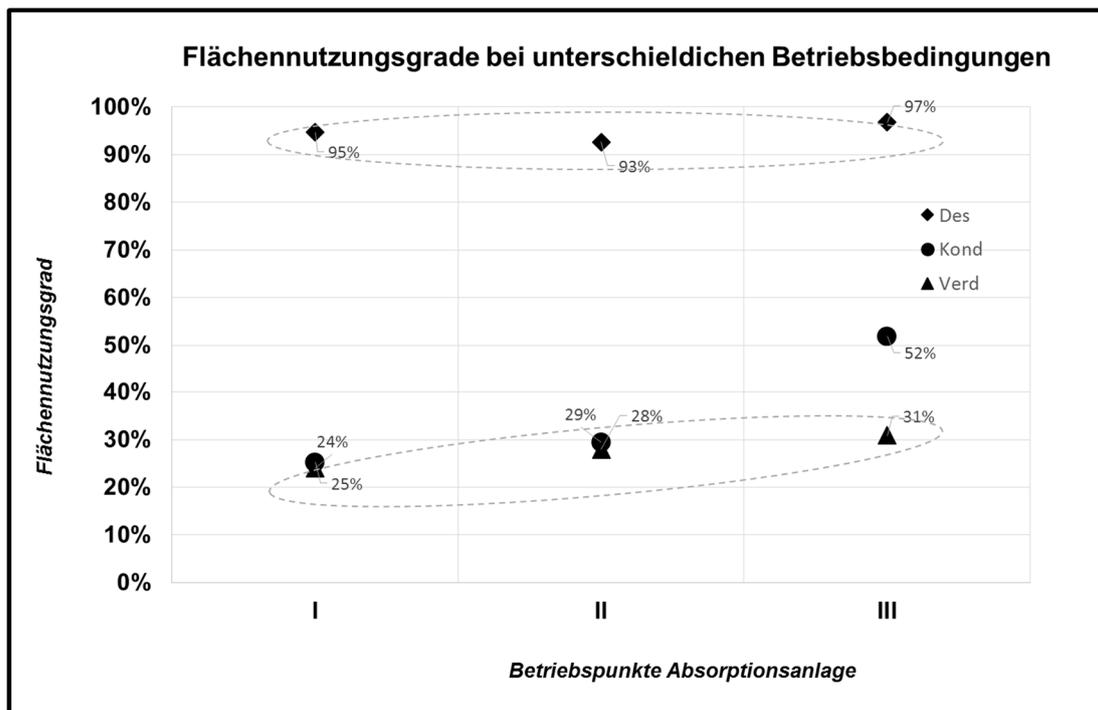


Abbildung 5-4 Flächennutzungsgrade bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen

Die stärkste Änderung der Fläche findet im Kondensator statt. Die steigenden Kühltemperaturen und Kältemittelbelastungen führen zunehmend zu einer größeren Beanspruchung der Fläche durch die Kondensation. Der Anteil der Unterkühlung (nicht abgebildet) sinkt entsprechend. Das ist plausibel, da mit den höheren Kühltemperaturen und der steigenden Leistung mehr Fläche benötigt wird. Der Kondensator erreicht im Betriebspunkt III einen Flächennutzungsgrad von 52%. Demzufolge ist der Apparat auch bei den hohen Antriebsleistungen in der Lage das gesamte Kältemittel zu kondensieren.

Im Verdampfer steigt die benetzte Fläche leicht an. Die Ursache liegt in der steigenden Kältemittelbelastung aufgrund der gestiegenen Desorberleistung. Da mit den steigenden Rückkühltemperaturen die Kälteleistung sinkt, verbleibt im Verhältnis mehr Kältemittel auf den Rohren.

Im Desorber wird mehr als 95% der Gesamtfläche für die Desorption verwendet. Die Fläche bleibt relativ konstant, da die Lösung in den Steigrohren im laminaren Bereich strömt. Dadurch ändern sich die Wärmeübergangswiderstände kaum. Der Desorber wird im Modell rein wärmetechnisch betrachtet. Die Füllstände in den Rohren des Apparates werden aber zusätzlich auch von den Druckverhältnissen in der Anlage bestimmt. Dieser hydrostatische Einfluss wurde im Modell jedoch nicht berücksichtigt.

Die Ergebnisse zeigen, dass vor allem der Verdampfer Potenzial für größere Leistungen aufweist. Dieses kann jedoch nur genutzt werden, wenn das unverdampfte Arbeitsmittel nicht in den Absorbersumpf abläuft, sondern ein Umlauf organisiert wird. Eine bessere Ausnutzung der freien Flächen erfordert allerdings auch eine Anpassung der Apparate auf der Hochdruckseite. Der Kondensator ist auch bei höheren Leistungen und hohen Außentemperaturen ausreichend

dimensioniert. Für den Desorber kann anhand der Modellergebnisse keine Leistungsgrenze abgeschätzt werden.

Sind die mit der Anlage erzielten Leistungen für eine gewählte Anwendung ausreichend, kann der Verdampfer verkleinert werden. So kann der Apparat um mehr als die Hälfte, zum Beispiel durch Reduzierung der Rippenrohre von 10 auf 5, verkleinert werden. Die damit verbundene steigende Kältemittelbelastung der Rippenrohre liegt dann immer noch im Bereich der durchgeführten Verdampferuntersuchungen. Alternativ kann, wie im Kapitel 4 vorgeschlagen, der Rippendurchmesser verringert werden. Damit bliebe die Kältemittelbelastung konstant.

5.3 Exergetische Bewertung

Die exergetische Bewertung soll zum einen Unterschiede der beiden Anlagen aufgrund der verschiedenen Pumpenkonzepte quantifizieren und zum anderen Optimierungsansätze der Apparate aufzeigen. Mithilfe der in Kapitel 1 vorgestellten exergetischen Kennzahlen wurden die Wirkungs-, Verlustgrade, Wichtungsfaktoren und Verlustbeiträge aller Apparate unter verschiedenen Betriebsbedingungen für beide Anlagen bestimmt und miteinander verglichen.

5.3.1 Festlegung des Umgebungszustandes

Um Stoffströme mit unterschiedlichen Temperaturen und Drücken mit Hilfe der im Kapitel 1 vorgestellten allgemeinen exergetischen Bilanzen bewerten zu können, ist die Festlegung von Umgebungsparametern für jede Potenzialänderungen im System, Temperatur, Druck, Konzentration, notwendig. In der nachfolgenden Tabelle 5-4 sind die Festlegungen der Umgebungsbedingungen der Anlage abgebildet.

Tabelle 5-4 Festlegung der Umgebungsbedingungen der Absorptionskälteanlage

Umgebungstemperatur	$t_U = 20^\circ\text{C}$
Umgebungsdruck	$p_U = 1 \text{ bar}$
Umgebungskonzentration der Lösung	$\zeta_U = 40 \frac{\text{kg}_{\text{Salz}}}{\text{kg}_{\text{Wasser}}}$
Umgebungskonzentration des Kältemittels	$\zeta_{KM} = 0 \frac{\text{kg}_{\text{Salz}}}{\text{kg}_{\text{Wasser}}}$

Für das Kältemittel kann ebenfalls eine Konzentration festgelegt werden, da sich theoretisch Salz im Kältemittel aufgrund unzureichender Trennung von Dampf und Lösung anreichern kann. Die Konzentration des Salzes im Kältemittel wurde mit Null angesetzt, da praktisch kein Salz im Kondensat gefunden wurde.

Mit der Festlegung des Umgebungszustands können die kalorischen Zustandsgrößen Enthalpie und Entropie bestimmt werden, die für die Exergiebilanzen benötigt werden. Die Definitionen dieser Zustandsgrößen sind im Anhang (Tabelle A-17) angegeben.

5.3.2 Exergiebilanzen und Definition der exergetischen Kennzahlen

Der Exergiestrom eines Fluids der Kälteanlage lässt sich mit den Festlegungen der Zustandsgrößen für den Umgebungszustand wie folgt bestimmen:

$$\dot{E}_{Fluid} = \dot{m}_{Fluid} \cdot \left[(h_{Fluid} - h_{u,Fluid}) - T_U \cdot (s_{Fluid} - s_{u,Fluid}) \right] \quad \text{Gl.: 5-6}$$

Mit Gl.: 5-6 und entsprechend der allgemeinen Exergiebilanz aus Kapitel 1 können nun für die einzelnen Apparate die Exergiebilanzen aufgestellt werden. Die Bilanzen sind in Tabelle 5-5 dargestellt.

Tabelle 5-5 Exergiebilanzen der Apparate

Desorber D	$\Delta \dot{E}_D = \dot{E}_{HW,e} + \dot{E}_{rL,D} - \dot{E}_{HW,a} - \dot{E}_{Da,D} - \dot{E}_{aL,D}$
Kondensator K	$\Delta \dot{E}_K = \dot{E}_{KW,A,a} + \dot{E}_{Da,D} - \dot{E}_{KW,a} - \dot{E}_{KondK}$
Verdampfer V	$\Delta \dot{E}_V = \dot{E}_{KIW,e} + \dot{E}_{KondV,e} - \dot{E}_{DaV} - \dot{E}_{KondV,a} - \dot{E}_{KIW,a}$
Absorber A	$\Delta \dot{E}_A = \dot{E}_{KW,A,e} + \dot{E}_{DaV} + \dot{E}_{aL,A} + \dot{E}_{Da,Dr} - \dot{E}_{KW,A,a} - \dot{E}_{rL,A}$
regenerative Wärmeübertrager $rWÜ$	$\Delta \dot{E}_{rWÜ} = \dot{E}_{aL,D} + \dot{E}_{rL,MR} - \dot{E}_{aL,A} - \dot{E}_{rL,D}$
Drossel Dr	$\Delta \dot{E}_{Dr} = \dot{E}_{KondK} - \dot{E}_{Da,Dr} - \dot{E}_{KondV,e}$
Mischraum MR	$\Delta \dot{E}_{MR} = \dot{E}_{rL,A} + \dot{E}_{KondV,a} - \dot{E}_{rL,MR}$
Lösungspumpe P	$\Delta \dot{E}_P = \dot{E}_P - \dot{m}_{rL} \cdot g \cdot H_{P-D} = \dot{m}_{rL} \cdot g \cdot H_{P-D} \frac{1 - \eta_P}{\eta_P}$

Mit den Exergiebilanzen der Apparate können die exergetischen Kennzahlen Wirkungsgrad η , Verlustgrad ε , Wichtungsfaktor κ und Verlustbeitrag λ bestimmt werden. Dafür müssen für jeden Apparat der exergetische Nutzen und Aufwand bestimmt werden. Für die Heiz- und Kühlmedien ist es zweckmäßig die Exergieänderungen als Aufwand oder Nutzen zu definieren. Im Folgenden sind die Kennzahlen für die T-Anlage abgebildet.

Desorber

Der Nutzen des Desorbers liegt in der Erzeugung des Kältemitteldampfes sowie der armen Lösung. Dafür wird die Exergie des Heizwassers und der reichen Lösung genutzt. Der exergetische Wirkungsgrad lässt sich dann wie folgt festlegen:

$$\eta_D = \frac{\dot{E}_{Da,D} + \dot{E}_{aL,D} - \dot{E}_{rL,D}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}} \quad \text{Gl.: 5-7}$$

Der Verlustgrad ergibt sich aus dem Exergieverlust des Apparates bezogen auf die Exergieänderung des Heizwassers.

$$\varepsilon_D = 1 - \eta_D = \frac{\Delta \dot{E}_D}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}} \quad \text{Gl.: 5-8}$$

Die Summe aus Verlust- und Wirkungsgrad ist per Definition gleich eins.

Der Wichtungsfaktor des Desorbers beschreibt seine Wertigkeit bezogen auf das Gesamtsystem. Er setzt den exergetischen Aufwand des Einzelapparates ins Verhältnis zum exergetischen Aufwand des Gesamtsystems. Als exergetischer Aufwand der Absorptionskälteanlage kann die Exergieänderung des Heizmediums betrachtet werden. Der Wichtungsfaktor des Desorbers wird für diesen Apparat dann wie folgt definiert:

$$\kappa_D = \frac{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}} = 1 \quad \text{Gl.: 5-9}$$

Der Verlustbeitrag des Desorbers beschreibt den Anteil der jeweiligen Apparateverluste am Gesamtaufwand. Er ergibt sich aus dem Produkt von Wichtungsfaktor und Verlustgrad.

$$\lambda_D = \kappa_D \cdot \varepsilon_D = \frac{\Delta \dot{E}_D}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}} \quad \text{Gl.: 5-10}$$

Die Kennzahlen der anderen Apparate ergeben sich entsprechend aus den Exergiebilanzen in Tabelle 5-5. Die Definitionen der Kennzahlen werden deshalb im Anhang (Tabelle A-19) dargestellt.

Kondensator

Im Kondensator findet die Verflüssigung des Arbeitsmitteldampfes statt. Als stofflicher Nutzen des Apparates kann somit die Bereitstellung des flüssigen Arbeitsmittels betrachtet werden. Das Kühlwasser erwärmt sich durch die exergetische Abwertung des Arbeitsmitteldampfes und stellt den energetischen Nutzen dar. Dadurch steigt die Exergie des Kühlwassers an. Diese „erzeugte“ Exergie muss allerdings an die Umgebung abgegeben werden, damit der Absorptionsprozess funktionieren kann.

Verdampfer / Absorber

Der exergetische Nutzen des Verdampfers ist die Erhöhung der Exergie des Kaltwassers, dafür muss das Arbeitsmittel verdampft werden.

Im Absorber findet die Absorption des Kältemitteldampfes statt. Durch die Absorption erfolgt die Verdichtung des Arbeitsmitteldampfes. Die Verdichtung ist umso effektiver je mehr Dampf von der Lösung aufgenommen werden kann. Als stofflicher Nutzen des Apparates kann somit die Bereitstellung der reichen Lösung für den Prozess betrachtet werden. Der energetische Nutzen ist die Aufheizung des Kühlwassers.

Regenerativer Wärmeübertrager

Im regenerativen Wärmeübertrager finden die Aufheizung der reichen Lösung und die Abkühlung der armen Lösung statt. Diese beiden Prozesse stellen den Nutzen bzw. Aufwand des Apparates dar.

Drossel

In der Drossel zwischen Kondensator und Verdampfer wird der Druck zwischen dem oberen und unteren Druckniveau abgebaut. Dabei wird das Kondensat abgekühlt, wobei ein Teil verdampft. Das Kondensat wird durch die Abkühlung exergetisch abgewertet. Der entstehende Dampf kann nicht zur Kälteerzeugung genutzt werden. Formal sind das aus dem Kondensator kommende Kondensat der Aufwand. Der Nutzen ist das Kondensat nach der Drosselung, der jedoch um den durch den Drosselprozess entstehenden Dampf geschmälert wird.

Mischraum

Im Mischraum findet die Mischung des unverdampften Kondensates mit der reichen Lösung aus dem Absorber statt. Die Konzentration der reichen Lösung nach dem Mischraum bestimmt die Menge des im Desorber ausgetriebenen Kältemittels. Somit kann als Nutzen, ähnlich dem Absorber, die Bereitstellung der reichen Lösung für den Prozess betrachtet werden.

Absorptionskälteanlage

Entsprechend den Kennzahlen für die einzelnen Apparate kann auch ein exergetischer Wirkungsgrad sowie Verlustgrad für die Kälteanlage bestimmt werden. Der Wirkungsgrad der Maschine wurde wie folgt definiert, wobei die Exergiezufuhr zur Pumpe im Falle der T-Anlage gleich Null ist:

$$\eta_{AKA} = \frac{\dot{E}_{KIW,e} - \dot{E}_{KIW,a}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a} + \dot{E}_P} \quad \text{Gl.: 5-11}$$

Der Verlustgrad ergibt sich danach wie folgt:

$$\varepsilon_{AKA} = 1 - \eta_{AKA} \quad \text{Gl.: 5-12}$$

Die Kennzahlen der P-Anlage unterscheiden sich in der Berücksichtigung der Exergie der Pumpe, die den Gesamtaufwand erhöht. Die aufgestellten Kennzahlen bilden die Basis der exergetischen Bewertung der beiden Absorptionskälteanlagen.

5.3.3 Ergebnisse der exergetischen Bewertung

Die exergetische Bewertung soll anhand der in Kapitel 5.2.2 festgelegten Betriebspunkte durchgeführt werden. In Abbildung 5-5 sind die exergetischen Wirkungsgrade der T-Anlage dargestellt.



Abbildung 5-5 exergetische Wirkungsgrade der Einzelapparate und des Gesamtsystems (T-Anlage)

Die höchsten exergetischen Wirkungsgrade werden im Mischraum, Desorber und regenerativen Wärmeübertrager erreicht. Mit bis zu 95% erzielt der Mischraum die höchsten Wirkungsgrade der betrachteten Apparate. Dieser hohe Wirkungsgrad ist ein Ausdruck dafür, dass nur ein geringer Teil der Exergie der Lösung verloren geht, obwohl die Mischung thermodynamisch ein reiner Verlustprozess ist. Den Wert erreicht er unter normalen Betriebsbedingungen der Anlage, da hier aufgrund der guten Verdampfung und demzufolge geringer Mischarbeit kaum Verluste durch die Mischung entstehen. Im Idealfall würden bei einer vollständigen Verdampfung die einströmenden und ausströmenden Exergieströme des Mischraumes gleich groß sein und der Wirkungsgrad demnach den Wert 1 erreichen. Im Desorber wird die zugeführte Exergie nahezu unabhängig von den Betriebsbedingungen im gleichen Maße zur Dampferzeugung verwendet. Der Wirkungsgrad bleibt mit ca. 80% konstant. Die großen Exergieverluste sind entsprechend Abbildung 2-11 im Leistungsbereich des Desorbers von 5-7 kW zu ca. 70% durch die Wärmeübertragung und zu einem geringeren Teil durch die Thermosiphonpumpe verursacht. Im regenerativen Wärmeübertrager sinken die Wirkungsgrade mit härter werdenden Bedingungen. Die Ursache liegt an den steigenden Massen- und Wärmeströmen und folglich höheren notwendigen Temperaturdifferenzen, die zu größeren Verlusten führen. Mit Wirkungsgraden zwischen 80% und 70% benötigt der Apparat relativ geringe Triebkräfte für die

Wärmeübertragung. Der Wirkungsgrade des Absorbers steigt von 41% auf 58%. Da durch die geringeren Leistungen die Triebkräfte für die Wärmeabfuhr, die den Nutzen des Apparates darstellen, sinken, werden auch die exergetischen Verluste kleiner. Im Verdampfer ist ähnliches zu beobachten. Allerdings steigt der Wirkungsgrad nicht im gleichen Maße. Mit circa 30% sind die Werte geringer als im Absorber, da die erzeugte Kälte bzw. die aufgenommene Wärme ein relativ geringes Temperaturniveau besitzt. Der exergetische Wirkungsgrad der Gesamtanlage liegt zwischen 2% und 5%. Der Wirkungsgrad sinkt bei härteren Bedingungen, da die Kälteleistung abnimmt, und das Kaltwasser ein relativ hohes Temperaturniveau aufweist. Der Wirkungsgrad nach Gl.: 5-11 berücksichtigt nur die Exergie des Kaltwassers als Nutzen. Neben der Kaltwasserexergie wird ein großer Exergiestrom auf dem mittleren Temperaturniveau abgegeben. Wird dieser Teil, z.B. für eine Brauchwasservorwärmung, genutzt, steigt der exergetische Wirkungsgrad der Anlage auf bis zu 40% bei extremen Betriebsbedingungen.

Nachfolgend sind in Abbildung 5-6 die exergetischen Wirkungsgrade der P-Anlage abgebildet.

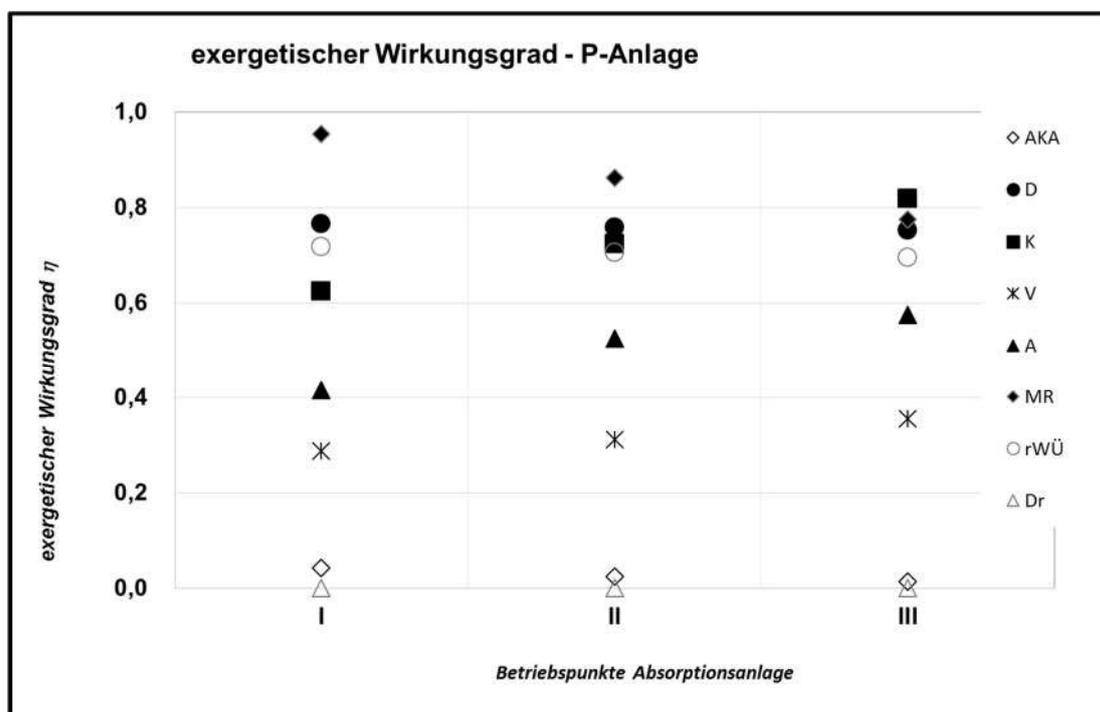


Abbildung 5-6 exergetische Wirkungsgrade der Einzelapparate und des Gesamtsystems (P-Anlage)

Es ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei der T-Anlage. Der Plattendesorber erzielt etwas geringere Wirkungsgrade. Die Pumpe hat keinen signifikanten Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad der Anlage.

Die exergetischen Verlustgrade beider Anlagen sind nach Gleichung Gl.: 5-8 direkt aus den exergetischen Wirkungsgraden ableitbar. Auf eine Darstellung wird deshalb verzichtet.

Die exergetischen Wichtungsfaktoren beschreiben das Verhältnis aus zugeführter Exergie (exergetischer Aufwand) der Apparate zu der dem Gesamtprozess zugeführten Exergie. Apparate mit hohen Exergieströmen erzielen demnach hohe Wichtungsfaktoren, da sie einen entsprechend

großen Beitrag am Exergieumsatz des Prozesses leisten und ihre Verlustgrade besonders ins Gewicht fallen. In Abbildung 5-7 sind die exergetischen Wichtungsfaktoren der T-Anlage abgebildet.

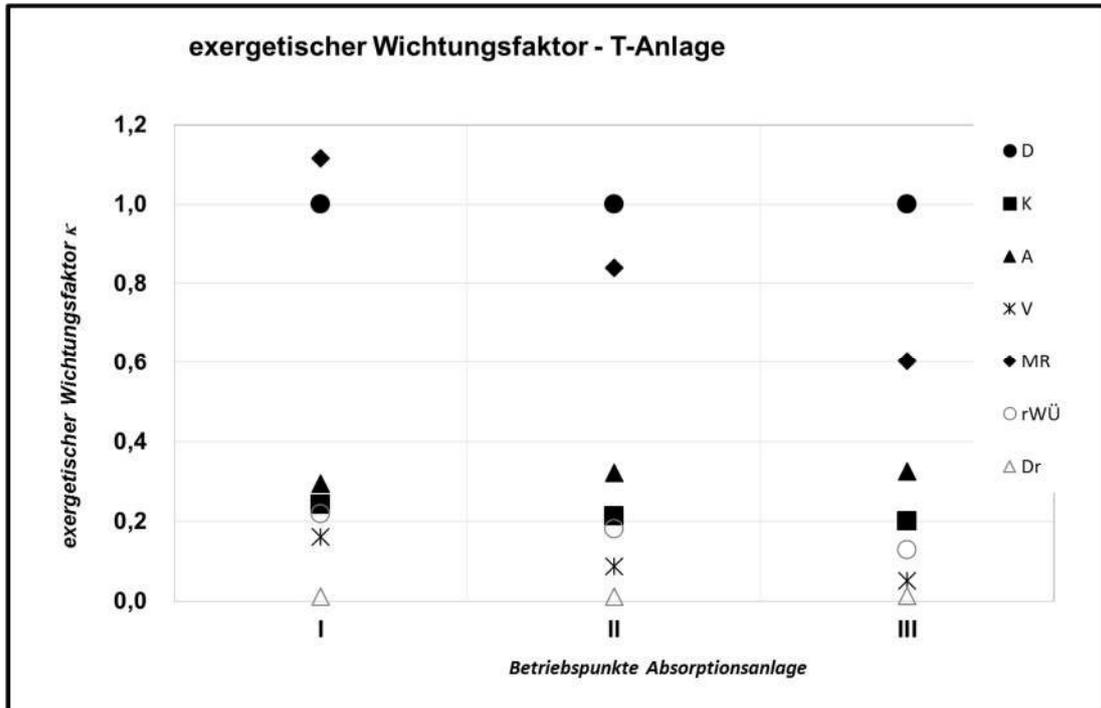


Abbildung 5-7 exergetische Wichtungsfaktoren (T-Anlage)

Den höchsten Wichtungsfaktor erzielen der Mischraum und der Desorber. Der Desorber erreicht einen Wichtungsfaktor von konstant 1, da dessen Aufwand gleich dem Aufwand der Gesamtanlage ist. Im Mischraum sinken die Werte von 1,1 auf 0,6 bei härteren Betriebsbedingungen, da die Exergien der dem Apparat zuströmenden Lösung und Kondensates im Verhältnis zur zugeführten Exergie des Gesamtprozesses sinken. Der hohe Wichtungsfaktor des Mischraumes ist überraschend, zeigt allerdings den großen Einfluss einer nicht vollständigen Verdampfung. In den übrigen Apparaten werden geringere Wichtungsfaktoren erzielt, da die Exergieströme aufgrund des relativ geringen Temperaturniveaus bzw. aufgrund kleiner Leistungen niedrig sind. Die in Abbildung 5-8 dargestellten Wichtungsfaktoren der P-Anlage unterscheiden sich nicht signifikant von denen der T-Anlage, da sich die Exergieströme aufgrund gleicher Temperaturen und ähnlicher Apparate wenig unterscheiden.

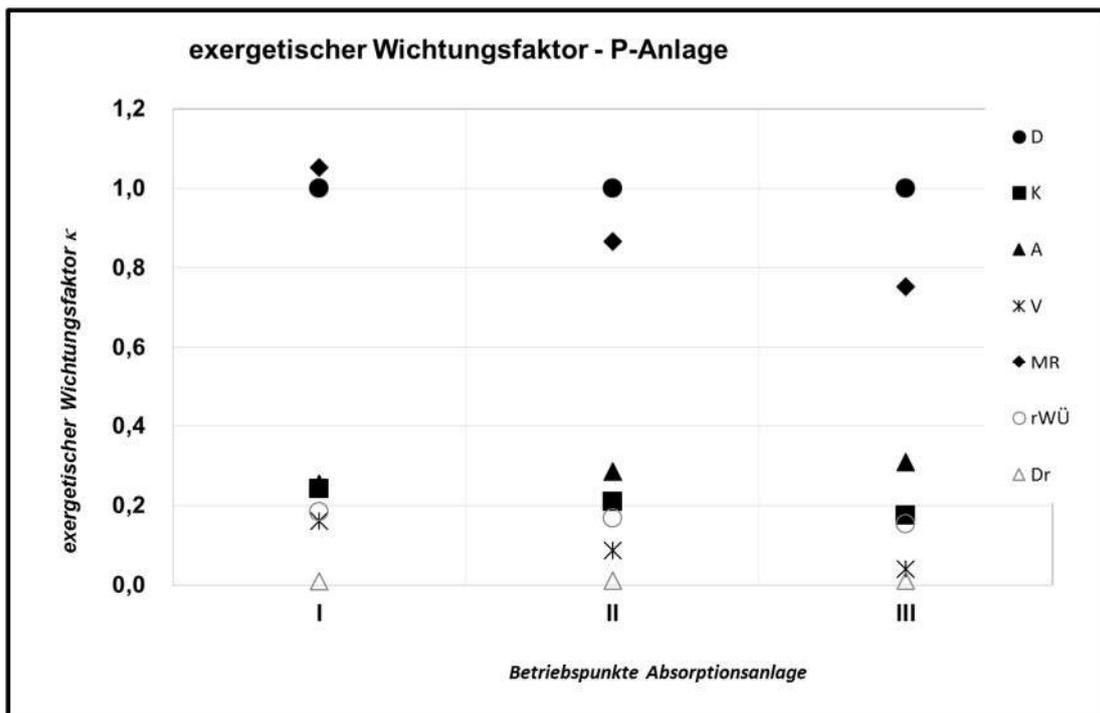


Abbildung 5-8 exergetische Wichtungsfaktoren (P-Anlage)

Entsprechend den Verlustgraden und Wichtungsfaktoren ergeben sich für die einzelnen Apparate die Verlustbeiträge, die den Anteil der Verluste des Apparates an den Gesamtverlusten widerspiegelt. In Abbildung 5-9 sind die Verlustbeiträge der T-Anlage beispielhaft für die beiden Versuchsanlagen dargestellt.

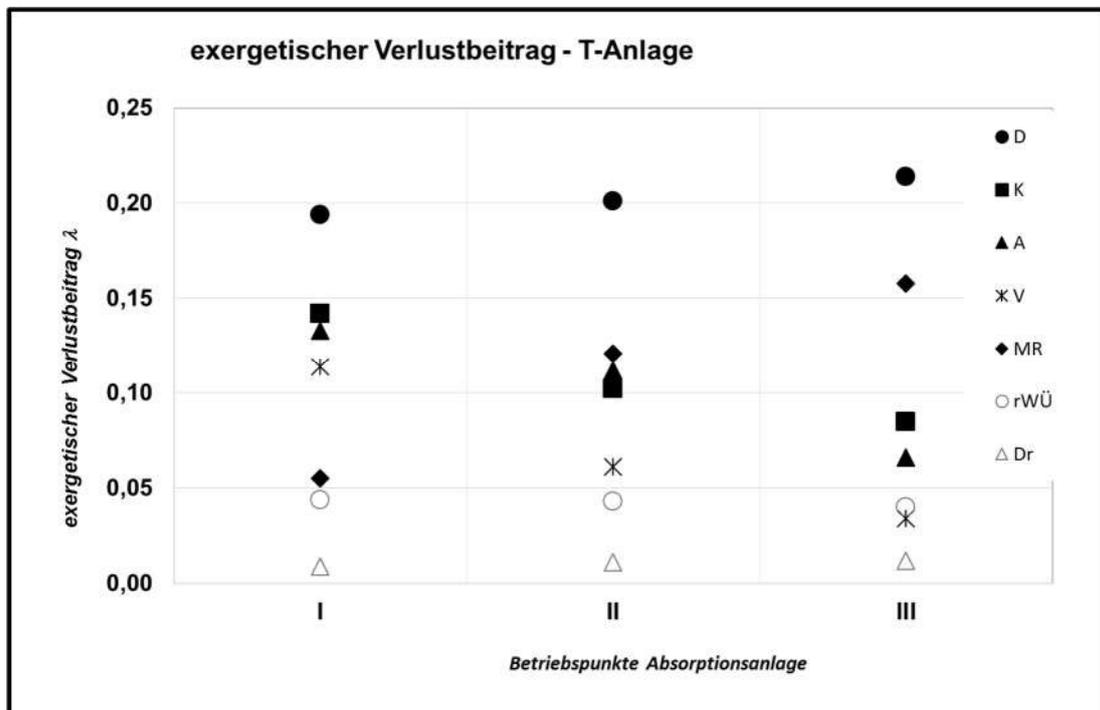


Abbildung 5-9 exergetische Verlustbeiträge (T-Anlage)

Die Ergebnisse zu Verlustgrad und Wichtungsfaktor haben gezeigt, dass beide Anlagenkonzepte im exergetischen Verhalten keine signifikanten Unterschiede aufweisen.

Den größten Beitrag zu den Verlusten der Gesamtanlage leistet der Desorber. Der Apparat besitzt zwar einen relativ hohen exergetischen Wirkungsgrad und damit einen scheinbar geringen Verlustgrad. Die hohe Wichtung im Gesamtsystem führt allerdings zu der abgebildeten prominenten Position. Durch den hohen Triebkräfteeinsatz von ca. 20 K Temperaturdifferenz gehen bereits im Desorber ein Viertel bis ein Drittel der zugeführten Exergie verloren. In der Gestaltung des Desorbers sowohl der T-Anlage als auch der P-Anlage steckt somit ein hohes Verbesserungspotenzial. Für den Thermosiphondesorber wäre ein Übergang zu mehr Rohren mit geringeren Durchmessern eine untersuchenswerte Option. Für die P-Anlage scheint eine Abkehr von Plattenwärmeübertragern und beispielsweise ein Übergang zu berippten Registern denkbar.

Überraschend ist der Einfluss des Mischraumes. Der Verlustbeitrag steigt dort bei extremen Betriebsbedingungen stark an, da hier die größten Kältemittelverluste durch unverdampftes Kältemittel auftreten. Der große Einfluss des Mischraumes auf den Gesamtprozess resultiert demnach aus der Arbeitsweise des Verdampfers und Absorbers, da der Mischraum selbst keine eigene technologische Funktion hat. Auf Grund der nacheinander durchströmten Gleich- und Gegenstromrohre im Absorber, die zu ablaufenden Lösungen unterschiedlicher Konzentration, aber vor allem zum Ablauf unverdampften Arbeitsmittels führen, treten beträchtliche Verluste auf. Ausgehend von dieser Analyse wird deutlich, dass es zweckmäßig ist, für den Verdampfer einen Arbeitsmittelkreislauf zu organisieren.

Bei moderater Betriebsweise, bei der ein COP von 0,69 erreicht wird, treten Verlustbeiträge im Verdampfer und Absorber von über 10 % auf und zeigen, dass auch hier Verbesserungspotenzial vorhanden ist. Auf konstruktive und fertigungstechnische Optionen wurde bereits im Abschnitt 4.2.1 eingegangen. Die Verlustbeiträge im Verdampfer und Absorber sinken bei härteren Bedingungen, da sich hier die Leistungen verringern und der Absorber zusätzlich die Wärme bei einer höheren Temperatur an die Umgebung abgibt.

Das hohe Kühlwassertemperaturniveau führt auch im Kondensator zu einem von fast 15% auf unter 10% sinkenden Verlustbeitrag. Dies ist den unnötig hohen Triebkräften und folglich geringen Flächenausnutzungen für die Kondensation geschuldet und kann durch bessere Betriebsweise behoben werden. Andererseits erhöhen sich mit steigender Kühlwassertemperatur und folglich auch steigender Kühlwasseraustrittstemperatur die äußeren Verluste im Rückkühlturm oder Luftkühler.

6 Zusammenfassung

Ziel der Arbeit war es, den Einfluss unterschiedlicher Antriebskonzepte auf den Absorptionsprozess zu untersuchen. Des Weiteren wurde ein neues Wärmeübertragerkonzept für die Verdampfung und Absorption im Niederdruckbereich untersucht.

Der Absorptionsprozess ermöglicht durch die Nutzung von relativ niederwertiger Wärme aus z.B. solarer Wärmeerzeugung die Aufnahme von Wärme unterhalb der Umgebungstemperatur und kann so für z.B. Raumklimatisierung genutzt werden. Das Antriebskonzept, also die Realisierung des Lösungsumlaufes, beeinflusst sowohl die Effizienz des Absorptionsprozesses als auch die konstruktive Gestaltung und schließlich die Betriebsweise der Anlagen. Die wärmetechnischen Anforderungen an die Apparate, speziell an Verdampfer und Absorber, sind auf Grund geringer zur Verfügung stehender Triebkräfte hoch.

Für die Untersuchungen wurden zwei Anlagen mit einer Kälteleistung bis maximal 5 kW projektiert, aufgebaut und vermessen. Als Antriebskonzepte wurden zum einen eine mechanische Pumpe (P-Anlage) und zum anderen eine Thermosiphonpumpe (T-Anlage) untersucht. Für den Absorber und Verdampfer wurden neuartige Wärmeübertrager untersucht, die durch eine gute Benetzbarkeit und geringe Strömungswiderstände gegenüber Kältemitteldampf charakterisiert sind. Die durchgeführten Arbeiten unterteilten sich in folgende Punkte:

- Auswahl eines für den Pumpen- und Thermosiphonbetrieb geeigneten Arbeitsstoffpaares,
- experimentelle und bewertende Untersuchungen zur Thermosiphonpumpe,
- Aufbau und experimentelle Untersuchungen zum Betriebsverhalten der Versuchsanlagen,
- wärmetechnische Untersuchungen der Apparate mit dem Schwerpunkt Verdampfercharakterisierung
- modellunterstützte Untersuchungen zum Betriebsverhalten und exergetische Bewertung der Einzelapparate

Auswahl des Arbeitsstoffsystems

Aus Gründen der Vergleichbarkeit soll dasselbe Arbeitsstoffpaar für die beiden Anlagen verwendet werden. Der Thermosiphon benötigt für seine Arbeitsweise im Gegensatz zur mechanischen Pumpe eine gewisse Hydrostatik, die durch die Druckdifferenz der beiden Druckniveaus des Sorptionsprozesses vorgegeben ist. Für praktikable Anlagehöhen bis 2m liegt diese Differenz zwischen 0,1 und 0,2 bar. Als geeignete Arbeitsmittel wurden für den angedachten Temperaturbereich (Verdampfertemperatur 12°C, Kondensationstemperatur 35°C) Methanol, Ethanol, Wasser und Propanol gefunden. Für die Anlagen wurde Wasser als Arbeitsmittel und Lithiumbromid als Lösungsmittel gewählt, da zum einen Wasser eine hohe Wärmekapazität besitzt, ungiftig und wenig korrosiv ist. Lithiumbromid, andererseits, ist sehr gut erforscht und Stoffdaten sind ausreichend validiert.

Untersuchungen zur Thermosiphonpumpe

In dieser Arbeit wurde erstmals der Thermosiphonprozess thermodynamisch als offener Kreisprozess betrachtet. Da hier mit Hilfe von Wärme Arbeit verrichtet wird, gehört dieser Prozess zu den Wärmetransformationsprozessen. Nahezu die gesamte zugeführte Wärme wird auf einem niedrigeren Temperaturniveau abgegeben. Der Prozess kann aufgrund des Temperaturniveaus der Wärmeabgabe des Weiteren den Disproportionierungsprozessen zugeordnet werden. Auf der Grundlage der Energietransformation wurde anhand von eigenen exergetischen Kennzahlen die Effizienz des Prozesses beschrieben.

Die experimentellen Untersuchungen fanden an einer eigens entwickelten Thermosiphonpumpe statt. Als Bestandteil der T-Anlage ist diese Pumpe dadurch charakterisiert, dass der Desorber einen integrativen Bestandteil darstellt. Die Wärmezufuhr erfolgt über die gesamte Länge der Steigrohre des Thermosiphons, um eine optimale Triebkraftausnutzung zu gewährleisten. Dieses integrative Konzept wird erstmalig in einer wissenschaftlichen Arbeit vorgestellt.

Die gefunden Zusammenhänge zwischen Desorberleistung, Triebkraft und Lösungsumlauf wurden parametrisiert und für eine Modellierung der Anlage verwendet. Die ermittelten Wirkungsgrade erreichen Werte von unter 1%. Die Verluste der Pumpe, die im Verhältnis zu den Verlusten des Gesamtprozesses klein sind, lassen sich in durch Reibung verursachte innere und in durch irreversible Wärmeübertragung verursachte äußere Verluste einteilen. Mit steigender Desorberleistung nehmen die äußeren Verluste deutlich zu und die inneren Verluste entsprechend ab. Außerdem verbessern sich infolge von hohen Strömungsgeschwindigkeiten der Wärmeübergang und die Funktionsweise der Thermosiphonpumpe. Dabei steigen die kinetischen Verluste, sind aber mit maximal 2% im Verhältnis gering. Die hohen äußeren Verluste sind vor allem der ohnehin notwendigen Wärmeübertragung geschuldet und auch bei der P-Anlage nicht vermeidbar.

Versuchsanlagen und Betriebsverhalten

Die beiden Versuchsanlagen wurden aus Gründen der Vergleichbarkeit bis auf den Desorber identisch aufgebaut. Der in der T-Anlage verwendete Thermosiphondesorber wurde bei der P-Anlage durch einen Plattenwärmeübertrager und eine mechanischen Pumpe ersetzt.

Die experimentellen Untersuchungen ergaben für beide Anlagen ähnliche Leistungsmerkmale. Die maximale Kälteleistung betrug 4,4 kW. Der höchste gemessene COP lag bei 0,75. Beide Anlagen zeigten eine vergleichbare starke Abhängigkeit von den Kühlwassertemperaturen, die im Bereich der in der Literatur zu findenden Größenordnung liegt. Für die T-Anlage ergab sich aufgrund der Fördercharakteristik des Thermosiphons ein stärker schwankender Temperaturverlauf in den Apparaten auf der Hochdruckseite (Desorber, Kondensator).

Unterschiede ergaben sich im Anfahr- und im Teillastverhalten. Bei der T-Anlage wurde beim Anfahrprozess ein Überschwingen der Heiztemperaturen beobachtet. Bei extremen Teillastbedingungen (Antriebsleistungen $< 2,1$ kW) kann der Lösungsumlauf zum Erliegen kommen. Beide Prozesse können zu Konzentrationsschwankungen führen, die bei Betriebsbedingungen mit niedrigen Kühlwasser- und hohen Antriebstemperaturen die Gefahr der Kristallisation der Lösung erhöhen. Dies kann z.B. durch die Verwendung eines Heizwasserspeichers verringert werden.

Wärmetechnische Untersuchungen der Apparate

Die Apparate der Versuchsanlagen wurden anhand von Referenzversuchen wärmetechnisch untersucht und miteinander verglichen. Für die baugleichen Apparate wurden ähnliche Wärmedurchgangskoeffizienten ermittelt. Der regenerative Wärmetauscher, ein Plattenwärmeübertrager, erzielte Werte von ca. $600 \text{ W/m}^2\text{K}$. Angesichts der geringen notwendigen Druckverluste und damit geringen Strömungsgeschwindigkeiten ein guter Wert. Für den Kondensator, ebenfalls ein Plattenapparat, ergaben sich große Flächenreserven. Der Apparat kann für die konzipierte Leistung um 15% verkleinert werden.

Der Thermosiphondesorbers der T-Anlage erzielte mit einer Wärmedurchgangszahl von $413 \text{ W/m}^2\text{K}$ übliche Werte für Verdampfungsprozesse aus viskosen Flüssigkeiten. Über 95% der Fläche werden von der Desorption beansprucht. Die größten Triebkräfte werden für die Aufheizung verwendet, welche, unter Beachtung der notwendigen Triebkräfte für die Dampfblasenerzeugung, durch eine größere Fläche (z.B. Rippen) verringert werden können. Für den Desorber der P-Anlage konnten trotz Verwendung eines Plattenapparates nur sehr geringe Wärmedurchgangszahlen ermittelt werden. Eine Ursache sind die großen Druckverluste, die durch die Dampfströmung in den engen Kanälen der Platten entstehen. Der verwendete Plattenwärmeübertrager ist damit für Anwendungen dieser Art im Niederdruckbereich nicht geeignet.

Der Absorber und der Verdampfer stellen eine neuartige Konstruktion von Spiralrippenrohren dar, die eine stabile große Phasengrenzfläche auch bei geringen Flüssigkeitsbeaufschlagungen gestatten. Die Wärmedurchgangszahlen erreichten im Verdampfer einen Wert von $1451 \text{ W/m}^2\text{K}$ und im Absorber $1880 \text{ W/m}^2\text{K}$, bezogen auf den Kernrohrinnendurchmesser. Diese Werte bestätigen die hohe Effizienz der erstmalig angewendeten Spiralrippenrohre für die Absorption und Verdampfung. Die einzelnen Rippenrohre der Apparate werden vom Wärmeübertragermedium seriell durchströmt. Dies führt zu abnehmenden Triebkräften und damit abnehmenden Leistungen an den einzelnen Rohren. Aus den experimentellen Daten konnten die Temperaturprofile der Rohre iterativ ermittelt werden. Für den Verdampfer ergaben sich Leistungsunterschiede zwischen dem ersten und letzten Rohr von 30%. Im Absorber, wo zusätzlich Gleich- und Gegenstrombedingungen herrschen, wurde ein Leistungsdefizit von 45% ermittelt. Die Leistungsgradienten führen zu einer unvollständigen Verdampfung bzw. Absorption und sind die Hauptursache für Verluste in diesen Apparaten. Um diese Verluste zu vermeiden, können die Rohre unter Berücksichtigung ausreichend hoher Wärmeübergangskoeffizienten in den Wärmeübertragermedien, durch z.B. Verkleinerung des Kernrohrdurchmessers oder Profilierungen parallel geschaltet werden. Als eine weitere Möglichkeit kann das Kältemittel z.B. mit einer Pumpe im Kreislauf gefahren werden.

Der Verdampfer wurde detailliert an einem separaten Teststand untersucht. An einem Versuchsrohr wurden dafür die Temperaturprofile des Heizmediums und der Wandtemperaturen in Abhängigkeit von den Temperaturtriebkräften und Kältemittelbeaufschlagungen ausgewertet. Für den Kältemittelfilm wurde mit Hilfe der Kräftebilanz zwischen Schwerkraft und Reibungskraft Filmdicken bestimmt. Die Nusselt-Zahl bei der Verdampfung erreichte Werte bis 2. Demnach verdoppelt sich an einem Rippenrohr der untersuchten Bauart der Wärmeübergang im Vergleich zur Wärmeleitung an einem ruhenden Film gleicher Dicke. Die gemessenen Wärmeübergangszahlen erzielten Werte von $1600 \text{ W/m}^2\text{K}$ und bestätigen die Messwerte an den Versuchsanlagen. Dieser Wert wurde unabhängig vom Kältemittelmassenstrom erreicht und ermöglicht damit eine einfache Auslegung des Apparates.

Modellgestützte Untersuchungen

Zur computergestützten Betrachtung des Teillastverhaltens der Anlagen wurden die Einzelapparate wärmetechnisch modelliert und die Wärmeübergangsgleichungen über geeignete Faktoren an die Teillastbedingungen im Vergleich zu Referenzversuchen angepasst. Das Anlagenmodell wurde mit Hilfe von Versuchsergebnissen validiert und für die Betrachtung von charakteristischen Betriebszuständen (moderate Leistung und gute Kühlbedingungen, mittlere Bedingungen, hohe Leistungen bei schlechten Kühlbedingungen) verwendet. Dabei zeigten die Anlagen unter moderaten Bedingungen eine hohe Effizienz. Bei mittlerer Belastung bleibt die Kälteleistung trotz geringerer Effizienz erhalten. Erst bei hoher Belastung geht die Kälteleistung, selbst bei hohen Heiztemperaturen und Leistungen, zurück.

Die charakteristischen Betriebsbedingungen waren die Grundlage für eine exergetische Bewertung. Die Bewertung ist auf die Beurteilung der Effizienz jedes einzelnen Apparates, seiner Stellung im Gesamtsystem und seines Beitrags zu den Gesamtverlusten der Kälteanlage gerichtet. Dabei zeigte sich, dass sich die exergetischen Wirkungsgrade der beiden Anlagen nicht signifikant voneinander unterscheiden. Das liegt unter anderem daran, dass die Pumpe bei dem geforderten Lösungsstrom einen geringen Wirkungsgrad aufweist und demzufolge einen geringen Exergiestrom beiträgt. Die größten Verlustbeiträge erzeugt der Desorber. Der Apparat hat im Vergleich zu den anderen Apparaten der Anlage zwar geringe Verlustgrade, allerdings ist seine Wichtung in Bezug auf das Gesamtsystem wegen des hohen Temperaturniveaus und der großen Triebkräfte groß. Hier bestätigen sich die wärmetechnischen Untersuchungen, aus denen sich Maßnahmen zur Reduzierung dieser Triebkräfte ableiteten. Ein großer Verlustbeitrag wurde für den Mischraum der Anlage ermittelt. Hier mischt sich unverdampftes Kältemittel aus dem Verdampfer mit der Lösung aus dem Absorber. Diese Verluste werden durch die ungünstige Triebkraftausnutzung der seriellen Verschaltung der Rippenrohre in Absorber und Verdampfer verursacht. Auch hier können die aus den wärmetechnischen Untersuchungen abgeleiteten Maßnahmen die Verluste verringern. Die Kälteanlagen selbst erzielen einen exergetischen Wirkungsgrad von maximal 5%, bezogen auf den erzeugten Kälteexergiestrom. Die Ursachen liegen im Temperaturniveau der erzeugten Kälte, die nahe bei der Umgebungstemperatur liegt. Demnach ist auch aus exergetischer Sicht ein Einsatz der Anlagen nur unter Verwendung von Abwärme, wie sie die solare Wärmeerzeugung bereitstellen kann, sinnvoll. Zusätzlich kann der Wirkungsgrad durch Nutzung der Abwärme aus Absorption und Kondensation, z.B. für eine Brauchwasservorwärmung, auf bis zu 40% gesteigert werden.

Weiterführende Untersuchungen

Im Vergleich der beiden Antriebskonzepte ergeben sich weiterführende Untersuchungen, die vor allem das Teillast- sowie das Anfahrverhalten betreffen. Hier bieten die vorgeschlagenen Maßnahmen, wie die Auswirkungen des Einsatzes eines Heizwasserspeichers auf die Betriebsführung oder die wärmetechnische Optimierung des Thermosiphondesorbers, Ansätze zu weiteren Untersuchungen. Um die Effizienz der Gesamtanlage zu erhöhen, sind Untersuchungen zur Kreislaufführung des Kältemittels in Verbindung mit dem verwendeten Wärmeübertragerkonzept für den Verdampfer sinnvoll.

Apparatetechnisch ergeben sich für den Einsatz eines Plattenwärmeübertragers als Desorber im Niederdruckbereich weitere Optimierungsansätze. Hier liegt der Fokus auf der Reduzierung der Druckverluste durch dünne Medien im Vakuum.

Die vorgestellten Ergebnisse zur Effizienz eines Thermosiphondesorbers können als Ausgangspunkt für weiterführende Untersuchungen dienen, um die Verluste des Apparates zu verringern. Neben der Optimierung bezüglich des Triebkrafteinsatzes bieten die hohen Reibungsverluste in dem Apparat genügend Potenzial zu Verbesserungen.

Die Ergebnisse zum neuen Wärmeübertragerkonzept für Verdampfung und Absorption bieten Ansätze für Untersuchungen zur konstruktiven Optimierungen, so z.B. der Erhöhung der Leistungsdichte des Apparates oder der Optimierung der Triebkraftausnutzung durch eine geänderte Strömungsführung der Wärmeträgermedien. Die Teststandsuntersuchungen, die für den Verdampfer vorgestellt wurden, sind auf den Absorber übertragbar und ermöglichen detailliertere Untersuchungen des Wärme- aber auch des Stoffüberganges bei der Absorption. Die Einflüsse des Neigungswinkels der Rippen oder der Rippenabstand auf die Filmströmung konnten in dieser Arbeit nicht untersucht werden und bieten zusätzliche Ansatzpunkte zur Optimierung des Wärmeübertragers.

Abstract

The objective of this paper has been the investigation of the influence of different fluid driving concepts on the absorption process for heat transformation. Furthermore, a new heat exchanger concept has been investigated to improve evaporation and absorption processes in the low-pressure regime. The absorption process uses heat with comparatively low exergy (e.g. solar thermal collectors) and returns thermal energy below the ambient temperature. This thermal energy can be used for air-conditioning purposes. The fluid driving concept affects both the efficiency of the absorption process and the structural design and, therefore, the operation of the chillers. Due to the low driving forces of the absorption process the thermo-technical requirements of the heat exchangers are high, especially on the evaporator and absorber.

For the investigations two absorption chillers with a cooling capacity of up to 5 kW have been designed, built and measured. Two concepts for fluid circulation have been investigated – the P-concept equipped with a mechanical pump, and the T-concept equipped with thermosiphon pump. For the absorber and evaporator, a new kind of heat exchanger has been examined. The concept is characterized by a good wettability of the heat transfer area and low flow resistances towards the refrigerant vapor. The investigations have been divided into the following emphases:

- selection of a working pair for the absorption process suitable for the thermosiphon pumps,*
- experimental and evaluative studies on a self-made thermosiphon pump,*
- design and experimental investigations on the performance of two pilot absorption chillers,*
- thermo-technical evaluations of the heat exchangers of the absorption chillers with special focus on absorber and evaporator characterization,*
- model-assisted investigations into the performance and exergetic evaluation of the individual heat exchangers*

Selection of the working pair

Due to comparability reasons a working pair needs to be found that can be used for both fluid circulation concepts. In contrast to the P-concept the thermosiphon pump requires a certain hydrostatic pressure that is given by the pressure difference between the two pressure levels of the absorption process. For an appropriate chiller head up to 2 meters this difference is between 0.1 and 0.2 bar. For the working temperatures of the chiller (evaporator temperature 12°C, condensing temperature 35°C), methanol, ethanol, propanol and water were found as a refrigerant. Water, as a non-toxic and cheap refrigerant, can be used if cooling temperature above 0°C is sufficient, e.g. for the air-conditioning application. A suitable solvent for water can be lithium-bromide. Lithium-bromide is very well researched and the thermodynamically properties are sufficiently validated. Therefore, the working pair water / lithium-bromide has been chosen for the two absorption chillers.

Investigation on the thermosiphon pump

In this work, the thermosiphon process has been thermodynamically systematized for the first time. This process belongs to the heat transformation processes, since the applied heat is converted

partially into work. The other part of the heat is dissipated at a lower temperature level. Accordingly, the process may be further associated with the disproportionation processes. Based on the energy transformation efficiency of the process, novel characteristic numbers have been described.

To evaluate the thermosiphon process, a self-made thermosiphon pump has been developed. As a construction key feature, the desorber is an integrated part in the thermosiphon pump. The heat is supplied over the entire length of the risers of the apparatus to ensure an optimal distribution of the driving force. To our knowledge, the integration of pump and desorber in one unit is presented for the first time in a scientific paper. The correlations found between driving heat, driving forces and solution circulation were parameterized and used for modeling of the plant. The exergetic efficiencies of the pump reach values of less than 1%. The energy losses caused by the pump are small in relation to the losses of the entire process. The losses can be divided into losses caused by friction (internal losses) and losses caused by irreversible heat transfer (external losses). With increasing driving heat, the external losses increase significantly. Accordingly, the internal losses decrease. In addition, the higher flow rates improve the heat transfer and the operation of thermosiphon pump. The higher flow rates result in an increase of the kinetic losses. With a maximum of 2% these losses are comparatively low. The high external losses are mainly caused by the heat transfer.

Pilot plants and operating performance

Except to the desorber, the two absorption chillers have been constructed identically. For the P-concept the thermosiphon pump has been replaced with a plate heat exchanger and a mechanical pump for the fluid circulation.

The experimental studies have shown similar performances for both chillers. The maximum cooling capacity reached 4.4 kW, the highest COP touched 0.75. Both chillers showed a strong dependency on the cooling water temperature, a typical behavior of absorption chillers. In comparison to the mechanical pump the thermosiphon pump caused a fluctuating temperature profile in the apparatus on the high pressure level (desorber, condenser).

Differences were found in the start-up behavior and at partial load conditions. With the thermosiphon pump, an overshooting of driving temperatures was observed during the start-up phase. At extreme partial load conditions (driving heat <2.1 kW) a breakdown of circulation of the solution has been observed. Both processes can lead to concentration fluctuations of the lithium bromide. In combination with low heat dissipation temperatures and high driving temperatures this may result in a crystallization of the solution. This risk can be reduced if using e.g. a driving heat storage.

Thermo-technical studies of the apparatuses

The heat transfer behavior of each apparatus has been analyzed and compared using the experimental data of reference experiments. Where measurements of reference apparatuses existed, similar heat transfer coefficients were determined. The regenerative heat exchanger, a plate heat exchanger, obtained values of approximately 600 W/m²K. This values indicates good performance given the low necessary pressure losses and low flow rates. For the condenser a large part of the heat transfer area has been unused. The apparatus can thus be reduced in size by 15%.

The desorber of the thermosiphon pump has achieved heat transfer coefficient of 413 W/m²K. More than 95% of the heat exchanger area is used by the desorption process. High driving forces are

needed for heating up the solution to boiling temperature. The driving forces can be reduced in accordance with the necessary driving forces for the vapor bubble generation. The heat transfer for this part of the apparatus can be improved by using e.g. fins. Despite using a plate heat exchanger for the P-concept the heat transfer coefficients were very low. The refrigerant steam causes large pressure losses because it streams with high velocity through the narrow channels of the plates. Therefore, this plate heat exchanger is not suitable for this kind of applications.

The absorber and the evaporator are novel designed heat exchangers characterized by spiral finned tubes, which allow a stable large phase interface even at low loadings of fluids. The heat transfer coefficients were $1451 \text{ W/m}^2\text{K}$ for the evaporator reached and $1880 \text{ W/m}^2\text{K}$ for the absorber, based on the surface area of the core tube inner diameter. These values confirm the high efficiency of the novel concept for absorption and evaporation. The finned tubes of the heat exchangers are connected in line. This results in decreasing driving forces within the heat exchanger. The temperature profile of the tubes has been determined iteratively from the experimental data. It could be shown that the performance of the evaporator decrease by 30%, starting from the first tube of the heat exchanger, with the highest driving forces, to the last tube. In the absorber a performance deficit of 45% has been determined. The higher decrease is caused by the co- and counter flow conditions of the tubes due to the concentration gradient of the lithium-bromide solution. The performance gradient results in an incomplete evaporation and/or absorption of the refrigerant. To avoid these losses, the tubes can be connected in parallel. In addition, the tube diameter has to be adjusted to the flow pattern to prevent low heat transfer coefficients of the heat transfer fluid. Further, the refrigerant losses can be reduced by circulation of the refrigerant in the evaporator, e.g. by using a pump.

The evaporator has been examined in detail in a test facility. The temperature profile of the heat transfer fluid and the wall temperatures of the finned tub had been measured. As parameters for the experiments the driving forces of temperatures and the loading of the refrigerant had been set. The thickness of the film of the refrigerant had been determined by the balance of forces between gravity and friction. The Nusselt number for the evaporation process was determined with values of up to 2. The measured heat transfer coefficients obtained values of $1600 \text{ W/m}^2\text{K}$ and confirm the measured values to the experimental data of the absorption chillers. This value has been reached independently of the refrigerant mass flow. This behavior provides a simple design approach for this type of heat exchanger.

Model-based testing

Based on the thermo-technical studies of the heat exchangers a computer-based model of the absorption chillers has been modeled. The model was validated by means of the experimental results. With the model, an observation of characteristic operating conditions (moderate power and good cooling conditions, average conditions, high performance in poor cooling conditions) has been carried out. The chillers showed a high efficiency with moderate conditions. At medium load, efficiency decreases with relatively high cooling capacity. With poor cooling conditions the overall performance of the chillers decreases and efficiency (COP) drops below 0.35.

The characteristic operating conditions have been the basis for an exergetic evaluation. An exergetic evaluation provides the efficiency of each heat exchanger, its position in the overall system, and its contribution to the total losses of the chillers. It turns out that the exergetic efficiencies of the two pilot plants do not differ significantly from each other. The mechanical pump of the P-concept has

a low efficiency at the required mass flow of solution and, therefore, contributes only a small exergetic feed. The highest contribution to the losses is generated by the desorber. In comparison with other heat exchangers, the apparatus exhibits low losses. However, its weighting is high due to the high temperature level and the great driving forces. A great loss contribution has been calculated for the mixing zone of the chillers. Here, non-evaporated refrigerant from the evaporator and the solution from the absorber are mixed. The losses are caused by the unfavorable utilization of driving forces of the serial connected finned tubes in the absorber and evaporator. The chillers achieved exergetic efficiencies of at most 5%, based on the exergy of the cooling capacity with a relatively low temperature level near the ambient temperature. Therefore, from an exergetic point of view, the use of free waste driving heat is crucial for an efficient operation of the absorption chillers. For higher efficiencies, the heat dissipated to the environment can be used, for instance, for service water preheating. This would increase the efficiency of the chiller up to 40%.

Further studies

The comparison of the two fluid circulation concepts showed further need for investigation concerning the partial load and the start-up behavior especially for the T-concept. Investigations into stable operation behavior, such as the effects of using a heat storage or the thermo-technical optimization of the thermosiphon pump, would improve the range of application of chillers with thermosiphon pumps. To increase the performance of a chiller with the presented heat exchanger design for evaporator and absorber, studies on the circulation of the refrigerant would be meaningful.

Concerning the use of plate heat exchangers for the desorption process, the reduction of the pressure losses in the low pressure regime should be investigated further.

The results presented on the efficiency of a thermosiphon pump can serve as a starting point for further studies to reduce the losses of the apparatus. Besides the optimization with respect to the driving force, the high friction losses in the apparatus show sufficient potential for improvement.

The results of the new heat exchanger concept for evaporation and absorption have shown specific opportunities where the construction could be improved. These include increasing the power density of the apparatus or the optimization of the driving force by modifying the flow behavior of the heat transfer media. The test facilities and investigation that have been presented for the evaporator can be adopted for further research also for the absorption process. Furthermore, the inclination angle of the fins or the fin spacing could have an influence on the heat transfer. These parameters have not been investigated within this work.

A. Anhang

Anhänge zu Kapitel 3

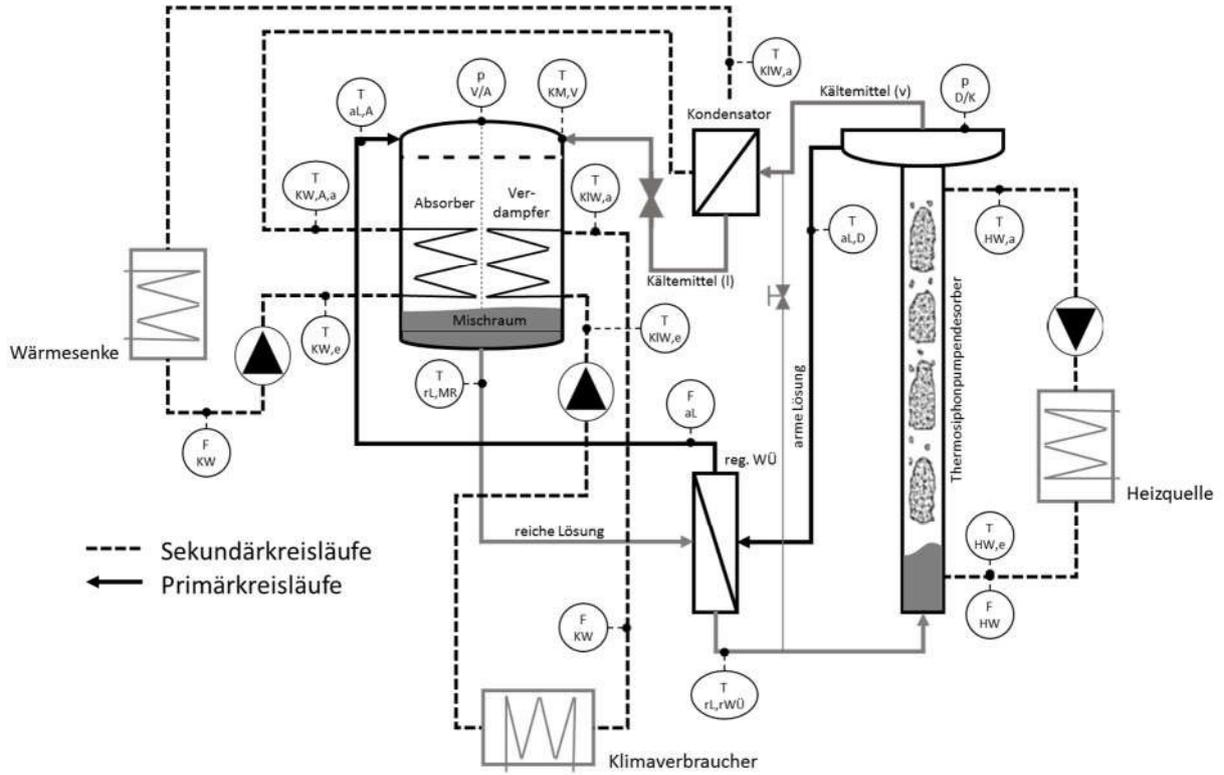


Abbildung A-1 Messstellenplan T- Anlage

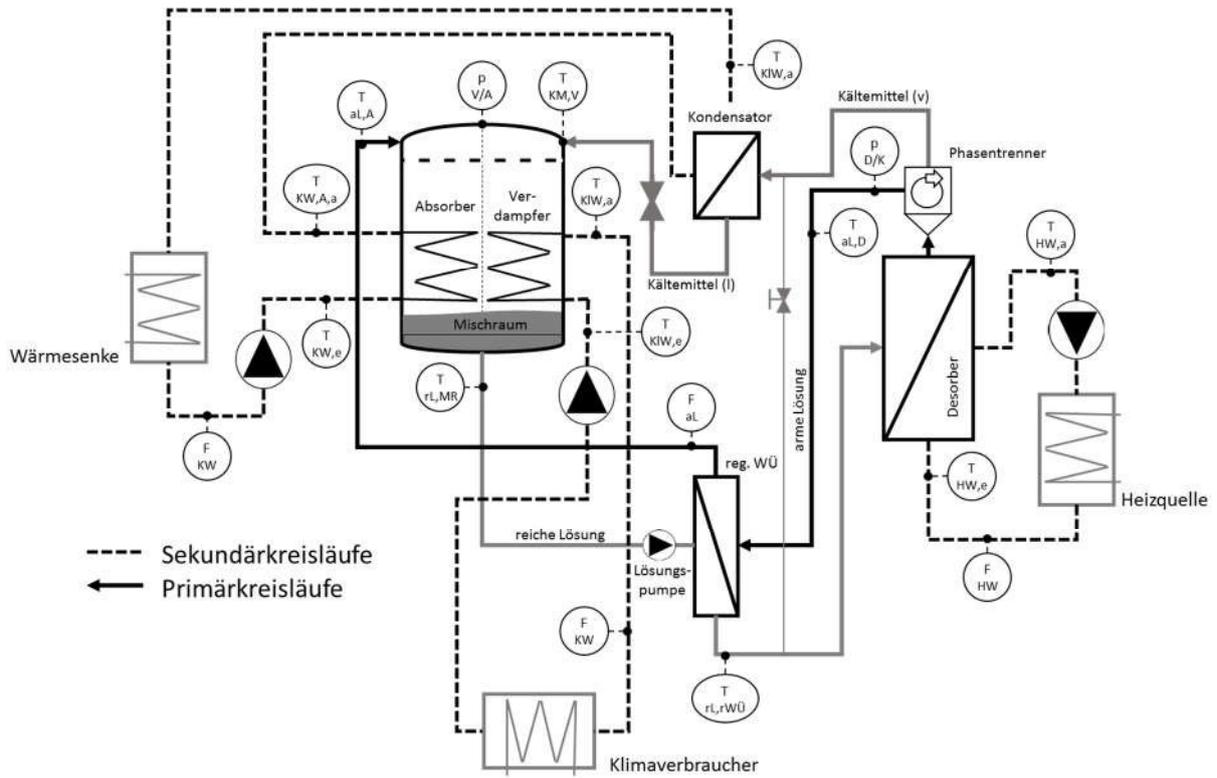


Abbildung A-2 Messstellenplan P- Anlage

Tabelle A-1 Apparatekenndaten T-Anlage

Apparat	Bauart	Abmessung, Plattenanzahl, Fläche
Desorber	Rohrbündelgleichstrom- apparat	Steigrohr: 15mm x 1mm Anzahl: 12 Länge: 1600mm Außendurchmesser: ca. 90mm Fläche: 0,9m ²
Kondensator	Plattenwärmeübertrager	124mm x 174mm x 91mm Plattenanzahl: 34 Fläche: 0,56m ²
regenerativer Wärmeübertrager	Plattenwärmeübertrager	89mm x 461mm x 35mm Plattenanzahl: 10 Fläche: 0,35m ²
Verdampfer	Rippenrohrapparat	Zentralrohr: 16mm x 1mm; Außendurchmesser: 46mm Rippenabstand: 5,85mm Länge: 700mm Anzahl: 10 benetzungsrelevante Fläche: 1,97m ²
Absorber	Rippenrohrapparat	Zentralrohr: 16mm x 1mm; Außendurchmesser: 46mm Länge: 700mm Anzahl: 24 benetzungsrelevante Fläche: 4,67m ²



Abbildung A-3 Lösungsmittelverteiler T-Anlage

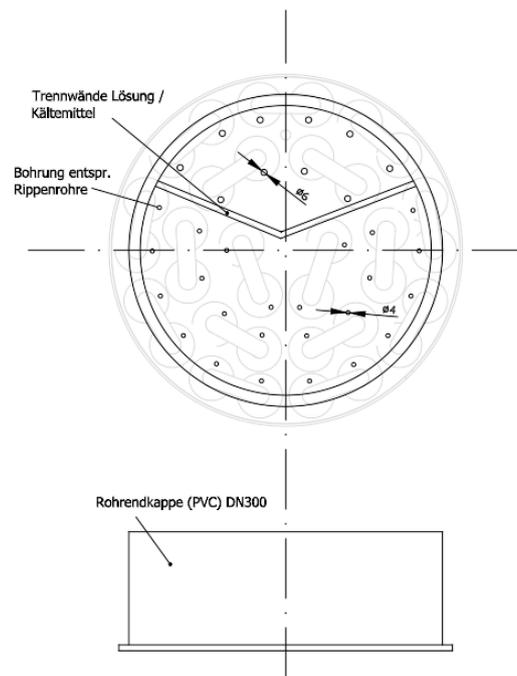


Abbildung A-4 Skizze Kältemittel- und Lösungsverteiler P-Anlage - Draufsicht mit angedeuteten Rippenrohren (oben),
Seitenansicht

Tabelle A-2 Apparatekenndaten P-Anlage

Apparat	Bauart, Typ	Abmessung, Plattenanzahl, Fläche etc.
Desorber	Plattenapparat	526mm x 119mm x 156mm Plattenanzahl: 70 Fläche: 4,28m ²
Kondensator	siehe T-Anlage	
regenerativer Wärmeübertrager	siehe T-Anlage	
Verdampfer	Rippenrohrapparat	Zentralrohr: 16,1mm x 1,25mm; Außendurchmesser: 38,5mm Rippenabstand: 3,2mm Länge: 700mm Anzahl: 10 benetzungsrelevante Fläche: 2,16m ²
Absorber	siehe T-Anlage	
Lösungspumpe	LAING S5 36/400 Brauchwasserpumpe mit wellenlosem Sphärenmotor	P _{el} : 95W max. Fördermenge: ca. 2,8m ³ /h max. Förderhöhe: ca. 36kPa

Tabelle A-3 Ergebnisse für Teillastversuch P-Anlage

Betriebsparameter	Betriebszustand I	Betriebszustand II	Betriebszustand III
Q_D	7,1 kW	4,8 kW	3,7 kW
Q_K	6,1 kW	4,0 kW	3,1 kW
Q_A	3,8 kW	3,4 kW	3,4 kW
Q_V	2,9 kW	2,8 kW	2,8 kW
COP	0,40	0,59	0,75
p_V	11 mbar	11 mbar	11 mbar
p_K	127 mbar	95 mbar	79 mbar

Tabelle A-4 Messdaten (Mittelwerte) Versuch max. Kälteleistung T-Anlage

Versuch Nr. 110405	
Parameter	Messpunkt I
Konzentration reiche / arme Lösung	52,2 % / 57,1 %
Druck Verdampfer / Kondensator	9,8 mbar / 104,0 mbar
Temperatur Heizwasser $T_{D,e} / T_{D,a}$	104,2 °C / 96,3 °C
Temperaturen Kühlwasser $T_{A,e} / T_{A,a} / T_{K,a}$	25,3°C / 29,3°C / 33,7°C
Temperaturen Kaltwasser $T_{V,e} / T_{V,a}$	17,3°C / 13,7°C
Temperaturen Lösung $T_{rL,e}, T_{rL,a}, T_{aL,e}, T_{aL,a}$	31,7°C / 72,1°C / 84,1°C / 36,1°C
Volumenstrom Heiz- / Kühl- / Kaltwasser	792 l/h / 1112 l/h / 1052 l/h
Massenstrom arme Lösung	81 kg/h

Tabelle A-5 Messdaten (Mittelwerte) Versuch max. Kälteleistung P-Anlage

Versuch Nr. 290507	
Parameter	Messpunkt I
Konzentration reiche / arme Lösung	52,2% / 55,5%
Druck Verdampfer / Kondensator	11,0 mbar / 127 mbar
Temperatur Heizwasser $T_{D,e}$ / $T_{D,a}$	104,1°C / 95,6°C
Temperaturen Kühlwasser $T_{A,e}$ / $T_{A,a}$ / $T_{K,a}$	29,1°C / 31,9°C / 36,5°C
Temperaturen Kaltwasser $T_{V,e}$ / $T_{V,a}$	16,3 / 13,2°C
Temperaturen Lösung $T_{rL,e}$, $T_{rL,a}$, $T_{aL,e}$, $T_{aL,a}$	37,9°C / 69,7°C / 84,9°C / 44,1°C
Volumenstrom Heiz- / Kühl- / Kaltwasser	743 l/h / 1157 l/h / 780 l/h
Massenstrom arme Lösung	83 kg/h

Tabelle A-6 Messdaten (Mittelwerte) Versuch Einfluss Kühlwassertemperaturen T-Anlage

Versuch Nr. 280605			
Parameter	Messpunkt I	Messpunkt II	Messpunkt III
Konzentration reiche / arme Lösung	50,7 % / 57,1 %	50,9% / 57,0%	50,8 % / 57,0 %
Druck Verdampfer / Kondensator	11,2 mbar / 115,5 mbar	12,7 mbar / 123,8 mbar	13,7 mbar / 128,1 mbar
Temperatur Heizwasser $T_{D,e} / T_{D,a}$	96,7°C / 90,0°C	98,4°C / 91,5°C	99,2°C / 92,2°C
Temperaturen Kühlwasser $T_{A,e} / T_{A,a} / T_{K,a}$	29,7°C / 31,5°C / 34,1 °C	32,6°C / 34,2°C / 37,1 °C	34,5°C / 36,1°C / 39,0 °C
Temperaturen Kaltwasser $T_{V,e} / T_{V,a}$	18,1°C / 15,6°C	18,2°C / 15,9°C	18,1°C / 16,0°C
Temperaturen Lösung $T_{rL,e}, T_{rL,a}, T_{aL,e}, T_{aL,a}$	31,4°C / 70,7°C / 83,0°C / 34,8°C	33,7°C / 72,2°C / 84,1°C / 37,2°C	35,0°C / 73,°C / 84,8°C / 8,5°C
Volumenstrom Heiz- / Kühl- / Kaltwasser	882 l/h / 1781 l/h / 1014 l/h	894 l/h / 1762 l/h / 1031 l/h	908 l/h / 1786 l/h / 1048 l/h
Massenstrom arme Lösung	57 kg/h	61 kg/h	63 kg/h

Tabelle A-7 Messdaten (Mittelwerte) Versuch Einfluss Heizwassertemperaturen T-Anlage

Versuch Nr. 290605		
Parameter	Messpunkt I	Messpunkt II
Konzentration reiche / arme Lösung	50,9% / 57,3%	49,6% / 58,0%
Druck Verdampfer / Kondensator	12,2 mbar / 116,4 mbar	12,5 mbar / 91,7 mbar
Temperatur Heizwasser $T_{D,e} / T_{D,a}$	98,8°C / 91,9°C	91,2°C / 86,6°C
Temperaturen Kühlwasser $T_{A,e} / T_{A,a} / T_{K,a}$	31,3°C / 33,0°C / 36,0 °C	30,2°C / 31,6°C / 33,7 °C
Temperaturen Kaltwasser $T_{V,e} / T_{V,a}$	16,3°C / 14,1°C	16,8°C / 14,7°C
Temperaturen Lösung $T_{rL,e}, T_{rL,a}, T_{aL,e}, T_{aL,a}$	33,1°C / 71,1°C / 83,3°C / 36,6°C	31,4°C / 68,8°C / 82,1°C / 32,5°C
Volumenstrom Heiz- / Kühl- / Kaltwasser	924 l/h / 1736 l/h / 1068 l/h	922 kg/h / 1731 l/h / 1071 l/h
Massenstrom arme Lösung	64 kg/h	30 kg/h

Tabelle A-8 Messdaten (Mittelwerte) Versuch Einfluss Kaltwassertemperaturen T-Anlage

Versuch Nr. 70405			
Parameter	Messpunkt I	Messpunkt II	Messpunkt III
Konzentration reiche / arme Lösung	53,1% / 59,4%	52,3% / 58,3%	51,6% / 57,4%
Druck Verdampfer / Kondensator	6,2 mbar / 93,0 mbar	7,4 mbar/ 98,2 mbar	9,5 mbar / 104,5 mbar
Temperatur Heizwasser $T_{D,e} / T_{D,a}$	103,0°C / 95,1°C	103,2°C / 95,3°C	103,1°C / 95,2°C
Temperaturen Kühlwasser $T_{A,e} / T_{A,a} / T_{K,a}$	23,0°C / 25,6°C / 29,6°C	23,6°C / 26,8°C / 30,8°C	24,6°C / 28,6°C / 32,7°C
Temperaturen Kaltwasser $T_{V,e} / T_{V,a}$	7,3°C / 5,2°C	11,1°C / 8,4°C	17,3°C / 13,8°C
Tempraturen Lösung $T_{rL,e}, T_{rL,a}, T_{aL,e}, T_{aL,a}$	25,9°C / 70,9°C / 85,7°C / 30,5°C	27,3°C / 71,1°C / 84,9°C / 31,9°C	30,2°C / 72,1°C / 84,9°C / 34,6°C
Volumenstrom Heiz- / Kühl- / Kaltwasser	781 l/h / 1141 l/h / 1004 l/h	768 l/h / 1127 l/h / 1019 l/h	785 l/h / 1128 l/h / 1031 l/h
Massenstrom arme Lösung	59 kg/h	61 kg/h	66 kg/h

Anhänge zu Kapitel 4

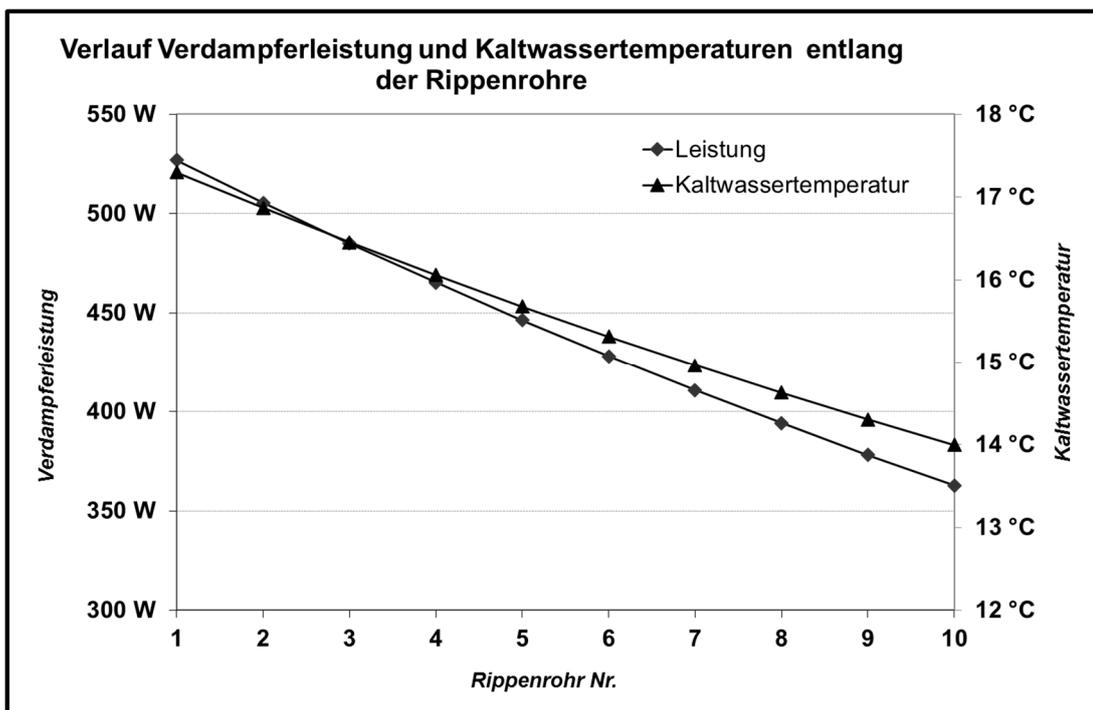


Abbildung A-5 Temperaturverlauf des Kältemittels und des Kaltwassers sowie die Leistungen der einzelnen Rippenrohre im Verdampfer (T-Anlage)

Tabelle A-9 konstruktive Parameter Rippenrohr

Geometrische Parameter Rippenrohr	Wert
Material	Kupfer
Berippte Länge l_{RR}	500 mm
Außendurchmesser über alles	38,5 mm
Kernrohrdurchmesser, außen d_a	18,6 mm
Kernrohrdurchmesser, innen d_i	16,1 mm
Rippenabstand h_R	3,2 mm
Rippenstärke s_R	0,3 mm
Rippenneigung zur Horizontalen	3°
Rippenanzahl Versuchsrohr n_R	143

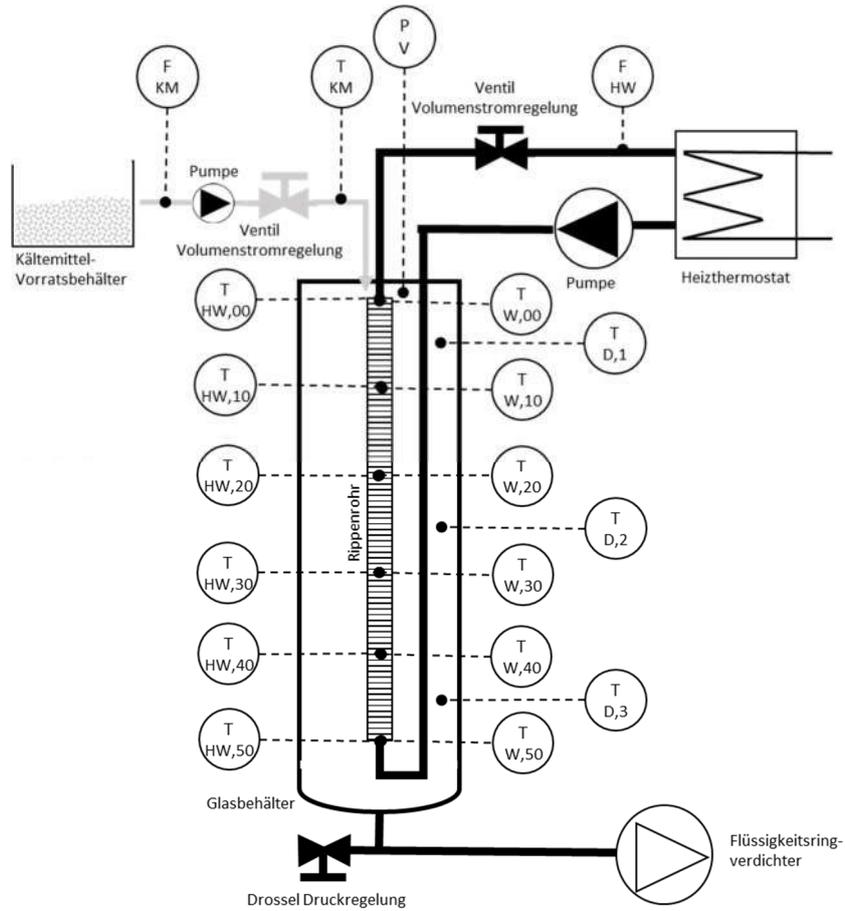


Abbildung A-6 Messstellenplan Verdampferteststand

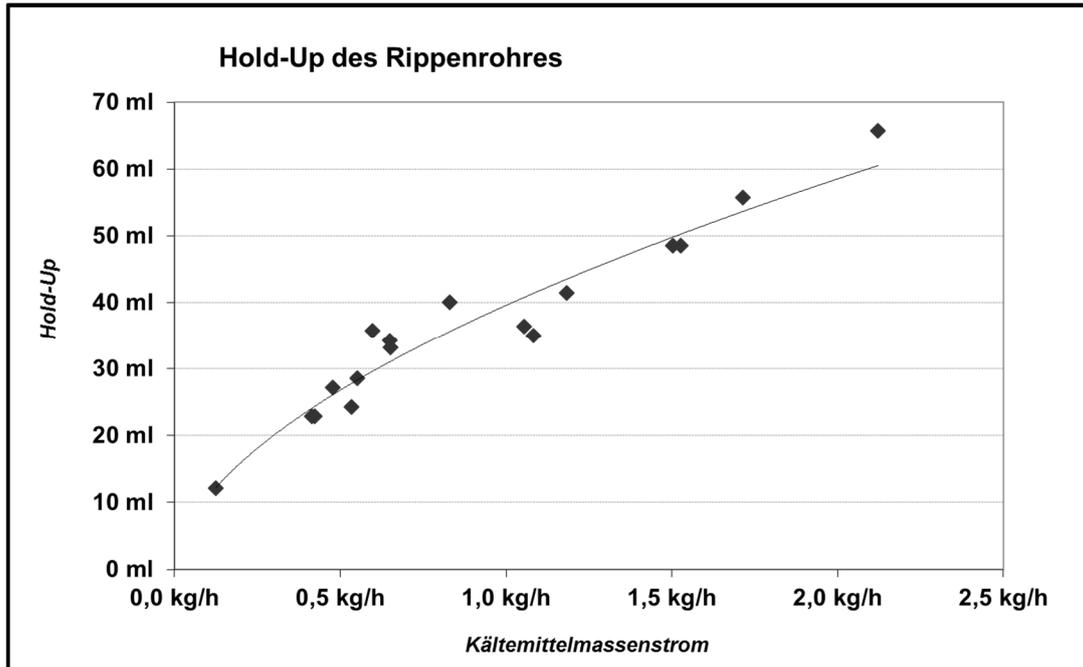


Abbildung A-7 Parametrisierung des Flüssigkeits-Hold-Up des Rippenrohres bei der Temperatur von 25°C

$$V_{HU} = 0,198 \cdot \dot{V}_{KM}^{0,5643}$$

Gl.: A-1

Die Parametergleichung nach Gl.: A-1 gibt das Hold-Up in m^3 wieder. Der Kältemittelmassenstrom wird in m^3/s angegeben.

Tabelle A-10 Messdatenreihe (Mittelwerte) Verdampferbestand 01/05

Kältemitteldurchsatz 0,5 kg/h		
Wärmestromdichte	5502 W/m ²	3598 W/m ²
Temperaturen		
T _{HW,00} / T _{W,00}	34,0°C/28,2°C	32,1°C/28,1°C
T _{HW,10} / T _{W,10}	33,9°C/27,8°C	31,8°C/27,7°C
T _{HW,20} / T _{W,20}	34,3°C/28,0°C	32,1°C/27,7°C
T _{HW,30} / T _{W,30}	34,5°C/28,0°C	32,4°C/28,0°C
T _{HW,40} / T _{W,40}	34,8°C/28,4°C	32,6°C/28,3°C
T _{HW,50} / T _{W,50}	35,4°C/29,9°C	32,9°C/29,0°C
T _{D,m}	27,2°C	27,5°C

Tabelle A-11 Messdatenreihe (Mittelwerte) Verdampferbestand 02/05

Kältemitteldurchsatz 1,0 kg/h				
Wärmestromdichte	13984 W/m ²	9746 W/m ²	5502 W/m ²	3598 W/m ²
Temperaturen				
T _{HW,00} / T _{W,00}	43,2°C/26,6°C	38,7°C/29,6°C	34,1°C/28,1°C	31,9°C/28,0°C
T _{HW,10} / T _{W,10}	43,8°C/25,8°C	39,0°C/29,3°C	33,9°C/27,9°C	31,9°C/28,3°C
T _{HW,20} / T _{W,20}	44,7°C/26,0°C	39,5°C/29,4°C	34,4°C/28,1°C	32,2°C/28,4°C
T _{HW,30} / T _{W,30}	45,7°C/26,5°C	39,8°C/29,8°C	34,6°C/28,3°C	32,30°C/28,5°C
T _{HW,40} / T _{W,40}	46,2°C/29,4°C	39,9°C/30,2°C	34,8°C/29,0°C	32,30°C/28,7°C
T _{HW,50} / T _{W,50}	47,3°C/39,7°C	40,9°C/33,0°C	35,4°C/30,4°C	32,7°C/28,7°C
T _{D,m}	25,8°C	28,3°C	27,6°C	28,2°C

Tabelle A-12 Messdatenreihe (Mittelwerte) Verdampferbestand 03/05

Kältemitteldurchsatz 1,5 kg/h					
Wärmestromdichte	13984 W/m ²	9746 W/m ²	6822 W/m ²	5502 W/m ²	3598 W/m ²

Temperaturen					
T _{HW,00} / T _{W,00}	43,5°C/31,2°C	38,7°C/29,5°C	37,1°C/31,1°C	34,2°C/27,9°C	32,0°C/27,9°C
T _{HW,10} / T _{W,10}	43,8°C/31,2°C	38,9°C/29,6°C	37,2°C/31,6°C	34,0°C/28,1°C	31,9°C/28,2°C
T _{HW,20} / T _{W,20}	44,6°C/31,5°C	39,4°C/29,6°C	37,8°C/31,7°C	34,4°C/28,1°C	32,2°C/28,3°C
T _{HW,30} / T _{W,30}	45,2°C/31,9°C	39,7°C/30,0°C	37,8°C/31,9°C	34,7°C/28,5°C	32,3°C/28,6°C
T _{HW,40} / T _{W,40}	45,6°C/33,0°C	39,9°C/30,8°C	38,0°C/32,4°C	34,9°C/29,2°C	32,4°C/28,9°C
T _{HW,50} / T _{W,50}	46,8°C/33,8°C	40,8°C/31,9°C	38,6°C/32,5°C	35,4°C/30,6°C	32,8°C/29,0°C
T _{D,m}	29,9°C	28,5°C	31,2°C	28,0°C	28,3°C

Tabelle A-13 Messdatenreihe (Mittelwerte) Verdampferbestand 04/05

Kältemitteldurchsatz 2,0 kg/h					
Wärmestromdichte	13984 W/m ²	9746 W/m ²	6822 W/m ²	5502 W/m ²	3598 W/m ²

Temperaturen					
T _{HW,00} / T _{W,00}	43,6°C/31,2°C	38,7°C/29,4°C	37,3°C/30,7°C	34,2°C/27,7°C	32,1°C/27,6°C
T _{HW,10} / T _{W,10}	43,9°C/31,1°C	38,9°C/29,8°C	37,3°C/31,8°C	34,0°C/28,2°C	31,9°C/28,4°C
T _{HW,20} / T _{W,20}	44,6°C/31,7°C	39,4°C/29,8°C	37,9°C/31,8°C	34,4°C/28,3°C	32,2°C/28,4°C
T _{HW,30} / T _{W,30}	45,2°C/32,0°C	39,7°C/30,3°C	38,0°C/32,1°C	34,7°C/28,5°C	32,3°C/28,8°C
T _{HW,40} / T _{W,40}	45,6°C/33,6°C	39,9°C/31,1°C	38,1°C/32,8°C	34,9°C/29,3°C	32,4°C/29,0°C
T _{HW,50} / T _{W,50}	46,7°C/34,0°C	40,8°C/32,1°C	38,7°C/32,8°C	35,4°C/30,5°C	32,8°C/29,1°C
T _{D,m}	29,9°C	28,9°C	31,4°C	28,2°C	28,4°C

Tabelle A-14 Messdatenreihe (Mittelwerte) Verdampferstand 05/05

Kältemitteldurchsatz 2,5 kg/h			
Wärmestromdichte	13984 W/m²	9746 W/m²	6822 W/m²
Temperaturen			
$T_{HW,00} / T_{W,00}$	43,6°C/31,0°C	38,7°C/29,1°C	37,2°C/30,2°C
$T_{HW,10} / T_{W,10}$	43,8°C/31,2°C	38,9°C/29,8°C	37,3°C/31,8°C
$T_{HW,20} / T_{W,20}$	44,5°C/31,3°C	39,4°C/29,8°C	37,8°C/31,9°C
$T_{HW,30} / T_{W,30}$	45,1°C/32,2°C	39,7°C/30,3°C	38,0°C/32,1°C
$T_{HW,40} / T_{W,40}$	45,5°C/33,7°C	39,8°C/31,1°C	38,1°C/32,7°C
$T_{HW,50} / T_{W,50}$	46,7°C/33,9°C	40,8°C/32,1°C	38,7°C/32,9°C
$T_{D,m}$	30,2°C	29,1°C	31,5°C

Anhänge zu Kapitel 5

Tabelle A-15 Gleichgewichts- und Betriebszustände und vereinfachende Annahmen

Apparat	Prozessparameter	Definition
Desorber	Siedetemperatur der reichen Lösung	$t_{SrL} = t_{S_LiBr}(p_{Kond}, \xi_{rL})$
	Siedetemperatur der armen Lösung	$t_{SaL} = t_{S_LiBr}(p_{Kond}, \xi_{aL})$
	Enthalpie des Kältemitteldampfes	$h_{D,Des} = h(p_{Kond}, t_{aLWÜe})$
	Dampfumlauf der Thermosiphonpumpe	$f_{DBP} = -3,5 \cdot Q_D + 31,5$
	Desorberdruck	$p_{Des} = p_{Kond}$
Kondensator	Kondensationstemperatur	$t_K = t_{S_Wasser}(p_{Kond})$
Drossel	Kondensateintrittstemperatur	$t_{K_Dr} = t_{K_UK} = t_{KWa}$
	Kondensataustrittstemperatur	$t_{V_Dr} = t_{S_Wasser}(p_{Verd})$
Verdampfer	Verdampfertemperatur	$t_V = t_{S_Wasser}(p_{Verd})$
	Kondensattemperatur	$t_K = t_V$
Absorber	Temperatur reiche Lösung	$t_{rLA} = t_{S_LiBr}(p_{Verd}, \xi_{rL})$ für $\Phi = 1$ $t_{rLA} = t_{S_LiBr}(p_{Verd}, \xi_{rLA})$ für $\Phi < 1$
	Temperatur arme Lösung	$t_{aLA} = t_{aLWÜi}$
	Absorptionsdruck	$p_{Abs} = p_{Verd}$
Mischraum	Druck	$p_{MR} = p_{Abs}$
Regenerativer Wärmeübertrager	Temperatur reiche Lösung Eintritt	$t_{rLWÜe} = t_{S_LiBr}(p_{Verd}, \xi_{rL})$
	Temperatur arme Lösung Eintritt	$t_{aLWÜe} = t_{S_LiBr}(p_{Kond}, \xi_{aL})$

Tabelle A-16 Definition der Reynolds-Zahlen und Wärmeübergangsfaktor

	Desorber	Kondensator	Regenerativer Wärmeübertrager
Reynolds-Zahl	$\text{Re}_D = \frac{\dot{m}_{rL} \cdot d_i}{\eta_{rL} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot d_i^2\right) \cdot 12}$	$\text{Re}_K = \frac{\dot{m}_D}{B_P \cdot \eta_K}$	$\text{Re}_{aL/rL} = \frac{\dot{m}_{a/rL} \cdot d_h}{\eta_{a/rL} \cdot (2 \cdot aa \cdot B_P) \cdot n_P}$
Faktor f_{APP}	$f_D = \left(\frac{3,66^3 + 1,61^3 \cdot \text{Re}_{rL} \cdot \text{Pr}_{rL,Ref} \cdot \left(\frac{d_i}{L_{Ref}}\right)}{3,66^3 + 1,61^3 \cdot \text{Re}_{rL,Ref} \cdot \text{Pr}_{rL,Ref} \cdot \left(\frac{d_i}{L_{Ref}}\right)} \right)^{0,333}$	$f_K = \left(\frac{\text{Re}_K}{\text{Re}_{K,Ref}} \right)^{0,333}$	$f_{a/rL} = \left(\frac{\zeta_{r/sL} \cdot \text{Re}_{r/aL}^2}{\zeta_{r/sL} \cdot \text{Re}_{r/aL,Ref}^2} \right)^{0,374}$
Quelle	Laminare Rohströmung nach Schlünder [MEY87]	Mittlerer Wärmeübergang bei Kondensation ohne Einfluss der Dampfströmung nach [VDI10], Abschnitt J1, Gl. 16	Stoff- und Wärmeübergang im Plattenwärmeübertrager nach [VDI10], Abschnitt N6, Gl. 25

Tabelle A-17 Festlegung der kalorischen Zustandsgrößen im Umgebungszustand

Enthalpie des Wassers im Umgebungszustand	$h_{U_H_2O} = h(t_U)$
Enthalpie des gesättigten Wasserdampfes im Umgebungszustand	$h_{U_D} = h(t_U)$
Enthalpie der Lösung im Umgebungszustand	$h_{U_LiBr} = h(t_U, \xi_U)$
Entropie des Wassers im Umgebungszustand	$s_{U_H_2O} = s_{H_2O}(t_U)$
Entropie der Lösung im Umgebungszustand	$s_{U_LiBr} = s_{LiBr}(t_U, \xi_U)$

Tabelle A-18 auf den Umgebungszustand bezogene Enthalpie und Entropie der reichen und armen Lösung

Enthalpie der reichen Lösung im Umgebungszustand	$h_{U_rL} = \frac{\xi_{rL}}{\xi_U} \cdot h_{U_LiBr} - \left(\frac{\xi_{rL}}{\xi_U} - 1 \right) \cdot h_{U_H_2O}$
Enthalpie der armen Lösung im Umgebungszustand	$h_{U_aL} = \frac{\xi_{aL}}{\xi_U} \cdot h_{U_LiBr} - \left(\frac{\xi_{aL}}{\xi_U} - 1 \right) \cdot h_{U_H_2O}$
Entropie der reichen Lösung im Umgebungszustand	$s_{U_rL} = \frac{\xi_{rL}}{\xi_U} \cdot s_{U_LiBr} - \left(\frac{\xi_{rL}}{\xi_U} - 1 \right) \cdot s_{U_H_2O}$
Entropie der armen Lösung im Umgebungszustand	$s_{U_aL} = \frac{\xi_{aL}}{\xi_U} \cdot s_{U_LiBr} - \left(\frac{\xi_{aL}}{\xi_U} - 1 \right) \cdot s_{U_H_2O}$

Tabelle A-19 Definition exergetische Kennzahlen

	Kondensator	Verdampfer
exergetischer Wirkungsgrad	$\frac{\dot{E}_{KW,A,a} - \dot{E}_{KW,a}}{\dot{E}_{Da,D} - \dot{E}_{Kond,K}}$	$\frac{\dot{E}_{KIW,e} - \dot{E}_{KIW,a}}{\dot{E}_{Kond,V,e} - \dot{E}_{Da,V} - \dot{E}_{Kond,V,a}}$
exergetischer Wichtungsfaktor	$\frac{\dot{E}_{Da,D} - \dot{E}_{Kond,K}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$	$\frac{\dot{E}_{Kond,V,e} - \dot{E}_{Da,V} - \dot{E}_{Kond,V,a}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$
exergetischer Verlustbeitrag	$\frac{\Delta \dot{E}_K}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$	$\frac{\Delta \dot{E}_V}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$
	Absorber	regenerativer Wärmeübertrager
exergetischer Wirkungsgrad	$\frac{\dot{E}_{KW,A,a} - \dot{E}_{KW,A,e}}{\dot{E}_{Da,V} + \dot{E}_{Da,Dr} + \dot{E}_{aL,A} - \dot{E}_{rL,A}}$	$\frac{\dot{E}_{rL,D} - \dot{E}_{rL,MR}}{\dot{E}_{aL,D} - \dot{E}_{aL,A}}$
exergetischer Wichtungsfaktor	$\frac{\dot{E}_{Da,V} + \dot{E}_{Da,Dr} + \dot{E}_{aL,A} - \dot{E}_{rL,A}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$	$\frac{\dot{E}_{aL,D} - \dot{E}_{aL,A}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$
exergetischer Verlustbeitrag	$\frac{\Delta \dot{E}_A}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$	$\frac{\Delta \dot{E}_{rWÜ}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$
	Drossel	Mischraum
exergetischer Wirkungsgrad	$\frac{\dot{E}_{Kond,V,e} + \dot{E}_{Da,Dr}}{\dot{E}_{Kond,K}}$	$\frac{\dot{E}_{rL,MR}}{\dot{E}_{rL,A} + \dot{E}_{Kond,V,a}}$
exergetischer Wichtungsfaktor	$\frac{\dot{E}_{Kond,K}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$	$\frac{\dot{E}_{rL,A} + \dot{E}_{Kond,V,a}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$
exergetischer Verlustbeitrag	$\frac{\Delta \dot{E}_{Dr}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$	$\frac{\Delta \dot{E}_{MR}}{\dot{E}_{HW,e} - \dot{E}_{HW,a}}$

B. Literaturverweise

- [ALE94] Alefeld, G., Radermacher, R.: *Heat Conversion Systems*. CRC Press. 1994.
- [ASU00] ASUE-Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch (Hrsg.): *Markübersicht Absorptionskälteanlagen*. Verlag Rationeller Energieeinsatz. Kaiserslautern. 2000.
- [BAE04] Baehr, H. D., Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 4. Auflage. Springer Verlag. Berlin/Heidelberg. 2004
- [BEH31] Behringer, H.: *Die Flüssigkeitsförderung nach dem Prinzip der Mammutpumpe*. Dissertation. Auszug in Rundschau Forschung. 3.Bd. Heft 6. Berlin. 1932.
- [BIN04] BINE Informationsdienst. *Klimatisieren mit Sonne und Wärme*, Ausgabe: I/04. 2004
- [BIT01] Bittrich, P.: *Energietransformation*. Habilitationsschrift. Halle. 2001.
- [BRA56] Brauer, H.: *Strömung und Wärmeübergang bei Rieselfilmen*. Zitiert in [VDI02]
- [BRE04] Brendel, T., Spindler, K., Müller-Steinhagen, H.: *Aufbau einer Versuchs- und Demonstrationsanlage zur solaren Kühlung*. DKV-Jahrestagung. Bremen. 2004.
- [BRE05] Brendel, T.: *Untersuchung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe*. Beschreibung Studien- Diplomarbeitsthema. Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. 2005.
- [BSW15] Bundesverband Solarwirtschaft e.V.: *Statistische Zahlen der deutschen Solarwärmebranche (Solarthermie)*. Ausgabe: 06/15. 2015.
- [CHS85] Chisholm, D.: *Two-phase flow in pipelines and heat exchangers*. Heat Transfer Engineering. Vol. 6. Issue 2. ISSN 1521-0537. 1985
- [CHU00] Chua, H.T.; Toh, H.K.; Malek, A.; Ng, K.C.; Srinivasan, K.: *Improved thermodynamic Property fields of LiBr-H₂O solution*. International Journal of refrigeration. Heft 23, 2000.
- [CLI07] ClimateWell AB: URL <http://climatewell.com>. Stand: Mai 2007.
- [CUB97] Cube, Steimel, Lotz, Kunis (Hrsg.): *Lehrbuch der Kältetechnik*. Band 1. 4. Auflage. C.F. Müller Verlag. 1997.
- [DAS06] Daßler, I., Dietrich, M., Hebecker, D.: *Entwicklungsstand und eigene Ergebnisse zur solaren Sorptionsklimakälteerzeugung*. VDI-Symposium. Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung. 2006
- [DAS10] Daßler, I., Hebecker, D.: *Die Thermosiphonpumpe als Wärmetransformationsprozess*. VDI Expertenforum. Bayreuth. 10/2015
- [DEL98] Delano, A.: *Design Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle*. Gerogie Institut of Technologie; 1998

- [EAW07] EAW Energieanlagenbau Westenfild GmbH. URL <http://www.eaw-energieanlagenbau.de>. Stand: Mai 2007.
- [EIC02] Eicker, U.: *Entwicklungstendenzen solarthermischer Kühlverfahren*. Veröffentlichung. FH Stuttgart. 2002.
- [EIC04] Eicker, U.: *Perspektiven und Entwicklungstendenzen für Solares Kühlen*. In: Solares Kühlen in der Praxis. 3. Symposium. Band 65. FH Stuttgart. Stuttgart. 2004.
- [EST07] Der Solarserver: *Erfolgreiche Marktentwicklung in Deutschland, Frankreich, Spanien und Italien*. www.solarserver.de/solarmagazin/TMP32o6yi4kfe.htm. 05/07. 2007.
- [EIB83] Eißer, W.: Untersuchung des solarbeheizten Absorptionskältemaschinenprozesses zur Klimatisierung von Gebäuden. Dissertation. Dortmund. 1983.
- [EXX83] Exxon Research and Engineering Company: *Working pair for heat pumps*. Europäisches Patentamt. Publication Number: 0 065 858 A1. 1983.
- [FEU93] Feuerecker, G., Scharfe, J., Greiter, I., Frank, C., Alefeld, G.: Measurement of Thermophysical Properties of Aqueous LiBr-Solutions at High Temperatures and Concentrations. In: International Absorption Heat Pump Conference, Ausgabe: AES-Vol. 31. 1993.
- [FRA86] Fratscher, W., Brodjanskij, V.M.: *Exergie – Theorie und Anwendung*. 1. Auflage. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie. Leipzig. 1986.
- [GOR05] Gorritxategi X., Usabiaga M., Egilegor B., Aldecoa-Otalora I.: *Innovation in solar domestic air-conditioning*. In: Proceedings of the 1st International Conference Solar Air-Conditioning. 2005
- [GRAS83] Grassmann P.: *Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik*. Salle & Sauerländer, Frankfurt/M, Berlin, München, Hanau, Salzburg. 1983
- [HEB83] Hebecker, D.: *Zur Klassifizierung von Kreisprozessen*. Wissenschaftliche Zeitschrift. TH Leuna-Merseburg. Ausgabe 30. 1983.
- [HEB95] Hebecker, D.: *Wärmetransformation*. In: Abfallenergienutzung. Hrsg.: Fratzscher, W., Stephan, K. Akademie-Verlag. Berlin. 1995.
- [HEN00] Hennig, H.-M.: *Solare Gebäudeklimatisierung*. In: 4. transnationale Tagung SERVITEC. Barcelona. 2000
- [HER96] Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A.: *Absorption Chiller and Heat Pumps*. CRC Press. 1996.
- [IAP97] International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS): *Industry-Formulation IAPWS-IF97*. Zustandsgleichungen für die thermodynamischen Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf. 1997.

- [IEA02] International Energy Agency Solar Heating & Cooling Programs IEA SHC: *Ongoing research relevant for solar assisted air-conditioning systems*. TASK 25. technical report. 2002
- [INV14] Invensor: *Mit Wärme Kühlen – Adsorptionskältesysteme von Invensor*. Planungsunterlagen. 2014.
- [ISE01] Heidler, K.: *Solare Klimatisierung – Solarenergie sorgt für Wärme, Kälte und kontrollierte Luftfeuchte*. Presseinformation. Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme ISE. Ausgabe: 08/01. 2001.
- [ITW06] Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik ITW Stuttgart: *Forschung des ITW zur solaren Kälteerzeugung*. URL <http://www.itw.uni-stuttgart.de/ITWHomepage/Forschung/Forschung.html>. Stuttgart. Stand: März 2006.
- [JAK05] Jakob, U., Eicker, U.: *Optimierung einer Diffusions-Absorptionskältemaschine mittlerer Leistung*. Projektbeschreibung. FH Stuttgart. 2005.
- [JON97] Jongsoo, J., Chan, W. P.: On the performance of a desorber for Absorption heat pumps with thermosyphon and a surface burner. *Applied Thermal Engineering* Vol. 18. Nos 3-4. 1997.
- [KNO82] Konoche, K., Giazitzoglou, Z., Belherazem A.: Dampfdruckmessungen und Herleitung einer Dampfdruckgleichung für das binäre System Lithiumbromid Methanol mit weitem Gültigkeitsbereich. *Zeitschrift. Heat and Mass Transfere*. Heft 16 (2). Springer Verlag. Berlin/Heidelberg. 1982.
- [KOL04] Kolb, A.: *Kfz-Klimatisierung – Einführung*. Vorlesungsscript. TU München, Lehrstuhl für Thermodynamik. 2004
- [KOU85] Kouremenos, D. A., Staicos, J.: *Performance of a small air-lift pump*. *International Journal of Heat & Fluid Flow*. Vol. 6. No. 3. 1985.
- [KÜH05] Kühn, A.: *Solare Kälteerzeugung*. Präsentation. TU Berlin, Institut für Energietechnik. 2005
- [LÄV04] Lävemann, E.: Solar betriebene Flüssigsorptionsanlage in einem Bürogebäude in Amberg. In: *Solares Kühlen in der Praxis*. 3. Symposium. Band 65. FH Stuttgart. Stuttgart. 2004.
- [LIN93] Lin, C. L.; Lee, L. S.; Tseng, H. C.: Phase equilibria for propan-1-ol + water + sodium chloride and + potassium chloride and propan-2-ol + water + lithium chloride and + lithium bromide. *Journal of Chemical and Engineering Data*, 38(2); ISSN: 0021-9568; Dep. Chem. Eng., Kwang Wu Inst. Technol., Taipei, Taiwan; 1993
- [LOE60] Loewer, H.: *Thermodynamische und physikalische Eigenschaften der wässrigen Lithiumbromidlösung*. Dissertation. Karlsruhe. 1960.

- [LOE87] Loewer, H.: *Absorptionswärmepumpen*. Wärmepumpen. Band 6. Hrsg.: Kirn, H. C.F. Müller Verlag. 1987.
- [MER12] Merkel, N.; C.; Römich, C.; Valbonesi, A. et al.: *Thermodynamic Properties of Binary Mixtures of Water and Room-Temperature Ionic Liquids: Vapor Pressures, Heat Capacities, Densities, and Viscosities of Water + 1-Ethyl-3-methylimidazolium Acetate and Water + Diethylmethylammonium Methane Sulfonate*. J. Chem. Eng. Data 57. 2012.
- [MEY83] Meyer, G. Schiffner, E.: *Technische Thermodynamik*. VEB Fachbuchverlag Leipzig. 1983.
- [NAS04] Nasirzadeh, K.; Neueder, R., Kunz, W.: Vapor Pressures, Osmotic and Activity Coefficients of Electrolytes in Protic Solvents at Different Temperatures. 3. Lithium Bromide in 2-Propanol. Journal of Solution Chemistry, 34(1); ISSN: 0095-9782. Uni Regensburg. 2005
- [PFA98] Pfaff, M.; Saravanan, R., Maiya, M. P., Murthy, S. S.: *Studies on bubble pump for a water-lithium bromide vapour absorption refrigerator*. International Journal of Refrigeration. Vol. 21. No. 6. 1998.
- [PHÖ03] Phönix Sonnenwärme AG: *Kälte aus Wärme – Solares Kühlen*. Infoblatt. 2003.
- [PIC32] Pickert, F.: *Wirkungsgrad und Berechnungsgrundlagen von Druckluft-Wasserhebern*. Dissertation. Auszug in Rundschau Forschung. 3.Bd. Heft 6. Berlin. 1932.
- [PLA50] Plank, R.: *Neue amerikanische Absorptionskältemaschinen für Klimaanlage*. in Chem.-Ing. Technik. 22. Jahrgang. Nr10. 1950.
- [PLA59(2)] Plank, R., Baehr, D. D. : *Handbuch der Kältetechnik*. 3. Band. Verfahren zur Kälteerzeugung und Grundlagen der Wärmeübertragung. Springer Verlag. 1959
- [PLA59] Plank, R., Niebergall, W. : *Handbuch der Kältetechnik*. 7. Band. Sorptionskältemaschinen. Springer Verlag. 1959.
- [REI00] Reichelt, J.: *Wo steht die Kältetechnik in Deutschland und weltweit?*. In: Die Kälte & Klimatechnik. Band 53. Gentner Verlag. Stuttgart. 2000.
- [RIE07] Riedl, K.: *Energetische und exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie und Stoffwandlung*, Dissertation. Martin Luther-Universität Halle / Wittenberg. 2007
- [RÖM11] Römich, C., Merkel, N., Schaber, K., et al.: *A Comparison Between Lithiumbromide - Water and Ionic Liquid - Water as Working Solution for Absorption Refrigeration Cycles*. Proceedings of the 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Paper 287. 2011.
- [ROT06] Rotartica AG.URL <http://www.rotartica.com>. Stand: September 2006

- [SCH08] Schaber, K., Römich, B., Berndt F., Schubert, S., et al.: *Arbeitsstoffgemische mit ionischen Flüssigkeiten für Absorptionswärmepumpen und Absorptionskältemaschinen*. Abschlussbericht DBU-Projekt. Universität Karlsruhe. 2008.
- [SAF03] Safarik, M.: *Solare Klimakälteerzeugung – Technologie, Erprobung und Simulation*. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik. 2003.
- [SAR05] Safarov, T.J.: *Study of thermodynamic properties of binary solutions of lithium bromid or chlorid with methanol*. Department of Heat and Refrigeration Techniques. Technical University. Azerbaijan. 2005.
- [SAT01] Sathe, A.: Experimental and theoretical studies on a bubble pump for diffusion-absorption refrigeration systems. Master Thesis, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. Stuttgart. 2001.
- [SAV99] Saravanan, R., Maiya, M. P.: Influence of thermodynamic and Thermophysical properties of water-based working fluids for bubble pump operated vapour absorption refrigerator. *Energy Conversion & Management*. Band 40. 1999.
- [SCH00] Schaefer, L. A.: Single pressure absorption heat pump analysis. Dissertation. Georgia Institute of Technology. 2000.
- [SCH04] Schuhmacher, J., Huber, M., Trinkle, A.: *Simulation und Betrieb sorptionsgestützter Klimatisierung mit Luftkollektoren im europäischen Vergleich*. in: Solares Kühlen in der Praxis. 3. Symposium. Band 65. FH Stuttgart. Stuttgart. 2004.
- [SHE02] Shelton, S., White Stewart S.: *Bubble Pump Design for Single Pressure Absorption Refrigeration Cycles*. ASHRAE Transactions 01/2002, 108:867-876. 2002.
- [STE68] Stenning, A., Martin, C.: *An analytical and experimental study of air-lift pump performance*. *Journal of Engineering for Power - ASME*. ISSN 0022-0825. 1968.
- [STE83] Stephan, K.: History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe. In: *International Journal of Refrigeration*. Ausgabe: Vol. 6 Nr. 3. 1983.
- [SWW05] Sonne, Wind & Wärme: *Kühlen mit Warmwasser*. Ausgabe: 10/05. 2005.
- [SWW12] Sonne, Wind & Wärme: *Wo steht die solare Kühlung heute?* Ausgabe: 06/12. 2012.
- [UEM75] Uemura, T.: *Studies on the Ethanol-Lithium Bromide refrigerating machine*. zitiert in [LOE87].
- [VDI02] Verein Deutscher Ingenieure (VDI): *VDI-Wärmeatlas*. 9. Auflage. Springer Verlag. Berlin/Heidelberg. 2002.
- [VDI10] Verein Deutscher Ingenieure (VDI): *VDI Heat Atlas Second Edition*. 10. Auflage. Springer Verlag. Berlin/Heidelberg. 2010.

- [VDI05/1] VDI nachrichten: *Innovatives Kühlen mit Sonnenkraft*. Ausgabe: Nr. 49. 2005.
- [VDI05/2] VDI nachrichten: *Solarenergie wird mit steigendem Ölpreis attraktiver*. Ausgabe: Nr. 49. 2005.
- [WAG93] Wagner, W.: *Wärmeübertragung*. Kamprath- Reihe. Vogel Fachbuch. 1993.
- [WHI01] White, S.J.: *Bubble pump design and performance*. Thesis, Georgia Institute of Technology. 2001
- [WIL40] Will, F.: *Alkohole als Kältemittel für Absorptionskältemaschinen*. Zeitschrift für die gesamte Kälteindustrie. Heft 5. 1940.
- [ZIE02] Ziegler, F., Albers, J., Borde, I.: *Connective boiling of binary solutions in vertical tubes*. Projektbeschreibung. TU Berlin. 2002.

PERSÖNLICHE DATEN

Name	Ingo Daßler
Anschrift	Wörmlitzer Straße 4, 06110 Halle
Geburtsdatum/ -ort	28. Oktober 1975 in Weißenfels

BERUFLICHE LAUFBAHN

09/2015 - heute	Projektingenieur Anlagenrealisierung GETEC Wärme & Effizienz AG, Magdeburg
01/2010 – 08/2015	Bereichsleiter Forschung & Entwicklung und Vorentwicklung SorTech AG, Halle/Saale
01/2009 – 12/2010	Entwicklungsingenieur SorTech AG, Halle/Saale
01/2005 – 12/2008	Entwicklungsingenieur ABAKUS GmbH, Rüdenhausen (Arbeitsort Halle/Saale)
11/2002 – 12/2004	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Martin-Luther Universität Halle/Wittenberg, Fachbereich für Energietechnik, Halle/Saale

AUSBILDUNG

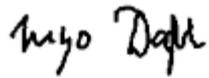
10/1996 – 10/2002	Studium der Umweltverfahrenstechnik, Martin-Luther Universität Halle/Wittenberg
10/1994 – 09/1996	Studium der Betriebswirtschaftslehre, Martin-Luther Universität Halle/Wittenberg
10/1991 – 05/1994	Domgymnasium, Merseburg

VERÖFFENTLICHUNGEN

Jahr	Titel	Medien
2013	Solar cooling with Adsorption Chillers	The Procedia: Energy Procedia, ELSEVIER Ltd
2010	Die Thermosiphonpumpe als Wärmetransformationsprozess	VDI Thermodynamik-Kolloquium Bayreuth, Plenarvortrag
2007	Modellierung und exergetische Bewertung einer solarbetriebenen Absorptionskälteanlage im Leistungsbereich bis 5 Kilowatt	VDI Thermodynamik-Kolloquium Rostock, Posterpräsentation
2006	Solare Sorptionsklimaerzeugung - Überblick und Eigenentwicklung	Fortschrittliche Energiewandlung und – anwendung, VDI-Verlag
2005	Reale Transformationseffekte einer solaren Sorptionskälteanlage	VDI Thermodynamik-Kolloquium Bochum, Plenarvortrag

Erklärung über die selbständige Verfassung der Dissertation

Hiermit versichere ich, dass ich die vorgelegte Dissertation selbständig verfasst habe und nur die in der Dissertation genannten und gewürdigten Hilfen in Anspruch genommen habe. Die den benutzten Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen habe ich als solche kenntlich gemacht



Ingo Daßler

Halle, den 21.02.2016

ERSTGUTACHTER:

Prof. Dr.-Ing. habil. Dietrich Hebecker
Martin-Luther-Universität Halle/Wittenberg
Zentrum für Ingenieurwissenschaften

ZWEITGUTACHTER:

Prof. Dr.-Ing. Karlheinz Schaber
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik

TAG DER VERTEIDIGUNG:

Freitag, 22. Juli 2016