

UNIVERSITÄT STUTTGART
INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK UND WÄRMETECHNIK
Kommissarischer Leiter: Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler



Abschlussbericht zum Projekt:

Konzeptstudie einer direkt solarthermisch angetriebenen Kleinkälteanlage

Laufzeit:

01.06.2010 bis 31.12.2013

Autoren:

Thomas Brendel
Fabian Schmid
Bernd Bierling

Universität Stuttgart
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler
Pfaffenwaldring 6
70550 Stuttgart

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0325965A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Umwelt, Naturschutz,
Bau und Reaktorsicherheit

Stuttgart, den 30.06.2014

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	III
Abkürzungsverzeichnis	VII
I	
Randbedingungen	1
I.1. Aufgabenstellung	1
I.1.1. Ursprünglicher Projektantrag	1
I.1.2. Ziel des Aufstockungsvorhabens	2
I.2. Voraussetzungen des Vorhabens	3
I.3. Wissenschaftlicher und technischer Stand	4
I.3.1. Solare Kühlung	4
I.3.2. Der Diffusions-Absorptionskälteprozess	5
I.4. Zusammenarbeit mit anderen Stellen	9
II	
Projektergebnisse	10
II.1. Darstellung der erzielten Ergebnisse	10
II.1.1. Vorauslegung der Anlage	10
II.1.2. Aufbau des Prüfstands und der Laboranlage	12
II.1.3. Entwicklung der Laboranlage	17
II.1.4. Untersuchung des Hilfsgaskreislaufs	25
II.1.5. Entwicklung eines solar beheizten Kollektoraustreibers	36
II.1.6. Aufbau und Vermessung einer Demonstrationsanlage	47
II.2. Erfolgte Veröffentlichungen	52
Literaturverzeichnis	53
Anhang	55

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
A_{Koll}	Kollektorfläche	$[m^2]$
c	Schallgeschwindigkeit	$[\frac{m}{s}]$
c_{liquid}	Molare Dichte der Lösung	$[\frac{mol}{m^3}]$
c_{He}	Molare Dichte von Helium	$[\frac{mol}{m^3}]$
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$
D_{AB}	Diffusionskoeffizient Stoff A zu Stoff B	$[\frac{m^2}{s}]$
D_a	Rohraußendurchmesser	$[m]$
D_i	Rohrinnendurchmesser	$[m]$
$D_{i,Kern}$	Rohrinnendurchmesser Kernrohr	$[m]$
$D_{i,Mantel}$	Rohrinnendurchmesser Mantelrohr	$[m]$
D_{NH_3/H_2O}	Diffusionskoeffizient von Ammoniak in Wasser	$[\frac{m^2}{s}]$
$D_{NH_3/He}$	Diffusionskoeffizient von Ammoniak in Helium	$[\frac{m^2}{s}]$
D_{Rippe}	Rippendurchmesser	$[m]$
$h_{Förder}$	Förderhöhe	$[m]$
$h_{Füll}$	Füllhöhe	$[m]$
h_{Rippe}	Rippenhöhe	$[m]$
I_{glob}	Globalstrahlungsintensität	$[\frac{W}{m^2}]$
L	Charakteristische Länge zur Berechnung der Sherwood-Zahl	$[m]$
L_{Rohr}	Rohrlänge	$[m]$
\tilde{M}	Molare Masse	$[\frac{kg}{mol}]$
M	Masse	$[kg]$
\dot{M}	Massenstrom	$[\frac{kg}{s}]$

\dot{m}	Massenstromdichte	$\left[\frac{kg}{s \cdot m^2} \right]$
n_{Platte}	Plattenanzahl	$[-]$
n_{Rippe}	Rippenanzahl pro Meter	$\left[\frac{1}{m} \right]$
\dot{n}	Stoffstromdichte	$\left[\frac{mol}{s \cdot m^2} \right]$
\dot{n}_{liquid}	Stoffmengenstromdichte in der flüssigen Phase	$\left[\frac{mol}{s \cdot m^2} \right]$
$\dot{n}_{NH_3,liquid}$	Stoffmengenstromdichte Ammoniak in der flüssigen Phase	$\left[\frac{mol}{s \cdot m^2} \right]$
$\dot{n}_{NH_3,vapor}$	Stoffmengenstromdichte Ammoniak in der Gasphase	$\left[\frac{mol}{s \cdot m^2} \right]$
\dot{n}_{vapor}	Stoffstromdichte in der Gasphase	$\left[\frac{mol}{s \cdot m^2} \right]$
p	Druck	$[Pa]$
p_{NH_3}	Ammoniakpartialdruck	$[Pa]$
\dot{Q}	Wärmestrom	$[W]$
$\dot{Q}_{Kälte}$	Kälteleistung	$[W]$
$\dot{Q}_{Verlust,GWÜ}$	Verlustleistung des Gaswärmeübertragers	$[W]$
Re	Reynolds-Zahl	$[-]$
s_{Rippe}	Rippenstärke	$[m]$
s_{Wand}	Wandstärke Rippenrohr	$[m]$
$s_{Wand,Kern}$	Wandstärke Kernrohr	$[m]$
$s_{Wand,Mantel}$	Wandstärke Mantelrohr	$[m]$
Sc	Schmidt-Zahl	$[-]$
Sh	Sherwood-Zahl	$[-]$
Sh_L	Sherwood-Zahl gemäß Penetrationstheorie von Higbie (1935)	$[-]$
T	Absolute Temperatur der Messstelle	$[K]$
T_{Atm}	Temperatur der umgebenden Atmosphäre	$[K]$
T_{Fluid}	Fluidtemperatur	$[K]$
V_{NH_3}	Molares Volumen von Ammoniak	$\left[\frac{m^3}{mol} \right]$
\dot{V}_3	Volumenstrom an Messstelle 3	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
\dot{V}_{Gas}	Hilfsgasvolumenstrom	$\left[\frac{m^3}{s} \right]$
\dot{W}_{aG}	Wärmekapazitätsstrom des ammoniakarmen Gases	$\left[\frac{W}{K} \right]$

\dot{W}_{rG}	Wärmekapazitätsstrom des ammoniakreichen Gases	$\left[\frac{W}{K}\right]$
w	Strömungsgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$
w_{max}	Maximalgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$x_{NH_3,Grenz}$	Molanteil Ammoniak in der Lösung an der Phasengrenzfläche	$[-]$
$x_{NH_3,Kern}$	Molanteil Ammoniak in der Lösung im Kern der Phase	$[-]$
$y_{NH_3,Grenz}$	Volumenanteil Ammoniak in der Lösung an der Phasengrenzfläche	$[-]$
$y_{NH_3,Kern}$	Volumenanteil Ammoniak in der Lösung im Kern der Gasphase	$[-]$

Griechische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
β	Stoffübergangskoeffizient	$\left[\frac{m}{s}\right]$
β_{liquid}	Stoffübergangskoeffizient in der Flüssigphase	$\left[\frac{m}{s}\right]$
β_{vapor}	Stoffübergangskoeffizient in der Gasphase	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$\Delta\zeta_{NH_3}$	Massenkonzentrationsdifferenz von Ammoniak	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\varepsilon_{GWÜ}$	Wirkungsgrad des Gaswärmeübertragers	$[-]$
$\varepsilon_{LWÜ}$	Wirkungsgrad des Lösungsmittelwärmeübertragers	$[-]$
$\zeta_{NH_3,Grenz}$	Ammoniakkonzentration an der Phasengrenzfläche	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\zeta_{NH_3,Kern}$	Ammoniakkonzentration im Kern der Phase	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
η_{H_2O}	Dynamische Viskosität Wasser	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$
η_{Koll}	Wirkungsgrad des Solarkollektors	$[-]$
ϑ	Temperatur	$[^{\circ}C]$
$\lambda_{Edelstahl}$	Wärmeleitfähigkeit Edelstahl	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
ξ	Ammoniakmassenanteil	$\left[\frac{kg}{kg}\right]$
ρ	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\sigma_{NH_3/He}$	Lennard-Jones-Parameter	$[Å]$
Ω_D	Lennard-Jones-Parameter	$[-]$

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
A	Absorber
aG	Ammoniakarmes Gas
AKM	Absorptionskältemaschine
amb	Umgebung
aus	Austritt
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
COP	Leistungszahl (engl. Coefficient of Performance)
DAKM	Diffusions-Absorptionskältemaschine
DKV	Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V.
EES	Engineering Equation Solver
ein	Eintritt
FKZ	Förderkennzeichen
ges	Gesamt
GWP	Treibhauspotential (engl. Global Warming Potential)
GWÜ	Gaswärmeübertrager
H ₂ O	Wasser
He	Helium
HFT Stuttgart	Hochschule für Technik Stuttgart
ILK Dresden	Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Kond	Kondensat
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
Loes	Lösung
MID	Magnetisch induktiver Durchflussmesser
NH ₃	Ammoniak
ODP	Ozonabbaupotential (engl. Ozone Depletion Potential)

rG	Ammoniakreiches Gas
TU Berlin	Technische Universität Berlin
V	Verdunster
ZAE Bayern	Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung

I Randbedingungen

I.1. Aufgabenstellung

I.1.1. Ursprünglicher Projektantrag

Der Markt für die dezentrale Gebäudekühlung wird bisher dominiert von den so genannten Split-Geräten. Der Leistungsbereich dieser Geräte liegt zwischen 1 und 3 kW Kälteleistung. Die Anlagen haben einen hohen Strombedarf und damit verbunden einen hohen CO₂-Ausstoß. Mit Anlagen zur solaren Kühlung wird zunehmend versucht durch thermisch angetriebene Kältemaschinen den Strombedarf zur Gebäudekühlung zu senken. Viele dieser Anlagen sind noch sehr teuer und überwiegend im Leistungsbereich größer 10 kW angesiedelt.

Die spezifischen Investitionskosten (Kosten / kW Kälteleistung) für die bisher angewendeten Verfahren steigen bei Anlagen kleiner Leistung stark an. Somit scheint es unwahrscheinlich, dass heute verfügbare thermisch angetriebene Kälteanlagen in der Lage sein werden, Split-Geräte zu ersetzen.

Mit dem Vorhaben soll die Funktionsfähigkeit eines neuen Konzepts, das eine Alternative zum Einsatz von Split-Geräten darstellt, nachgewiesen werden. Dabei ist vorgesehen, dass der Diffusions-Absorptionskälteprozess direkt in einen Solarkollektor integriert wird. Das bedeutet, dass der Solarkollektor somit der Austreiber der Anlage ist. Absorber und Kondensator werden über freie Konvektion luftgekühlt. Am Verdampfer soll Kaltwasser zur Verfügung gestellt werden. Wird die Kälteverteilung mittels Naturumlauf realisiert, würde für das gesamte System keinerlei elektrische Energie benötigt. Die Kälteerzeugung erfolgt geräuschlos und die Anlage unterliegt keinerlei mechanischem Verschleiß, da keine bewegten Teile enthalten sind.

Weiterhin soll die Anlage auch zur Heizung und Trinkwassererwärmung dienen. Dafür wird der Solarkollektor zusätzlich mit einem üblichen Rohrregister ausgestattet. Die Regelung des Systems ist sehr einfach: Wenn Wärme über den Heizkreis abgeführt wird, kann die Kältemaschine nicht in Betrieb gehen, da das benötigte Temperaturniveau für den Austreiber nicht zur Verfügung steht. Wenn keine Wärme aus dem Heizkreis abgeführt wird und die Kollektortemperatur auf über 100 °C ansteigt, wird der Kälteprozess in Gang gesetzt. Für das System wird eine Kälteleistung von ca. 400 W angestrebt. Um höhere Kälteleistungen für die Klimatisierung zu erzielen, können mehrere Module miteinander verschaltet werden. Die

reinen Fertigungskosten für das Kälteaggregat ohne den Solarkollektor wären vergleichsweise gering.

I.1.2. Ziel des Aufstockungsvorhabens

Die während der Bearbeitung des ursprünglich beantragten Projekts gewonnenen Erkenntnisse machten eine Änderung bzw. Aufstockung der ursprünglichen Projekteinhalte nötig. Diese sind in einem Aufstockungsprojekt zusammengefasst. Die zusätzlichen Arbeitsinhalte sind:

- Förderversuche einer Thermosiphonpumpe mit gequetschten Rohren. Die Rohre sollen anschließend in einem verbesserten Kollektoraustreiber eingesetzt werden.
- genauere Analyse des Hilfsgaskreislaufs durch eine kontinuierliche Messung der Ammoniakkonzentration und des Hilfsgasvolumenstroms sowie einer Zwangsumwälzung des Hilfsgaskreislaufs.
- Erprobung von Plattenwärmeübertragern als Lösungsmittelwärmeübertrager, Gaswärmeübertrager und Verdunster. Das Gewicht der Anlage soll dadurch gesenkt und eine kompaktere Bauweise erzielt werden.

Durch Recherchen hatte sich herausgestellt, dass die Firma Schüco International KG der einzige Kollektorhersteller war, der die Edelstahlrohre der Kälteanlage mit dem Absorberblech eines Flachkollektors verbinden konnte. Die Fa. Schüco baut alle Kollektoren mit abgeflachten Kupferrohren. Durch die Abflachung bzw. Quetschung kann der Wirkungsgrad der Kollektoren gesteigert werden. Damit steigt durch den verbesserten Wärmeeintrag auch die Antriebsleistung des Kälteprozesses an. Jedoch wird durch die Rohrquetschung die Funktion der Thermosiphonpumpe beeinflusst, weshalb neue Untersuchungen erforderlich waren. Als Prüfstand wird dafür die „Kupfer-Harfe“ aus den Vorversuchen umgebaut. Die Versuche werden dadurch kostengünstig realisiert. Mit den gewonnenen Erkenntnissen wird ein optimierter Kollektor gebaut und vermessen. Die Firma Schüco hatte sich bereit erklärt das Projekt mit Sachmitteln und Ingenieurdienstleistungen in diesem Bereich zu unterstützen.

Weiterhin hat sich der Verdunster als Engpass im Prozess herausgestellt. Es wird oft mehr Kältemittel ausgetrieben und kondensiert, als tatsächlich im Verdunster verdunstet werden kann. Ein Großteil des Kältemittels durchströmt den Verdunster flüssig, was Wirkungsgradverluste zur Folge hat. Im Aufstockungsprojekt ist geplant den Hilfsgasvolumenstrom im Verdunster durch Einsatz eines Propellers zu erhöhen. Der Hilfsgaskreislauf kann damit gezielt beeinflusst werden. Dies erhöht die Turbulenz und beschleunigt den Verdunstungs- und Diffusionsvorgang. Der Hilfsgasumlauf, der für den Verdunstungs-

prozess erforderlich ist, wurde in der Vergangenheit kaum direkt untersucht. Weder der Massenstrom noch die Ammoniakkonzentration im Hilfgas sind seit der Entwicklung des Prozesses im Jahre 1925 in Messungen oder Experimenten kontinuierlich gemessen worden. Durch Messung und Analyse des natürlichen Hilfgasumlaufts mit neuen Messmethoden, sowie der Zwangsumwälzung durch den Propeller eröffnen sich völlig neue Möglichkeiten für die Prozessoptimierung. Diese Forschungsergebnisse werden nicht nur im aktuellen Forschungsvorhaben von Nutzen sein, sondern bieten wichtige Anknüpfungspunkte für die Weiterentwicklung des Diffusions-Absorptionskälteprozesses in Kühlschränken.

Im Diffusions-Absorptionskälteprozess sind Doppelrohrwärmeübertrager Stand der Technik. Sie werden im ersten Anlagenprototyp gemäß dem Projektantrag verwendet. Aufgrund von Messungen wurde in einem zweiten Anlagenprototyp ein Plattenwärmeübertrager als Lösungsmittelwärmeübertrager eingesetzt. Trotz des höheren Druckverlusts war der geförderte Lösungsmittelmassenstrom größer als benötigt. Der Wirkungsgrad des Lösungsmittelwärmeübertragers wurde erhöht, das Gewicht der Anlage gesenkt und durch die kompakte Bauweise der Wärmeverlust verringert.

Nach diesen positiven Erfahrungen soll im Rahmen des Aufstockungsprojekts ein optimierter Plattenwärmeübertrager im Lösungsmittelkreislauf getestet und auch der Gaswärmeübertrager sowie der Verdunster als Plattenwärmeübertrager ausgeführt werden.

Damit wird auf die Vorgaben der Industrie eingegangen: Gewicht, Abmessungen und Herstellungskosten werden durch diese standardisierten und kompakten Komponenten deutlich gesenkt.

I.2. Voraussetzungen des Vorhabens

Grundlegendes Ziel der Forschung im Bereich solarer Kälteerzeugung ist die Einsparung von Primärenergie. Damit kann die solare Kälteerzeugung zur geforderten Verminderung des Ausstoßes von Kohlendioxid (CO₂) und anderen Treibhausgasen beitragen.

Für die Klimatisierung von Gebäuden sind bisher keine Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung (kleiner als 10 kW) verfügbar. Dieser Bereich wird bisher ausschließlich durch elektrisch betriebene Kompressionskältemaschinen (Split-Geräte) abgedeckt, welche jedoch zum Ausstoß von Treibhausgasen führen. Dies geschieht einerseits indirekt durch den Verbrauch von Strom und den damit verbundenen CO₂ Emissionen, sowie direkt durch möglicherweise bei Leckagen entweichende Kältemittel (üblich ist z.B. R407C: ODP = 0, GWP = 1525). Bei thermisch angetriebenen Absorptionskältemaschinen kommen dagegen

natürliche Kältemittel wie Ammoniak und Wasser zum Einsatz, beide besitzen kein Treibhauspotential und schädigen die Ozonschicht nicht (ODP = 0, GWP = 0). Da Diffusions-Absorptionskältemaschinen keine mechanischen Bauteile besitzen, ist ein stromloser Betrieb möglich. Wird die benötigte Antriebswärme solarthermisch bereitgestellt, so ist ein Betrieb ohne Ausstoß von Treibhausgasen möglich.

Durch den verschleißfreien Betrieb und die vollhermetische Ausführung ist eine sehr lange und wartungsfreie Betriebsdauer (>20 Jahre) möglich.

I.3. Wissenschaftlicher und technischer Stand

I.3.1. Solare Kühlung

Infolge gestiegener Komfortansprüche, des Klimawandels in den letzten Jahrzehnten und des weltweiten Wirtschaftswachstums steigt der Klimatisierungsbedarf stark an. Die konventionellen Kompressionskältemaschinen haben einen hohen Strombedarf, was gerade in Spitzenlastzeiten zur Überlastung bis hin zum Zusammenbruch von Stromnetzen führen kann. Deshalb wird vermehrt an Konzepten mit thermisch angetriebenen Kältemaschinen geforscht. Es ist naheliegend Solarenergie als thermischen Antrieb zu nutzen, da das Angebot an Solarstrahlung und der Bedarf an Kälteleistung nahezu zeitgleich vorhanden sind. Großes Potenzial besteht bei Anlagen für die Kühlung von Ein- oder Zweifamilienhäusern sowie kleinen Gewerbeflächen im Kälteleistungsbereich von 5 - 20 kW. Absorptionskälteanlagen größerer Leistungen (50 - 200 kW) sind am Markt ebenfalls verfügbar. Anlagen kleinerer Leistungen sind aufgrund der hohen spezifischen Kosten bislang wenig am Markt etabliert. Solar angetriebene Absorptionskältemaschinen wurden bislang meist nur im Rahmen von Pilot- und Demonstrationsprojekten realisiert. Es besteht weiterhin ein großer Bedarf zur Optimierung dieser Anlagen, um die Kosten zu senken und die Verfügbarkeit an Kälteleistung sicherzustellen. Weiterhin muss die Rückkühlung der Kältemaschine Beachtung finden. Übliche Konzepte wie z.B. ein Nasskühlturm haben große Nachteile und sind für den Einsatz in kleinen Wohnhäusern nicht geeignet. Mit Trockenkühlern wiederum kann nicht unter Umgebungstemperatur gekühlt werden. Deshalb sind für den Betrieb von solar angetriebenen Kältemaschinen kleiner Leistungen neue Regelstrategien und Speicherkonzepte zu entwickeln und zu erproben. Ein weiteres Ziel ist die Senkung der Anlagenkosten durch den Einsatz von günstigen Serienprodukten wie z.B. Plattenwärmeübertrager.

Besonders häufig wird die Absorption mit flüssigen Sorbentien, die einen kontinuierlichen Betrieb ermöglichen, angewandt. Die üblichen Stoffpaare sind dabei entweder

Wasser/Lithiumbromid oder Ammoniak/Wasser. In den letzten Jahren gab es eine große Anzahl an Entwicklungen von Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung mit diesen Stoffpaaren. Sowohl das ZAE Bayern bzw. die TU Berlin und das ILK Dresden haben Anlagen entwickelt, die mit Wasser/Lithiumbromid arbeiten. An der HfT Stuttgart wurde an einer Diffusions-Absorptions-Kälteanlage mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser und dem Hilfsgas Helium geforscht.

Am ITW wurde eine Ammoniak-Wasser-Absorptionskältemaschine mit einer Kälteleistung von 10 kW entwickelt. Dabei hat man sich insbesondere auf die Entwicklung eines Platten-austreibers konzentriert. Die Förderung erfolgte durch das BMWi (FKZ: 0327898A). In einem vorangegangenen Projekt wurde mit einer Absorptionskältemaschine ein Teil der Büroräume des Instituts solar gekühlt (FKZ: 0327397A).

I.3.2. Der Diffusions-Absorptionskälteprozess

Bekannt ist das Prinzip des Diffusions-Absorptionsprozesses aus dem Bereich von Kühlschränken im Camping- und Hotelbereich (aufgrund des geräuschlosen Betriebs). Die Antriebswärme wird z.B. mit einem elektrischen Heizstab oder einem Brenner zur Verfügung gestellt. Die Diffusions-Absorptionskältemaschinen (DAKM) arbeiten zuverlässig bei konstanter Heizleistung und -temperatur. Diese Anlagen werden nur bei Volllast betrieben. Die Kälteleistung eines solchen Kühlschranks beträgt bis zu 200 W.

Literaturübersicht

Der Diffusions-Absorptionskälteprozess wurde erstmalig 1925 von v. Platen und Munters in einem Kühlschrank realisiert. Der Prozess wurde zum Beispiel von Altenkirch [1] und Stierlin [2] für die Kühlschrankanwendung vielfältig untersucht und optimiert. In einem Forschungsprojekt an der HfT Stuttgart [3] wurde der Prozess für die solare Kühlung angewendet. Dabei wurde die Kälteleistung im Vergleich zum Kühlschrank deutlich gesteigert. Bei der Konstruktion musste auf eine Behälterbauweise übergegangen werden. Dadurch konnte eine Kälteleistung von 2,5 kW erreicht werden. In der entwickelten Kältemaschine sind alle wärmeübertragenden Bauteile an externe Heiz- und Kühlkreisläufe mit Wasser als Wärmeübertragerfluid angeschlossen.

Die Stoffübertragung im Hilfsgaskreislauf, speziell im Absorber, stellt den Engpass des Diffusions-Absorptionsprozesses dar. Deshalb wurden Untersuchungen zur Stoffübertragung in glatten Absorberrohren durchgeführt [4].

Zum Diffusions-Absorptionsprozess gibt es mehrere Simulationen, welche auf Gleichgewichtsbedingungen beruhen [5], [6], [7]. Eine weitere Simulation beschäftigt sich vor allem

mit dem Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe mit Ammoniak und Wasser [8]. Speziell mit der Modellierung der Verdunstungsvorgänge mit drei Komponenten (Ammoniak, Wasserstoff, Wasser) beschäftigte sich Kouremenos et al. [9].

Prozessbeschreibung

Abbildung I-1 zeigt den Prozess einer Diffusions-Absorptionskältemaschine am Beispiel eines Kühlschranks. Die Darstellung verdeutlicht die Zustände und die Zirkulation der Arbeitsmittel. Anhand der nummerierten Punkte an den Komponenten lässt sich im Folgenden die Funktion der Bauteile und der Umlauf von Lösung, Kältemittel und Hilfsgas beschreiben. Im Unterschied zu einer Absorptionskältemaschine (AKM) wird neben dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak und Wasser ein Inertgas, in diesem Fall Wasserstoff, eingesetzt. Dies ermöglicht das Verdunsten des Kältemittels Ammoniak durch die Reduktion des Partialdrucks bei gleichbleibendem Gesamtdruck.

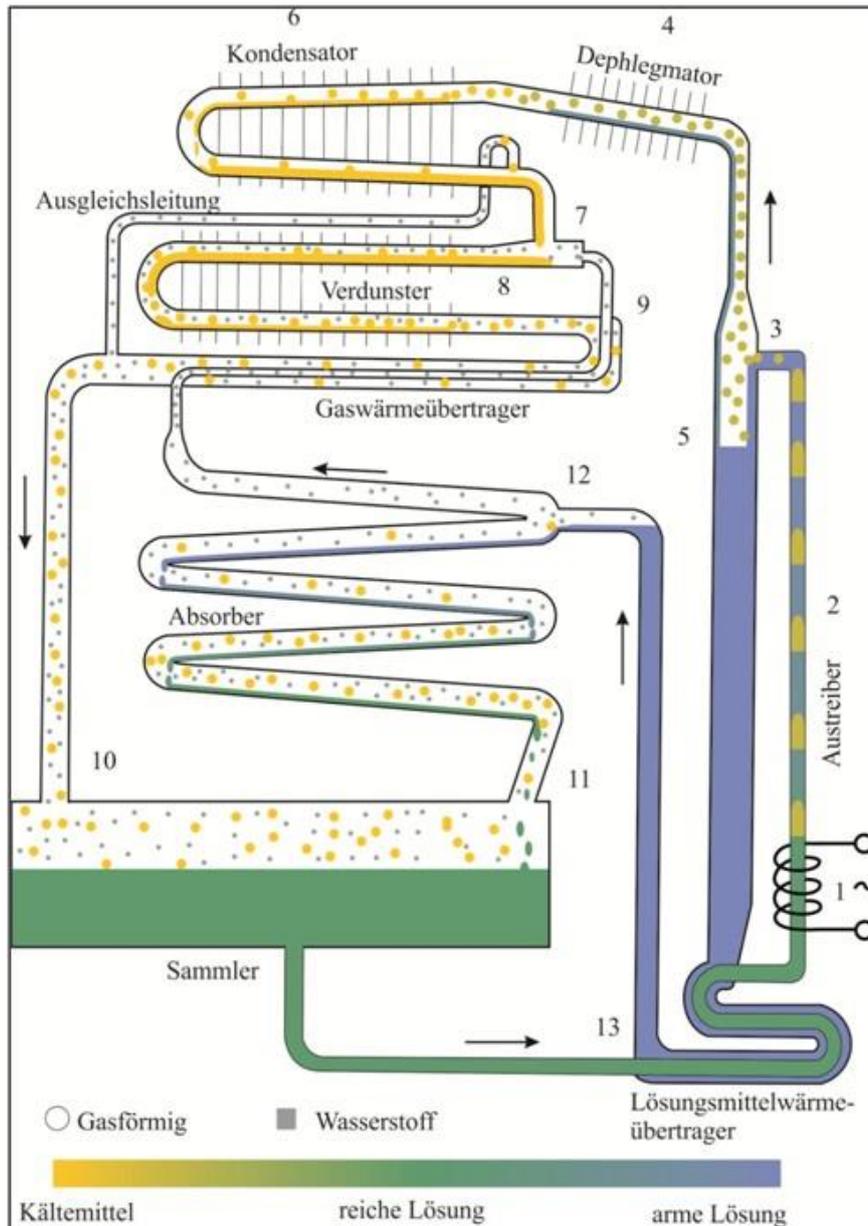


Abbildung I-1: Prozessschaubild einer Diffusions-Absorptionskältemaschine

Den Antrieb der Anlage bildet der Austreiber, der neben dem Auftrennen des Kältemittels und des Lösungsmittel auch gleichzeitig für den Lösungsmittelumlauf nach dem Prinzip einer Thermosiphonpumpe (Blasenpumpe) sorgt. Das Steigrohr des Austreibers wird elektrisch mithilfe eines Heizbandes oder einer Heizpatrone beheizt (1). Bei ausreichender Erwärmung der Lösung bilden sich Ammoniakblasen, welche aufsteigen und das flüssige Lösungsmittel mit sich fördern (2 → 3). Am oberen Punkt des Austreibers erfolgt die Trennung von Kälte- und Lösungsmittel. Der ammoniakreiche Kältemitteldampf, der einen geringen Wasseranteil besitzt, steigt weiter nach oben in den Dephlegmator (3 → 4) wohingegen die ammoniakarme Lösung nach unten in den Lösungsmittelwärmeübertrager abfließt (3 → 5). Im Folgenden wird aufgrund des Ammoniakanteils die Lösung am Eintritt des Austreibers als

„reiche Lösung“ und am Austritt des Austreibers bzw. Eintritt des Absorbers als „arme Lösung“ bezeichnet.

Der ausgetriebene Kältemitteldampf steigt vom Austreiber in den Dephlegmator (3 → 4). Hier wird der Wasseranteil im Dampf verringert, indem Wärme abgeführt und somit eine stark wasserhaltige Lösung auskondensiert wird. Dadurch erhöht sich der Ammoniakanteil im Kältemitteldampf. Die abgeschiedene Lösung fließt zurück zur armen Lösung (4 → 5). Der verbliebene Kältemitteldampf strömt nun zur höchsten Stelle der Anlage, dem Austritt des Dephlegmators bzw. Eintritt des Kondensators (4 → 6). Im Kondensator verflüssigt sich das Kältemittel durch Wärmeabgabe an die Umgebung. Im Idealfall liegt hier reines Ammoniak vor, wodurch der Kondensationsdruck und somit der Gesamtdruck der Anlage, berechnet werden können. Das flüssige Kältemittel fließt nun aus dem Kondensator hinaus und tritt zusammen mit dem Hilfgas in den Verdunster ein (7). Durch das Hilfgas hat das Kältemittel im Verdunster einen niedrigeren Partialdruck als im Kondensator, wodurch auch die Verdunstungstemperatur niedriger ist. Das Ammoniak verdunstet nun in die Gasatmosphäre hinein (siehe Abbildung I-2). Bei diesem Vorgang wird der Umgebung Wärme entzogen und somit die Kälteleistung erzeugt (8). Das mit Ammoniak angereicherte Gas wird im Folgenden „reiches Gas“ genannt.

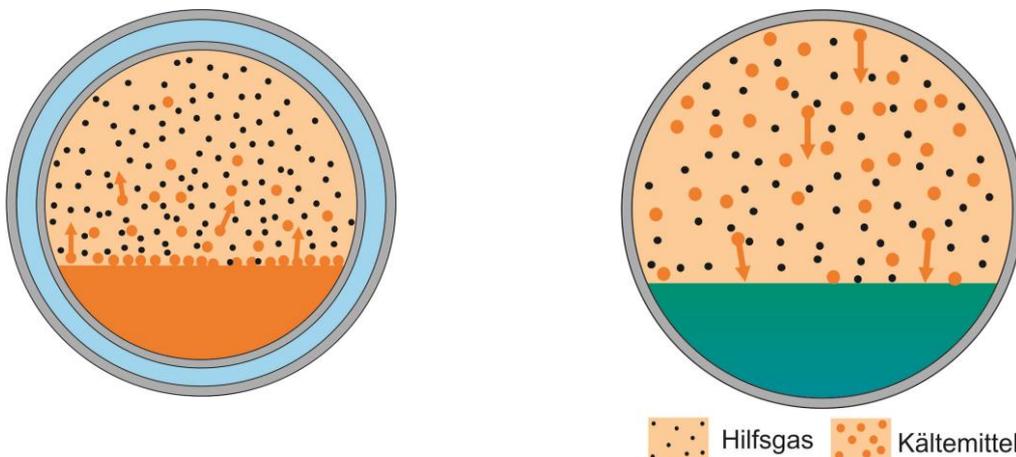


Abbildung I-2: Verdunstung von Kältemittel in das Hilfgas

Abbildung I-3: Absorption von Kältemittel aus dem Hilfgas

Das Gasmisch, bestehend aus Helium und Ammoniak, hat eine höhere relative Dichte als reines Helium. Dementsprechend sinkt das Gemisch aus dem Verdunster durch den Gaswärmeübertrager und ein Fallrohr nach unten, durchströmt den oberen Teil des Sammlers und tritt von unten in den Absorber ein (8 → 9 → 10 → 11). Im Absorber wird das Ammoniak dem Hilfgas wieder entzogen (siehe Abbildung I-3). Dadurch steigt das Hilfgas als „armes Gas“ durch die geringe relative Dichte wieder in den Verdunster auf.

Zwischen Absorber und Verdunster befindet sich der Gaswärmeübertrager. Hier wird das warme arme Gas, das vom Absorber aufsteigt, durch das kalte reiche Gas aus dem Verdunster abgekühlt (12 → 9). Damit wird erreicht, dass das arme Gas weniger Wärme in den Verdunster einbringt, was die Kälteleistung der Anlage verringern würde.

Die Lösung zirkuliert durch den Austreiber, den Lösungsmittelwärmeübertrager und den Absorber. Nach der Trennung vom Kältemittel strömt die arme Lösung vom Austreiber durch ein Fallrohr in den Lösungsmittelwärmeübertrager. Danach wird sie über eine Steigleitung zum oberen Eintritt des Absorbers geleitet. Von dort fließt die Lösung durch den Absorber nach unten und trifft auf das reiche Gas (12 → 11). Das Ammoniak wird von der armen Lösung absorbiert, wodurch einerseits die Lösung wieder mit Ammoniak angereichert und andererseits das Hilfgas entladen wird. Durch die Absorption wird Wärme frei, die über die Oberfläche des Absorbers abgeführt werden muss. Die reiche Lösung tritt unten am Absorber aus und strömt durch den Lösungsmittelwärmeübertrager zum Austreiber (11 → 13 → 1).

Im Lösungsmittelwärmeübertrager wird im Gegenstrom die reiche Lösung vorgewärmt und die arme Lösung abgekühlt. Dieser innere Wärmeübertrager dient zur Effizienzsteigerung des Prozesses. Je mehr Wärme von der armen auf die reiche Lösung übertragen wird, desto effizienter läuft der Prozess im Austreiber ab, weil dadurch weniger Heizenergie benötigt wird. Außerdem muss die nicht zurückgewonnene Wärme der armen Lösung zusätzlich im Absorber an die Umgebung abgeführt werden.

I.4. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Die Schüco International KG und anschließend die SolMetall GmbH haben das Forschungsprojekt mit Sachmitteln und Ingenieurdienstleistungen unterstützt.

Eine Zusammenarbeit auf wissenschaftlichem Gebiet war zunächst nicht geplant, da das Forschungsthema absolutes Neuland darstellt und somit kaum auf Erfahrungen anderer zurückgegriffen werden konnte. Die für die erfolgreiche Durchführung des Projekts erforderliche Erfahrung war am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik bereits vorhanden.

Während des Projekts kam es zu einem fachlichen Austausch sowohl mit der Hochschule für Technik Stuttgart als auch mit dem Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme. Des Weiteren wurden die Projektfortschritte in mehreren Vorträgen, beispielsweise auf den Jahrestagungen des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins e.V. – DKV, vorgestellt und mit dem Fachpublikum diskutiert.

II Projektergebnisse

II.1. Darstellung der erzielten Ergebnisse

In den folgenden Kapiteln sind die im Projekt erzielten Ergebnisse thematisch geordnet dargestellt.

II.1.1. Vorauslegung der Anlage

Um einen ersten Überblick über die Diffusions-Absorptionskältemaschine zu erhalten, wurde die gesamte Anlage in einer EES-Simulation abgebildet. EES (Engineering Equation Solver) ist ein gleichungslösendes Programm. Durch integrierte Stoffdatenbibliotheken eignet sich EES besonders zur Abbildung von thermodynamischen Prozessen. Das in EES erstellte Anlagenmodell kann zu einem späteren Zeitpunkt (bei Marktverfügbarkeit) in einen TRNSYS-Type überführt werden.

In der Simulation kamen Stoffwertbibliotheken für Ammoniak/Wasser und Ammoniak/Helium der Hochschule Zittau [10] zum Einsatz, da diese Bibliotheken ein umfangreicheres Angebot an Stoffwerten zur Verfügung stellen. Das Simulationsmodell bildet einen einfachen Diffusions-Absorptionskälteprozess ab, indem für jedes Bauteil Enthalpie- und Massenbilanzen aufgestellt wurden. Hierfür wurde von Gleichgewichtszuständen am Austritt jedes Bauteils ausgegangen. Mit der Gesamtsimulation wurden die Wärmeströme der einzelnen Bauteile abgeschätzt. Außerdem wurde mit dem Modell der Einfluss der einzelnen Bauteile auf den Wirkungsgrad der Anlage überprüft. In der ersten Variante ist der Solarkollektor im Gesamtsystem berücksichtigt. Der Zusammenhang zwischen Globalstrahlung und der Austreiberleistung der Diffusions-Absorptionskältemaschine berechnet sich dabei über folgende Formel:

$$\dot{Q}_{Austr.} = \eta_{Koll} \cdot A_{Koll} \cdot I_{glob} \quad II-1$$

Der Kollektorwirkungsgrad des doppelverglasten Flachkollektors ist abhängig von der Umgebungs- und der Kollektor-/Austreiber temperatur. Als Wirkungsgradkennlinie wurden die Daten des Originalkollektors von Schüco hinterlegt. Durch parallel stattfindende Förderversuche wurde die benötigte Mindestheizleistung der Thermosiphonpumpe ermittelt. Mit diesen Informationen und dem Simulationsmodell wurde abgeschätzt, bei welchen Strahlungs- und Temperaturbedingungen ein Betrieb der Anlage möglich ist. Ausführliche Informationen zu dem Simulationsmodell finden sich in [11].

In der zweiten Variante sind der Solarkollektor und die Thermosiphonpumpe nicht im Gesamtsystem berücksichtigt. Daher muss neben den Betriebstemperaturen der Massenstrom der armen Lösung sowie der Dampfmassenstrom als Eingangsparameter eingegeben werden. Die Ammoniakkonzentrationen berechnen sich aus den Gleichgewichtszuständen bei den entsprechenden Betriebstemperaturen.

Einen Überblick über die Ein- und Ausgabeparameter des Simulationsmodells zeigt Abbildung II-1.

Eingabeparameter	Ausgabeparameter
Massenstrom Dampf	COP
Massenstrom arme Lösung	Massenstrom Kältemittel
Temperatur Austreiber	Massenstrom reiche Lösung
Temperatur Dephlegmator	Konzentration reiche Lösung
Temperatur Kondensator	Konzentration arme Lösung
Temperatur Verdunster	Leistung Dephlegmator
Temperatur Absorber	Leistung Kondensator
Wirkungsgrad LMWÜ	Leistung Verdunster
	Leistung Absorber
	Eintrittstemperatur Kollektor
	Anlagendruck

Abbildung II-1: Ein- und Ausgabeparameter der Gesamtsimulation basierend auf Gleichgewichtszuständen

Mit diesem Modell wurde der Einfluss der einzelnen Bauteile auf die Kälteleistung bzw. Leistungszahl der Diffusions-Absorptionskältemaschine untersucht. Außerdem wurden die Wärmeströme, die in den einzelnen Bauteilen übertragen werden, überschlägig berechnet.

Auf Grundlage der berechneten Wärmeströme erfolgte die wärmetechnische Auslegung der einzelnen Bauteile. Der Verdunster und der Gaswärmeübertrager wurden als Doppelrohrwärmeübertrager ausgeführt. Unter Zuhilfenahme gängiger Nusselt-Korrelationen wurden folgende Parameter festgesetzt:

- Rohrlänge (L_{Rohr})
- Rohrinne Durchmesser Kernrohr ($D_{i,\text{Kern}}$)
- Wandstärke Kernrohr ($s_{\text{Wand,Kern}}$)
- Rohrinne Durchmesser Mantelrohr ($D_{i,\text{Mantel}}$)
- Wandstärke Mantelrohr ($s_{\text{Wand,Mantel}}$)

Die Geometrie des endgültigen Verdunsters und Gaswärmeübertragers ist in Kapitel II.1.3.2 dargestellt.

Kondensator, Dephlegmator und Absorber sind als Rippenrohr ausgeführt. Auf der Außenseite wurde sowohl die Wärmeübertragung durch freie als auch durch erzwungene Konvektion untersucht. Die Berechnungen sowie erste Testmessungen haben ergeben, dass auf der Außenseite der Rippenrohre erzwungene Konvektion nötig ist. Ansonsten ist die benötigte Rohrlänge zu groß. Da in einer Diffusions-Absorptionskältemaschine alle Rohre mit Gefälle angeordnet werden müssen, besteht ein Zusammenhang zwischen der Rohrlänge und der Bauteilhöhe. Die Bauteilhöhe der Diffusions-Absorptionskälteanlage ist wiederum unter anderem durch die maximale Förderhöhe der Thermosiphonpumpe begrenzt. Bei der Auslegung der Rippenrohre wurden folgende Parameter festgesetzt:

- Rohrinne Durchmesser (D_i)
- Wandstärke (s_{Wand})
- Rippenhöhe (h_{Rippe})
- Rippenstärke (s_{Rippe})
- Rippenanzahl pro Meter (n_{Rippe})
- Rippenmaterial
- Rohrlänge (L_{Rohr})

Die Daten des gewählten Rippenrohrs befinden sich im Anhang. Die endgültige Anlagenkonfiguration, ist in Kapitel II.1.5.1 dargestellt. Das Rippenrohr des Dephlegmators ist ein Meter und das Rippenrohr des Kondensators ist vier Meter lang. Das Absorberrohr ist acht Meter lang wovon drei Meter berippt und fünf Meter unberippt sind.

Der Lösungsmittelwärmeübertrager wurde als Plattenwärmeübertrager von Alfa Laval ausgeführt. Die Auslegung erfolgte mittels einer Software von Alfa Laval. Bei der Auslegung des Plattenwärmeübertragers wurden folgende Parameter festgesetzt:

- Plattenanzahl (n_{Platte})
- Gängigkeit
- Baureihe

Der beste der getesteten Wärmeübertrager war schlussendlich ein viergängiger Wärmeübertrager der Serie AlfaNova14 mit 32 Platten.

II.1.2. Aufbau des Prüfstands und der Laboranlage

Ausgehend vom bekannten Diffusions-Absorptionskälteprozess der „Absorberkühlschänke“ wird die im Rahmen dieses Projekts entwickelte Laboranlage sowie deren Besonderheiten

vorgelegt. Dabei wird sowohl auf den Prüfstand als auch auf die eingesetzte Messtechnik eingegangen.

II.1.2.1. Prozessschema und anlagentechnische Umsetzung

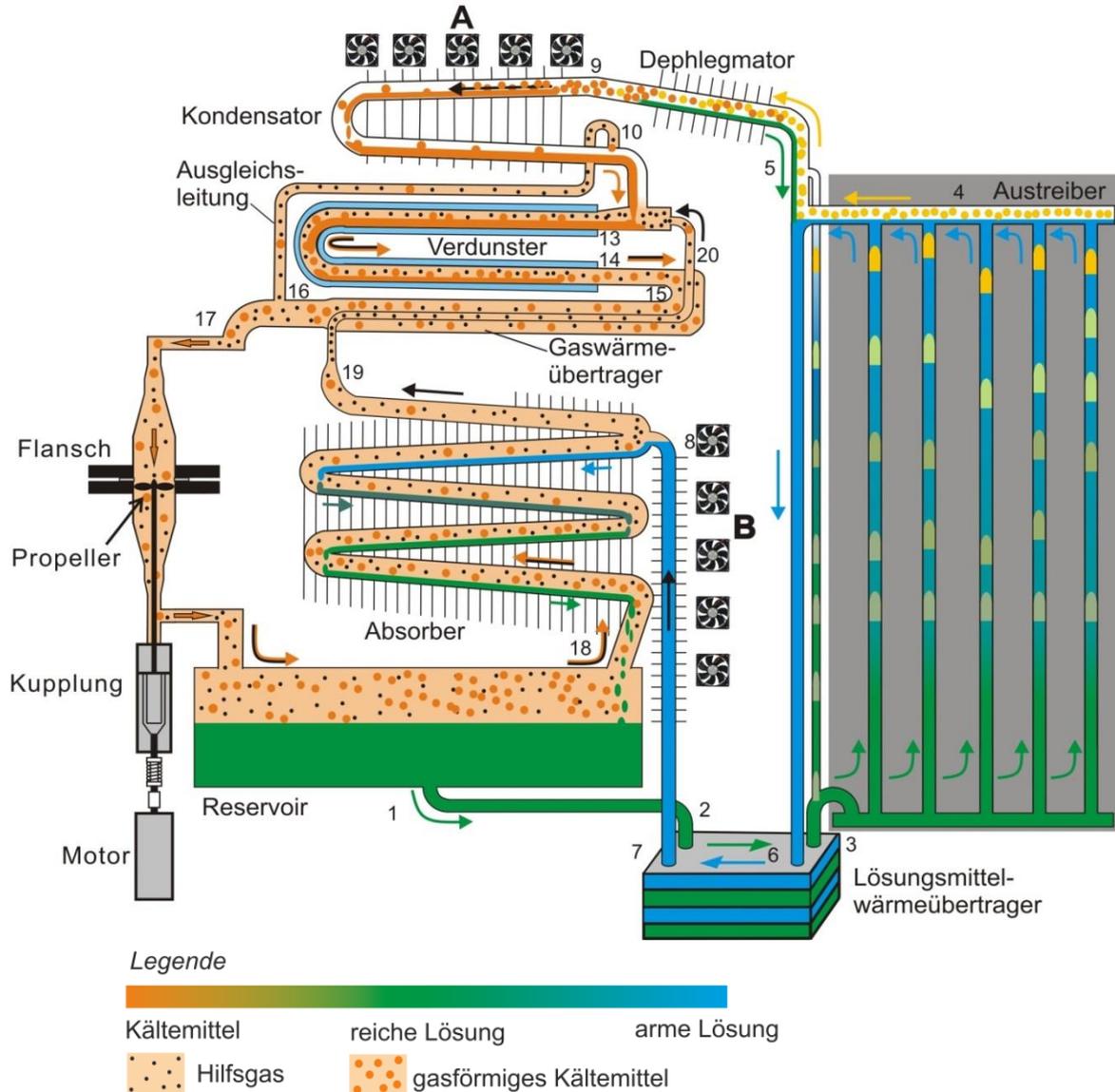


Abbildung II-2: Prozessschema der am ITW entwickelten Diffusions-Absorptionskältemaschine

In Abbildung II-2 ist das Prozessschema der am ITW entwickelten Diffusions-Absorptionskältemaschine dargestellt. Der wesentliche Unterschied zum in Abbildung I-1 dargestellten Prozessschema des „Absorberkühlschranks“ ist der in einen Solarkollektor integrierte Austreiber. Dadurch kann die Beheizung direkt durch die Solarstrahlung erfolgen. Um eine höhere Flexibilität bei den Messungen zu ermöglichen, wird der Austreiber der Laboranlage über elektrische Heizbänder beheizt. Der Einsatz eines Kollektors hat eine flächige Beheizung des Austreibers zur Folge. Im Vergleich zu einer Beheizung im unteren Drittel des Thermosiphonrohrs bei einem Kühlschrank resultiert daraus eine schlechtere

Förderleistung. Am Abscheider des Austreibers (4) kommt es zu einer Auftrennung in Ammoniakdampf und arme Lösung.

Der Abscheider ist als Rohr ausgeführt. An dessen Enden befinden sich Schaugläser, wodurch eine optische Überprüfung des Förderverhaltens möglich ist. Durch den Einblick in den Abscheider kann überprüft werden, ob alle Förderrohre einerseits an der Förderung der armen Lösung beteiligt sind und andererseits das gleiche Förderverhalten aufweisen. Abbildung II-3 zeigt einen Blick in den Abscheider auf dem die Förderung der armen Lösung in den Abscheider zu erkennen ist.

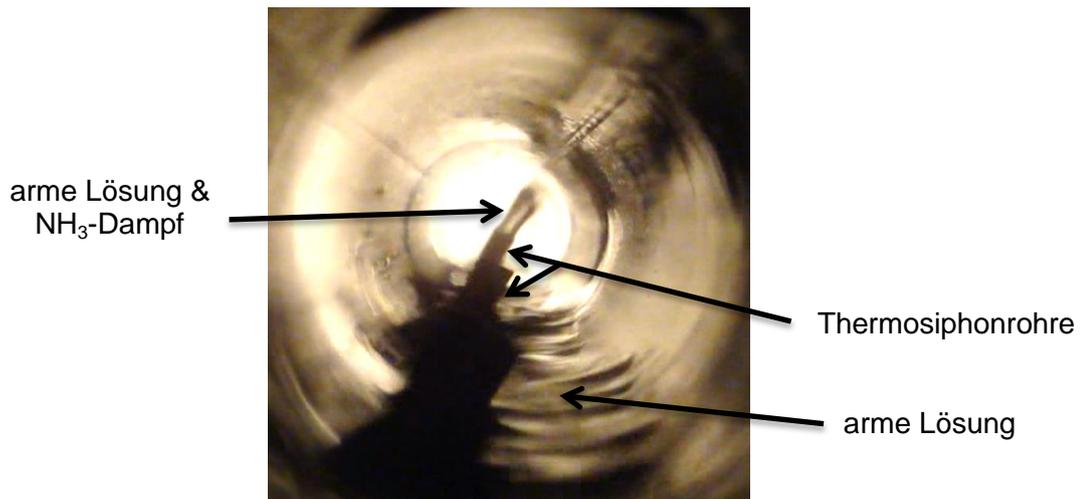


Abbildung II-3: Fotoaufnahme des Abscheiders/Sammlers

Die am ITW entwickelte Anlage besitzt neben dem Solarkollektor als Austreiber zwei weitere prozesstechnische Unterschiede im Vergleich zu herkömmlichen Diffusions-Absorptionskältemaschinen. Zur Prozessstabilisierung dient ein Bypass, der vom Austritt der reichen Lösung aus dem Lösungsmittelwärmeübertrager zum Abscheider des Austreibers führt. Eine detaillierte Betrachtung hierzu wird in Kapitel II.1.3.1 durchgeführt. Des Weiteren dient der als Rippenrohr ausgeführte Absorbervorkühler (vgl. Abbildung II-2: 2 → 8) zur Effizienzsteigerung der Anlage (siehe Kapitel II.1.4.2).

Die Diffusions-Absorptionskältemaschine wurde komplett aus Edelstahlbauteilen gefertigt. Um eine hohe Flexibilität hinsichtlich der Weiterentwicklung der Anlage zu erreichen, wurden alle Komponenten modular durch Swagelok-Schraubverbindungen miteinander verbunden. Dadurch können einzelne Bauteile schnell ausgetauscht und getestet werden. Die Entwicklung der Anlage umfasste letztlich elf Generationen im Labor und drei Generationen im Freiluftprüfstand. Der gesamte Aufbau der Versuchsanlage ist in Abbildung II-4 dargestellt. Der Austreiber ist gegenüber der Horizontalen um 60° geneigt. Er besteht aus fünf, im Laufe des Projekts aus sechs, parallel angeordneten Steigrohren mit einer Länge von jeweils 1,9 m. Diese werden im Laborbetrieb von außen mit Heizbändern beheizt. Die

Brutto-Heizleistung pro Strang kann zwischen 0 und 500 W variiert werden. Somit ist eine maximale Gesamtheizleistung von 2500 W realisierbar. Die Heizbänder sind zur Umgebung hin wärmegeklämt. Durch Messungen der Oberflächentemperatur wurden die Wärmeverluste der Heizbänder zur Umgebung berechnet. Diese liegen bei circa 10 % der eingestellten Brutto-Heizleistung.

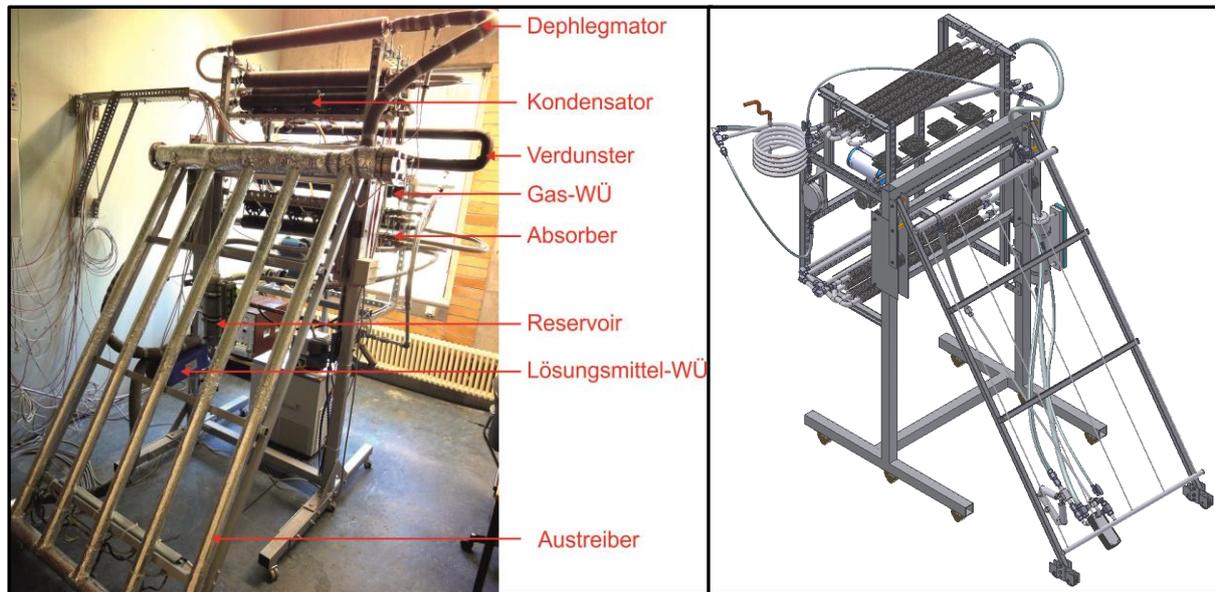


Abbildung II-4: Fotoaufnahme des Laborprüfstands und entsprechendes 3D Modell

Der Dephlegmator, der Kondensator und der Absorber bestehen aus luftgekühlten Rippenrohren. Als Lösungsmittelwärmeübertrager wird ein Plattenwärmeübertrager eingesetzt. Der Gaswärmeübertrager und der Verdunster sind Doppelrohr-Wärmeübertrager und werden im Gegenstrom durchströmt. Der externe Verdunsterkreislauf wird von Wasser durchströmt und mit einem Laborthermostat beheizt. Die Umgebungstemperatur wurde über die Raumlüftung auf 26 °C – 28 °C eingestellt. Über direkt am Kondensator und am Absorber angebrachte Lüfter kann der Einfluss von freier und erzwungener Konvektion auf die Wärmeabfuhr untersucht werden (vgl. Abbildung II-2). Das Grundgestell der Anlage ist so konstruiert, dass die Anlagenkomponenten höhenverstellbar sind. Zusätzlich sind am Gestell Rollen befestigt, um die Anlage bei Bedarf einfach zu verschieben.

II.1.2.2. Messtechnik

Die Versuchsanlage ist mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. Der Messaufbau ist in Abbildung II-5 dargestellt. Die Temperaturen zur Bilanzierung des Gas- und des Lösungsmittelwärmeübertragers ($T_4 - T_{11}$) werden direkt im Hilfgas und Lösungsmittel mit Pt100-Widerstandsthermometern der Klasse 1/10 B gemessen. Die Temperaturen T_1 und T_2 werden am Ein- und Austritt des externen Verdunsterkreislaufs gemessen. Der

Volumenstrom \dot{V}_3 wird mittels eines magnetisch induktiven Durchflussmessers MID (Aquaflux 090C, Firma Krohne) gemessen.

Somit kann die Kälteleistung berechnet werden:

$$\dot{Q}_{Kälte} = \dot{V}_3 \cdot \rho_3(T_3) \cdot c_p(T_3) \cdot (T_1 - T_2) \quad //2$$

Mit einem Drucksensor (0 - 25 bar) wird der Gesamtdruck der Anlage gemessen. Des Weiteren werden zwei Coriolis-Messgeräte zur kontinuierlichen Messung der Massenströme und der Dichte eingesetzt. Im Strang der armen Lösung (Messstelle 12) wird ein Coriolis-Messgerät (CMF025, Firma Emerson) verwendet. Für die Messung des Kondensats (Messstelle 19) wird ebenfalls ein Coriolis-Messgerät (CMFS010, Firma Emerson) eingesetzt. Durch die kontinuierliche Messung der Dichte ρ kann der Ammoniakmassenanteil ξ_{NH_3} für jeden Messpunkt ermittelt werden:

$$\xi_{NH_3} = f(\rho, T, p) \quad //3$$

Aus dem Druck, der Temperatur und der Dichte wird der Ammoniakanteil für jeden Messpunkt berechnet. Dafür kommt die Stoffwertbibliothek für Ammoniak/Wasser der Hochschule Zittau [10] zum Einsatz.

Über PT-100 Anlege-Widerstandsthermometer ($T_{13} - T_{18}$) werden die Temperaturen im Austreiber, Dephlegmator und Kondensator gemessen. Die Spannung und die Gesamtstromstärke der Heizbänder werden über Messumformer in ein Signal von 4 – 20 mA umgewandelt.

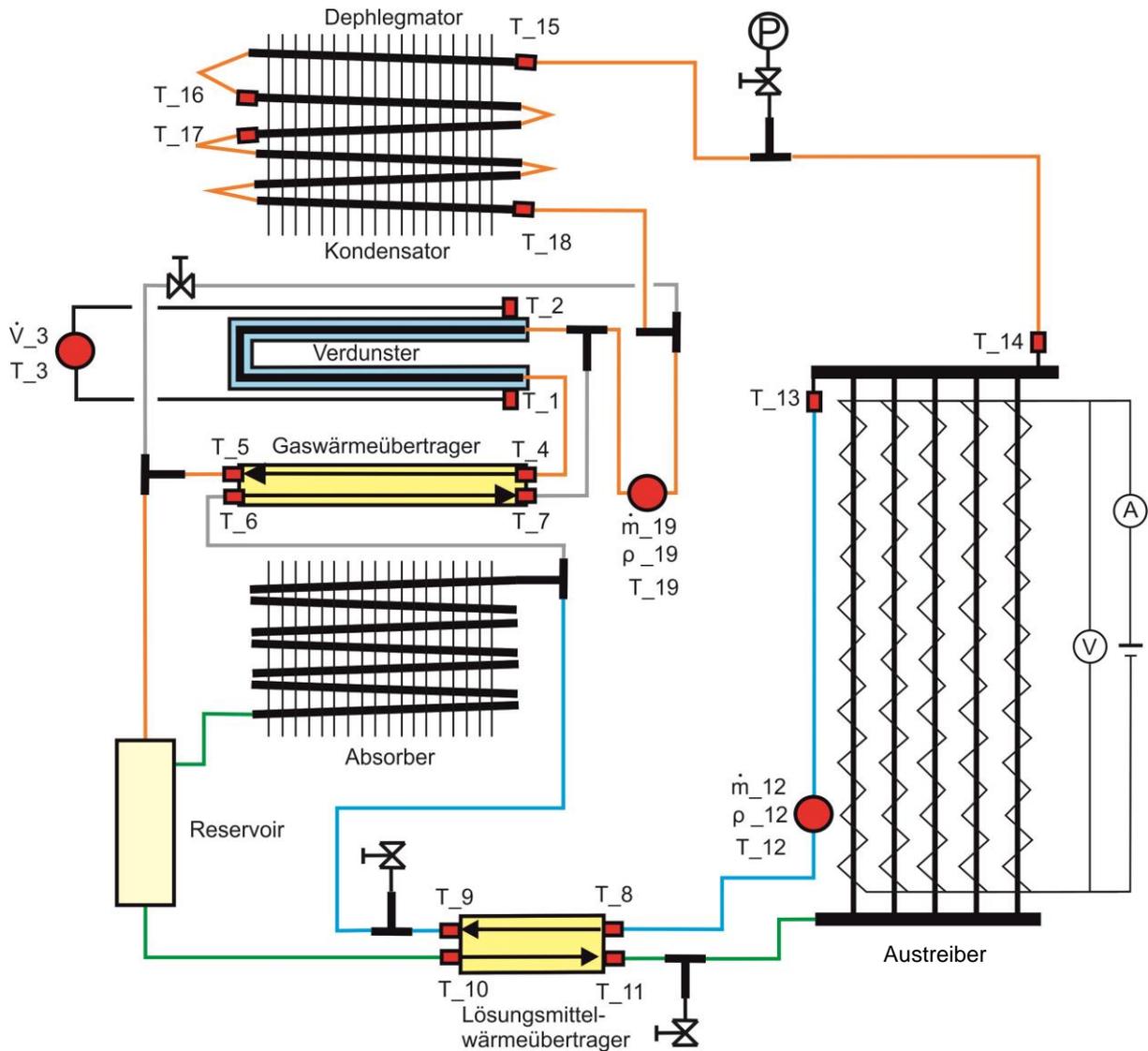


Abbildung II-5: Messaufbau der Diffusions-Absorptionskältemaschine

II.1.3. Entwicklung der Laboranlage

Bei der Entwicklung der Laboranlage lag der Fokus zunächst auf der Prozessstabilisierung. Dies war die Voraussetzung für eine anschließende Untersuchung der einzelnen Wärmeübertrager.

II.1.3.1. Prozessstabilisierung

In diesem Kapitel wird auf das Problem des in Abbildung II-6 dargestellten instabilen Betriebsverhaltens der Diffusions-Absorptionskältemaschine eingegangen. Der geförderte Massenstrom der armen Lösung schwankt zwischen 5 kg/h und 31 kg/h. Grund hierfür ist die ebenfalls stark schwankende Temperatur der armen Lösung am Eintritt in den Lösungsmittelwärmeübertrager. Die ebenfalls dargestellte Siedetemperatur der reichen Lösung berechnet sich aus dem Ammoniakmassenanteil sowie dem Anlagendruck. In einem

Zeitabschnitt mit geringer Förderung, beispielsweise von Minute 70 bis Minute 80, kommt es zu einem Temperaturanstieg im Austreiber und zu einer Vergrößerung der Entgasungsbreite. Das Rohrvolumen zwischen dem Austreiber und dem Eintritt in den Lösungsmittelwärmeübertrager beträgt circa 0,8 l. Bis ein Temperaturanstieg der armen Lösung aufgrund des geringen Fördermassenstroms am Eintritt des Lösungsmittelwärmeübertragers gemessen werden kann, kommt es zu einer zeitlichen Verschiebung. Die Temperatur der armen Lösung steigt bis circa 130 °C an. Da die Siedetemperatur der reichen Lösung bei 90 °C bis 95 °C liegt und der Wirkungsgrad des Lösungsmittelwärmeübertragers sehr hoch ist, wird hier bereits Ammoniak ausgetrieben. Dies führt zu einem starken Anstieg des geförderten Massenstroms. Daraus resultieren eine sinkende Austreibertemperatur und eine geringere Entgasungsbreite. Die kältere arme Lösung führt mit zeitlicher Verzögerung wiederum zu einem Rückgang der geförderten Lösung. Anschließend beginnt der Prozesszyklus wieder von vorn, das Betriebsverhalten der Anlage stabilisiert sich nicht.

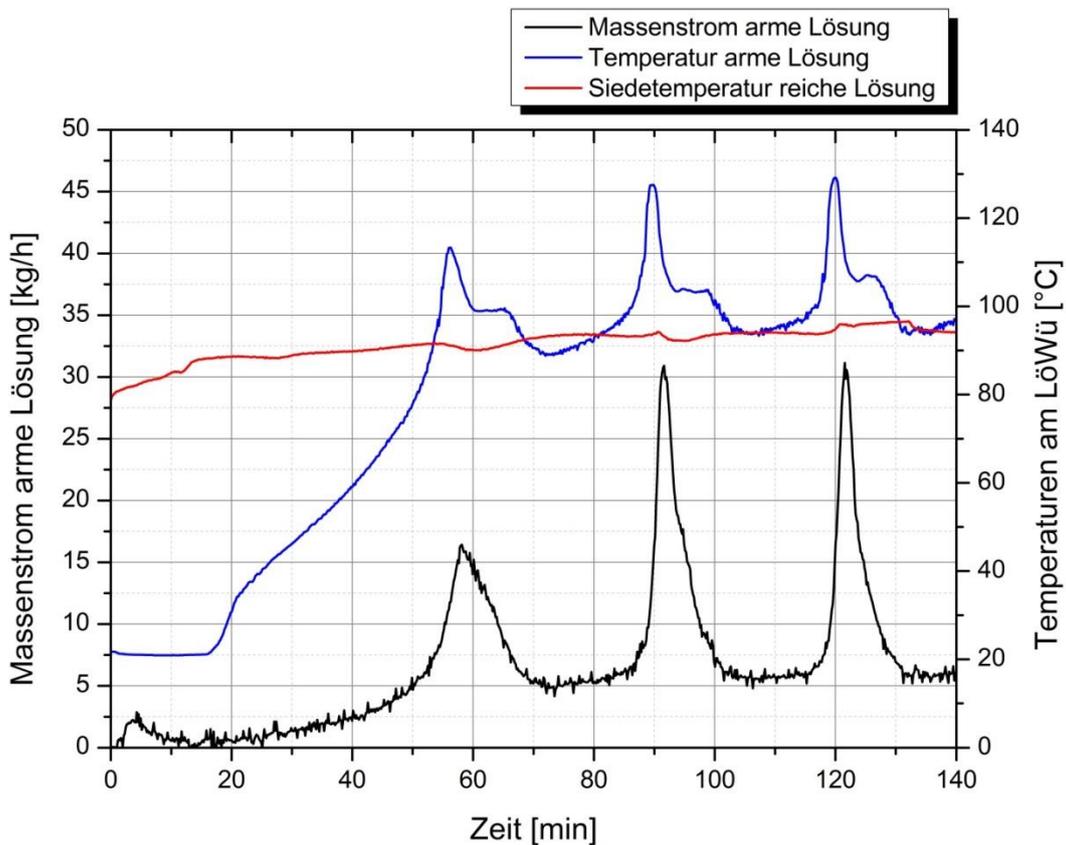


Abbildung II-6: Instabiles Betriebsverhalten der Anlage

Im Folgenden wurde der Prozess mit zwei Maßnahmen stabilisiert:

- Bypass zwischen dem Austritt der reichen Lösung aus dem Lösungsmittelwärmeübertrager und dem Abscheider
- Geringeres Rohrvolumen zwischen Austreiber und Lösungsmittelwärmeübertrager

Bypass

Zur Stabilisierung des Prozesses wurde eine Bypassleitung vom Austritt der reichen Lösung aus dem Lösungsmittelwärmeübertrager zum Abscheider des Austreibers eingebaut. Über diesen Bypass kann im Lösungsmittelwärmeübertrager ausgetriebener Ammoniakdampf am Austreiber vorbeigeführt werden. Dies hat zur Folge, dass der komplette Ammoniakdampf abgeschieden wird und stets gerade siedende Ammoniak-Wasserlösung in den Austreiber gelangt. Durch die konstanten Eintrittsbedingungen in den Austreiber sind das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe und dadurch der geförderte Massenstrom sowie die Entgasungsbreite stabil. In Abbildung II-7 ist der Einfluss des Bypasses auf die Prozessstabilität der Anlage dargestellt. Bis Minute 125 ist der Bypass geschlossen. Der Massenstrom der armen Lösung und die Kälteleistung schwanken stark. Nach Öffnen des Bypasses stabilisieren sich der geförderte Massenstrom bei circa 25 kg/h und die Kälteleistung bei 140 W. Aufgrund dieser konstanten Betriebsbedingungen ist eine Optimierung des Prozesses hin zu höheren Kälteleistungen möglich.

Geringeres Rohrvolumen

Durch eine Verkleinerung des Rohrdurchmessers und eine Verkürzung der Rohrlänge konnte das Rohrvolumen zwischen Austreiber und Lösungsmittelwärmeübertrager um 20 % reduziert werden. Abbildung II-6 zeigt das Prozessverhalten der ursprünglichen Anlage, wohingegen in Abbildung II-7 bis Minute 120 das Verhalten der umgebauten Anlage dargestellt ist. Das Zeitintervall pro Zyklus hat sich durch das veränderte Volumen von circa 32 min auf 28 min verkürzt. Gleichzeitig hat sich die Amplitude der Schwingung reduziert. Da die Schwingung durch die Bypassleitung ohnehin verhindert wird, ist der Hauptvorteil die Verbesserung des Startverhaltens der Diffusions-Absorptionskältemaschine aufgrund des geringeren Rohrvolumens. Eine nennenswerte Kälteleistung liegt vor, sobald die reiche Lösung im Lösungsmittelwärmeübertrager von der armen Lösung vorgewärmt wird. Die Verzögerung zwischen Beginn der Austreiberbeheizung und Start des Kälteprozesses ist somit proportional zum Rohrvolumen zwischen Austreiber und Lösungsmittelwärmeübertrager.

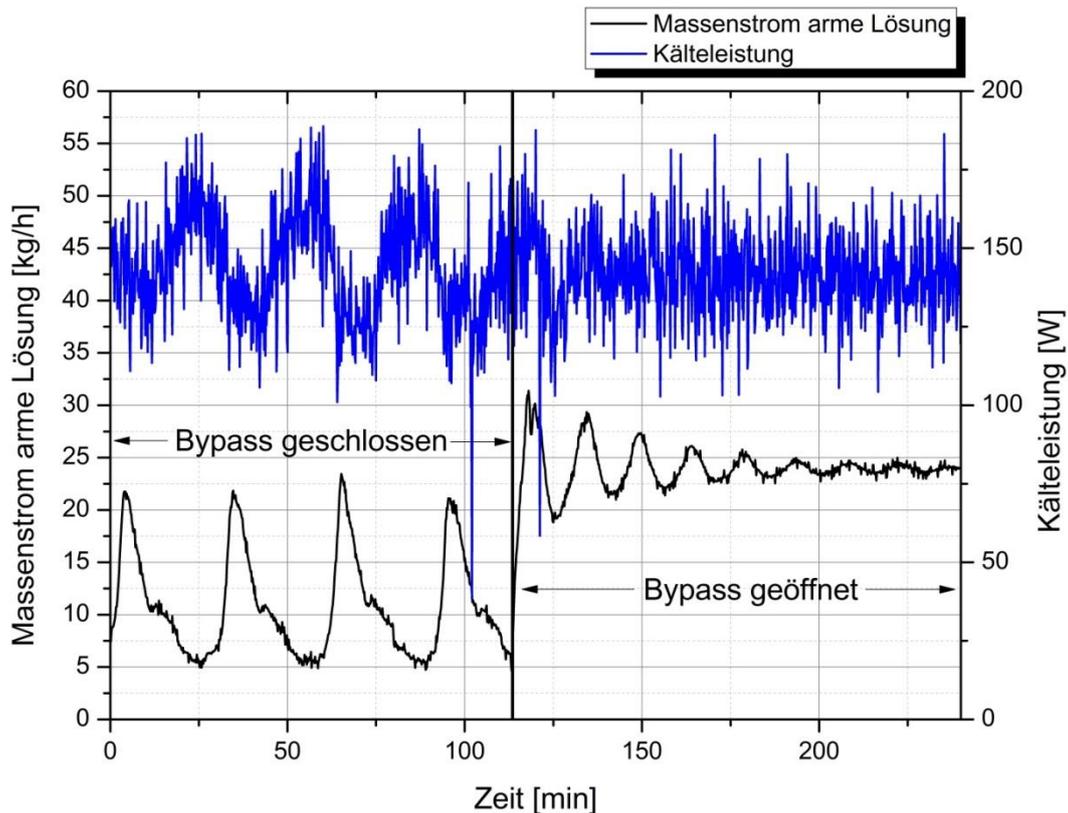


Abbildung II-7: Einfluss der Bypassleitung auf die Prozessstabilität der Anlage

II.1.3.2. Untersuchung der Wärmeübertrager

Lösungsmittelwärmeübertrager

In der Diffusions-Absorptionskältemaschine wurde ein Plattenwärmeübertrager als Lösungsmittelwärmeübertrager eingesetzt. Dies ermöglicht eine kompakte Anlage mit einem hohen Wärmeübertragerwirkungsgrad. Bei der Auslegung des Lösungsmittelwärmeübertragers (siehe Kapitel II.1.1) musste besonders der Druckverlust beachtet werden. Dieser muss durch eine größere Förderhöhe der Thermosiphonpumpe kompensiert werden. Bei den Versuchen wurden AlfaNova Plattenwärmeübertrager von Alfa Laval eingesetzt. Die Wärmeübertrager sind komplett aus Edelstahl gefertigt und somit sehr korrosionsbeständig. Durch das Fertigungsverfahren sind die Wärmeübertrager gleichzeitig sehr kompakt. Bei den Versuchen wurden zunächst die geeignete Baugröße bzw. -form und die Wärmeübertragungsfläche festgelegt. Anschließend wurde die Plattenanzahl und die damit verbundene Wärmeübertragungsfläche konstant gehalten. Die Gängigkeit und dementsprechend die Strömungsgeschwindigkeit in den einzelnen Plattenspalten wurde erhöht. Der beste der getesteten Wärmeübertrager war schlussendlich ein viergängiger Wärmeübertrager der Serie AlfaNova14 mit 32 Platten. Der Wirkungsgrad des Plattenwärmeübertragers lag im Bereich von $0,85 \leq \epsilon_{LWÜ} \leq 0,91$.

Verdunster, Gaswärmeübertrager und Kondensatvorkühler

Betrachtet man die Wärmekapazitätsströme des armen und des reichen Gases im Gaswärmeübertrager zeigt sich, dass sich diese deutlich unterscheiden. Nimmt man beispielsweise einen Massenstrom des armen Gases von $\dot{M}_{aG} = 1 \text{ kg/h}$ bei einem Ammoniakmassenanteil des armen Gases von $\xi_{aG} = 0,6$ und des reichen Gases von $\xi_{rG} = 0,8$ an, folgt ein Massenstrom des reichen Gases von $\dot{M}_{rG} = 2 \text{ kg/h}$. Die Wärmekapazitätsströme ergeben sich damit zu:

$$\dot{W}_{rG} = \dot{M}_{rG} \cdot c_{p,rG} = 1,50 \frac{W}{K} \quad //\text{-}4$$

$$\dot{W}_{aG} = \dot{M}_{aG} \cdot c_{p,aG} = 0,92 \frac{W}{K} \quad //\text{-}5$$

Im reichen Gas befindet sich meist noch Ammoniakkondensat, welches im Gaswärmeübertrager nachverdunsten kann. Dadurch wird der Wärmekapazitätsstrom des reichen Gases weiter erhöht. Dies führt dazu, dass die Temperatur des reichen Gases am Austritt des Gaswärmeübertragers lediglich zwei bis drei Kelvin oberhalb der Verdunstertemperatur liegt. Das Ammoniakkondensat tritt normalerweise mit Umgebungstemperatur in den Verdunster ein. Ein Kondensatvorkühler ermöglicht eine Abkühlung des Kondensats vor dem Eintritt in den Verdunster durch Wärmeabgabe an das reiche Gas, was eine Wirkungsgradsteigerung des Diffusion-Absorptionskälteprozesses zur Folge hat.

Der in der Anlage eingesetzte Kondensatvorkühler ist in Abbildung II-8 und Abbildung II-9 dargestellt. Dessen Bauweise ist, wie auch die des Gaswärmeübertragers und des Verdunsters, ein Doppelrohrwärmeübertrager. Um eine kompakte Anlage zu realisieren und die Wärme- und Druckverluste zu minimieren, bildet eine durchgehende Rohrwendel das Innenrohr der drei Wärmeübertrager (siehe Abbildung II-9). Der Ringspalt ist in drei Abschnitte unterteilt. Dadurch ist eine kompakte Konstruktion von Verdunster, Gaswärmeübertrager und Kondensatvorkühler möglich. Der Wärmeübertrager wurde in den Prozess (siehe Abbildung II-2) an den Punkten (10), (8) und (17) eingefügt. Das Kondensat strömt vom Kondensator kommend im Gegenstrom zum reichen Gas, wobei Wärme an dieses abgegeben wird. Vom Austritt des Kondensatvorkühlers strömt das Kondensat zum Eintritt des Verdunsters (13).

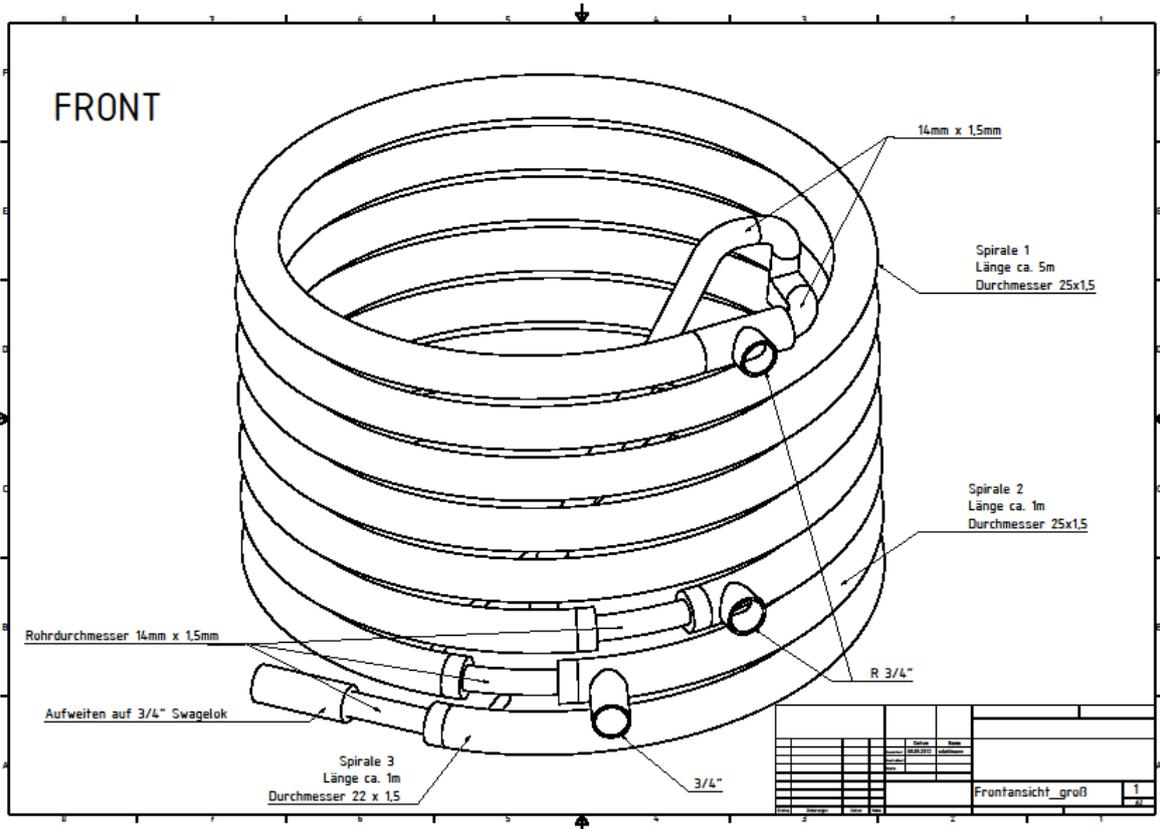


Abbildung II-8: 3D-Zeichnung des Dreifach-Spiralrohrwärmeübertragers

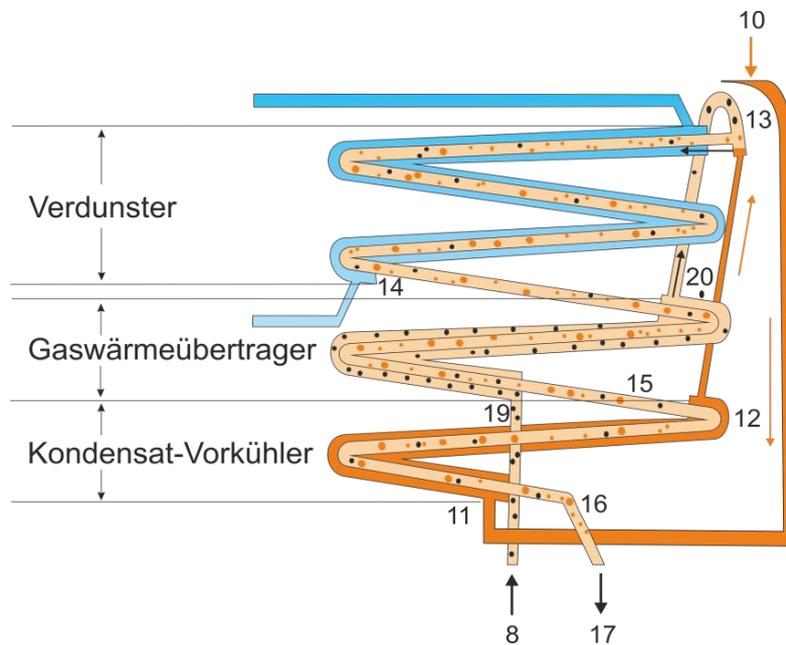


Abbildung II-9: Kombierter Kondensatvorkühler, Gaswärmeübertrager und Verdunster

Bei Versuchen mit einem Plattenwärmeübertrager als Gas-Wärmeübertrager konnte nur eine sehr geringe Kälteleistung erzielt werden. Es ist anzunehmen, dass der Druckverlust zu hoch war. Der hohe Druckverlust hatte ein Absinken des Hilfgasvolumenstroms zur Folge. Dies verschlechterte wiederum die Stoffübertragung im Absorber und Verdunster und letztendlich

die Kälteleistung der Anlage. Eine Lösung könnte ein Plattenwärmeübertrager mit einem größeren Plattenspalt oder einer weicheren Plattenstruktur sein, der trotzdem die entsprechende Druck- und Korrosionsbeständigkeit aufweist. Dieser Ansatz wurde im Rahmen des Projekts nicht weiter verfolgt.

Absorber, Kondensator und Dephlegmator

Wie in Kapitel II.1.1 kamen im Absorber, Kondensator und Dephlegmator Rippenrohre zum Einsatz. Bei den Versuchen wurden zwei verschiedene Arten von Rippenrohren verwendet. Der wesentliche Unterschied lag in der Materialkombination von Rohr und Rippe und der Verarbeitung. Beide Rippenrohre besitzen aufgrund der korrosiven Eigenschaften der Ammoniak/Wasserlösung ein Edelstahlkernrohr. Die Rippenbänder des einen Rohres sind aus Edelstahl und kraftschlüssig verbunden (siehe Abbildung II-10). Das andere Rohr besitzt Aluminiumbänder, die stoffschlüssig verschweißt sind (siehe Abbildung II-11).

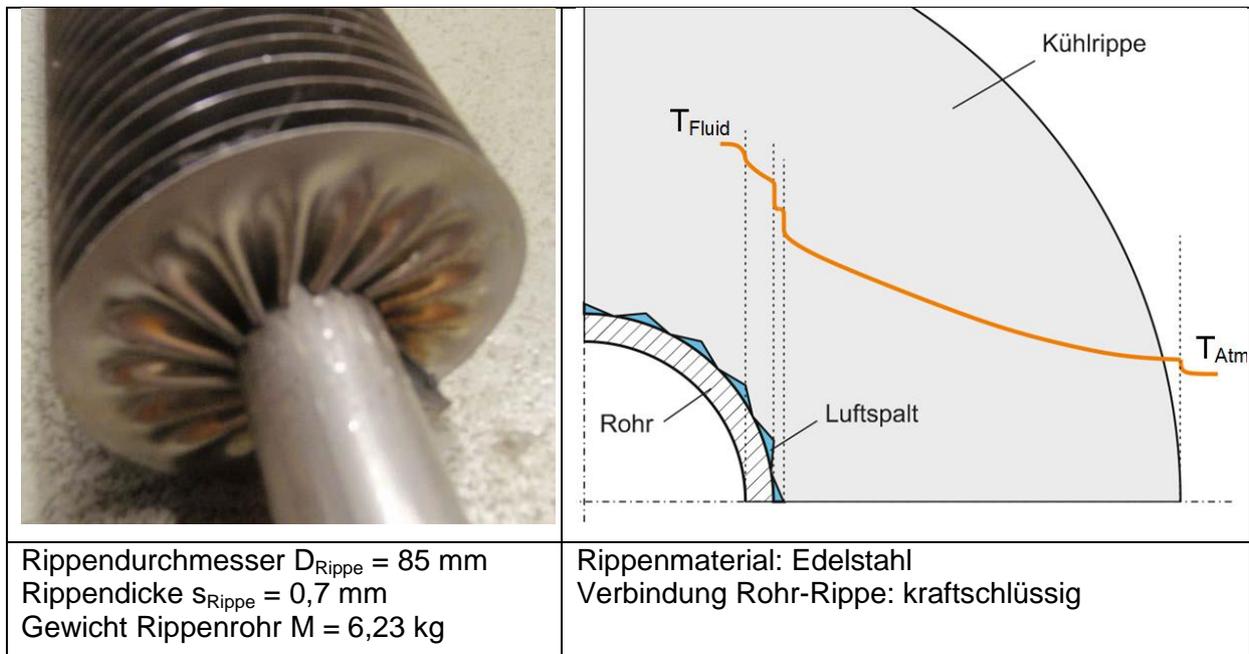


Abbildung II-10: Edelstahlrippenrohr mit qualitativem Temperaturverlauf

Das Kühlrippenband ist aus Edelstahl gefertigt und kraftschlüssig mit dem Edelstahlrohr verbunden. Beim Herstellungsprozess wird das Rippenband unter Spannung auf das Rohr aufgewickelt. Das Rippenband wird dabei an der Innenseite gestaucht und an der Außenseite gestreckt. An den Rohrenden wird das Rippenband mit dem Kernrohr verschweißt. Aufgrund der Verarbeitung befindet sich abschnittsweise ein geringer Luftspalt zwischen Rippe und Rohr. Der Luftspalt verschlechtert die Wärmeleitung in die Rippen. Dadurch sinkt der Rippenwirkungsgrad. Durch die schlechte Wärmeübertragung vom Edelstahlrohr an die Umgebung steigt bei gleichbleibendem Wärmestrom die Temperaturdifferenz zwischen dem Fluid und der Atmosphäre an.

Ein weiteres Problem der Rippenrohre mit Edelstahlrippenbändern war das hohe Gewicht aufgrund der hohen Dichte von Edelstahl. Außerdem beträgt die Wärmeleitfähigkeit von Edelstahl nur $\lambda_{\text{Edelstahl}} \approx 15 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. In der ersten Anlagenkonfiguration wurde trotzdem ein Rippenrohr mit Edelstahlrippenband eingesetzt, da andere Rippenmaterialien nur schlecht mit dem Kernrohr verbunden werden können. Die beschriebenen Probleme haben dazu geführt, dass vor allem bei hohen Umgebungstemperaturen der Wärmestrom am Kondensator und Absorber nur schlecht abgeführt wurde. Die interne Bauteiltemperatur ist angestiegen und die Kälteleistung der Diffusions-Absorptionskältemaschine ist gesunken.

Nach einer umfangreichen Recherche wurde in der folgenden Anlagenkonfiguration das in Abbildung II-11 dargestellte Rippenrohr mit Edelstahlkernrohr und Aluminiumrippenband der Firma Schmöle eingesetzt.

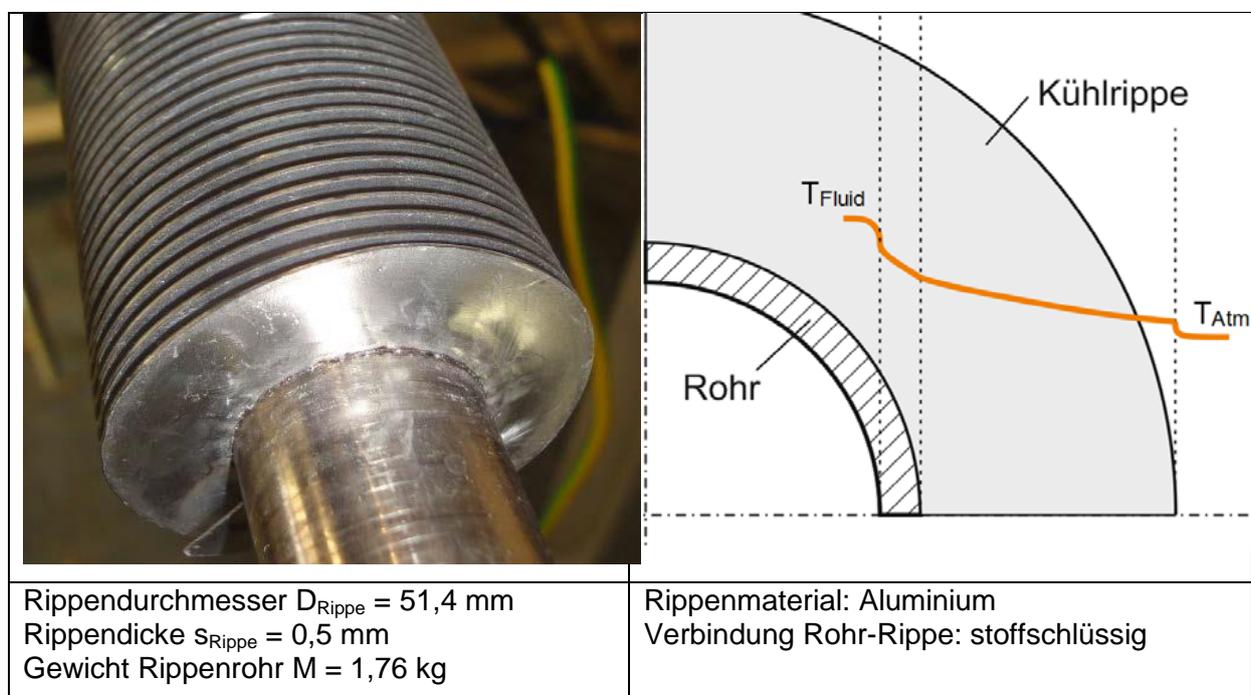


Abbildung II-11: Aluminiumrippenrohr mit qualitativem Temperaturverlauf

Das aus Aluminium gefertigte Kühlrippenband ist mit dem Edelstahlrohr stoffschlüssig verbunden. Bei der Herstellung wird das Rippenband mit Hilfe eines Lasers spaltfrei mit dem Edelstahlrohr verschweißt. Dadurch wird eine gut wärmeleitende Verbindung zwischen Rohr und Rippe erzielt.

Aufgrund der besseren Wärmeleitfähigkeit von Aluminium gegenüber Edelstahl ist die Temperaturdifferenz zwischen Rippenfuß und Rippenspitze deutlich geringer. Der Rippenwirkungsgrad steigt an. Dadurch verbessert sich der Wärmeübergang und die interne Kondensator- und Absorbentemperatur sinkt. Der Einsatz des Rippenrohres mit Aluminium-

rippen hatte letztendlich eine höhere Kälteleistung der Diffusions-Absorptionskältemaschine zur Folge.

Des Weiteren wurde das Gewicht der Gesamtanlage durch den Einsatz von Aluminiumrippenrohren deutlich reduziert. Das Gewicht eines Aluminiumrippenrohrs (1 m) beträgt 1,76 kg im Vergleich zum ursprünglich eingesetzten Edelstrahlrippenrohr mit 6,23 kg.

II.1.4. Untersuchung des Hilfsgaskreislaufs

Der Hilfsgaskreislauf ist sowohl für die Kälteleistung als auch für den Wirkungsgrad des Diffusions-Absorptionskälteprozesses von besonderer Bedeutung. Das Verständnis der Stoffübertragungsvorgänge in Verdunster und Absorber ist wichtig für eine weitere Verbesserung des Prozesses. Aus diesem Grund wurde zum einen eine Simulation des Hilfsgaskreislaufs mit dem numerischen Gleichungslösungsprogramm EES (Engineering Equation Solver) erstellt [12]. Zum anderen wurden erstmals mittels Ultraschall-Clamp-On-Sensoren der Ammoniakmassenanteil und der Volumenstrom innerhalb des Hilfsgaskreislaufs ermittelt.

II.1.4.1. Simulation des Hilfsgaskreislaufs

Die Modellierung beschränkt sich im Absorber und im Verdunster ausschließlich auf die Stoffübertragung, wohingegen beim Gaswärmeübertrager nur der Wärmeübergang berücksichtigt wird (siehe Abbildung II-12). Das Modell der Stoffübertragung wird im Folgenden beispielhaft anhand des Absorbers beschrieben. Das Stoffübertragungsmodell des Verdunstens ist analog zum Absorber aufgebaut.

In beiden Modellen handelt es sich um eine zweiphasige Rohrströmung mit Phasenwechsel. Es gilt die Annahme, dass an der Phasengrenze Gleichgewicht hinsichtlich des Stoffaustausches herrsche [13]. Einen Ansatz zur Modellierung des Stoffübergangs bei solch einer Problemstellung ist „ein sogenanntes Zweifluidmodell, wonach das Gas und die Flüssigkeit als zwei künstlich getrennte Phasen gedacht und separat behandelt werden“ [14].

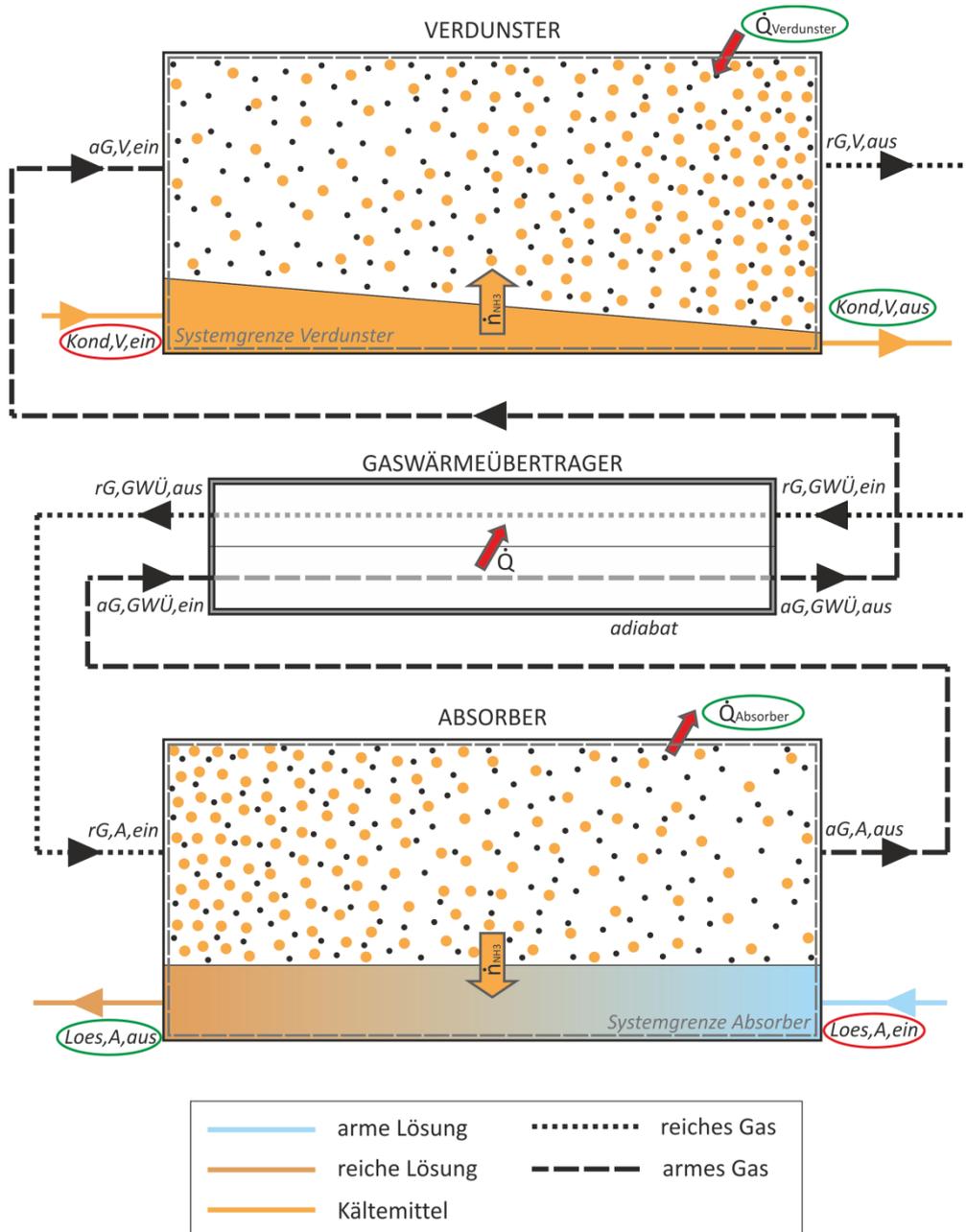


Abbildung II-12: Prozessschema des Hilfsgaskreislaufs

Betrachtet man ausschließlich den Stoffübergangswiderstand von einer Oberfläche (Phasengrenzfläche) in ein strömendes Fluid (Phase) oder umgekehrt, berechnet sich die Massenstromdichte für den konvektiven Stoffübergang von Ammoniak (\dot{m}_{NH_3}) nach dem Ansatz in Abhängigkeit von der Massenkonzentrationsdifferenz $\Delta\zeta_{\text{NH}_3}$:

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = \beta \cdot \Delta\zeta_{\text{NH}_3} = \beta \cdot (\zeta_{\text{NH}_3,\text{Grenz}} - \zeta_{\text{NH}_3,\text{Kern}}) \quad \text{II-6}$$

Die Stoffübergangskoeffizienten der Gasphase (β_{vapor}) sowie der Flüssigphase (β_{liquid}) sind voneinander unabhängig und werden über die Sherwood-Zahl (Sh) nach folgendem Zusammenhang berechnet:

$$Sh = \frac{\beta \cdot L}{D_{AB}} = f(Re, Sc) \quad II-7$$

Im Absorber liegt eine Gasabsorption in eine Flüssigkeitsströmung vor, sodass die von Higbie im Jahre 1935 entwickelte Penetrationstheorie als Stoffübergangstheorie zur Berechnung der Sherwood-Zahl zu Grunde gelegt werden kann:

$$Sh_L = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{w_{max} \cdot L}{D_{AB}}} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{Re \cdot Sc} \quad II-8$$

Dabei wird angenommen, dass sich die Strömung der jeweiligen Phase an der Phasengrenzfläche wie an einer ebenen Platte ausbildet. Somit ist die Länge des Absorbers L als charakteristische Länge einzusetzen. D_{AB} ist der Diffusionskoeffizient von Ammoniak in Wasser bzw. Helium.

Hayduk und Laudie entwickelten im Jahre 1974 eine Korrelation zur Bestimmung des flüssigseitigen Diffusionskoeffizienten [15]. Bezogen auf das verwendete Modell lautet diese in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität ($\eta_{\text{H}_2\text{O}}$) in Centipoise (cP) und vom molaren Volumen (V_{NH_3}):

$$D_{\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}} = \frac{13,26 \cdot 10^{-5}}{\eta_{\text{H}_2\text{O}}^{1,4} \cdot V_{\text{NH}_3}^{0,589}} \left[\frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right] \quad II-9$$

Das molare Volumen wird in g/mol eingesetzt und für flüssiges Ammoniak am Normalsiedepunkt bei 1,013 bar (normal boiling point) berechnet.

Der gaseitige Diffusionskoeffizient errechnet sich über die theoretisch-empirische Beziehung, welche von der Temperatur T, dem Druck p_{ges} , den jeweiligen molaren Massen der Komponenten Ammoniak und Helium, sowie den Lennard-Jones-Parametern ($\sigma_{\text{NH}_3/\text{He}}$, Ω_D) abhängig ist. Bei Anwendung des idealen Gasgesetzes gilt [16]:

$$D_{\text{NH}_3/\text{He}} = 1,858 \cdot 10^{-3} \cdot T^{3/2} \frac{\sqrt{\frac{\tilde{M}_{\text{NH}_3} + \tilde{M}_{\text{He}}}{\tilde{M}_{\text{NH}_3} \cdot \tilde{M}_{\text{He}}}}}{p_{\text{ges}} \cdot \sigma_{\text{NH}_3/\text{He}}^2 \cdot \Omega_D} \quad II-10$$

Wird Ammoniak von der Lösung absorbiert, bilden sich Konzentrationsunterschiede in der Flüssigphase. Die Stoffübertragung von der Phasengrenzfläche ins Innere bzw. den Kern der flüssigen Phase berechnet sich lokal über der Länge nach folgendem linearen Ansatz mit der molaren Dichte c_{liquid} und den flüssigseitigen Molanteilen x_{NH_3} :

$$\dot{n}_{NH_3,liquid} = c_{liquid} \cdot \beta_{liquid} \cdot (x_{NH_3,Grenz} - x_{NH_3,Kern}) \quad II-11$$

Durch die Stoffübertragung des Ammoniaks in die flüssige Phase hinein, entstehen ebenfalls Konzentrationsunterschiede in der Gasphase. Die aus der Gasphase übertragene Stoffstromdichte lässt sich analog zu Gleichung II-11 bestimmen ($\dot{n}_{liquid} = \dot{n}_{vapor}$).

$$\dot{n}_{NH_3,vapor} = c_{He} \cdot \beta_{vapor} \cdot (y_{NH_3,Kern} - y_{NH_3,Grenz}) \quad II-12$$

Mit den Gleichungen für den gaseitigen und flüssigkeitsseitigen Stoffübergang und den Zusammenhängen an der Phasengrenze kann der gesamte übertragene Ammoniakstoffstrom berechnet werden. Der mathematische Zusammenhang an der Phasengrenzfläche zwischen Ammoniakpartialdruck p_{NH_3} , Ammoniakmassenanteil in der Lösung ξ_{NH_3} und lokaler Temperatur im Absorber T wird in der Simulation durch die in EES von der Hochschule Zittau/Görlitz hinterlegte Funktion nach Tillner-Roth und Friend abgebildet.

Um letztlich das numerische Gleichungssystem lösen zu können, werden zusätzlich die Massenstrombilanzen am Absorber benötigt.

Simulationsergebnisse

Abbildung II-13 vergleicht die Verläufe des im Verdunster und Absorber übertragenen NH_3 -Massenstroms (\dot{M}_{NH_3}) über der dimensionslosen Phasengrenzfläche im Absorber, den Bauteiltemperaturen, den dimensionslosen Massenströmen und den dimensionslosen Massenanteilen. Ausgehend von einem Referenzpunkt, der anhand von Messergebnissen festgelegt wurde, erfolgt die Parametervariation der Temperatur, des Massenstroms und des Ammoniakmassenanteils. Die Phasengrenzfläche im Absorber hingegen wurde ausgehend von einem minimalen Schätzwert vergrößert. Eine exakte Bestimmung der Phasengrenzfläche ist aufgrund einer komplizierten Rohrgeometrie sowie der unbekanntem Strömungsform und -geschwindigkeit nach aktuellem Kenntnisstand kaum möglich. Es zeigt sich aber, dass die Phasengrenzfläche im Absorber einen großen Einfluss auf den Stoffübergang, den NH_3 -Massenstrom und damit auf die Kälteleistung hat.

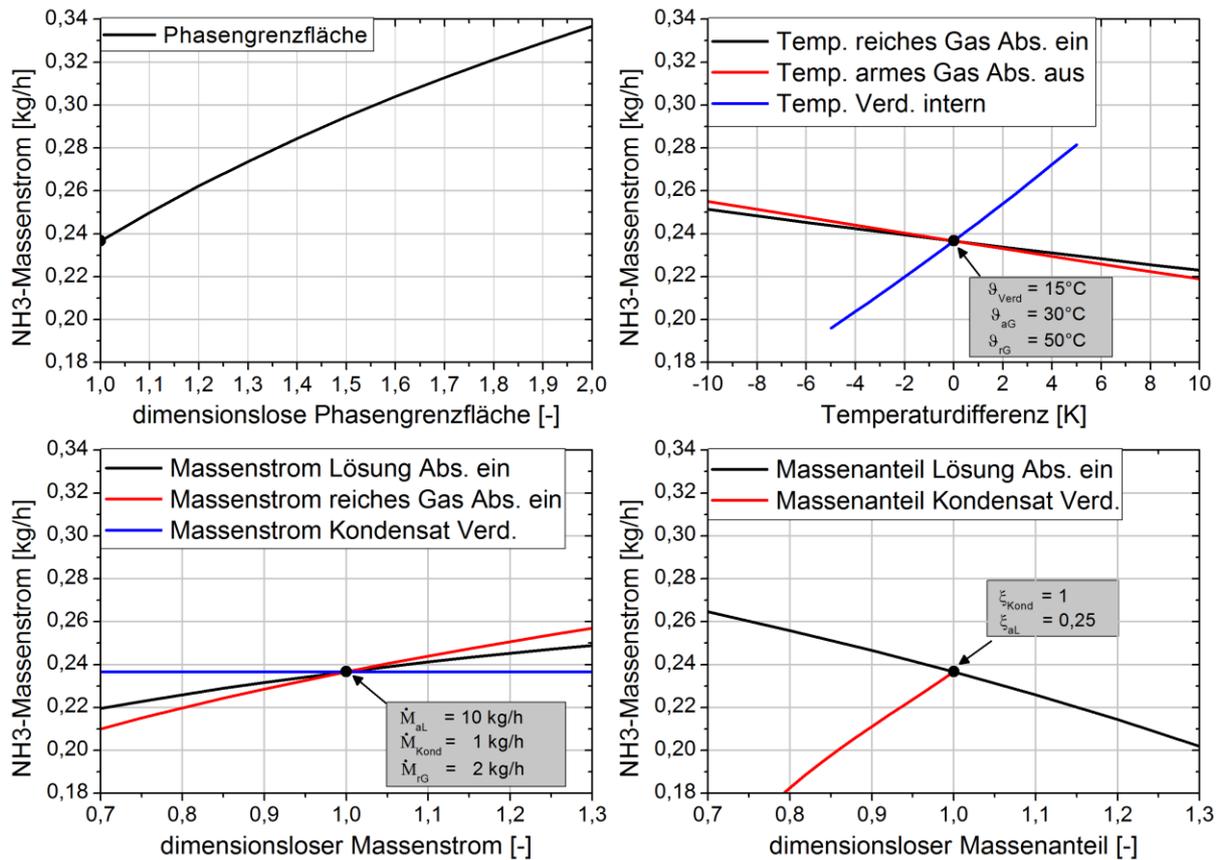


Abbildung II-13: Einfluss der Parametervariation auf die Stoffübertragung im Hilfsgaskreislauf

In Abbildung II-14 ist der Einfluss des GWÜ-Wirkungsgrads und des Massenstroms auf die Kälteleistung dargestellt. Ausgehend von dem dargestellten Referenzpunkt ist zu erkennen, dass bei sinkendem Wirkungsgrad des Gaswärmeübertragers und gleichbleibendem Gasmassenstrom die Kälteleistung abnimmt. Eine Variation des Massenstroms des reichen Gases führt, wie in Abbildung II-13 zu erkennen ist, zu einem Anstieg des übertragenen Ammoniakmassenstroms (\dot{M}_{NH_3}), der Verlauf der Kälteleistung besitzt aber ein Maximum. Ab diesem Punkt dominiert der Wärmeverlust im Gaswärmeübertrager $\dot{Q}_{\text{Verlust,GWÜ}}$. In Abbildung II-14 ist dies bei kleinen Wirkungsgraden ($0,1 \leq \varepsilon_{\text{GWÜ}} \leq 0,6$) zu erkennen. Steigt der Wirkungsgrad, verschiebt sich das Maximum der Kälteleistung hin zu einem größeren Gasmassenstrom. Messungen haben ergeben, dass der Wirkungsgrad des eingesetzten Gaswärmeübertrager $\varepsilon_{\text{GWÜ}} \approx 0,9$ beträgt. Es zeigt sich, dass die Kälteleistung, ausgehend vom eingetragenen Referenzpunkt, durch eine Wirkungsgradverbesserung kaum gesteigert werden kann. Ein höherer Wirkungsgrad des Gaswärmeübertragers ist meistens mit einem höheren Druckverlust verbunden. Dadurch sinken der Hilfsgasvolumenstrom und gegebenenfalls sogar die Kälteleistung. Eine Vergrößerung des derzeitigen Gaswärmeübertragers zur Wirkungsgradsteigerung ist deshalb nicht sinnvoll.

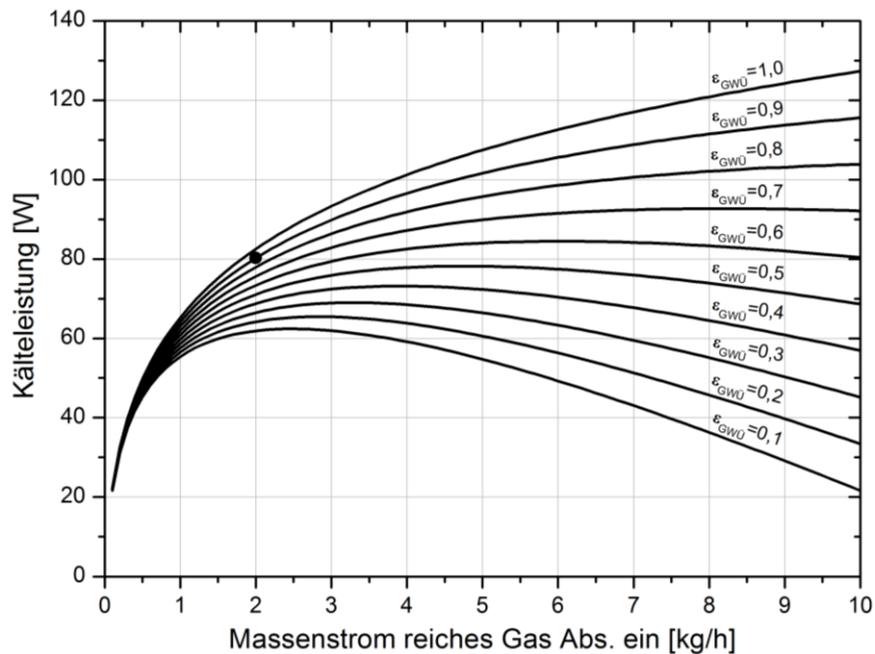


Abbildung II-14: Einfluss des GWÜ-Wirkungsgrads und des Massenstroms auf die Kälteleistung

II.1.4.2. Vermessung des Hilfgaskreislaufs

Die Vermessung des Hilfgaskreislaufs einer Diffusions-Absorptionskältemaschine ist sehr anspruchsvoll. Das verwendete Messgerät darf keinen Druckverlust verursachen, da sonst die Naturzirkulation des Hilfgaskreislaufs beeinträchtigt wird. Des Weiteren muss das Messgerät bei circa 20 bar Betriebsdruck dicht gegenüber Helium und ammoniakbeständig sein. Die aus der Literatur bekannten Messungen des Hilfgaskreislaufs beschränken sich meist auf die Temperaturen und den Anlagendruck. In der Laboranlage des ITW wurde deshalb erstmals versucht mit Hilfe eines Clamp-On-Ultraschalldurchflussmessers (PIOX-S) der Firma Flexim sowohl die Strömungsgeschwindigkeit als auch die Schallgeschwindigkeit im Hilfgaskreislauf zu messen. Über die Strömungsgeschwindigkeit w kann der Hilfgasvolumenstrom berechnet werden:

$$\dot{V}_{Gas} = f(w) \quad II-13$$

Zusätzlich kann über die Schallgeschwindigkeit c des Gasmisches mit Hilfe von Stoffwertkorrelationen der Ammoniakmassenanteil berechnet werden:

$$\xi_{NH_3} = f(c, T, p) \quad II-14$$

Problematisch ist bei der Messung der große Dichteunterschied zwischen dem Edelstahlrohr und dem Hilfgas. Daraus resultieren eine große Schallkennimpedanz an der Rohrrinnen-

wand und eine starke Reflexion des Ultraschallsignals. Das Messsignal ist infolgedessen sehr schwach und von starken Störschallwellen überlagert. Die Positionierung des Senders und Empfängers erfordert daher eine hohe Präzision. Zusätzlich ist der Rohrdurchmesser (19 mm) gering und die daraus resultierende Messstrecke sehr kurz. Somit muss mit einem großen absoluten Messfehler gerechnet werden. Da eine kontinuierliche Messung des Massen- bzw. Molanteils und des Volumenstroms des Hilfsgaskreislaufs ohne einen Eingriff in den Prozess bisher nicht möglich war, ist eine qualitative Messung des Hilfsgases ein Novum. Anhand von zwei Beispielen werden Messergebnisse des Hilfsgaskreislaufs, die mittels des Clamp-On-Ultraschalldurchflussmessers gewonnen wurden, vorgestellt.

Einfluss der Absorbtemperatur auf den Prozess

In Abbildung II-15 ist eine Messung des Ammoniakmolanteils des armen Gases am Austritt des Absorbers dargestellt. Während der Messung wurde die Eintrittstemperatur der armen Lösung in den Absorber durch Abschalten der Lüfter am Absorbervorkühler erhöht. Eine höhere Absorbtemperatur führt zu einer schlechteren Absorption und folglich zu einem höheren Ammoniakmolanteil im armen Gas. In der Messung wird dieser Zusammenhang bestätigt. Der Ammoniakmassenanteil im armen Gas steigt mit der Eintrittstemperatur der armen Lösung an, jedoch tritt ein zeitlicher Versatz von etwa 5 min auf. Diese Verzögerung liegt an unterschiedlichen Positionen der beiden Messstellen. Die Temperatur der armen Lösung wird am Eintritt in den Absorber, der Molanteil des armen Gases hingegen erst im Verbindungsrohr zwischen Absorberraustritt und Gaswärmeübertragereintritt gemessen.

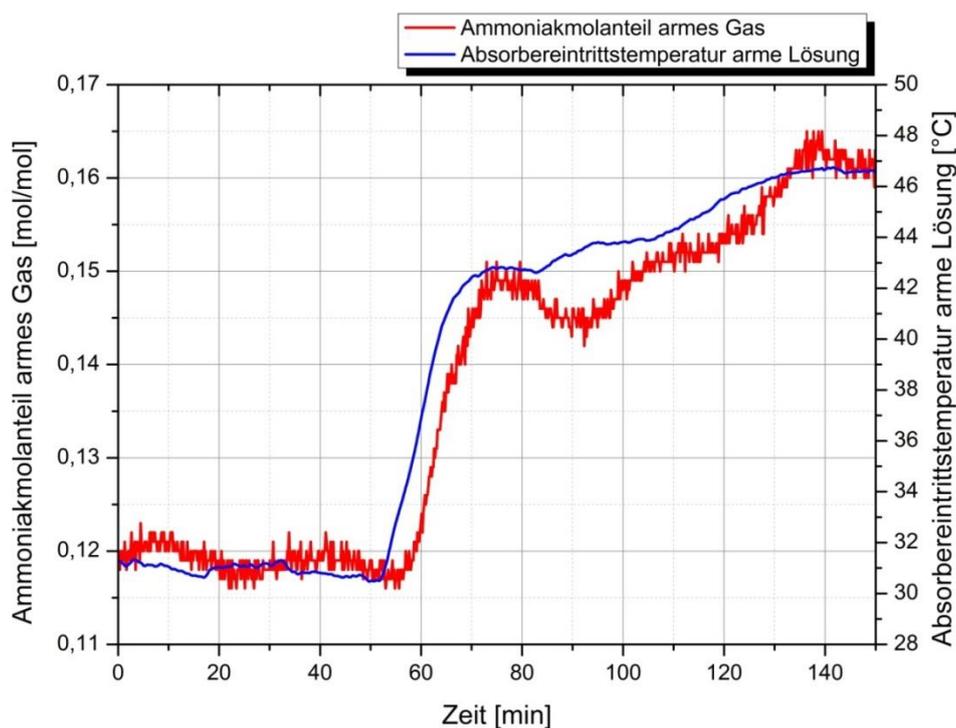


Abbildung II-15: Einfluss der Absorbtemperatur auf die Zusammensetzung des armen Gases

Die Funktion des Messgerätes bzw. –verfahrens wurde ebenfalls anhand von Variationen des Ammoniakmassenanteils in der Lösung, des Anlagendrucks und des Gasvolumenstroms nachgewiesen. Somit ist es möglich, den Ammoniakmassenanteil im Hilfsgaskreislauf kontinuierlich zu messen.

Einfluss des Gasvolumenstroms auf den Prozess

Um den Einfluss des Gasvolumenstroms auf den Diffusions-Absorptionskälteprozess zu untersuchen, wurden Versuche mit einer Zwangsumwälzung durchgeführt. Um die Einflüsse untersuchen zu können, wurden verschiedene Rahmenbedingungen eingestellt. Die Heizbänder im Austreiber werden mit einer Heizleistung von insgesamt 1600 bzw. 2000 W betrieben. Der Kondensator wird durch die Lüfter an Position A gekühlt (vgl. Abbildung II-2). Der Absorber und der Vorkühler der armen Lösung (zwischen den Punkten 7 und 8) werden durch die Lüfter an Position B gekühlt. Die externe Verdunstertemperatur wird durch einen Thermostaten auf 15 °C bzw. 5 °C eingestellt.

Zusätzlich zum Naturumlauf erfolgt eine Zwangsumwälzung durch einen magnetgekoppelten Edelstahlpropeller. Die Magnetkupplung ist mit einem stufenlos einstellbaren Elektromotor verbunden. Der Antrieb ist in die Rohrleitung des reichen Gases zwischen Kondensatorkühler und Reservoir integriert. In Abbildung II-17 ist die Antriebseinheit des Hilfsgaskreislaufs, bestehend aus Edelstahlpropeller, Flansch, Kupplung und Motor, sowohl als Schnittzeichnung als auch als Fotoaufnahme dargestellt.

In Abbildung II-16 ist eine Übersicht der Messreihen zur Untersuchung der Zwangsumwälzung des Hilfsgaskreislaufs dargestellt.

Messreihenname	Heizleistung	Verdunstertemperatur	Absorberkühlung
„Standard-Versuch“	1600 W	15 °C	erzwungene Konvektion
„Verdunster 5 °C“	1600 W	5 °C	erzwungene Konvektion
„freie Konvektion Absorber“	1600 W	15 °C	freie Konvektion
„Heizleistung 2000 W“	2000 W	15 °C	erzwungene Konvektion

Abbildung II-16: Übersicht der Messreihen

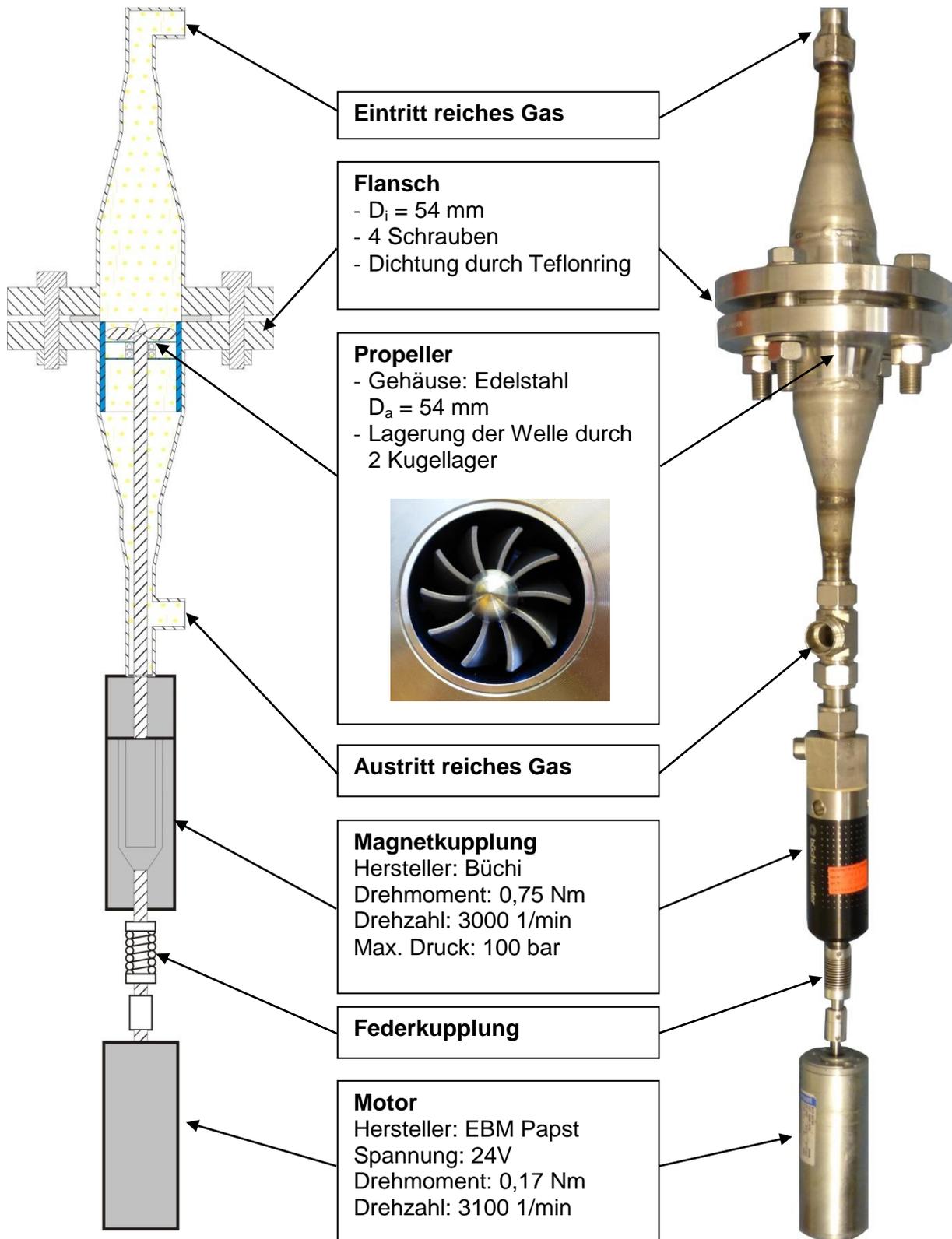


Abbildung II-17: Schnittzeichnung des Antriebs des Hilfsgaskreislaufs

Bei allen Messreihen werden 6 Drehzahlstufen jeweils für 30 min angefahren. Nach jeder Stufe wird der Volumenstrom des Hilfsgaskreislaufs erhöht. Dies erfolgt über die Propellerdrehzahl, die wiederum über die an den Motor angelegte Spannung reguliert wird. Zu Beginn (Stufe 0) ist der Propeller in Ruhe, das Gas strömt im Flansch zwischen den

Propellerblättern hindurch. Die maximale Drehzahl bei Stufe 5 lag mit 3700 1/min oberhalb der Nenndrehzahl der Magnetkupplung.

In Abbildung II-18 sind die Verläufe des Gasvolumenstroms des Hilfsgaskreislaufs, der Kälteleistung der Anlage und des Ammoniakmolanteils im armen Gas am Austritt des Absorbers über der Zeit dargestellt.

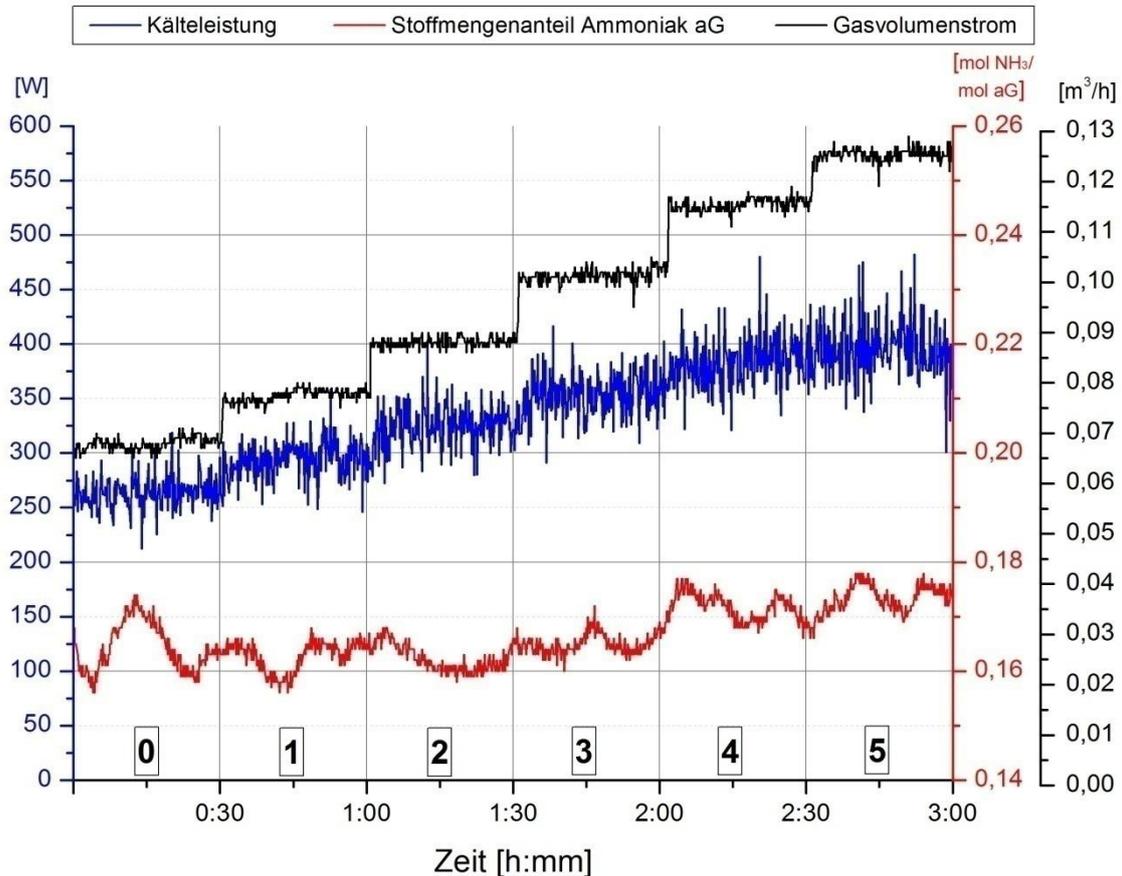


Abbildung II-18: Einfluss des Gasvolumenstroms auf den Kälteprozess bei der Messreihe „Standard-Versuch“

Der Gasvolumenstrom liegt beim Naturumlauf (Stufe 0) bei ca. $0,065 \text{ m}^3/\text{h}$. Beim Einschalten des Propellers bzw. bei jeder weiteren Steigerung der Drehzahl steigt der Volumenstrom sofort an und hält sich auf einem konstanten Niveau. Bei Stufe 5 wurde ein maximaler Volumenstrom von ca. $0,125 \text{ m}^3/\text{h}$ erreicht. Somit konnte der Gasvolumenstrom in Relation zum Naturumlauf fast verdoppelt werden. Die stufenweise Steigerung wird auch im Verlauf der Kälteleistung ersichtlich. Die Kälteleistung steigt von 260 W bei Naturzirkulation auf 390 W bei maximaler Propellerdrehzahl an. Der Verlauf des Ammoniakmolanteils im armen Gas bleibt von Stufe 0 bis Stufe 3 auf einem ähnlichen Niveau. Von Stufe 3 auf Stufe 4 und Stufe 5 nimmt der Ammoniakanteil von 0,16 auf $0,175 \text{ mol}_{\text{NH}_3}/\text{mol}_{\text{aG}}$ zu. Während die Kälteleistung von Stufe 0 bis Stufe 3 hauptsächlich durch den Gasvolumenstrom limitiert wird, kommt in Stufe 4 und Stufe 5 die Stoffübertragungsfläche als limitierender Faktor hinzu.

Aufgrund der zunehmenden Absorberleistung steigt der Ammoniakpartialdruck am Ausgang des Gases an und die Partialdruckdifferenz zum Phasengleichgewicht in der Grenzschicht zur Lösung wird größer.

In Abbildung II-19 ist der Einfluss des Gasvolumenstroms auf die Kälteleistung dargestellt. Es zeigt sich, dass eine Steigerung des Gasvolumenstroms sowohl bei einer geringen Verdampfer Temperatur als auch bei einer schlechten Kühlung des Absorbers zu keinem oder nur zu einem geringen Anstieg der Kälteleistung führt. Beim Standard-Versuch hingegen steigt die Kälteleistung deutlich mit dem Gasvolumenstrom an.

Die untersuchten Messreihen unterstreichen die Bedeutung des Hilfsgasvolumenstroms für die Kälteleistung und die Leistungszahl einer Diffusions-Absorptionskältemaschine. Bei der Auslegung einer neuen Anlage muss somit ein Hauptaugenmerk auf die Druckverluste im Hilfsgaskreislauf gelegt werden, da diese einen niedrigeren Gasvolumenstrom zur Folge haben.

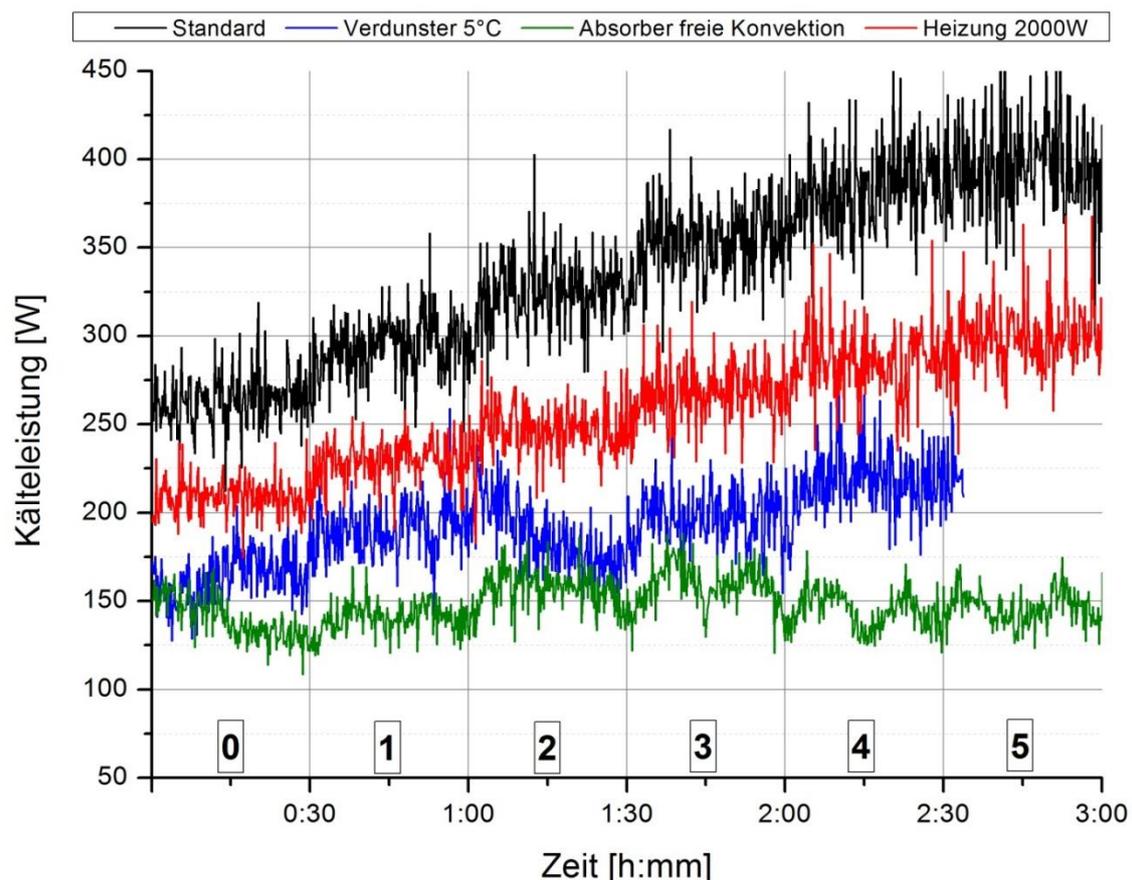


Abbildung II-19: Einfluss des Gasvolumenstroms auf die Kälteleistung

II.1.5. Entwicklung eines solar beheizten Kollektoraustreibers

II.1.5.1. Aufbau des Kollektoraustreibers

Die Diffusions-Absorptionskälteanlage soll direkt solar beheizt werden. Der Austreiber des Kälteprozesses wird hierzu direkt in einen Solarkollektor integriert. Neben diesem Kältekreislauf ist im Kollektor ein weiterer Kreislauf zur Brauchwassererwärmung integriert. Der Kollektoraustreiber ist in Abbildung II-20 dargestellt. Der Kältekreislauf ist harfenförmig aus Edelstahl gefertigt. Die Brauchwassererwärmung erfolgt über einen mäanderförmigen Kupferkreislauf.

Der regelungstechnische Aufwand, der aufgrund seiner Komplexität bei derzeitigen Anlagen zur solaren Kühlung eine der größten Herausforderungen darstellt, ist im vorgestellten Konzept sehr gering. Wenn keine Kälteleistung erforderlich ist, muss lediglich über den Warmwasserkreislauf Wärme abgeführt werden. Antriebswärme und Antriebstemperatur reichen dann nicht aus, um den Kälteprozess zu starten. Wenn über den Kupferkreislauf keine Wärme aus dem Kollektoraustreiber abgeführt wird, steigt die Kollektortemperatur und die Thermosiphonpumpe beginnt zu fördern.



Abbildung II-20: Solarbeheizter Kollektoraustreiber mit integrierter Brauchwassererwärmung

Bei der Integration der Thermosiphonpumpe in einen Solarkollektor ergeben sich drei Unterschiede zu einer Thermosiphonpumpe in einem Diffusions-Absorptionskühlschrank. Erstens erfolgt der Wärmeeintrag flächig über die gesamte Länge des Rohres. Der zweite wesentliche Unterschied zu üblichen Thermosiphonpumpen ist die parallele Anordnung der Rohre. Der Eintrittsmassenstrom der reichen Lösung wird in mehrere parallel verlaufende Thermosiphonrohre unterteilt. Dabei muss ausgeschlossen werden, dass sich die parallel geschalteten Rohre, im Hinblick auf den geförderten Massenstrom, gegenseitig negativ

beeinflussen. Als dritter Unterschied findet die Förderung der Thermosiphonpumpe entlang einer schrägen Ebene statt, welche durch den Neigungswinkel des Kollektors vorgegeben ist. Um die genannten Einflussparameter auf das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe zu untersuchen, wurden Voruntersuchungen mit elektrisch beheizten Thermosiphonrohren durchgeführt.

II.1.5.2. Voruntersuchungen

Im Rahmen der Voruntersuchungen wurde der Einfluss von folgenden Parametern auf das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe untersucht:

- Flächige Beheizung des Thermosiphonrohrs
- Anzahl der parallelgeschalteten Thermosiphonrohre
- Neigungswinkel des Kollektors/Thermosiphonrohrs
- Füllhöhe
- Förderhöhe
- Vorlauftemperatur
- Heizleistung

Der für die Voruntersuchungen aufgebaute Prüfstand ist in Abbildung II-21 dargestellt.

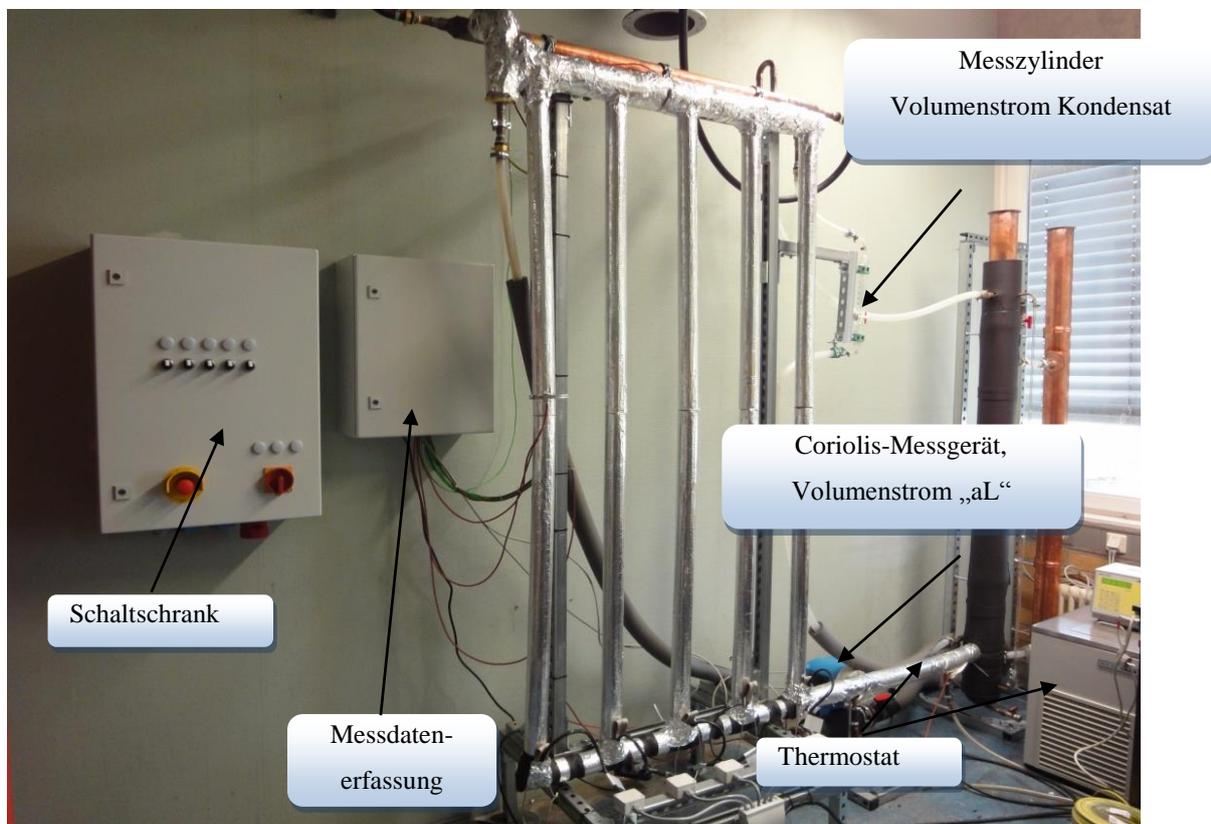


Abbildung II-21: Messtechnik des Versuchsaufbaus zur Bestimmung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe

Die Kernkomponente des Prüfstandes ist die Kupferharfe. Diese besteht aus fünf zueinander parallel angeordneten Thermosiphonrohren, deren Ströme oben im Sammler zusammengeführt werden. Die Länge der Thermosiphonrohre beträgt jeweils 1900 mm und an jedem einzelnen ist ein Heizband angebracht. Die Auftrennung von Dampf und gefördertem Wasser erfolgt im Abscheider bzw. Sammler, der den Thermosiphonrohren nachgeschaltet ist. Der Dampf wird in einem wassergekühlten Kondensator verflüssigt und dem Reservoir zugeführt. Der Volumenstrom des Kondensats wird mit einem Messzylinder und einer Stoppuhr bestimmt. Das geförderte Wasser aus dem Abscheider strömt durch ein Coriolis-Messgerät, welches den Massenstrom sowie die Dichte der geförderten Flüssigkeit misst, in ein Reservoir. Das Reservoir besitzt eine Öffnung zur Umgebung und ist mit dem Kondensator zusätzlich über eine Druckausgleichsleitung verbunden. Die Förderversuche mit Wasser finden somit unter Atmosphärendruck statt.

Mittels eines Thermostaten und eines Doppelrohrwärmeübertragers kann die Vorlauf-temperatur der Kupferharfe eingestellt werden. Am linken Rohr des Reservoirs ist ein Schauglas angebracht, mit dem die Füllhöhe in der Anlage abgelesen wird. Für die Füllhöhe gilt bei senkrechtem Betrieb der Thermosiphonpumpe:

$$h_{Füll} = L_{Thermosiphon} - h_{Förder} \quad II-15$$

In Abbildung II-22 ist das Kennfeld des Fördermassenstroms über der Füllhöhe und der Heizleistung dargestellt. Ein Anstieg der Füllhöhe hat eine geringere Förderhöhe zur Folge. Abbildung II-22 zeigt einen deutlichen Anstieg des geförderten Massenstroms mit steigender Heizleistung und steigender Füllhöhe bzw. sinkender Förderhöhe.

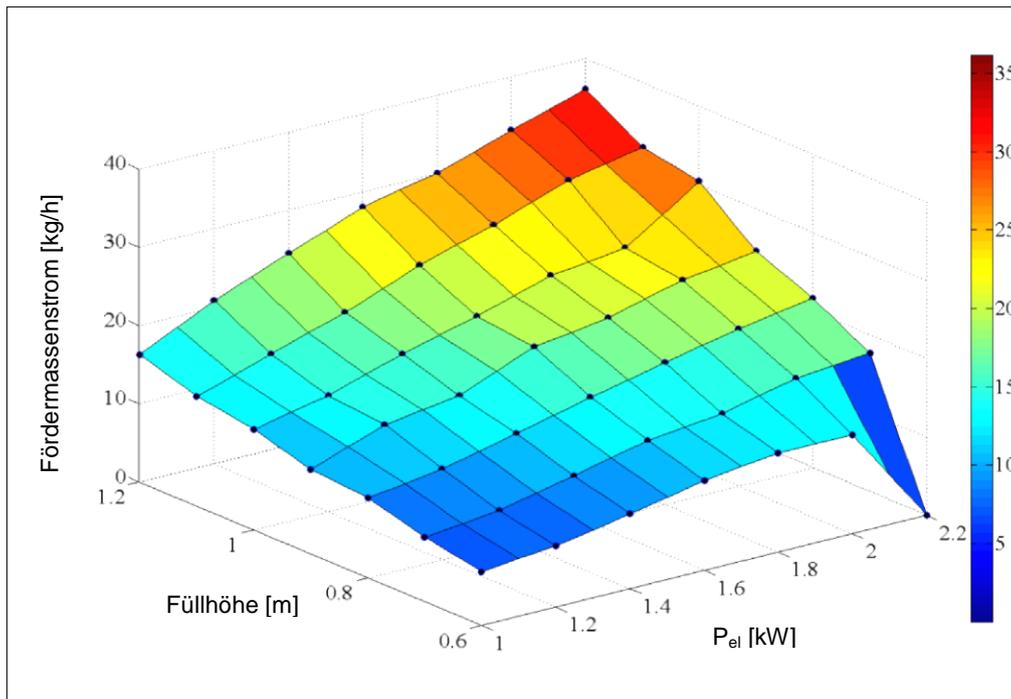


Abbildung II-22: Fördermassenstrom der Kupferharfe in Abhängigkeit der Füllhöhe und der Heizleistung

Abbildung II-23 zeigt den Einfluss des Kollektorneigungswinkels zur Horizontalen auf den geförderten Flüssigkeitsmassenstrom. Bei einem geringeren Neigungswinkel sinkt die Füllhöhe bei gleichbleibender Förderhöhe. Dadurch sinken der Vordruck am Fußpunkt der Thermosiphonpumpe und infolgedessen der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom. Durch die Neigung fördert die Thermosiphonpumpe schräg aufwärts, was den Schlupf zwischen Flüssigkeit und Dampfblasen erhöht und den geförderten Massenstrom zusätzlich verringert.

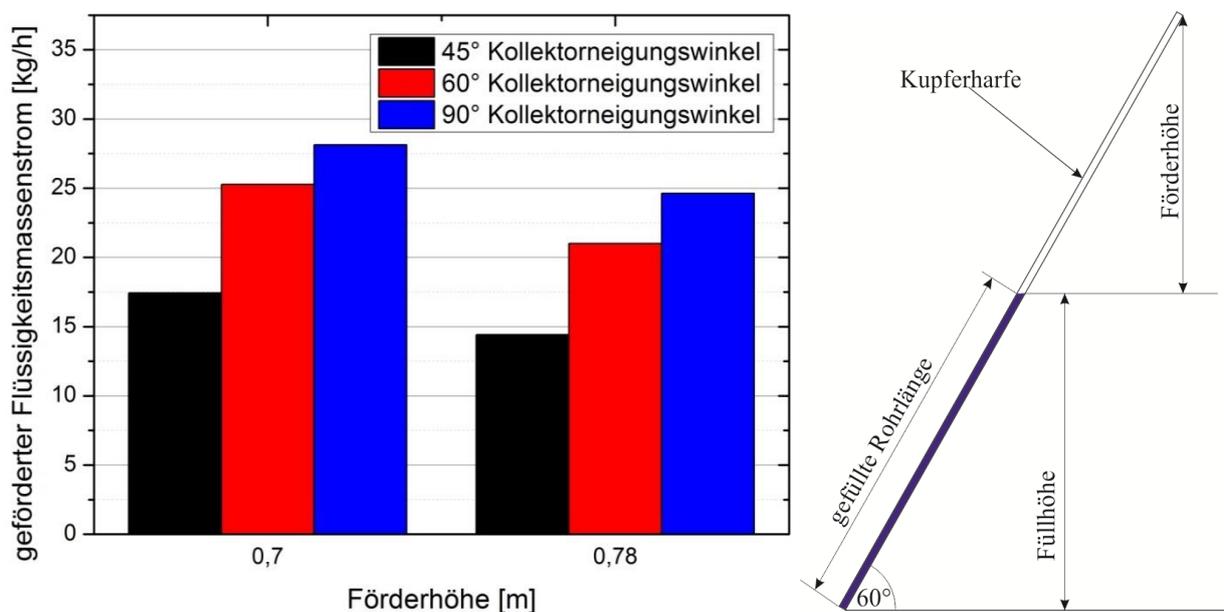


Abbildung II-23: Geförderter Flüssigkeitsmassenstrom in Abhängigkeit des Kollektorneigungswinkels

Die höchste Solarstrahlung in Kollektorebene im Sommer erreicht man je nach Standort in Mitteleuropa bei einem Neigungswinkel von 20° bis 30° zur Horizontalen. Bei einem großen Neigungswinkel sinkt somit die Heizleistung des Kollektors und nach Abbildung II-22 auch der geförderte Massenstrom. Aus diesen beiden gegenläufigen Tendenzen kann mit Hilfe der Voruntersuchungen ein Optimum der Kälteleistung für den Bau der ersten Demonstrationsanlage berechnet werden. Diese wurde mit einem Neigungswinkel von 60° gebaut.

In Abbildung II-24 ist die Beeinflussung der parallelgeschalteten Thermosiphonrohre auf das Förderverhalten dargestellt. Dazu wurden die einzelnen Heizbänder nacheinander zugeschaltet. Der geförderte Massenstrom für die jeweilige Anzahl an beheizten Strängen bzw. Thermosiphonrohren ist blau dargestellt. Die roten Balken bilden die Werte des einzelnen unbeeinflussten Rohres, das mit der Anzahl der beheizten Stränge multipliziert ist, ab.

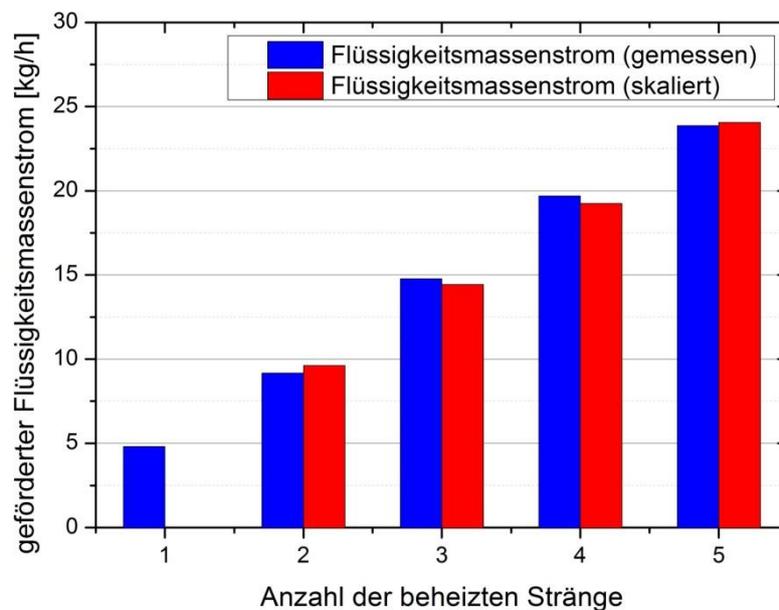


Abbildung II-24: Beeinflussung von parallelgeschalteten Thermosiphonrohren auf den geförderten Massenstrom

Aus den Messungen geht hervor, dass die einzelnen Stränge sich, im Hinblick auf den geförderten Massenstrom, gegenseitig nicht negativ beeinflussen. So fördern beispielsweise fünf parallelgeschaltete Thermosiphonrohre denselben Massenstrom wie fünf einzelne Thermosiphonrohre.

II.1.5.3. Vermessung des ersten Kollektoraustreibers

Für den ersten Prototyp des Kollektoraustreibers wurde ein doppelverglaster Flachkollektor der Firma Schüco verwendet. Die Konstruktionszeichnung befindet sich im Anhang.

Der Kollektor wurde anschließend im Sonnensimulator des ITW (siehe Abbildung II-25) in Anlehnung an DIN EN 12975-2:2006 vermessen. Dazu wurden beide Kreisläufe separat mit Wasser durchströmt und die Wirkungsgrade unter stationären Bedingungen bestimmt.



Abbildung II-25: Vermessung des Kollektoraustreibers im Sonnensimulator

Die Wirkungsgradkennlinien der Edelstahlharfe und der Kupfermäander sind in Abbildung II-26 im Vergleich zur Kennlinie des ursprünglichen Kollektors dargestellt. Bei einer Prozesstemperatur (mittlere Kollektortemperatur) von 100 °C hat die Edelstahlharfe beispielsweise einen Wirkungsgrad von ca. 44 %. Der ursprüngliche Flachkollektor (Originalmäander) hingegen hat einen Wirkungsgrad von ca. 55 %.

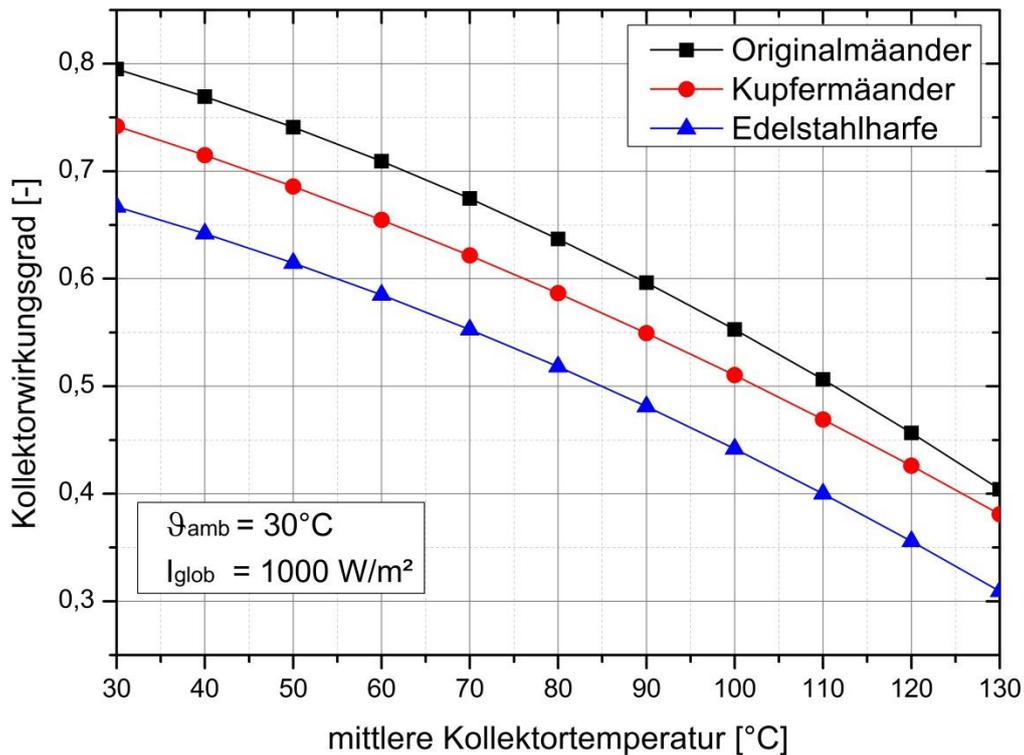


Abbildung II-26: Wirkungsgradkennlinien des ersten Kollektoraustreibers

Mit einer Kollektorapperturfläche von $A_{Koll} = 2,48 \text{ m}^2$ und einer Globalstrahlung von $I_{glob} = 1000 \text{ W/m}^2$ lässt sich die Austreiberleistung berechnen zu:

$$\dot{Q}_{Austr,therm} = I_{glob} \cdot A_{Koll} \cdot \eta_{Koll} \approx 1090 \text{ W} \quad II-16$$

Messungen mit der elektrisch beheizten Laboranlage haben ergeben, dass die Anlage ihre maximale Leistungszahl bei einer Austreiberleistung von 1600 W erreicht hat. Im zweiten Kollektoraustreiber soll, durch eine bessere Verteilung der einzelnen Edelstahlstränge auf dem Absorberblech sowie eine Quetschung der Rohre und einer damit verbundenen Vergrößerung der Kontaktfläche mit dem Absorberblech, der Wirkungsgrad gesteigert werden. Durch die Quetschung der Rohre kann es aber zu einer Verschlechterung des Fördermassenstroms der Thermosiphonpumpe kommen. Die Einflüsse auf das Förderverhalten der gequetschten Rohre müssen deshalb in Förderversuchen separat untersucht werden.

II.1.5.4. Förderversuche von gequetschten, ovalen Thermosiphonrohren

Ziel der Messungen war es zu untersuchen, ob gequetschte ovale Rohre (vgl. Abbildung II-27) als Thermosiphonrohre in der Diffusions-Absorptionskältemaschine eingesetzt werden können, ohne das Förderverhalten zu verschlechtern.

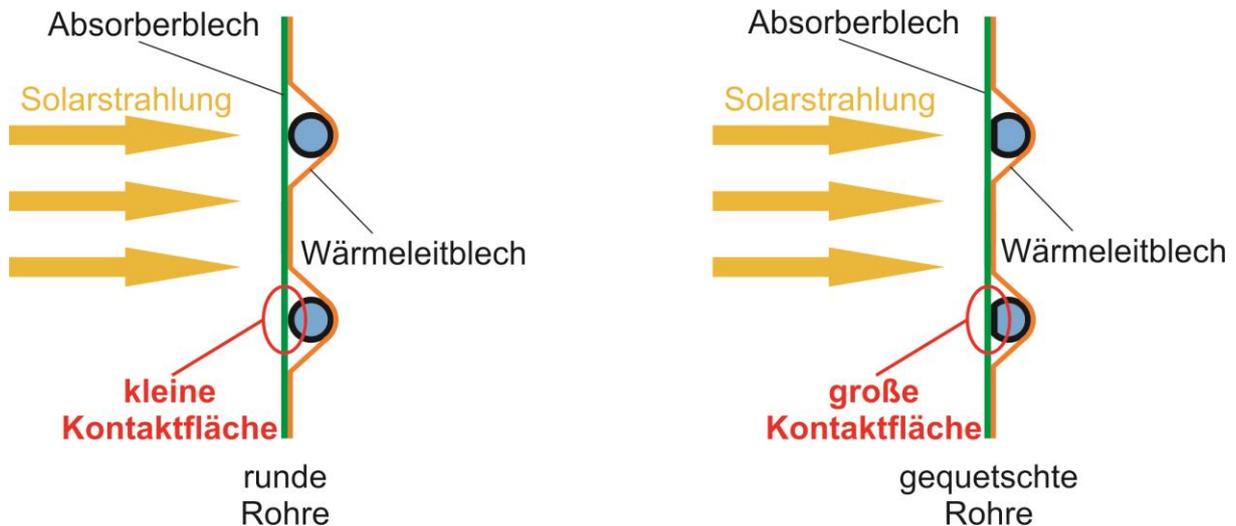


Abbildung II-27: Verbindung von runden und gequetschten Rohren mit dem Absorberblech eines Kollektors

Durch die gequetschten, ovalen Rohre soll der Wärmeübergang vom Absorberblech des Kollektors auf die Thermosiphon-/Austreiberrohre verbessert werden. Zusätzlich wurde auch der Einfluss von flächiger und punktueller Beheizung untersucht. Durch den direkt solarbeheizten Austreiber erfolgt der Wärmeeintrag in die Thermosiphonrohre über die komplette Rohrlänge. In Diffusions-Absorptionskühlschränken wird die Thermosiphonpumpe im unteren Rohrabschnitt beheizt. Als dritter Einflussparameter wurde die Vorlauftemperatur untersucht. Der genaue Messplan ist in Abbildung II-28 dargestellt.

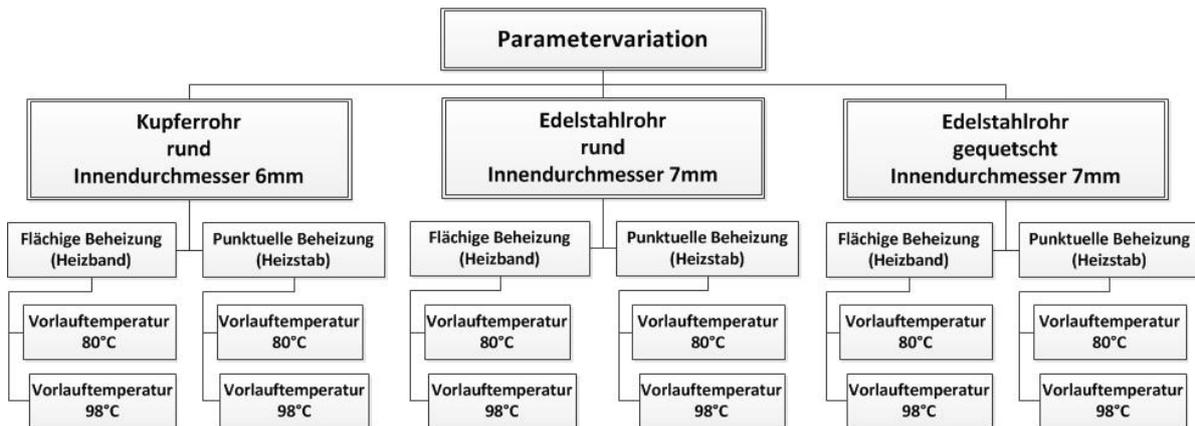


Abbildung II-28: Messplan der Förderversuche der Thermosiphonpumpe

Die Anordnung des Heizbandes bei der flächigen Beheizung sowie die untersuchte Rohrgeometrie ist in Abbildung II-29 dargestellt.

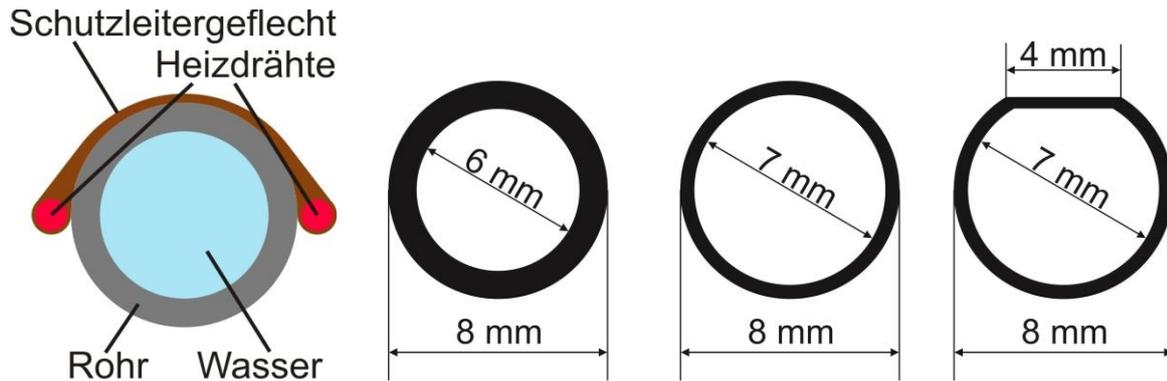


Abbildung II-29: Anordnung des Heizbandes und Übersicht der untersuchten Rohrgeometrien

Der Prüfstand für die Förderversuche der Thermosiphonpumpe ist in Abbildung II-30 dargestellt. Der Prüfstand wurde unter Atmosphärendruck betrieben. Der wesentliche Unterschied zum Prüfstand für die Untersuchung der Kupferharfe (siehe Kapitel II.1.5.2) ist der Ersatz des Rohrregisters durch ein Einzelrohr. Alternativ zu den elektrischen Heizbändern erfolgt die Beheizung über eine Heizpatrone am Fußpunkt der Thermosiphonpumpe. Der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom, in diesem Fall Wasser, wird über ein Coriolis-Durchflussmessgerät ermittelt. Die Kondensatmenge wird aufgrund des geringen Massenstroms über einen Messzylinder volumetrisch bestimmt. Die Ansteuerung des Messzylinders erfolgt über eine SPS.

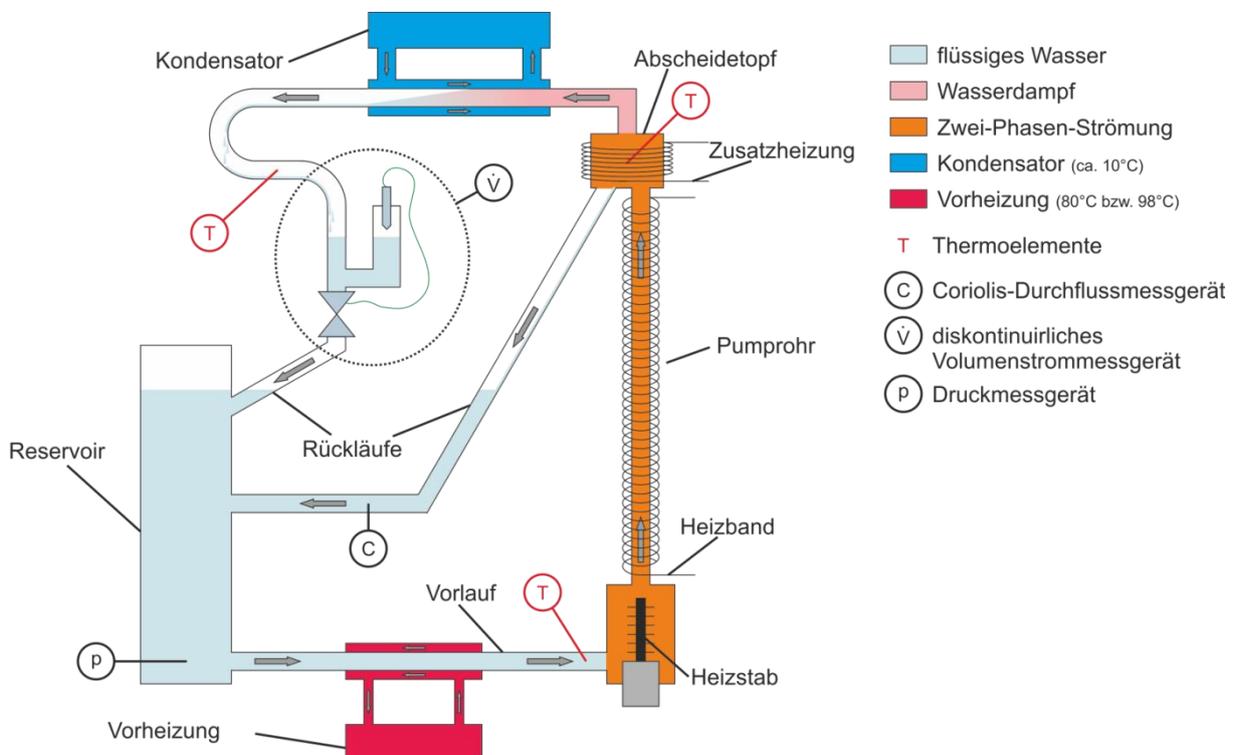


Abbildung II-30: Prüfstand zur Untersuchung des Förderverhaltens der Thermosiphonpumpe

Abbildung II-31 zeigt, dass die Beheizungsart (punktuell mittels Heizstab oder flächig mittels Heizband) den größten Einfluss, auf den geförderten Flüssigkeitsmassenstrom darstellt. Bei Heizleistungen über 300 W beträgt die Förderung mit dem Heizband nur bis zu 30 % der Förderung mit dem Heizstab. Durch die Quetschung der Rohre sinkt der geförderte Massenstrom hingegen nur um bis zu 10 %. Diese Verringerung kann in Kauf genommen werden, wenn dadurch die Wärmeübertragung in die Rohre und damit letztendlich der Wirkungsgrad des Solarkollektors verbessert wird. Der zweite solarbeheizte Austreiber wird deshalb mit gequetschten, ovalen Edelstahlrohren gefertigt. Die Förderversuche haben gezeigt, dass der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom mit geringer werdender Vorlauftemperatur sinkt, da das Fluid einen großen Teil der Heizleistung zur Erwärmung bis zur Sättigungstemperatur benötigt. Dies unterstreicht die Bedeutung der Wärmerückgewinnung am Lösungsmittelwärmeübertrager.

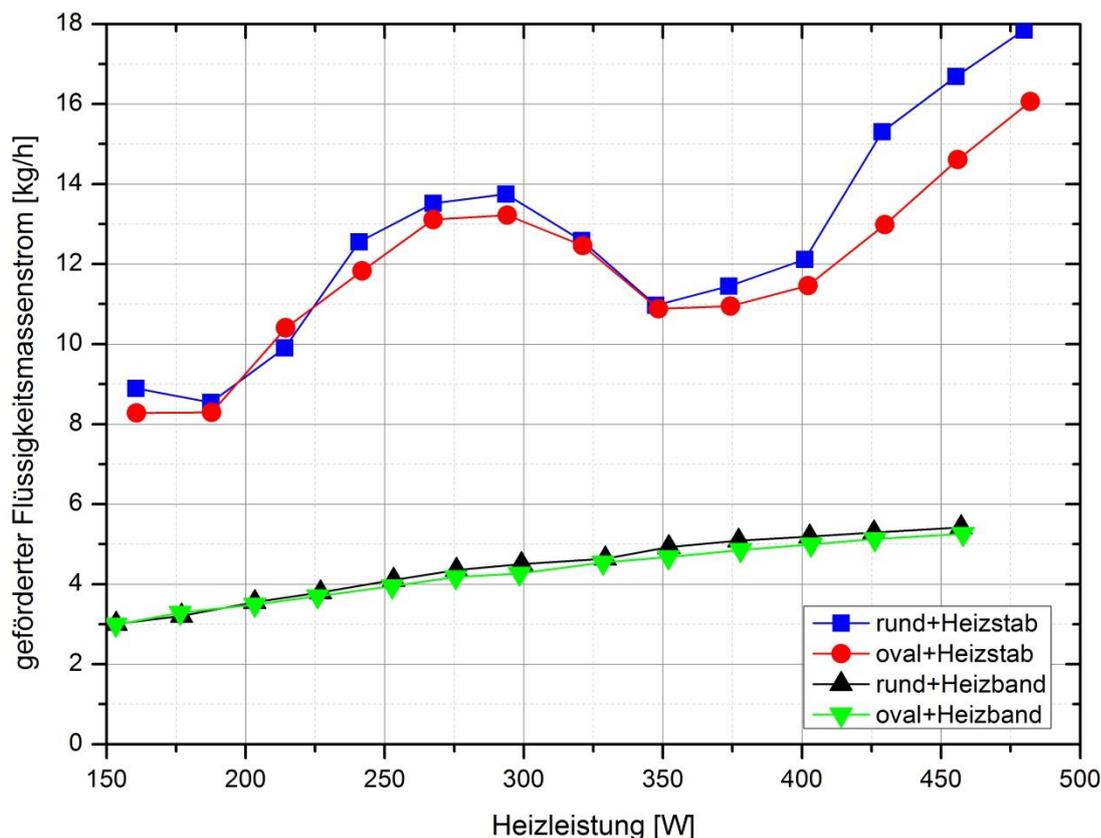


Abbildung II-31: Einfluss der Rohrgeometrie und der Beheizungsart auf das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe

II.1.5.5. Vermessung des zweiten Kollektoraustreibers

Basierend auf den Ergebnissen der Voruntersuchung wurden beim zweiten Kollektoraustreiber folgende Änderungen im Vergleich zum ersten Kollektoraustreiber umgesetzt:

- Verwendung von gequetschten, ovalen Edelstahlrohren
- Erhöhung der Anzahl von Thermosiphonrohren von fünf auf sechs

- Reduzierung der Rohrwandstärke von 1 mm auf 0,5 mm
- Optimierte Anordnung der einzelnen Rohre. Die Anordnung wurde hierbei auf die Edelstahlrohre ausgerichtet.

Die Konstruktionszeichnung des zweiten Kollektoraustreibers befindet sich im Anhang. Dieser wurde von der Firma Solmetall gebaut. Die Ermittlung der Wirkungsgradkennlinie erfolgte im Sonnensimulator des ITW in Anlehnung an DIN EN 12975-2:2006. Dazu wurden beide Kreisläufe separat mit Wasser durchströmt und die Wirkungsgrade unter stationären Bedingungen bestimmt.

Die Wirkungsgradkennlinien der Edelstahlharfe und des Kupfermäanders sind in Abbildung II-32 im Vergleich zu den Kennlinien des ursprünglichen Kollektors und den Kennlinien des ersten Kollektoraustreibers dargestellt.

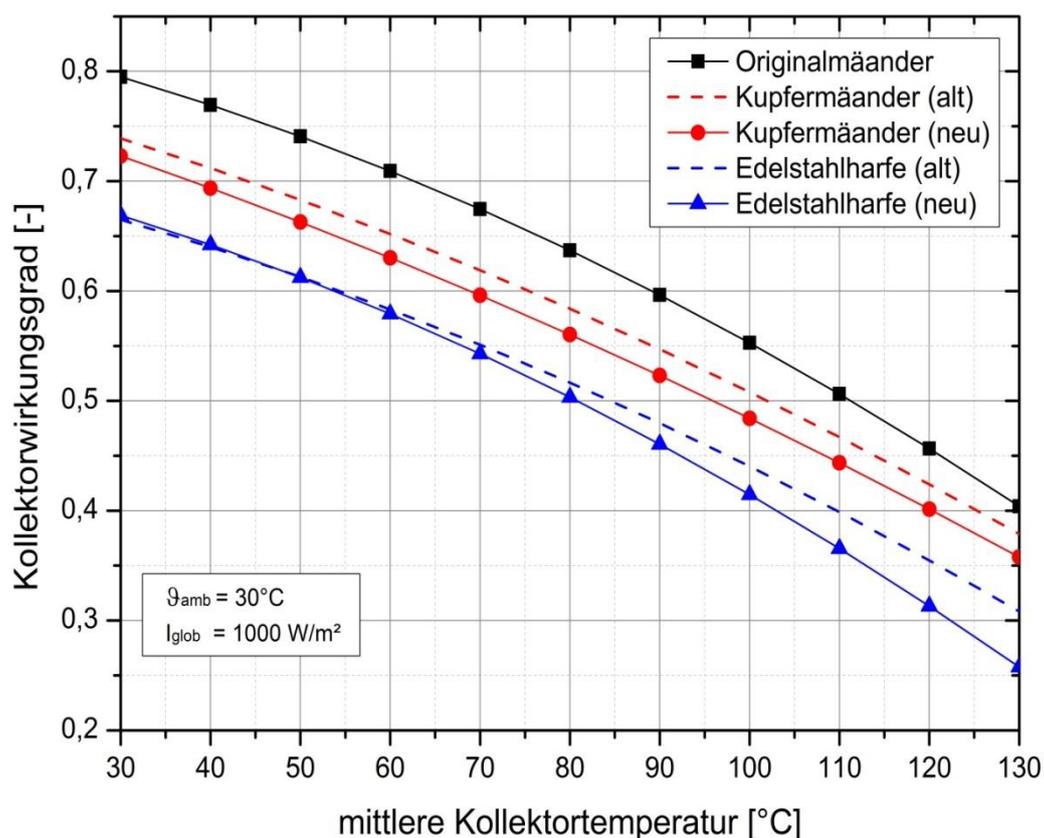


Abbildung II-32: Wirkungsgradkennlinien des zweiten (neu) und des ersten (alt) Kollektoraustreibers

Die Abbildung II-32 zeigt, dass durch die Änderungsmaßnahmen des zweiten Kollektoraustreibers (neu) keine Verbesserung des Wirkungsgrades erzielt wurde. Der Kollektorwirkungsgrad der Edelstahlharfe und des Kupfermäanders ist sogar etwas schlechter geworden. Beachtet werden muss, dass der Wirkungsgrad von Solarkollektoren derselben Baureihe produktionsbedingt innerhalb eines Toleranzbereichs schwanken darf. Ein Grund

hierfür kann eine leicht schwankende Qualität des Absorberblechs oder der Kollektorscheibe sein. Eine zusätzliche Abweichung kann aus der Messungenauigkeit des Sonnensimulators resultieren. In Abbildung II-32 ist zu erkennen, dass die Wirkungsgradkennlinie des Kupfermäanders beim zweiten Kollektoraustreiber konstant zwei Prozentpunkte geringer als beim ersten Kollektoraustreiber ist. Der Kupferkreislauf des zweiten Kollektoraustreibers ist aber nahezu unverändert. Der reduzierte Wirkungsgrad des Kupferkreislaufs ist möglicherweise auf die Komponenten Absorberblech, Kollektorscheibe oder Dämmung bzw. auf eine Messungenauigkeit zurückzuführen. Im Rahmen des Projekts war eine zerstörungsfreie Prüfung dieser Komponenten aber nicht möglich. Überträgt man die Verschiebung um zwei Prozentpunkte auf den Edelstahlkreislauf, so hätten die umgesetzten Maßnahmen zu einer geringen Wirkungsgradverbesserung geführt.

II.1.6. Aufbau und Vermessung einer Demonstrationsanlage

Im Anschluss an die Labormessung wurde mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse eine Demonstrationsanlage aufgebaut. Ein 3D-Modell der Anlage findet sich in Abbildung II-33.

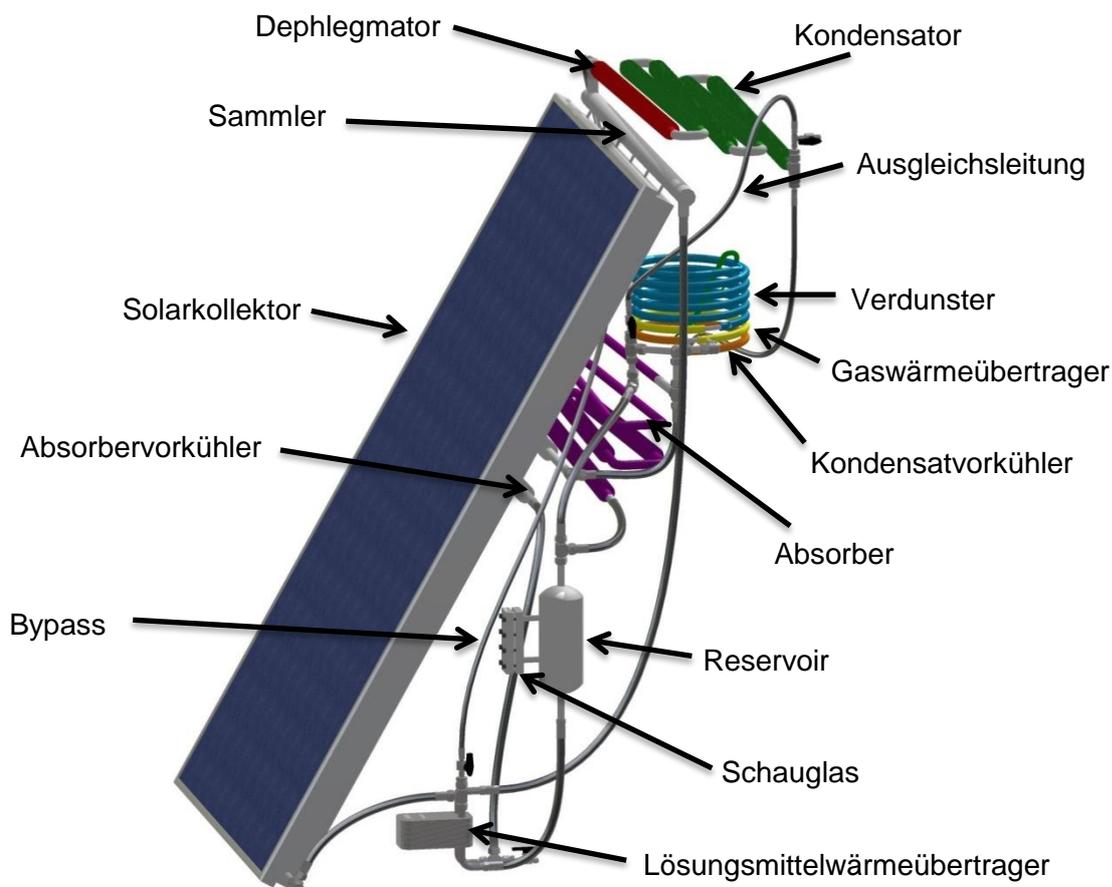


Abbildung II-33: 3D-Modell der solarthermisch beheizten Diffusions-Absorptionskältemaschine

Der Kollektoraustreiber als zentrales Element der solarbeheizten Kältemaschine ist in einem Winkel von 60° zur Horizontalen auf einem fahr- und drehbaren Gestell befestigt. Dadurch kann der Kollektor bei der Vermessung der Sonne nachgeführt werden, um die maximale Einstrahlung in der Kollektorebene zu erreichen. Die wärmeübertragenden Bauteile sind hinter dem Kollektoraustreiber angeordnet. Im Vergleich zur Laboranlage ist die Anlage wesentlich kompakter aufgebaut und mit weniger Messtechnik versehen, um die Wärme- und Druckverluste so gering wie möglich zu halten. Nach dem Aufbau der Demonstrationsanlage wurde diese sowohl in einem Freiluftprüfstand als auch im Sonnensimulator vermessen.

II.1.6.1. Vermessung im Sonnensimulator

Bei der Vermessung im Sonnensimulator sind die Globalstrahlung und die Umgebungstemperatur frei einstellbar. Über einen Heizthermostaten wird die externe Eintrittstemperatur am Verdunster vorgegeben. Abbildung II-34 zeigt die Diffusions-Absorptionskältemaschine bei der Vermessung im Sonnensimulator.



Abbildung II-34: DAKM bei Vermessung im Sonnensimulator (links) und im Freiluftprüfstand (rechts)

Wie in Abbildung II-34 zu sehen ist, werden der Kondensator und der Dehlegmator mit einem Verschattungsblech vor einem Wärmeeintrag durch die Solarstrahlung geschützt. Die Lüfter am Kondensator und am Absorber werden durch zwei PV-Module mit einer Spannung von 12 V und einer Peak-Gesamtleistung von 30 W versorgt, welche auf dem Verschattungs-

blech befestigt sind. Somit kann die Diffusions-Absorptionskältemaschine autark betrieben werden.

Die Demonstrationsanlage ist mit 4,73 kg Ammoniak-Wasser-Lösung befüllt. Der Ammoniakmassenanteil beträgt $\xi_{\text{NH}_3} = 0,53 \text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{Loes}}$. Er ist aufgrund der schlechteren Beheizung durch den verminderten Kollektorwirkungsgrad größer als bei der Laboranlage mit $\xi_{\text{NH}_3} = 0,50 \text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{Loes}}$.

Die Leistungszahl der Anlage berechnet sich zu:

$$COP_{therm} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{\dot{Q}_{Austr,therm}} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{I_{glob} \cdot A_{Koll} \cdot \eta_{Koll}} \quad II-17$$

Der Kollektorwirkungsgrad ist, wie in Abbildung II-26 und Abbildung II-32 zu sehen, abhängig von der mittleren Kollektortemperatur. Diese kann in der Demonstrationsanlage nicht gemessen werden. Für die Berechnung von COP_{therm} wird deshalb $\eta_{Koll} = 0,4$ angenommen.

Die Leistungszahl der gesamten Prozesskette berechnet sich zu:

$$COP_{ges} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{\dot{Q}_{Strahlung}} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{I_{glob} \cdot A_{Koll}} \quad II-18$$

Abbildung II-35 zeigt die Messergebnisse der Anlage beim Test im Sonnensimulator. Die höhere Globalstrahlung führt in den meisten Betriebspunkten nur zu einem geringen Anstieg der Kälteleistung. Die Leistungszahl sinkt dadurch. Nur bei einer hohen Umgebungstemperatur und einem entsprechend hohen Anlagendruck steigt die Kälteleistung erheblich mit der Globalstrahlung an. Dies widerspricht nicht der Tatsache, dass der Kollektorwirkungsgrad die Kälteleistung limitiert. Bei einem höheren Kollektorwirkungsgrad und einer daraus resultierenden höheren Austreibertemperatur ist ein stabiler Anlagenbetrieb, auch mit einem geringeren Ammoniakmassenanteil, über alle Betriebsbedingungen möglich. Die Einfüllkonzentration kann somit verringert werden, was die Absorption verbessert und eine höhere Kälteleistung ermöglicht.

I_{glob} [W/m ²]	ϑ_{amb} [°C]	$\vartheta_{v,ein}$ [°C]	$\dot{Q}_{Kälte}$ [W]	COP_{therm} [-]	COP_{ges} [-]
1023	20	15	226	0,223	0,089
776	20	15	220	0,285	0,114
1027	20	5	157	0,154	0,062
775	20	5	109	0,142	0,057
1025	25	15	192	0,189	0,076
778	25	15	189	0,245	0,098

1030	25	5	107	0,105	0,042
777	25	5	108	0,141	0,056
1032	30	15	192	0,188	0,075
778	30	15	82	0,107	0,043
1027	30	5	75	0,073	0,029
778	30	5	x	x	x

Abbildung II-35: Messergebnisse der DAKM im Sonnensimulator

Die im Sonnensimulator maximal erzielte Kälteleistung beträgt $\dot{Q}_{\text{Kälte}} = 226 \text{ W}$ bei einem Temperaturhub von circa 6,5 K und einer Globalstrahlung von $I_{\text{glob}} = 1023 \text{ W/m}^2$. Der Temperaturhub ist dabei als Differenz zwischen der Umgebungs- und der Verdunsteraustrittstemperatur definiert.

II.1.6.2. Vermessung im Freiluftprüfstand

Aufgrund der schwankenden und nicht beeinflussbaren Umgebungsbedingungen wurde im Freiluftprüfstand hauptsächlich das Start- und Betriebsverhalten untersucht. Die Messungen haben gezeigt, dass ein stark instationäres Betriebsverhalten vorliegt. Zum einen ist dies auf die schwankenden Windverhältnisse und die daraus resultierende Schwankung der Rückkühltemperatur zurückzuführen. Zum anderen wird die Anlage ohne zwischengeschaltete Wasserkreisläufe betrieben. Dadurch sind die thermischen Massen sehr gering. Die Anlage ist besonders bei schwankender Solarstrahlung aufgrund von Wolken sehr instabil.

Die maximale Kälteleistung im Freiluftprüfstand wurde am 03.09.2013 gemessen. Bei einer Umgebungstemperatur von 22,1 °C und einer Globalstrahlung in Kollektorebene von $I_{\text{glob}} = 783 \text{ W/m}^2$ sowie einer Verdunstereintrittstemperatur von $\vartheta_{\text{V,ein}} = 15 \text{ °C}$ wurde eine mittlere Kälteleistung von 228 W erreicht.

Der längste ununterbrochene Anlagenbetrieb wurde am 04.09.2013 bei stabilen Umgebungsbedingungen erzielt, da es nahezu wolkenfrei war. Die Anlage war ohne Nachführung nach Süden ausgerichtet. Der Kollektoraustreiber war mit einer Neigung von 60° zur Horizontalen befestigt. An diesem Tag war eine Kälteerzeugung über 5,5 h von 11.15 Uhr bis 16.45 Uhr möglich. Die maximale Kälteleistung von circa 200 W wurde kurz nach dem Start der Kältemaschine gegen 12.00 Uhr erzielt. Die Umgebungstemperatur war um diese Uhrzeit mit 24 °C noch niedrig.

Nach der Vermessung im Sonnensimulator und im Freiluftprüfstand wurde die Anlage zu einem autarken, solarthermisch angetriebenen Kühlschranks umgebaut. Der Anlagenaufbau ist in Abbildung II-36 zu sehen. Der Kühlschrank ist auf dem fahrbaren Gestell unterhalb des

Absorbers befestigt. Im Kühlschrank ist ein Wärmeübertrager befestigt, der über den externen Verdunsterkreislauf gekühlt wird. Die Zirkulationspumpe wird ebenfalls über die PV-Module versorgt. Diese Demonstrationsanlage zeigt die Funktionsfähigkeit des Anlagenkonzepts und unterstreicht dessen Vorteile einer autarken, verschleißfreien und geräuschlosen Kälteerzeugung.



Abbildung II-36: Demonstrationsanlage eines solarthermisch angetriebenen, autarken Kühlschranks

II.2. Erfolgte Veröffentlichungen

Im Rahmen des Projekts erfolgten folgende Veröffentlichungen:

- Tagungsbeitrag auf der DKV-Tagung 2011 [17]
- Tagungsbeitrag auf der DKV-Tagung 2012 [18]
- Tagungsbeitrag auf der DKV-Studententagung 2011
- Tagungsbeitrag auf der DKV-Studententagung 2012
- Postervortrag beim Jahrestreffen der Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung 2012
- Postervortrag beim Jahrestreffen der Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung 2013
- Beitrag in der Zeitschrift „KI Kälte Luft Klimatechnik“ im Jahr 2013 [19]
- Patent (Nr. 10 2010 017 674) von T. Brendel und M. Zetzsche: *Solarkollektoranlage und Verfahren zu deren Steuerung*
- 3. Platz beim Eurammon Natural Refrigeration Award 2011 durch S. Benz:
Experimental Studies and Simulations for Dimensioning a Diffusion Absorption Refrigeration Machine with Direct Solar-Thermal Drive
- 2. Platz beim Eurammon Natural Refrigeration Award 2013 durch B. Bierling:
Experimental investigation and simulation of the auxiliary gas circuit of a diffusion absorption chiller

Literaturverzeichnis

- [1] Unger, S.; Schwarz, J.: "Edmund Altenkirch - Pionier der Kältetechnik", *Statusbericht Nr. 23, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein*, 2010.
- [2] Stierlin, H.: "Große Reduktion des Energieverbrauches bei den lautlosen Kühlschränken - Eine neue Generation von Absorptions-Kühlschränken", *KI Klima-Kälte-Heizung*, vol. 9, pp. 955-960, 1980.
- [3] Jakob, U.; Eicker, U.; Schneider, D.; Taki, A.H.; Cook, M.J.: "Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications", *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 10, pp. 1138-1150, 2008.
- [4] Osipov, Y.V.; Tret'yakov, N.P.; Nekrasov, N.N.: "Heat and mass transfer during absorption of ammonia by an aqueous solution of ammonia from a hydrogen-ammonia mixture", *Heat Transfer - Soviet Research*, vol. 4, no. 4, pp. 1-8, 1972.
- [5] Zohar, A.; Jelinek, M.; Borde, I.: "The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system", *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 6, pp. 962-969, 2008.
- [6] Zohar, A.; Jelinek, M.; Levy, A.; Borde, I.: "Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle", *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 4, pp. 515-525, 2005.
- [7] Zohar, A.; Jelinek, M.; Levy, A.; Borde, I.: "The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance", *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 13, pp. 2213-2219, 2007.
- [8] Maiya, M.P.: "Triple fluid vapour absorption refrigerator: investigations on solution circuit", in *20th International Congress of Refrigeration*, Sydney, 1999.
- [9] Kouremenos, D.A.; Stegou-Sagia, A.; Antonopoulos, K.A.: "Three-dimensional evaporation process in aqua-ammonia absorption refrigerators using helium as inert gas", *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, no. 1, pp. 68-67, 1994.

- [10] Hochschule Zittau: Stoffwert-Programmbibliothek LibAmWa, Stand 2010.
- [11] Benz, S.: "Experimentelle Untersuchungen und Simulation zur Dimensionierung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine", *Diplomarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2011.
- [12] Bierling, B.: "Experimentelle Untersuchung und Simulation des Hilfsgaskreislaufs einer Diffusions-Absorptionskältemaschine", *Diplomarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2012.
- [13] Baehr, H.D.; Stephan, K.: "Wärme- und Stoffübertragung", 8th ed., *Springer Vieweg*, Berlin, 2013.
- [14] Köhler, J.: "Wärme- und Stoffübertragung in Zweiphasenströmungen", *Vieweg*, Braunschweig, 1996.
- [15] Hayduk, W.; Laudie, H.: "Prediction of diffusion coefficients for nonelectrolytes in dilute aqueous solutions", *American Institute of Chemical Engineers Journal*, vol. 20, no. 3, pp. 611-615, 1974.
- [16] Reid, R.C.; Prausnitz, J.M.; Sherwood, T.K.: "The Properties of Gases and Liquids", *McGraw Hill, 3rd edition*, New York, USA, 1977.
- [17] Schmid, F.; Zetsche, M.; Spindler, K.: "Entwicklung einer direkt solar angetriebenen Kälteanlage auf Basis des Diffusions-Absorptions-Kälteprozesses", in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins AA II.1.13*, Aachen, 2011.
- [18] Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: "Leistungssteigerung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine", in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins AA II.1.13*, Würzburg, 2012.
- [19] Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: "Entwicklung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine", *KI Kälte-Luft-Klimatechnik*, vol. 49, no. 3, pp. 22-27, 2013.

Anhang

<p><u>Kernrohr</u>: $\varnothing 25 \times 1,5$ geschweißt DIN EN 10217-7 Werkstoff: 1.4571 DIN EN 10088 <u>Rippenband</u>: 13,2x0,5 DIN EN 485 Werkstoff: EN AW-1050A (Al 99,5) DIN EN 573-3 <u>Rippenrohr</u>: Rippenband mit dem Kernrohr ohne Zusatzwerkstoff weitgehend spaltfrei verschweißt. 11 Rippen / Zoll Abnahmeprüfzeugnis 3.1 nach DIN EN 10204</p>	<p>Innendurchmesser: $D_i = 22 \text{ mm}$ Außendurchmesser: $D_a = 25 \text{ mm}$ Wandstärke: $s_{Wand} = 1,5 \text{ mm}$ Rippenaußendurchmesser: $D_{Rippe} = 51,4 \text{ mm}$ Rippenhöhe: $h_{Rippe} = 13,2 \text{ mm}$ Rippendicke: $s_{Rippe} = 0,5 \text{ mm}$ Rippen pro Meter: $n_{Rippe} = 433$</p>
--	---

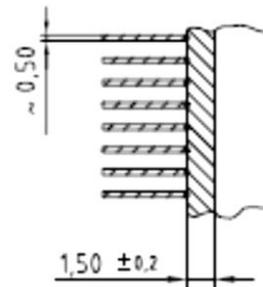
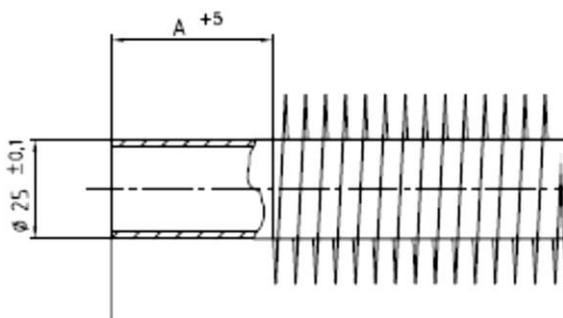


Abbildung A-1: Daten des verwendeten Rippenrohrs

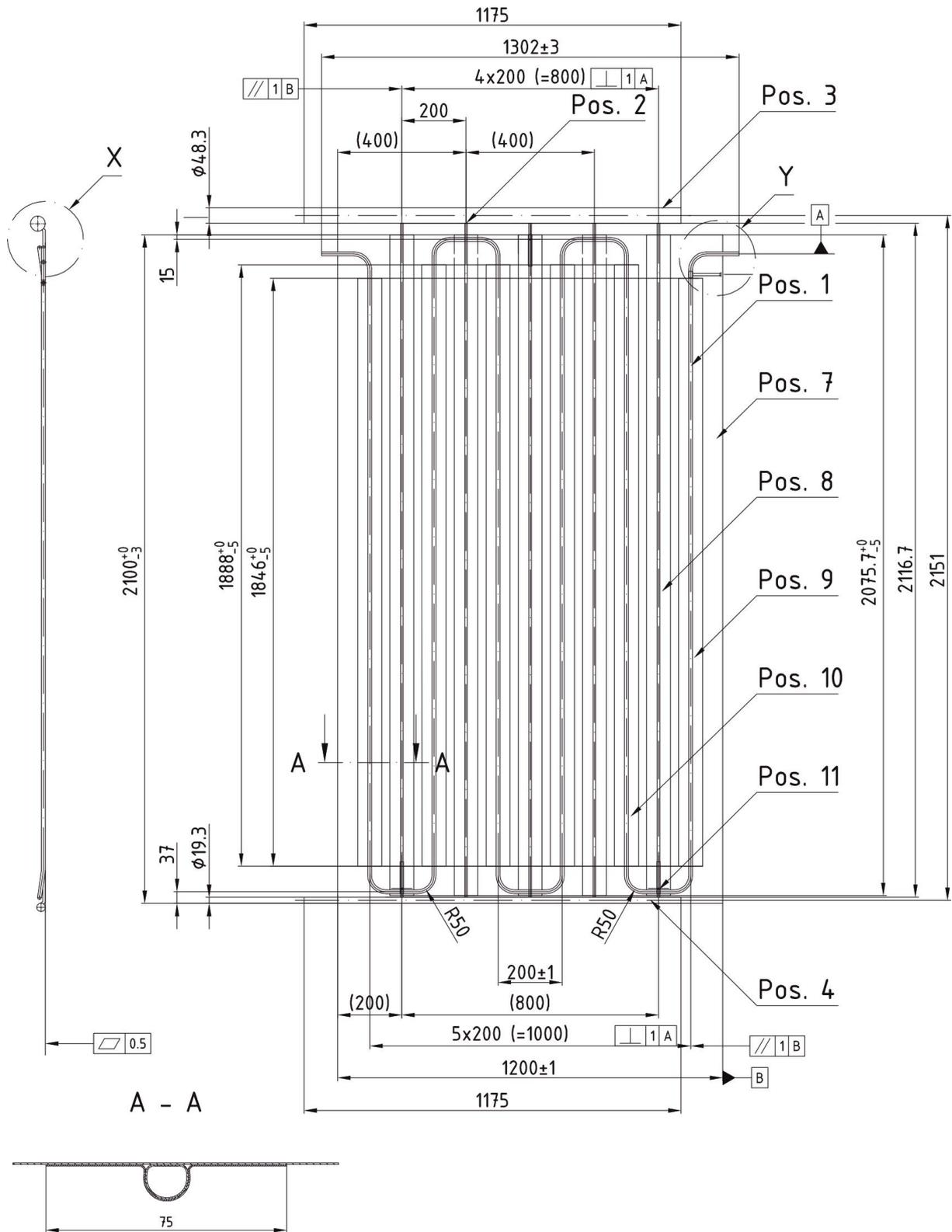


Abbildung A-2: Konstruktionszeichnung des ersten Kollektorausreibers

