

UNIVERSITÄT STUTT GART  
INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK UND WÄRMETECHNIK  
Professor Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen



Abschlussbericht zum Projekt:

## **Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit einem Eisspeicher**

**Laufzeit:**

01.12.2005 bis 28.02.2010

**Bearbeiter:**

Thomas Brendel  
Torsten Koller  
Marco Zetzsche  
Eike Ziegler

**Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)  
Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen  
Pfaffenwaldring 6  
70550 Stuttgart**

**Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327397A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.**

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis.....</b>	<b>IV</b>
<b>I. Randbedingungen .....</b>	<b>1</b>
<b>I.I Aufgabenstellung.....</b>	<b>1</b>
<b>I.II Voraussetzungen des Vorhabens .....</b>	<b>2</b>
<b>I.III Planung und Ablauf des Vorhabens .....</b>	<b>2</b>
<b>I.IV Wissenschaftlicher und technischer Stand .....</b>	<b>3</b>
I.IV.I Solare Kühlung.....	3
I.IV.II Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine.....	5
I.IV.III Eisspeicher.....	7
<b>I.V Zusammenarbeit mit anderen Stellen.....</b>	<b>7</b>
<b>II. Darstellung der Ergebnisse .....</b>	<b>8</b>
<b>1. Funktionsweise der Absorptionskältemaschine.....</b>	<b>8</b>
<b>2. Untersuchungen zum Austreiber und zur Membranpumpe.....</b>	<b>9</b>
2.1 Austreiber DLR.....	10
2.2    Austreiber ITW 1.....	13
2.3    Austreiber ITW 2.....	15
2.4    Vergleich Austreiber ITW 1 und 2.....	16
2.5 <b>Membranpumpe .....</b>	<b>18</b>
2.5.1    Membranpumpen des Herstellers A.....	18
2.5.2    Membranpumpe des Herstellers B.....	19
2.5.3    Erfahrungen mit Membranwerkstoffe.....	19
2.5.4    Wechselwirkungen mit Absorberdüse.....	19
2.5 <b>Kostenentwicklung der realisierten Kältemaschinen.....</b>	<b>20</b>
<b>3. Messungen an der Absorptionskältemaschine im Labor.....</b>	<b>21</b>
<b>3.1 Messtechnik .....</b>	<b>21</b>
3.1.1. Temperaturmessung.....	22
3.1.2. Druckmessung.....	23
3.1.3. Volumenstrom-, Massenstrom- und Dichtemessung .....	23
3.1.5 Fehlerbetrachtung.....	24
<b>3.2 Antriebswärmequelle Heizgerät .....</b>	<b>26</b>
<b>3.3 Antriebswärmequelle Kollektorfeld.....</b>	<b>27</b>
<b>4. Entwicklung, Bau und Erprobung eines Eisspeichers .....</b>	<b>29</b>
<b>4.1 Entwicklungsschritte des Wärmeübertrager.....</b>	<b>30</b>
<b>4.2 Beladung des Eisspeichers .....</b>	<b>33</b>
4.2.1 Beladung des Eisspeichers mit System A.....	33
4.2.2 Vergleich der Beladungen mit System A und System B .....	36
4.2.3 Vergleich von simulierten und vermessenen Beladungsprozessen.....	38
4.2.4 Vergleich von Beladungsversuchen mit System A, C und E.....	40
4.2.4 Messdaten Endkonfiguration Eisspeicher im realen Anlagenbetrieb .....	42
<b>4.3 Entladung des Eisspeichers .....</b>	<b>44</b>

4.3.1 Vergleich Entladung mit System A und System B.....	46
4.3.2 Vergleich von simulierten und vermessenen Entladungsprozessen.....	47
4.3.3 Vergleich der Entladung mit System C und E .....	51
<b>5. Kühlkonzept am ITW.....</b>	<b>53</b>
5.1 Kühllastberechnung .....	53
5.2 Aufbau des Kühlnetzes und Entwicklungsschritte.....	55
5.2.1 Kühldecken .....	55
5.2.1 Hydraulische Verschaltung .....	55
<b>6. Messungen bei solarer Kühlung.....</b>	<b>59</b>
6.1 Ausgewählte Messungen im Jahr 2008 .....	59
6.2.1 Raumtemperatur .....	60
6.2.2 Regelverhalten.....	61
6.2.3 Kälteleistung und COP der Kältemaschine .....	63
6.2 Ausgewählte Messungen im Jahr 2009 .....	65
<b>7. Betrieb als Wärmepumpe.....</b>	<b>69</b>
<b>8. Weitere Prototypanlagen.....</b>	<b>71</b>
8.1 Prototypanlage Bielefeld.....	71
8.2 Prototypanlage Groß Rohrheim .....	71
<b>9. Richtlinien für Planung, Einsatz und Nachrüstung.....</b>	<b>73</b>
9.1 Aufstellung der Kältemaschine .....	73
9.2 Austausch der Membranpumpe in der Kältemaschine .....	73
9.3 Transport der Absorptionskältemaschine.....	74
9.4 Aufstellung des Kollektorfeld und zu verwendende Kollektortypen .....	74
9.5 Eisspeicher.....	75
9.6 Berechnung der Kühllast .....	75
9.7 Angebotsvorbereitung und Anfrage .....	75
<b>10. Fazit.....</b>	<b>76</b>
<b>Anhang A: Kollektordaten.....</b>	<b>78</b>
<b>Anhang B: Gekühlte Büroflächen.....</b>	<b>79</b>
<b>Anhang C: Schaltung Wärmepumpe.....</b>	<b>80</b>
<b>ANHANG D: Hydraulikschema.....</b>	<b>81</b>
<b>ANHANG E: Veröffentlichungen.....</b>	<b>82</b>
<b>Anhang F: Sicherheitsdatenblatt Transport AKM.....</b>	<b>84</b>
<b>Anhang G: Unfallmerkblatt UN 2073 .....</b>	<b>101</b>

## Abkürzungsverzeichnis

Abs	absolut
AKM	Absorptionskältemaschine
aL	arme Lösung
Austr.	Austreiber
BL	Beladungsleistung
COP	Coefficient of Performance
EL	Entladungsleistung
ES	Eisspeicher
Exp	Experiment
ILK	Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH
ITT	Institut für Technische Thermodynamik
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
KM	Kältemittel
KWS	Kaltwasserspeicher
liq	liquid
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
PWÜ	Plattenwärmeübertrager
Rel	relativ
rL	reiche Lösung
RK	Raumkühlung
Sim	Simulation
ÜE	Übertragene Energiemenge
WÜ	Wärmeübertrager
ZAE	Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung

# **I. Randbedingungen**

## ***I.1 Aufgabenstellung***

Für die energieeffiziente Wärmeversorgung und Klimatisierung von Gebäuden gewinnen Wärmepumpen und Absorptionskältemaschinen immer mehr an Bedeutung. Ziel des Vorhabens war die Entwicklung einer solar angetriebenen, ausschließlich mit Umgebungsluft gekühlten, Absorptionskälteanlage mit einer Kälteleistung von ca. 10 kW, sowie Untersuchungen zum Einsatz dieser Anlage als Wärmepumpe. Weiterhin sollte ein Eisspeicher entwickelt und erprobt werden.

Im Projekt sollte die vorhandene Absorptionskälteanlage zunächst mit einem Solarkollektorfeld als Heizquelle betrieben und vermessen werden. Danach war die Anlage um einen Eisspeicher zu erweitern und ausgewählte Büroräume des Instituts zu klimatisieren. Damit konnte im folgenden Sommer der reale Kühlbetrieb vermessen werden. Parallel dazu soll die Anlage selbst weiterentwickelt werden. Neben der Verbesserung der Effizienz der Anlage sollen Möglichkeiten zur Kostenreduzierung untersucht werden. Bis dahin sollte auch eine vollautomatische Anlagensteuerung verfügbar sein und getestet werden. Weiterhin soll die Machbarkeit des Wärmepumpeneinsatzes der Anlage untersucht werden. In einem Aufstockungsvorhaben sollte ein verbesserter Austreiber für die Kältemaschine entwickelt und erprobt werden. Ebenfalls im Rahmen des Aufstockungsvorhabens geplant, war die Errichtung und Vermessung von zwei Demonstrationsanlagen. Dabei war zum einen die Verbundschaltung von mehreren Eisspeichern zur Deckung des Kältebedarfs zu untersuchen. Zum anderen sollten generell Erfahrungen mit den Anlagen im Feld gesammelt werden.

Am Ende des Projektes soll eine verbesserte Absorptionskälteanlage entstanden sein, einschließlich einer bedienerfreundlichen Anlagensteuerung. Die Anlage soll auch als Wärmepumpe einsetzbar sein. Für die Planung des Einsatzes der Anlage in neuen Gebäuden sowie für die Nachrüstung in bestehenden Solaranlagen sollen detaillierte Richtlinien erarbeitet werden.

Das Vorhaben wurde in Kooperation mit der Firma SCHÜCO International KG durchgeführt.

### ***I.II Voraussetzungen des Vorhabens***

Grundlegendes Ziel der Forschung im Bereich solarer Kälteerzeugung ist die Einsparung von Primärenergie. Damit kann diese Technologie zur geforderten Verminderung des Ausstoßes von Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) beitragen.

Ein möglicher Weg zur Realisierung ist die Substitution von elektrisch betriebenen Kältemaschinen durch thermisch angetriebene Kälteanlagen. Diese Kälteanlagen werden primär durch Wärme angetrieben und benötigen nur für Umwälzpumpen und Lüfter einen kleinen Anteil an elektrischem Strom. Für Kälteleistungen von über 50 kW stehen hierzu erprobte und in Serie hergestellte Ad- und Absorptionskälteanlagen zur Verfügung. Um diese Anlagen solar zu betreiben, sind jedoch relativ große Kollektorfelder erforderlich. Die Größe des Kollektorfeldes hängt von der Einstrahlung, dem COP der Kälteanlage sowie dem Wirkungsgrad der Kollektoren ab.

Um eine Kälteanlage in einem Leistungsbereich bis zu 10 kW zu realisieren sind sowohl Ad- als auch Absorptionsverfahren geeignet. Bei der Adsorption erfolgt die Klimatisierung entweder kontinuierlich über die Raumluft (Sorptionsräder) oder die Anlagen arbeiten diskontinuierlich (Reaktoren) und erzeugen Kaltwasser.

### ***I.III Planung und Ablauf des Vorhabens***

Das Projekt wurde zunächst für eine Dauer von 3,5 Jahren geplant. Projektbeginn war am 01.12.2005. Da die beiden Projektbearbeiter erst zum 01.03. bzw. 01.04. 2006 eingestellt werden konnten, gab es einen ca. 4-monatigen Verzug bei der Arbeits- und Zeitplanung. Die geplanten Arbeiten konnten jedoch im Rahmen der bis zum 28.02.2010 verlängerten Laufzeit abgearbeitet werden.

Im Jahr 2006 wurde die Kälteanlage erstmals mit einem Solarkollektorfeld, aber ohne thermische Speicher, vermessen. Die Kühllasten der Büros wurden ermittelt und eine Strategie für die Regelung der Kühlung entwickelt. Ein neues Konzept für den alternativen Austreiber wurde entwickelt und konstruktiv umgesetzt. Es wurden Laborversuche für verschiedene, im späteren Eisspeicher einzusetzende, Halbzeuge (Rohre und Schläuche) durchgeführt. Auf dieser Basis wurde ein Eisspeicher-Prototyp entwickelt.

Im folgenden Jahr 2007 wurde ein alternativer Austreiber hergestellt, in die Kälteanlage eingebaut und vermessen. In den Büros wurden Kühldecken eingebaut und das Kälteverteilnetz errichtet. Für den Bau des Eisspeichers wurden in einem Speicherbehälter mit 500 l Inhalt verschiedene Wärmeübertragungssysteme eingebaut und vermessen. Es wurden TRNSYS-

Simulationen zur Entwicklung der Regelstrategien zur Gebäudekühlung bzw. Heizung durchgeführt. Weiterhin wurden Simulationen zur Dimensionierung von Kollektorfeld und Eisspeicher durchgeführt.

Im Sommer 2008 konnte die Demonstrationsanlage zum solaren Kühlen am ITW in Betrieb genommen und erste Messungen durchgeführt werden. Dabei wurde ein automatischer Anlagenbetrieb über eine elektronische Steuerung erfolgreich erprobt. Ein neues Konzept zur bestmöglichen Nutzung der zur Verfügung stehenden solaren Wärme kam dabei zum Einsatz. In den angeschlossenen Räumen war der Kühleffekt deutlich zu spüren und konnte quantifiziert werden. Weiterhin ist 2008 ein Aufstockungsantrag gestellt und bewilligt worden. In diesem Rahmen sind im Jahr 2009 zwei Demonstrationsanlagen an Standorten der Firma Schüco in Bielefeld und Groß Rohrheim errichtet worden. Leider konnten nur wenige Messungen durchgeführt werden. Durch den relativ kühlen Sommer mit wenigen Kühltagen sowie technischen Anlaufschwierigkeiten konnte in Bielefeld kaum gemessen werden. Die Anlage in Großrohrheim konnte durch einige Mängel bei der Installation, erst nach den Nachbesserungen der ausführenden Firmen, im Herbst vollständig in Betrieb gehen. Grundsätzlich konnten aber auch hier wichtige Erfahrungen für die Auslegung, Planung und Errichtung von solaren Kälteanlagen gewonnen werden. Die Kälteanlage des ITW wurde jedoch den Sommer über weiter vermessen. Dabei wurden die Regelstrategien weiter verbessert. Ende 2009 bis Projektende 2010 wurde der Wärmepumpenbetrieb getestet. Weiterhin wurde ein neues Konzept für den Austreiber der Kältemaschine entwickelt und vermessen.

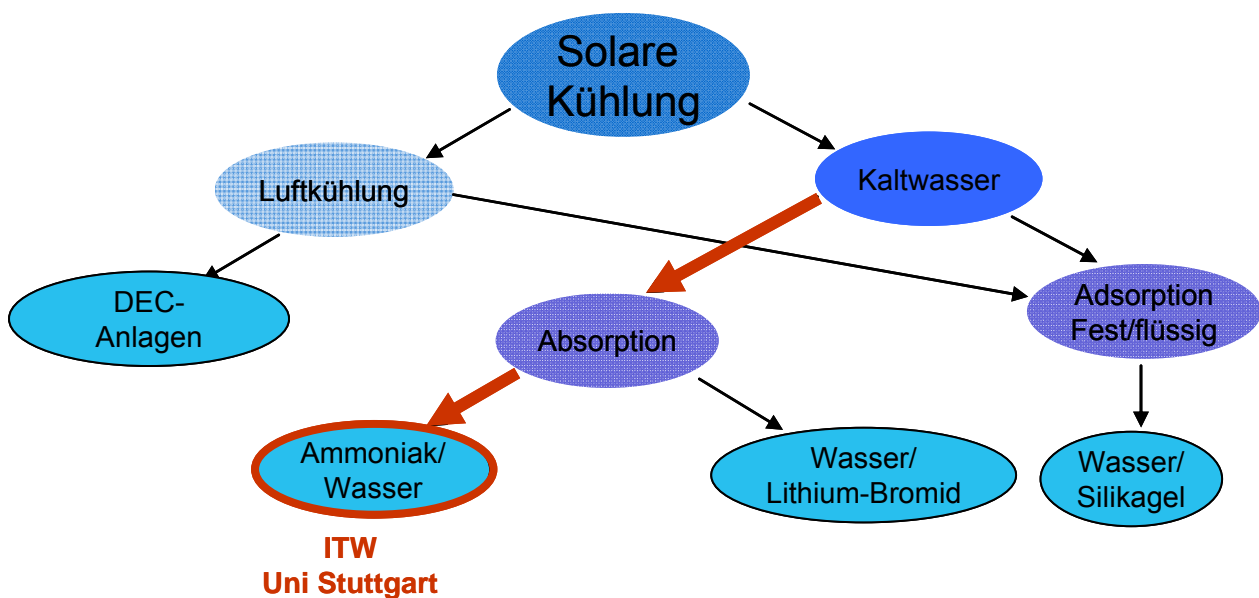
## ***I.IV Wissenschaftlicher und technischer Stand***

### **I.IV.I 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 und gerade in Spitzenlastzeiten kann dies zur Überlastung bis hin zum Zusammenbruch von Stromnetzen führen. Deshalb wird vermehrt an Konzepten mit thermisch angetriebenen Kältemaschinen geforscht. Es ist nahe liegend die Sonnenenergie als thermischen Antrieb zu nutzen, da Angebot an Solarstrahlung und Bedarf an Kälteleistung nahezu zeitgleich vorhanden sind. Großes Potenzial besteht bei Anlagen für die Kühlung von Ein- oder Zweifamilienhäusern sowie kleinen Gewerbeflächen im Leistungsbereich von 5-20 kW. Die Verfahren z.B. für die Absorptionskälteanlagen sind bekannt und Anlagen größerer Leistungen (50-200 kW) sind am Markt verfügbar. Anlagen kleinerer Leistungen sind aufgrund der hohen spezifischen Kosten bislang nicht am Markt etabliert. Solar angetriebene Absorptionskältemaschinen wurden bislang fast nur im Rahmen von Pilot- und

Demonstrationsprojekten realisiert. Es besteht weiterhin ein großer Bedarf zur Optimierung dieser Anlagen, um 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 dadurch, dass günstige Serienprodukte wie z.B. Plattenwärmeübertrager in der Kältemaschine eingesetzt werden.

Besonders häufig wird die Absorption mit flüssigen Sorbentien, die einen kontinuierlichen Betrieb ermöglichen, angewandt. Die Stoffpaare sind dabei entweder Wasser/Lithiumbromid oder Ammoniak/Wasser. In den letzten Jahren gab es eine große Anzahl von Entwicklungen von Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung mit diesen Stoffpaaren. Am bekanntesten sind die Anlagen des ZAE Bayern/TU Berlin und des ILK Dresden die mit Wasser/Lithiumbromid arbeiten. An der FH Stuttgart wurde eine Diffusions-Absorptions-Kälteanlage mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser und dem Hilfsgas Helium entwickelt. Abbildung I-1 zeigt häufig zum Einsatz kommende Verfahren.



**Abb. I-1: Verfahren zur solaren Kühlung**



## I.IV.II Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine

Mitte der 90er Jahre wurde am Institut für Technische Thermodynamik (ITT) des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) eine leistungsgeregelte Absorptions-Wärmepumpe für Gebäudeheizung entwickelt. Diese Arbeiten wurden unter der Nummer 03502104 vom Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie gefördert. Die Anlage hat die gewünschten Merkmale: Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser und eine Lösungsmittelpumpe. Da an sich jede Wärmepumpe auch als Kältemaschine betrieben werden kann, sah das ITW eine Einsatzmöglichkeit der Anlage als solar betriebene Kälteanlage. Beim ursprünglichen System, einer mit Gas befeuerten Absorptionsanlage mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser, musste hierzu der gasbeheizte Austreiber gegen einen mit Wasser beheizten Austreiber ausgetauscht und der Verdampfer ersetzt werden.

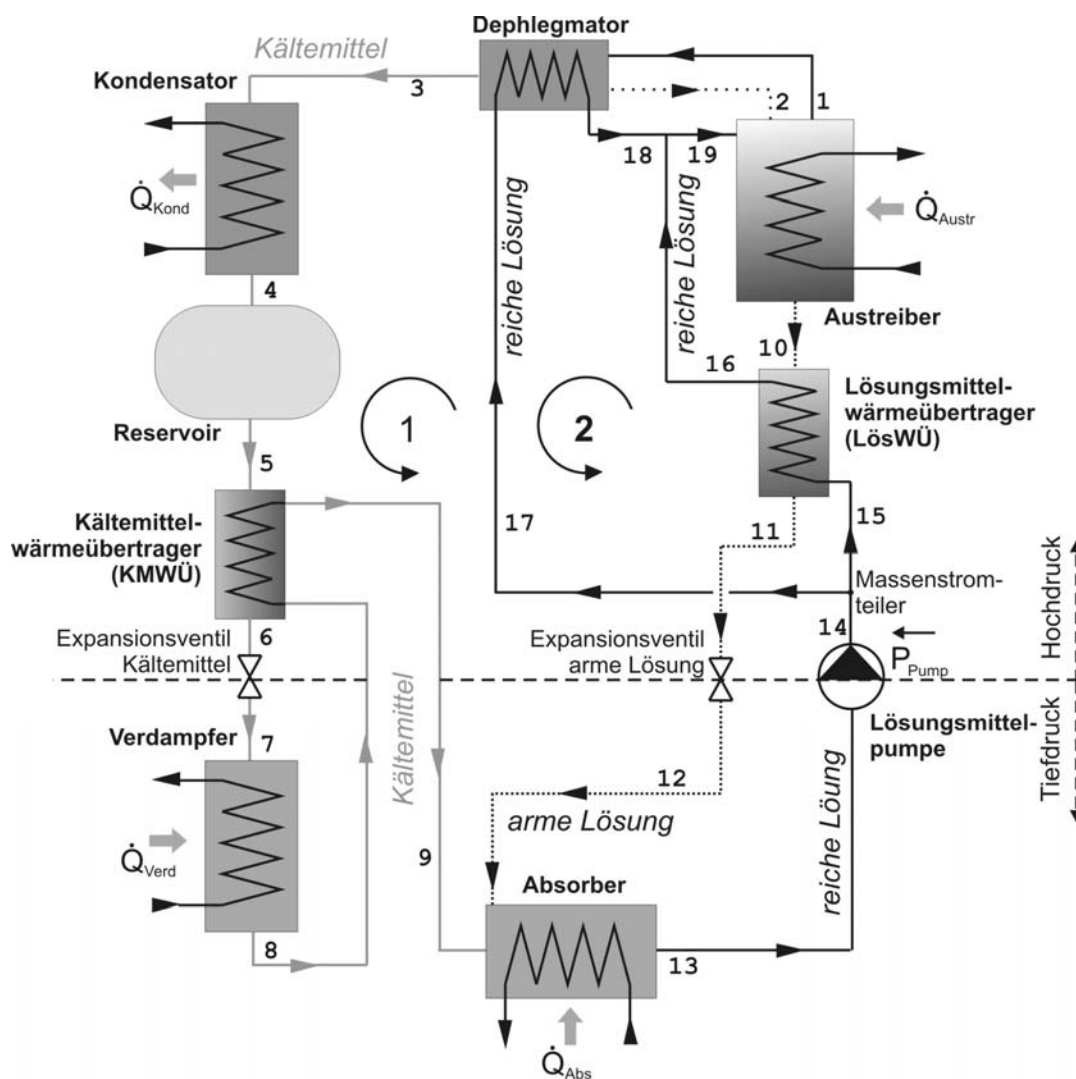
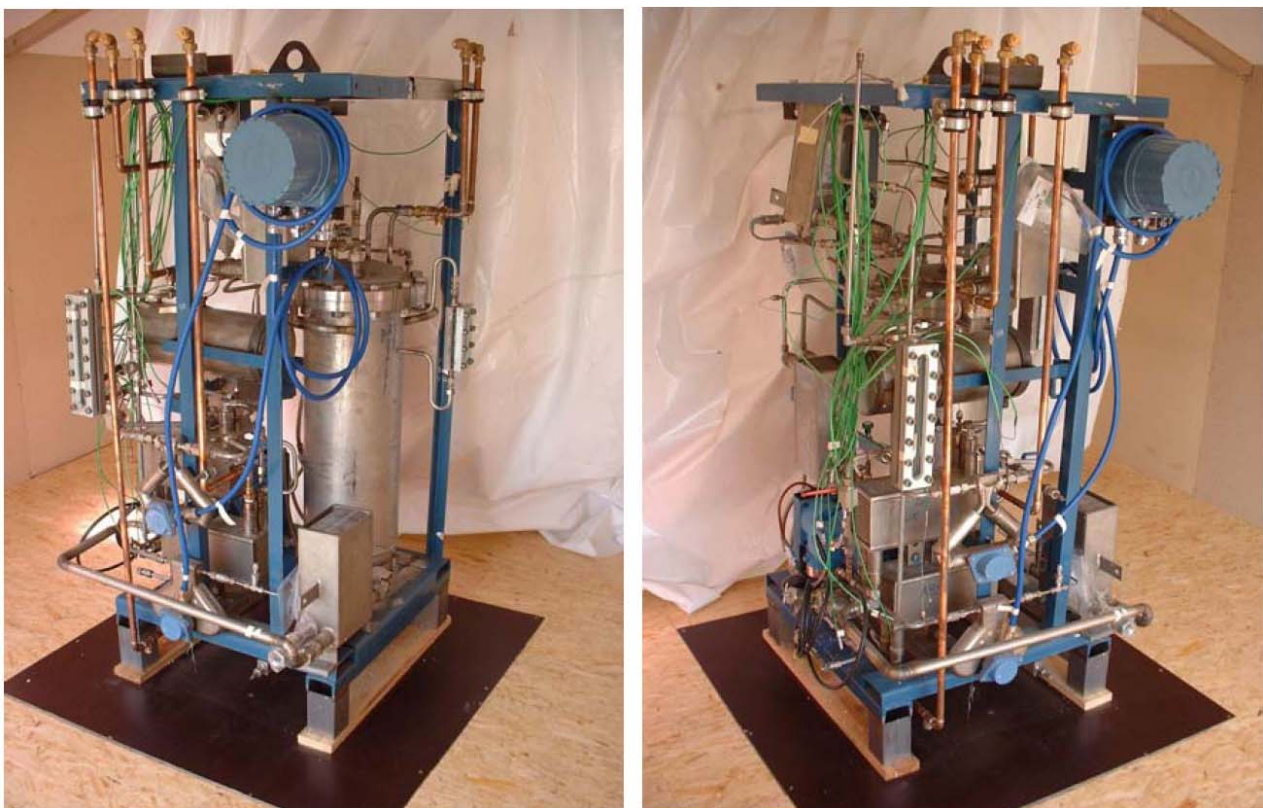


Abb. I-2: Anlagenschema

Das Anlagenschema ist in Abbildung I-2 dargestellt. Die Anlage verfügt neben den grundlegenden Bauteilen (Austreiber, Verflüssiger, Verdampfer, Absorber, Umwälzpumpe und Drosselventile) über drei Wärmeübertrager zur Nutzung der inneren Wärmeströme sowie ein Reservoir für flüssiges Kältemittel.

Als Lösungsmittelpumpe dient eine Membranpumpe. Alle Wärmeübertrager, außer dem Austreiber, sind als Plattenwärmeübertrager ausgebildet. Während dies für den Lösungswärmeübertrager als Standard gesehen werden kann, stellt es für den Absorber doch eine ungewöhnliche Lösung dar. Die bis dahin gewonnenen Messwerte der Anlage bestätigen die Wirksamkeit des Absorbers. Im Rahmen des DLR-Entwicklungsprojekts wurden zwei Patente erteilt. Das erste Patent betrifft den gasbefeuerten Austreiber der Absorptionswärmepumpe und trägt die Nummer DE 102 19 550 B4 2004.09.16. Das zweite betrifft den Absorber und trägt die Nummer DE 296 37 21 A1.

Um die Anlage zur solar betriebenen Kälteanlage umzubauen, wurde der bis dahin mit Gas befeuerte Austreiber durch einen mit Wasser beheizten Austreiber ersetzt. Weiterhin musste ein Verdampfer nachgerüstet werden. Die Anlage hatte ursprünglich einen externen mit Luft beheizten Verdampfer. Für den Verdampfer wurde ebenfalls ein Plattenwärmeübertrager verwendet. In Abbildung I-3 ist die umgebaute und betriebsfertige Anlage dargestellt (Prototyp).



**Abb. I-3: Prototyp DLR**

### **I.IV.III Eisspeicher**

Da die Antriebsquelle, die Sonne, nicht permanent zur Verfügung steht, lässt sich ein ständiger Komfort der Kühlung nur mit Hilfe von Wärme- bzw. Kältespeichern gewährleisten. Die Erzeugung von Temperaturen unter 0°C und damit die Erzeugung von Eis ist nur mit Ammoniak als Kältemittel möglich. Der Volumenbedarf eines Eisspeichers beträgt nur ca. 10% eines reinen Kalt-Wasserspeichers bei gleicher gespeicherter Kältemenge. Nur mit Eisspeichern ist es praktikabel, im Extremfall bis zu mehreren Tagen einen Kühlbetrieb nur über den Eisspeicher zu ermöglichen. Bislang gab es keine geeigneten Produkte am Markt. Am Markt werden Produkte erst ab einem Volumen von etwa 3 m<sup>3</sup> angeboten. Diese Speicher werden für Großkälteanwendungen in Hotels oder Kaufhäusern eingesetzt und mit Kompressionskältemaschinen beladen. Hintergrund ist die Eisproduktion bei niedrigem Nachtstromtarif. Speicher dieser Größe kamen für das geplante Konzept zur solaren Kühlung nicht in Frage. Aufgrund der zuvor beschriebenen Ziele und seiner geringen Größe muss der Eisspeicher bestimmte Anforderungen erfüllen: Er sollte möglichst aus Standardkomponenten bestehen, eine hohe Speicherkapazität besitzen, sowie geringe Kosten betreffend des Materials der Herstellung und des Betriebs verursachen. Eine hohe Flexibilität bei der Be- und Entladung ist ebenfalls notwendig. Das verwendete Speichermaterial sollte ökologisch unbedenklich und kostengünstig sein.

### ***I.V Zusammenarbeit mit anderen Stellen***

Dieses Forschungsprojekt wurde in Kooperation mit der Firma *Schüco International KG* durchgeführt.

## II. Darstellung der Ergebnisse

### 1. Funktionsweise der Absorptionskältemaschine

In Abb. I-2 ist der Aufbau der Absorptionskältemaschine schematisch dargestellt. Am Austreiber wird die Antriebswärme auf hohem Temperaturniveau zugeführt. Im Austreiber befindet sich die reiche Ammoniak/Wasser-Lösung. Aufgrund der Wärmezufuhr verdampft Ammoniak sowie ein geringer Anteil an Wasser. Der Wasseranteil im Kältemittel ist dem Prozess abträglich und muss entfernt werden. Dies geschieht im Dephlegmator, der mit kalter, reicher Lösung gekühlt wird. Dadurch kondensiert der Wasseranteil im Kältemittel und am Austritt des Dephlegmators liegt nahezu reines Ammoniak als Kältemittel vor.

Das Kältemittel, das noch immer dampfförmig ist, wird im Kondensator verflüssigt. Dabei ist die Kondensationswärme abzuführen. Das flüssige Kältemittel gelangt in das Reservoir, das als kurzzeitiger Pufferspeicher dient, und durchströmt den Kältemittelwärmeübertrager. Dort wird dem flüssigen Kältemittel, das Kondensationstemperatur besitzt, Wärme durch verdampftes Kältemittel (bei Verdampfungstemperatur) entzogen. Aufgrund dieses Kältemittelwärmeübertragers kann die Effizienz der Kältemaschine deutlich gesteigert werden.

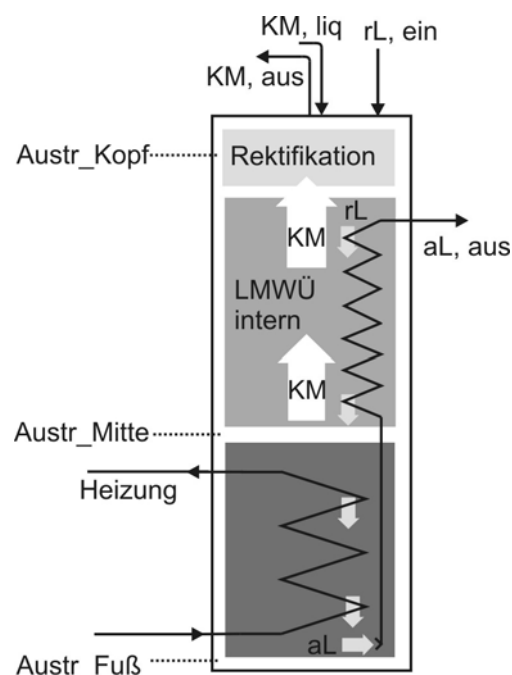
Im Anschluss wird der Druck des flüssigen Kältemittels durch das Expansionsventil vom Hochdruck auf den Tiefdruck gesenkt. Das Kältemittel strömt in den Verdampfer und verdampft unter Aufnahme von Wärme. Dabei entsteht die nutzbare Kälteleistung. Nachdem der Kältemitteldampf den Lösungswärmeübertrager passiert hat, wird er am Absorber mit der armen Lösung in Kontakt gebracht. Die arme Lösung strömt vom Austreiber, durch den Lösungsmittelwärmeübertrager zum Expansionsventil und wird auf den Tiefdruck gedrosselt. Aufgrund der Kühlung des Absorbers kann die arme Lösung den Kältemitteldampf absorbieren und am Austritt des Absorbers liegt eine reine Flüssigkeit (reiche Lösung) vor. Die reiche Lösung wird mit der Membranpumpe auf die Hochdruckseite in den Austreiber gepumpt. Dabei durchströmt die reiche Lösung einerseits durch den Lösungsmittelwärmeübertrager und andererseits durch den Dephlegmator. Auf diese Weise wird die reiche Lösung schon vor dem Eintritt in den Austreiber vorgewärmt und im Lösungsmittelwärmeübertrager wird die arme Lösung abgekühlt. Der Lösungsmittelwärmeübertrager trägt einen wesentlichen Teil zur hohen Effizienz der Anlage bei.

## 2. Untersuchungen zum Austreiber und zur Membranpumpe

Der Austreiber, auch Kocher genannt, dient im klassischen Sinne der Trennung einer Kältemittel- / Lösungsmittelmischung in einer Absorptionskältemaschine. Durch Beheizung des Behälters können aufgrund der unterschiedlichen Siedetemperaturen von Kältemittel und Lösungsmittel die Stoffe getrennt werden.

Der neu konstruierte Austreiber vereint, zusätzlich zur Beheizung der Ammoniak-/Wasserlösung, die Rektifikation und die Lösungsmittelwärmeübertragung durch eine integrierte Rektifikationszone, d.h. eine Abtrennung von Wasseranteilen im Ammoniakdampf bereits im Austreiberbehälter und eine integrierte Wärmeübertragung zwischen armer Lösung und reicher Lösung, d.h. eine vollständige interne Rückgewinnung von Nutzwärme.

Prinzipiell ist er daher in drei wesentliche Abschnitte aufgeteilt: Den Heizbereich, den Bereich der interne Lösungsmittelwärmeübertragung und die Rektifikationszone. Siehe dazu Abbildung 2.1. Das Funktionsprinzip ist ebenfalls anhand Abbildung 2.1 gut erkennbar.



**Abb. 2.1: Prinzipieller Aufbau des Austreibers ITW**

Die an Ammoniak reiche Lösung tritt am Kopf des Austreibers ein, passiert die Rektifikationszone überströmt den Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) und sammelt sich schließlich im Heizraum (Heizung). Dort wird Ammoniak aus der Lösung ausgetrieben und strömt dampfförmig entgegengesetzt zur Strömungsrichtung der reichen Lösung den LMWÜ entlang, durch die Rektifikation und verlässt den Austreiber am Kopf. Die arme Lösung sammelt sich aufgrund der

im Vergleich zur reichen Lösung höheren Dichte im Fußbereich des Austreibers. Dort wird sie abgesaugt und durchströmt den LMWÜ um letztendlich am höchsten Punkt des LMWÜ den Austreiber zu verlassen.

## **2.1 Austreiber DLR**

Der Austreiber DLR besteht aus einem Plattenwärmeübertrager der in einen zylindrischen Druckbehälter integriert ist. Der Druckbehälter ist am Kopfende mit einem Flansch verschlossen. Die Hohlräume im Behälter sind mit Raschig-Superringen verfüllt. Der Plattenwärmeübertrager besteht aus zwei von armer Lösung durchströmten Platten und sieben mit Heizfluid durchströmte Platten.

Versuche zeigten, dass sich der Volumenstrom des Austreibers mit steigender Druckdifferenz zwischen Heizfluidseite und Kältemittelgemischseite verringert. Diese Druckdifferenz kommt mit zunehmendem Hochdruck zustande.

Die Ursache für die Volumenstromabnahme liegt in der Konstruktion des Austreibers, siehe dazu Abbildung 2.2. Die Bauweise des Austreibers mit integrierten Platten zur Wärmeübertragung führt dazu, dass eine hohe Verformung der einzelnen Platten entstehen kann, wenn sehr hohe Druckdifferenzen zwischen Plattenaußenseite und Platteninnenseite auftreten, siehe dazu Abbildung 2.3. Abbildung 2.4 verdeutlicht diesen Sachverhalt anhand zweier unterschiedlicher Druckzustände (Vordruck des Solarkreises von 4 und 8 bar) auf der Heizfluidseite. Je geringer der Vordruck auf der Seite des Heizfluid, im vorliegenden Diagramm als Vordruck Solarseite bezeichnet, desto geringer ist der Volumenstrom durch den Heizkreis. Dieses Problem machte eine Neukonstruktion des Austreibers notwendig, da die Druckverluste auf der Seite des Heizfluids deutlich geringer sein mussten. Die Größe der Umwälzpumpe des Heizfluids ist unmittelbar abhängig vom Druckverlust im Heizkreis. Somit hat der Druckverlust einen großen Einfluss auf die Anschaffungskosten der Pumpe und deren Stromverbrauch. In Abbildung 2.5 ist ein Vergleich der Druckverluste zwischen Ein- und Austritt der jeweiligen Heizungen der Austreibertypen DLR, ITW 1 und ITW 2 dargestellt. Bei einem Volumenstrom von 1000 l/h beträgt der Druckverlust der Heizung des Austreibers DLR etwa 4,7 bar. Dieser konnte bei der Heizung des Austreibers ITW 1 auf circa 2,3 bar und beim Austreiber ITW 2 auf circa 0,5 bar gesenkt werden. Des Weiteren sollten im neu konstruierten Austreiber weitere Verbesserungen der Konstruktion und der Funktion umgesetzt werden. Dazu zählten z.B. eine Reduktion des Ammoniakfüllvolumens sowie die Integration der Lösungsmittelwärmeübertragung und einer Rektifikation in den Austreiber.

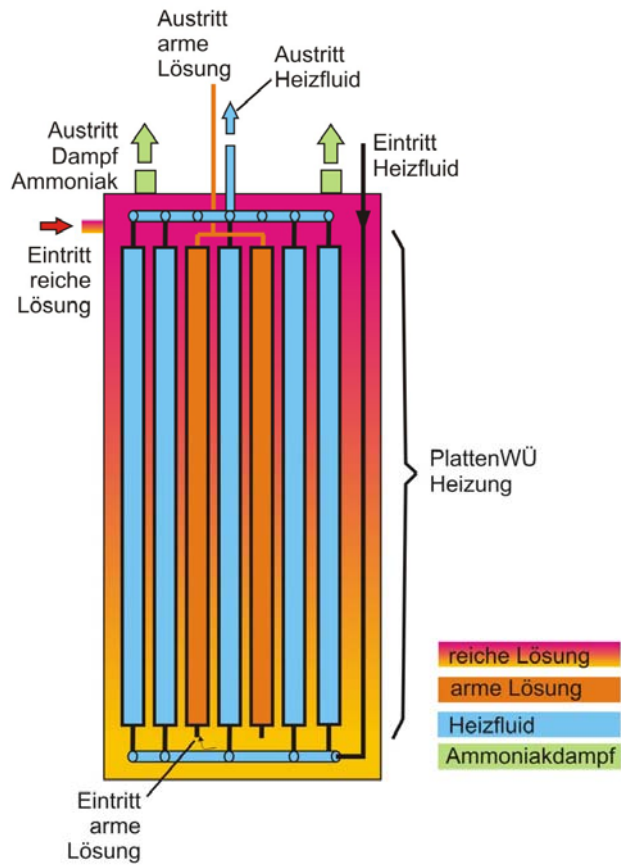


Abb. 2.2: Schematischer Aufbau Austreiber DLR

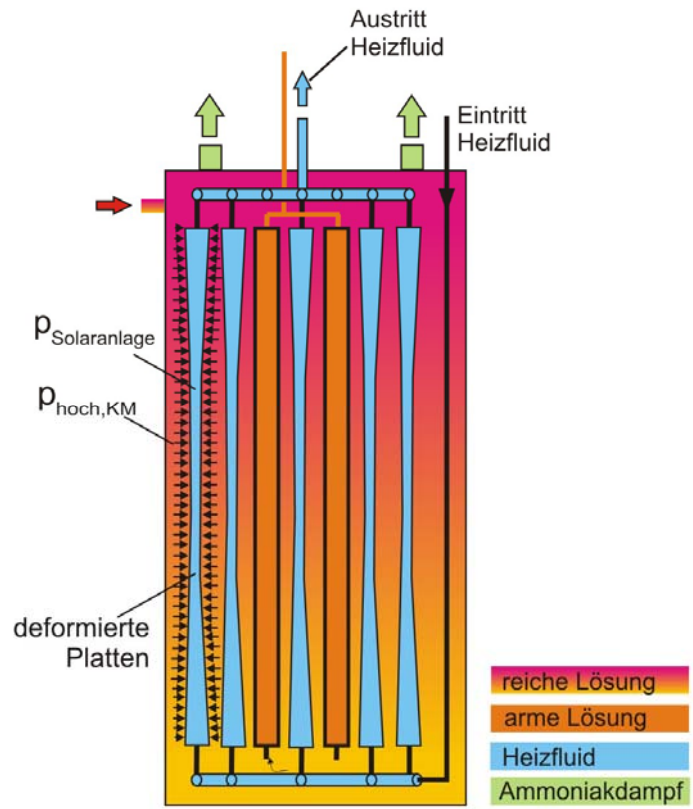


Abb. 2.3: Verformung der Platten des Wärmeübertragers im Austreiber DLR

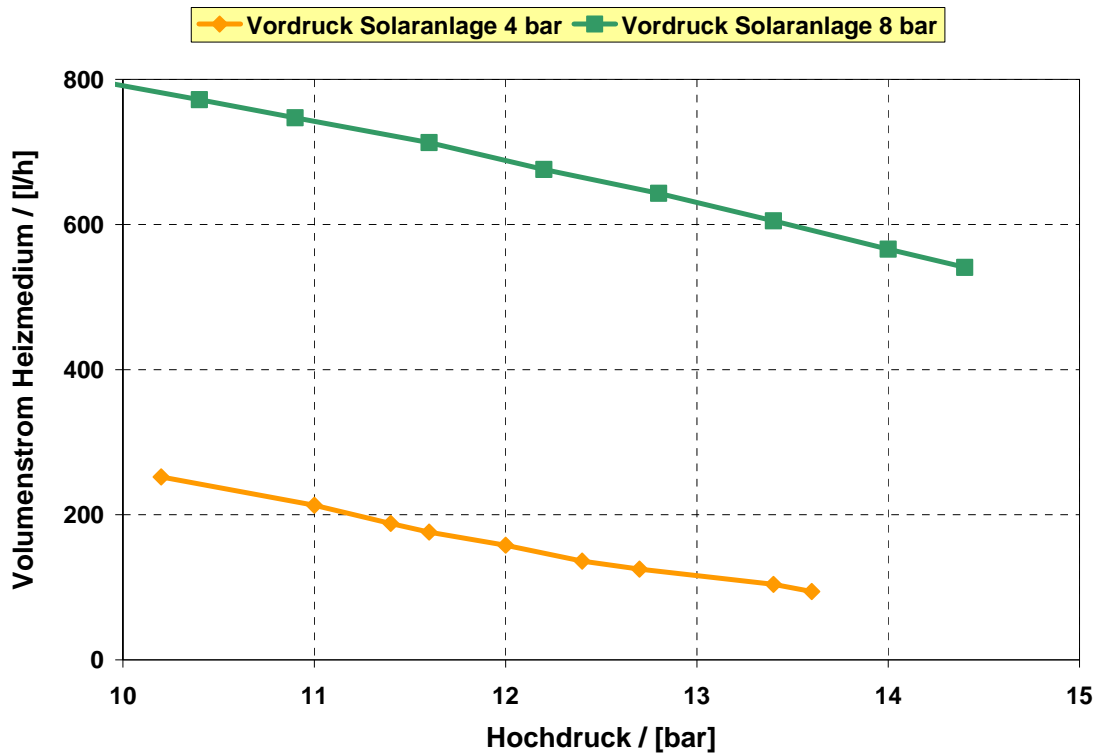


Abb. 2.4: Volumenstroms in Abhängigkeit des Hochdruck auf der Kältemittelgemischseite

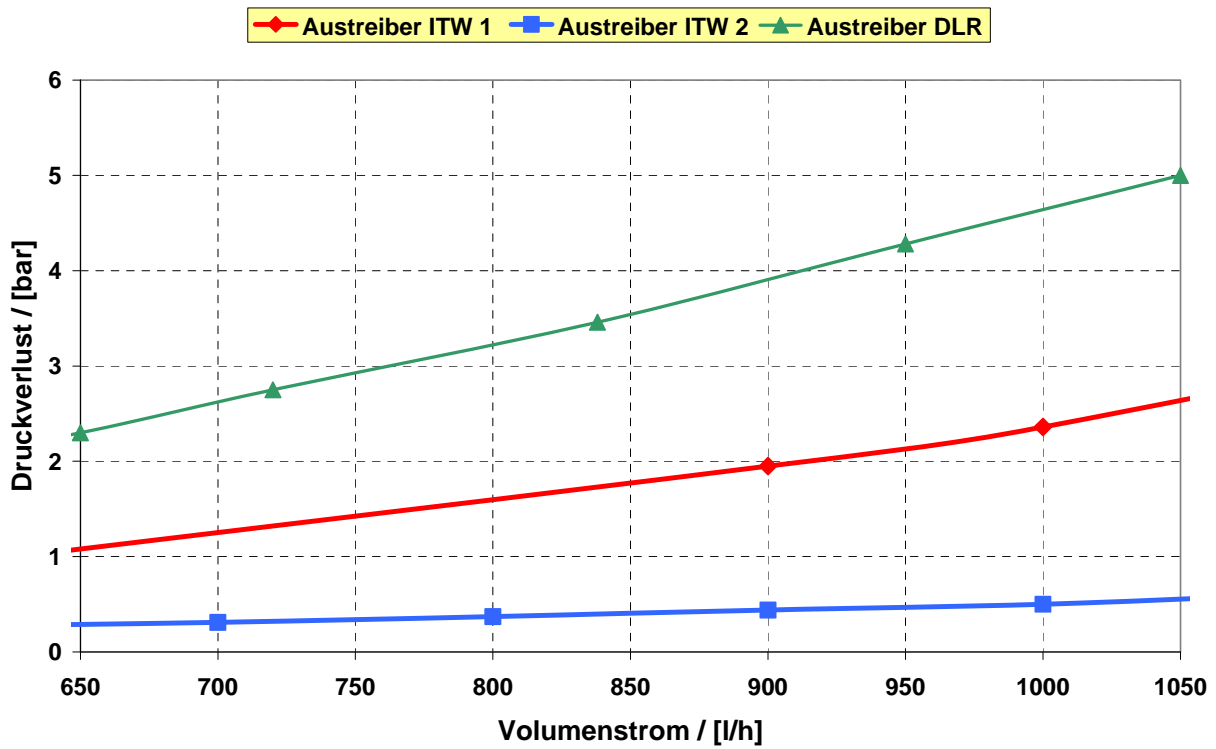


Abb. 2.5: Vergleich Druckverluste Heizung Austreiber DLR, ITW1 und ITW2



## **2.2 Austreiber ITW 1**

Das Konzept vereint, zusätzlich zur Beheizung der Ammoniak-/Wasserlösung, die Rektifikation und die Lösungsmittelwärmeübertragung durch eine integrierte Rektifikation, d. h. eine Abtrennung von Wasseranteilen im Ammoniakdampf bereits im Austreiberbehälter und eine integrierte Wärmeübertragung zwischen armer Lösung/ reicher Lösung, d.h. eine vollständige interne Rückgewinnung von Nutzwärme. Somit ist theoretisch eine vollständige Rückgewinnung von Nutzwärme möglich.

Im Falle der internen Rektifikation wird, im Vergleich zur externen Dephlegmation, ein höherer Reinheitsgrad des Kältemittels erreicht.

Ein weiteres Ziel dieser Maßnahmen ist die Einsparung der externen Bauteile Dephlegmator und Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ).

Die Wärmeübertragungseinbauten Heizung und LMWÜ sind aus Wellrohren bzw. Wellschläuchen aufgebaut. Wellschläuche bieten eine größere spezifische Oberfläche pro Meter Rohr als Wellrohre und sind kostengünstiger. Zumindest für die WÜ-Fläche des LMWÜ waren somit keine anderen Alternativen gegeben. Wellrohre bieten eine wesentlich höhere Druckfestigkeit als Wellschläuche.

Die Auswahl der Rohr-/ bzw. Schlauchtypen erfolgte nach bestimmten Kriterien. Im Falle der Heizung ist es nötig einen möglichst druckfesten Typ einzusetzen. Eingeschränkt wird dieses Kriterium durch weitere Forderungen an einen geringen Druckverlust und eine möglichst große, spezifische wärmeübertragende Oberfläche.

Die Forderung nach einer Druckfestigkeit bei den Ersatzflächen für den LMWÜ und ALWÜ war nicht nötig. Da die arme Lösung innerhalb des Systems angesaugt wird, tritt keine Differenzdruckbelastung auf. Wichtig war die spezifische Oberfläche und die Notwendigkeit möglichst viel wärmeübertragende Oberfläche einzubringen. Des Weiteren war auch der Druckverlust ein weiteres Auswahlkriterium.

Der Austreiberkörper besteht aus zwei Zylindern die einen Ringkörper bilden. In diesen Ringkörper werden die wendelförmige Wärmeübertrager zur Beheizung und als LMWÜ eingebaut. Aufgrund des hohen Betriebsdruck im Ringkörper sollten die Durchmesser der Zylinder möglichst gering sein. Weitere Faktoren bei der Konstruktion des Ringkörpers sind das Füllvolumen und die Bauhöhe.

Nach einer Abschätzung des Füllvolumens verschiedener Durchmesserkombinationen wäre ein Innenzylinder mit Außendurchmesser 10“ (25,4 cm) und ein Außenzylinder mit Außendurchmesser 13“ (33,0 cm) am besten geeignet. Aus Kosten- und Festigkeitsgründen ist es aber notwendig auf Normrohre zurückzugreifen. Ein entsprechendes Blech zu wickeln

verursacht zum einen höhere Kosten und zum anderen Festigkeitsprobleme aufgrund von nicht zu vermeidenden Unrundheiten.

Der Volumenstrom zur Beheizung beträgt zwischen 1.000 l/h und 1.200 l/h. Der Volumenstrom der armen Lösung und der reichen Lösung schwankt zwischen 150 und 200 l/h. Nach Unterlagen des Herstellers für die Rohreinbauten ergeben sich bei den betreffenden Volumenströmen die spezifischen Druckverluste pro Meter Rohr. Der Wärmeübertrager im Austreiber zur Beheizung hat bei den genannten Volumenströmen einen spezifischen Druckverlust von etwa 0,3 bis 0,8 bar pro Meter Rohrlänge. Der Wärmeübertrager auf der armen Lösungsseite hat einen spezifischen Druckverlust von  $\Delta p \leq 0,1$  bar pro Meter Rohrlänge. Bei einer etwa gleichmäßigen Teilung des Beheizungs-volumenstroms auf jeweils 500 bis 600 l/h ergibt sich ein spezifischer Druckverlust von  $\Delta p = 0,1$  bar/m. Mit einem Volumenstrom pro Heizwendel von 500 - 600 l/h ergibt sich ein Gesamtdruckverlust in der Heizung von 1,8 bar bei einer Länge pro Strang von 18 m. Die Heizungsrohre stehen unter einem Aussendruck von max. 25 bar (Wärmepumpenbetrieb) und einer max. Temperatur des Ammoniakwassers von 140°C.

Der schematische Aufbau von Austreiber ITW 1 ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

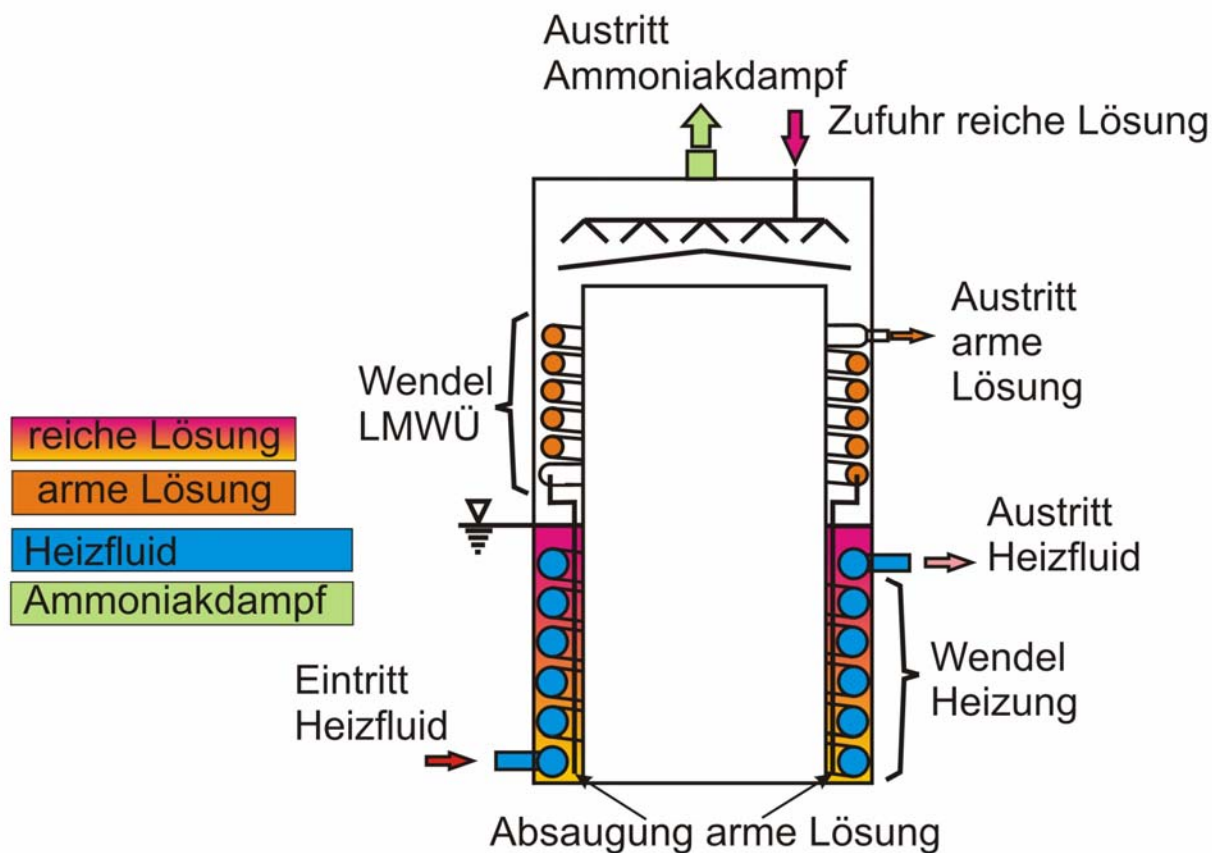


Abb. 2.6: Schematischer Aufbau Austreiber ITW 1

## 2.3 Austreiber ITW 2

Die Weiterentwicklung des Austreibers ITW 1 hatte zum einen das Ziel den Druckverlust auf der Heizmediumsseite nochmals deutlich zu verringern. Zum anderen sollte eine möglichst einfach zu fertigende Konstruktion entwickelt werden, um die Kosten für den Bau des Austreibers so gering wie möglich zu halten.

Für die Reduktion des Druckverlusts wurde die Heizung von zwei auf vier parallel durchströmte Stränge erweitert.

Die Konstruktion ist dahingegen abgeändert worden, dass auf den Ringspalt im Heizungsraum des Austreibers verzichtet wurde, siehe dazu Abbildung 2.7. Der Hohlraum zwischen den Heizwendeln wurde mit Raschig-Superringen verfüllt. Die Füllkörper ermöglichen eine Temperaturschichtung mit umgekehrtem Temperaturgradienten im Heizraum, im Vergleich zur Heizflüssigkeit, über der Lauflänge der Heizung.

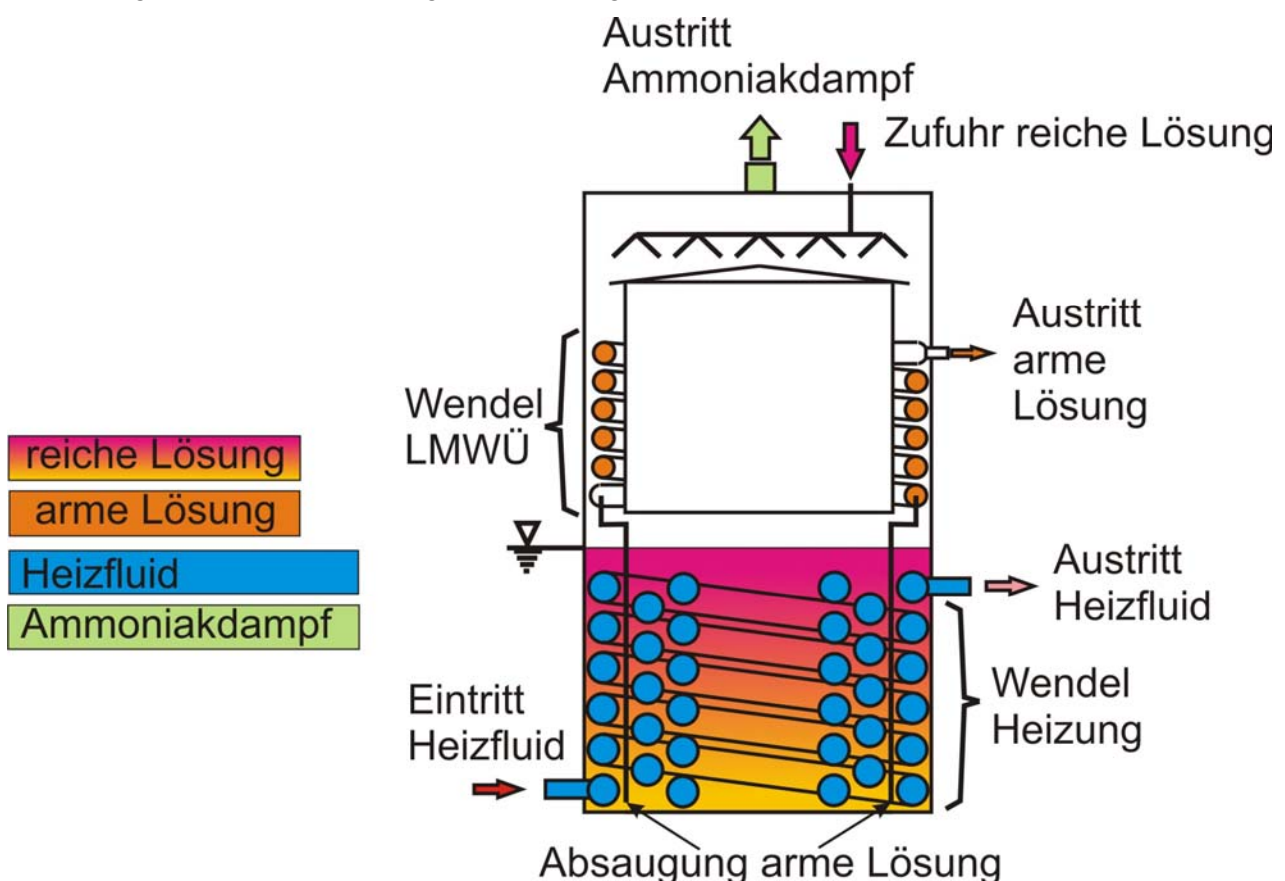


Abb. 2.7: Schematischer Aufbau Austreiber ITW 1

Der Ringspalt im Bereich des ALWÜ/ LMWÜ wurde beibehalten, um eine Strömungsführung des Kältemitteldampfes in unmittelbarer Nähe der Wärmeübertragereinbauten zu erzwingen. Hierfür wurde in der oberen Hälfte des Austreibers ein Rohr angebracht.

Der Austreiber ITW 2 wird als vollverschweißter Behälter ausgeführt (Siehe Konstruktionszeichnungen Anhang 2). Die Masse des Austreibers samt den Wellrohbauten lässt sich überschlägig aus den Materialvolumina und der Dichte von Edelstahl berechnen. Insgesamt ergibt sich ein Gesamtgewicht des Austreibers von circa 170 kg.

## **2.4 Vergleich Austreiber ITW 1 und 2**

Folgende Abbildung 2.8 zeigt einen Vergleich der gemessenen Druckverluste auf der Heizmediumsseite an den Austreiberkonzepten ITW 1 und 2 in Abhängigkeit eines variierenden Volumenstroms. Der Druckverlust des Austreibers ITW 2 konnte im Vergleich zum Austreiber ITW 1 wesentlich verringert werden.

Abbildung 2.9 stellt die Temperaturprofile der beiden Austreiber gegenüber. Das jeweilige Temperaturprofil wird anhand von vier Temperaturmessungen an unterschiedlichen Positionen des Austreibers erstellt. Für den Vergleich wurden jeweils ähnliche Bedingungen gewählt. Die hier aufgeführten Beispiele stehen für die Heiztemperaturen 115°C, 100°C und 90°C.

Auch beim Vergleich der Temperaturprofile sind deutliche Unterschiede erkennbar. Beim Austreiber ITW 1 ist es in allen drei Fällen nicht möglich die jeweilige anliegende Heiztemperatur auf die reiche Lösung im Heizungsraum zu übertragen. Beim Austreiber ITW 2 hingegen wird die reiche Lösung bei jeder Heiztemperatur annähernd auf diese erwärmt.

Zudem stellt sich beim Austreiber ITW 2 zwischen den Messstellen Austr\_Mitte und Austr\_Kopf bei allen drei betrachteten Heiztemperaturen ein größerer Temperaturgradient ein, was auf eine effizientere Wärmeübertragung im LMWÜ schließen lässt.

Bedingt durch die höheren Temperaturen der reichen Lösung im Heizraum ergeben sich beim Austreiber ITW 2 höhere Austrittstemperaturen des Ammoniak-Dampfs ( $\text{NH}_3$ -Dampf) als beim Austreiber ITW 1 in vergleichbaren Fällen.

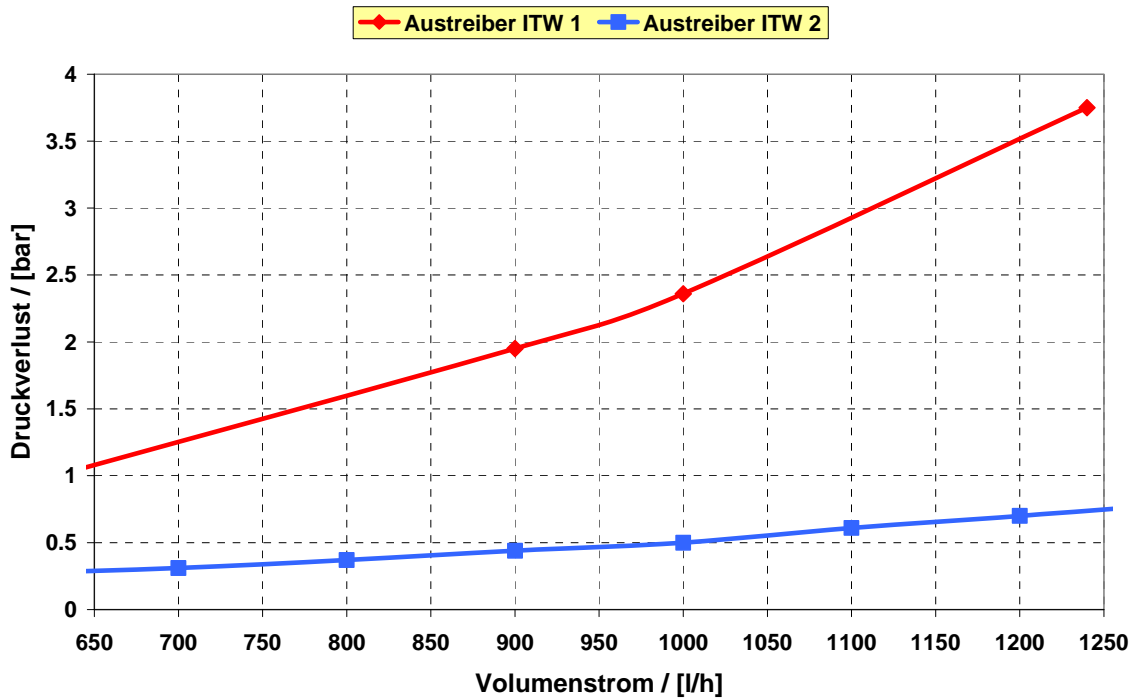


Abb. 2.8: Vergleich der Druckverluste der Heizung von Austreiber ITW 1 und 2

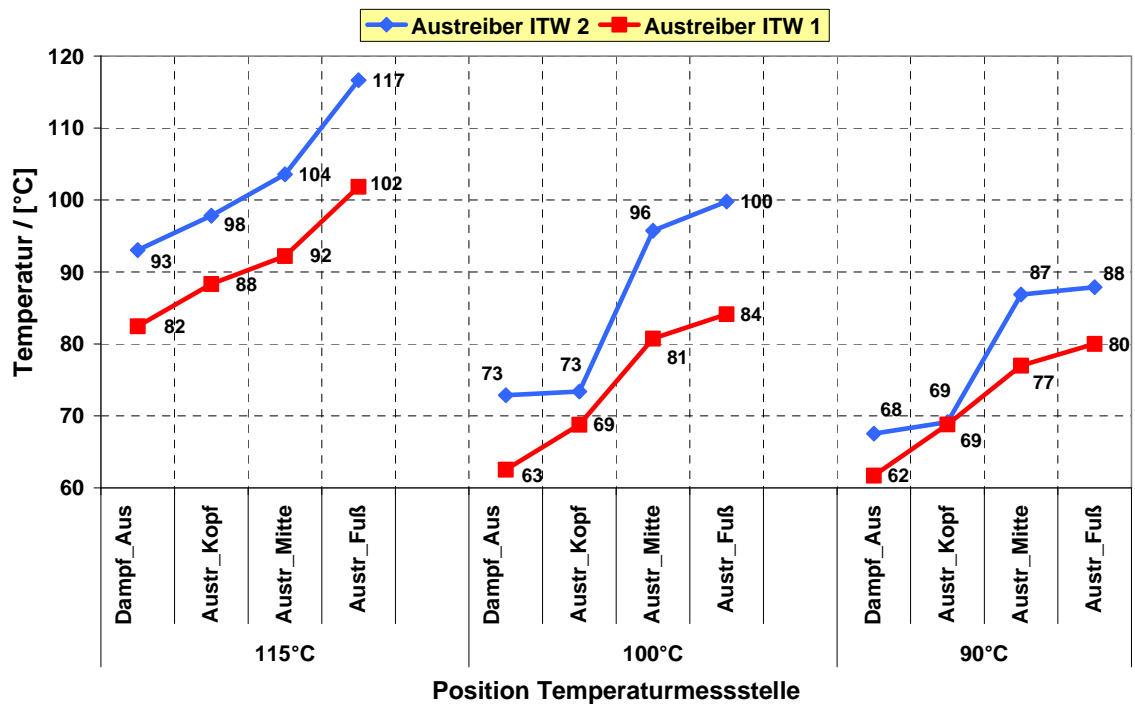


Abb. 2.9: Vergleich der Temperaturprofile in Austreiber ITW 1 und 2 bei unterschiedlichen Heiztemperaturen

## **2.5 Membranpumpe**

Der Umlauf des Lösungsmittels im Kältemaschinenkreislauf erfolgt über eine Membranpumpe. Dieser Pumpentyp ermöglicht eine vollständige Trennung von Lösungsmittel- und Hydraulikkreislauf.

### **2.5.1 Membranpumpen des Herstellers A**

Bereits im Prototyp DLR war eine Membranpumpe des Herstellers A eingebaut. Daher wurde mit dem Hersteller beschlossen die Membranpumpe anhand der Erfahrungen des ITW mit dem Betrieb der Pumpe weiterzuentwickeln.

Im Verlauf des Projekts wurden verschiedene Pumpentypen mit unterschiedlichen Volumenströmen dieses Herstellers eingesetzt und erprobt. Allerdings stellten sich sämtliche Pumpen als äußerst unzuverlässig und anfällig für eine große Bandbreite an Fehlern heraus. So war zum Beispiel das integrierte Sicherheitsventil, das die Pumpe gegen Überdruckschäden schützen soll, äußerst empfindlich und anfällig für Funktionsstörungen. Die Störung des Sicherheitsventils äußerte sich darin, dass keine Druckdifferenz zwischen Hoch- und Tiefdruckseite des Kältemaschinenprozess aufgebaut werden konnte.

Weitere Probleme waren eine sich wiederholenden Beschädigung der Motorwellendichtung. Dies führte zum Eintritt von Hydrauliköl in den Motorraum der Pumpe. Um dieses Problem zu vermeiden, wurde beschlossen die Pumpe vertikal einzubauen. Somit wird durch Schwerkrafteinfluss ein Eintreten des Hydrauliköls in den Motorraum vermieden. Dies kann jedoch bei zu geringem Ölstand dazu führen, dass die Pumpe kein Öl vom Hydraulikraum in den Membranraum „nachschnüffelt“ und somit die Druckdifferenz des Kältemaschinenprozesses zusammenbricht.

Des Weiteren wurde die Konstruktion der Kältemaschine in Bezug auf die Einbindung und den Anschluss der Pumpe hin optimiert. Dies umfasste z.B. eine Erweiterung der Rohrquerschnitte vor und nach der Pumpe nach Herstellerempfehlungen, der Verzicht auf Umlenkungen und Querschnittsverengung unmittelbar vor und nach der Membranpumpe und den Einbau eines Flüssigkeitsvorlagenbehälter zwischen Absorber und Membranpumpeneintritt. Bei einem neu entwickelten Modell erfolgte innerhalb kürzester Zeit ein massiver Hydraulikölverlust. Die Ursache konnte zuerst von Seiten des Herstellers nicht zufriedenstellend geklärt werden. Es wurde ein fehlerhaftes und damit undichtes Gussmaterial im Gehäusebereich vermutet. Letztendlich stellte sich heraus, dass bei der Endmontage der Pumpe beim Hersteller die Schrauben zur Befestigung des Motors am Pumpekörper nicht ausreichend angezogen wurden.

Der Hersteller A war nicht in der Lage abschließend eine dauerhaft funktionierende und verlässliche Pumpe herzustellen.

Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die verwendeten Pumpentypen und deren Volumenströme.

Pumpentyp	Volumenstrom / [l/h]
25/180	180
GCH 21/200	200
GCH 21/260	260

**Tabelle 2.1: Überblick über die untersuchten Pumpentypen**

### 2.5.2 Membranpumpe des Herstellers B

Aufgrund der Erfahrungen mit Produkten des Herstellers A wurde beschlossen, Pumpen eines anderen Herstellers B zu erproben. Neben der Unzuverlässigkeit der Pumpen von Hersteller A, sprachen für Membranpumpen des Herstellers B der Status der Pumpen als Serienprodukt und damit wesentlich geringere Kosten.

Nachteil dieser Pumpe sind allerdings hohe Kosten für Membranen aus Teflon. Diese haben zudem laut Herstellerangaben eine geringe Lebensdauer von etwa 4000 Stunden. Danach wird ein Austausch der Membranen empfohlen.

### 2.5.3 Erfahrungen mit Membranwerkstoffe

Für den Einsatz in Absorptionskältemaschinen mit Ammoniakwasser als Arbeitsstoffpaar empfiehlt sich ausschließlich die Verwendung von Membranen aus Teflon. Andere Membranwerkstoffe sind nicht geeignet. Recherchiert wurde die Beständigkeit von Viton, EPDM und Buna XS. EPDM weist von diesen Werkstoffen noch die höchste Beständigkeit auf. Bei statischer Belastung gilt EPDM als gut beständig. Bei dynamischer Belastung dieses Membranwerkstoffes tritt allerdings Diffusion von Ammoniak durch die Membran auf. Bei Verwendung von Viton und Buna XS kann eine Zersetzung der Membran auftreten.

### 2.5.4 Wechselwirkungen mit Absorberdüse

Im Zuge des Projekts wurde deutlich, dass die Fördermenge der Pumpe nicht allein durch deren Förderleistung begrenzt wird, sondern auch durch die maximale Durchflussmenge der Düse am Eintritt des Absorbers in Abhängigkeit vom vorhandenen Differenzdruck.

Die Düse ist für die Zerstäubung der armen Lösung verantwortlich. Die Zerstäubung der armen Lösung ermöglicht einen guten Kontakt zwischen dem Kältemittel Ammoniak und dem der armen

Lösung. Dieser Kontakt ist wichtig um eine möglichst gute Vorabsorption des Kältemittels bereits vor Eintritt in den Absorber zu gewährleisten.

Der Volumenstrom der die Düse ist abhängig vom Differenzdruck über der Düse und dem verwendeten Düsentyp.

Abhängig vom Pumpentyp und dessen Fördervolumenstrom muss daher eine entsprechende Düsengröße gewählt werden. Als Anhaltspunkt für den vorhandenen Differenzdruck im Betrieb der Kältemaschine sind 7 bar ausreichend gut gewählt.

## 2.5 Kostenentwicklung der realisierten Kältemaschinen

In Abbildung 2.10 sind die Kosten vor Steuern der jeweils gebauten Kältemaschinen anhand der kostenintensivsten Positionen dargestellt. Diese Positionen sind der Bau des Austreibers, der Zusammenbau der Kältemaschine und der Preis für die Plattenwärmeübertrager (PWÜ) und die Membranpumpe. Anhand der einzelnen Positionen und den Gesamtkosten (Summe) ist zu erkennen, dass die Kosten mit jeder neu gebauten Kältemaschine deutlich gesenkt werden konnten. Bei der Endkonfiguration, die z.B. in Groß Rohrheim aufgebaut wurde, beträgt die Gesamtsumme für die oben genannten Bauteile etwa 13.000 Euro.

Zusätzlich ist mit Kosten für das Kältemittelgemisch, die Wärmedämmung, Kugelhähne, Ventile, Kältemittelreservoir, Rohrleitungen und Sensoren wie z.B. Druckaufnehmer oder auch den Montagerahmen zu rechnen. Diese betragen etwa weitere 6.000 Euro.

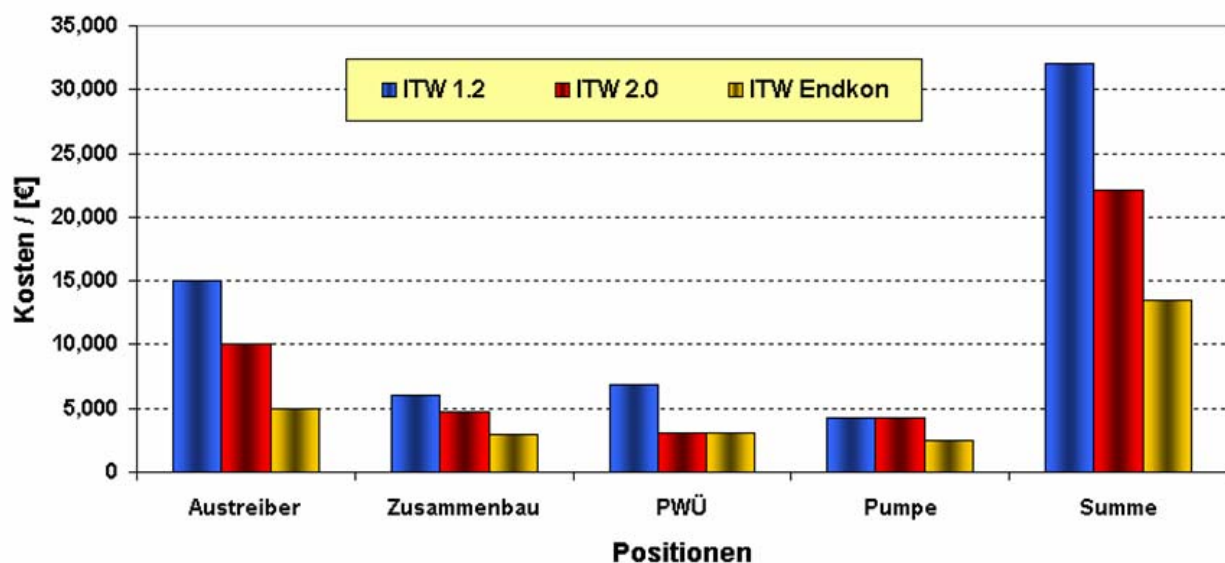


Abb. 2.10: Kostenentwicklung der realisierten Kältemaschinen



### 3. Messungen an der Absorptionskältemaschine im Labor

Insgesamt wurden zwei unterschiedliche Kältemaschinen im Labor vermessen. Tabelle 3-1 zeigt die Unterschiede zwischen beiden Anlagen.

		Prototyp 1	Prototyp 2
Austreiber		ITW1	ITW2
Plattenwärmeübertrager			
Hersteller		Schmidt-Bretten	Alfa Laval
Produktionsverfahren		lasergeschweißt	fusionsgeschweißt
Plattenanzahl der WÜ			
	Dephlegmator	24	24
	Kondensator	40	40
	Kältemittel-WÜ	48	14
	Verdampfer	64	64
	Absorber	48	48
	Lösungsmittel-WÜ	48	10
Abmessungen WÜ (Länge x Breite)		110 x 300	110 x 300
Expansionsventil		Handventil	Magnetventil
Hersteller		Swagelok	Danfoss

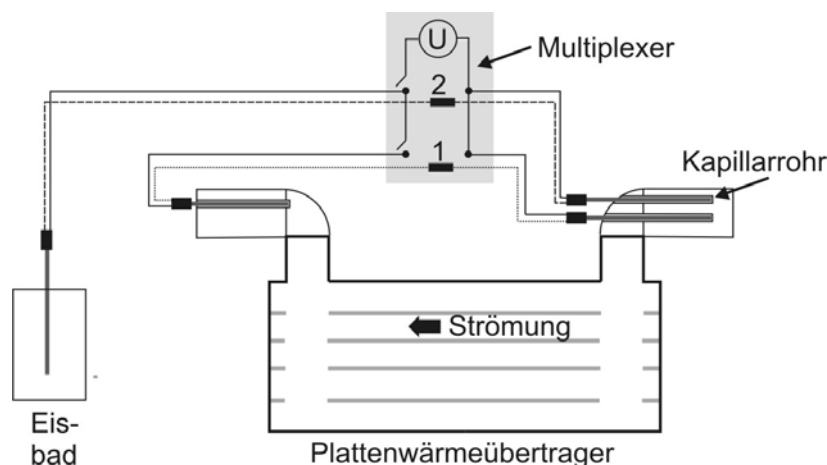
**Tabelle 3-1: Aufbau der Prototypanlagen am ITW**

#### 3.1 Messtechnik

Die beiden Prototypanlagen weisen geringfügige Unterschiede bei der installierten Messtechnik auf. Prototyp 1, der auch für Tests von Einzelkomponenten verwendet wird, verfügt über zusätzliche Durchflussmessgeräte. Die Druck- und Temperaturmessung wird bei beiden Prototypen nach dem gleichen Verfahren durchgeführt.

### 3.1.1. Temperaturmessung

Es wurden hauptsächlich Thermoelemente für die Erfassung der Temperaturen verwendet. Die Vergleichsmessstelle ist schmelzendes Eiswasser. Die Komponenten der gesamten Messkette bestehend aus Thermoelementen, Übergangsstellen und Datenerfassungseinheit wurde zusammen kalibriert. An beiden Prototypanlagen werden die Temperaturen am Austritt eines thermisch beeinflussten Bauteils gemessen. Das betrifft im Kälte- und Lösungsmittelkreislauf die Rohrleitungsabschnitte 1 bis 14 sowie 16,18 und 19 (vgl. Abb.I-2). Weiterhin sind am Austreiber drei Sensoren angebracht, um die Temperaturschichtung zu erfassen. Alle genannten Temperatursensoren befinden sich direkt im Kälte- bzw. Lösungsmittelkreislauf. Mit einer Durchgangsverschraubung sind sie direkt in die Ammoniak/Wasserlösung eingebracht. Für die Bestimmung der Heiz-, Kälte-, und Rückkühlleistung wird die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt an den externen Kreisläufen gemessen. Die Thermoelemente sind in Kapillarrohren entgegen der Strömungsrichtung des Wärmeträgerfluids eingebaut. Weiterhin wird wahlweise auch die Ein- oder Austrittstemperatur des externen Kreislaufs bestimmt. Dafür kommen bei Prototyp 1 Widerstandsthermometer (kalibriert) und bei Prototyp 2 ebenfalls Thermoelemente zum Einsatz. Die jeweils nicht gemessene Temperatur kann mit der gemessenen Temperaturdifferenz berechnet werden. Bild 3.1 zeigt beispielhaft den Aufbau der Messtechnik mit Thermoelementen an einem externen Kreislauf.



**Abb. 3-1: Temperaturmesstechnik an einem externen Kreislauf**

An Klemme 1 des Multiplexers kann dabei die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt gemessen werden. An Klemme 2 ist das Thermoelement am Eintritt gegen ein Eisbad geschaltet. Die Austrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager ist die Summe aus der gemessenen Eintrittstemperatur und der am Wärmeübertrager gemessenen Temperaturdifferenz.

### 3.1.2. Druckmessung

Zur Messung von Hoch- und Tiefdruck kommt jeweils ein piezoresistiver Druckaufnehmer zum Einsatz. Der Tiefdruck wird aufgrund des geringeren Drucks von einem Sensor mit einem Messbereich von 0 bis 10 bar erfasst. Im Hochdruckteil beträgt der Messbereich 0 bis 30 bar. Beide Sensoren haben einen Stromausgang von 4 bis 20mA. Das Stromsignal wird mittels eines Präzisionswiderstands ( $R=500 \Omega$ ) in ein Spannungssignal gewandelt und vom Datenlogger erfasst.

### 3.1.3. Volumenstrom-, Massenstrom- und Dichtemessung

An beiden Prototypanlagen sind die externen Volumenströme mit magnetisch-induktiven Durchflussmessgeräten (MID) erfasst worden. Bei Prototyp 1 wurde bei einem Teil der Messreihen Absorber und Kondensator in zwei hydraulisch getrennten Kreisläufen gekühlt. Später wurden die Kreisläufe vereinigt. Daraus ergeben sich geringfügige Unterschiede bei der Eintrittstemperatur in die zu kühlenden Bauteile. An Prototyp 1 wurde neben den externen Bauteilen auch der Massenstrom im Kälte- bzw. Lösungsmittelkreislauf erfasst. Dazu befinden sich in den Teilstrecken 6 und 12 (vgl. Bild I.2) Coriolis-Durchflussmessgeräte. Mit diesen Geräten kann neben dem Massenstrom auch die Dichte des Fluids gemessen werden. Damit kann mit der Stoffwertfunktion des Berechnungsprogramms EES die Bestimmung der Ammoniakkonzentration des Kältemittels und der armen Lösung erfolgen.

### 3.1.4. Heiz-, Kälte- und Rückkühleistung

Zur Bestimmung der Heiz-, Kälte- und Rückkühleistung, wird an den externen Kreisläufen an Austreiber, Verdampfer, Kondensator und Absorber mit einem Thermoelementpaar die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt direkt gemessen. Der Fehler zur Berechnung der Wärmeleistung halbiert sich, da der Messwert für die Differenztemperatur nur einfach fehlerbehaftet ist. Die Wärmeleistung wird mit den Messgrößen Volumenstrom und Temperaturdifferenz berechnet:

$$\dot{Q} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{ein} - \vartheta_{aus}) \quad (3.1)$$

Die Werte für Dichte und Wärmekapazität wurden bei Wasser als Betriebsmittel über eine Interpolation der Stoffwerte aus dem VDI-Wärmeatlas gewonnen. Aus Gründen der Frostsicherheit kam auch eine Wasser/Glykol-Mischung zum Einsatz. In diesem Fall wurde die Interpolation mit den vom Hersteller angegebenen Stoffdaten durchgeführt. Da die Konzentration der Wasser/Glykol-Lösung nicht immer exakt bekannt war, wurde mit einem Coriolis-

Durchflussmessgerät die Dichte (bei verschiedenen Temperaturen) gemessen und die Konzentration ermittelt.

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik gilt, dass die Summen der zu- und abgeführten Wärmeströme und Leistungen bei einem Kreisprozess gleich groß sind. Es gilt folgende Bilanz:

$$\dot{Q}_{\text{Austreiber}} + \dot{Q}_{\text{Verdampfer}} + P_{\text{Pumpe}} = \dot{Q}_{\text{Kondensator}} + \dot{Q}_{\text{Absorber}} \quad (3.2)$$

An Absorber und Kondensator müssen die an Austreiber und Verdampfer dem System zugeführten Wärmeströme sowie die Pumpenleistung mit den Trockenkühlern abgeführt werden. Die Bilanz dient der Überprüfung der Messwerte. Messungen sind nur dann verwertbar wenn die Gleichung (3.2) erfüllt ist.

### 3.1.5 Fehlerbetrachtung

Nach der Kalibrierung wurde ein Test zur Prüfung der Genauigkeit durchgeführt. Dabei wurden andere Temperaturen, die nicht für die Kalibrierung benötigt wurden, eingestellt und die Abweichung zur Kalibrierkennlinie ermittelt. In Tabelle 3.2 sind die Fehler der wichtigsten Messgrößen für eine Messreihe bei Nennleistung angegeben. Die maximalen Messfehler sind aufgrund der Kalibrierung sehr gering.

Größe	Messwert	Fehler (abs.)	Fehler (rel.)
Temperatur (Austreiber Eintritt)	98,99 °C	0,37 K	0,37 %
Temperatur (Kondensator Eintritt)	27,17 °C	0,25 K	0,91 %
Temperatur (Verdampfer Austritt)	14,5 °C	0,22 K	1,55 %
Temperaturdifferenz (Verdampfer Ein/Austritt)	10,37 K	0,22 K	2,10 %
Temperaturdifferenz (Austreiber Ein/Austritt)	15,19 K	0,22 K	1,49 %
Kälteleistung	10,37 kW	0,23 kW	2,25 %
Heizleistung	15,56 kW	0,25 kW	1,64 %
COP	0,666	0,0001	0,17 %

**Tabelle 3-2: Fehler der wichtigsten Messgrößen**

In den Abbildungen 3-2 und 3-3 sind die Abhängigkeiten der Kälteleistung und des COP (Definition siehe Gleichung (4.1)) von der Heiz- und Verdampfertemperatur dargestellt. Die Kühlwassereintrittstemperatur war dabei konstant 27 °C. Grundsätzlich war eine Abnahme der Kälteleistung und des COP mit sinkender Heiz- und Verdampfertemperatur zu beobachten. Die Messdaten aus Tabelle 3-3 sind als Punkte dargestellt.

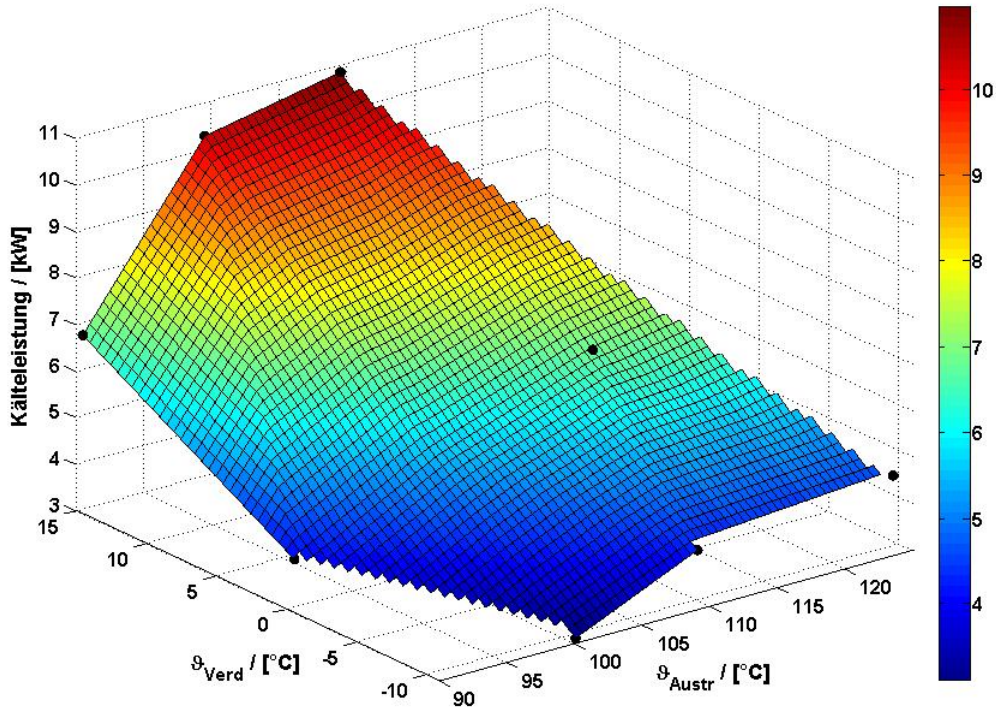


Abb. 3-2: Kälteleistung bei verschiedenen Austreiber- und Verdampfungstemperaturen

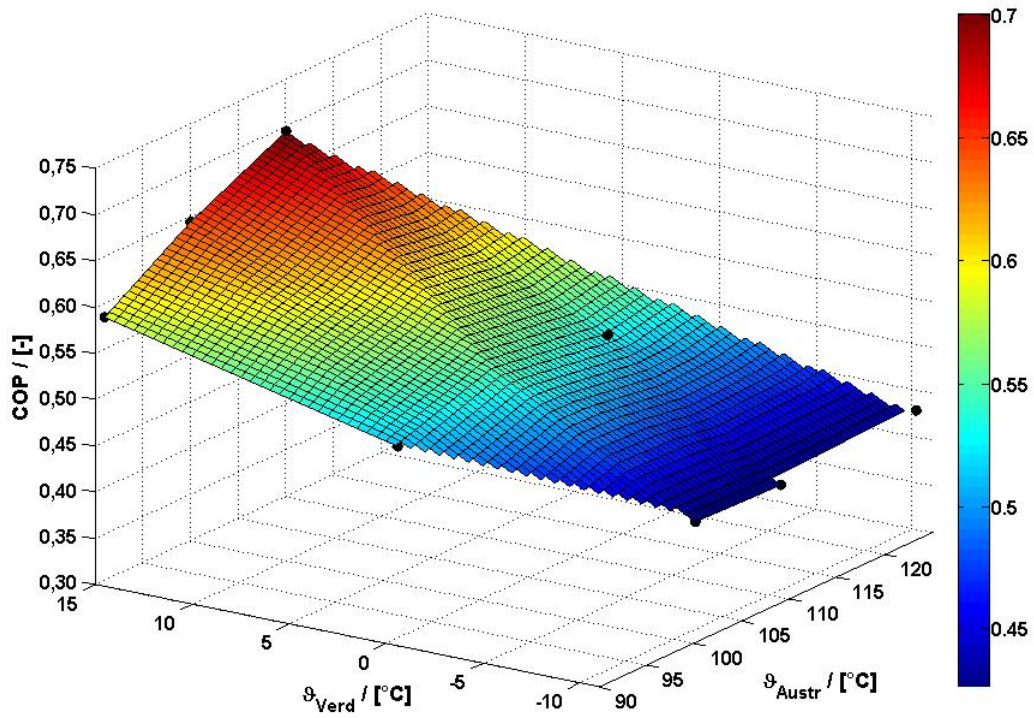


Abb. 3-3: COP bei verschiedenen Austreiber- und Verdampfungstemperaturen

### 3.2 Antriebswärmequelle Heizgerät

Während der Laborvermessungen wurden der AKM (Prototyp 1) definierte Randbedingungen aufgeprägt. Thermostate sicherten an Austreiber und Verdampfer konstante Heiz- und Verdampfungstemperaturen. Die Rückkühltemperaturen wurden über eine Drehzahlanpassung der Ventilatoren des Trockenkühlers reguliert. Die in der folgenden Tabelle (3.2) aufgeführten Messdaten geben einen Überblick über die Leistungsfähigkeit der AKM unter verschiedenen Randbedingungen. Die Heiztemperatur variiert zwischen 90 und 110 °C, die Verdampfertemperatur zwischen -10 und 15 °C. Die Rückkühltemperatur bzw. Kondensatoreintrittstemperatur beträgt annähernd konstant 27 °C.

<b>Temperatur Heizung VL</b>	°C	109	112	109	100	100	99	91	90	90
<b>Temperatur Verdampfer aus</b>	°C	-11	-0.6	14.5	-11	-0.6	14.5	-10	-0.6	14.5
<b>Temperatur Kondensator ein</b>	°C	27	28	29	27	27	27	27	27	27
<b>Heizleistung</b>	kW	9.74	12.7	15.3	6.9	10	15.56	5.5	7.7	11.3
<b>Kälteleistung</b>	kW	4.28	6.87	10.94	3.11	5.69	10.37	1.82	4.14	6.82
<b>COP</b>	-	0.427	0.53	0.7	0.43	0.55	0.65	0.31	0.515	0.59

**Tabelle 3-3: Experimentelle Messergebnisse AKM**

Anhand der Messdaten wird klar, dass die Heiztemperatur ein stark limitierender Faktor für die Kälteleistung ist. Dennoch ist schon bei einer moderaten Heiztemperatur von 100 °C eine hohe Kälteleistung bei gutem COP möglich, abhängig von der Verdampfungstemperatur.

Bei geringen Verdampferaustrittstemperaturen stellt sich eine kleine Kälteleistung ein. Für eine konstante Verdampferaustrittstemperatur von beispielsweise -10°C kann die Kälteleistung nur mit einer größeren Heiztemperatur erhöht werden.

90°C stellt die unterste Grenze der Heiztemperatur dar. Selbst bei etwa 15 °C Verdampfungstemperatur und guter Rückkühlung mit ca. 27 °C ist hierbei nur noch eine geringe Kälteleistung von 6.8 kW bei einem COP von 0.59 erreichbar. Zum Vergleich sind in Tabelle 3-3 Messergebnisse aufgeführt bei extremen Rückkühlbedingungen an Absorber und Kondensator der AKM, d.h. bei hohen Außenlufttemperaturen. Dennoch erzeugt die AKM bei einer Kondensatoreintrittstemperatur von etwa 40 °C eine Kälteleistung von 6.4 kW, bei einer Verdampfertemperatur von 14.5 °C.

<b>Heiztemperatur</b>	°C	109	109
<b>Temperatur Verdampfer aus</b>	°C	14.5	14.5
<b>Temperatur Kondensator ein</b>	°C	39.8	45
<b>Heizleistung</b>	kW	10	7.55
<b>Kälteleistung</b>	kW	6.4	4.0
<b>COP</b>	-	0.61	0.51

**Tabelle 3-4: Experimentelle Messergebnisse bei hohen Kühltemperaturen**

### 3.3 Antriebswärmequelle Kollektorfeld

Die Beheizung der Absorptionskältemaschine erfolgt mit zwei parallel geschalteten Kollektorfeldern. Jedes Kollektorfeld besteht aus sechs in Reihe geschalteten Kollektoren. Es handelt sich um doppelt verglaste Flachkollektoren. Die Gesamtfläche des Kollektorfeldes beträgt 32,3 m<sup>2</sup>.

Am Verdampferkreislauf ist ein Heizgerät angeschlossen, das einen Kälteverbraucher ersetzt. Die in Tabelle 3.2 angegebenen Messwerte für Prototyp 1 sind über eine Zeit von mindestens einer Stunde gemittelt worden. Verfälschungen durch kurzzeitige Wetteränderungen und Speichereffekte in der Anlage sind dadurch ausgeschlossen.

		Einheit	Messung 1	Messung 2	Messung 3	Messung 4	Messung 5
<b>Solare Strahlung</b>	$E$	W/m <sup>2</sup>	661	750	977	741	955
<b>Austreiber</b>	$\vartheta_{ein}$	°C	82,0	90,0	102,2	109,8	116,6
	$\dot{Q}_{Austreiber}$	kW	10,0	10,5	14,2	8,8	12,0
<b>Verdampfer</b>	$\vartheta_{aus}$	°C	5,4	15,3	15,3	15,8	14,9
	$\dot{Q}_{Verdampfer}$	kW	6,0	7,2	10,7	5,4	7,1
<b>Kondensator</b>	$\vartheta_{ein}$	°C	22,3	26,6	27,0	39,8	36,8
	$\vartheta_{aus}$	°C	26,0	32,0	31,9	42,6	40,5
<b>Absorber</b>	$\vartheta_{ein}$	°C	21,1	27,3	26,6	40,9	37,6
	$\vartheta_{aus}$	°C	25,5	32,2	33,9	45,3	43,3
<b>COP</b>		-	0,58	0,66	0,74	0,60	0,58

**Tabelle 3.5: Ausgewählte Messdaten bei Beheizung mit Kollektorfeld**

Die Kältemaschine stellt ab einer Solarstrahlung von ca. 600 W/m<sup>2</sup> Kälteleistung bereit. Bei dieser Solarstrahlung ist die Sonne mit wenigen Schleierwolken verschattet. Im Fall eines wolkenlosen Himmels kann man in Deutschland mit einer Strahlung von ca. 1000 W/m<sup>2</sup> rechnen. Der COP der Kälteanlage beträgt zwischen 0,58 und 0,74. Dabei liegen unterschiedlichste Randbedingungen zugrunde. Für die Bereitstellung von Klimakälte wird bei relativ geringen Kühltemperaturen von ca. 27 °C ein COP von 0,74 erreicht. Beträgt die Kühlwassertemperatur 40 °C, sinkt der COP auf 0,6.

Bei der Trockenkühlung mit Außenluft kann das Kühlwasser im Idealfall mit der Temperatur der Außenluft in die Kälteanlage eintreten. Je weiter die Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Kühlwasser verringert werden kann, desto energieaufwendiger ist die Kühlung. Die Trockenkühler bestehen aus dem Wasser-Luft-Wärmeübertrager und einem Ventilator. Durch Erhöhung der Drehzahl des Ventilators kann infolge des erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten die Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Kühlwasser verringert werden. Mit der Betriebsstrategie der Absorptionskälteanlage wird das Ziel der Primärenergieeinsparung (d.h. Stromeinsparung) verfolgt. Um dieses Ziel zu verwirklichen, sind die Ventilatoren der Trockenkühler über einen Frequenzumrichter drehzahl geregelt. Mit der Drehzahlregelung wird eine Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft und Kühlwasser von ca. 5 K angestrebt. Das vorhandene Trockenkühlsystem (Abb. 3-2) wird dazu in Spitzenlastzeiten (bei Außenlufttemperaturen von 35 °C) mit einer elektrischen Leistung von ca. 450 W betrieben.



**Abb. 3-4: Trockenkühler**



Die Beheizung des Austreibers mit den Solarkollektoren ist problemlos möglich. Die Temperatur die zum Austreiben des Kältemittels benötigt wird muss nicht geregelt werden, sondern stellt sich aufgrund des Gleichgewichtszustandes der Lösung im Austreiber selbst ein.

Der Anteil von Ammoniak in der reichen Lösung hängt maßgeblich von der Kühlung des Absorbers ab. Bei geringer Kühlwassertemperatur entsteht eine reiche Lösung mit hohem Ammoniakanteil im Absorber. Zum Austreiben des Kältemittels genügt damit eine Beheizungstemperatur von 80 °C. Mit zunehmender Kühltemperatur sinkt die Konzentration des Ammoniaks in der reichen Lösung. Temperaturen von bis zu 110 °C sind dann erforderlich um das Kältemittel auszutreiben und Kälteleistung zu erzeugen.

Steht das zum Austreiben benötigte Temperaturniveau nicht zur Verfügung, wird das Heizwasser im Austreiber nicht abgekühlt und tritt mit der gleichen Temperatur wieder in die Kollektoren ein. Die Temperatur steigt infolge dessen so weit, bis Ammoniak ausgetrieben wird. Erst wenn Ammoniak ausgetrieben werden kann, wird dem Solarkreis Wärme entzogen. Die Vorlauftemperatur im Solarkreis regelt sich somit von selbst.

## **4. Entwicklung, Bau und Erprobung eines Eisspeichers**

Aufgrund der zuvor beschriebenen Ziele und seiner geforderten geringen Größe muss der Eisspeicher bestimmte Anforderungen erfüllen: Er sollte möglichst aus Standardkomponenten bestehen, eine hohe Speicherkapazität besitzen, sowie geringe Kosten betreffend des Materials der Herstellung und des Betriebs verursachen. Eine hohe Flexibilität bei der Be- und Entladung ist ebenfalls notwendig. Das verwendete Speichermaterial sollte ökologisch unbedenklich und kostengünstig sein.

Basierend auf diesen Anforderungen wurde ein Prototyp gebaut und vermessen. Mögliche Wärmeübertragermaterialien sind Kupfer und Kunststoff. Diese weisen eine sehr gute bzw. mäßige Wärmeleitfähigkeit auf. Mit diesen Materialien ist es ebenso möglich den Eisspeicher als Wärmespeicher zu betreiben. Dies ist notwendig falls die Absorptionskältemaschine als Wärmepumpe betrieben wird. Untersuchungen zeigten jedoch eine sehr geringe Übertragungsleistung bei dem konstruierten Kunststoff-Wärmeübertrager, siehe dazu Kapitel 2.4.4. Aus diesem Grund wurde der Wärmeübertrager aus Kupfer gefertigt und die ursprüngliche Konstruktion weiterentwickelt und optimiert. Der untersuchte Speicher ist ein Standardwärmespeicher mit einem Fassungsvermögen von etwa 500 l.

Als ein Bestandteil des zuvor beschriebenen Kühlsystems werden am Eisspeicher folgende Betriebsweisen gefahren:

- Beladung
- Entladung

Der Eisspeicher dient im Gesamtkühlsystem lediglich als „Back-up“ für die Absorptionskältemaschine. Als Hauptgründe sind hierbei die Verlust an Exergie und die Minderung des COP-Wertes an der Kältemaschine zu nennen.

Das Eis im Speicher wird bei Temperaturen zwischen -4 und -10°C erzeugt. Somit könnten die Kühldecken mit 0 bis 5°C kaltem Wasser durchströmt werden. Die Temperatur im Vorlauf der Kühldecken darf jedoch nicht kleiner als 16°C sein, um eine Taupunktunterschreitung und damit die Bildung von Tauwasser an den Kühldeckenoberflächen zu vermeiden. Daher erfolgt eine Rücklaufbeimischung an den Kühldecken, die jedoch zu einem Verlust an Exergie führt.

Dieser Umstand wird dadurch gemildert, dass die Kälte allein mit solarer Energie erzeugt wird und keine fossilen Energieträger verbraucht werden. Zudem wird der Eisspeicher hauptsächlich in Zeiten beladen in denen im Gebäude kein Kältebedarf herrscht, z. B. an Wochenenden oder Feiertage. Somit können Stillstandsphasen überbrückt und damit beispielsweise Stagnation oder übermäßige thermische Belastungen an den Kollektorflächen vermieden werden. Optional ist auch eine Raumlufentfeuchtung möglich.

Ein wichtiger Aspekt im Hinblick auf die Effizienz der Absorptionskälteanlage ist die Beladungstemperatur des Eisspeichers bzw. die Temperatur am Verdampfer.

Im Allgemeinen wird zur Bewertung von Kälteanlagen und Wärmepumpen der COP-Wert (Coefficient of Performance) herangezogen. Der COP stellt das Verhältnis von Nutzenergie zu Antriebsenergie dar. Im Fall der Absorptionskältemaschine wird er gemäß Gleichung (4.1) bestimmt.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Verdampfer}}{\dot{Q}_{Austreiber} + P_{Pumpe}} \quad (4.1)$$

Der COP einer Absorptionskältemaschine wird wesentlich von der Temperatur im Austreiber, der Kühltemperatur im Absorber und Kondensator und der Verdampfertemperatur beeinflusst. Während bei Verdampfertemperaturen zwischen 10°C und 15°C ein COP von etwa 0,7 zu erwarten ist, nimmt der COP bei Kühltemperatur unter 0°C deutlich ab.

#### **4.1 Entwicklungsschritte des Wärmeübertrager**

Ziel der Entwicklung war ein Wärmeübertrager mit einer möglichst großen Verteilung der Übertragungsfläche in der Speichermasse und mit einer möglichst hohen Wärmeübertragungsleistung.

Bei der Auslegung bzw. bei der Konstruktion der Wärmeübertragersysteme wurde daher ein Optimum aus folgenden Anforderungen angestrebt:

- hohe Be- und Entladungsleistung
- hohe Speicherkapazität
- geringe Material- und günstige Herstellungskosten
- Konstruktion möglichst aus Normteilen
- Platz sparende Anordnung der Rohre (aufgrund des begrenzten Bauraums)
- symmetrische Anordnung und parallele Durchströmung der Rohrstränge, wodurch ein gleichmäßiges Eiswachstum begünstigt werden soll
- geringer Druckverlust

Zielgröße bei der Wärmeübertragungsleistung war die erzeugte Kälteleistung der Absorptionskältemaschine im Bereich der möglichen Beladungstemperaturen von  $-4^{\circ}\text{C}$  bis  $-10^{\circ}\text{C}$  von etwa 2-3 kW.

Untersucht wurden Wärmeübertrager aus Kupfer, Kunststoff und Edelstahl. Bei den Wärmeübertragern aus Kupfer fand eine stetige Entwicklung statt. Die Betriebscharakteristika der jeweiligen Wärmeübertrager sind in den nachfolgenden Kapiteln zur Be- und Entladung des Eisspeichers näher beschrieben.



**System A:**  $5,5\text{m}^2$ / 9 Stränge      **System C:**  $5,5\text{m}^2$ / 16 Stränge      **System D:**  $4,1\text{m}^2$ / 12 Stränge

**Abb. 4.1: Entwicklungsschritte des Wärmeübertragers aus Kupfer**

Der erste Wärmeübertrager aus Kupfer (System A) ist aus 9 parallelen Strängen aufgebaut. Der äußere Durchmesser der Rohre beträgt 18 mm. Die Übertragungsfläche beträgt  $5,5\text{ m}^2$ .

Zeitgleich zur Konstruktion von System A wurde ein Simulationsprogramm in Matlab erstellt das eine Auslegung von Wärmeübertragern ermöglicht. Voraussetzung hierfür ist die Grundform von parallel durchströmten, vertikal geführten Strängen. Die Validierung erfolgte anhand der Messdaten von System A.

Der zweite Wärmeübertrager aus Kupfer (System C) besteht aus 16 parallel durchströmten Rohrsträngen mit einem äußeren Rohrdurchmesser von 10 mm. Die Anzahl der durchströmten Rohrstränge ist variierbar. Somit kann die Übertragungsfläche verändert werden.

Die Endkonfiguration des Wärmeübertrager (System D) wurde anhand von Simulationen ausgelegt. Ziel war eine möglichst leicht zu fertigende und damit kostengünstige Konstruktion. Dieser Wärmeübertrager besteht aus 12 parallel durchströmten Kupferrohrmäandern mit einem Rohraußendurchmesser von 10 mm. Die Länge der jeweiligen Mäander beträgt etwa 11m. Die Mäander sind mit einem Gerüst aus Aluminiumlochblech verbunden und stabilisiert. Dieses Lochblech bietet eine zusätzliche Wärmeübertragungsfläche von etwa 4m<sup>2</sup>. Die gesamte Wärmeübertragungsfläche der Kupferrohrmäander beträgt damit etwa 6 m<sup>2</sup>.

Im Rahmen des Projekts wurde zudem ein Wärmeübertrager aus Kunststoff gebaut und vermessen. Das Wärmeübertragungssystem B besteht aus Kapillarrohrmatten aus Polypropylen Random-Copolymerisat, siehe Abbildung 4.2. Der Wärmeübertrager ist aus Normteilen aufgebaut. Die Anzahl der Kapillarrohrmatten ist durch die Maße des Speichers sowie die Maße der verwendeten Fittinge, welche die einzelnen Matten miteinander verbinden, begrenzt. Für das System B wurden neun dieser Kapillarrohrmatten in einem Wärmeübertragungssystem integriert. Die gesamte wärmeübertragende Oberfläche des System B beträgt ca. 3,10 m<sup>2</sup>.

Ein weiterer untersuchter Wärmeübertrager besteht aus Edelstahl-Wellrohr mit einem äußeren Durchmesser von 27 mm, dieser ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Er ist aus vier Strängen unterschiedlicher Länge aufgebaut. Jeder dieser Stränge ist in Form einer zylindrischen Spirale oder Schraube aufgewickelt. Aus den unterschiedlichen Durchmessern der Wicklung von 0,18 m, 0,25 m ,0,47 m und 0,6 m ergeben sich verschiedene Rohrlängen von 11 m, 16 m, 30 m und 38 m. Die Gesamtrohrlänge beträgt 95 m. Die gesamte wärmeübertragende Oberfläche beträgt etwa 12,6 m<sup>2</sup>.

Im Zuge der Entwicklungsarbeit wurde in Matlab ein Simulationsprogramm entwickelt, dass die Berechnung von Beladungs- und Entladungsprozessen an Glatrohrwärmeübertragern ermöglicht.



**System B:** 3,1m<sup>2</sup>/ 12 Matten



**System E:** 12,6m<sup>2</sup>/ 4 Stränge

**Abb. 4.2:** Wärmeübertrager aus Kunststoff und Edelstahl-Wellrohren

## 4.2 Beladung des Eisspeichers

Bei der Beladung wird dem Eisspeicher Wärme entzogen. Die Speichermasse Wasser wird dabei zuerst abgekühlt, es wird fühlbare Wärme übertragen. Sobald die mittlere Temperatur etwa 0°C beträgt, beginnt die Erstarrung des flüssigen Wassers zu Eis und damit die Übertragung von latenter Wärme

### 4.2.1 Beladung des Eisspeichers mit System A

In Abbildung 4.3 und Abbildung 4.4 ist anhand von System A einerseits ein Vergleich der Beladungsleistung (BL) und andererseits ein Vergleich der übertragenen Energiemenge (ÜE) in Abhängigkeit unterschiedlicher Beladungstemperaturen dargestellt. Bei der Vermessung des Eisspeichers mit System A als Wärmeübertrager wurde die komplette Vereisung des Eisspeichers betrachtet. Gut erkennbar sind die Bereiche der unterschiedlichen Wärmeübertragungsmechanismen.

Die Übertragung von fühlbarer Wärme ist charakterisiert durch eine starke Abnahme der Beladungsleistung in einem, im Verhältnis zur Gesamtbeladungsdauer, kurzen Zeitraum.

Danach folgt ein unmittelbar anschließender Zeitraum in dem sich die Übertragung von fühlbarer und latenter Wärme überlagern. Charakterisiert ist dieser Übergangsbereich durch einen zeitlich kurzen Anstieg der Beladungsleistung. In Abhängigkeit der Beladungstemperatur ist der Anstieg mehr oder weniger deutlich ausgeprägt. Bei einer Beladungstemperatur von -10°C dauert die

Übertragung von ausschließlich fühlbarer Wärme etwa 75 Minuten. Während des Übergangsbereichs steigt die Beladungsleistung um etwa 0,3 kW.

Der dritte Bereich ist letztendlich die Übertragung von latenter Wärme. Die Beladungsleistung nimmt hier ebenfalls ab. Allerdings ist die Abnahme bei weitem nicht so deutlich ausgeprägt wie bei der Übertragung von fühlbarer Wärme. Letztendlich ergeben sich während der Phase des latenten Wärmeübergangs Beladungsleistungen zwischen 2 und 1,7 kW bei  $-4^{\circ}\text{C}$  und zwischen 4,2 und 3,6 kW bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Beladungstemperatur.

Ein vierter Bereich beschreibt die Unterkühlung des Eises nach der vollständigen Vereisung. Dieser ist durch einen starken Abfall der Beladungsleistung charakterisiert. Bei  $-10^{\circ}\text{C}$  setzt die erneute Übertragung von fühlbarer Wärme ab etwa 400 Minuten ein.

Die Zunahme der übertragenen Energiemenge ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Der erste Wechsel zwischen den beiden Wärmeübertragungsmechanismen fühlbar/ latent ist ebenfalls gut zu erkennen, anhand dem Abflachen der Steigungen bei einer Beladungsdauer von etwa 50 Minuten. Allerdings ist kein Übergangsbereich sichtbar. Auffallend ist, dass die Steigungen der Kurven, während der Übertragung von fühlbarer Wärme, für alle Temperaturen ähnlich sind.

Erst nach Einsetzen der latenten Wärmeübertragung weichen die Steigungen deutlich voneinander ab. Je niedriger die betrachtete Beladungstemperatur desto größer die Steigung. Somit ist der Speicher nach ungefähr 750 Minuten mit etwa 40 kWh beladen.

Abbildung 4.5 zeigt eine Gegenüberstellung der Beladungsleistung bei verschiedenen wärmeübertragenden Oberflächen von System A. Die Konfiguration mit 9 Strängen entspricht einer Übertragungsfläche von  $5,5\text{ m}^2$ , 7 Stränge entsprechen  $4,2\text{ m}^2$  und 5 Stränge  $3,0\text{ m}^2$ .

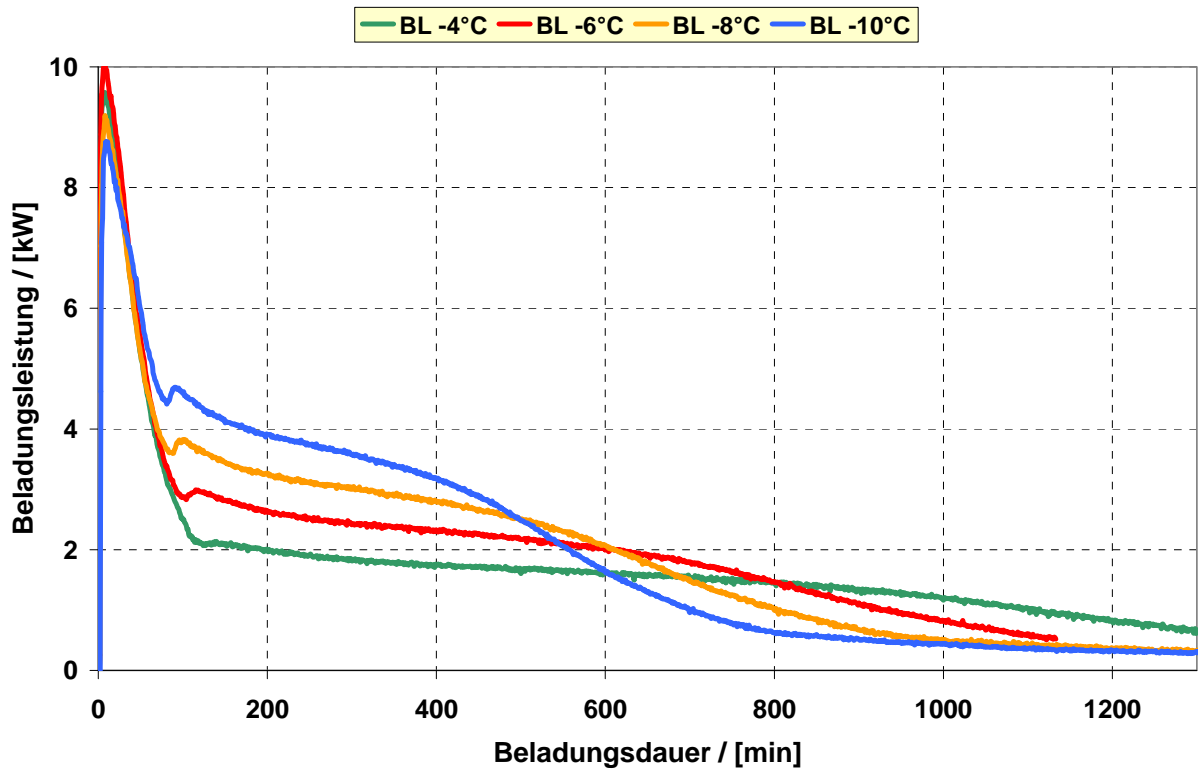


Abb. 4.3: Vergleich der temperaturabhängigen Beladungsleistungen -System A-

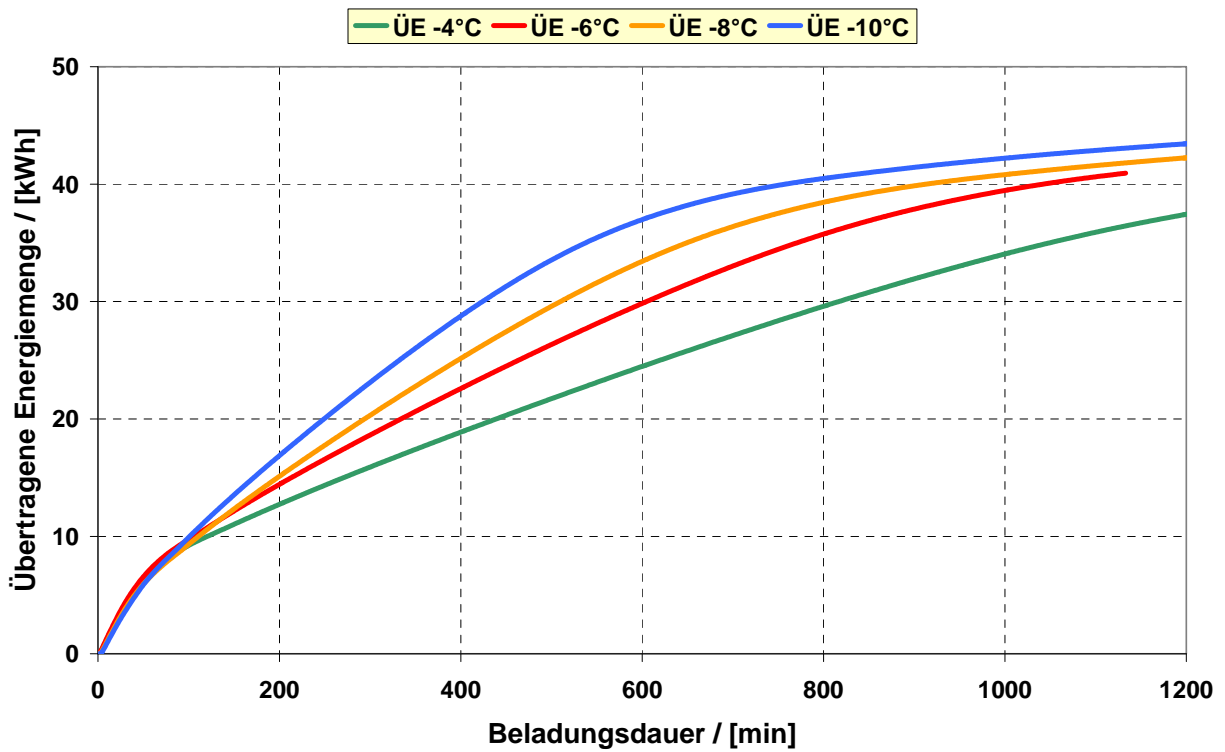
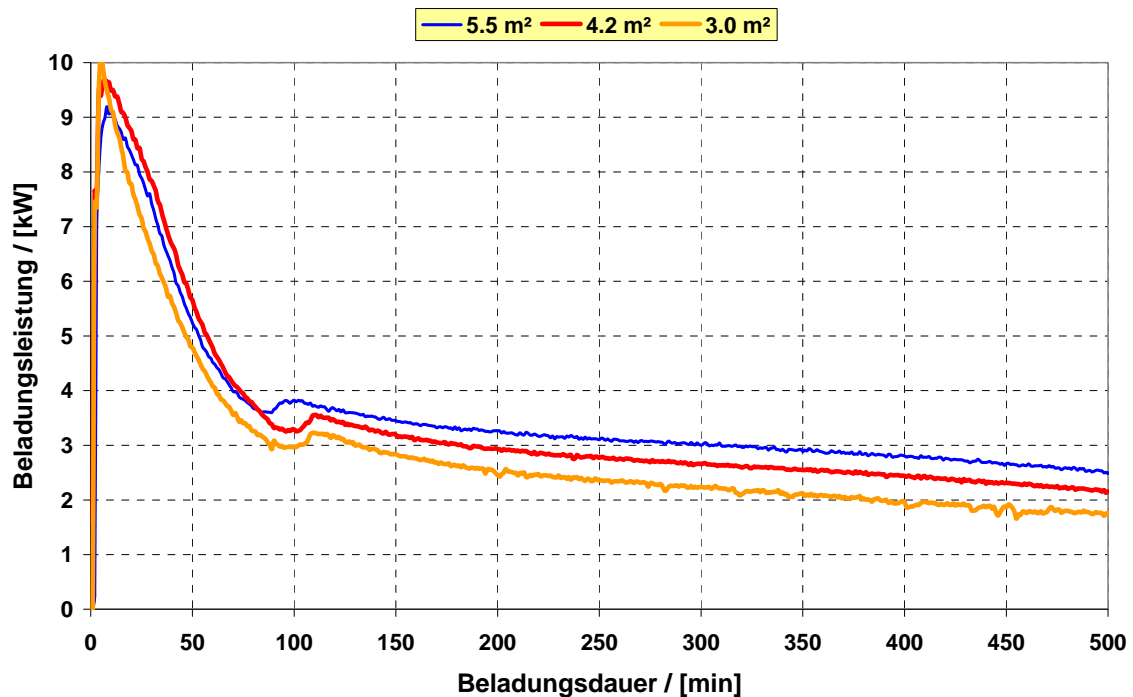


Abb. 4.4: Vergleich der temperaturabhängigen übertragenen Energiemenge –System A-



**Abb. 4.5: Vergleich der flächenabhängigen Beladungsleistung bei -8°C –System A-**

Da die Differenz der Beladungsleistung zwischen den Übertragungsflächen 3 m<sup>2</sup> und 4,2 m<sup>2</sup> bzw. 4,2 m<sup>2</sup> und 5,5 m<sup>2</sup> etwa 0,5 kW beträgt und mit steigender Stranganzahl mit höheren Kosten zu rechnen ist, wurde die Stranganzahl der Endkonfiguration (System D) auf 12 Stränge festgelegt. Die zuvor definierte Zielgröße von 2 bis 3 kW Beladungsleistung ist mit dieser Konfiguration sehr gut erfüllt.

Als unmittelbare Konsequenz aus den Untersuchungen zu System A wurde eine Definition erstellt die den Betriebsbereich des Eisspeichers charakterisiert. Der Eisspeicher wird im Betrieb mit maximal 30 bis 35 kWh beladen. Somit wird eine Unterkühlung des Eises unterbunden. Damit würde auch ein starkes Absinken der Beladungsleistung einhergehen. Dies wiederum resultiert in sehr niedrigen Beladungstemperaturen, die wiederum eine geringe Leistungszahl (COP) der AKM zur Folge haben.

#### 4.2.2 Vergleich der Beladungen mit System A und System B

Bei einem Vergleich von System A und System B zeigt sich, dass der aus Kupfer bestehende Wärmeübertrager (System A) eine weitaus größere Beladungsleistung aufweist als der Kunststoffwärmeübertrager (System B) (siehe Tabelle 4.1).

Die höhere Wärmeübertragungsleistung von System A zeigt sich auch bei Versuchen mit unterschiedlichen Beladungstemperaturen, siehe dazu Tabelle 4.1. Die Ursache für die Vorteile



von System A bei der Beladung kann einerseits in der höheren Wärmeleitfähigkeit des Rohrs gesehen werden. Andererseits darf nicht außer Acht gelassen werden, dass System B konstruktionsbedingt über eine kleinere wärmeübertragende Fläche verfügt.

Versuchsergebnisse Beladung								
	System A						System B	
übertragende Fläche [m <sup>2</sup> ]	5,5						3,9	
Speicherfüllvolumen [l]	410						460	
Beladungstemp. [°C]	- 12	- 10	- 8	- 6	- 4	- 2	- 12	- 10
übertragene Energiemenge [kWh]	30,58	29,63	29,56	30,22	30,59	23,93	30,36	30,06
Beladungszeit [min]	366	421	507	675	960	1200	565	657
Mittlere Leistung [kW]	5,01	4,22	3,50	2,68	1,91	1,20	3,23	2,75
mittleres Wärmeübertragungsvermögen [W/K]	565	562	563	570	573	611	310	309
mittlerer Massenstrom [kg/s]	0,294	0,294	0,295	0,295	0,295	0,296	0,267	0,267
Volumenzuwachs [l]	19,99	19,45	19,69	19,96	19,57	12,08	19,94	19,88
Eismasse im Speicher [kg]	226,97	220,1	223,27	226,17	221,88	139,91	226,10	225,37

**Tabelle 4.1: Vergleich der Beladungsversuche an Wärmeübertrager System A und B**

Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über sämtliche Versuchsergebnisse bei der Beladung bei unterschiedlichen Beladungstemperaturen. Mit sinkender Beladungstemperatur nimmt die Beladungsleistung ab und die Beladungszeitdauer bis zum maximalen Beladungsgrad bzw. Eismasse zu. Bei System A erscheint eine Beladung mit -2°C aufgrund der großen Beladungsdauer nicht sinnvoll. Der Versuch wurde nach 1200 Minuten abgebrochen. Die übertragene Energiemenge betrug zu diesem Zeitpunkt etwa 24 kWh.

Viel deutlicher fällt die Beurteilung einer effizienten Beladungstemperatur bei den Versuchen mit System B aus. Eine Beladung des Speichers ist nur mit Temperaturen ab -10°C und bei wesentlich längeren Beladungszeiträumen und kleineren Beladungsleistungen als bei System A möglich.

### 4.2.3 Vergleich von simulierten und vermessenen Beladungsprozessen

Abbildung 4.6 vergleicht die simulierten und experimentellen Verläufe der Beladungsleistung anhand der Beladungstemperaturen  $-4^{\circ}\text{C}$ ,  $-6^{\circ}\text{C}$ ,  $-8^{\circ}\text{C}$  und  $-10^{\circ}\text{C}$ . Abgesehen von den Anfangsphasen der Beladungsversuche zeigen die berechneten und gemessenen Werte eine gute Übereinstimmung.

Die Abweichungen zu Beginn der einzelnen Verläufe jedoch sind überaus deutlich. Während die experimentellen Kurven ihr Maximum zwischen circa 8,7 kW und 10 kW erreichen, beginnen die simulierten Kurven bei etwa 18 kW. Dies ist unmittelbar auf das Betriebsverhalten des bei den Beladungsversuchen eingesetzten Umwälzkühlers zurückzuführen. Dessen maximale Kühlleistung ist abhängig von der Beladungstemperatur begrenzt. Laut Herstellerangaben beträgt die Kühlleistung bei einer Kälteträgeraustrittstemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  etwa 8 kW. Dieser limitierende Einfluss des Umwälzkühlers auf die Beladungsversuche lässt sich jedoch nicht exakt genug in der Simulation berücksichtigen.

Sobald die berechneten Verläufe der Beladungsleistungen unterhalb von 10 kW gesunken sind zeigt sich jedoch eine gute Übereinstimmung mit den auf Messdaten basierten Verläufen. Nun zeigt sich der limitierende Einfluss des Wärmeübertragers und der Randbedingungen wie z.B. die Temperatur der Speichermasse oder der Vereisungsgrad auf die Beladungsleistung.

Eine weitere Einschränkung wird beim Vergleich der Übergangsbereiche deutlich. Diese lassen sich nicht exakt genug mit dem Simulationsprogramm nachbilden.

Die deutlich größeren berechneten Beladungsleistungen am Anfang der jeweiligen Versuche haben auch unmittelbare Auswirkungen auf den Vergleich der übertragenen Energiemengen. In Abhängigkeit der für den Vergleich betrachteten Beladungstemperaturen ergeben sich deutliche Abweichungen zwischen den berechneten und auf Messdaten basierenden Verläufen, siehe dazu Abbildung 4.7.

Das Simulationsprogramm ist in der Lage Beladungsprozesse mit einer maximalen Abweichung bei der Beladungsleistung von etwa 0,3 kW und bei der übertragenen Energiemenge von etwa 2 kWh darzustellen.

Die maximale prozentuale Abweichung zwischen berechneten und experimentell ermittelten Verläufen beträgt daher nach einer betrachteten Beladungsdauer von 400 Minuten für die Beladungsleistung etwa 6% und für die übertragenen Energiemenge circa 7 %.

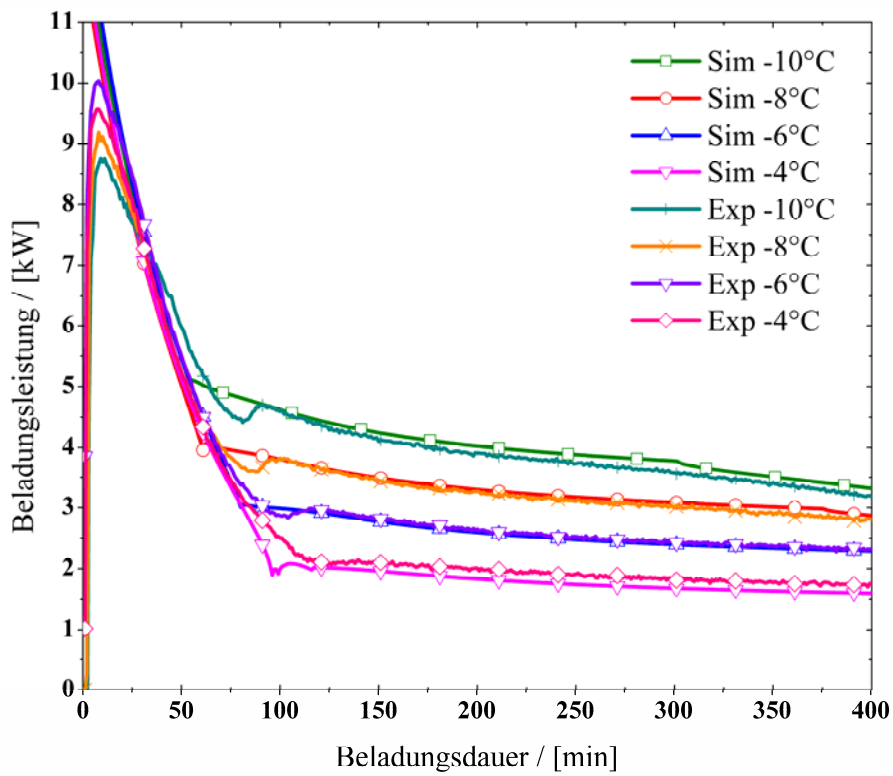


Abb. 4.6: Vergleich von simulierten und gemessenen Beladungsleistungen

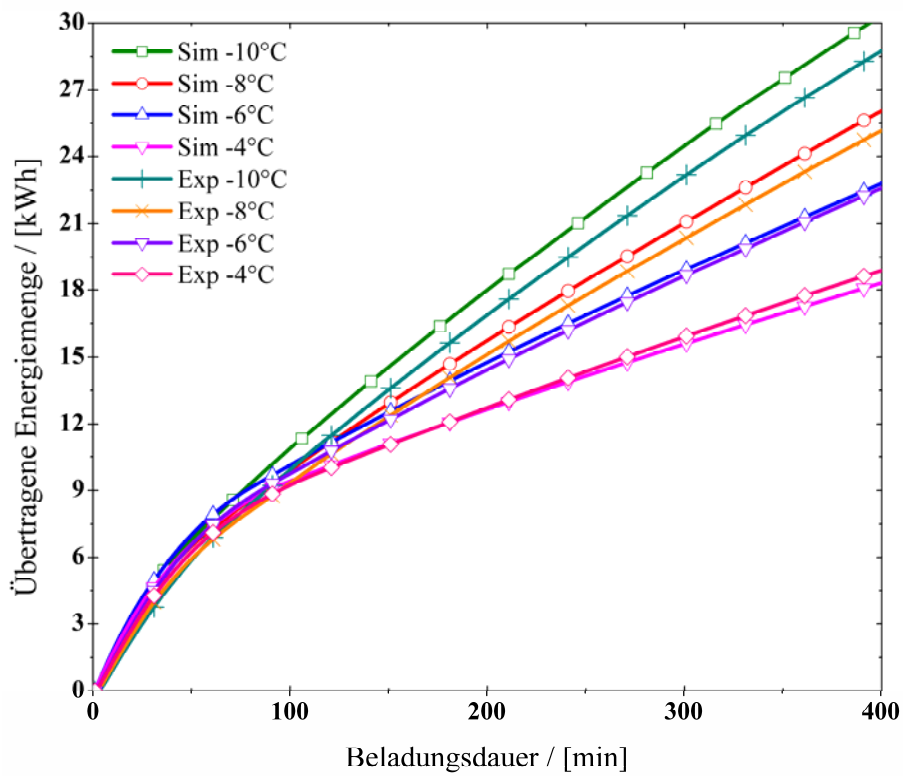


Abb. 4.7: Vergleich von simulierten und gemessenen übertragenen Energiemengen bei der Beladung

#### **4.2.4 Vergleich von Beladungsversuchen mit System A, C und E**

Die folgenden Abbildungen 4.8 und 4.9 zeigen eine Gegenüberstellung der auf Messdaten basierten Beladungsleistung und der übertragenen Energiemenge für Beladungsversuche mit den Wärmeübertragern System A, System C und System E. Die Beladungstemperatur beträgt in allen drei Fällen  $-10^{\circ}\text{C}$  und der Gesamtmassenstrom  $0,3\text{ kg/s}$ .

System A und C weisen eine große Übereinstimmung des Übertragungsverhaltens auf. Nach einer Beladungsdauer von 400 Minuten beträgt die Beladungsleistung etwa  $3\text{ kW}$  und es sind ungefähr  $28\text{ kWh}$  an Energie übertragen worden.

Der Edelstahl-Wärmeübertrager System E hingegen bietet für etwa 250 Minuten im Mittel eine wesentlich größerer Beladungsleistung als die beiden anderen Wärmeübertrager. Bereits nach etwa 265 Minuten sind  $30\text{ kWh}$  an Energie übertragen worden.

Trotz der wesentlich größeren Übertragungsleistung des Wärmeübertragers aus Edelstahl besteht die Endkonfiguration des Wärmeübertragers aus Kupfer.

Der Grund hierfür liegt in der wesentlich aufwändigeren Konstruktion und den deutlich höheren Kosten für den Wärmeübertrager System E. System E kostet etwa fünfmal soviel wie System A. Zudem bietet die Konstruktion noch erheblichen Optimierungsbedarf. So sind z.B. die einzelnen Stränge des Wärmeübertragers hydraulisch nicht abgeglichen. Eine andere wesentlich kompaktere Verteilung ist zu konstruieren.

Da mit System D jedoch eine bzgl. des Wärmeübertragungsverhaltens, wegen der einfachen Bauweise und auch wegen der geringen Kosten gute Lösung für die eingangs definierte Problemstellung zur Verfügung steht, wurde System E nicht weiter optimiert.

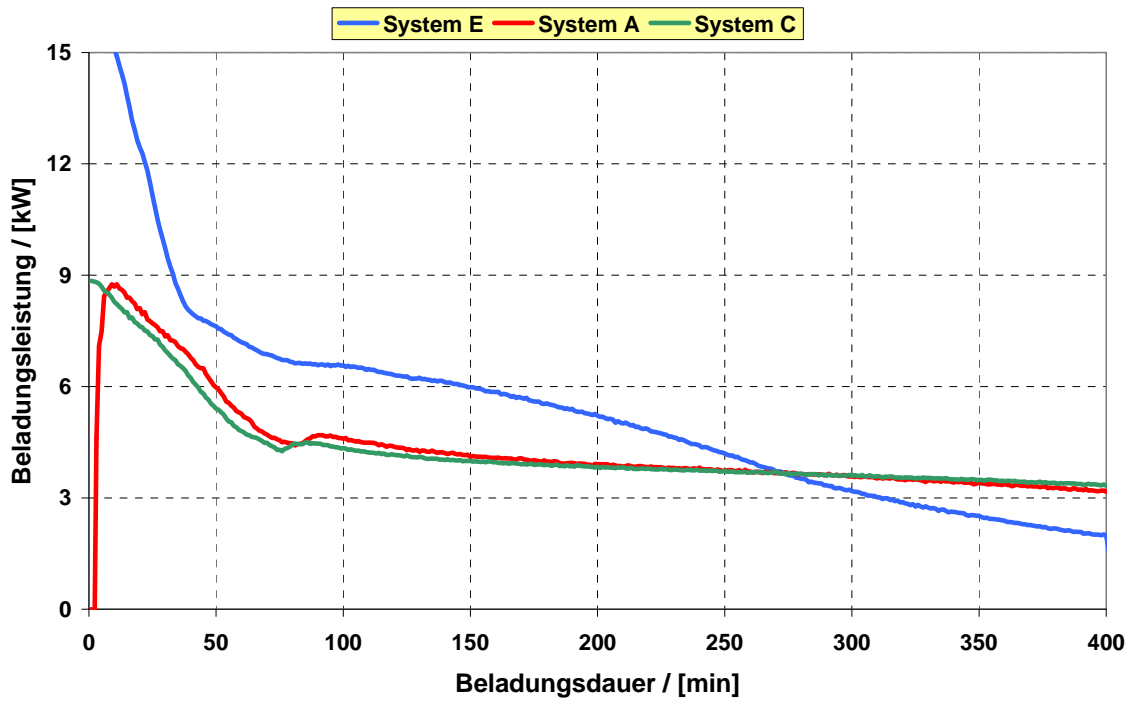


Abb. 4.8: Vergleich der Beladungsleistung von System A, C und E bei -10°C

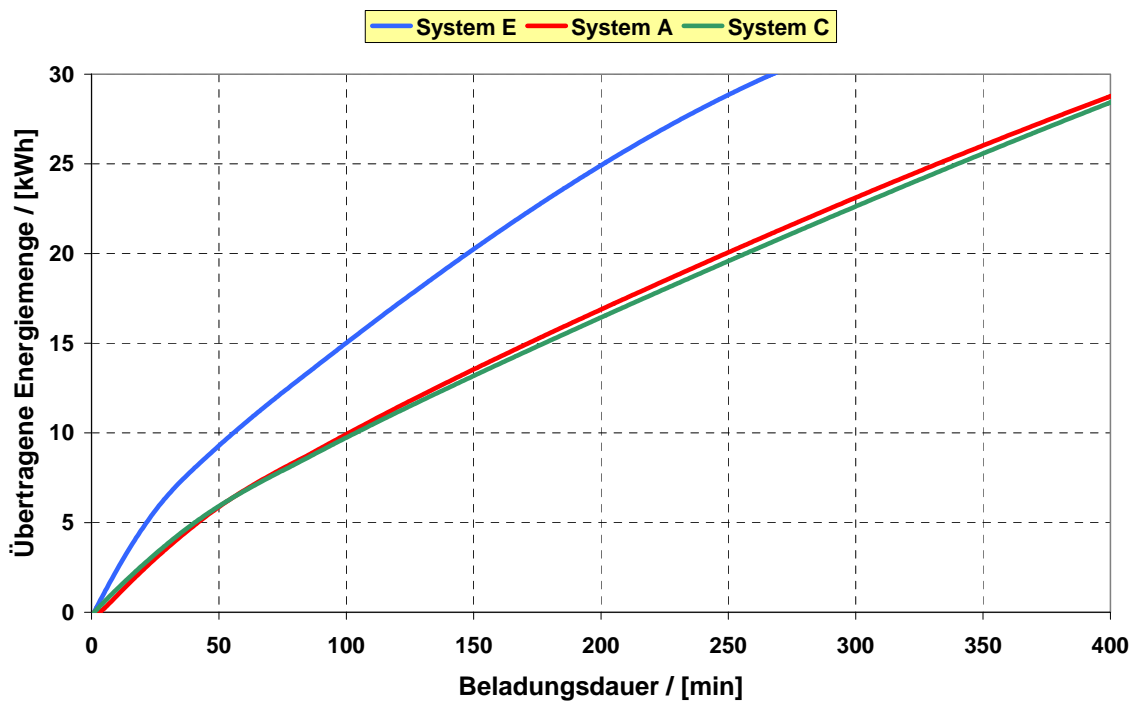


Abb. 4.9: Vergleich der übertragenen Energiemenge von System A, C und E bei -10°C

#### **4.2.4 Messdaten Endkonfiguration Eisspeicher im realen Anlagenbetrieb**

Abbildung 4.10 und Abbildung 4.11 zeigen die Beladung des Eisspeichers mit der solar betriebenen Absorptionskältemaschine im realen Anlagenbetrieb über einen vollständigen Tagesgang (30.08.2008) hinweg. Dargestellt sind die Heizleistung der Kältemaschine, die Beladungsleistung des Eisspeichers sowie die gespeicherte Kälteenergie. Deutlich ist hierbei die Abhängigkeit des Eisspeichers vom Betriebsverhalten der AKM zu erkennen.

Die Beladung fand zwischen 9:50 und 17:00 Uhr statt. Erkennbar ist die Abhängigkeit der Kälteleistung von der Heizleistung. Wenn die Heizleistung steigt, nimmt auch die Kälteleistung zu, siehe dazu Abbildung 4.10. Ebenso ist bei einer Senkung der Heizleistung eine Verringerung der Kälteleistung zu beobachten. Im Eisspeicher steht eine Beladungsleistung von etwa 3 bis 5 kW zur Verfügung. Der Eisspeicher wurde an diesem Tag mit etwa 30 kWh nahezu vollständig beladen.

Der Verlauf von Ein- und Austrittstemperatur am Wärmeübertrager des Eisspeichers zeigt Abbildung 4.11. Von 9:50 Uhr bis etwa 12:00 Uhr nehmen die Ein- und Austrittstemperatur des Kälte-trägers stetig ab. Die flüssige Speichermasse Wasser wird auf 0°C abgekühlt. Ab etwa 12:00 Uhr verlaufen die Temperaturen annähernd konstant. Während der nun einsetzenden Eisbildung wird die Temperatur im Speicher nicht weiter abgesenkt. Es findet ein Phasenwechsel von flüssig zu fest statt und latente Wärme wird übertragen.

Mit sinkender Heizleistung nimmt auch der Kältemittelmassenstrom im Kältemaschinenprozess ab. Weniger Kältemittel steht zur Verdampfung zur Verfügung. Damit wird auch weniger Kälteleistung erzeugt. Die Verdampfungstemperatur und somit auch die Temperaturen des Kälte-trägers an Ein- und Austritt des Wärmeübertragers steigen wieder an.

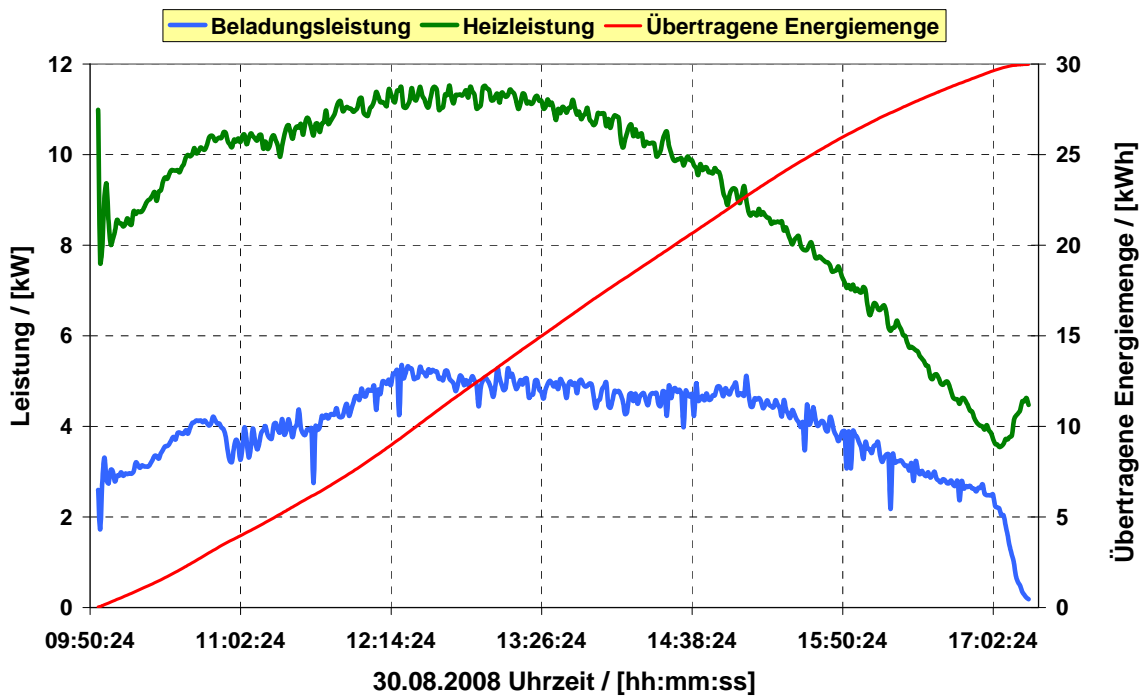


Abb. 4.10: Beladungsleistung und übertragene Energiemenge beim realen Anlagenbetrieb

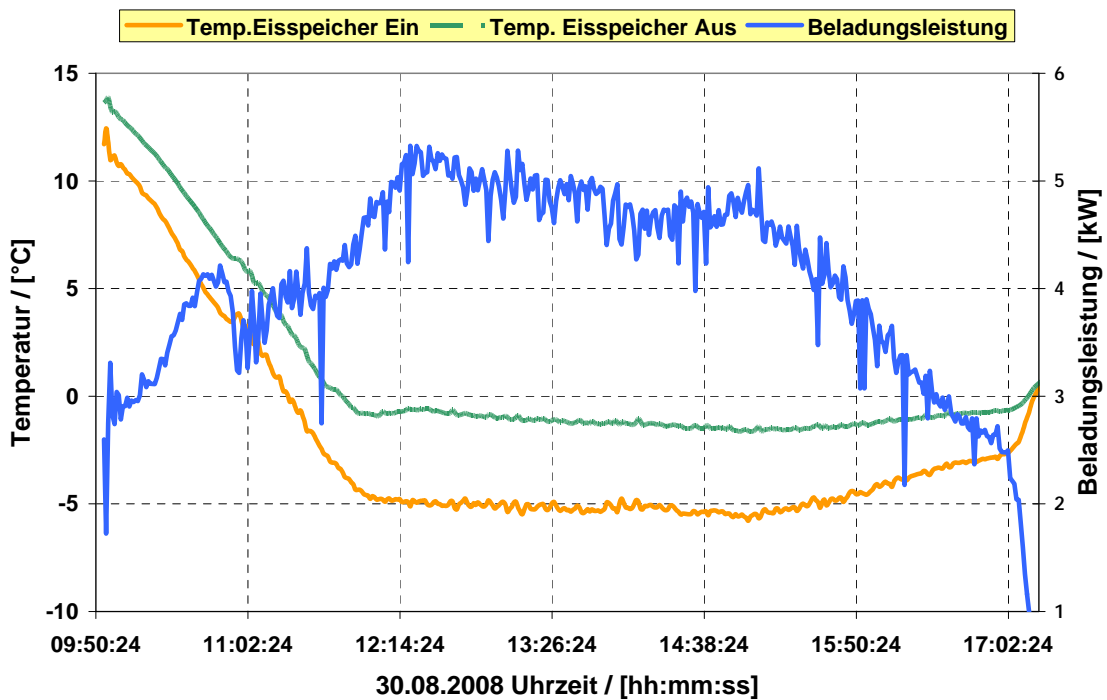


Abb. 4.11: Ein- und Austrittstemperatur des Eisspeichers beim realen Anlagenbetrieb

### **4.3 Entladung des Eisspeichers**

Bei der Entladung sind zwei Fälle zu unterscheiden. Bei der internen Entladung wird der Wärmeübertrager mit dem abzukühlenden Medium durchströmt. Die Eisschicht schmilzt von innen nach außen ab. Bei der externen Entladung hingegen wird der Speicherbehälter durchströmt. Somit schmilzt die Eisschicht von außen nach innen ab.

Abbildung 4.12 zeigt einen Vergleich der Entladungsleistung bei externer und internen Entladung. Die Entladungstemperatur betrug in diesen Fällen 20°C. Bei der internen Entladung steht über einen Zeitraum von etwa 150 Minuten eine nahezu konstante Übertragungsleistung von etwa 5,5 kW zur Verfügung. Die Entladungsleistung bei der externen Entladung hingegen nimmt ausgehend von 5 kW stetig ab.

Abbildung 4.13 vergleicht die übertragene Energiemenge bei den beiden Entladungsmodi. Deutlich zu erkennen ist, dass die interne Entladung wesentlich früher, nach etwa 370 Minuten nahezu abgeschlossen ist. Erst nach etwa 500 Minuten ist bei der externen Entladung die Energiemenge von circa 28,5 kWh übertragen worden.

Die interne Entladung hat somit die folgenden Vorteile. Es steht über einen bestimmten Zeitraum eine höhere und nahezu konstante Entladungsleistung zur Verfügung. Die interne Entladung ist zwar früher abgeschlossen, im Hinblick auf eine Kältelast in den Räumen von etwa 5 bis 6 kW ist sie aus dem zuvor genannten Grund jedoch der externen Entladung vorzuziehen.

Auch für die Anlagenhydraulik ist eine interne Entladung von Vorteil. Bei einer externen Entladung ist es notwendig einen weiteren Kälteträgerkreis aufzubauen, um den im System verwendeten Kälteträger Tyfocor 40% und den bei der externen Entladung verwendeten Kälteträger Wasser räumlich zu trennen. Hierfür wäre wiederum ein weiterer Plattenwärmeübertrager nötig, der aufgrund der nicht zu vermeidenden Temperaturdifferenz zwischen kalter und warmer Seite weitere Verluste verursacht. Die direkt von der AKM erzeugte Kälteleistung und die vom Eisspeicher bereitgestellte Kälteleistung muss auf das Kühlnetz der Räume übertragen werden. Bei der internen Entladung wird für die Entladung des Eisspeichers und die Bereitstellung der Kälteleistung der AKM derselbe Kälteträger (Tyfocor 40%) verwendet. Die interne Entladung ermöglicht daher einen einfacheren Aufbau der Hydraulik des Kühlsystems. Ein Vorteil ist z.B. die Einsparung eines externen Plattenwärmeübertragers aufgrund der oben genannten Einschränkungen dieses Bauteils.



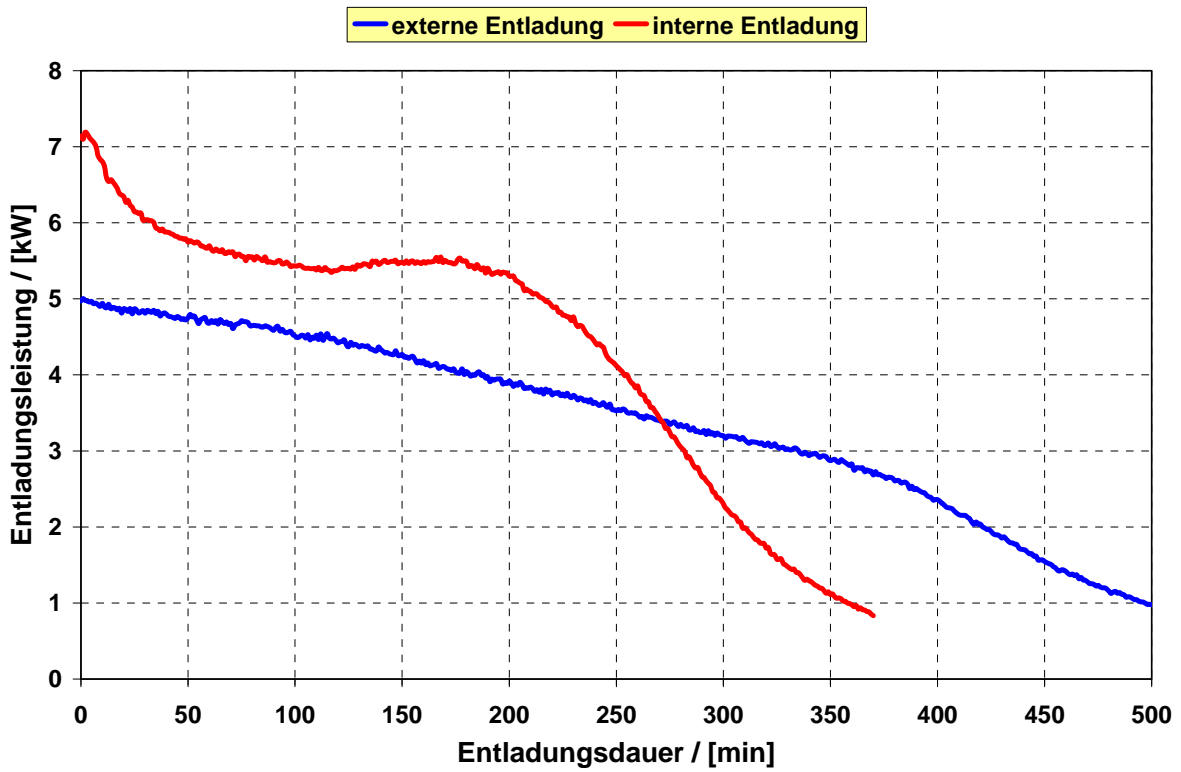


Abb. 4.12: Vergleich der Entladungsleistungen bei externer und interner Entladung

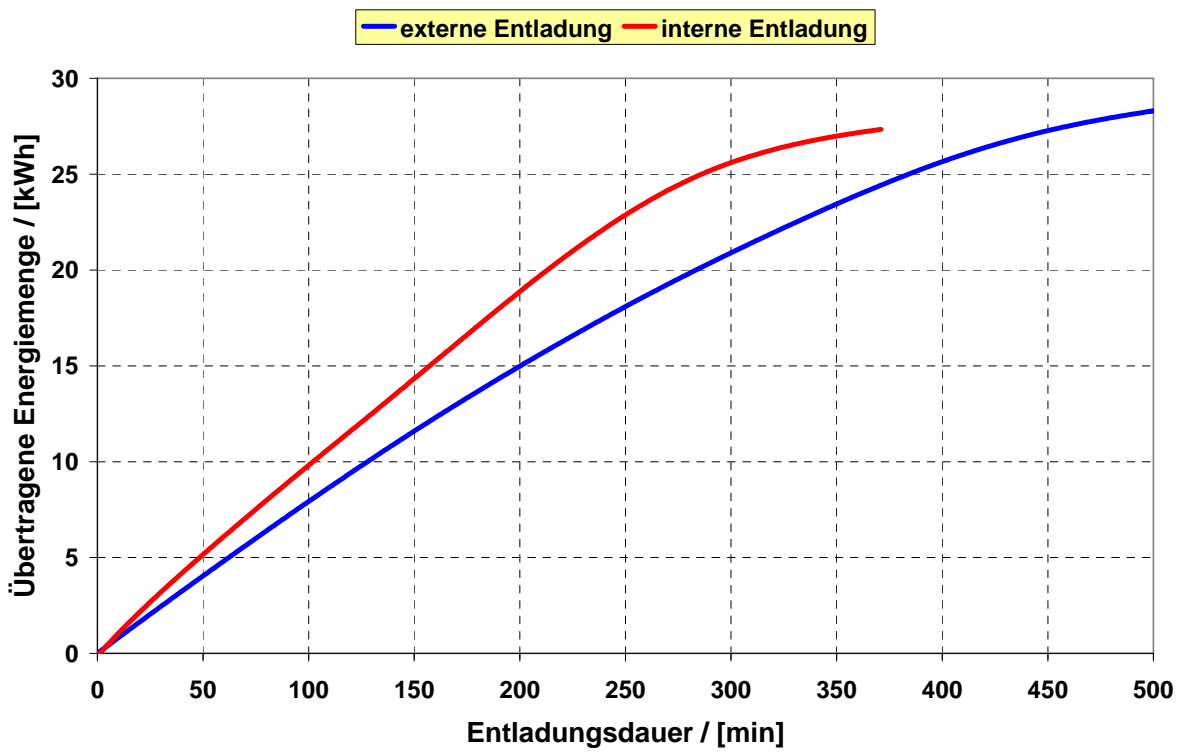


Abb. 4.13: Vergleich der übertragenen Energiemengen bei externer und interner Entladung

### 4.3.1 Vergleich Entladung mit System A und System B

Tabelle 2 stellt die Ergebnisse der Entladungsversuche an System A und System B einander gegenüber.

Die vollständigen Versuchsergebnisse der Entladung für beide Systeme sind in Abhängigkeit unterschiedlicher Entladungstemperaturen und Pumpenleistungsstufen bei der externen Entladung in Tabelle 2 dargestellt.

Versuchsergebnisse Entladung									
		System A				System B			
Entladungstemperatur [°C]		20	22	24	Intern 20	20	22	24	Intern 20
mittlerer Massenstrom des Kälthelmostat [kg/s]		0,319	0,319	0,319	0,252	0,319	0,319	0,319	0,270
mittlerer Massenstrom im Speicher [kg/s]	P1	0,077	0,83	0,89	*	0,077	0,083	0,088	*
	P2	0,080	0,89	0,101		0,083	**	**	
	P3	0,084	0,95	0,104		0,085	**	**	
mittlere Entladungsleistung [kW]	P1	3,15	3,90	4,74	4,34	3,34	3,95	4,62	2,47
	P2	3,27	3,98	4,92		3,36	**	**	
	P3	3,33	4,11	4,99		3,34	**	**	
nutzbare Kälteenergiemenge [kWh]	P1	28,96	28,91	27,63	27,33	27,15	27,58	28,18	29,23
	P2	29,21	28,49	27,88		27,09	**	**	
	P3	28,55	28,81	28,01		26,86	**	**	
Entladungsdauer [min]	P1	551	445	350	370	487	419	364	710
	P2	536	430	340		483	**	**	
	P3	514	420	337		482	**	**	

**Tabelle 4.2: Vergleich der Entladungsversuche an Wärmeübertrager System A und B**

Es zeigt sich eine abnehmende Entladungsleistung bei kleinerer Entladungstemperatur und geringerem Massenstrom im Speicher. Aufgeführt sind die Versuchsergebnisse in Abhängigkeit verschiedener Pumpenleistungsstufen P1 bis P3 und den Entladungstemperaturen 20°C, 22°C und 24°C.

Zusätzlich wird den Messreihen mit externer Entladung jeweils ein Versuch mit interner Entladung bei 20°C Entladungstemperatur gegenübergestellt. Bei interner Entladung ist bei geringerem Massenstrom eine höhere Entladungsleistung festzustellen.

### 4.3.2 Vergleich von simulierten und vermessenen Entladungsprozessen

Um Entladungsprozesse besser beurteilen zu können, besteht die Möglichkeit im Berechnungsprogramm die gespeicherte Kälteenergie zu Beginn der Entladung festzulegen. Anhand der Validierung wird nun untersucht wie genau sich Entladungsprozesse berechnen lassen auch unter variierender Vorgabe der zuvor gespeicherten Kälteenergie.

Abbildung 4.14 und 4.15 vergleichen simulierte und gemessene Verläufe der Entladungsleistung bei einer Entladungstemperatur von 20°C. In Abbildung 4.14 wird der Fall betrachtet, dass die Entladung bei einer gespeicherten Kälteenergie von 27 kWh beginnt. Der Entladungsprozess aus Abbildung 4.15 beginnt bei etwa 43 kWh, nach einer kompletten Vereisung der Speichermasse.

In beiden Fällen zeigt sich keine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und experimentell ermittelten Entladungsleistungen. Schon die Anfangsphasen sind durch starke Unterschiede geprägt.

In Abbildung 4.14 z.B. beginnt die experimentelle Entladung mit einer Entladungsleistung von etwa 7,2 kW. Die berechnete hingegen beginnt mit circa 11 kW.

Zudem lässt sich der Anfahrprozess während der experimentellen Versuchen in den Simulationen nicht darstellen, siehe dazu Abbildung 4.15. Bei den Messungen benötigt der Umwälzkühler eine gewisse Zeit um die Solltemperatur, in diesem Fall 20°C, bereitzustellen. Nach etwa 20 Minuten ist die Solltemperatur erreicht und damit auch die maximale Entladungsleistung von etwa 10,5 kW. Die zeitliche Dauer dieser Phase ist auch abhängig von der mittleren Speichertemperatur. Dem Versuch mit 43 kWh ging eine Beladung voraus in der das Wasser vollständig vereist und die Eismasse zusätzlich auf etwa -5°C unterkühlt wurde. Da die Heizleistung des Umwälzkühlers begrenzt ist benötigt es dementsprechend länger den Rücklauf aus dem Wärmeübertrager des Speichers auf die Solltemperatur am Vorlauf von 20°C zu erwärmen.

Auch im weiteren Verlauf der Entladung zeigen sich starke Abweichungen. Aufgrund der wachsenden Ringspalte flüssigen Wassers um die Rohre des Wärmeübertragers findet die Übertragung von latenter und fühlbarer Wärme gleichzeitig statt. Die Abschmelzung des Eises und die Erwärmung des Wassers erfolgen zur gleichen Zeit. Der Anteil am übertragenen Wärmestrom für die Erwärmung des Wassers wird im Zuge der Entladung größer.

Durch die voranschreitende Abschmelzung des Eises nimmt der Massenanteil des Wassers zu. Da aber weder der Temperaturverlauf noch die Strömungsverhältnisse im Ringspalt bekannt sind kann die Erwärmung des Wassers nur rechnerisch abgeschätzt werden.

Deutlich wird diese Einschränkung z.B. bei Betrachtung von Abbildung 4.14. Nach etwa 50 Minuten stellt sich beim simulierten Verlauf eine für ungefähr 130 Minuten konstante Beladungsleistung von circa 5 kW ein. Im selben Zeitraum beträgt die schwankende experimentelle Entladungsleistung im Mittel 5,5 kW. Die durchschnittliche Abweichung zwischen

den beiden Verläufen in diesem Abschnitt der Entladung beträgt 0,3 kW. Dies bedeutet eine Abweichung von etwa 5,4 %.

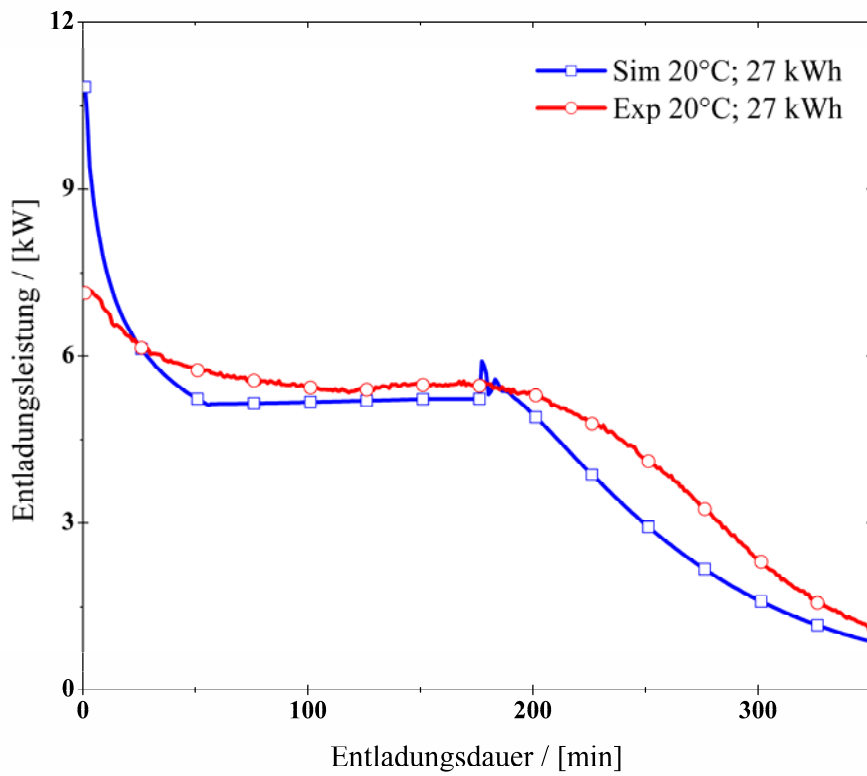
Nach etwa 180 Minuten setzt in beiden Verläufen eine deutliche Abnahme der Entladungsleistung ein.

Diese Abnahme ist ein Indiz für das Auseinanderbrechen der Eismasse. Nach dem Einsetzen der Abnahme der Entladungsleistung nimmt die Abweichung zwischen den beiden Verläufen zu. Die experimentellen Werte sind ausgehend von 180 Minuten 0,5 bis 1 kW größer als die berechneten. Gegen Ende der Entladung nähern sich die beiden Verläufe wieder an. Nach 350 Minuten beträgt die Abweichung circa 0,3 kW.

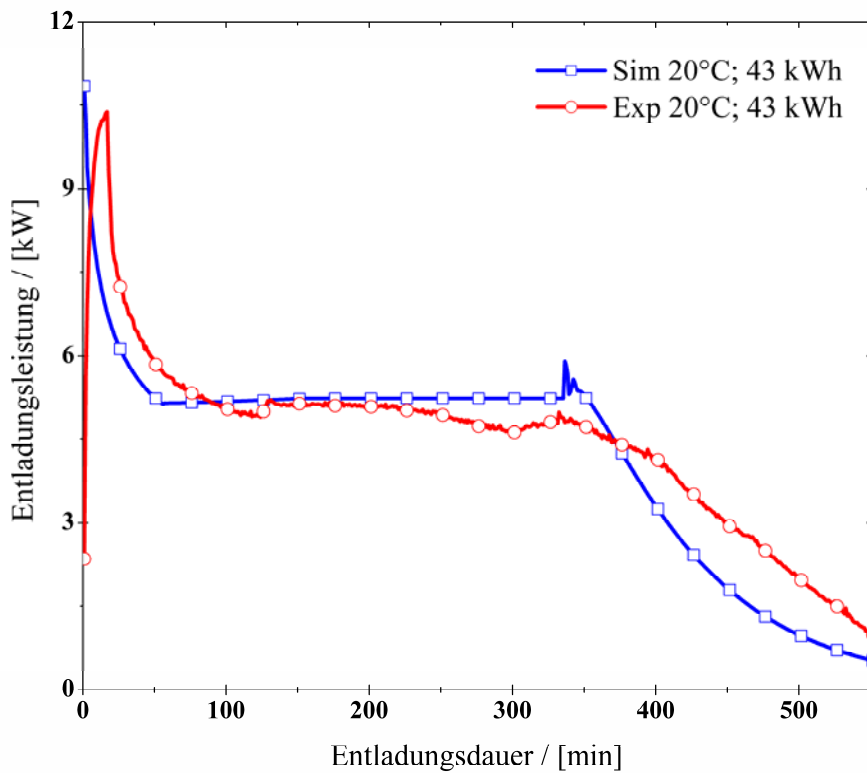
Die Entwicklung der übertragenen Energiemenge für die Entladungen bei 27 kWh und 43 kWh gespeicherter Kälteenergie sind in Abbildung 4.16 und 4.17 aufgeführt. Ausgehend von 27 kWh ist in Abbildung 4.16 eine sehr gute Übereinstimmung zwischen simuliertem und experimentellem Verlauf bis zu einer Entladungsdauer von etwa 200 Minuten erkennbar. Mit fortschreitender Entladung wächst jedoch die Abweichung zwischen den beiden Fällen. Nach 350 Minuten ist die experimentell ermittelte übertragene Energiemenge mit etwa 27 kWh um 2,5 kWh größer als die bei der Simulation berechnete Energiemenge. Die prozentuale Abweichung beträgt dabei 9,3 %.

Ein ähnliches Verhalten zeigen auch die Verläufe in Abbildung 4.16. Bis etwa 400 Minuten ist auch hier eine sehr gute Übereinstimmung mit geringen Abweichungen zwischen 20 und 300 Minuten von etwa 1 kWh erkennbar. Die Abweichung nach einer Entladungsdauer von 550 Minuten beträgt circa 2,5 kWh. Dies entspricht auf die experimentell ermittelte übertragene Energiemenge von 43 kWh bezogen einer prozentualen Abweichung von 5,8 %.

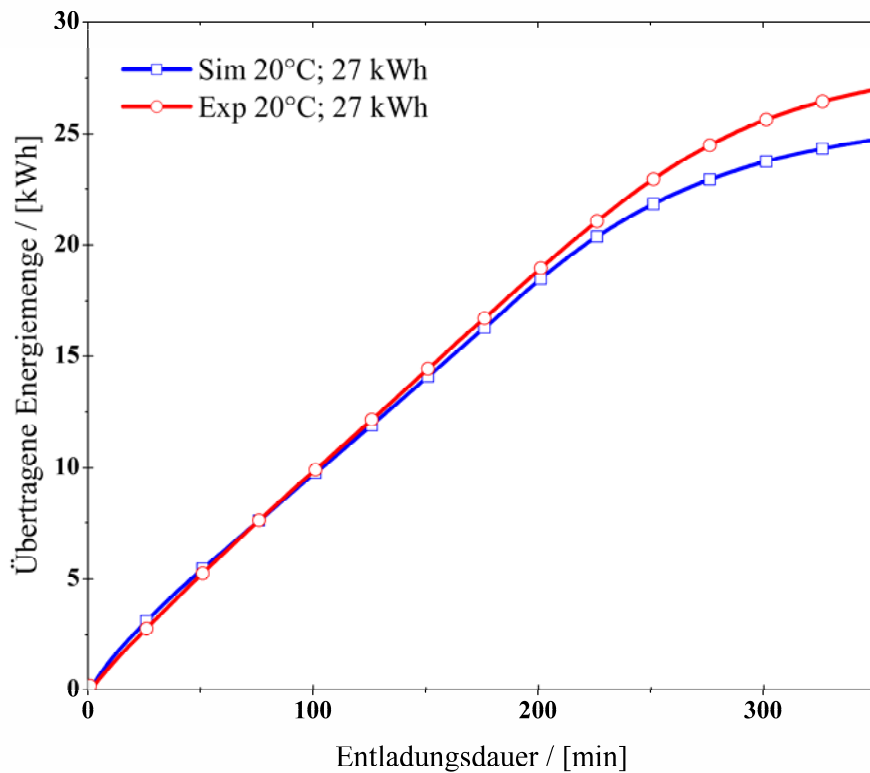
Die Ursache hierfür liegt in der bereits erläuterten Differenz zwischen der simulierten und experimentell ermittelten Entladungsleistung. Diese wurde bereits in den Ausführungen zu Abbildung 7.3 und 7.4 erläutert.



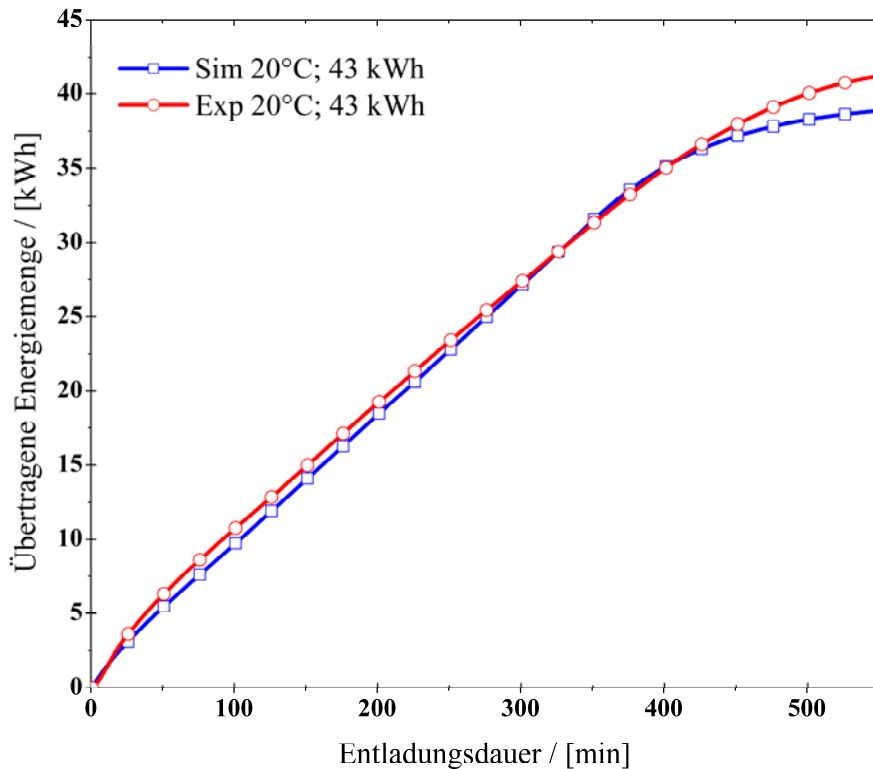
**Abb. 4.14: Vergleich zwischen simulierter und experimentell ermittelter Entladungsleistung – 20°C/ 27 kWh-**



**Abb. 4.15: Vergleich zwischen simulierter und experimentell ermittelter Entladungsleistung – 20°C/ 43 kWh-**



**Abb. 4.16: Vergleich zwischen simulierter und experimentell ermittelter übertragener Energiemenge – 20°C/ 27 kWh-**



**Abb. 4.17: Vergleich zwischen simulierter und experimentell ermittelter übertragener Energiemenge – 20°C/ 43 kWh-**

### 4.3.3 Vergleich der Entladung mit System C und E

Ein Vergleich der Entladungsversuch mit den Wärmeübertragern System C und System E zeigt bei System E eine wesentlich größere Entladungsleistung als bei System C, siehe dazu Abbildung 4.18. Zu Beginn der Entladung wird die Entladungsleistung von System E durch den im Versuch verwendeten Umwälzkühler begrenzt. Bis zu einer Entladungsdauer von etwa 180 Minuten wird an System E eine mittlere Entladungsleistung von circa 8,5 kW übertragen. Anders als bei System C ist stellt sich hier keine annähernd konstante Entladungsleistung ein.

Im Zeitraum von 50 bis 250 Minuten überträgt System C eine mittlere Entladungsleistung von etwa 6 kW.

Aufgrund der größeren Entladungsleistung wird der Eisspeicher mit System E wesentlich schneller entladen. Aus Abbildung 4.19 wird ersichtlich, dass nach etwa 220 Minuten die Übertragung von 30 kWh abgeschlossen ist. System C benötigt für die Übertragung der selben Energiemenge circa 340 Minuten.

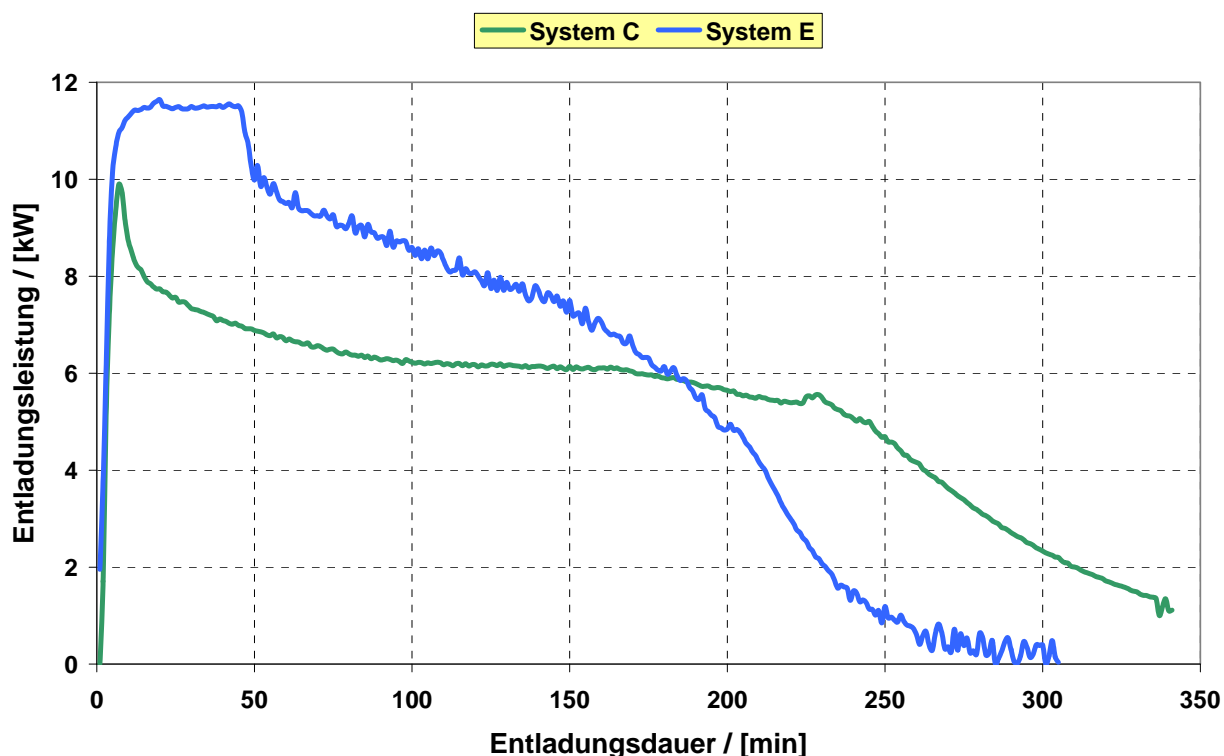


Abb. 4.18: Vergleich der Entladungsleistung von System C und System E

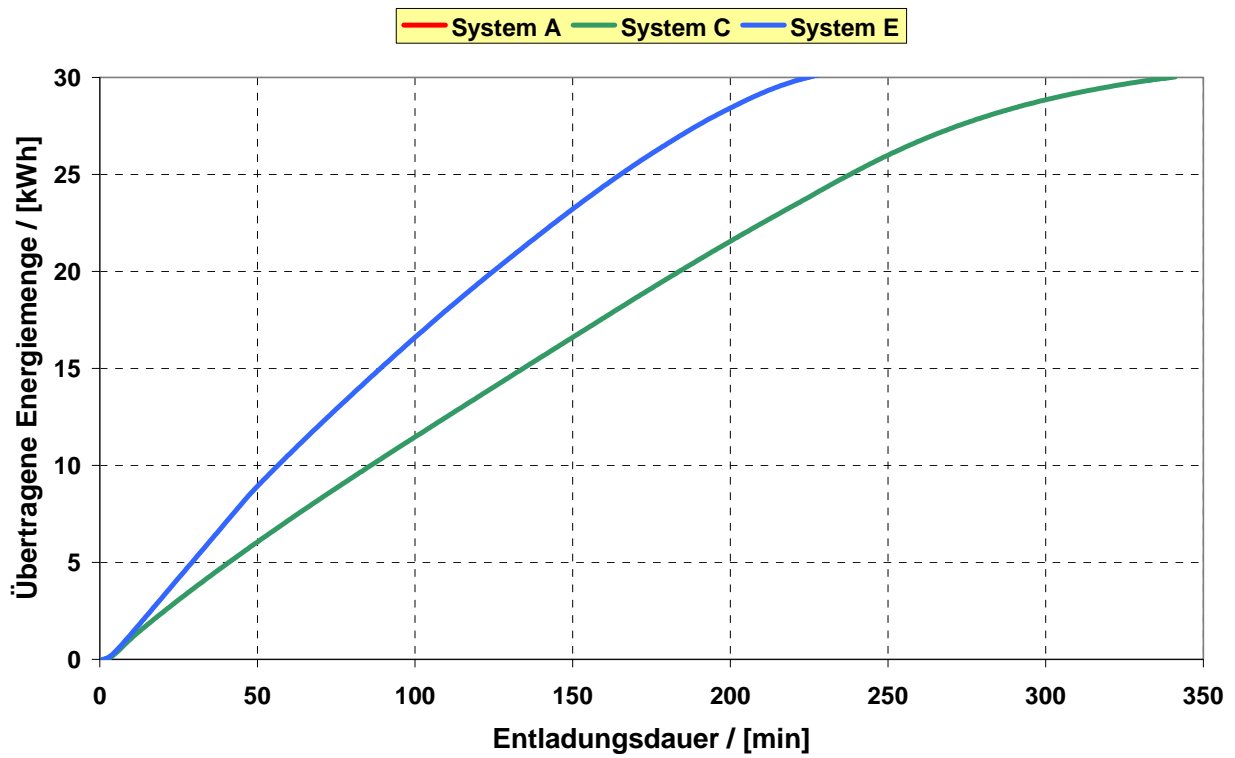


Abb. 4.19: Vergleich der übertragenen Energiemenge von System C und System E



## 5. Kühlkonzept am ITW

### 5.1 Kühllastberechnung

Zur Auslegung des Kühlsystems wurde zunächst die Kühllast in einem geeigneten Bürotrakt im Institutsgebäude berechnet (vgl. Gebäudegrundriss Anhang B). Insgesamt sollen 5 Räume mit einer Gesamtfläche von 115 m<sup>2</sup> gekühlt werden. Tabelle 5.1 zeigt die anfallende Kühllast.

Kühllast [W]	Büro1	Büro2	Büro3	DKV	Bespr	Total
<b>Innere Kühllast</b>	<b>1139</b>	<b>681</b>	<b>781</b>	<b>446</b>	<b>896</b>	<b>3943</b>
Personen	178	119	119	89	593	1096
Bürogeräte	550	300	400	160	20	1430
Nachbarräume	411	262	263	197	284	1417
<b>Äußere Kühllast</b>	<b>330</b>	<b>304</b>	<b>304</b>	<b>241</b>	<b>405</b>	<b>1583</b>
Außenwand	17	19	19	13	33	101
Dach	58	57	57	43	72	286
Fenster (Transmission)	165	148	148	120	196	777
Fenster (Strahlung)	90	80	80	65	105	418
<b>Gesamtkühllast</b>	<b>1468</b>	<b>985</b>	<b>1085</b>	<b>687</b>	<b>1302</b>	<b>5526</b>

**Tabelle 5.1: Kühllasten**

Wesentlichen Einfluss auf die Kühllast haben Verschattungseinrichtungen in den Räumen. Mit einer nahezu vollständigen Verschattung der Fensterflächen (durch Außenjalousien) kann die Kühllast ungefähr halbiert werden. Die zu kühlenden Räume besitzen eine Verschattungsmöglichkeit durch Außenjalousien. Die Jalousien werden von den Raumnutzern betätigt. Die Gesamtkühllast kann je nach Öffnung der Jalousien zwischen 5.5 und 10 kW liegen. (siehe Abbildung 5.1)

Die Übertragung der Kälteleistung in den Raum soll mit Kühldecken erfolgen. Hierfür wird eine Vorlauftemperatur von ca. 16 °C benötigt. Es gilt zu beachten, dass die Oberflächentemperatur der Kühldecke nicht unter die Taupunkttemperatur der Raumluft sinkt, um Tauwasserbildung an der Kühldecke auszuschließen. Tabelle 5.2 zeigt die Auslegungsdaten für die Kühldecken.

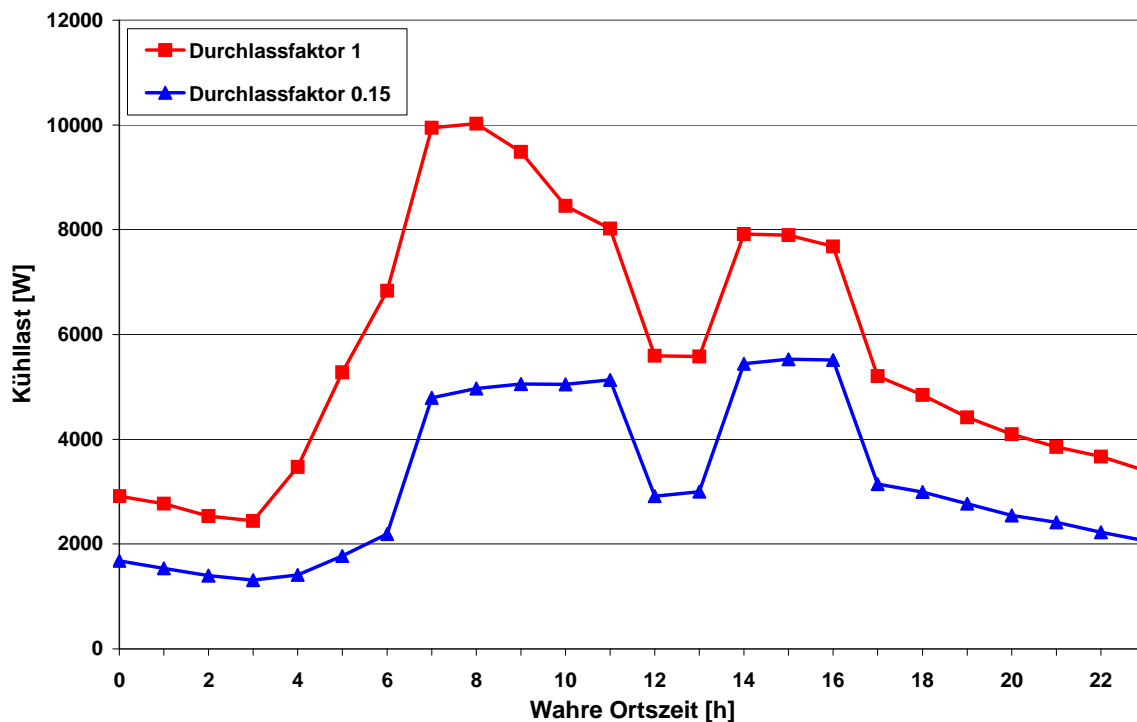


Abb. 5.1: Kühllast bei Durchlassfaktor der Sonnenschutzverglasung von 1 (unverschattet) und 0,15 (voll verschattet).

TYP	Einheit	Büro1	Büro2	Büro3	DKV	Bespr
Max. erford. Kühllast	W	1760	1182	1302	824	1562
Erforderliche Fläche	m <sup>2</sup>	27.5	18.3	20.3	12.9	24.4
aktive Deckenfläche (85%)	m <sup>2</sup>	19.4	19.1	19.1	14.3	24.0
Kühlfläche	m <sup>2</sup>	20.0	18.0	19.0	13.0	24.0
Kühlleistung	W	1280	1152	1216	832	1536
Kühlreihen	-	5	4	4	3	5
Massenstrom pro Reihe	kg/h	151	119	133	112	140
Strömungsgeschwindigkeit	m/s	0.46	0.36	0.4	0.34	0.42
Druckverlust pro Reihe	Pa	17 614	12 749	16 905	11 690	18 492

Tabelle 5.2: Auslegung von Kühldecken

## **5.2 Aufbau des Kühlnetzes und Entwicklungsschritte**

Der Aufbau des Kühlnetzes wurde im Jahre 2008 umgesetzt. In den folgenden Jahren wurde aufgrund von aktuellen Erkenntnissen aus den Messkampagnen das Kühlnetz nach und nach verändert und optimiert.

### **5.2.1 Kühldecken**

In den fünf Räumen im Institut wurden Kühldecken der Fa. Lindner (Plafotherm B) installiert. Zur Erfassung der Raumtemperatur verfügt jeder Raum über einen Temperatursensor (PT100).



**Abb. 5-2: Kühldeckeninstallation am ITW**

### **5.2.1 Hydraulische Verschaltung**

In Abbildung 5-3 ist die Anlagenhydraulik im Jahr 2008 dargestellt. Die erforderliche Vorlauftemperatur für die Kühldecken wird zentral mit einer Rücklaufbeimischung geregelt. Durch Drosselung des Massenstroms am Kühldeckeneintritt kann die gewünschte Raumtemperatur geregelt werden. Wärmeübertrager 1 überträgt die Kälteleistung der Kältemaschine direkt auf das Kühlnetz mit den Kühldecken. Mit dem Wärmeübertrager 2 kann die im Eisspeicher gespeicherte Kälteenergie in das Kühlnetz übertragen werden. Der Eisspeicher wird mit einem

Wärmeübertragungssystem beladen. Bei der Entladung wird das Speicherwasser aus dem Speicherkörper direkt durch den Wärmeübertrager 2 gepumpt (externe Entladung). Zusätzlich wurde im Vorlauf des Kühlnetzes ein Kaltwasserspeicher eingebunden, der über ein Dreiwegeventil wahlweise angeströmt wird. Dieser Speicher hat ein Volumen von 300 l und dient als kurzzeitiger Puffer im System.

Über einen Tagesverlauf betrachtet, ist die solar erzeugte Kälteleistung nicht deckungsgleich mit dem Kühlbedarf eines Raumes. Es gibt Zeiträume in denen die Kälteleistung an der Kältemaschine viel größer ist als der Bedarf. Die Antriebsseite der Kältemaschine kann in diesem Fall nicht gedrosselt werden, da kein Wärmespeicher zur Verfügung steht. Die gesamte Heizleistung, die das Kollektorfeld liefert muss genutzt werden. Somit entsteht eine große Kälteleistung die z.B. im Eisspeicher gespeichert werden könnte. Problematisch ist, dass dann der trotzdem vorhandene Kühlbedarf nicht gedeckt werden kann, da die Anlage entweder mit dem Eisspeicher oder mit den Räumen verbunden ist. Aus diesem Grund wurde ein Kaltwasserpufferspeicher ins System integriert. Wenn ein geringer Kühlbedarf herrscht und gleichzeitig die Kälteleistung der Absorptionskältemaschine hoch ist, wird der Kaltwasserspeicher beladen. Ist der Kaltwasserspeicher vollständig beladen, wird der Eisspeicher von der Kältemaschine beladen. Zur Deckung des Kühlbedarfs im Raum, wird dann der Kaltwasserspeicher entladen.

Im Jahr 2009 wurde u. a. auf Basis der Messungen am Eisspeicher das System nochmals umgebaut. Da die interne Entladung des Speichers (siehe Kapitel 4.3) bessere Resultate zeigte, wurde das System auf interne Entladung umgebaut. Weiterhin wurde als Kaltwasserspeicher ein zweiter Eisspeicher eingebaut, der ebenfalls vereist werden kann. Die Betriebssicherheit und die Ausnutzung des Systems wurden dadurch deutlich gesteigert. Die Verschaltung der Komponenten ist in Abbildung 5-4 dargestellt.

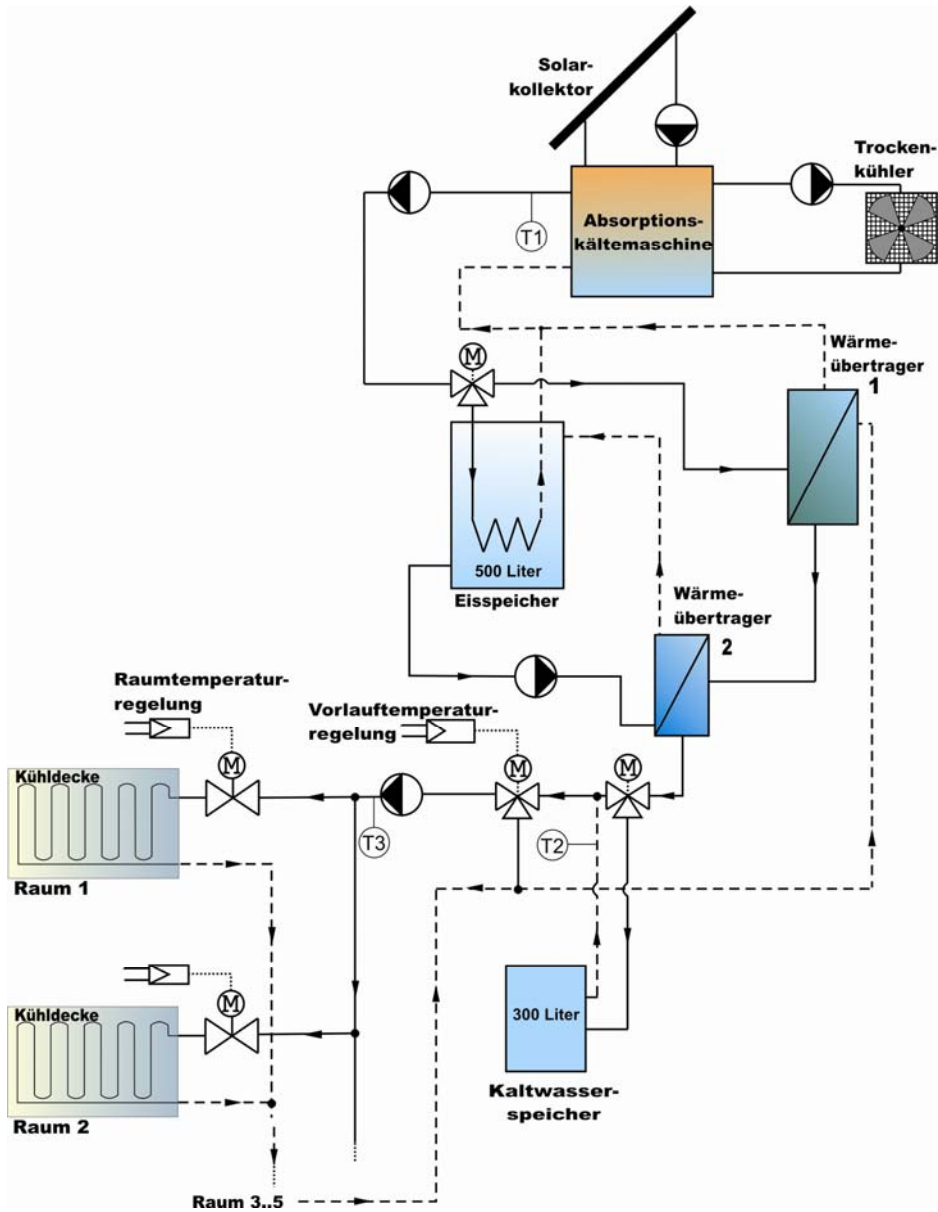


Abb. 5-3: Hydraulik der Kälteanlage am ITW aus dem Jahre 2008

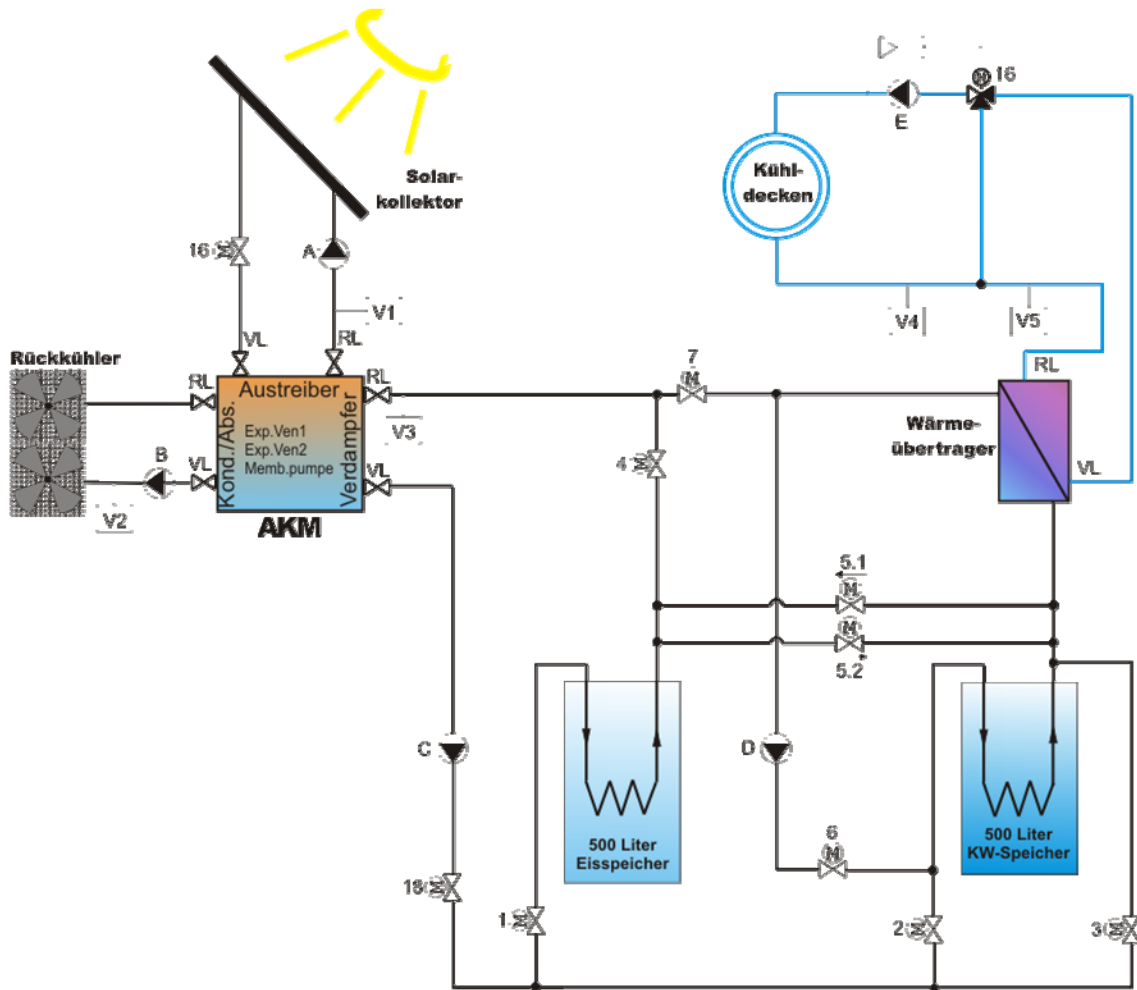


Abb. 5.4: Kältenetz nach dem Umbau im Jahr 2009

## **6. Messungen bei solarer Kühlung**

### ***6.1 Ausgewählte Messungen im Jahr 2008***

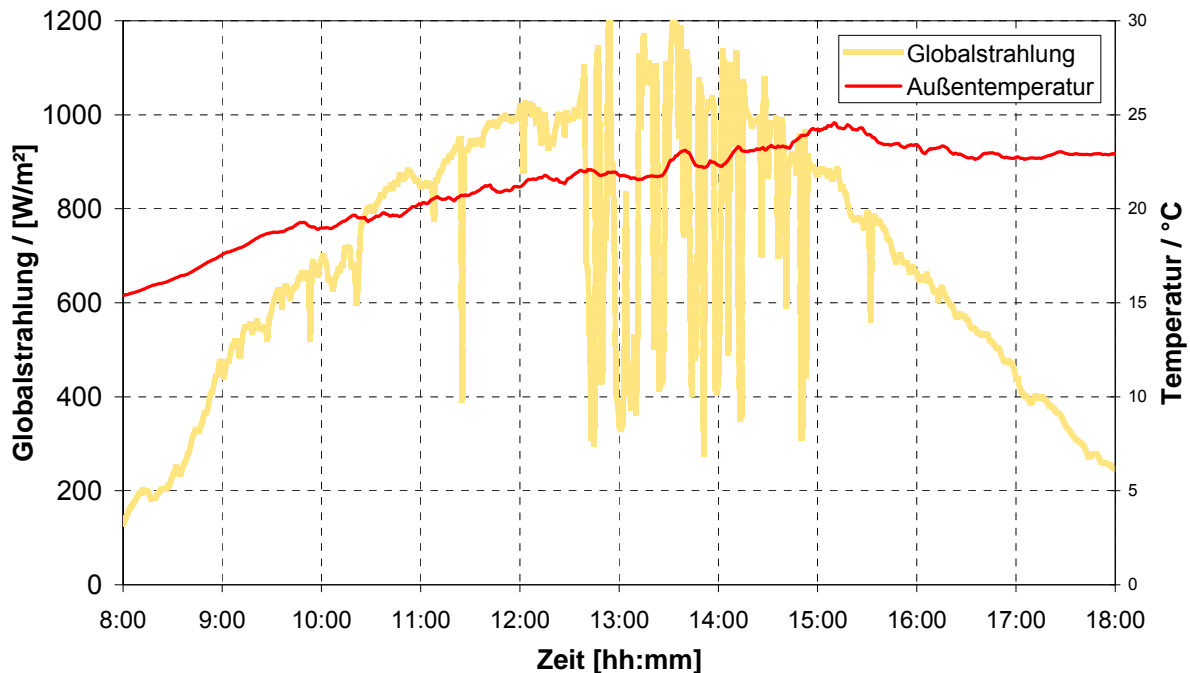
Die Anlagenhydraulik und die Regelparameter wurden über den Sommer 2008 ständig weiterentwickelt und optimiert. Es wurden Messungen für alle möglichen Betriebszustände der Anlage vorgenommen. Selbstverständlich hatte das Wetter im Sommer auf die Vermessungen einen enormen Einfluss. Nur wenn eine hohe Außenlufttemperatur und demzufolge auch Kühlbedarf herrschte, konnte die Leistungsfähigkeit des Systems bewertet werden.

Die vorgestellte Messreihe basiert auf der abschließenden Konfiguration des Systems im Jahr 2008. Alle für das Teil- und Vollastverhalten relevanten Zustände treten am hier vorgestellten Tagesgang (26.08.2008) auf. Die nachfolgende Auswertung bezieht sich auf diesen einen Tag.

Die Räume sollen auf eine Temperatur von ca. 24 °C gekühlt werden. In den Räumen herrschen hohe interne Lasten, da mehrere PCs pro Raum in Betrieb waren. Um mit den Kühldecken überhaupt die benötigte Leistung übertragen zu können, musste die Vorlauftemperatur auf 13,5 °C gesenkt werden. Im Maximum soll die Vorlauftemperatur 16 °C betragen. Ein Ausfall von Tauwasser an der Kühldecke wurde nicht beobachtet. Die Kühlung der Räume soll von 8:00 bis 18:00 Uhr erfolgen, wobei die Anlage so betrieben wird, dass der COP der Kältemaschine größtmöglich ist. Zu Beginn des Tages war der Eisspeicher mit ca. 3,5 kWh an Kälteenergie beladen. Die mittlere Speichertemperatur betrug 8 °C. Die Temperatur des Kaltwasserspeichers lag bei 15 °C. Am Ende des Tages (18:00) betrug die Kaltwasserspeichertemperatur 13 °C und im Eisspeicher war ca. 15 kWh Kälteenergie gespeichert.

Der Verlauf von Einstrahlung und Außentemperatur ist in Abbildung 6.1 wiedergegeben. Die Einstrahlung wurde in der Kollektorebene gemessen.

Aufgrund der hohen internen Lasten ist auch bei einer Außentemperatur von 20-25 °C Kühlbedarf vorhanden. Zudem sind die Fenster der Büros nach Osten gerichtet. Dadurch treten in den Morgenstunden hohe Strahlungswärmeeinträge auf.



**Abb. 6.1: Globalstrahlung und Außentemperatur am 26.08.2008**

## 6.2.1 Raumtemperatur

Abbildung 6.2 zeigt die Temperatur in den 5 gekühlten Räumen. Die Raumkühlung konnte am 26.08. lückenlos sichergestellt werden. Die Raumtemperatur steigt in keinem Raum signifikant über  $24^{\circ}\text{C}$ . Da das Besprechungszimmer an diesem Tag nicht belegt war, sinkt die Temperatur deutlich unter die angestrebten  $24^{\circ}\text{C}$ .

Es ist zu erwähnen, dass die Messung der Raumtemperatur mehreren Fehlereinflüssen unterliegt. Neben der Raumtemperaturmessung für das Monitoring der Anlage hat natürlich auch die Erfassung der Temperatur durch den Raumtemperaturregler maßgeblichen Einfluss auf das Messergebnis. Hierbei kam es zu unterschiedlichen Messwerten, obwohl beide Geräte (Raumtemperaturregler und Messgerät für die Raumtemperatur) unmittelbar nebeneinander installiert sind. Der Raumtemperaturregler zeigte stets eine höhere Temperatur an (bis zu  $0,5\text{ K}$ ), als das Messgerät. Des Weiteren sind beide Geräte lokalen äußeren Beeinflussungen ausgesetzt, z.B. Zugluft und Strahlung.



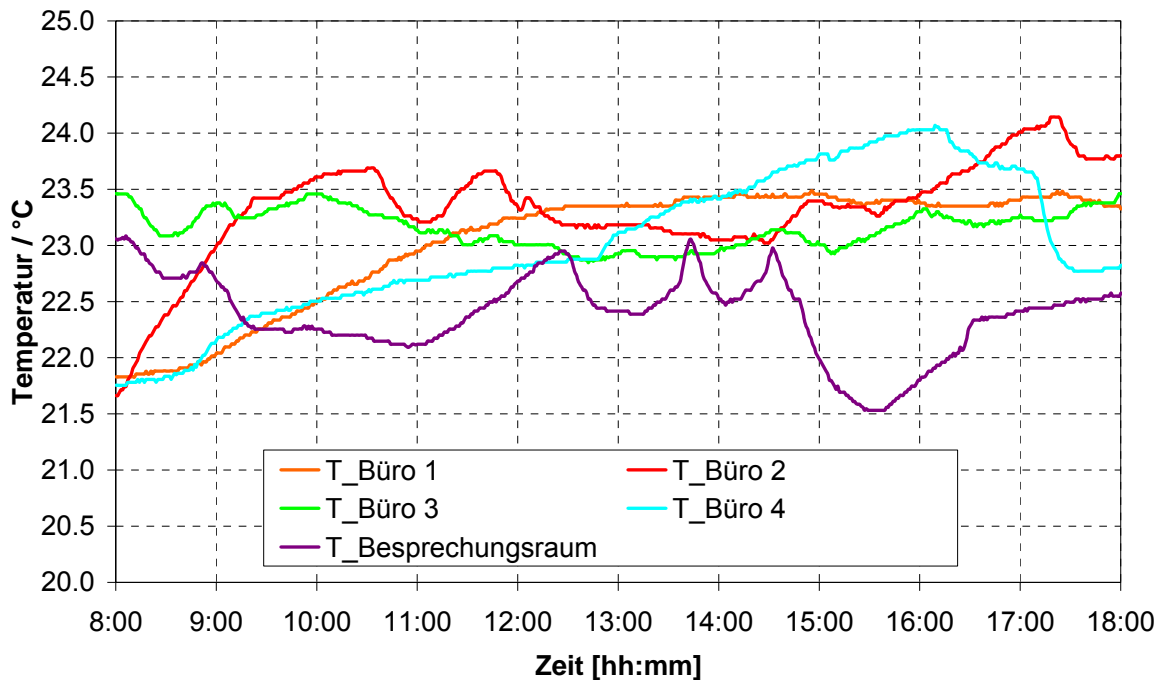
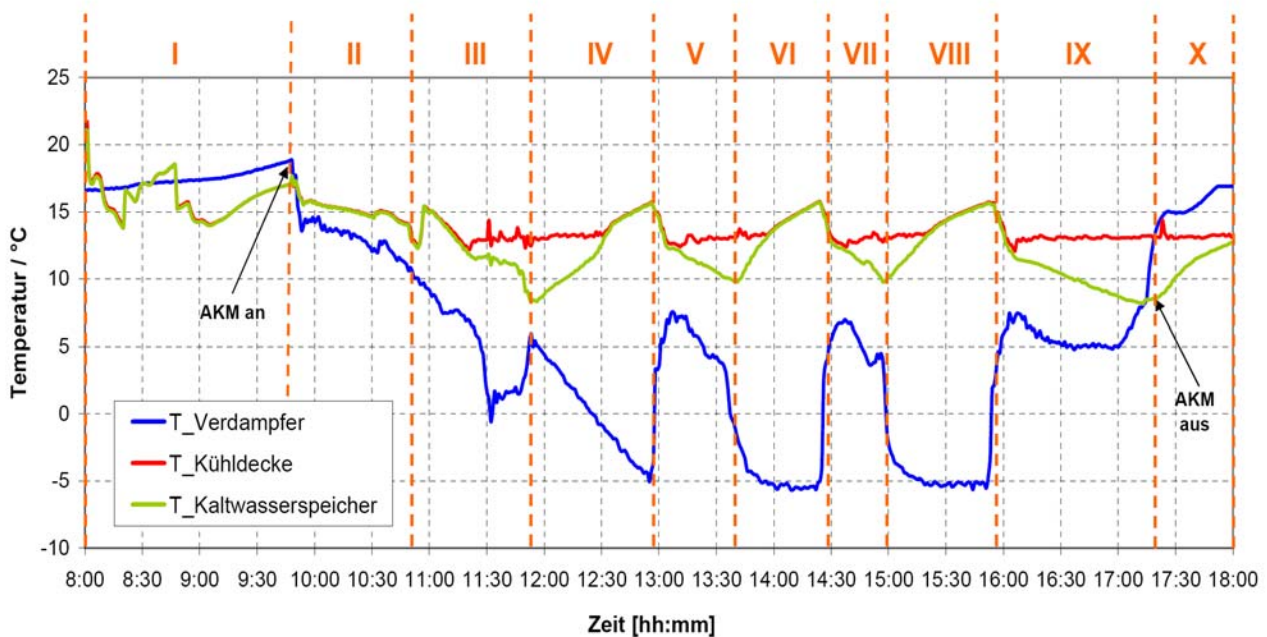


Abb. 6.2: Raumtemperaturen am 26.08.2008

### 6.2.2 Regelverhalten

Durch die Umschaltung zwischen den Speichern und der Kältemaschine stellen sich jeweils neue Betriebszustände ein.

Das Regelverhalten des Systems kann bei Auswertung von drei Temperaturen nachvollzogen werden. Es handelt sich dabei um die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer der Kälteanlage, der Temperatur am Austritt des Kaltwasserspeichers und der Vorlauftemperatur der Kühldeckenanlage (vgl. Abb. 5, Messstellen: T1, T2, T3). In Abbildung 6.3 ist der Verlauf dieser Temperaturen dargestellt. In dem Diagramm sind 10 Phasen (Röm. I-X) des Anlagenbetriebs eingezeichnet, die nachfolgend erläutert werden.



**Abb. 6.3: Temperaturen im Kältenetz**

- I Die Anlage geht in Betrieb indem die Pumpe zur Versorgung der Kühldecken angeschaltet wird. Da die Kältemaschine noch keine Leistung bereitstellen kann, wird der Eisspeicher entladen.
- II Die Kältemaschine schaltet an, da das benötigte Temperaturniveau am Austreiber erreicht ist. Eisspeicher und Kaltwasserspeicher werden nicht durchströmt. Die Kälteleistung wird über Wärmeübertrager 1 bereitgestellt.
- III Der Temperaturabfall am Verdampfer ist ein Indiz dafür, dass die bereitgestellte Kälteleistung den Kältebedarf in den Räumen übersteigt. Deshalb wird der Kaltwasserspeicher zugeschaltet und so beladen.
- IV Die Verdampfertemperatur sinkt weiter. Damit der Wärmeübertrager 1 nicht einfriert, muss der Eisspeicher nun durchströmt werden. Parallel dazu wird der Kaltwasserspeicher entladen um die Raumkühlung sicherzustellen.
- V Die Vorlauftemperatur der Kühldecken steigt auf 16 °C an. Der Kaltwasserspeicher ist somit komplett entladen. Um die Raumkühlung aufrecht zu erhalten, wird wieder über Wärmeübertrager 1 die Leistung von der Kältemaschine übertragen.

VI Die Phasen IV und V wiederholen sich zweimal.

-IX

X Da die Antriebsleistung aufgrund der abnehmenden Solarstrahlung sinkt, wird die Kältemaschine abgeschaltet. Die Raumkühlung wird durch die Entladung des Kaltwasserspeichers fortgesetzt.

### 6.2.3 Kälteleistung und COP der Kältemaschine

In Abbildung 6.4 und 6.5 sind die Verläufe der Leistung von Austreiber und Verdampfer sowie der COP der Kältemaschine für den 26.08.2008 aufgetragen. Je nach Betriebszustand der Anlage schwanken der COP und die Kälteleistung der Kältemaschine. Wenn der Eisspeicher zugeschaltet ist sinkt der COP, da der Temperaturhub (Differenz zwischen Rückkühltemperatur und Verdampferemperatur) steigt. Die Folge ist, dass auch die Kälteleistung am Verdampfer abnimmt.

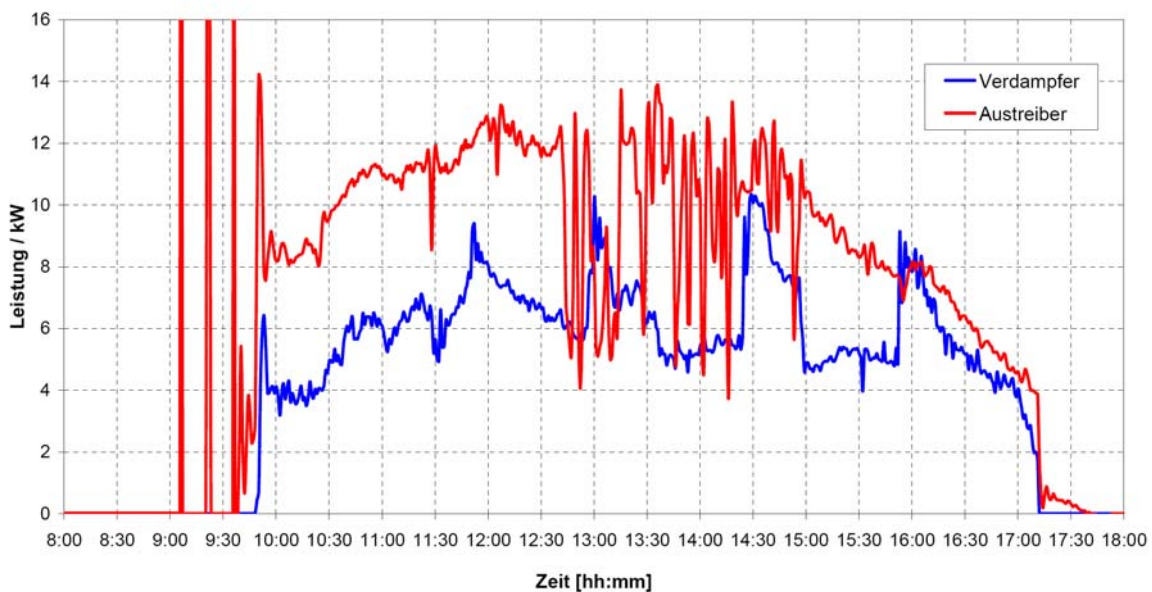
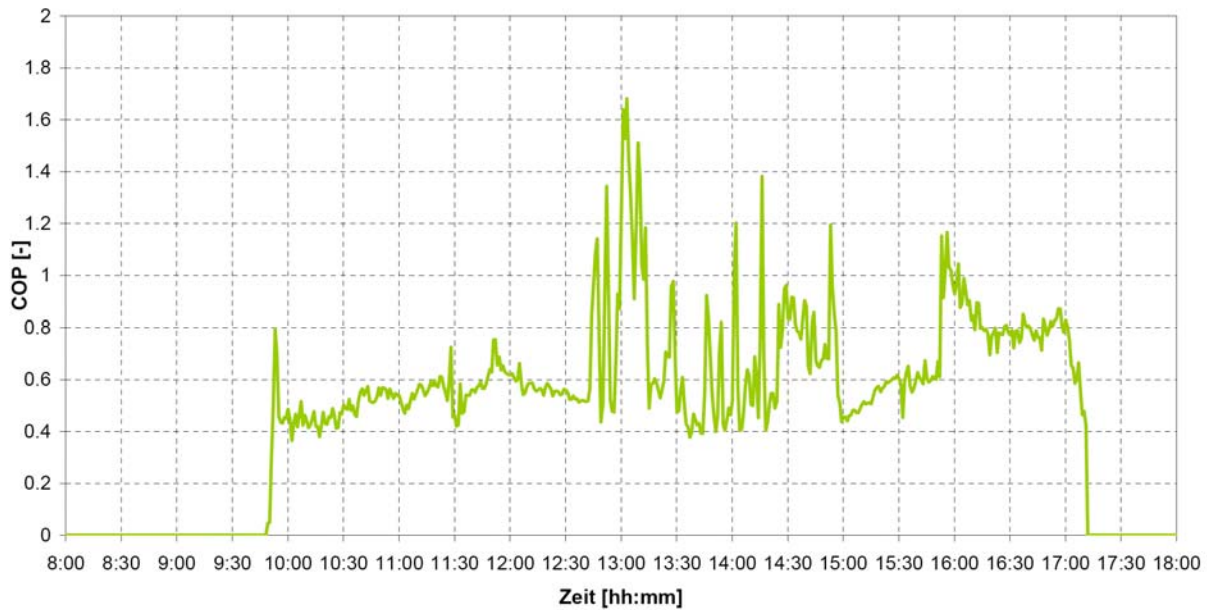


Abb. 6.4: Austreiberleistung und Verdampferleistung an der Kältemaschine

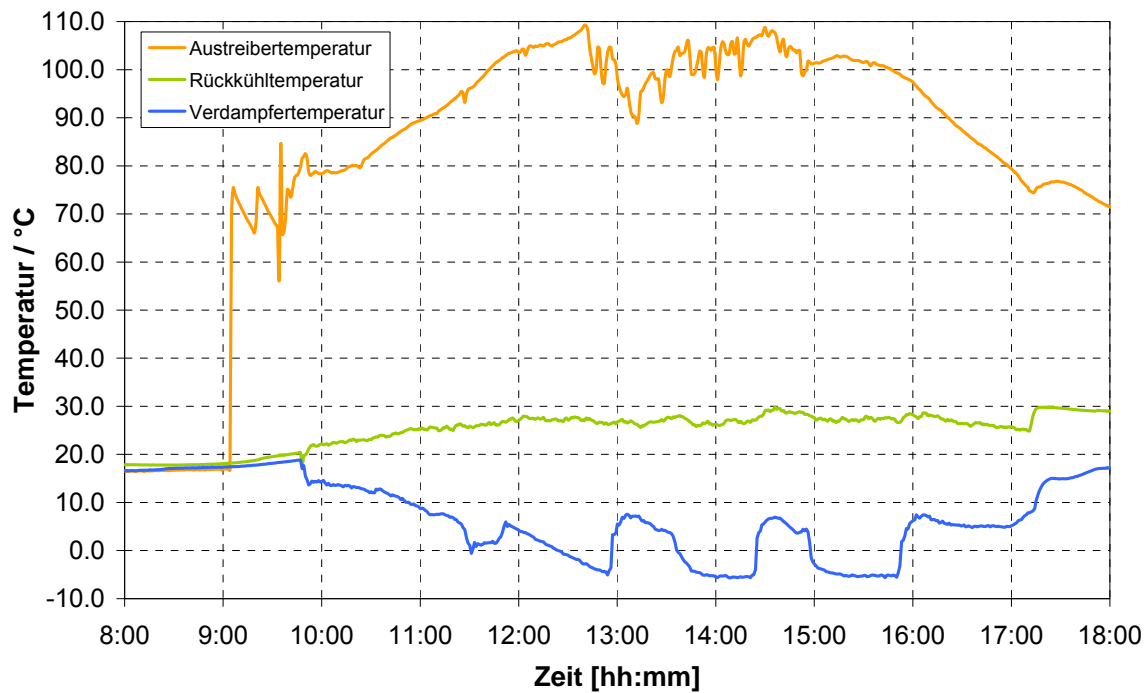


**Abb. 6.5: Tagesverlauf COP**

Der COP der Anlage liegt für längere Zeit deutlich über 1. Die Ursache ist, dass die Kältemaschine über einen Vorratsbehälter verfügt, in dem Ammoniak gespeichert werden kann. Wenn aufgrund von Bewölkung der Austreiber nicht mehr ausreichend beheizt wird, verdampft das gespeicherte Ammoniak. Bei Betrachtung der Momentanwerte des COP kommen so Werte größer 1 zustande. Wenn man die Summe der am 26.08.2008 erzeugten Kältemenge mit der benötigten Wärmemenge und der Pumpenarbeit ins Verhältnis setzt, beträgt der COP 0,61.

### 6.2.3 Temperaturen an der Kältemaschine

Abbildung 6.6 zeigt die Betriebstemperaturen an der Kältemaschine. Die Temperaturen betragen durchschnittlich 95,4 °C am Austreiber, 26,3 °C am Rückkühlwerk und 3,4°C am Verdampfer.



**Abb. 6.6: Austreiber-, Verdampfer- und Rückkühltemperatur während der Betriebszeit**

## **6.2 Ausgewählte Messungen im Jahr 2009**

Abbildung 6.7 zeigt den Verlauf der Solarstrahlung über einen Zeitraum von einer Woche, vom 22.08.2009 bis zum 28.08.2009. Dieser Zeitraum steht exemplarisch für die diesjährige Messperiode. An den meisten Tagen ist eine starke Schwankung der Strahlung aufgrund von wechselhaften Wetterbedingungen und Bewölkung erkennbar. Lediglich an Montag und Donnerstag konnte eine gleichmäßige Strahlung mit einem Maximum von etwa  $1000 \text{ W/m}^2$  gemessen werden.

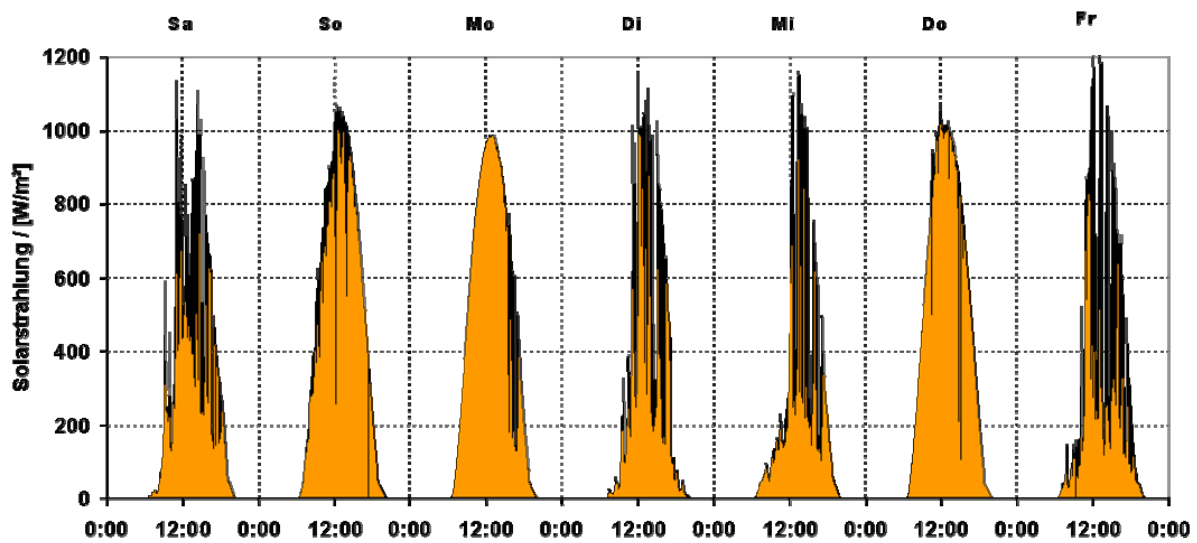


Abb. 6.7: Verlauf der Solarstrahlung

Abbildung 6.8 gibt einen Überblick über die Raumtemperaturen im betrachteten Zeitraum. Diese schwanken zwischen 23 und etwa  $26^\circ\text{C}$ . Vergleicht man die maximalen Raumtemperaturen mit der Umgebungstemperatur die im Maximum etwa  $30^\circ\text{C}$  beträgt, so ist der Einfluss der Raumkühlung deutlich zu erkennen. So ist zum Beispiel am Donnerstag den 27.08.2009 eine, im Vergleich zur Umgebungstemperatur, 4 bis 6 K niedrigere Raumtemperatur zu beobachten.

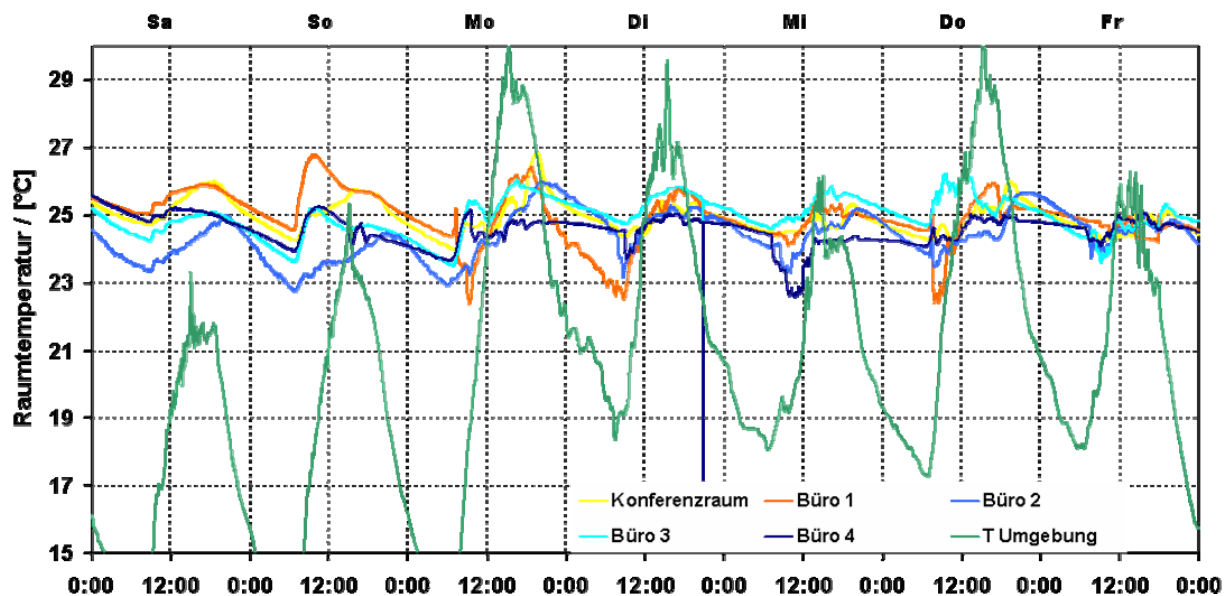
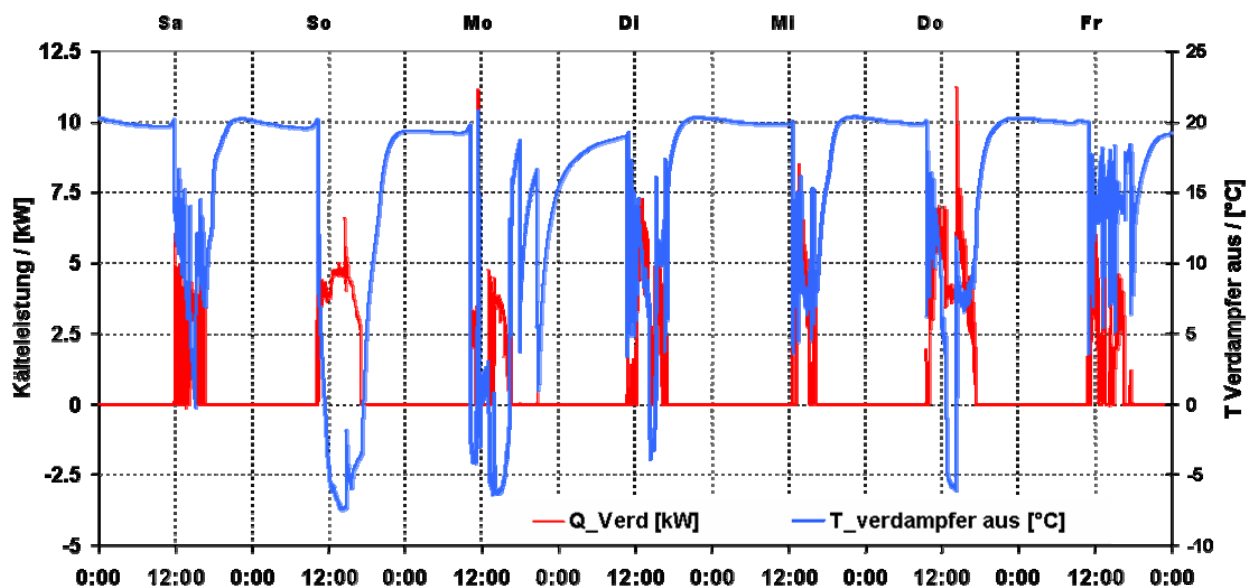


Abb. 6.8: Verlauf der Raumtemperaturen und der Umgebungstemperatur

Ein kurzzeitiges Ansteigen der Raumtemperatur ist auf den Einfluss des Nutzerverhaltens zurückzuführen (Öffnen der Fenster).

In Abbildung 6.9 ist der Verlauf der Kälteleistung und der Verdampferaustrittstemperatur dargestellt. Während der Nutzungszeiten der Räume an den Werktagen von etwa 9:00 bis 18:00 Uhr steigt die Verdampferaustrittstemperatur nur in wenigen Fällen über 15°C. Zumeist stellt sich ein Temperaturniveau ein das zwischen -5 und 10°C schwankt. Dies ist charakteristisch für die Betriebsmodi Beladung Eisspeicher und Beladung Kaltwasserspeicher. Am Samstag und Sonntag wurde der Eisspeicher beladen.

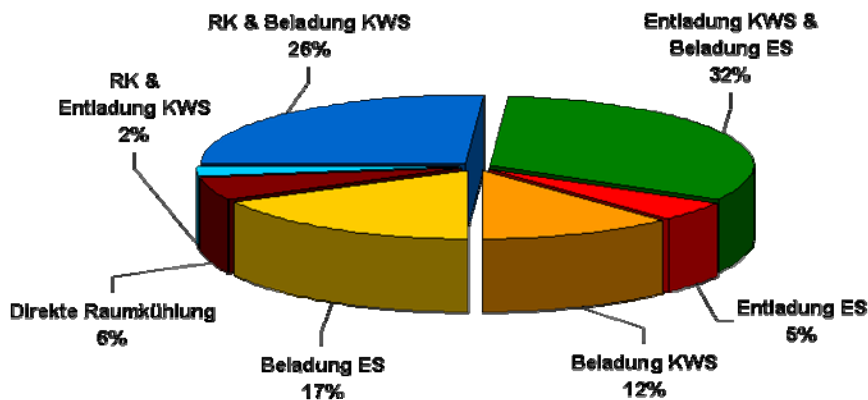
Die Kälteleistung beträgt selten mehr als 5 kW und erreicht nur an zwei Tagen für kurze Zeiträume die Nennleistung der Kältemaschine von etwa 10 kW.



**Abb. 6.9: Kälteleistung und Verdampfertemperatur vom 22.08 bis 28.08.2009**

Abbildung 6.10 zeigt die zeitliche Häufigkeit der Betriebsmodi des Gebäudekühlsystems. Die alleinige Raumkühlung (RK) durch die Absorptionskältemaschine, die hauptsächlich angestrebte Anwendung der AKM, tritt nur in 6 % des betrachteten Zeitraums auf. Die Beladung des Eisspeichers (ES) und eine Kühlung der Räume durch Entladung des Kaltwasserspeichers (KWS) hingegen findet zu 32 % des betrachteten Zeitraums statt. Immerhin 26 % fallen für die Raumkühlung und die Beladung des Kaltwasserspeichers an. In diesem Modus werden zuerst der Kaltwasserspeicher und danach die Räume von der Kühlsole durchströmt.





**Abb. 6.10: Zeitliche Häufigkeit der Betriebsmodi der Gebäudekühlung am ITW**

Als Ergebnis der Messperiode kann festgestellt werden, dass für einen optimalen Betrieb der Absorptionskältemaschine eine zu geringe Kältelast im Gebäude anfällt. Die Absorptionskältemaschine arbeitete in diesem Betrachtungszeitraum überwiegend bei Verdampfertemperaturen unter 10 °C. Da in den Räumen weniger Kälteleistung abgegeben wird als angestrebt ist, schaltet die Kältemaschine ständig zwischen der Raumkühlung und der Beladung von Kaltwasser- und Eisspeicher. Dies führt zu einer Absenkung einerseits der Verdampfertemperatur und andererseits der Kälteleistung.

Würde mehr Kühllast im Gebäude anfallen, könnte die Kältemaschine bei höheren Verdampfertemperaturen arbeiten. Dies führt zu einer größeren Kälteleistung und damit, ausgehend von der gleichen Heizleistung, zu einer höheren Leistungszahl der Kältemaschine.

Die Übertragung einer höheren Kälteleistung in den Räumen, z.B. durch Absenkung der Vorlauftemperatur der Kühldecken, ist jedoch nicht möglich. Eine Absenkung der Vorlauftemperatur unter etwa 16°C verursacht eine Unterschreitung der Feuchtkugelttemperatur. Dies hätte eine Kondensatbildung an den Kühldecken in den Räumen zur Folge. Um die Absorptionskältemaschine möglichst lange bei den Standardbedingungen zu betreiben, ist eine Vergrößerung der zu kühlenden Fläche nötig.

Die elektrische Leistungsaufnahme des gesamten Systems bestehend aus Kältemaschine, Trockenkühler, Pumpen in Heiz-, Kälte- und Kühlwasserkreislauf sowie im Kühldeckenkreislauf wurde gemessen. Sie beträgt beim Betrieb der Anlage konstant ca. 1,2 kW. Der Wert kann insbesondere durch Optimierung der Pumpen in den externen Kreisläufen noch gesenkt werden. Eine Einsparung von Elektroenergie gegenüber einem Standard-Kaltwassersatz ist zu verzeichnen. Die pauschale Quantifizierung der Einsparung ist mit einer Laboranlage jedoch



nicht möglich. Zum einen ist die Versuchsanlage nicht auf niedrigen Elektroenergieverbrauch optimiert. Weiterhin wären Langzeitmessungen über mehrere Jahre erforderlich. Dies sollte bei Anlagen im Feld unter realen Bedingungen erfolgen.

## 7. Betrieb als Wärmepumpe

Beim Betrieb der Anlage als Wärmepumpe wird der Kreislauf von Absorber und Kondensator auf die Kühldecken geschaltet. Der Verdampferkreislauf bleibt weiterhin mit den Eisspeichern verbunden. Um die Eisspeicher wieder zu regenerieren, wird zusätzlich auch das Kollektorfeld über Umschaltventile mit dem Eisspeicherkreislauf verbunden. Die Kopplung des Verdampfers mit dem Trockenkühlern um die Umgebungsluft als Wärmequelle zu nutzen ist nicht anzustreben. Die Wärmeaufnahme aus der Umgebungsluft ist auf Außentemperaturen größer null begrenzt. Ein weiterer Nachteil ist, dass zum Betrieb der Lüfter zusätzlich ein großer Anteil an Strom benötigt wird und so der Gesamtstrombedarf des Systems erheblich steigt.

In Tabelle 7.1 ist die Heizlastberechnung für die fünf Räume durchgeführt. Es ist eine Maximalheizlast von ca. 9,6 kW erforderlich.

<b>Bezeichnung Raum</b>	$\dot{Q}_{ges}$
	<b>[W]</b>
Büro 1	1826
Büro 2	1763
Büro 3	1763
Büro 4	1329
Besprechungsz.	2956
<b>Gesamt</b>	<b>9638</b>

Tabelle 7-1: Heizlastberechnung

Um die Heizwärme zu übertragen, ist eine Vorlauftemperatur der Kühl-/Heizdecken von ca. 35 °C erforderlich. Unter Berücksichtigung der Grädigkeit der Wärmeübertrager im System muss von der Wärmepumpe eine Temperatur von ca. 40 °C bereitgestellt werden. Tabelle 7.1 zeigt Messdaten die bei Laborvermessungen gewonnen wurden. In diesem Fall beträgt die Austrittstemperatur an Kondensator-/Absorber 43,6 °C. Der Verdampfer ist mit dem Eisspeicher verbunden und dem Speicher wird Wärme entzogen auf einem Temperaturniveau von ca. -2,5 °C. Um diesen Betriebszustand mit der Wärmepumpe zu realisieren, ist eine Austreibertemperatur von 110 °C erforderlich. Die abgegebene Nutzwärmeleistung beträgt nur ca. 6,8 kW. Der COP der Wärmepumpe beträgt 1,35.

Temperatur Austreiber ein	°C	109,6
Temperatur Verdampfer ein	°C	-2,5
Temperatur Kondensator/Absorber aus	°C	43,6
Austreiberleistung	kW	5,04
Verdampferleistung	kW	1,68
Leistung Absorber+Kondensator	kW	6,79
COP_WP	-	1,35

**Tabelle 7.1: Messdaten beim Betrieb der AKM als Wärmepumpe**

Im Gegensatz zur Kältebereitstellung wird bei der Gebäudeheizung eine Verfügbarkeit von 100% zu jedem Zeitpunkt erwartet. Das schließt auch die Nachtstunden ein. Mit dem momentanen Systemaufbau kann diese Forderung nicht gewährleistet werden. Zum einen ist die Wärmeleistung der Absorptionswärmepumpe ca. 3 kW zu gering. Weiterhin ist die Verfügbarkeit der Niedertemperaturquelle nicht sicher. Mit dem Eisspeicher kann eine Wärmemenge von 35 kWh gespeichert werden. Mit zunehmender Beladungszeit sinkt auch die Verdampfungstemperatur, was wiederum negative Auswirkungen auf die Leistung der Wärmepumpe hat. Gerade wenn auch nachts geheizt werden soll ist der Speicher verbunden mit dem Kollektorfeld als einzige Temperaturquelle nicht ausreichend.

Ein weiteres Hindernis beim Betrieb der Absorptionswärmepumpe stellen die hohen Antriebstemperaturen am Austreiber dar. In der Heizungstechnik übliche Wärmeerzeuger stellen Heiztemperaturen bis maximal 90 °C zur Verfügung. Auch andere Systeme wie Fernwärmenetze bieten keine Temperaturen größer 90 °C. Mit einer Antriebstemperatur von 90 °C kann die Absorptionswärmepumpe nicht betrieben werden.

Weiterhin sollte beim Betrieb der Wärmepumpe auch der zusätzliche und außerordentlich hohe regelungstechnische Aufwand nicht außer Acht gelassen werden. Je flexibler das System arbeiten soll, desto höher ist der Regelungsaufwand. In Anhang C ist ein Regelkonzept aufgezeigt. Die Anlagenhydraulik wurde auch gemäß dem Schema in Anhang C aufgebaut. Jedoch sind an der Wärmepumpe selbst weitere Optimierungsmaßnahmen erforderlich, um ein zuverlässiges Heizsystem für das Gebäude zu betreiben.

## 8. Weitere Prototypanlagen

Zusätzlich zum Gebäudekühlsystem am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart wurden zwei weitere Prototypanlagen beim Projektpartner Schüco aufgebaut.

### 8.1 Prototypanlage Bielefeld

Bei der Firma Schüco Solar wurde ebenfalls ein Gebäudekühlsystem aufgebaut. Dies besteht aus der Absorptionskältemaschine, 3 Eisspeichern, den Trockenkühlern, zwei parallel geschalteten Kollektorfeldern mit jeweils sechs Kollektoren und Fancoils in einem Labor.



Abb. 8.1: Prototypanlage Bielefeld

### 8.2 Prototypanlage Groß Rohrheim

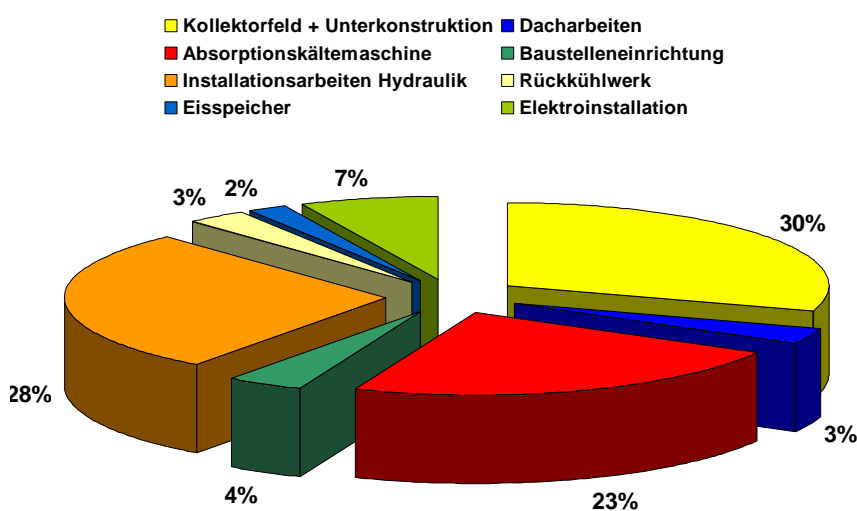
Im Trainingscenter Rhein-Main-Neckar der Firma Schüco Solar wurde eine weitere Prototypanlage installiert. An diesem Standort wurde ein Kollektorfeld mit 15 Kollektoren bzw. 3 parallel durchströmten Kollektorfeldern aufgebaut. Für die Generierung einer größeren Kälteleistung ist in die Absorptionskältemaschine eine Membranpumpe höheren Volumenstroms eingebaut worden. Die Rückkühler sind zusätzlich mit einem Besprühsystem ausgerüstet, um bei besonders heißen Umgebungstemperaturen geringe Rückkühltemperaturen bereitzustellen. Die

erzeugte Kälteleistung wird über ein Kühlregister direkt in eine RLT-Anlage zur Gebäudeklimatisierung eingespeist.



**Abb. 8.2: Prototypenanlagen in Groß Rohrheim**

Eine Analyse der Kosten ist in Abbildung 8.3 dargestellt. Die größten Kostenanteile bilden dabei das Kollektorfeld mit Unterkonstruktion (30%) und die hydraulischen Installationen (28%). Die Kältemaschine verursacht die drittgrößte Kostenposition mit 23%. Etwa 7% der Kosten entfallen auf die Baustellenvorbereitung wie z.B. statische Berechnungen und Sicherheitseinrichtungen sowie zusätzliche Dacharbeiten wie z.B. die Lagerung der Kollektor-Unterkonstruktion.



**Abb. 8.3: Kostenaufteilung zur Pilotanlage Groß Rohrheim**

## **9. Richtlinien für Planung, Einsatz und Nachrüstung**

Bei der Installation des Gebäudekühlsystems sind verschiedene Punkte zu beachten, die mit den handwerklichen Arbeiten aber auch mit den spezifischen Komponenten des Systems zusammenhängen. Im nachfolgenden sind die wichtigsten Punkte aufgezählt und eingehend erläutert.

### **9.1 Aufstellung der Kältemaschine**

Bei der Aufstellung von Kältemaschinen mit Ammoniak als Kältemittel sind die Richtlinien der DIN 378-1:2008 zu befolgen. Ammoniak ist der Sicherheitsgruppe für Kältemittel B2 zugeordnet. In der Norm wird z.B. der erlaubte Aufstellungsort anhand der Füllmenge des Ammoniaks definiert, in Abhängigkeit der Füllmengen 2,5 kg, 10 kg und 25 kg. Die am ITW entwickelte Kältemaschine entspricht am ehesten der Definition „alle kältemittelführenden Teile in einem Maschinenraum ohne Personenaufenthalt oder im Freien“. Somit besteht nach Tabelle C.1 keine Einschränkung bzgl. des Aufstellungsbereichs sofern „...der Maschinenraum keine direkte Verbindung mit einem Personen-Aufenthaltsbereichs hat“.

Da die Füllmenge an Ammoniak in der Kältemaschine des ITW deutlich über 2,5 kg beträgt (ca. 18 kg) ist die Aufstellung in einem Personen-Aufenthaltsbereich grundsätzlich untersagt.

Weiterhin ist anhand der Abmessungen der Kältemaschine zu überprüfen ob die vorhandenen Wege, Flure, Türdurchgänge einen Transport der Eisspeicher ermöglichen.

Die Gesamtmasse der Kältemaschine beträgt etwa 300 kg. Es sind daher die statischen Randbedingungen des Standorts und dessen Eignung für eine Aufstellung zu überprüfen.

### **9.2 Austausch der Membranpumpe in der Kältemaschine**

Die Membranpumpe stellt das einzige bewegliche Bauteil in der Kältemaschine dar. Aufgrund von möglichen Defekten aber auch zum Zwecke der Wartung ist die Einbausituation der Membranpumpe dergestalt, dass diese jederzeit ausgebaut werden kann. Zu diesem Zweck ist die Membranpumpe an Druck- und Saugseite mit Absperrarmaturen versehen.

Beim Austausch ist der Austritt von kleinen Mengen Ammoniakwasser nicht vermeidbar. Daher ist der Austausch der Membranpumpe von geschultem Fachpersonal das im Umgang mit Ammoniak oder wässrigen Ammoniaklösungen unterrichtet ist. Beim Austausch ist zudem eine geeignete persönliche Schutzausrüstung zu tragen. Diese muss mindestens eine für

Ammoniakgas geeigneten Atemschutzmaske, einen Schutz für die Augen (z.B. Schutzbrille) und für den Kontakt mit Ammoniak oder wässriger Ammoniaklösungen geeignete Schutzhandschuhe umfassen.

### **9.3 Transport der Absorptionskältemaschine**

Sofern die Absorptionskältemaschine beim Transport mit wässriger Ammoniaklösung und Ammoniak gefüllt ist sind folgenden Vorschriften zu beachten. Beim Transport ist stets ein Sicherheitsdatenblatt gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006 mitzuführen. Als Beispiel für solch ein Sicherheitsdatenblatt ist im **Anhang C** das für den Transport der Kältemaschine durch das ITW angefertigte Sicherheitsdatenblatt beigefügt. Zudem muss ebenfalls eine „schriftliche Weisung (Unfallmerkblatt) für den Straßentransport“ mitgeführt werden. Dieses ist ebenfalls in **Anhang D**

### **9.4 Aufstellung des Kollektorfeld und zu verwendende Kollektortypen**

Bei der Aufstellung des Kollektorfelds ist darauf zu achten, dass die Länge der Rohrleitungen zwischen der Kältemaschine und den Kollektoren möglichst kurz ist. Die optimale Leitungsführung ist anhand von technischen Zeichnungen des jeweiligen Gebäudes und Aufstellungsort festzulegen.

Bei der Aufstellung der Anlagen in Deutschland sind die Kollektoren mit südlicher Orientierung und einem Neigungswinkel von etwa 45° aufzustellen um einen größtmöglichen solaren Strahlungseinfall zu erreichen.

Die Parameter der Aufstellung sind abhängig von geographischer Lage der Anlage und müssen den örtlichen Gegebenheiten und Randbedingungen angepasst werden.

Um die notwendige Heiztemperatur von 90°C bis 120°C bei akzeptablem Wirkungsgrad der Kollektoren bereitstellen zu können, sind doppelt verglaste Flachkollektoren oder Vakuum-Röhrenkollektoren zu verwenden. Der Wirkungsgrad der in den ITW-Pilotanlagen verwendeten doppelt verglasten Flachkollektoren vom Typ Schüco Sol DG beträgt 0,42 bei einer solaren Einstrahlung von 1000 W/m<sup>2</sup>, einer Umgebungstemperatur von 20°C und einer mittleren Kollektortemperatur von 120°C.

### **9.5 Eisspeicher**

Die Masse eines gefüllten Eisspeichers beträgt etwa 500 kg. Dies kann unter Umständen eine beträchtliche Deckenlast bedeuten. Daher sind vor Aufstellung des oder der Eisspeicher am geplanten Standort die zulässigen statischen Randbedingungen zu überprüfen.

Weiterhin ist anhand der Abmessungen des Eisspeichers zu überprüfen, ob die vorhandenen Wege, Flure, Türdurchgänge einen Transport der Eisspeicher zum gewünschten Aufstellungsort ohne weiteres ermöglichen.

### **9.6 Berechnung der Kühllast**

Vor Implementierung des Kühlsystems ist eine Berechnung der Kühllast vorzunehmen. Anhand der Berechnungsvorschriften der VDI-Richtlinie 2078 kann eine solche Kühllastberechnung durchgeführt werden. Die notwendigen Parameter sind der VDI-Richtlinien zu entnehmen.

Auf Basis der Kühllastberechnung ist z.B. eine Auslegung der Kühldecken möglich.

### **9.7 Angebotsvorbereitung und Anfrage**

Bei der Anfrage und Erstellung von Angeboten ist unbedingt darauf zu achten, dass möglichst explizite und detaillierte Leistungsbeschreibungen vorbereitet werden und letztendlich vorhanden sind. Zudem sollte vor Auftragserteilung die Aufgabenstellung und die notwendigen Arbeiten präzise mit den verantwortlichen Handwerkern abgesprochen und vereinbart werden. Zusätzlich ist es ratsam eine mögliche Überschreitung des vereinbarten Angebotsbetrags schriftlich mit den verantwortlichen Handwerkern zu regeln. Dies führt einerseits dazu, dass das Angebot seitens der Gewerke sorgfältig vorbereitet wird und andererseits hält es die über den Angebotsbetrag hinaus gehenden Forderungen der Gewerke in einem überschaubaren finanziellen Rahmen. Grundsätzlich ist mit einer Überschreitung der Angebotsbeträge zu rechnen.

## 10. Fazit

Während des Projekts wurde eine solar betriebene Absorptionskältemaschine (AKM) entwickelt und kontinuierlich optimiert. Bei einer Heiztemperatur von 100°C, einer Rückkühlleistung von 27°C und einer Verdampfertemperatur von 15°C beträgt die Kälteleistung dieser AKM etwa 10 kW. Des Weiteren beinhaltete das Projekt die Entwicklung, den Bau und die Optimierung eines kleinen Eisspeichers. Dieser wurde auf die von der AKM vorgegebenen Randbedingungen hin abgestimmt und ergänzt diese. Er dient einerseits als Speicher für überschüssige von der AKM erzeugte Kälteleistung und andererseits als Unterstützung der AKM, z.B. bei einem Mangel an solarer Einstrahlung und gleichzeitigem Kühlungsbedarf in den Räumen. Der Eisspeicher kann zusätzlich als Kaltwasserspeicher eingesetzt werden.

Ein weiteres Ziel war ein Gebäudekühlsystem aufzubauen, mit der solar betriebenen AKM und dem Eisspeicher als zentrale Komponenten. Dies wurde als erstes am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart umgesetzt. Hier werden vier Büroräume und ein Besprechungsraum mit Kühldecken gekühlt. Die gesamt gekühlte Fläche beträgt etwa 115 m<sup>2</sup>.

Eine ganztägige Kühlung von 8-18 Uhr wurde erreicht, indem der Eisspeicher und ein Kaltwasserspeicher zusätzlich entladen werden. Während des Kühlbetriebs war es zusätzlich möglich die beiden Speicher zu beladen. Über eine längere Periode hinweg kommt es vermehrt zur Beladung des Eisspeichers und des Kaltwasserspeichers. Die Entladung findet weniger häufig statt. Lediglich die Maximalkühllast in den Räumen beträgt ca. 10 kW. In diesem Fall kann die Anlage die Räume versorgen. Bei geringerer Kühllast was deutlich häufiger auftritt, ist die Anlage etwas überdimensioniert.

Das Ziel, konventionelle Back-Up-Systeme (z.B. Kaltwassersatz) mit dem Eisspeicher zu ersetzen und so den solaren Deckungsanteil zu erhöhen, kann mit der vorgestellten Regelstrategie erreicht werden.

Zudem konnten wichtige Erkenntnisse zu den einzelnen Bauteilen der AKM gewonnen werden, z.B. bezüglich deren Eignung und Dauerfestigkeit. Häufige Schäden, beispielsweise an der Membranpumpe oder auch an den Drossel-Ventilen, erforderten eine genaue und zeitaufwändige Untersuchung und Analyse des Schadensbildes. Dies führte letztendlich zu einer Optimierung des Einbaus einzelner Komponenten aber auch zur Auswahl, Untersuchung und Bewertung alternativer Bauteile. Diese nicht geplanten Arbeiten haben jedoch auch Ressourcen gebunden die sonst in die konsequente Weiterentwicklung der Anlage geflossen wären.

Es besteht trotz allem noch weiterer Entwicklungsbedarf. Die Rückkühlung mit Trockenkühlern ist grundsätzlich machbar und bietet viele Vorteile gegenüber einem Nasskühlturm. Jedoch besteht



auch noch Optimierungsbedarf, da die Kälteleistung bei hohen Rückkühltemperaturen deutlich sinkt. Der nächste Schritt wäre die direkte Integration des Rückkühlsystems in die Kälteanlage. Bei dieser direkten Luftkühlung entfällt ein Zwischenkreislauf, wodurch der Trockenkühlturm und die Kühlwasserpumpe eingespart werden können. Dies würde die Investitionskosten und die Betriebskosten für das System beträchtlich senken. Die direkte Luftkühlung ist zudem effizienter, da der Wärmeübergang zwischen Kältemittel und dem Kühlwasserkreislauf entfällt.

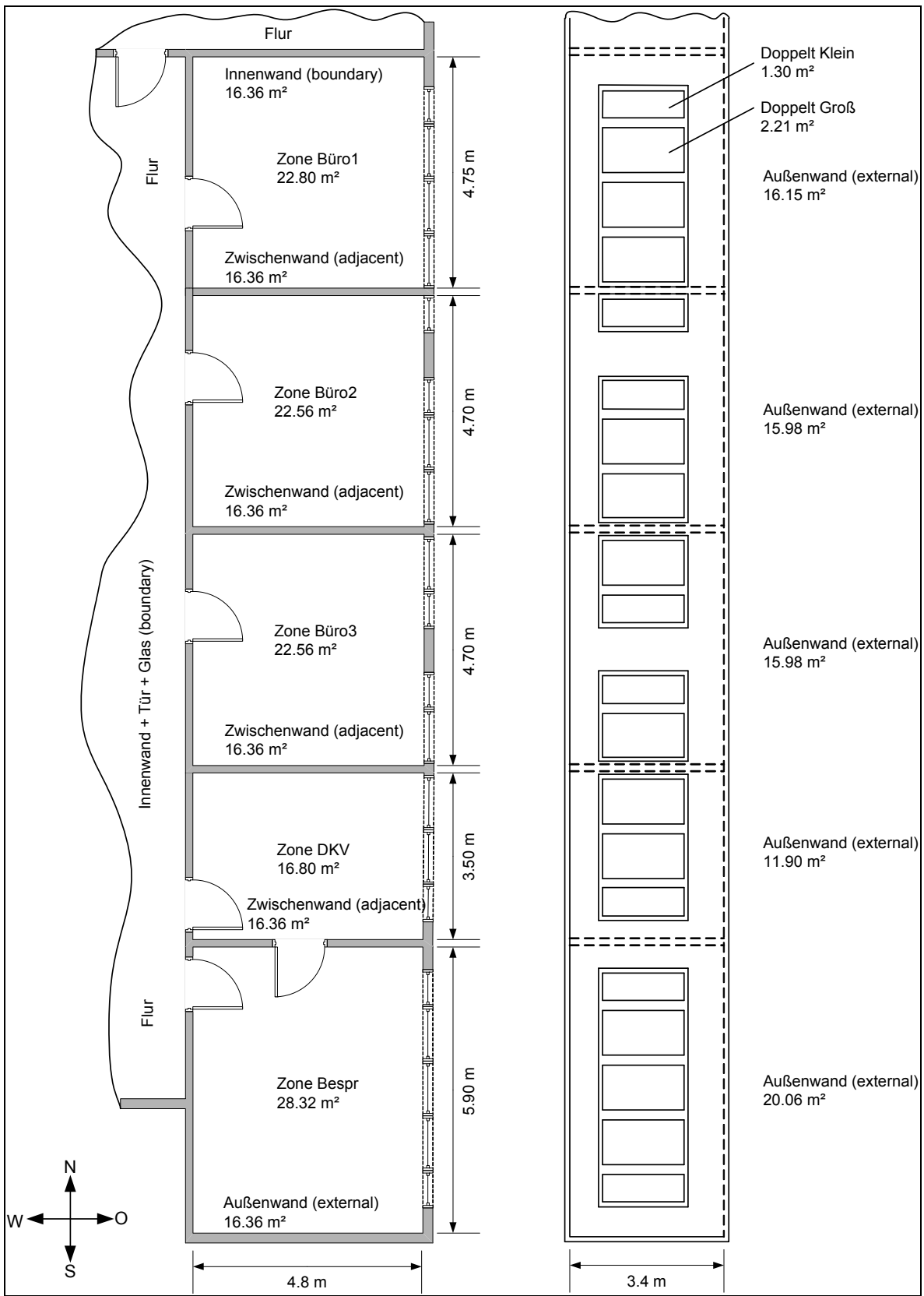
Dies würde zum einen durch Einsparungen an der Peripherie (Pumpen, Rohrleitungen, etc.) die Kosten senken und zum anderen zu einer deutlichen Einsparung am elektrischen Energiebedarf führen.

Weiteres Entwicklungspotential bietet der Austreiber der AKM. Es ist eine kompaktere Bauweise des Austreibers anzustreben. Damit würden weitere Kostensenkungen einhergehen und die AKM im gesamten geringere Maße annehmen, was wiederum eine Kostensenkung der Gesamtanlage ermöglicht.

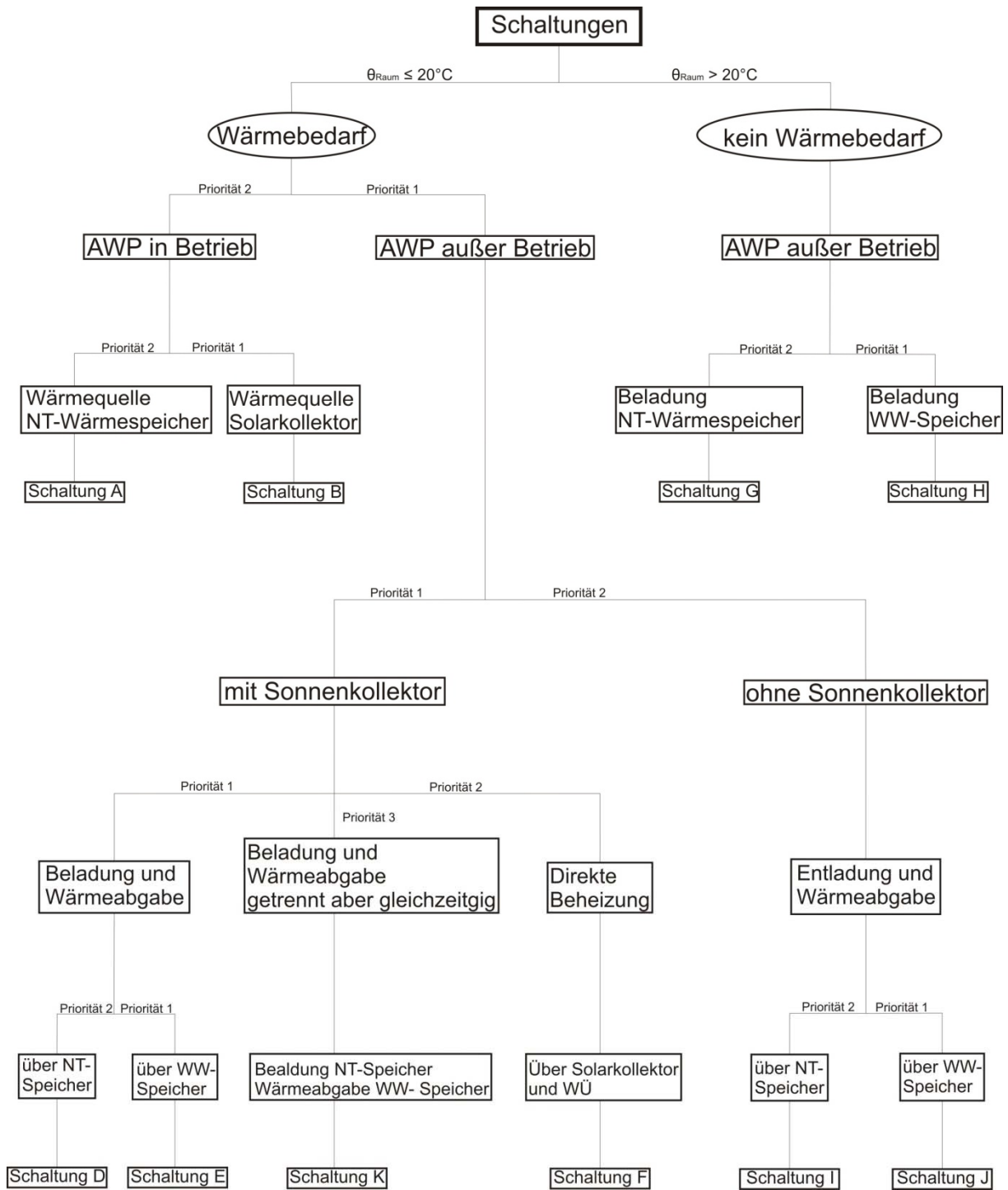
## Anhang A: Kollektordaten

Beschreibung	Wert
<b>Flachkollektor</b>	
Maße (L x B x T)	2152 x 1252 x 108 mm
Kollektorfläche	2,69 m <sup>2</sup>
Gewicht	70 kg
Konversionsfaktor $\eta_0$	0,795
Wärmeverlustbeiwert $a_1$	2,41 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Wärmeverlustbeiwert $a_2$	0,015 W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )
Einstrahlwinkelkorrekturfaktor $k_{(50)}$	0,96
Nennwärmeleistung	2,0 kW
<b>Absorber</b>	
Emission $\varepsilon$	5 %
Absorption $\alpha$	95 %
Absorberfläche	2,52 m <sup>2</sup>
Aperturfläche	2,51 m <sup>2</sup>
Beschichtung	Kupfer / Sunselect
<b>Hydraulik</b>	
Wärmeträgerinhalt	2,0 l
Mindestvolumenstrom	2,5 l/min
Druckverlust bei Mindestvolumenstrom	137,4 mbar
Betriebsdruck	3,2 bar
Zulässiger Betriebsdruck	10 bar
Stillstandstemperatur	227 °C
Zulässige Vorlauftemperatur	120 °C

# Anhang B: Gekühlte Büroflächen



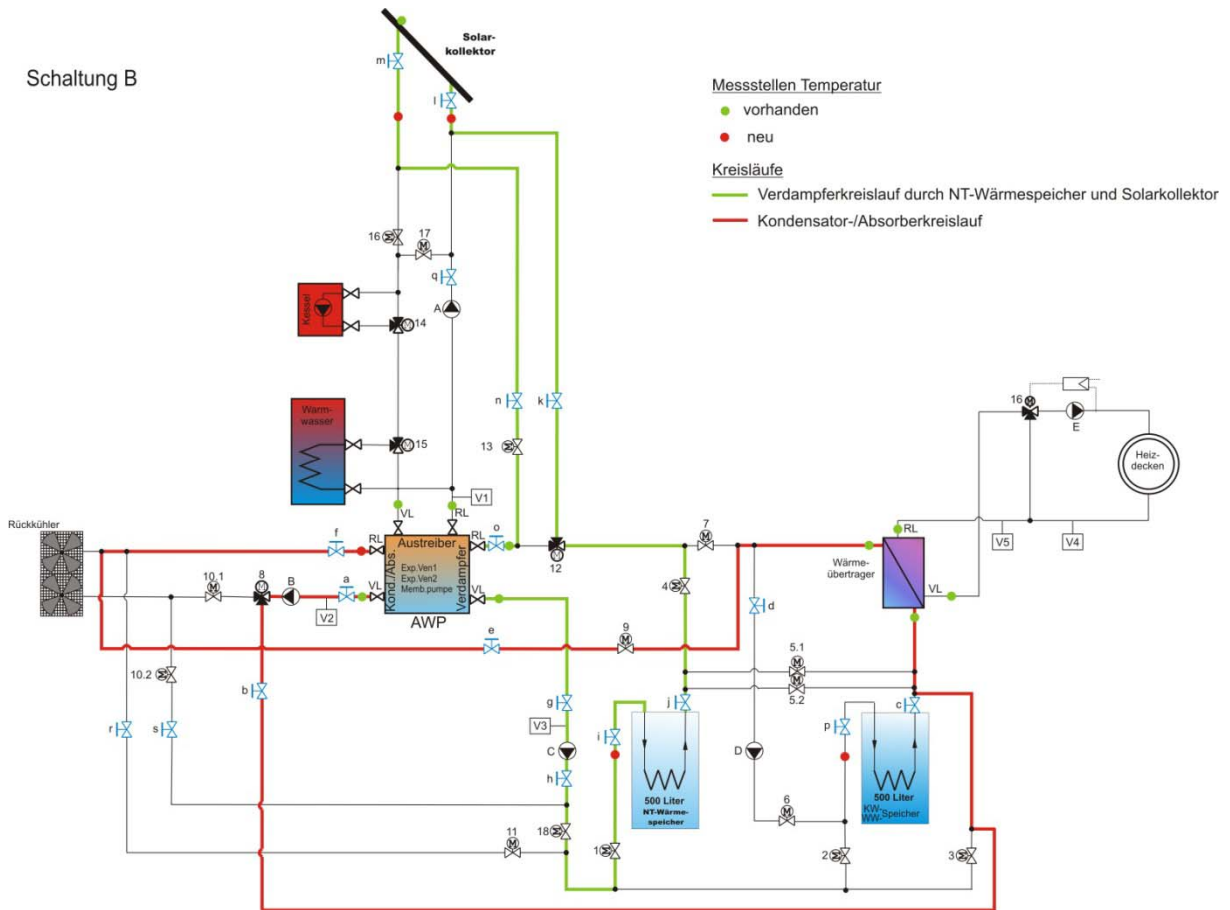
# Anhang C: Schaltung Wärmepumpe



# ANHANG D: Hydraulikschema

Nutzung der Solarkollektoren zur Regeneration des Eisspeichers und Heizung der Räume mit der Absorptionswärmepumpe.

Schaltung B



## **ANHANG E: Veröffentlichungen**

- DKV Tagung 2010  
Zetzsche M., Koller T., Brendel, T., Spindler, K., 2010,  
Entwicklung einer Ammoniak/Wasser-Kälteanlage zur solaren Kühlung – abschließende Bewertung
- KKA Sonderausgabe-2010  
Zetzsche M., Koller T., Müller-Steinhagen H., 2010,  
Gebäudekühlsystem mit NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O-Absorptionskältemaschine und Eisspeicher
- DKV Tagung 2009  
Koller T., Zetzsche M., Müller-Steinhagen H., 2009,  
Betriebserfahrungen für solares Kühlen mit einer Ammoniak/Wasser  
Absorptionskältemaschine
- OTTI 2009  
Zetzsche M., Koller T., Brendel T., Müller-Steinhagen H., 2009,  
Solar Cooling with an ice-storage back-up system
- KI 9-2009  
Zetzsche M., Koller T., Müller-Steinhagen H., 2009,  
Betriebserfahrungen: Solares Kühlen mit 10kW Ammoniak/Wasser-  
Absorptionskältemaschine
- DKV Tagung 2008  
Koller T., Zetzsche M., Müller-Steinhagen H., 2008,  
Simulation und Betrieb eines kleinen Eisspeichers
- DKV Tagung 2008  
Zetzsche M., Koller T., Müller-Steinhagen H., 2008,  
Betriebserfahrungen für solares Kühlen mit einer 10kW Ammoniak/Wasser  
Absorptionskältemaschine
- DKV Tagung 2008  
Müller-Steinhagen H., 2008,  
Mit der Sonne kühlen - ein Wunschtraum wird Wirklichkeit

- Eurosun 2008  
Koller T., Zetzsche M., Müller-Steinhagen H., 2008  
380 – Design and Operation of a small ice store
  
- Eurosun 2008  
Zetzsche M., Koller T., Müller-Steinhagen H., 2008  
379 – Solar cooling with an Ammonia/Water Absorption Chiller
  
- KKA-2008  
Koller T., Zetzsche M., Müller-Steinhagen H., 2008  
Aus Sonne wird Eis
  
- UWF 1-2008  
Zetzsche M., Brendel T., Müller-Steinhagen H., 2008,  
Klimaanlagen auf dem Vormarsch
  
- DKV Tagung 2007  
Koller T., Zetzsche M., Müller-Steinhagen H., 2007,  
Konstruktion und Betrieb eines kleinen Eisspeichers
  
- DKV Tagung 2007  
Zetzsche M., Koller T., Müller-Steinhagen H., 2007,  
Solare Kühlung mit einer 10kW Ammoniak/Wasser Absorptionskältemaschine
  
- Otti 2007  
Koller T., Zetzsche M., Brendel T., Müller-Steinhagen H., 2007,  
Design and operation of a small scale ice store
  
- Otti 2007  
Zetzsche M., Koller T., Brendel T., Müller-Steinhagen H., 2007,  
Solar Cooling with an Ammonia/Water Absorption Chiller
  
- HLH6-07  
Zetzsche M., Koller T., Müller-Steinhagen H., 2007,  
Solare Klimatisierung mit einer 10kW Ammoniak/Wasser Absorptionskältemaschine
  
- DKV Tagung 2004  
T.Brendel, K. Spindler, H. Müller-Steinhagen  
Aufbau einer Versuchs- und Demonstrationsanlage zur solaren Kühlung am ITW

## Anhang F: Sicherheitsdatenblatt Transport AKM

### Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

#### 01. Bezeichnung des Stoffes bzw. der Zubereitung und Firmenbezeichnung

##### Handelsname

Ammoniaklösung 50 %

##### Verwendung der Zubereitung

Verwendung als Kältemittelgemisch in einer Absorptionskältemaschine

##### Hersteller

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D 70569 Stuttgart

##### Kontaktstelle für technische Informationen

Herr Dipl. Ing. Torsten Koller +49 (0)711 685-69446

##### Sicherheitsdatenblatt erstellt von

Michael Rannenberg, Tel: + 49 (0)711 685-63027  
Email: michael. [rannenberg@verwaltung.uni-stuttgart.de](mailto:rannenberg@verwaltung.uni-stuttgart.de)

##### Notfallauskunft

Herr Dipl. Ing. Torsten Koller +49 (0)711 685-69446 während der Bürozeiten von 8.00 bis 16.30 Uhr (Montag bis Freitag)

#### 02. Mögliche Gefahren

##### Gefahrenbezeichnung

Ätzend, Umweltgefährlich

Einstufung: R 34 C; R 50 N

##### Zusätzliche Gefahrenhinweise für Mensch und Umwelt

Entweichender Ammoniak kann zu schweren Verätzungen der Atemwege, der Augen und der Haut führen.



## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 03. Zusammensetzung/Angaben zu den Bestandteilen

#### Chemische Charakterisierung

Ammoniak in Wasser gelöst

#### Gefährliche Inhaltsstoffe

AMMONIAK : EG-Nummer 231-635-3; CAS-Nummer: 7664-41-7

Anteil : 50 %

#### Einstufung :

R10

T; R23

C; R34

N; R50

---

### 04. Erste-Hilfe-Maßnahmen

#### Allgemeine Hinweise

Verletzten unter Selbstschutz aus dem Gefahrenbereich an die frische Luft bringen.  
Bei gesundheitlichen Beschwerden, insbesondere nach dem Einatmen größerer Mengen  
an Ammoniakgas, sofort einen Arzt hinzuziehen. Ruhe, frische Luft, verunreinigte  
Kleidungsstücke entfernen.

#### Nach Einatmen

Verletzten ruhig lagern, vor Unterkühlung schützen.  
Bei Atemnot halbsitzende Position einnehmen lassen.  
Bei Atemstillstand künstliche Beatmung.  
Für ärztliche Behandlung sorgen.

#### Nach Hautkontakt

Benetzte Kleidung entfernen, dabei Selbstschutz beachten.  
Betroffene Hautpartien 10 Minuten unter fließendem Wasser spülen.  
Für ärztliche Behandlung sorgen.  
Bei großflächiger Benetzung ist gleichzeitige inhalative  
Einwirkung wahrscheinlich (s.u. "Einatmen").

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### Nach Augenkontakt

Nach Einwirkung am Auge unverzüglich Auge unter Schutz des unverletzten Auges 15 Minuten unter fließendem Wasser bei weitgespreizten Lidern spülen.  
Danach Transport zum Augenarzt/in die Klinik.  
Während des Transportes Spülung fortsetzen.

### Nach Verschlucken

Mund ausspülen, Flüssigkeit wieder ausspucken.  
Verletzten ruhig lagern, vor Unterkühlung schützen.  
Wenn möglich Betroffenen - bei erhaltenem Bewußtsein - langsam 1 Glas Wasser in kleinen Schlucken trinken lassen.  
Weitere Maßnahmen wie nach Inhalation (s. oben).  
Zwischenzeitlich Arzt rufen

### Hinweise für den Arzt (aus GESTIS-Stoffdatenbank)

Die lokale Schädigung der kontaktierten Schleimhäute/Haut steht ganz im Vordergrund.

- Symptomatik der akuten Vergiftung:

Augen: Schwere der Schädigung wird oft erst nach Latenz erkennbar: Corneaödem, -epithelschädigung (oft Ablösung), Iritis, Glaukom, Pupillenstarre, Katarakt, Trübung der Cornea, weitere (irreversible) Schädigungen (Vernarbungen); sofortige Hornhautanästhesie zeigt schwerste Schädigung an

Haut: Reizung -> Verätzung (durch 20 - 25 %ige Lsg. Bereits nach wenigen Minuten)

Inhalation: Nasen-Rachen-Reiz, Husten, Atembeschwerden, Hyperpnoe, Übelkeit, Brechreiz, später Atemwegsentszündung, evtl. nach Latenz asthmalähnliche Beschwerden; nach massiver Inhalation Gefahr von Glottisödem, Laryngo-/Bronchospasmus, reflektorischer Atem-/Herzstillstand; Lungenödem, Pneumonie (auch als Spätfolge).

Ingestion: schmerzhafte Verätzung in Mund/Rachen/Ösophagus/Magen/Darm (Gefahr von Perforation, Peritonitis!), akute Gefährdung auch durch Wirkung auf die Atemwege (Spasmen, Ödem, s.o.) und Herz-Kreislaufreaktionen (Kollaps, Schock).

- Hinweise zur Ersten ärztlichen Hilfe:

Nach Augenkontakt ist gründliche Spülung des Auges (ggf. mit Schmerzbekämpfung; Spülflüssigkeiten s. "Empfehlungen" vorrangig. Schnellstmöglich fachärztliche Weiterbehandlung.

Kontaminierte Haut anhaltend mit Wasser spülen. Hautschäden symptomatisch behandeln. Bei großflächiger Verätzung kann Schock- und Tetanusprophylaxe und weitere Behandlung in der Klinik erforderlich werden.

Kontaminierte Haut anhaltend mit Wasser spülen. Hautschäden symptomatisch behandeln. Bei großflächiger Verätzung kann Schock- und Tetanusprophylaxe und weitere Behandlung in der

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

**Handelsname : Ammoniaklösung 50 %**

**Überarbeitet am : 11.8.2008**

**Druckdatum : 14.8.2008**

**Version 1**

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

klarin erforderlich werden.

Nach massiver Einatmung von Dampf/Aerosol ist sofortige Applikation von Glucocorticoiden (inhalativ/i.v.), Sauerstoffgabe und Ruhigstellung des Betroffenen indiziert. Notwendigenfalls alle weiteren Maßnahmen der Lungenödemprophylaxe. Gegen Reizhusten kann Codein verabreicht werden. Bei Atemstillstand oder Laryngo-Bronchospasmus Atemhilfe; bei Bronchospasmus zusätzlich Bronchodilatoren geben. Überwachung der Herz-Kreislauffunktion und baldmöglichst Transport zur Klinik zur weiteren Überwachung/Therapie.

Nach Ingestion kleiner Mengen der Lsg. wird sofortige Gabe von Flüssigkeit empfohlen, um einen Spüleffekt zu erzielen. Keinesfalls Erbrechen induzieren, keine A-Kohle applizieren. Nach Aufnahme größerer Mengen ist die Verdünnungstherapie umstritten (geringe pH-Wert-Änderung, erhöhter Brechreiz, zusätzliche Belastung der Gewebe durch die Volumina). Aufgrund der schnellen Penetration wird auch das Absaugen von Mageninhalt über eine dünne, weiche Magensonde (unter Sicht gelegt) nur in seltenen Fällen (evtl. nach Aufnahme großer Mengen sehr stark verdünnter Lösung) indiziert sein, wenn eine Perforationsgefahr auszuschließen ist. In jedem Fall zunächst vitale Funktionen sichern. Bei Hypotension werden in der ersten Phase die Infusion von Vollelektrolytlösung und flache Lagerung empfohlen.

Auch nach Ingestion möglichst frühe Glottisödemprophylaxe mit Glucocorticoiden, notwendigenfalls nasale Intubation. Zur weiteren Behandlung baldmöglichst Transport zu Klinik. Hier werden die weitere Sicherung der Vitalfunktionen, Schmerzbekämpfung, Inspektion und Behandlung der Verätzungen im Vordergrund stehen.

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 05. Maßnahmen zur Brandbekämpfung

#### Geeignete Löschmittel

Die üblichen, bekannten Löschmittel (Wasser, Pulver, Kohlendioxid) können genutzt werden. Wasser eignet sich zum Niederschlagen von Ammoniakdämpfen.

#### Ungeeignete Löschmittel

Löschmittel zur Bekämpfung von Metallbränden (Brandklasse D)

#### Besondere Gefährdung durch den Stoff oder die Zubereitung selbst, seine Verbrennungsprodukte oder entstehende Gase

Beim Brand kann Ammoniak freigesetzt werden. Ammoniak kann explosionsfähige Gemische mit Luft bilden.

#### Besondere Schutzausrüstung bei der Brandbekämpfung

Aufenthalt im Gefahrenbereich nur mit umluftunabhängigen Atemschutzgerät.  
Hautkontakt durch Tragen eines Schutzzuges (Vollschutz) vermeiden.

#### Zusätzliche Hinweise

Stoff selbst brennt nicht, Löschmaßnahmen auf Umgebung abstimmen.

Bei Einbeziehung in Umgebungsbrand:  
Umliegende Gebinde und Behälter mit Sprühwasser kühlen.  
Behälter wenn möglich aus der Gefahrenzone bringen.  
Entstehende Dämpfe mit Wassersprühstahl niederschlagen.  
Auf windzugewandter Seite bleiben

---

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 06. Maßnahmen bei unbeabsichtigter Freisetzung

#### Personenbezogene Vorsichtsmaßnahmen

Schutzausrüstung tragen (ggf. Atemschutz), Ungeschützte Personen entfernen. Für Lüftung sorgen.

#### Umweltschutzmaßnahmen

Nicht in die Kanalisation, Oberflächengewässer oder in das Grundwasser gelangen lassen. Wenn möglich Ausbreitung verhindern.

Kleine Mengen können mit Wasser abgespült werden. Größere Mengen sollten aufgenommen und neutralisiert bzw. entsorgt werden. Vor dem Einbringen in Gebinde so verdünnen, dass kein unzulässiger Druckanstieg erfolgen kann.

#### Verfahren zur Reinigung / Aufnahme

Für ausreichende Lüftung sorgen.

Größere Mengen an Flüssigkeit in einen Behälter umpumpen und verdünnen oder neutralisieren.

Restmengen mit Aufsaugmitteln wie Chemikalienbindern oder Putztüchern aufnehmen und verunreinigte Aufsaugmittel im Anschluss ordnungsgemäß entsorgen.

Restmengen oder Kleinstmengen unter Verwendung von ausreichend Wasser aufwischen.

---

### 07. Handhabung und Lagerung

#### Hinweise zum sicheren Umgang

Die Ammoniaklösung dient als Kältemittel in einer Absorptionskältemaschine. Bei ordnungsgemäßem Betrieb ist kein Freisetzen von Ammoniak zu erwarten.

## **Sicherheitsdatenblatt**

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

**Handelsname : Ammoniaklösung 50 %**

**Überarbeitet am : 11.8.2008**

**Druckdatum : 14.8.2008**

**Version 1**

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### **Hinweise zum Brand- und Explosionsschutz**

Aus der Lösung ausdampfender Ammoniak kann explosionsfähige Gas-Luft-Gemische bilden. Die wässrige Ammoniaklösung selbst ist nicht brennbar.

### **Weitere Hinweise**

Die Betriebsanweisung der Kältemaschine ist zu beachten.

### **Angaben zu den Lagerbedingungen**

Am Aufstellort der Kältemaschine dürfen Temperaturen von 50 °C wegen des dann zu erwartenden Druckanstiegs nicht überschritten werden. Ebenso ist ein Bereich von 5 m um den Druckbehälter frei von Brandlasten (Kartonagen, Holz etc.) zu halten.

### **Anforderungen an Lagerräume und Behälter**

Es sind die Kriterien der Betriebsanleitung für die Kältemaschine zu beachten.

**Lagerklasse VCI : 2A**

### **Bestimmte Verwendungen**

Die Lösung ist ausschließlich als Kältemittel in der vom Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik konstruierten Absorptionskältemaschine zu verwenden.

---



## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 08. Begrenzung und Überwachung der Exposition / Persönliche Schutzausrüstung

Grenzwerte für die Exposition am Arbeitsplatz und/oder biologische Grenzwerte

Arbeitsplatzgrenzwerte (AGW) Deutschland

Ammoniak: CAS 7664-41-7

Spezifizierung : TRGS 900 – Arbeitsplatzgrenzwert Deutschland

Wert : 20 ml/m<sup>3</sup> / 14 mg/m<sup>3</sup>

Spitzenbegrenzung: 2 (I)

(AGW darf 4 mal innerhalb einer Schicht für jeweils 15 Minuten bis zum zweifachen überschritten werden; innerhalb der 15minütigen Kurzzeitphase ist die zweifache Arbeitsplatzgrenzwertkonzentration als Mittelwert über 15 Minuten einzuhalten. Der AGW als Mittelwert über die Schicht von 8 Stunden ist einzuhalten.

**Fruchtschädigend:** ein Risiko der Fruchtschädigung braucht bei Einhaltung des Arbeitsplatzgrenzwertes und des biologischen Grenzwertes (BGW) nicht befürchtet zu werden

#### Begrenzung und Überwachung der Exposition

Bei bestimmungsgemäßem Betrieb der Absorptionskältemaschine ist keine Exposition zu erwarten. Im Fall der Freisetzung der Ammoniaklösung siehe Position 6

#### Persönliche Schutzausrüstung

Persönliche Schutzausrüstung ist nur bei nicht bestimmungsgemäßem Betrieb der Absorptionskältemaschine notwendig.

## **Sicherheitsdatenblatt**

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

**Handelsname : Ammoniaklösung 50 %**

**Überarbeitet am : 11.8.2008**

**Druckdatum : 14.8.2008**

**Version 1**

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### **Atemschutz**

Beim Freiwerden kleinerer Mengen an Ammoniaklösung reicht ein Filtergerät im Sinne der BGR 190 aus. Als Filter reicht ein Filter für Ammoniak und Ammoniakderivate aus (Typ K, Kennfarbe grün, Kategorie 2). Ggf. kann auch ein Mehrbereichsfilter z.B. ABEK eingesetzt werden. Jeweils Kategorie 2 für die unterschiedlichen Gasarten.

Bezüglich des Einsatzes der Filtergeräte ist die BGR 190 in Verbindung mit der BGI 504-26 zu beachten.

Beim Freiwerden großer Mengen an Ammoniak ist ein umluftunabhängiges Atemschutzgerät im Sinne der BGR 190 zu verwenden.

### **Handschutz**

Schutzhandschuhe (EN 374)

Nitrilkautschuk (Level 0/5; Durchdringzeit < 10 min/> 5 Stunden)

Butylkautschuk (Level 6; Durchdringzeit > 480 min)

Viton (Level 6; Durchdringzeit > 480 min)

Die Durchdringzeit ist von der Stärke des Handschuhmaterials abhängig. Es sind die Informationen des Handschuhherstellers zu beachten.

### **Augenschutz**

Dichtschließende, gasdichte Korbbrille (DIN EN 166:2001)

### **Körperschutz**

Im Bedarfsfall Gummischürze und Gummistiefel.

### **Umweltschutzmaßnahmen**

Siehe Position 6



## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 09. Physikalische und chemische Eigenschaften

Erscheinungsbild

Aggregatzustand: Flüssig

Farbe : farblos

Geruch : stechend nach Ammoniak

#### Sicherheitsrelevante Daten

Explosionsgefahr: Ammoniak bildet explosionsfähige Gas-Luft-Gemische

Untere Explosionsgrenze : 15,4 Vol % entspricht 108 g/m<sup>3</sup> (Ammoniak wasserfrei)

Obere Explosionsgrenze : 33,6 Vol % entspricht 240 g/m<sup>3</sup> (Ammoniak wasserfrei)

Dampfdruck : 790 kpa bei 55 °C (50 %ige wässrige Lösung)

Dichte : bei 20 °C etwa 0,9 g/cm<sup>3</sup> (50 %ige Lösung)

Auslaufzeit : nicht bestimmt

Wasserlöslichkeit: bei 20 °C etwa 540 g/l (Ammoniak wasserfrei)

pH-Wert : bei 25 °C etwa 12

Siedepunkt/-bereich : nicht bestimmt

Flammpunkt : nicht bestimmt

Zündtemperatur : 630 °C (Ammoniak wasserfrei); Temperaturklasse T1  
Explosionsgruppe IIA

---

### 10. Stabilität und Reaktivität

Zu vermeidende Bedingungen

Umgebungstemperaturen über 50 °C

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### Gefährliche Reaktionen reinen Ammoniaks

Stark exotherme Reaktion, Hitzeentwicklung mit:

Acetaldehyd; Acrolein; Barium; Borhalogeniden; Brom; Brompentafluorid;  
Bromwasserstoff; Chlortrifluorid; Chlorverbindungen; Chlorwasserstoff; Dimethylsulfat;  
Distickstoffoxid; Ethylenoxid -> Polymerisation; Fluor; Fluorwasserstoff; Hypochloriger  
Säure; Kaliumchlorat; Kohlendioxid; Methylmercaptan; Nitrylchlorid; Phosgen;  
Phosphorwasserstoff; Platinkatalysatoren; Propinylchlorid; Säuren; Schwefeldioxid;  
Schwefelwasserstoff; Stickstoffoxiden; Tetramethylammoniumamid -> Zersetzung  
Thiocarbonylazidthiocyanat

Entzündungsgefahr bzw. Entstehung entzündlicher Gase oder Dämpfe mit:

Bor; Pentaboran; Salpetersäure; Siliciumwasserstoff

Entwicklung gefährlicher Gase oder Dämpfe mit:

Methan (Hitze) -> Cyanwasserstoff

Explosionsgefahr mit:

Ammoniumchlorit; Antimonwasserstoff (Hitze); Chlorazid; Chlorformamidiniumnitrat;  
Chloriten; Chlornitrobenzol; Dichlorethan (flüssig NH<sub>3</sub>); Dichloroxid; Difluortrioxid;  
Gold -> explosive Verbindung; Goldchlorid; Jod -> Jodstickstoff;  
Magnesiumperchlorat/Gas; Natriumhypochlorid trocken; Pikrinsäure -> explosives Salz;  
Quecksilber (mit Wasser); Quecksilberhypoiodid; Sauerstoff; Schwefel -> Sulfurylnitrid;  
Silber -> explosive Verbindung; Silberchlorid (Lagerung); Silbernitrat (Lagerung);  
Silberoxid (Lagerung); Stickstofftrichlorid -> Zersetzung; Sulfinylchlorid; Tellurhalogeniden;  
Wasserstoffperoxid; Luft/Feuer;

Die Verbindung bildet mit Luft ein explosionsfähiges Gemisch.

Stark exotherme Reaktion, Hitzeentwicklung, Explosionsgefahr mit:

Calcium; Chlordinitrobenzol; Halogenen; Oxidationsmitteln

Stark exotherme Reaktion, Hitzeentwicklung, Entzündungsgefahr bzw. Entstehung  
entzündlicher Gase oder Dämpfe mit:

Chlorsilan (selten); Chromtrioxid; Chromylchlorid; Phosphoroxiden

Entzündungsgefahr bzw. Entstehung entzündlicher Gase oder Dämpfe, Explosionsgefahr mit:  
Chlor

Entwicklung gefährlicher Gase oder Dämpfe, stark exotherme Reaktion, Hitzeentwicklung mit:  
Kohlenoxid (Hitze) -> Cyanwasserstoff

### Gefährliche Zersetzungsprodukte

Ammoniak ist thermisch sehr stabil. Geringe Dissoziation oberhalb 840 Grad C und 100  
kPa zu Stickstoff und Wasserstoff

---

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 11. Toxikologische Angaben

akut:

Ammoniak hat stark reizende/ätzende Wirkung auf Augen, Atemwege und Haut, Gefahr schwerer Augen- und Atemwegschädigungen

chronisch:

Ammoniak kann chronische Atemwegsreizungen/ Atemwegserkrankungen verursachen

#### Toxikologische Prüfungen

Mit der 50 %igen Lösung wurden keine toxikologischen Prüfungen durchgeführt

#### Erfahrungen aus der Praxis

Der aus der Lösung ausdampfende Ammoniak verursacht starke Reizungen der Schleimhäute. Dies führt anfangs zu tränenden Augen und zunehmendem Hustenreiz.

#### Angaben zu Ammoniak

Das toxische Wirkprofil des Ammoniaks wird durch seine starke lokale Wirkung, insbesondere auf die Augen und die oberen Atemwege, bestimmt. Infolge einer guten Penetrationsfähigkeit kommt es zu tiefgreifender Gewebsschädigung. Konzentriertes Gas oder Spritzer von verflüssigtem Ammoniak verursachen schwere Augenschädigungen. Es besteht die Gefahr der Erblindung oder bleibender degenerativer Schädigung des Auges.

An der Haut verursachen Spritzer von flüssigem Ammoniak starke Verätzung (der Kälte-Effekt verstärkt die Schädigung).

Inhalative Exposition ruft Reizungen im Atemtrakt zunächst vor allem im Bereich der oberen Atemwege hervor. Symptome bei hoher Belastung sind: Husten, Atembeschwerden, erhöhte Atemfrequenz, Übelkeit, Brechreiz, Riechstörungen, später Atemwegsentzündung.

Bei Inhalation sehr hoher Konzentrationen, ab ca. 1700 ppm, besteht akute Lebensgefahr durch Schäden im Atemtrakt. Werden schwere Vergiftungen überlebt, treten oft langwierige chronische Atemwegserkrankungen auf. Die Lungenfunktion kann über Jahre eingeschränkt bleiben.

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### 12. Umweltbezogene Angaben

#### Ökotoxizität

Die Toxizität für Fische ist vom pH-Wert der Lösung abhängig.

#### Fischtoxizität:

96hLC<sub>50</sub>: Oncorhynchus mykiss : 0,16 – 1,1 mg/l (Angaben in mg Ammoniak/l Wasser)

96hLC<sub>50</sub>: Pimephales promelas : 0,75 – 3,4 mg/l (Angaben in mg Ammoniak/l Wasser)

96hLC<sub>50</sub>: Iepomis macrochirus : 0,26 – 4,6 mg/l (Angaben in mg Ammoniak/l Wasser)

#### Daphnientoxizität:

48h EC<sub>50</sub> 25,8 mg/l (Angaben in mg Ammoniak/l Wasser)

#### Mobilität

Keine Daten vorhanden

#### Persistenz und Abbaubarkeit

Keine Daten vorhanden

#### Bioakkumulationspotential

Aufgrund des niedrigen log K<sub>ow</sub> von unter -1 besteht praktisch kein Bioakkumulationspotential

#### Ergebnis der Ermittlung der PBT-Eigenschaften

Keine Daten vorhanden

---

### 13. Hinweise zur Entsorgung

#### Stoff / Zubereitung

Die Ammoniaklösung ist aufgrund ihrer Eigenschaften als gefährlicher Abfall im Sinne des KrW/AbfG. anzusehen. Die Entsorgung muss ordnungsgemäß erfolgen und nachgewiesen werden können.

## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### Empfehlung

Die Schlüsselnummer ist im Vernehmen mit den Behörden und dem vorgesehenen Entsorgungsbetrieb abzuklären.

### Abfallschlüssel gemäß Abfallverzeichnis-Verordnung (AVV)

Als Abfallschlüsselnummer im Sinne der Abfallverzeichnisverordnung käme die Schlüsselnummer 060203 \* Ammoniumhydroxid in Betracht.

### Verpackung

Eine mit Wasser gespülte, saubere Verpackung kann einer Verwertung zugeführt werden

---

## 14. Angaben zum Transport

### Landtransport ADR/RID

Klassifizierung Klasse 2

Gefahrnummer : 20

UN Nummer: 2073

Klassifizierungscode: 4 A

Gefahrzettel : 2.2

Tunnelkategorie E

Bezeichnung des Gutes :

AMMONIAKLÖSUNG

Begrenzte Menge: LQ 1

Für die Beförderung der Absorptionskältemaschine können die Erleichterungen gemäß 1.1.3.1 b des ADR genutzt werden

### Seeschifftransport IMDG

Klassifizierung Klasse 2.2

EmS : F-C, S-U

UN Nummer: 2073

Marine Pollutant: nein

Bezeichnung des Gutes :

AMMONIA SOLUTION

**Sicherheitsdatenblatt**

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

**Lufttransport ICAO-TI und IATA-DGR**

Klassifizierung Klasse 2.2

Gefahrzettel : non flammable gas

UN Nummer: 2073

cargo aircraft only

**Bezeichnung des Gutes :**

AMMONIA SOLUTION

---

**15. Rechtsvorschriften****Stoffsicherheitsbeurteilung**

Wurde bisher nicht durchgeführt

**Kennzeichnung nach EG-Richtlinie****Kennbuchstabe/n und Gefahrenbezeichnung/en des Produkts**

C; ätzend

N; umweltgefährlich

**Gefahrenbestimmende Komponente.**

Ammoniaklösung 50%

**R-Sätze**

R 34 Verursacht Verätzungen

R 50 Sehr giftig für Wasserorganismen



## Sicherheitsdatenblatt

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

### S-Sätze

S 1/2 Unter Verschluss aufbewahren/Darf nicht in die Hände von Kindern gelangen

S 26 Bei Berührung mit den Augen sofort gründlich mit Wasser abspülen und Arzt konsultieren

S 36 Bei der Arbeit geeignete Schutzkleidung tragen

S 37 Geeignete Schutzhandschuhe tragen

S 39 Schutzbrille/Gesichtsschutz tragen

S 45 Bei Unfall oder Unwohlsein sofort Arzt zuziehen (wenn möglich dieses Etikett vorzeigen)

S 61 Freisetzung in die Umwelt vermeiden. Besondere Anweisungen einholen / Sicherheitsdatenblatt zu Rate ziehen

### Nationale Vorschriften

Wassergefährdungsklasse 2 gemäß Anhang 2 der VwVwS (Ammoniak)

Technische Anleitung Luft (TA-Luft): Klasse III gemäß 5.2.4 der TA Luft (Ammoniak)

Störfallverordnung (12. BImSchV): Nr. 9b der Stoffliste in Anhang 1 zur Verordnung (Ammoniak)

Lösemittelverordnung (31. BImSchV): Nicht anwendbar

---

## 16. Sonstige Angaben

### Vom Hersteller empfohlene Verwendungsbeschränkung

Die Lösung dient ausschließlich als Kältemittel für die vom Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik hergestellte Absorptionskältemaschine

### Sonstige Hinweise

### Datenblatt ausstellender Bereich

**Sicherheitsdatenblatt**

gemäß Verordnung (EG) Nr. 1907/2006

Handelsname : Ammoniaklösung 50 %

Überarbeitet am : 11.8.2008

Druckdatum : 14.8.2008

Version 1

Universität Stuttgart  
Institut für Thermodynamik und  
Wärmetechnik  
Pfaffenwaldring 10  
D-70569 Stuttgart

Abteilung Sicherheitswesen der Universität Stuttgart, Herr Dr. Michael Rannenber  
(0711/685-63027) für den Hersteller und Inverkehrbringer:

Universität Stuttgart; Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik; Pfaffenwaldring 10,  
70569 Stuttgart



# Anhang G: Unfallmerkblatt UN 2073

## SCHRIFTLICHE WEISUNG (UNFALLMERKBLATT) FÜR DEN STRASSENTRANSPORT

LADUNG

**UN 2073 AMMONIAKLÖSUNG**

**Klasse 2**

04.08.2008

Gas

### ART DER GEFAHR

Erhitzen führt zu Drucksteigerung - Berst- und Explosionsgefahr.

Gas wirkt erstickend.

Gas wirkt stark reizend auf Augen und Haut und Atemwege.

### PERSÖNLICHE SCHUTZAUSRÜSTUNG

Augenspülflasche mit reinem Wasser.

Dichtschließende Schutzbrille.

Handschuhe.

### VOM FAHRZEUGFÜHRER ZU TREFFENDE ALLGEMEINE MASSNAHMEN

Motor abstellen.

Keine offenen Flammen, Rauchverbot.

Warnzeichen auf der Straße aufstellen und andere Verkehrsteilnehmer und Passanten warnen.

Öffentlichkeit über die Gefahren informieren und darauf hinweisen, sich auf der dem Wind zugewandten Seite aufzuhalten.

Polizei und/oder Feuerwehr schnellstmöglich verständigen - 110 und/oder 112 ANRUFEN.

### VOM FAHRZEUGFÜHRER ZU TREFFENDE ZUSÄTZLICHE UND/ODER BESONDERE MASSNAHMEN

Selbstschutz beachten.

Alle Personen in Kanalisation, Kellern und Gruben warnen - Erstickungsgefahr.

Falls Ladegut in Gewässer oder Kanalisation gelangt oder auf Erdboden oder Pflanzen gekommen ist, Feuerwehr oder Polizei darauf hinweisen.

Hautkontakt vermeiden.

Wenn möglich, Undichtheiten beseitigen.

Wenn Gaswolken auf Wohngebiete zutreiben, Bewohner warnen.

### FEUER

Nur Entstehungsbrände löschen (Ladung noch nicht vom Feuer erfasst).

Keine Ladungsbrände löschen.

### ERSTE HILFE

Unter Beachtung des Selbstschutzes Verletzte retten und Erste-Hilfe leisten.

Ärztliche Hilfe erforderlich bei Symptomen, die offensichtlich auf Einatmen oder Einwirkung auf Haut oder Augen zurückzuführen sind.

Falls Produkt in Augen gelangt ist, unverzüglich mit viel Wasser mehrere Minuten spülen; Arzt aufsuchen.

Personen, die das Gas eingeatmet haben, zeigen nicht unbedingt sofort Vergiftungssymptome.

Sie hinlegen und ruhig halten, zum Arzt bringen und dieses Merkblatt vorzeigen.

### Zusätzliche Hinweise

Wassergefährdend (WGK 2).

Telefonische Rückfrage :

Torsten Koller

☎ 0049 (0)711/685-63247

☎ 0049 (0)711/685-60446

D

**INSTRUCTIONS IN WRITING - TREMCARD (Road)**

CARGO

**UN 2073 AMMONIA SOLUTION  
Class 2**

04.08.2008

Gases

**TYPE OF DANGER**

Heating leads to increasing pressure - danger of bursting and explosion.  
Gas has a suffocating effect.  
Gas is severely irritant to eyes and skin and respiratory tracts.

**PERSONAL PROTECTION EQUIPMENT**

Eye rinse bottle with pure water.  
Goggles giving complete protection to the eyes.  
Gloves.

**GENERAL MEASURES TO BE TAKEN BY THE DRIVER**

Stop motor.  
Keep away any sources of ignition (e.g. no naked lights), no smoking.  
Set up warning signs and warn other users on the road.  
Inform the public about risks and to stay on the side exposed to the wind.  
Inform police and/or fire brigade - CALL 999

**ADDITIONAL AND/OR SPECIAL MEASURES TO BE TAKEN BY THE DRIVER**

Observe personal protection.  
Warn all persons in sewers, basements and work pits - Danger of asphyxiation.  
If spillage enters water or drains or comes into contact with soil or plants, instruct the fire brigade or police accordingly.  
Avoid skin contact.  
Eliminate leaks, if possible.  
If gas cloud drifts towards populated areas, warn inhabitants.

**FIRE, INFORMATION FOR THE DRIVER IN CASE OF FIRE**

Only extinguish source fires (cargo has not yet caught fire).  
Do not extinguish burning loads.

**FIRST AID**

Rescue the injured while looking out for your own safety and perform first aid.  
Medical attention required for symptoms due to obvious inhalation or contact with skin or eyes.  
If substance gets in eyes, immediately rinse with water for several minutes, consult a doctor.  
Persons who have inhaled the gas do not necessarily immediately show symptoms of poisoning. They must lie down and remain still. Consult a doctor and show him this card.

**Additional instructions**

Danger to water.

Telephone :

Torsten Koller  
① 0049 (0)711/885-83247  
② 0049 (0)711/885-89446

