

Solare Klimakälteerzeugung – Technologie, Erprobung und Simulation

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing.(FH) Mathias Safarik

geb. am 9.12.1974 in Köthen

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Kurt Gramlich
Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Käferstein
PD Dr.-Ing. habil. Rüdiger Sontag

Promotionskolloquium am 5.11.2003

Zusammenfassung

In vielen Einsatzfällen stimmt das Angebot an solarer Einstrahlung zeitlich weitgehend mit dem Klimakältebedarf überein. Die solarthermische Klimakälteerzeugung birgt daher ein großes Potenzial, einen Teil des stark wachsenden Klimakältebedarfs durch Solarenergie zu decken.

In der vorliegenden Dissertation werden die wichtigsten Verfahren zur solaren Kälteerzeugung erörtert. Es wird eine solarthermisch angetriebene Versuchsanlage mit einer Ammoniak-Wasser-Absorptionskältemaschine beschrieben, die zur Klimatisierung von Büroräumen eingesetzt wird. Messergebnisse an einzelnen Komponenten und an der Gesamtanlage werden dargestellt.

Es wurde ein Paraffin-Latentwärmespeicher in das Gesamtsystem integriert und die Be- und Entladeleistungen sowie die Speicherkapazität vermessen. Ein verbesserter Latentwärmespeicher mit höherer Entladeleistung wurde konstruiert und gebaut. Für das verwendete Paraffin wurden thermoanalytische Untersuchungen durchgeführt und die Zyklenstabilität überprüft.

Die Vorteile einer thermischen Gebäudesimulation zur Kühllastberechnung werden erläutert und die Auswirkungen verschiedener Parameter auf den Kältebedarf dargestellt. Die Versuchsanlage wird mittels einer dynamischen Anlagensimulation im Programm TRNSYS abgebildet und die Resultate der Simulation werden mit Messergebnissen verglichen.

Anhand einer gekoppelten dynamischen Anlagen- und Gebäudesimulation werden die Grundlagen zur Auslegung eines Systems zur solaren Wärme- und Kältebereitstellung sowie die Auswirkungen der Integration eines Latentwärmespeichers in eine derartige Anlage dargestellt.

Abstract

In many cases there is a general congruence of insolation and demand for climatisation. Therefore, solar thermal cooling has the potential to satisfy a part of the rapidly growing demand for cooling.

This doctoral thesis discusses the most important solar cooling techniques. This is followed by a description of a solar thermal driven test plant with an ammonia water absorption chiller that is used for climatisation of office space. Results of measurements on individual components and on the whole system are presented.

A paraffin latent heat storage was integrated into the installation. The performance of the storage during charging and discharging are evaluated. An improved latent heat storage with better discharging was designed and built. A thermo analysis of the paraffin used in the storage was carried out and the stability of the material was checked.

The advantages of a thermal building simulation to calculate cooling demand are explained. The effects of different parameters on the cooling demand are shown. The test plant was modelled using the dynamic simulation tool TRNSYS. Simulation results are compared with measurements.

The basic principles for the dimensioning of a system for solar heating and cooling are described using a combined dynamic thermal building and plant simulation. The effects of integration of a latent heat storage into such a system are shown.

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Hochschule Anhalt (FH).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Kurt Gramlich für die stetige Unterstützung und Motivation und für die Betreuung der Arbeit. Seine Anregungen und Hinweise haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Käferstein danke ich für die Betreuung der Arbeit seitens der Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg sowie für die Begutachtung der Arbeit. Ebenso danke ich Herrn PD Dr.-Ing. habil. Rüdiger Sonntag für die Begutachtung der Arbeit.

Ich danke Herrn Dr. Gerhard Schammler für die gute Zusammenarbeit, die konstruktiven Diskussionen und die kritische Durchsicht der Arbeit.

Herrn Jörg Heidenreich sowie seinen Mitarbeitern danke ich für die tatkräftige Unterstützung, die Ideen und Hinweise beim Aufbau der Solarthermieanlage und des Latentwärmespeichers sowie bei den fortwährenden Umbauten.

Dank gilt auch Herrn Lutz Richter für sein Engagement beim Auf- und Umbau der Absorptionskältemaschine sowie den Herren Thomas und Axel Wust, Harry Banse und Herrn Prof. Dr. Wolfgang Günther, die mir in Fragen der Mess- und Regelungstechnik hilfreich zur Seite standen.

Außerdem danke ich den Professoren und Mitarbeitern der Hochschule Anhalt, die mich auf vielfältige Weise unterstützten. Besonders sind Herr Dr. Karl Geyer, Herr Jens Galonska, Frau Monika Groll, Frau Antje Fechner sowie die Mitarbeiter der wissenschaftlichen Werkstatt hervorzuheben. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Dietmar Skibbe sowie den anderen Studenten bedanken, die im Rahmen von Diplomarbeiten und Praktika einen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben.

Mein besonderer Dank gilt Kathrin sowie meiner Familie, die mir stets motivierend zur Seite standen.

Mathias Safarik

Inhaltsverzeichnis

<i>Symbolverzeichnis</i>	IV
1 Einleitung	1
2 Systemanforderungen	8
2.1 Solare Kühlverfahren	8
2.1.1 Überblick	8
2.1.2 Verfahren der Trocknung und Verdunstungskühlung (DEC)	9
2.1.3 Geschlossene Absorptionskältemaschinen mit flüssigen Arbeitsstoffen	11
2.1.4 Geschlossene Adsorptionskältemaschinen mit festen Sorbentien	13
2.1.5 Demonstrationsanlagen	14
2.2 Vergleichende Bewertung der Verfahren	16
2.3 Stand der Technik und Entwicklung bei Kälteanlagen kleiner Leistung	18
3 Experimentierfeld	22
3.1 Übersicht - Solar betriebene AKM am TGZ Köthen	22
3.2 NH₃/H₂O – Absorptionskälteanlage	22
3.3 Kollektoren	24
3.4 Warmwasserspeicher	26
3.5 Kühlturm	27
3.6 Latentwärmespeicher	27
3.6.1 Latentwärmespeicher 1	27
3.6.2 Latentwärmespeicher 2	29
3.7 Mess- und Regelungstechnik	30
4 Ergebnisse und Betriebserfahrungen	33
4.1 Betriebserfahrungen und Versuchsergebnisse an Komponenten der Kältemaschine	33
4.1.1 Analyse der verfahrenstechnischen Problemstellung	33
4.1.2 Austreiber / Dephlegmator	36
4.1.3 Kondensator / Kältemittelsammler	40
4.1.4 Thermostatisches Expansionsventil	40
4.1.5 Verdampfer	40
4.1.6 Kältetauscher	41
4.1.7 Absorber	42
4.1.8 Lösungspumpe	42
4.2 Messergebnisse an der Absorptionskälteanlage und im Gesamtsystem	48
4.3 Sonstige Betriebserfahrungen	56
4.3.1 Kollektorfeld	56
4.3.2 Wärmeverluste des Heißwasserspeichers	58
4.3.3 Kühlturm	59
4.3.4 Temperaturmessung	60

5	<i>Latentwärmespeicherung</i>	61
5.1	Einleitung	61
5.2	Stand der Technik und Entwicklung	62
5.3	Auswahl des Latentwärmespeichermaterials	63
5.4	Zyklenstabilität und thermoanalytische Untersuchungen	66
5.4.1	Zyklenstabilität	66
5.4.2	Weitere Thermoanalytische Untersuchungen - Schmelzenthalpie	67
5.5	Betriebsverhalten und Demonstration	69
5.5.1	Demonstration	69
5.5.2	Betriebsverhalten	70
5.5.3	Erhöhung der Wärmeleistung des Speichers	72
5.6	Modellierung der Paraffin-Latentwärmespeicher zur Systemsimulation in TRNSYS	75
6	<i>Auslegung von Anlagen zur solaren Klimakälteerzeugung</i>	78
6.1	Einleitung	78
6.2	Überblick und Auswahl der Simulationsprogramme	79
6.3	Bestimmung des Kältebedarfs	79
6.3.1	Warum dynamische Gebäudesimulation?	79
6.3.2	Vergleich von statischer und dynamischer Gebäudesimulation	81
6.3.3	Theorie der dynamischen Gebäudesimulation	82
6.3.4	Grenzen der dynamischen Gebäudesimulation	83
6.4	Dynamische Gebäudesimulation und Kühllastberechnung mit TRNSYS	84
6.5	Dynamische Gebäudesimulation zur Kühllastberechnung des TGZ Köthen	86
6.6	Anlagensimulation	90
6.6.1	Einführung	90
6.6.2	Kollektoren	90
6.6.3	Rohrleitungen	94
6.6.4	Pumpen	94
6.6.5	Wärmeübertrager	95
6.6.6	Warm- und Kaltwasserspeicher	95
6.6.7	Latentwärmespeicher	96
6.6.8	Absorptionskältemaschine	96
6.6.9	Regelungseinrichtungen	99
6.6.10	Wärmebereitstellung zur Heizungsunterstützung und Warmwasserbereitung	99
6.7	Ergebnisse der gekoppelten Anlagen- und Gebäudesimulation	101
6.7.1	Vergleich von Messwerten mit den Ergebnissen der Anlagensimulation	101
6.7.2	Kältebedarf und Kältebereitstellung	105
6.7.3	Raumtemperaturen	106
6.7.4	Einfluss von Kollektor- und Speichergroße auf den solaren Deckungsgrad der Kältebereitstellung	107
6.7.5	Nutzung eines Latentwärmespeichers	109
6.7.6	Wärmebereitstellung für Heizung und Warmwasser	113
6.7.7	Einfluss der geographischen Lage auf die Verteilung von Klimakältebedarf und solarem Wärmeertrag	113
7	<i>Ausblick</i>	115

<i>Literaturverzeichnis</i>	117
<i>Abbildungsverzeichnis</i>	126
<i>Tabellenverzeichnis</i>	129
<i>Anhang</i>	130

Symbolverzeichnis

Neben den allgemein gebräuchlichen chemischen und mathematischen Symbolen und Abkürzungen werden in der Arbeit folgende Formelzeichen und Abkürzungen verwendet:

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
A_O	m^2	Oberfläche
$b_{\text{Entladung}}$	$kg/(kg\ s)$	auf die Paraffinmasse bezogener Wärmeträgermassenstrom bei der Entladung des Latentwärmespeichers
C	$J/(m^2\ K)$	Wärmekapazität eines Solarkollektors
c_p	$J/(kg\ K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
COP	-	Coefficient of Performance, Wärmeverhältnis
E	W/m^2	Bestrahlungsstärke
k_1	$W/(m^2\ K)$	Konstante der Wirkungsgradgleichung für thermische Solarkollektoren
k_2	$W/(m^2\ K^2)$	Konstante der Wirkungsgradgleichung für thermische Solarkollektoren
K_S	-	solare Kälteziffer
k_V	W/m^3	volumenbezogener Wärmedurchgangskoeffizient
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
Q	J	Wärme, Wärmemenge
\dot{Q}	W	Wärmestrom
T	K bzw. °C	Temperatur
t_{lat}	s	Zeit bis zur vollständigen Erstarrung des Parafins bei der Entladung des Latentwärmespeichers
V	m^3	Volumen
W_{Koll}	J	Strahlungsenergie, -menge auf die Kollektorfläche
x	g/kg	absolute Feuchte (der Luft)
x	$m^2\ K/W$	reduzierte Temperaturdifferenz
Δh_S	J/kg	spezifische Schmelzenthalpie

Griechische Buchstaben

ζ	kg/m ³	Dichte
Δ	variabel	Differenz
θ	°C	Temperatur
Θ	Grad	Einstrahlungswinkel
ε	-	Leistungszahl (der Kompressionskältemaschine)
γ	-	Steuersignal
η	-	Wirkungsgrad
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	spezifischer Lösungsumlauf
ν	-	Güte eines Prozesses
ξ	kg/kg	Konzentration der Lösung
ζ	-	Wärmeverhältnis der Ab- oder Adsorptionskältemaschine

Indizes

0	Verdampfungs-; Kälte-; optisch	Lat.sp.	Latentwärmespeicher
A	Absorber, Absorptions-	LWS	Latentwärmespeicher
a	arm, arme Lösung	m	mittlere, Mittel-
Ab	Absorber	max	maximal
aL	arme Lösung	Nutz	nutzbar, Nutz-
au	außen	P	Paraffin; Pumpe
d	Dampf	Pall 40	mit Pallringen
el	elektrisch	r	reich, reiche Lösung
fl	flüssig	rL	reiche Lösung
G	Generator, Austreiber	rLtheo	im Absorber theoretisch
g	gesamt; Global-		erreichbarer Zustand der
H	(Be-)Heizung		reichen Lösung (Sättigungs-
in	innen		zustand)
K	Kondensator, Kondensations-	t	transversal
KN	Kollektorkreis(nutzung)	th	thermisch
Koll	Kollektor(en)	V	Verdampfer
L	Luft, Umgebung	VL	Vorlauf
I	longitudinal	Wassersp.	Wasserspeicher

Abkürzung	Bedeutung
AdKM	Adsorptionskältemaschine
AKM	Absorptionskältemaschine
BHKW	Blockheizkraftwerk
CPC	Compound Parabolic Concentrator (geometrisch optimierter Reflektor)
DAKM	Diffusions-Absorptionskältemaschinen
DDC	Direct Digital Control (Gebäudeleitsystem)
DDE	Dynamic Data Exchange
DE	Double Effect (zweistufig)
DEC	Desiccant and Evaporative Cooling (Trocknung und Verdunstungskühlung)
DOE	Department of Energy (US-amerikanische Energiebehörde)
DSC	Differential Scanning Calorimetry (Dynamische Differenz Kalorimetrie)
EMPA	Eidgenössische Materialprüfungs- und Forschungsanstalt
Fa	Firma
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
FKW	Fluorkohlenwasserstoffe
HOAI	Honorarordnung für Architekten und Ingenieure
IAM	Incidence Angle Modifier (Einfallswinkelkorrekturfaktor)
IEA	Internationale Energie Agentur
ILK	Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden
KKM	Kompressionskältemaschine
KM	Kältemaschine
LWS	Latentwärmespeicher
LWÜ	Lösungswärmeübertrager
MSV	Motorstellventil
NPSH	Net Positive Suction Head
OPC	OLE for Process Control
PCM	Phase Change Material (Latentwärmespeichermaterial)
PV	Photovoltaik
PWÜ	Plattenwärmeübertrager
RLT	Regelungstechnik
SE	Single Effect (einstufig)
SRCC	Solar Ratings and Certification Commission (US-amerikanischer solarer Zertifizierungsausschuss)
TEV	Thermostatisches Expansionsventil
TGA	Technische Gebäudeausrüstung
TGZ	Technologiezentrum
VRK	Vakuumröhrenkollektor
WÜ	Wärmeübertrager
WW	Warmwasser
ZAE	Zentrum für Angewandte Energieforschung Bayern e.V.

1 Einleitung

Bereits die derzeitige Energieversorgung der Menschheit basiert, streng genommen, zum Großteil auf der Nutzung der Sonnenenergie. Die gegenwärtig die Energieversorgung dominierenden fossilen Energieträger Kohle, Erdöl und Erdgas akkumulierten ihren Energieinhalt jedoch bereits vor Jahrmillionen und über riesige Zeiträume hinweg. Heute liefern sie die Energie (der Sonne) in hochkonzentrierter und leicht nutzbarer, chemischer Form.

Wenn auch nicht unbegrenzt, steigen die Reichweiten der fossilen Energieträger aufgrund neu entdeckter, wirtschaftlich nutzbarer Lagerstätten im Moment noch an (siehe auch Abbildung 1).

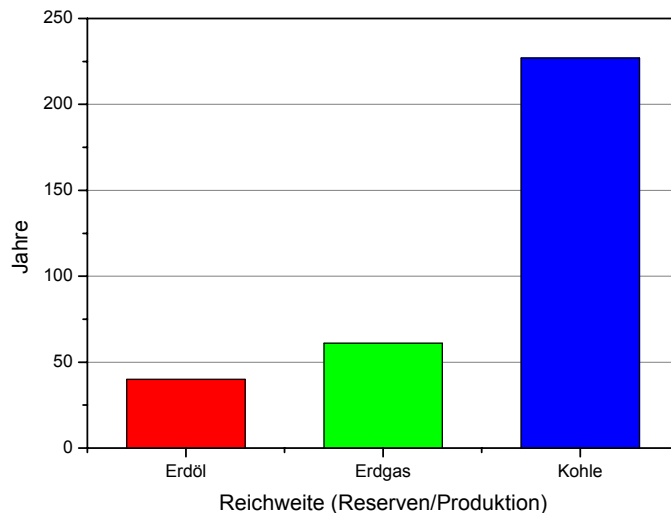


Abbildung 1: Reichweiten fossiler Energieträger – Stand Ende 2001 [BP 2001]

Die direkte Nutzung der Sonnenenergie hat den Vorteil, dass deren Ursprung, die Fusion von Wasserstoffatomen zu Heliumatomen in der Sonne, nach wissenschaftlichen Schätzungen noch mindestens 4,5 Milliarden Jahre zur Verfügung stehen wird. Jedoch erreicht die von der Sonne ausgesandte Energie einen gegebenen Ort auf der Erde in unterschiedlichen Energieformen (verschiedene Strahlungsarten, Windenergie, ggf. Wellenenergie) und in relativ geringer und zusätzlich jahres- und tageszeitlich schwankender Intensität. Dies macht eine Nutzung meist sehr investitionsintensiv und somit auf den ersten Blick unattraktiv.

Warum sollte die Menschheit also vom bisher beschrittenen Weg der Nutzung fossiler Energieträger abweichen, bevor dies unbedingt notwendig wird?

Nicht die Sorge um schwindende Vorräte ist Hauptmotivation für eine mittelfristige Energieträgersubstitution, sondern vielmehr die unter Klimaforschern unumstrittene Erkenntnis, dass die Nutzung fossiler Energieträger die Naturgleichgewichte der Erde empfindlich stört [Leggett 1990].

Die anthropogene Verstärkung des natürlichen Treibhauseffektes wird maßgeblich hervorgerufen durch den Anstieg der Kohlendioxidkonzentration in der Erdatmosphäre infolge der Freisetzung von Kohlendioxid bei der Verbrennung fossiler Energieträger [IPCC 2001] (Abbildungen 2 bis 4). Die dadurch bewirkte Erwärmung der Erdatmosphäre hat weitreichende Folgen. Die Erhöhung des Meeresspiegels, die Verschiebung von Klimazonen und die Ausbreitung von Trockengebieten sind nur einige der Auswirkungen.

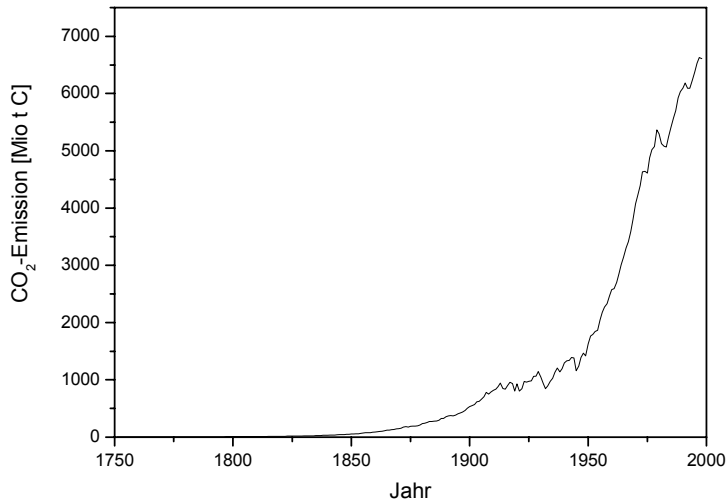


Abbildung 2: Weltweite jährliche CO₂ – Emissionen [Marland 2001]

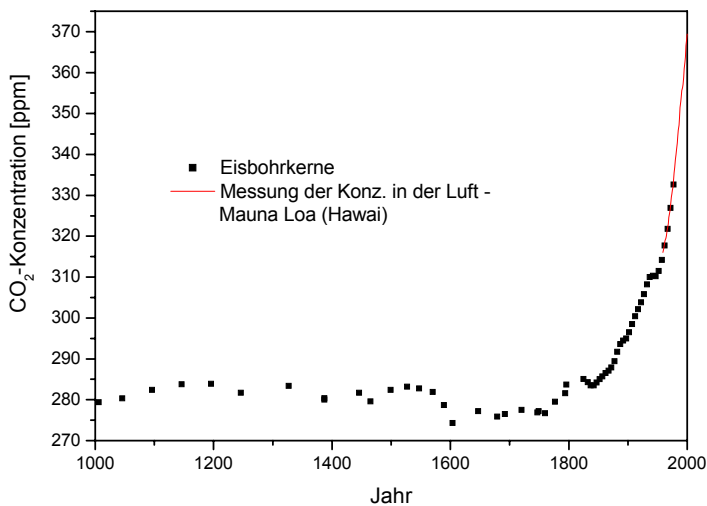


Abbildung 3: CO₂ – Konzentration in der Atmosphäre [Etheridge 1998; Keeling 2001]

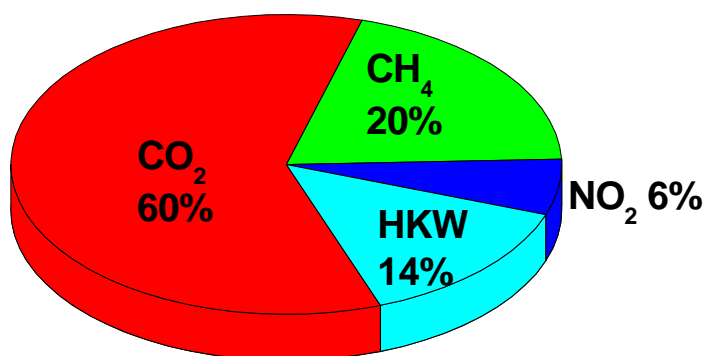


Abbildung 4: Beitrag verschiedener Gase zum anthropogenen Treibhauseffekt [IPCC 2001]; HKW – halogenierte Kohlen(wasser)stoffe

Klimaveränderungen werden nicht vollständig vermieden werden können [Gassmann 1994]. Um jedoch die Geschwindigkeit der Veränderungen auf ein Maß herabzusetzen, das die notwendigen Anpassungsprozesse nicht überfordert, ist es nötig, den Ausstoß klimarelevanter Gase zu vermindern. Dabei wird neben der Entwicklung der Weltbevölkerung die Umstellung der Energieversorgung von entscheidender Bedeutung sein. Es gilt, den Ausstoß

von Kohlendioxid durch Verbrennung fossiler Energieträger auf mittlere Sicht drastisch zu verringern.

Dies lässt sich durch verschiedene Maßnahmen erreichen. Einspareffekte sind am schnellsten und in vielen Fällen auch am preiswertesten durch effizientere Energieausnutzung zu erzielen, wie Beispiele aus den USA zeigen [Legett 1990]. Mittelfristig sind die damit erreichbaren Effekte allerdings stark begrenzt, da sowohl die Weltbevölkerung als auch die Ansprüche der Menschen in den bisher im Pro-Kopf-Verbrauch auf sehr niedrigem Niveau liegenden bevölkerungsreichen Schwellen- und Entwicklungsländern ansteigen werden (Abbildung 5).



Abbildung 5: Energieverbrauch der Industrie- und Entwicklungsländer [BP 1998]

Der Beitrag nachwachsender Rohstoffe, wie z.B. Holz, ist angesichts bereits fortgeschrittener Entwaldung und eines steigenden Flächenbedarfs zur Sicherstellung der Ernährung einer wachsenden Weltbevölkerung ebenfalls begrenzt.

Die Kernenergie erfordert zum sicheren und verlässlichen Betrieb komplizierte und kostenintensive technische Ausrüstungen. Bei weiterer Verbreitung dieser Technologie erhöht sich außerdem die Gefahr, dass kriegerische Auseinandersetzungen, Kriminalität oder Korruption eine Gefährdung sehr vieler Menschen heraufbeschwören. Dies und unerwünschte Nebeneffekte, wie das Problem der dauerhaften und sicheren Lagerung der Abfälle, verhindern die verstärkte, weltweite Nutzung dieser Energieform.

Die Nutzung der Sonnenenergie benötigt dagegen keine hochspezialisierten Technologien und sie verursacht im Gegensatz zu fossilen Energieträgern auch keine Emissionen anderer Luftschadstoffe, wie Staub, NO_x und SO_2 ; ein angesichts der Folgen verstärkter Kohlenutzung wie z.B. in China [Preuß 1997] nicht zu vernachlässigender Faktor. Sie ist somit die einzig realisierbare Alternative zur mittel- (wegen des Treibhauseffektes) und langfristigen (wegen begrenzter Vorräte) Sicherung der Weltenergieversorgung.

Die jährlich an der Erdoberfläche ankommende Strahlungsenergie der Sonne ist mehr als 10.000 mal größer als der Weltprimärenergieverbrauch von 1990 [Goetzberger 1993]. Bei einem angenommenen durchschnittlichen Wirkungsgrad von 25 % würde man nur 1 % der Landfläche benötigen, um eine Weltbevölkerung von 10 Mrd. Menschen kontinuierlich mit 3 kW pro Kopf zu versorgen (Pro-Kopf-Leistung im Industrieland Deutschland derzeit etwa 5,7 kW [Gassmann 1994]).

Die an der Erdoberfläche ankommende Strahlungsenergie der Sonne wird in andere Energieformen umgewandelt und kann auf unterschiedliche Art nutzbar gemacht werden. Rund 23 % der eingestrahnten Energie werden für die Verdunstung und Niederschlagsbildung verbraucht, 0,2 % verursachen die Bildung der Wellen und der Meeresströmungen und ein halbes Prozent schafft die Luftströmungen der Atmosphäre. Ein noch geringerer Anteil wird über die Photosynthese in Biomasse umgesetzt [Khartchenko 1995]. Diese umgewandelten Formen der Sonnenenergie sind als Wasser-, Wind- und Wellenkraft sowie als Biomasse energetisch nutzbar.

Weiterhin ist die Sonnenstrahlung direkt nutzbar, indem man sie photovoltaisch in Strom umwandelt oder solarthermisch nutzt.

Die Solarthermie wird derzeit hauptsächlich zur Warmwasserbereitung, zunehmend aber auch zur Wärmebereitstellung für die Raumheizung, genutzt. Das grundlegende Problem der Solarthermieanwendungen in unseren Breiten liegt jedoch darin, dass ein solarer Deckungsgrad von 100%, der einen monovalenten Betrieb ermöglichen würde, praktisch nicht zu realisieren ist. Deshalb müssen solare Systeme stets zusätzlich zu einem konventionellen System, d.h. bivalent, betrieben werden. Dies erhöht die Investitionskosten, die sich bei niedrigen Energiepreisen und demzufolge vergleichsweise geringen Einsparungen nicht oder nur sehr langfristig amortisieren.

Ein weiteres wesentliches Hindernis bei der Nutzung der Sonnenenergie zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung liegt in der starken tages- und jahreszeitlichen Schwankung der Solarstrahlung und dem v.a. im Heizungsbereich gegenläufigen Verlauf von Strahlungsangebot und Energiebedarf (Abbildung 6) [Peuser 1994]. Der Heizbedarf über einen Großteil des Jahres ist ja gerade auf die in dieser Zeit für eine genügende Erwärmung unserer Umgebung nicht ausreichende Sonneneinstrahlung zurückzuführen.

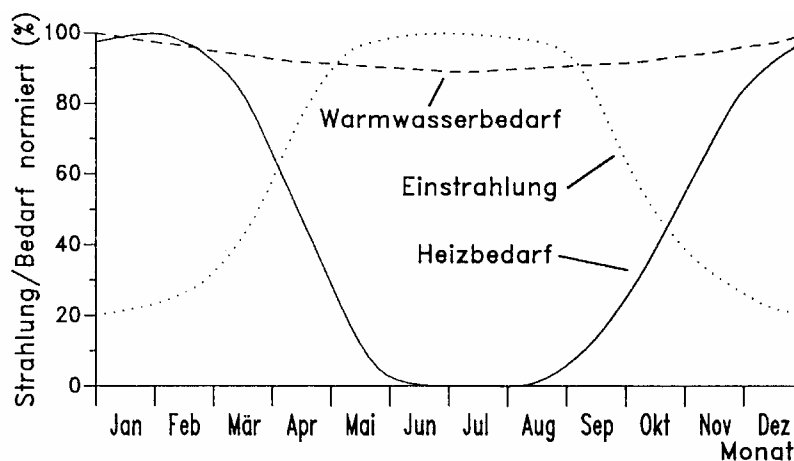


Abbildung 6: Energiebedarf für Raumheizung, Brauchwassererwärmung und Solarstrahlungsangebot (jeweils normiert auf das Maximum) [Peuser 1994]

Die Kosten einer Solaranlage hängen maßgeblich von den Größen der Kollektoren sowie der Speicher ab. Um eine Solaranlage möglichst nah an die Wirtschaftlichkeit zu bringen, müssen die Kollektorflächen so ausgelegt werden, dass ein hoher Systemnutzungsgrad erreicht wird, d.h. möglichst viel der auf die Kollektorfläche eingestrahnten Sonnenenergie auch wirklich genutzt wird. Um dies zu gewährleisten, darf die Kollektorfläche gerade so groß sein, dass auch im Sommer die gesamte vom Solarsystem eingesammelte Energie zur Warm-

wasserbereitstellung genutzt wird und keine Überschusswärme anfällt. Diesem Fall entspricht die Kurve für eine 5 m²-Anlage in Abbildung 7.

Soll ein höherer Teil des Wärmebedarfs eines Hauses solar gedeckt werden (Erhöhung des solaren Deckungsanteils), muss die Kollektorfläche entsprechend größer ausgelegt werden (25-m²-Kurve in Abbildung 7). Damit kann der gesamte Warmwasserbedarf und in den Übergangsmonaten ein Teil des Heizwärmebedarfs solar gedeckt werden. Dies verursacht allerdings höhere Kosten und führt zu einem nicht nutzbaren Wärmeüberschuss im Sommer (soweit keine saisonale Speicherung erfolgt). Die spezifischen Kosten für die Kilowattstunde solar erzeugter (und genutzter) Wärme steigen.

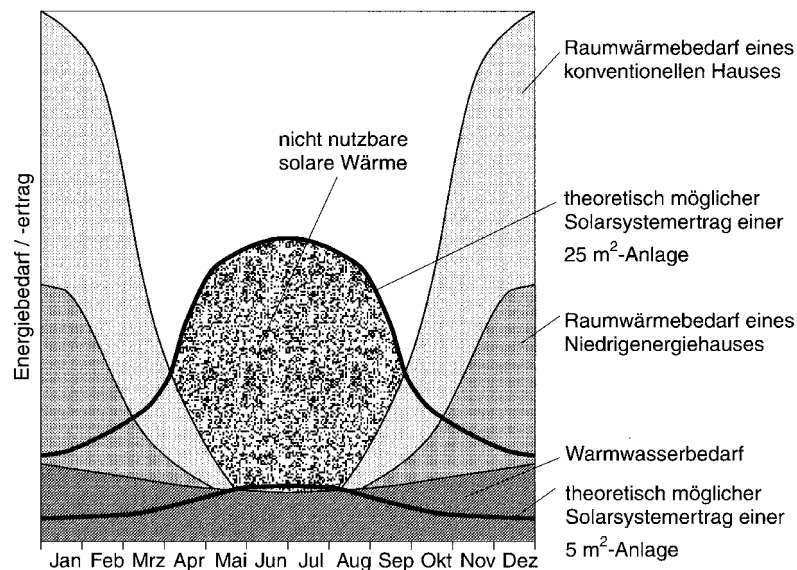


Abbildung 7: Raumwärme- und Warmwasserbedarf im Vergleich mit theoretisch möglichen Solarsystemerträgen nach [Marko 1997]

Durch in das System integrierte Speicher lässt sich das tageszeitliche Nichtübereinstimmen von Bedarf und Angebot weitgehend ausgleichen. Weitaus schwieriger ist eine Speicherung großer Wärmemengen, um die gegenläufigen Kurven über einen Jahreszyklus auszugleichen. Solar unterstützte Nahwärmesysteme könnten dieses Problem in einem Teil der Anwendungen lösen. Die im Vergleich zu konventionellen Anlagen höheren spezifischen Wärmekosten verhindern derzeit noch eine breite Einführung dieser Systeme.

In vielen Bereichen bietet sich aber eine andere Möglichkeit, die großen „Überschuss“-Wärmemengen zu nutzen, die eine zur Heizungsunterstützung konzipierte Solaranlage im Sommer bereitstellen kann. Die solar erzeugte Wärme kann zur Bereitstellung von Kälte genutzt werden.

Der Klimatisierungsbedarf vor allem im Büro- und Arbeitsbereich steigt infolge wachsender Komfortansprüche sowie veränderter Baustile und -techniken ständig an. In den USA wurden Ende der achtziger Jahre des letzten Jahrhunderts bereits 2,5 % des gesamten Energieverbrauches zur Klimatisierung benötigt, wobei der Verbrauch im Wohnbereich um jährlich 16 % zunahm [Kreider 1989]. Der derzeitige Primärenergiebedarf für stationäre Klimaanlagen in Deutschland beträgt nach einer 2002 erstellten Studie ca. 28.000 GWh/a [DKV 2002].

In Deutschland nimmt die mit raumluftechnischen Anlagen versorgte Nutzfläche jährlich um rund 13 Mio. m² zu. Von einem spezifischen Verbrauch von 50 kWh/m²/a ausgehend erfordert diese Zubaufäche einen jährlichen Primärenergiebedarf von 650 bis 950 GWh für Kühlung und Entfeuchtung. Würden 60-70 % dieses Bedarfes in Zukunft durch Nutzung von Solarenergie gedeckt, was als technisch realisierbar eingeschätzt wird, könnte im Mittel der kommenden zehn Jahre eine Kohlendioxidemission von knapp 1 Mio. Tonnen jährlich vermieden werden [Franzke 1994].

Der große Vorteil der Nutzung solar erzeugter Wärme zur Kälteerzeugung liegt in der weitgehenden zeitlichen Übereinstimmung der Jahrgänge von Kälte-/Klimatisierungsbedarf und solarem Strahlungsangebot. Dadurch ist die Energiespeicherung weniger problematisch als bei der Solarenergienutzung zur Heizung.

Aufgrund des hohen Investitionsbedarfes ist für kleine Anwendungen (Wohnhäuser) eine wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit solarer Kälteanlagen auf absehbare Zeit sicher nicht zu erwarten. Für mittlere und große Anlagen (Hotels, Büro- und Geschäftsbauten) stellt die solarthermische Kälteerzeugung jedoch eine Alternative zu herkömmlichen Kompressionskälteanlagen dar.

Dies gilt in verstärktem Maße für südlicher liegende Regionen. Mit der fortschreitenden wirtschaftlichen Entwicklung in den Schwellen- und Entwicklungsländern wird auch der Energiebedarf zur Kälteerzeugung ansteigen.

72% der Weltbevölkerung leben in tropischen, trockenheißen oder warmen Klimaten [Göbel 1990], in denen die Einrichtung von Gebäudekühlsystemen zur Schaffung guter thermischer Arbeitsbedingungen erforderlich ist. In diesen Gebieten hoher jährlicher oder jahreszeitlicher solarer Einstrahlung und Umgebungstemperatur gilt Klimatisierung nicht als Luxus, sondern als notwendige Voraussetzung für effizientes Arbeiten und Erholen.

Darüber hinaus wird in Entwicklungsländern ein Drittel der Ernte durch das Fehlen passender Lagermöglichkeiten vernichtet. Nur die Schaffung geeigneter Möglichkeiten der Kühlung kann dieses Problem lösen.

Vielen dieser Länder stehen fossile Brennstoffe nicht in ausreichendem Maße zur Verfügung und außerdem erscheint deren verstärkte Nutzung vor dem Hintergrund des anthropogenen Treibhauseffektes als ungeeignet. Zudem ist die zentrale Stromversorgung nicht genügend ausgebaut, so dass sich die Nutzung der Sonnenenergie hier als besonders sinnvoll darstellt.

Selbst in industrialisierten Ländern verursachen Kompressionskälteanlagen zunehmend sommerliche Lastspitzen in der Stromversorgung. Durch die Nutzung solarer Kälteerzeugungsverfahren mit einem vergleichsweise geringen elektrischen Energiebedarf kann ein Kapazitätsausbau im Kraftwerksbereich vermieden werden.

Ein weiterer Vorteil sind die in den solar gestützten Kälteerzeugungsprozessen genutzten Kältemittel. Die eingesetzten Arbeitsstoffe wie Lithiumbromid, Wasser, Ammoniak und Silicagel sind im Gegensatz zu den in Kompressionskälteanlagen verwendeten Sicherheitskältemitteln (FCKW) bzw. Ersatzkältemitteln (FKW) bezüglich der Ozonzerstörungswirksamkeit und des Treibhauspotenzials vollkommen unbedenklich.

Die dargelegten Probleme der Nutzung fossiler und nuklearer Energieträger sowie die Möglichkeiten und Potenziale der Nutzung von Solarenergie zur schrittweisen Substitution dieser konventionellen Energieträger, insbesondere auf dem Gebiet der Klimakälteerzeugung, sind Grund und Motivation für die vorliegende Arbeit.

Zum Aufbau der Arbeit

Im folgenden Abschnitt *Systemanforderungen* werden zunächst die wesentlichen Verfahren zur solaren Kälteerzeugung beschrieben. Die Vor- und Nachteile der einzelnen Technologien sowie ihre Eignung für verschiedene Einsatzfälle werden bewertet. Der Stand der Technik und Entwicklung, insbesondere für Kälteanlagen kleiner Leistung, wird dargestellt.

Systeme zur solarthermischen Kälteerzeugung sind in ihrer Gesamtheit noch nicht bewährter Stand der Technik. Einzelne Komponenten werden zwar bereits in anderen Anwendungen wie der solarthermischen Warmwasserbereitung genutzt, durch die Einsatzbedingungen bei der solaren Kälteerzeugung ergeben sich jedoch auch bei diesen einige Besonderheiten. Zwei wesentliche Teile des Gesamtsystems, die Ammoniak-Wasser-Absorptionskältemaschine und der Paraffin-Latentwärmespeicher, wurden erstmals in dieser Form eingesetzt. Im Kapitel *Experimentierfeld* werden daher die Komponenten der Versuchsanlage detailliert beschrieben, um ein besseres Verständnis der im Anschluss diskutierten Ergebnisse zu ermöglichen und deren Nachnutzbarkeit zu gewährleisten.

Der Schwerpunkt des Kapitels *Ergebnisse und Betriebserfahrungen* liegt auf der Auswertung der Messungen an Komponenten der Absorptionskältemaschine und im Gesamtsystem. Außerdem werden Erfahrungen mit dem Kollektorfeld und weiteren Anlagenteilen erläutert.

Die *Latentwärmespeicherung* wird separat in Kapitel 5 behandelt. Der Stand der Technik und Entwicklung dieses eigenständigen Forschungsgebiets und die Auswahl eines Latentspeichermaterials zur Wärmespeicherung bei der solarthermischen Kälteerzeugung werden erörtert. Anschließend werden die Ergebnisse thermoanalytischer Untersuchungen, das Betriebsverhalten der zwei untersuchten Speicher und die Vorgehensweise zur Modellierung der Speicher innerhalb der dynamischen Anlagensimulation dargestellt.

Die Energiegestehungskosten der solaren Kältebereitstellung sind wie bei den meisten regenerativen Energien hauptsächlich von den notwendigen Investitionen, d.h. im Wesentlichen von der Größe bestimmter Komponenten, abhängig. Daher ist eine genaue Abstimmung der installierten Leistungsgröße auf den zu deckenden Bedarf von außerordentlicher Bedeutung. Für die Bestimmung der Kühllast und die Modellierung der technischen Ausrüstungen bieten Simulationsprogramme hervorragende Möglichkeiten. Im Kapitel 6 werden eine thermische Gebäudesimulation für das Technologiezentrum Köthen und eine dynamische Anlagensimulation erläutert und durchgeführt. Die Simulationsergebnisse werden mit Messwerten verglichen und die Resultate mehrerer Variationen dargestellt.

Abschließend werden in einem kurzen *Ausblick* einige Entwicklungsrichtungen und Potenziale der solarthermischen Kältebereitstellung mit Absorptionskältemaschinen aufgezeigt.

2 Systemanforderungen

2.1 Solare Kühlverfahren

2.1.1 Überblick

Abhängig von der Art der Umwandlung der Strahlungsenergie und der Kälteerzeugung lässt sich Kälte prinzipiell auf verschiedenen Wegen solar erzeugen.

Abbildung 8 gibt einen Überblick über mögliche Verfahren der solaren Kühlung.

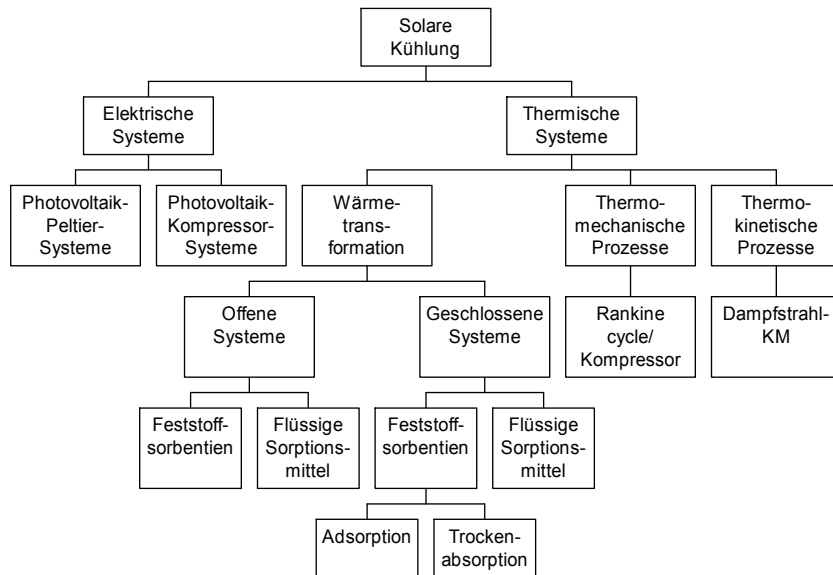


Abbildung 8: Mögliche Verfahren der solaren Kühlung

Bei den elektrischen Systemen wird die Sonnenstrahlung photovoltaisch direkt in Strom gewandelt. Dieser kann mittels des Peltier-Effektes (thermoelektrische Kälteerzeugung durch Anlegen eines elektrischen Stromes an einen Leiterkreis aus zwei unterschiedlichen Metallen) oder durch den Antrieb eines Verdichters einer Kompressionskälteanlage in Kälte umgewandelt werden.

In thermischen Systemen wird die Sonnenstrahlung in Wärme umgewandelt, welche in verschiedenen Verfahren zur Kälteerzeugung genutzt werden kann.

Die Wärmetransformationsverfahren nutzen die Verschiebung der Dampfdruckkurve eines Kältemittels bei Phasenkontakt mit einem Sorptionsmittel gegenüber derjenigen des reinen Kältemittels. Die solar erzeugte Wärme dient dem Antrieb des Systems, d.h. dem Austreiben des Kältemittels aus dem Sorbens bzw. Lösungsmittel.

Bei der thermomechanischen Variante wird die Wärme zum Antrieb eines herkömmlichen Rankine-Kreisprozesses verwendet. Die erzeugte mechanische Energie kann entweder direkt zum Antrieb eines Verdichters einer Kälteanlage genutzt oder zuerst in elektrische Energie umgewandelt werden.

In einer Dampfstrahl-Kältemaschine wird der solar erzeugte Dampf als Treibdampf eines Strahlverdichters genutzt, der wiederum einen Kaltdampfprozess antreibt.

Eine wirtschaftlich sinnvolle Anwendung ist jedoch nur von einigen der aufgeführten Systeme zu erwarten. Dies sind die Photovoltaik-Kompressor-Systeme sowie die offenen (DEC) und geschlossenen (AKM, AdKM) Verfahren der Wärmetransformation [Franzke 1994]. Die thermischen Verfahren werden im Folgenden kurz beschrieben.

2.1.2 Verfahren der Trocknung und Verdunstungskühlung (DEC)

Offene Klimatisierungssysteme basieren auf dem Effekt der Verdunstungskühlung. An Wasserdampf ungesättigte Luft wird in Kontakt mit Wasser gebracht. Solange die Luft ungesättigt ist, nimmt sie Wasser auf. Die Verdampfungswärme, welche nötig ist, das Wasser in den gasförmigen Zustand zu überführen, wird der Luft entzogen. Dies bewirkt eine Abkühlung der Luft bei gleichzeitiger Zunahme der Feuchtigkeit. Je niedriger die relative Feuchte der Luft ist, um so effizienter ist dieser Prozess durchführbar. Diese Bedingung beschränkt gleichzeitig die Anwendung der reinen Verdunstungskühlung auf klimatische Zustände mit trockener Luft. Oftmals besitzt die zur Verfügung stehende Luft allerdings eine hohe relative Feuchte, so dass der Verdunstungskühlung ein Luftentfeuchtungsschritt vorangeschaltet werden muss. Dazu werden flüssige oder feste Trocknungsmittel verwendet, welche den in der Luft enthaltenen Wasserdampf aufnehmen und anschließend durch (solare) Erwärmung regeneriert werden. Entsprechend der verwendeten Trocknungsmittel unterscheidet man offene Verfahren mit festen und flüssigen Sorptionsmitteln.

Verfahren mit flüssigen Sorptionsmitteln bieten die Vorteile, dass der Adsorptionsprozess gekühlt werden kann und dass die Sole in je einem Tank in konzentrierter und verdünnter Form gelagert und somit als verlustfreier chemischer Speicher hoher Energiedichte genutzt werden kann [Robinson 1992]. Außerdem ist die Regenerierung des Sorptionsmittels direkt in einfachen Absorbern möglich. Dazu können sowohl unabgedeckte als auch abgedeckte Kollektoren verwendet werden. Als Sorptionsmittel finden z.B. Lithiumchlorid und Kalziumchlorid Verwendung.

Die durch die Diskussion um die klassischen Kältemittel ausgelöste forcierte Entwicklung alternativer Techniken zur Gebäudeklimatisierung führte bereits zur Markteinführung von offenen, auf festen Sorptionsmitteln basierenden Klimatisierungsverfahren, wobei der Betrieb in der Regel im Verbund mit Fernwärme oder Blockheizkraftwerken erfolgt [Henning 1997]. Als Trocknungsmittel werden zumeist amorphe Silikate (Silikagel) oder Lithiumchlorid eingesetzt, wobei sowohl Systeme mit Trocknungsrädern als auch periodisch betriebene Festbett-systeme verwendet werden.

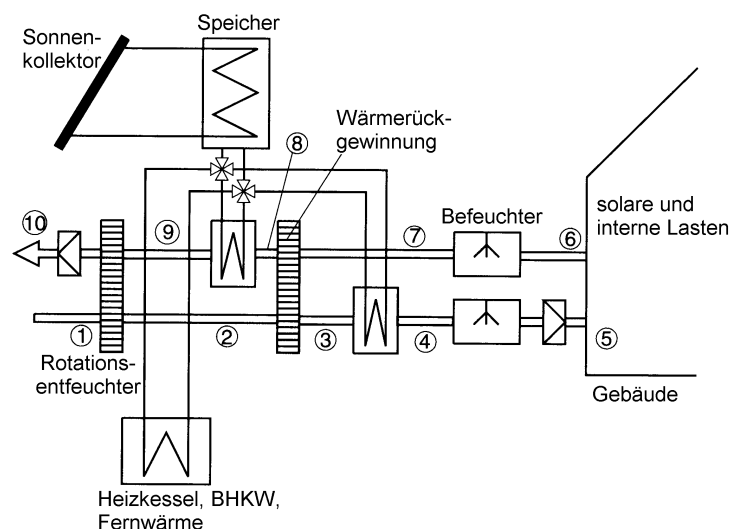


Abbildung 9: Schema eines solar unterstützten Trocknungs- und Verdunstungskühlungsprozesses [Henning 1997]

Abbildung 9 zeigt das Prinzip eines Systems zur solar unterstützten Trocknung und Verdunstungskühlung (Desiccant and Evaporative Cooling – DEC), welches mit einem rotierenden Trocknungsrad ausgerüstet ist und nach folgender Funktionsweise arbeitet:

- 1 → 2 Außenluft wird angesaugt und im Entfeuchtungsrad getrocknet. Da der Prozess nahezu adiabatisch abläuft, wird die Luft durch die freiwerdende Kondensationswärme des Wasserdampfes und die Bindungswärme am Sorptionsmittel erwärmt.
- 2 → 3: Die Zuluft wird im Gegenstrom zur Abluft des Gebäudes gekühlt.
- 3 → 4: Der Luftheizer wird nur im Heizfall genutzt und ist im Kühlfall nicht aktiv.
- 4 → 5: Die Zuluft wird durch Verdunstungskühlung im Befeuchter weiter abgekühlt.
- 5 → 6: Durch innere und äußere Wärmequellen wird die Luft im Gebäude erwärmt und unter Umständen mit Wasserdampf angereichert.
- 6 → 7: Abluft wird aus dem Gebäude abgesaugt und im Befeuchter bis möglichst nah an den Sättigungspunkt befeuchtet, um das Verdunstungskühlungspotenzial der Abluft weitestgehend auszunutzen.
- 7 → 8: Die Abluft nimmt im Wärmerückgewinner Wärme der Zuluft auf, ohne dabei ihre Feuchte zu ändern.
- 8 → 9: Im Luftheizer wird der Abluft die eigentliche Antriebswärme zugeführt. Durch die Erwärmung auf die erforderliche Regenerationstemperatur verringert sich die relative Feuchte der Abluft.
- 9 → 10: Die Regenerationsluft (erwärmte Abluft) durchströmt das Trocknungsrad und nimmt im Sorptionsmaterial gebundenes Wasser in Form von Dampf auf. Der Wasserdampf wird mit der Fortluft an die Umgebung abgeführt.

Abbildung 10 zeigt diese Prozesse im T-x-Diagramm für feuchte Luft. Die Luftzustandspunkte entsprechen denjenigen aus Abbildung 9 bzw. aus der Prozessbeschreibung.

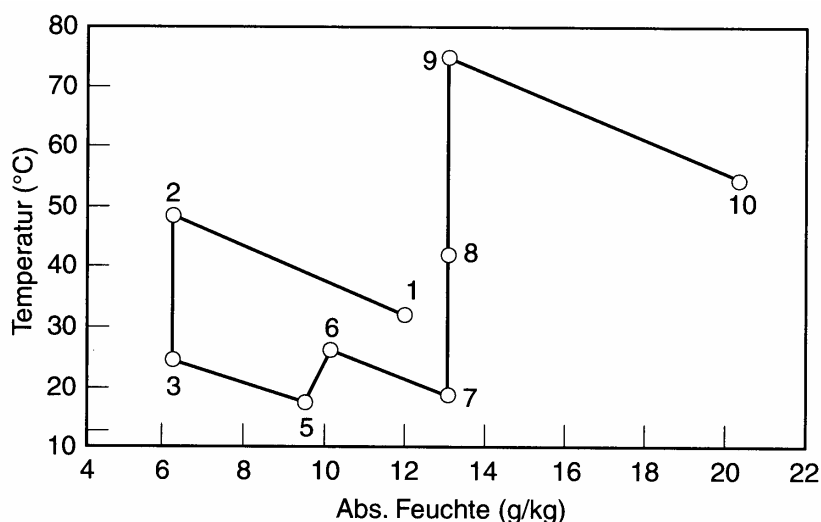


Abbildung 10: Luftzustände im DEC-Prozess im T-x Diagramm feuchter Luft [Henning 1997]

2.1.3 Geschlossene Absorptionskältemaschinen mit flüssigen Arbeitsstoffen

Der in Absorptionskältemaschinen mit flüssigem Arbeits- und Sorptionsmittel stattfindende Prozess ist die klassische Technik thermisch angetriebener Kälteerzeugung. Die kontinuierlich arbeitende AKM besteht aus den vier Hauptkomponenten Verdampfer, Absorber, Austreiber (Generator) und Kondensator. Kondensator und Verdampfer auf der Entspannungsseite unterscheiden sich nicht von den Komponenten einer Kompressionskältemaschine. Die mechanische Verdichtung in einer KKM wird bei der AKM durch eine im Absorber und Austreiber stattfindende thermische Verdichtung ersetzt.

Abbildung 11 stellt den prinzipiellen Verfahrensablauf einer AKM im p-T-Diagramm dar.

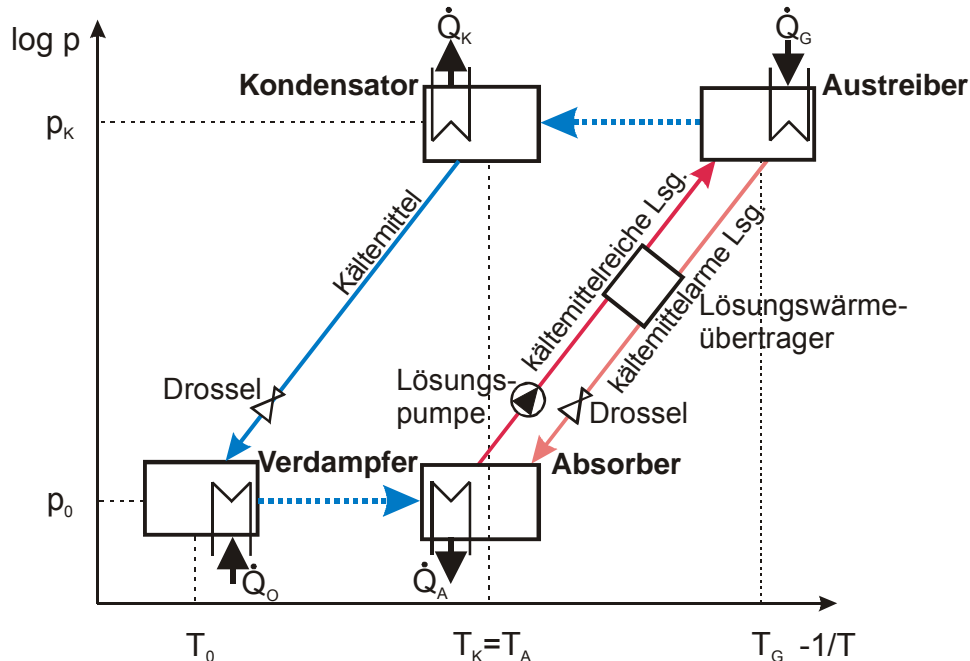


Abbildung 11: Schema einer Absorptionskältemaschine – Darstellung der Hauptkomponenten entsprechend der auftretenden Drücke und Temperaturen im p-T-Diagramm

In den Hauptkomponenten finden folgende Prozesse statt:

Verdampfer: Das Kältemittel verdampft bei der Temperatur T_0 und dem Druck p_0 . Dabei nimmt es die Verdampfungswärme \dot{Q}_0 auf, die dem zu kühlenden Medium (z.B. Kaltwasser) entzogen wird und somit als Kälteleistung zur Verfügung steht.

Absorber: Der Kältemitteldampf wird im Lösungsmittel absorbiert, wobei die Wärme \dot{Q}_A bei der Temperatur T_A frei wird und z.B. über einen Kühlturm abgeführt werden muss. Der Absorber bildet somit die „Saugseite“ des thermischen Verdichters. Am Ende dieses Vorgangs liegt die kältemittelkonzentrierte (reiche) Lösung vor, die durch die Lösungsmittelpumpe auf den Kondensationsdruck p_k verdichtet und in den Austreiber gefördert wird.

Austreiber (Generator): Unter Zufuhr der Wärme \dot{Q}_G der Temperatur T_G wird ein Teil des Kältemittels als Dampf aus der Lösung ausgetrieben. Die erforderliche Wärme stellt die Antriebsenergie des gesamten Prozesses dar. Die entstehende kältemittelarme Lösung wird auf Absorberdruck entspannt und kann im Absorber erneut Kältemitteldampf aufnehmen. Der Lösungskreislauf ist somit geschlossen.

Kondensator: Der Kältemitteldampf kondensiert beim Druck p_K . Die freiwerdende Kondensationswärme muss ebenfalls abgeführt werden. Das Kondensat wird in einer Drossel auf den Druck p_0 entspannt und dem Verdampfer zugeführt, so dass auch der Kältemittelkreislauf geschlossen ist.

Die thermische Verdichtung und damit die AKM funktionieren nur bei einer positiven Differenz zwischen den Zusammensetzungen von reicher (ξ_r) und armer Lösung (ξ_a). Diese Differenz wird als Entgasungsbreite ($\Delta\xi$) bezeichnet.

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a \quad (1)$$

Die Leistungsfähigkeit von Ad- und Absorptionskältemaschinen wird durch das Verhältnis von zugeführter Wärmeleistung und erzeugter Kälteleistung (bei Vernachlässigung der Pumpenleistung) beschrieben und als Wärmeverhältnis (ζ) oder Leistungszahl (COP_{th} - Coefficient of Performance) bezeichnet:

$$\zeta = \text{COP}_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_G} \quad (2)$$

Es handelt sich hierbei jedoch nicht um einen Wirkungsgrad, denn ζ bzw. COP_{th} kann bei mehrstufigen AKM durchaus Werte über 1 erreichen. Weiterhin ist das Wärmeverhältnis auch nicht mit der Leistungszahl ε von Kompressionskältemaschinen vergleichbar, da die Zahlenwerte nur die Menge, nicht aber die thermodynamische Wertigkeit der in beiden Fällen zur Verfügung stehenden Antriebsenergie ausdrücken. Die durch den Carnot-Faktor belastete Erzeugung elektrischer Energie in einem Wärmekraftwerk bleibt bei ε unberücksichtigt.

Der maximal mögliche COP_{th} einstufiger Absorptionskältemaschinen hängt neben den externen Temperaturen von den verwendeten Arbeitsstoffpaaren ab. Aufgrund ihrer günstigen Dampfdruckverhältnisse haben sich die Stoffpaare Wasser/Lithiumbromid (Kältemittel Wasser) für Temperaturen im Klimabereich und Ammoniak/Wasser (Kältemittel Ammoniak) für tiefere Temperaturen durchgesetzt [Jungnickel 1990].

Die erste kontinuierliche Absorptionswärmepumpe wurde bereits 1859 von Carré entwickelt. 1911 ließen Altenkirch und Tenckhoff eine „Absorptionskältemaschine zur kontinuierlichen Erzeugung von Kälte und Wärme oder auch von Arbeit“ mit dem Stoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ patentieren. Mit dem Einsatz von FCKW und der Entwicklung leistungsfähiger Kompressionskältemaschinen wurden diese Anlagen aber weitgehend zurückgedrängt. Ihr Einsatz beschränkte sich auf meist industrielle Anlagen sehr großer Kälteleistungen, bei denen Abwärme anderer Prozesse genutzt wurde. Wasser-Lithiumbromid-Anlagen mit bis zu 6000 kW Kälteleistung wurden für die Versorgung zentraler Kaltwassersysteme in den USA und der UdSSR errichtet [Jungnickel 1990].

Kleinere Anlagen wurden insbesondere in Asien (v.a. Japan), den USA und in geringerem Umfang in Italien installiert. Teilweise unterstützen die örtlichen Gasversorger den Bau gasbefeuerteter AKM zur Klimatisierung, um die Auslastung der Gasnetze in den Sommermonaten zu erhöhen. 77 % der 1980 in Japan verkauften Klimaanlageanlagen waren als $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ – Absorptionskältemaschinen ausgeführt [Kurosawa 1982].

Absorptionskältemaschinen großer Leistung sind technisch ausgereift und marktverfügbar. Sie werden in zunehmenden Maße zur Kälteerzeugung im Verbund mit Fernwärme und Blockheizkraftwerken eingesetzt.

2.1.4 Geschlossene Adsorptionskältemaschinen mit festen Sorbentien

Bei den mit festen Sorptionsmitteln arbeitenden geschlossenen Verfahren wird zwischen Adsorptions- und Trockenabsorptionsverfahren unterschieden. Der Adsorption liegt die Anlagerung der Kältemittelmoleküle an den inneren Oberflächen eines hochporösen Sorptionsmittels (Zeolith, Silikagel) zugrunde. Bei der Trockenabsorption geht der Arbeitsstoff hingegen eine reversible chemische Bindung mit dem Feststoff ein. Ein Beispiel ist die Reaktion von Ammoniak mit Salzen wie z.B. Calciumchlorid. Nach diesem Prinzip arbeitende Kältemaschinen wurden bereits Anfang des 20. Jahrhunderts hergestellt [Stephan 1983]. Inzwischen wurden sie jedoch nahezu vollständig von den Kompressionssystemen verdrängt, so dass heute keine Anlagen marktverfügbar sind.

Japanische Firmen fertigen seit mehr als 15 Jahren mit Wasser als Arbeitsstoff und Silikagel als Sorptionsmittel arbeitende Adsorptionskältemaschinen, die auch auf dem europäischen Markt erhältlich sind [Gassel 2001].

Beiden mit festen Sorptionsmitteln arbeitenden Verfahren gemein ist die periodische Arbeitsweise. Zur quasikontinuierlichen Kälteerzeugung sind demnach mindestens zwei Sorptionsbehälter nötig, so dass in einem Kältemittel adsorbiert wird, während im anderen der Regenerierungszyklus abläuft. Die folgende Prozessbeschreibung bezieht sich auf die Bezeichnungen in Abbildung 12:

- Im Wärmeübertrager 2 (Kammer 2) wird durch externe Wärmezufuhr das an das Silikagel angelagerte Wasser desorbiert. Der freiwerdende Wasserdampf wird im Kondensator kondensiert, wobei Wärme an das Kühlwasser abgegeben wird.

- Kältemittelkondensat (Wasser) wird in den Verdampfer eingesprüht und verdampft bei niedrigem Druck unter Wärmeaufnahme aus dem Kaltwasser. Der entstehende Dampf wird in Kammer 1 adsorbiert. Die dabei entstehende Wärme wird an das Kühlwasser abgeführt.

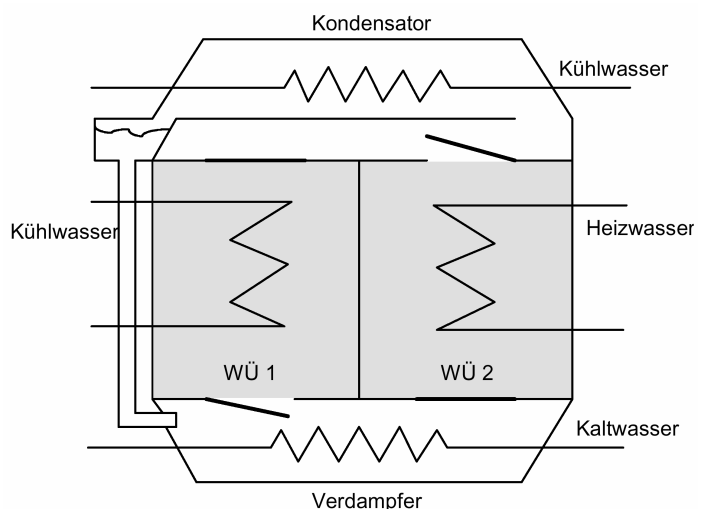


Abbildung 12: Schema einer Adsorptionskältemaschine [Gassel 1996]

Am Ende eines Zyklus' wechseln die Funktionen Austreiber und Adsorber zwischen den Wärmeübertragern 1 und 2 durch Umlenken des Heiz- und Kühlwasserkreislaufs. Da die beiden Wärmeübertrager somit abwechselnd von Heiz- und Kühlwasser durchflossen werden, ist eine gut abgestimmte Regelungsstrategie Voraussetzung für das Erreichen hoher Wärmeverhältnisse.

Insbesondere mit Silikagel arbeitende Verfahren eignen sich aufgrund der relativ niedrigen Regenerationstemperaturen gut zur Einbindung von Solarwärme. Die Gegenüberstellung der Kennlinien einer Adsorptionskältemaschine und einer Absorptionskältemaschine in Abbildung 13 verdeutlicht dies.

Das erzeugte Kaltwasser mit Temperaturen von rund 12°C eignet sich zum Einsatz in statischen Kühlelementen (z.B. Kühldecken). Nachteile der AdKM sind neben dem hohen Preis v.a. Größe und Masse der Anlagen. Dennoch sprechen weitere Vorteile wie eine relativ einfache Bedienung und Wartungsarmut für einen verstärkten Einsatz solcher Anlagen [Franzke 1994].

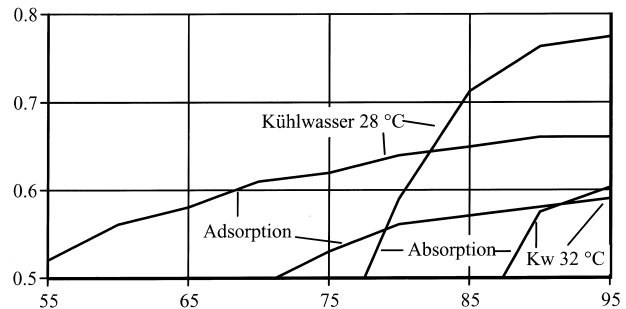


Abbildung 13: Wärmeverhältnisse einer Ad- und einer Absorptionskälteanlage¹
[Gassel 1996]

2.1.5 Demonstrationsanlagen

Nach einem Abflauen des Interesses an solarer Kühlung in den achtziger Jahren des letzten Jahrhunderts wurden in den letzten Jahren wieder vermehrt Anlagen mit Demonstrations- und Forschungscharakter überwiegend in Europa errichtet. Dabei zeigt sich, dass alle drei in diesem Kapitel näher beschriebenen thermischen Verfahren zum Einsatz kommen. Einige installierte Systeme sind in [Karbach 1997; Albers 2001; Glaser 2001; Henning 2001a, 2001b; Kaelcke 2001; Limberg 2001; Wolkenhauer 2002] beschrieben. Im Rahmen der *Task 25 – Solar Assisted Air Conditioning of Buildings* des *Solar Heating and Cooling – Programms* der IEA wurde eine Datenbank solarunterstützter Kälteerzeugungsanlagen erstellt [Pilatowsky 2001].

In Tabelle 1 sind die charakteristischen Betriebsbedingungen und Anforderungen der thermischen Verfahren zusammengefasst. Für eine ausführlichere Beschreibung der Verfahren sei u.a. auf Gems [1995] und Eicker [2001a] verwiesen.

¹ Adsorptionskältemaschine NAK der Fa. Mayekawa; Absorptionskältemaschine WFC 10 der Fa. York

Tabelle 1: Anforderungen und Betriebsbedingungen einiger thermischer Verfahren zur solaren Kälteerzeugung bzw. Klimatisierung
[Lävemann 1997, Schweigler 1997, Henning 2001a, Lävemann 2002, Sumathy 2002]

Verfahren	AdKM		AKM		DEC	
	geschlossener Kältemittelkreislauf		Kältemittel (Wasser) in Kontakt mit Atmosphäre			
Kältemittelkreislauf	geschlossener Kältemittelkreislauf		Kältemittel (Wasser) in Kontakt mit Atmosphäre			
Verfahrensprinzip	Kaltwassererzeugung (Entfeuchtung nur durch Taupunktunterschreitung möglich)		Luftentfeuchtung (sorptiv) und Verdunstungskühlung			
Art Sorptionsmittel	fest	flüssig	fest	flüssig		
Typische Stoffsysteme (Kälte-/ Sorptionsmittel)	Wasser-Silikagel, Ammoniak-Salz	H ₂ O-LiBr NH ₃ -H ₂ O	Wasser-Silikagel, H ₂ O-LiCl-Zellulose	H ₂ O-LiCl, H ₂ O-CaCl ₂		
Marktverfügbare Technik und Leistung	Adsorptionskältemaschine: 50 – 430 kW	Absorptionskältemaschine: 35 kW – 5 MW	Sorptionsgestützte Klimatisierung: 20 kW – 350 kW (pro Modul)	Sorptionsgestützte Klimatisierung: Demonstration		
Wärmeverhältnis (COP)	0,3 – 0,7	0,5 – 0,75 (SE) 1,1 – 1,2 (DE)	0,5 – 1	> 1		
Typische Antriebstemperaturen	60 – 95°C	65 – 95°C (SE-DL) 80 – 110°C (SE) 130 – 160°C (DE)	45 – 95°C	45 – 70°C		
Kollektortechnik	FK, VRK	FK, VRK, PRK	FK, LK	FK, LK		
Anmerkungen / Besonderheiten	quasistationärer Betrieb durch 2 Kammern; große Masse und Volumen der Anlagen	kleinere Leistungen in Entwicklung	nicht für Kaltwassernetz geeignet; gute Speichermöglichkeit (verlustfrei, da chemisch)			

SE – Single-Effect; **DE** – Double-Effect; **SE-DL** – Single-Effect/Double-Lift; **FK** – Flachkollektor
VRK – Vakuumröhrenkollektor; **PRK** – Parabolrinnenkollektor; **LK** – Luftkollektor

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass bisher nahezu ausschließlich Anlagen mit Forschungs- oder Demonstrationscharakter installiert wurden. Abschließende Bewertungen zu technischen Details und langjährige Betriebsergebnisse, mit denen die theoretisch aufgestellten Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen validiert werden können, liegen nicht vor.

2.2 Vergleichende Bewertung der Verfahren

Zur Energieeinsparung bei der Gebäudeklimatisierung sind zwei grundlegende Forderungen zu erfüllen:

- Trennung von Kühlen und Entfeuchten [Franzke 1994],
- Begrenzung des Luftwechsels auf hygienische Erfordernisse [Henning 1997].

Beide Forderungen sind jedoch nur durch die Kombination bisher bekannter Verfahren zu erfüllen, was bei vielen Anwendungen einen kaum vertretbaren apparativen und damit Investitionsaufwand zur Folge hat.

Offene thermische Systeme (DEC) bieten einerseits die Vorteile einer energetisch günstigen Trennung von Entfeuchtung und Kühlung sowie vergleichsweise niedriger Antriebstemperaturen. Andererseits sind sie mit dem Nachteil belastet, dass die gesamte Kühllast über den Luftwechsel abgeführt werden muss (Umluftkühlung), da eine Kühlung von flüssigen Medien (Kaltwassernetz) nicht möglich ist [Schwaerzler 1996]. Bei hohen Kühllasten führt diese Beschränkung zu Luftaustauschraten, die weit über dem hygienisch notwendigen Maß liegen und den Energieverbrauch für Ventilation maßgeblich erhöhen. Die für Komfortklimatisierungen zunehmend bevorzugte statische oder auch „stille Kühlung“ kann nur in Kombination mit anderen Verfahren realisiert werden. Ein weiterer Nachteil ist, dass das zur Befeuchtung und damit Kühlung eingesetzte Wasser lufthygienischen Anforderungen genügen muss, dessen kostengünstige Bereitstellung besonders in südlichen Ländern problematisch sein kann [Püttmer 1995]. An Standorten mit hoher Luftfeuchte ist die Wirksamkeit der DEC beschränkt.

Die Verwendung flüssiger Sorptionsmittel, z.B. LiCl, in offenen Sorptionssystemen bietet als einziges Verfahren den Vorteil, dass die (Solar-)Energie durch Bevorraten konzentrierter Lösung verlustfrei und mit hoher Energiedichte gespeichert werden kann [Lävemann 1997, Kessling 1998]. Zudem ist eine Verschleppung von Gerüchen aus der Ab- in die Zuluft bei diesem Verfahren im Gegensatz zur DEC mit festen Sorbentien ausgeschlossen [Maaß 2002]. Die Auswirkungen des direkten Kontakts des Sorptionsmittels mit der Luft sind jedoch umstritten. Während Befürworter die desinfizierende Wirkung unterstreichen, befürchten Kritiker mögliche Auswirkungen (u.a. Korrosion) der Verschleppung des Salzes in den Luftstrom [Lamp 1998].

Aufgrund der thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten ist der Einsatz offener Systeme grundsätzlich nur für Klimatisierungsanwendungen, nicht aber zur Erzeugung tiefer Temperaturen möglich.

Die geschlossenen Verfahren der Wärmetransformation benötigen zum Erreichen gleicher COPs höhere Antriebstemperaturen, was standortabhängig den Einsatz effizienterer (und teurerer) Kollektoren erfordern kann. Deren Verwendung ermöglicht jedoch die gleichzeitige Nutzung von Solarenergie zur Brauchwasserbereitung bzw. Heizungsunterstützung, was die Effizienz des Gesamtsystems erhöht. Eine Trennung von Kühlung und Entfeuchtung ist mit diesen Verfahren nicht möglich. Eine Entfeuchtung kann nur durch das Unterschreiten des Taupunktes erreicht werden, was entsprechend tiefe Temperaturen erfordert.

Andererseits eignet sich das von diesen Systemen bereitgestellte Kaltwasser zum Einsatz in statischen Kühlelementen, wodurch sowohl eine als angenehmer empfundene „stille“ Kühlung als auch eine Minimierung der Zuluftströme auf hygienische Erfordernisse realisiert werden können. 1995 waren in Deutschland bereits 350.000 m² Kühldecken installiert. Der

Auftragsbestand überstieg dieses Volumen sogar [Franzke 1995]. Dies ist Beleg für eine verstärkte Anwendung statischer Kühlverfahren zur Gebäudeklimatisierung.

Absorptionskälteanlagen sind außerdem prinzipiell zur Bereitstellung von Lagerungs- und Gefrierkälte fähig, wobei höhere Antriebstemperaturen den Einsatz konzentrierender Kollektoren erfordern.

Ein weiterer Vorteil aller thermischen Verfahren besteht darin, dass sie neben solar erzeugter Wärme auch mit Abwärme aus technologischen Prozessen sowie mit Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplungen angetrieben werden können. Besonders bei Klimatisierungsanwendungen ist die Wärmenutzung aus Kraft-Wärme-Kopplungen zur Kälteerzeugung sinnvoll, da im Sommer kein Heizungsbedarf besteht und die bei der Stromerzeugung anfallende Wärme somit als Überschuss zur Verfügung steht.

Alle thermischen Verfahren weisen einen vergleichsweise hohen Wasserverbrauch zur Rückkühlung auf (AKM und AdKM nur beim Einsatz von Nasskühltürmen), was besonders in Regionen mit Wasserknappheit zu Anwendungseinschränkungen führen kann. In tropischen Regionen wird die Wirksamkeit der Verdunstungskühlung zudem durch die hohe Luftfeuchtigkeit begrenzt. Die alternativ oder additiv einsetzbare Bodenkühlung mittels Erdsonden, welche den Kältemaschinen zudem mit niedrigen Temperaturen entgegenkommt, ist hingegen deutlich teurer als die anderen Varianten der Rückkühlung [Gassel 1997].

Ein in einigen Bereichen geforderter Inselbetrieb der Kälteerzeugung lässt sich mit Photovoltaik-KKM Anwendungen vergleichsweise unproblematisch verwirklichen. Der erzeugte Strom kann gleichzeitig zum Betrieb nötiger Pumpen und Lüfter verwendet werden, während bei allen anderen Systemen zusätzliche Einrichtungen zur Stromversorgung nötig sind. Außerdem sind auch tiefere Temperaturen problemlos erreichbar. Diese Eigenschaften lassen einen Einsatz solcher Systeme z.B. für die Arzneimittelkühlung in abgelegenen Regionen günstig erscheinen, da auch die Abhängigkeit von Treibstofflieferungen für den Betrieb von Stromerzeugungsaggregaten entfällt. Auch ist das Problem der Energiespeicherung bei den relativ kleinen Kühllasten, die solche Anwendungen erfordern, mit Hilfe von Batterien oder Eisspeichern leicht lösbar. Entsprechende Anwendungen wurden in den letzten Jahren entwickelt [Albring 2001].

Für den Bereich der Gebäudeklimatisierung ist jedoch kaum davon auszugehen, dass ein völliger Inselbetrieb der Klimatisierung gefordert wird. Zu klimatisierende Gebäude verfügen in der Regel über eine Stromversorgung, mit welcher der Betrieb von Pumpen, Lüftern und Reglern sichergestellt und somit auf die Installation einer zusätzlichen Photovoltaikanlage inklusive Batteriestation verzichtet werden kann.

Der Aufbau und der Betrieb von Photovoltaik-Kompressor-Anlagen sind unkompliziert und wartungsfreundlich, da sie mit nur einer Energieform (Strom) betrieben werden und keine aufwändigen, häufig zu wartenden Rohrleitungssysteme benötigen. Photovoltaikmodule können nahezu beliebig angeordnet werden und die nötigen Anschlussleitungen weisen einen geringen Platzbedarf und eine hohe Zuverlässigkeit auf. Der apparative Aufwand zur Umwandlung der Sonnenenergie und zur Kälteerzeugung ist in diesen Anlagen geringer als bei solarthermisch angetriebenen Verfahren. Gems [1995] vergleicht in seiner Arbeit eine photovoltaisch und eine solarthermisch angetriebene Kälteanlage und kommt zu dem Ergebnis, dass trotz der hohen Kosten und des relativ geringen Wirkungsgrades der Solarzellen die spezifischen Kälteerzeugungskosten einer Photovoltaik-Kompressor-Anlage aufgrund der hohen Effizienz der Kompressionskälteanlage geringer sind.

Diese Aussage gilt jedoch nur bei der ausschließlichen Nutzung der Solarenergie zur Kälteerzeugung. Bei Gebäudeanwendungen muss dagegen vor allem ein Wärmebedarf (ganzjährig Warmwasser und für einen Teil des Jahres Heizung) und ein in den meisten Fällen jahreszeitabhängiger Klimatisierungsbedarf gedeckt werden. Ein solarthermisches System kann im Sommer Kälte (und Wärme) und im Winter Wärme bereitstellen. Vergleicht man den elektrischen Wirkungsgrad von Photovoltaikmodulen ($\eta=10-15\%$) mit dem optischen Wirkungsgrad solarthermischer Kollektoren ($\eta=60-80\%$) wird der Vorteil des thermischen Systems deutlich. Selbst wenn photovoltaisch erzeugter Strom einfach und praktisch verlustfrei in Wärme umgewandelt werden kann, ist der Einsatz thermischer Kollektoren trotz des apparativen Aufwandes aufgrund der höheren Erträge günstiger.

In Anwendungsfällen in denen an einem Gebäude die thermischen Kollektoren zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung bereits zur Verfügung stehen und die in ihnen erzeugte Wärme bei angestrebten hohen solaren Deckungsraten im Sommer oft nicht sinnvoll genutzt werden kann (siehe Abbildung 7), ergibt sich eine andere Ausgangslage für eine jahreszeitlich zu realisierende Klimatisierung. Zum Betrieb einer Photovoltaik-Kompressor-Anlage müssten neben der Kompressionskälteanlage zusätzlich Solarzellen (und u.U. Batterien zur Speicherung) installiert werden. Dabei tragen diese Komponenten maßgeblich zu den Kosten eines PV-KKM-Systems bei.

Die Wärme zum Antrieb eines thermischen Kälteerzeugungsverfahrens steht dagegen praktisch umsonst als Überschuss des zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung installierten Systems zur Verfügung. Die aufgrund des Klimatisierungsbedarfes entstehenden zusätzlichen Kosten beschränken sich somit auf die Aufwendungen für die Kälteerzeugungsanlage, da Kollektoren und Speicher bereits vorhanden sind.

Zur sinnvollen Integration der Klimatisierung in das Gesamtkonzept zur Energieversorgung eines Gebäudes ist die Anwendung solarthermischer Kälteerzeugung energetisch und wirtschaftlich günstiger. Soll hingegen nur ein Kältebedarf (für wenige Stunden im Jahr) gedeckt werden, ist der Einsatz eines PV-KKM-Systems in den meisten Fällen vorzuziehen.

2.3 Stand der Technik und Entwicklung bei Kälteanlagen kleiner Leistung

Die Absorptionskältetechnik ist eine seit langem bekannte und genutzte Form der Kälteerzeugung. Ihre Verbreitung war und ist jedoch entsprechend den ökonomischen Rahmenbedingungen und dem technischen Fortschritt konkurrierender Technologien starken Schwankungen unterworfen. Die Vorteile dieser Technik, welche je nach Anwendungsfall eine unterschiedliche Bedeutung haben, sind:

- geringerer elektrischer Leistungsbedarf im Vergleich zu Kompressionskältemaschinen,
- vibrations- und geräuscharmer Betrieb,
- Möglichkeit der Nutzung von Abwärme (und Solarwärme),
- Unbedenklichkeit der verwendeten Arbeitsstoffe bezüglich Ozonerstörungs- und Treibhauspotenzial.

Infolge der zunehmenden Elektrifizierung während des 20. Jahrhunderts sowie der Fortschritte in der Kompressionskältetechnik wurde die Absorptionskältetechnik aus vielen Anwendungsgebieten verdrängt. Ihre Nutzung beschränkt sich derzeit auf mittlere bis sehr große Leistungen (ca. 17 kW bis mehrere MW) sowie sehr kleine Leistungen (einige Watt) [Herold 1996; ASUE 2000].

Absorptionskältemaschinen (AKM) großer Leistung mit den Arbeitsstoffpaaren $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ und $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ werden zur Abwärmenutzung, z.B. aus BHKW oder Fernwärmenetzen, und zur Stromsubstitution durch direkte Beheizung mit Gas genutzt. Die kleinste marktverfügbare, indirekt beheizte AKM hat eine Kälteleistung von 35-46 kW [York 2001]. Die kleinsten direkt beheizten, gasbetriebenen AKM haben Kälteleistungen von 17 bzw. 16 kW [Robur 2002; Broad 2001].

Ende der siebziger Jahre des vorigen Jahrhunderts wurden von den US-amerikanischen Firmen ARKLA und CARRIER kleine, an den solaren Antrieb angepasste $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -AKM entwickelt, die in zahlreichen Demonstrationsprojekten zur solaren Kühlung eingesetzt wurden, sich aufgrund der hohen Kosten aber nicht am Markt durchsetzen konnten. Die Produktion wurde eingestellt und die Technologie in Lizenz an die japanische Firma YAZAKI vergeben [Lamp 1997, Grossman 2002]. Bis Anfang der neunziger Jahre wurden von YAZAKI noch $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -AKM mit einer Leistung im Bereich von 5-10 kW angeboten, die auch in Projekten zur solaren Klimatisierung zum Einsatz kamen [Li 2001; Sumathy 2002]. Aufgrund fehlender Nachfrage wurde die Fertigung allerdings auch dort vor ca. zehn Jahren eingestellt. Eine Wiederaufnahme der Produktion ist derzeit nicht geplant [Davies 2002].

Vor allem im Campingbereich sowie für Hotelkühlschränke werden Anlagen mit kleinen Leistungen (100-200 Watt) eingesetzt, die auf dem 1921 von *von Platen* und *Munters* patentierten Prinzip des Diffusions-Absorptionskälteprozesses basieren. Diese Anlagen nutzen neben Ammoniak und Wasser ein Hilfsgas (Wasserstoff oder Helium) zur Einstellung der unterschiedlichen Partialdrücke des Kältemittels in den verschiedenen Anlageteilen. Anstelle einer mechanischen Lösungspumpe kommt eine Gasblasenpumpe zum Einsatz, die einen wartungsfreien und geräuscharmen Betrieb ermöglicht. Im Campingbereich wird Gas, in Hotels eine elektrische Widerstandsheizung zum Antrieb eingesetzt.

Im Leistungsbereich bis 35 kW sind derzeit keine indirekt beheizbaren Absorptionskältemaschinen auf dem Markt erhältlich. Dieser Leistungsbereich ist aber sowohl die Anwendungen (z.B. Klimatisierung kleiner und mittelgroßer Gebäude) als auch die möglichen Antriebsvarianten (Nutzung von Solarwärme oder Abwärme aus kleinen motorischen BHKW sowie zukünftig auch Brennstoffzellen) betreffend v.a. für südeuropäische Länder zunehmend interessant [Granados 1997].

Dementsprechend werden zur Zeit vorrangig zwei Entwicklungslinien verfolgt. Zum einen wird versucht, die Leistung von Diffusions-Absorptionskältemaschinen (DAKM) zu erhöhen [Eicker 2000; Kunze 2000; Braun 2002]. Zum anderen werden AKM kleiner Leistung mit den Stoffpaaren $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ [Olesen 2001; Schweigler 2002a; Todt 2002] sowie $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ [Albring 2001; Braun 2002] entwickelt.

In den meisten potentiellen Anwendungsfällen für solare Klimatisierung müssen zur Absicherung der Kältebereitstellung thermische oder elektrische Back-up Systeme oder sehr große Speicher eingesetzt werden. Vor diesem Hintergrund wäre eine AKM ideal, die solar erzeugte Wärme niedriger Temperatur in einem einstufigen Prozess nutzt und gleichzeitig die Möglichkeit bietet, direkt beheizt in einem zweistufigen Prozess mit höherem COP zu arbeiten. Eine solche Maschine wurde bereits in den 1980er Jahren ebenfalls von der Fa. ARKLA entwickelt, aufgrund fehlender Nachfrage aber nicht weiter produziert [Lamp 1997]. In dem Projekt SACMO¹ wurde die Entwicklung einer solchen AKM mit einer Kälteleistung von

¹ Solar Assisted Absorption Cooling Maschine with Optimized Utilization of Solar Energy

25 kW von deutschen, spanischen und portugiesischen Partnern vorangetrieben, konnte aber bisher nicht erfolgreich abgeschlossen werden [ATECNIC 1997].

Neben den erwähnten Technologien werden auch andere Ansätze zur Entwicklung kleiner, thermisch angetriebener Kältemaschinen verfolgt. Dies sind geschlossene, mit festen Sorbentien arbeitende Adsorptions- bzw. Absorptionskältemaschinen [Thorpe 2002; Riffat 2002] bzw. [Hahne 1994; Nahrendorf 1998] oder nach dem Prinzip des Strahlverdichters [Huang 1998; Mostofizadeh 2001; Hicks 2002; Petrenko 2002; Murphy 2003] arbeitende Prozesse. Eine stärkere Verbreitung ist jedoch zunächst von den herkömmlichen mit den Stoffpaaren $H_2O/LiBr$ und NH_3/H_2O arbeitenden Absorptionskältetechnologien zu erwarten.

Bei einigen in Deutschland installierten geschlossenen Adsorptionskältemaschinen japanischer Hersteller konnten durch Änderungen der Regelungskonzeption Verbesserungen des Teillastverhaltens erreicht werden.

Der Einsatz einer mechanischen Booster-Pumpe zur Absenkung der notwendigen Desorptionstemperatur sowie die Entwicklung einer 4-Kammer Anlage kleinerer Leistung (19 kW) sind weitere Schritte zu einer verstärkten Nutzung dieser Technologie [Eicker 2002; Murphy 2003].

Im Bereich der DEC wurden in den letzten Jahren verstärkt Anstrengungen zur Optimierung der thermodynamischen Prozessführung sowie zur Komponentenentwicklung unternommen. So wurden in Stuttgart und Freiburg Teststände für Sorptionsräder bzw. komplette sorptionsgestützte Klimatisierungsanlagen errichtet und neue Sorbentien getestet [Eicker 2002; ISE 2001].

Das ZAE Bayern sowie die Firma MENERGA treiben die Anwendung flüssiger Sorbentien voran. Eine erste Demonstrationsanlage ging Anfang 2002 in einem Bürogebäude in Betrieb [Röben 2001; Lävemann 2002].

Zusammenfassend lassen sich folgende Aussagen treffen:

Im Bereich der Kälteerzeugung/Klimatisierung werden sich neben der derzeit dominierenden Kompressionskältetechnik weitere Verfahren verstärkt etablieren, welche eine erhöhte Einbindung solarer Energie ermöglichen. Dies sind insbesondere die Absorptions- und Adsorptionskältetechnik sowie die DEC-Technologie. Dabei ist derzeit nicht abzusehen, welche Technologie in welchem Einsatzbereich die größte Verbreitung erlangen wird, da alle Vor- und Nachteile besitzen, die für jeden Anwendungsfall abgewogen werden müssen. Entscheidend wird auch sein, in welchem Maße es gelingt, die Kosten der Anlagen zu senken sowie deren Zuverlässigkeit zu erhöhen.

Die den Prozessen zugrundeliegenden physikalisch-technologischen Prinzipien sind seit langem bekannt. Sie werden teilweise seit Jahrzehnten angewendet, jedoch in anderen Leistungsgrößen. Für die Kopplung mit Solarenergie sind die Systeme technisch noch nicht ausgereift. Es sind daher Arbeiten zur Komponentenentwicklung sowie zur Systemintegration (z.B. Kopplung mit Speichern und Back-up-Systemen) notwendig.

Im Bereich der DEC-Technologie besteht die Zielsetzung in der Erhöhung der Entfeuchtungsleistung und der Lebensdauer der Sorptionsräder, im Einsatz verbesserter Sorptionsmittel, in der Verbesserung der Wärmerückgewinnung und der Absorber beim Einsatz flüssiger Sorptionsmittel sowie in einer thermodynamischen Optimierung der Prozessführung.

Dazu ist eine Modellierung der einzelnen Komponenten notwendig [u.a. Röben 2001; Schumacher 2002].

Die Arbeiten im Bereich der Absorptionskältetechnik zielen auf die Entwicklung von Maschinen kleiner Kälteleistung. Dabei steht die Realisierung möglichst kleiner Temperaturdifferenzen zwischen inneren und äußeren Medien, die Verbesserung des Wärmeverhältnisses und des Teillastverhaltens, der Verzicht auf (Nass-)Kühltürme sowie eine Verringerung von Baugröße und Kosten im Vordergrund. Außerdem sind einzelne Komponenten, z.B. Pumpen, für den kleinen Leistungsbereich bisher nicht oder nur eingeschränkt verfügbar.

Bei den Diffusions-Absorptions-Kältemaschinen konzentrieren sich die Arbeiten auf die (Gasblasen-)Pumpentechnologie sowie auf die Erhöhung von Kälteleistung und Wärmeverhältnis.

Zur Weiterentwicklung der Adsorptionskältemaschinen werden v.a. Arbeiten mit dem Ziel einer optimierten Prozessführung sowie die Entwicklung von Anlagen kleinerer Leistung durchgeführt.

Für alle Technologien besteht zudem die Notwendigkeit einer optimalen Systemintegration (u.a. Art und Größe der Kollektoren und Speicher), um eine verbesserte Wirtschaftlichkeit der Anlagen zu erreichen. Hierzu bietet die Systemsimulation hervorragende Möglichkeiten.

Für das in dieser Arbeit beschriebene Forschungsprojekt wurde die Absorptionskältetechnik mit dem Stoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ in Verbindung mit Vakuumröhrenkollektoren als eine der beschriebenen Technologien zur solaren Kälteerzeugung ausgewählt, demonstriert und untersucht. Dabei besteht die Zielsetzung darin, einen Beitrag zur Entwicklung der einzelnen Komponenten und zu einer optimierten Auslegung des Gesamtsystems zu leisten sowie ein solches System durch Einbindung in die Gebäudeversorgung unter realen Betriebsbedingungen zu testen.

Die Systeme zur solaren Klimatisierung sind, wie erläutert, noch nicht ausgereifter Stand der Technik. Auch einzelne Systemkomponenten, die in anderen Anwendungen bereits standardmäßig eingesetzt werden, z.B. Solarkollektoren bei der Warmwasserbereitung, können bei den für die Kälteerzeugung typischen Einsatzbedingungen (höhere Temperaturen) Probleme hervorrufen. Die Komponenten der am Technologiezentrum Köthen errichteten Anlage werden daher sehr detailliert beschrieben, um Erfahrungen für Weiterentwicklungen abzuleiten.

3 Experimentierfeld

3.1 Übersicht - Solar betriebene AKM am TGZ Köthen

1998 wurde in Köthen ein Technologiezentrum eröffnet, dessen Planung die Forschungsgruppe *Regenerative Energien* der Hochschule Anhalt maßgeblich begleitet hat. Es gelang, verschiedene regenerative Technologien zur Unterstützung der Energie- und Wasserversorgung des Gebäudes in den Neubau zu integrieren. Unter anderem wurden 77 m² Vakuumröhrenkollektoren installiert. Im Rahmen eines Forschungs- und Demonstrationsprojekts wurde eine Absorptionskälteanlage mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser zur Klimatisierung von 260 m² Bürofläche errichtet. Es ist die zumindest deutschlandweit erste solar angetriebene Absorptionskälteanlage mit diesem Stoffpaar und in diesem Leistungsbereich, die zudem nur mit solarthermisch erzeugter Wärme beheizt wird.

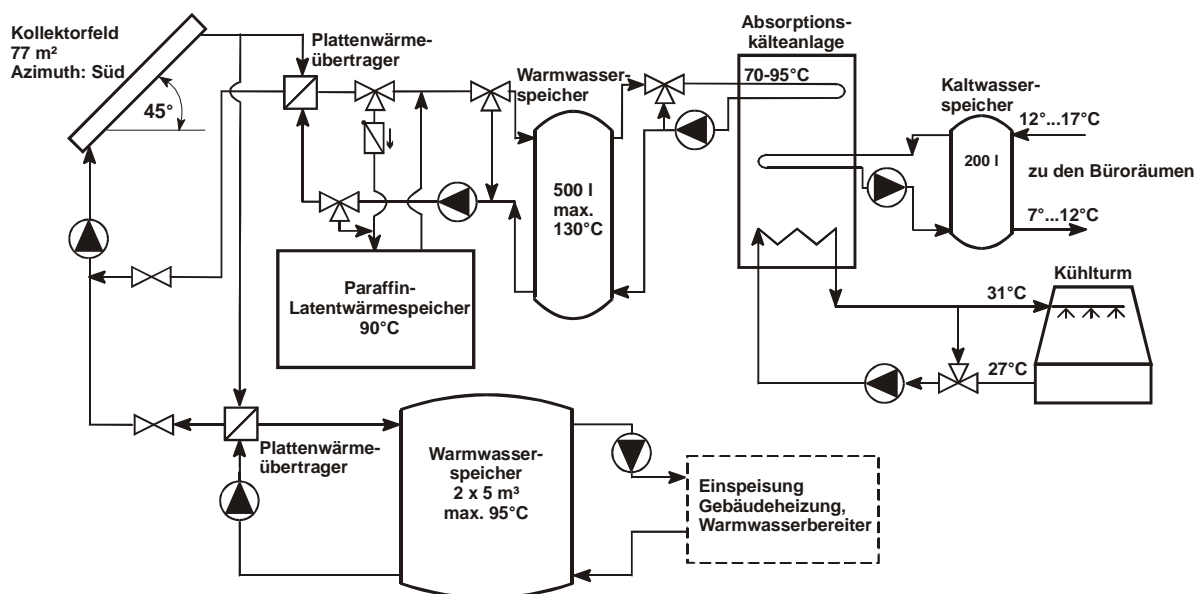


Abbildung 14: Schema der Solarthermieanlage am Technologiezentrum Köthen

Abbildung 14 zeigt schematisch den Aufbau der Solarthermie- und der Kälteanlage. Die vom Kollektorfeld erzeugte Wärme kann über eine Zwischenspeicherung in zwei außerhalb des Gebäudes aufgestellten Warmwasserspeichern zur Unterstützung der Wärmeversorgung (Warmwasserbereitung und Heizung) oder zum Antrieb der Absorptionskälteanlage genutzt werden.

Im Folgenden werden die wesentlichen Anlagenteile genauer charakterisiert.

3.2 NH₃/H₂O – Absorptionskälteanlage

Die Auswahl der Kälteanlage wurde durch folgende Kriterien bestimmt. Sie sollte mit dem vorhandenen Kollektorfeld solar autark anzutreiben und in der Lage sein, zumindest Klimakälte zu erzeugen. Absorptionskälteanlagen zur Erzeugung von Klimakälte arbeiten überwiegend mit dem Stoffpaar H₂O/LiBr. Die kleinste marktverfügbare Anlage Yazaki WFC 10 (Vertrieb in Europa durch York) hat eine Nennkälteleistung von 46 kW und benötigt dazu eine Wärmeleistung von 63 kW bei 95 °C [York 2001]. Mit dem vorhandenen Kollektorfeld wäre ein Betrieb dieser AKM nur im Teillastbetrieb möglich gewesen.

Das Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden (ILK) bot als Alternative eine neu entwickelte AKM mit dem Stoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, einer Kälteleistung von 15 kW und einer Heizleistung von 25 kW an. Sie wurde entsprechend der Auslegung des ILK von der Fa. ERDGAS ENERGIE SYSTEME ESSEN gebaut und 1998 im Technologiezentrum Köthen installiert.

Das Stoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ist $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ zwar thermodynamisch leicht unterlegen (kleineres Wärmeverhältnis), birgt aber nicht die Gefahr der Kristallisation und bietet die Möglichkeit, auch Kälte auf einem Temperaturniveau unter $0\text{ }^\circ\text{C}$ zu erzeugen, so dass Lagerungskälte erzeugt bzw. Eisspeicher zur Kältespeicherung verwendet werden können.

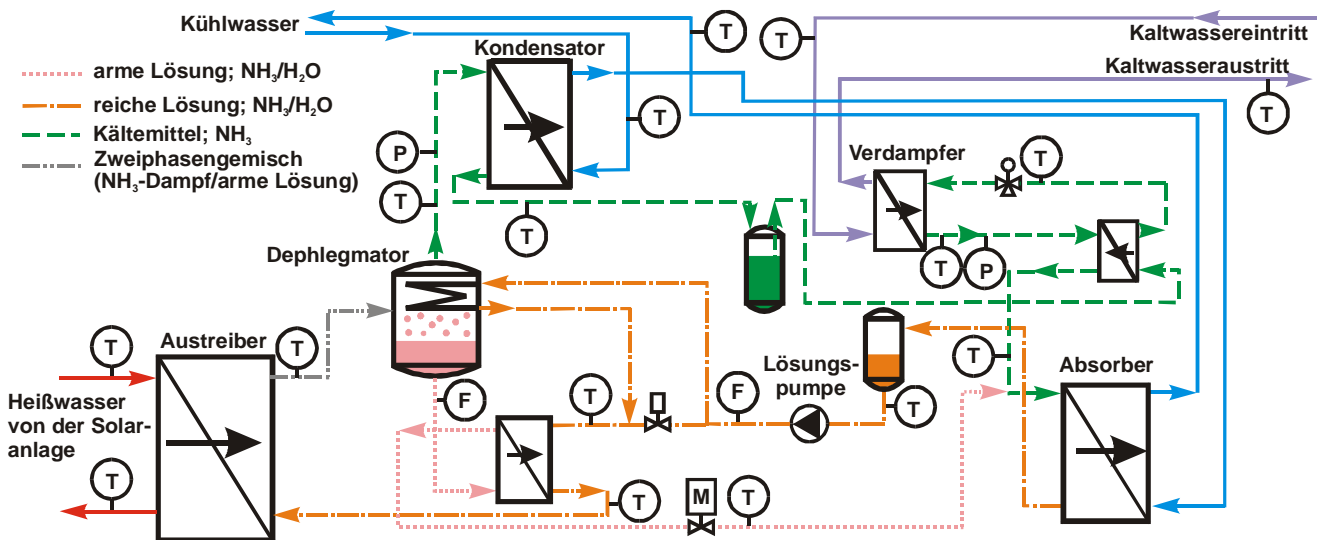


Abbildung 15: Schema der Absorptionskälteanlage mit den Messstellen



Abbildung 16: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionskältemaschine

Seit der Aufstellung 1998 wurden an der Absorptionskälteanlage mehrere Umbauten vorgenommen, auf die im Kapitel 4 näher eingegangen wird. Abbildung 15 zeigt ein Schema der AKM in der derzeitigen Konfiguration. Der Verdampfer ist als Doppelrohrwärmeübertrager in Spiralförmigkeit ausgeführt. Für die Komponenten Austreiber, Kondensator, Absorber, Lösungswärmeübertrager und Kältetauscher wurden Plattenwärmeübertrager eingesetzt, wodurch eine platzsparende Konstruktion der AKM ermöglicht wird. Die Versuchsanlage ist wegen der Vielzahl eingebauter Messstellen allerdings recht groß. Aufgrund ihres modularen Aufbaus konnte die Anlage jedoch in Einzelteilen angeliefert und am Aufstellungsort montiert werden. Die Absorptionskältemaschine kann abhängig von der Kühlwassertemperatur mit Heißwasser zwischen $70\text{ }^\circ\text{C}$ und $95\text{ }^\circ\text{C}$ betrieben werden und erzeugt Kaltwasser zwischen $14\text{ }^\circ\text{C}$ und $6\text{ }^\circ\text{C}$. Abbildung 16 zeigt die AKM im Technikgeschoss des TGZ Köthen.

3.3 Kollektoren

Zur solaren Wärmeengewinnung sind auf dem Dach des Gebäudes insgesamt 24 Paradigma-CPC 21 Kollektorfelder mit jeweils 21 direkt durchströmten Vakuumröhren angeordnet. Die wesentlichen technischen Daten des Kollektors sind in Tabelle 2 aufgeführt. Abbildung 17 zeigt eine Schnittdarstellung einer Vakuumröhre über einem Reflektor.

Die Vakuumröhre besteht aus zwei konzentrischen Glasröhren, die am Ende miteinander verschmolzen sind und das Vakuum vollständig umschließen. Die selektive Absorberschicht befindet sich geschützt im Vakuum auf der inneren Glasröhre. Ein hinter bzw. unter der Röhre angeordneter Reflektor lenkt zusätzlich Sonnenstrahlen auf die Absorberröhre.

Tabelle 2: Technische Daten eines Vakuumröhrenkollektorfeldes CPC 21 der Firma PARADIGMA [TZS Stuttgart 1996]

Anzahl der Vakuumröhren	21
Abmessungen des Kollektors	2,48 x 1,65 x 0,14 m
Bruttofläche	3,85 m ²
Aperturfläche (projizierte Reflektorfläche)	3,22 m ²
Absorberfläche	1,04 m ²
optischer Wirkungsgrad η_0 (bezogen auf Aperturfläche)	61,4 %
effektiver Wärmedurchgangkoeffizient	$k_1 = 0,285 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ $k_2 = 0,011 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^2)$

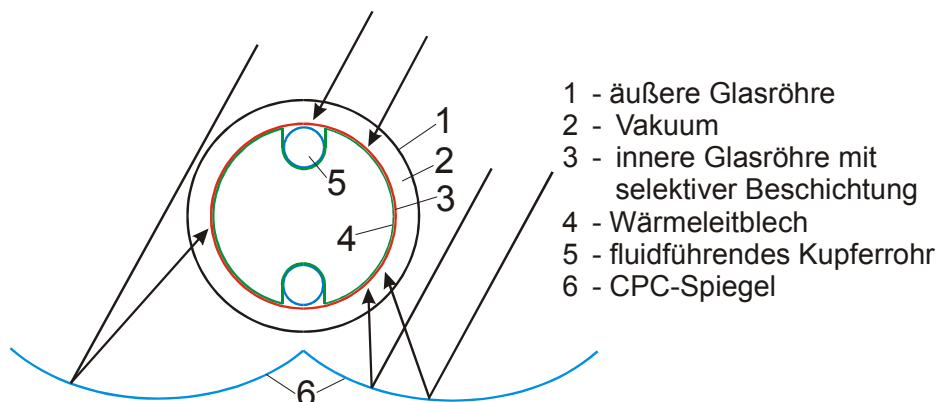


Abbildung 17: Schnittdarstellung einer Vakuumröhre des Kollektors CPC 21

Die gesamte zur solaren Wärmeerzeugung zur Verfügung stehende Apertur der Vakuumröhrenkollektorfelder beträgt 77,3 m². Da die Kollektoren ganzjährig genutzt werden sollen, sind sie Richtung Süden unter einem Anstellwinkel von 45° aufgestellt (Abbildung 18).



Abbildung 18: Vakuumröhrenkollektoren – Paradigma CPC 21

Die in Abbildung 19 dargestellten Wirkungsgradkennlinien verdeutlichen den höheren Wirkungsgrad des Vakuumröhrenkollektors ($\eta \approx 0,5$) im Vergleich zu einem guten Flachkollektor ($\eta \approx 0,33$) im für den Antrieb der AKM notwendigen Temperaturbereich. Der Wirkungsgrad von Solarkollektoren wird mit Hilfe der im Kollektortest bestimmten Kennwerte und der reduzierten Temperaturdifferenz x nach folgender Gleichung bestimmt:

$$\eta = \eta_0 - k_1 \cdot x - k_2 \cdot E_g \cdot x^2 \quad (3)$$

Die reduzierte Temperaturdifferenz x wird aus der mittleren Kollektortemperatur ϑ_m (Mittelwert aus Ein- und Austrittstemperatur), der Umgebungstemperatur ϑ_L sowie der auf den Kollektor treffenden Strahlung E_g ermittelt:

$$x = \frac{\vartheta_m - \vartheta_L}{E_g} \quad (4)$$

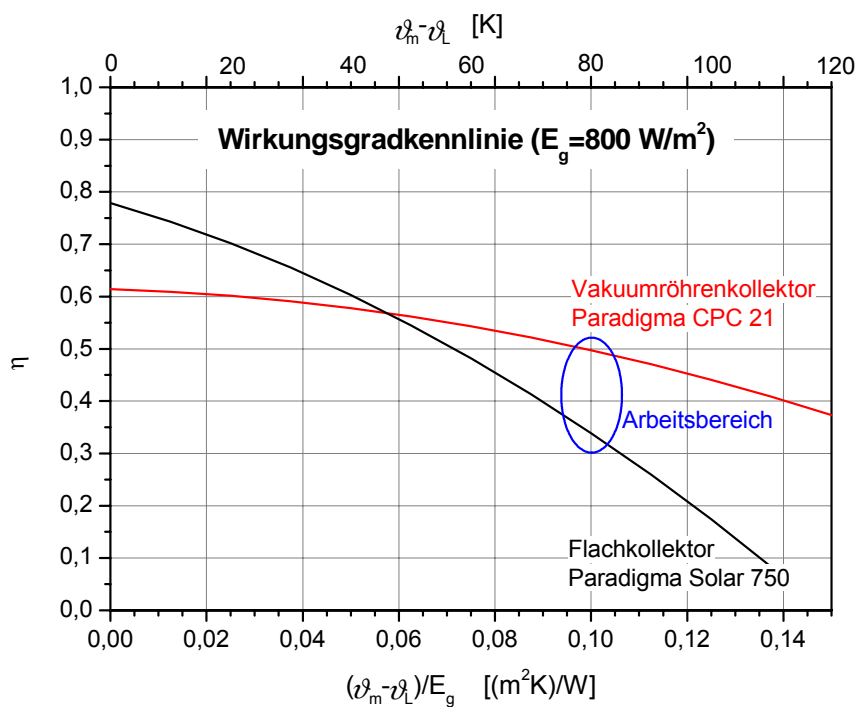


Abbildung 19: Wirkungsgradkennlinien des VRK und eines Flachkollektors

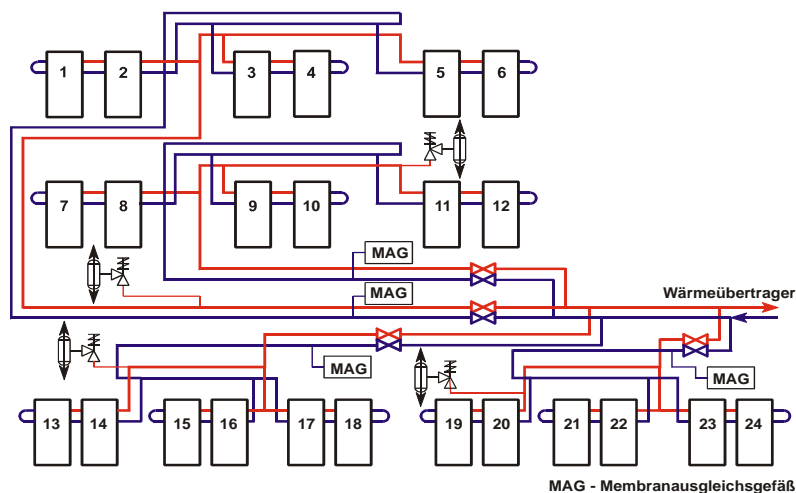


Abbildung 20: Schema der Kollektorverschaltung

Die Verschaltung der Kollektorfelder ist schematisch in Abbildung 20 dargestellt. Jeweils 6 Kollektoren sind zu einem Kollektorstrang zusammengefasst, wobei je 2 nacheinander durchströmt werden. Die Verrohrung der Kollektoren eines Stranges wurde nach dem Tichelmann-Prinzip ausgeführt (im Gegensatz zum Schema). Der hydraulische Abgleich der 4 Stränge erfolgte durch Strangreguliertventile, die in der Inbetriebnahmephase sorgfältig eingestellt wurden, um eine gleichmäßige Durchströmung der Kollektoren sicherzustellen.

3.4 Warmwasserspeicher

Die solar erzeugte Wärme wird neben der Kälteerzeugung im Sommer ganzjährig zur Warmwasserbereitung und in den Übergangszeiten zur Heizungsunterstützung des Gebäudes genutzt. Um die tageszeitlichen Schwankungen der Sonneneinstrahlung auszugleichen, wird die Wärme in zwei Pufferspeichern, die außerhalb des Gebäudes angeordnet sind, gespeichert. Die mit Wasser gefüllten Speicher haben ein Volumen von je 5 m^3 und können bis maximal 95 °C beladen werden. Um bereits bei geringer Einstrahlung die Temperatur in den Speichern auf ein nutzbares Niveau zu erhöhen, können die Speicher auch einzeln beladen werden.



Abbildung 21: Warmwasserspeicher vor der Westseite des Gebäudes

Aufgrund der Nutzungsstruktur des Gebäudes (Laboratorien, Büros, Seminarräume) ist das Kollektorfeld im Sommer für die Warmwasserbereitung überdimensioniert, da die Wärme zur Kälteerzeugung genutzt werden soll. Bei dieser Versuchsanlage war jedoch nicht damit zu rechnen, dass die Kälteanlage von Beginn an einwandfrei funktioniert. Um einen Stillstand der Kollektoranlage aufgrund fehlender Wärmeabnahme möglichst zu vermeiden, wurden die Pufferspeicher so dimensioniert, dass sie den gesamten solaren Kollektorertrag einiger Tage aufnehmen können.

3.5 Kühlturm

Eine möglichst niedrige Kühlwassertemperatur ist entscheidend für den effizienten Betrieb der AKM mit Heizwärme auf relativ niedrigem Temperaturniveau. Um auch während sommerlicher Hitzeperioden eine Kühlwassertemperatur von ca. 28 °C bereitstellen zu können, wird ein offener Nasskühlturm mit einer Nennleistung von 50 kW eingesetzt. Im Gegensatz zu „trockenen“ Kühltürmen, bei denen minimal die Lufttemperatur plus Triebkraft erreicht werden kann, ist die minimal erreichbare Kühlwassertemperatur im Nassbetrieb hauptsächlich von der Luftfeuchte abhängig.



Abbildung 22: Nasskühlturm

3.6 Latentwärmespeicher

3.6.1 Latentwärmespeicher 1

Trotz der weitgehenden Synchronität von Solarstrahlungsangebot und Klimatisierungsbedarf ist eine Wärmespeicherung zum stabilen Betrieb sowie zur Verlängerung der Betriebszeit der Absorptionskältemaschine nötig. Kurzzeitige Strahlungsschwankungen aufgrund des Durchzugs einzelner Wolken im Sommer werden durch den 500l-Warmwasserspeicher ausgeglichen.

Um die Betriebszeit der Kältemaschine zumindest teilweise vom Strahlungsangebot zu entkoppeln, wurde erstmalig ein Paraffin-Latentwärmespeicher (LWS) mit einer Schmelztemperatur des Latentwärmespeichermaterials von 90 °C in die Anlage integriert. Dadurch wird eine Kältebereitstellung in den Abendstunden oder auch ein zeitigerer Klimatisierungsbeginn am Morgen möglich.

Der Vorteil der Latentwärmespeicherung liegt in der bei hohen Speichertemperaturen größeren volumetrischen Wärmespeicherkapazität gegenüber der sensiblen Wärmespeicherung mit Wasser sowie der nahezu konstanten Temperatur des Speichermaterials während der Aufschmelz- und Erstarrungsphase. Außerdem kann der Latentwärmespeicher, da drucklos, in einer zur Ausnutzung des Raumvolumens günstigeren Quaderform gebaut werden.

In dem beschriebenen Latentwärmespeicher mit einer Größe von 1 m³ können 53 kWh bei zusätzlicher Ausnutzung der spezifischen Wärmekapazität zwischen 90 und 110 °C gespeichert werden:

$$Q_{\text{Lat.sp.}} = m \cdot (\Delta h_S + c_p \cdot (\vartheta_{\text{max}} - \vartheta_{\text{Nutz}})) \quad (5)$$

$$Q_{\text{Lat.sp.}} = 770 \text{ kg} \cdot \left(197 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 2,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (110 \text{ °C} - 90 \text{ °C}) \right) = 190 \text{ MJ} = 53 \text{ kWh}$$

In einem gleich großen Warmwasserspeicher lassen sich nur 23 kWh speichern:

$$Q_{\text{Wassersp.}} = m \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{max}} - \vartheta_{\text{Nutz}}) \quad (6)$$

$$Q_{\text{Wassersp.}} = 1000 \text{ kg} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (110 \text{ °C} - 90 \text{ °C}) = 84 \text{ MJ} = 23 \text{ kWh}$$

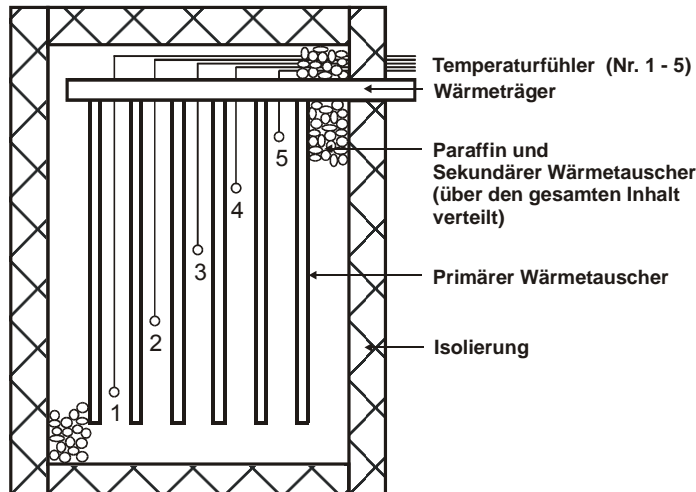


Abbildung 23: Schematischer Aufbau des Latentwärmespeichers 1

Abbildung 23 zeigt schematisch den Aufbau des Speichers. Der Speicher wurde von der Firma SESOL GmbH, Langewiesen als Prototyp konstruiert und gebaut. Er besteht aus einem primären, wasserdurchströmten Wärmeübertrager aus U-förmig gebogenen Kupferrohren mit angelöteten Wärmeleitblechen.



Abbildung 24: Kupferrohrwärmeübertrager im Latentwärmespeicher

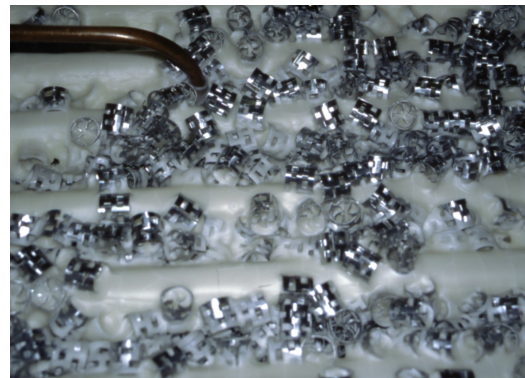


Abbildung 25: Aluminiumfüllkörper im erstarrten Paraffin

Als Latentwärmespeichermaterial wird ein Paraffin der Firma RUBITHERM, Rubitherm RT 90 [Schümann 1999], verwendet.

Der primäre Wärmeübertrager wird zum Be- und Entladen eingesetzt. Be- und Entladung können also nur zeitlich getrennt erfolgen, was für den Einsatzfall nicht problematisch ist. Die hydraulische Einbindung des Speichers ist aus Abbildung 26 ersichtlich. Mit dem stufenlos regelbaren Dreiwegeventil 1 (DWV1) kann ein Teil des vom Wärmeübertrager kommenden Volumenstroms zur Beladung des LWS eingesetzt werden. Bei unzureichender Solarstrahlung kann der aus der Pumpe *Speicherkreis* kommende Volumenstrom ganz oder teilweise (DWV3) durch den LWS geleitet werden, so dass dieser Wärme an den 500l-Warmwasserspeicher abgibt. Durch das Dreiwegeventil 2 ist eine ausschließliche Beladung des LWS ohne Durchströmung des 500l-Speichers möglich.

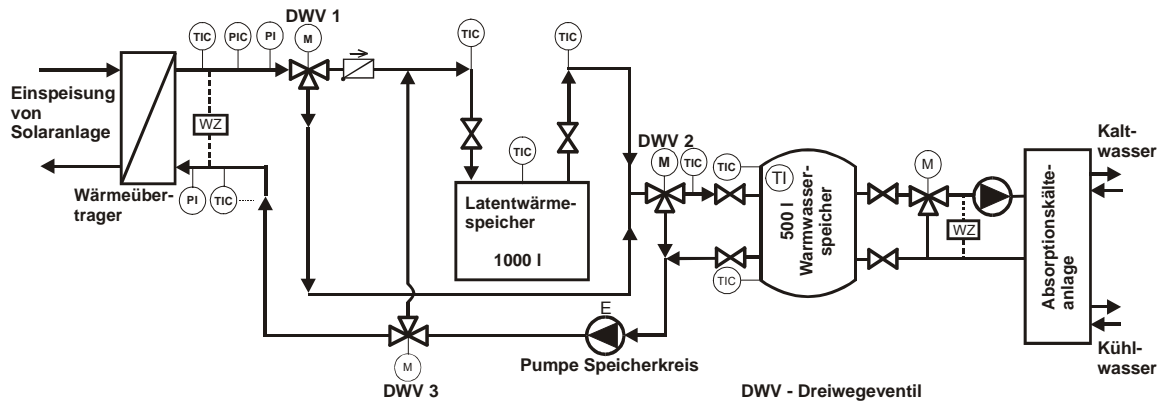


Abbildung 26: Hydraulische Einbindung des Latentwärmespeichers 1

Da in Absorptionskältemaschinen mit dem Stoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ prinzipiell auch die Erzeugung von Kälte unter $0\text{ }^\circ\text{C}$ möglich ist, ließe sich auch ein Eisspeicher zur Energiespeicherung verwenden. Theoretisch wären dabei $334\text{ MJ} / 93\text{ kWh}$ je m^3 speicherbar:

$$Q_{\text{Eis}} = m_{\text{Eis}} \cdot \Delta h_{\text{S-Eis}} = 1000\text{ kg} \cdot 334 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 334\text{ MJ} = 93\text{ kWh} \quad (7)$$

Praktisch sind aufgrund der nötigen Wärmeübertrager allerdings nur ca. $53\text{ kWh}/\text{m}^3$ erreichbar [Bruder 1993]. Da die Speicherung hierbei jedoch auf der „kalten Seite“ der AKM erfolgt, muss dieser Wert zum Vergleich mit „warmen Speichern“ durch das Wärmeverhältnis ζ der AKM dividiert werden, z.B.:

$$Q_{\text{Heiz}} = \frac{Q_0}{\zeta} = \frac{53\text{ kWh}}{0,6} = 88\text{ kWh} \quad (8)$$

Der Einsatz eines Eisspeichers zur Energiespeicherung bei der Klimakälteerzeugung ist mit dem Nachteil verbunden, dass die AKM Kälte auf einem tieferen Temperaturniveau bereit stellen muss, als zur eigentlichen Kälteanwendung erforderlich. Dies führt zu einer Abnahme des Wärmeverhältnisses sowie einem Anstieg der nötigen Austreibertemperatur, was wiederum einen geringeren Kollektorwirkungsgrad zur Folge hat. Außerdem muss die AKM in diesem Fall für eine höhere Wärmeleistung ausgelegt werden, um auch während der Einstrahlungsmaxima die vom Kollektorkreis zur Verfügung gestellte Wärme nutzen zu können. Eine Aussage zur Sinnfälligkeit eines Eisspeichers kann aufgrund der Vielzahl der beeinflussenden Faktoren nicht pauschal getroffen werden. Für den konkreten Anwendungsfall muss eine Bewertung unter Einbeziehung von Kollektortyp und -wirkungsgradverlauf, Lastprofil des Kältebedarfs, Typ der AKM etc. erfolgen.

3.6.2 Latentwärmespeicher 2

Ziel weiterer Untersuchungen und Projekte war die Erhöhung der spezifischen Entladeleistung des Latentwärmespeichers, die insbesondere bei alleinigem Antrieb der AKM aus dem LWS von Bedeutung ist. Es wurde ein zweiter LWS mit einem neu entwickelten Wärmeübertrager konstruiert und gebaut, mit dem eine höhere Be- und Entladeleistung je Volumen erreicht wird (siehe Kapitel 5.5.3) [Gramlich 2002b]. Anstelle der Wärmeleitbleche und Pallringe besteht der Wärmeübertrager aus Netzrohren. Das direkt auf das fluidführende Kernrohr aufgelötete Kupfernetz gewährleistet eine kleinräumige Durchdringung des Paraffins bei im Vergleich zu Rippenrohren geringerem Materialaufwand.

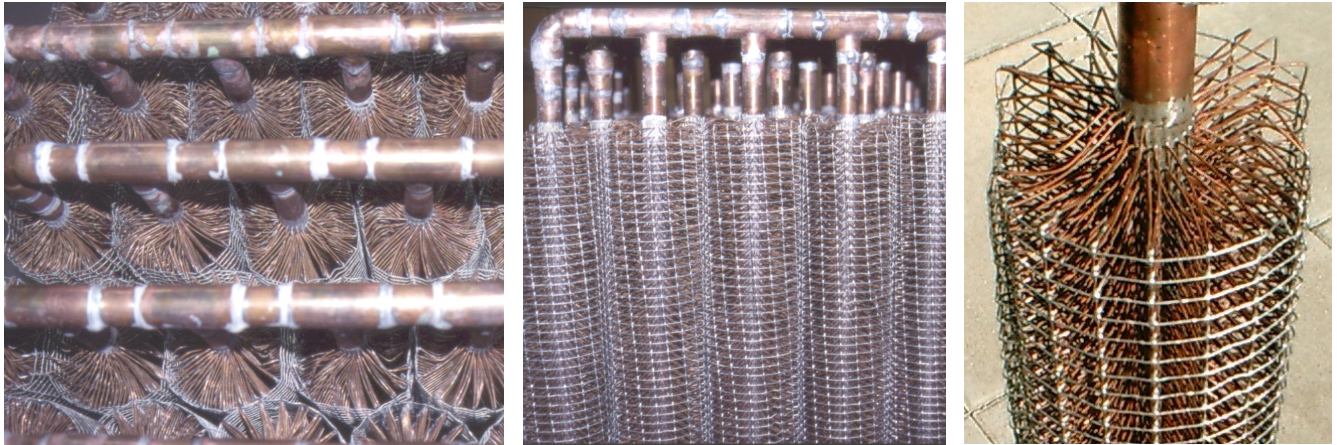


Abbildung 27: Wärmeübertrager mit Netzhohren im Latentwärmespeicher 2

Als Wärmespeichermedium wird ebenfalls Rubitherm RT 90 verwendet.

Der LWS 2 wurde hydraulisch und messtechnisch in die bestehende Versuchsanlage integriert (Abbildung 28). Zum Test der Entladeleistung des Speichers auch ohne Betrieb der AKM wurde ein zusätzlicher Wärmeübertrager in den Kreislauf eingebaut, der sekundärseitig mit kaltem Wasser durchströmt werden kann. Um eine vom solaren Wärmeertrag unabhängige Aufheizung des Speichers vornehmen zu können, wurde im 500l-Speicher ein elektrischer Heizstab eingebaut.

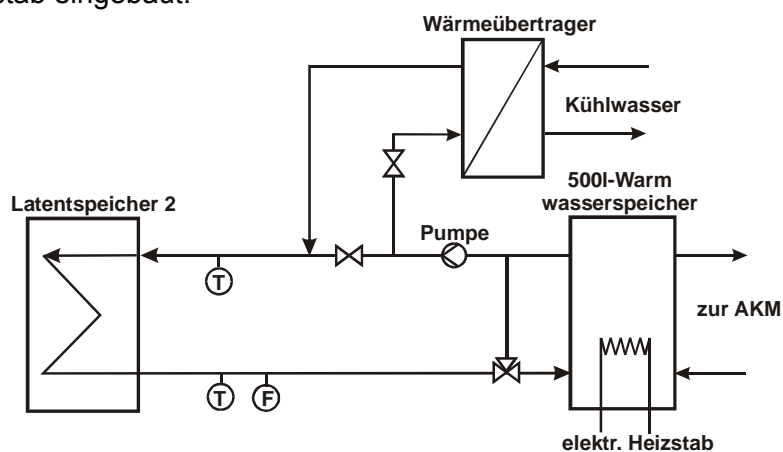


Abbildung 28: Schematische Darstellung der hydraulischen Einbindung des Latentwärmespeichers 2

3.7 Mess- und Regelungstechnik

Die gesamte Versuchsanlage ist mess- und regelungstechnisch in die Gebäudeleittechnik integriert¹. Diese Integration war eine Forderung der Planer, die Schnittstellenprobleme bei der Übergabe von Messwerten und Stellsignalen zur Einkopplung der Wärme und Kälte in die Gebäudeversorgung vermeiden sollte. Für die Versuchsdurchführung hatte dies jedoch gravierende Nachteile, die mit großem Aufwand behoben werden mussten.

¹ Lediglich die AKM verfügt über einen eigenen Regler, der den Betrieb der Lösungspumpe, den Füllstand im Sammler für die reiche Lösung sowie die Einhaltung der Druck- und Temperaturgrenzen regelt und überwacht.

Das Gebäude ist mit Gebäudeleittechnik (METASYS) der Fa. JOHNSON CONTROLS ausgerüstet. Mehrere über das Gebäude verteilte Regler (Hardware) erfassen und verarbeiten die Messwerte der Sensoren und geben Signale an die verschiedenen Stellglieder aus. Ein zentraler Netzwerkcontroller verknüpft die einzelnen Regler.

Eine Änderung in der Regelstrategie muss über den Netzwerkcontroller an den einzelnen Reglern vorgenommen werden. Da die Konfiguration der Regler unter METASYS für firmenfremde Anwender nicht durchführbar ist, ist jede Änderung mit einem hohen Zeit- und Kostenaufwand für Techniker von JCI verbunden. Dadurch wurde der automatisierte Test unterschiedlicher Regelungsstrategien erschwert und die nötigen Versuche mussten größtenteils manuell erfolgen. Dazu wurden in der Bedienebene von METASYS Ventilstellungen zur Speicherbe- und -entladung, Sollwerte für Temperaturen oder das Ein- und Ausschalten von Pumpen usw. von Hand vorgegeben.

Um die Messwerte übersichtlich und in ihrem physikalischen Zusammenhang darstellen zu können, wurden die grafischen Oberflächen in METASYS in Zusammenarbeit mit JOHNSON CONTROLS erweitert. Abbildung 29 zeigt als Beispiel dafür die Darstellung der Messwerte der AKM. Durch die schematische Einordnung der Messwerte wird eine schnelle Reaktion auf veränderte Zustände im manuellen Versuchsbetrieb ermöglicht.

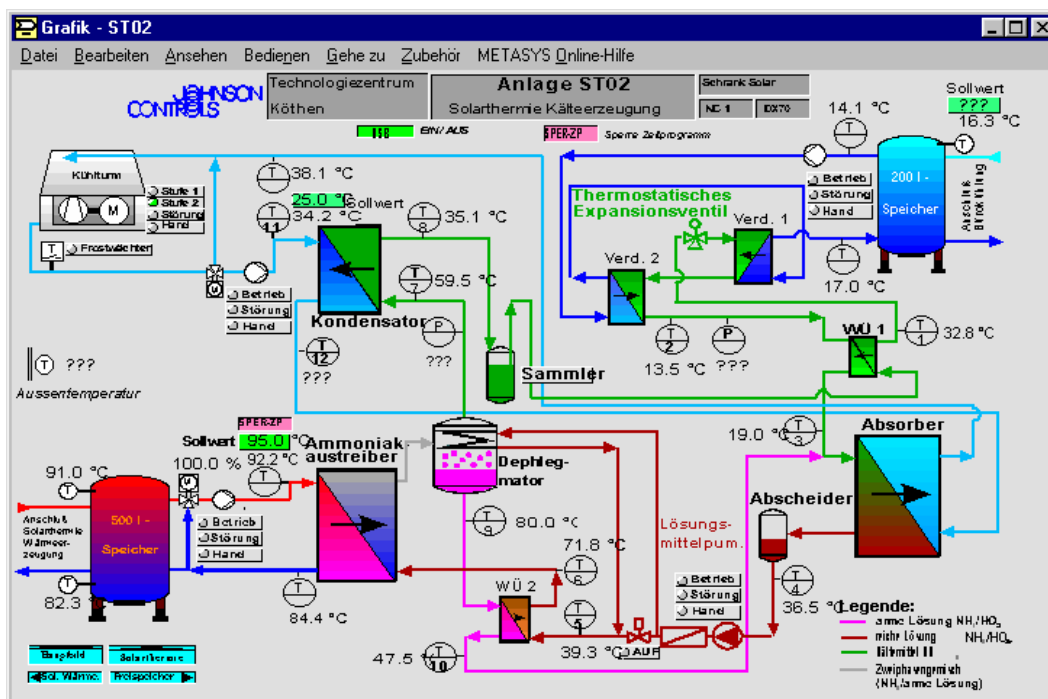


Abbildung 29: Beispiel für eine erweiterte grafische Oberfläche in METASYS

Ein weiteres Problem stellte die Messwernerfassung und -speicherung dar. METASYS erzeugt nur eine historische Anzeige einer bestimmten Messstelle über einen Zeitraum von wenigen Stunden. Ein Export der Messwerte in ein auswertbares Format ist nicht möglich. In Zusammenarbeit mit Studenten und Professoren des Fachbereichs Elektrotechnik der Hochschule Anhalt wurde deshalb ein Konzept zum simultanen Auslesen der Messwerte über die von METASYS zur Verfügung gestellte DDE¹-Schnittstelle und zum Ablegen dieser Daten in einer MS Access-Datenbank erarbeitet und umgesetzt [Hoy 1999]. Die Messwerte

¹ DDE – Dynamic Data Exchange – Technik zum dynamischen Datenaustausch zwischen Windowsprogrammen

werden minütlich gespeichert und zu einer Tagesdatei zusammengefasst. Abbildung 30 zeigt schematisch den Aufbau des hausinternen Netzwerkes und die Funktion der einzelnen Rechner und Programme.

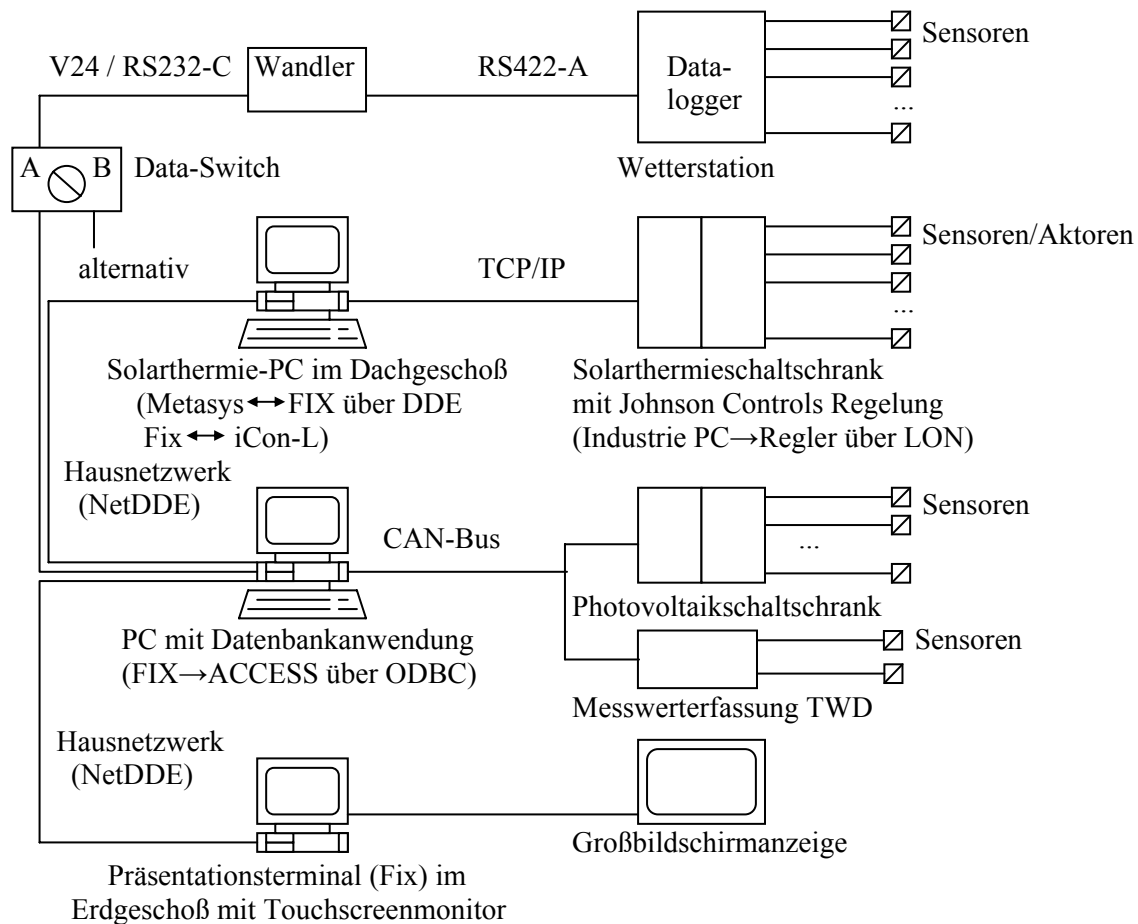


Abbildung 30: Struktur der Regelung, Prozessdatenaufzeichnung und Visualisierung im Technologiezentrum Köthen [Hoy 1999]

Vorgesehen war außerdem die Einbindung des grafischen Programmiersystems iCon-L [ProSign 1998] und die Übergabe der Stellsignale an METASYS. Dadurch sollte eine einfachere Änderung von Regelungsstrategien möglich werden. Dieses Konzept scheiterte jedoch an der ablehnenden Haltung von JOHNSON CONTROLS zur Freigabe der METASYS OPC¹-Schnittstelle.

¹ OPC – OLE for Process Control – etablierter Softwarestandard in der Automatisierungstechnik für den Austausch von Daten zwischen Anwendungsprogrammen und Industriesteuerungen

4 Ergebnisse und Betriebserfahrungen

4.1 Betriebserfahrungen und Versuchsergebnisse an Komponenten der Kältemaschine

4.1.1 Analyse der verfahrenstechnischen Problemstellung

Zur Einleitung dieses Kapitels werden im Folgenden die in einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ – AKM ablaufenden Prozessschritte über die allgemeinen Ausführungen im Abschnitt 2.2.3 hinaus erörtert. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf den Besonderheiten, die aus dem solaren Antrieb (niedrige Heizmedientemperatur) sowie der vergleichsweise kleinen Leistung resultieren.

In Abbildung 31 sind der Prozess sowie die wesentlichen Anlagenteile der ausgeführten AKM gezeigt, wobei nur die Komponenten Kondensator, Verdampfer, Absorber und Austreiber entsprechend der Lage im p-T-Diagramm dargestellt sind.

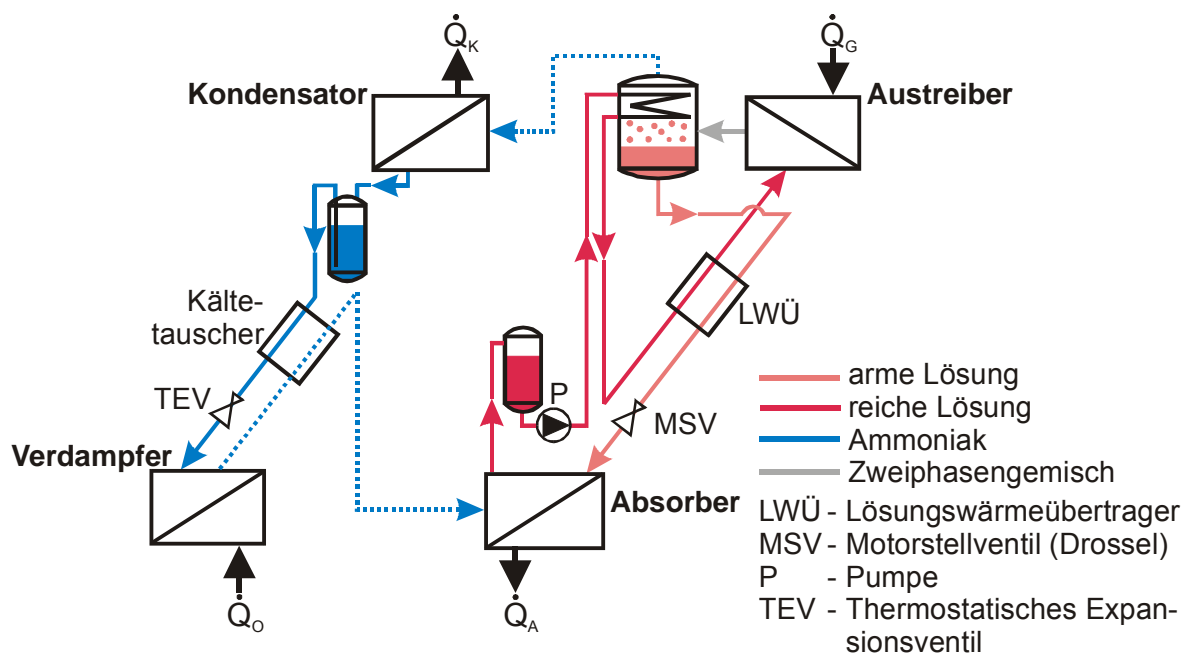


Abbildung 31: Prozess- und Anlagenschema der $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ - AKM

Der Kältemitteldampf wird im Kondensator unter Wärmeabgabe an das Kühlwasser verflüssigt und gelangt in einen Vorlagebehälter für den Verdampfer, den Kältemittelsammler. Durch eine entsprechende hydraulische Anordnung des Ausgangs des Kältemittelsammlers wird erreicht, dass im normalen Betrieb nur flüssiges Kältemittel zum thermostatischen Expansionsventil (TEV) gelangt. Im Kältetauscher wird eine Unterkühlung des Kältemittelkondensats durch Wärmeabgabe an den vom Verdampfer kommenden NH_3 -Dampf erreicht, welcher dabei überhitzt wird.

Das TEV spritzt soviel Kältemittel in den Verdampfer ein, dass eine einstellbare Überhitzung des Kältemitteldampfes am Ausgang des Verdampfers eingehalten wird. Somit wird eine gute Ausnutzung der Verdampferfläche unabhängig vom Belastungszustand des Verdampfers gewährleistet. Am Ausgang des Verdampfers ist dazu ein mit dem TEV verbundener Temperaturfühler angebracht, dessen Anordnung Einfluss auf die Betriebsweise des TEV hat, da ständig unverdampftes Wasser jedoch kein flüssiges Kältemittel den Verdampfer verlassen soll.

Das Kältemittel verdampft unter Aufnahme der Kälteleistung \dot{Q}_o , die dem zu kühlenden Medium (Kaltwasser) entzogen wird. Nach weiterer Erwärmung des NH_3 -Dampfes im Kältetau-

scher wird dieser im Absorber von der armen Lösung unter Wärmeabgabe an das Kühlwasser absorbiert. Ein Motorstellventil in der Zuleitung der armen Lösung wirkt als Drosselorgan und reguliert über den Volumenstrom zum Absorber das Flüssigkeitsniveau im Vorlagebehälter für die Lösungspumpe, in welchen die entstandene reiche Lösung nach dem Absorber gelangt. Dadurch wird ein Überfluten des Absorbers verhindert, was die zur Verfügung stehende Stoffübergangsfläche verringern würde. Gleichzeitig wird eine Mindestzulaufhöhe für die Lösungspumpe gewährleistet und deren Trockenlauf vermieden.

Die Lösungspumpe fördert die reiche Lösung und bewirkt gleichzeitig die nötige Druckerhöhung von p_o auf p_K .

Die reiche Lösung wird anschließend durch den Dephlegmator (Rohrschlangen) geführt, wo sie die bei der Abkühlung und Teilkondensation des Dampfes frei werdende Wärme aufnimmt. Danach findet im Lösungswärmeübertrager (LWÜ) ein Wärmeübergang von der armen zur reichen Lösung statt. Durch die Erwärmung der reichen Lösung wird die im Austreiber zuzuführende Wärme reduziert. Gleichzeitig wird durch die Abkühlung der armen Lösung die im Absorber abzuführende Wärmemenge gesenkt. Der Lösungswärmeübertrager trägt somit wesentlich zur Erhöhung des Wärmeverhältnisses des Gesamtprozesses bei.

Die im LWÜ vorgewärmte reiche Lösung wird im Austreiber durch Zufuhr der Heizwärme \dot{Q}_H weiter erhitzt und Ammoniak wird aus der Lösung ausgetrieben. Der entstandene Dampf (Ammoniak mit geringem Anteil Wasser) verlässt den Austreiber gemeinsam mit der armen Lösung. Eine Separation von dampfförmiger und flüssiger Phase findet erst im folgenden Abscheider statt, in dessen oberen Teil sich außerdem der Dephlegmator befindet. Die arme Lösung fließt durch den LWÜ und das Motorstellventil (Drosselung auf p_o) zurück zum Austreiber, womit der Lösungskreislauf geschlossen ist.

Im Dephlegmator wird die Temperatur des Dampfes verringert, wobei eine Teilkondensation stattfindet. Dabei ist der Wasseranteil im Kondensat höher als im zuströmenden Dampf, wodurch eine Erhöhung des NH_3 -Gehaltes des verbleibenden, zum Kondensator strömenden Dampfes erreicht wird. Mit der Kondensation des Kältemitteldampfes im Kondensator ist auch der Kältemittelkreislauf geschlossen.

Die Schwierigkeit bei der Auslegung einer AKM liegt zum einen an den Einflüssen der externen Temperaturen und zum anderen am gekoppelten Ablauf von Wärme- und Stoffübergangsvorgängen. Kühlwasser-, Heizmedien- und erforderliche Kälte-träger-temperatur bestimmen zusammen mit den erreichbaren Differenzen zu den inneren Temperaturen die Parameter Kondensations- und Verdampfungsdruck sowie Entgasungsbreite (Differenz der Konzentrationen von reicher und armer Lösung). Zur thermodynamischen Funktionsfähigkeit ist eine positive Entgasungsbreite notwendig und ausreichend ($\Delta\xi > 0$). Eine geringe Entgasungsbreite erfordert jedoch einen hohen spezifischen Lösungsumlauf, was sich aufgrund der Irreversibilitäten der Wärmeübergänge negativ auf das Wärmeverhältnis auswirkt. Für den praktischen Anlagenbetrieb ist eine Annäherung der Lösungskonzentrationen bis an den thermodynamischen Grenzfall (unendlicher Lösungsumlauf) daher nicht sinnvoll.

Der spezifische Lösungsumlauf (oder relative Massenstrom) von reicher (μ_r) bzw. armer Lösung (μ_a) bezogen auf den Kältemittelstrom (\dot{m}_d) kann im $h - \xi$ - Diagramm für Ammoniak-Wasser-Gemische grafisch bestimmt oder nach folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$\mu_r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_d} = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} \quad (9)$$

$$\mu_a = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_d} = \mu_r - 1 = \frac{\xi_d - \xi_r}{\xi_r - \xi_a} \quad (10)$$

Zum Erreichen hoher Wärmeverhältnisse ist ein hoher Absorberwirkungsgrad (η_{Ab}):

$$\eta_{Ab} = \frac{\xi_{rL} - \xi_{aL}}{\xi_{rL,theo} - \xi_{aL}} \quad (11)$$

erforderlich ($\xi_{rL,theo}$ - Sättigungskonzentration). Dazu sind ausreichend große Phasengrenzflächen bereit zu stellen. Da diese Flächen jedoch gleichzeitig Wärmeübergangsflächen darstellen, kann eine ungewollte, zu starke Unterkühlung der Lösung erfolgen (ein gewisses Maß an Unterkühlung wird als Triebkraft für den Absorptionsprozess benötigt). Dadurch wird mehr Wärme zum erneuten Aufheizen der Lösung im LWÜ und im Austreiber benötigt. Abbildung 32 verdeutlicht diesen Zusammenhang mit Ergebnissen einer Kreisprozessrechnung für einen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionskältekreislauf mit Kühlung des Dephlegmators durch die reiche Lösung (ohne Rektifikation) für folgende Randbedingungen:

- Austreiberendtemperatur T_G : 90 °C bzw. 80 °C,
- Kondensationstemperatur: 30 °C / Unterkühlung des Kondensats: 1 K,
- Verdampfungstemperatur: 4 °C / Überhitzung: 4 K,
- Temperatur der reichen Lösung am Austritt Absorber: 32 °C,
- $\Delta T_{LWÜ}$: 6 K; $\Delta T_{Kältetauscher}$: 10 K,
- Gesamtgüte v des Kreisprozesses: 0,9.

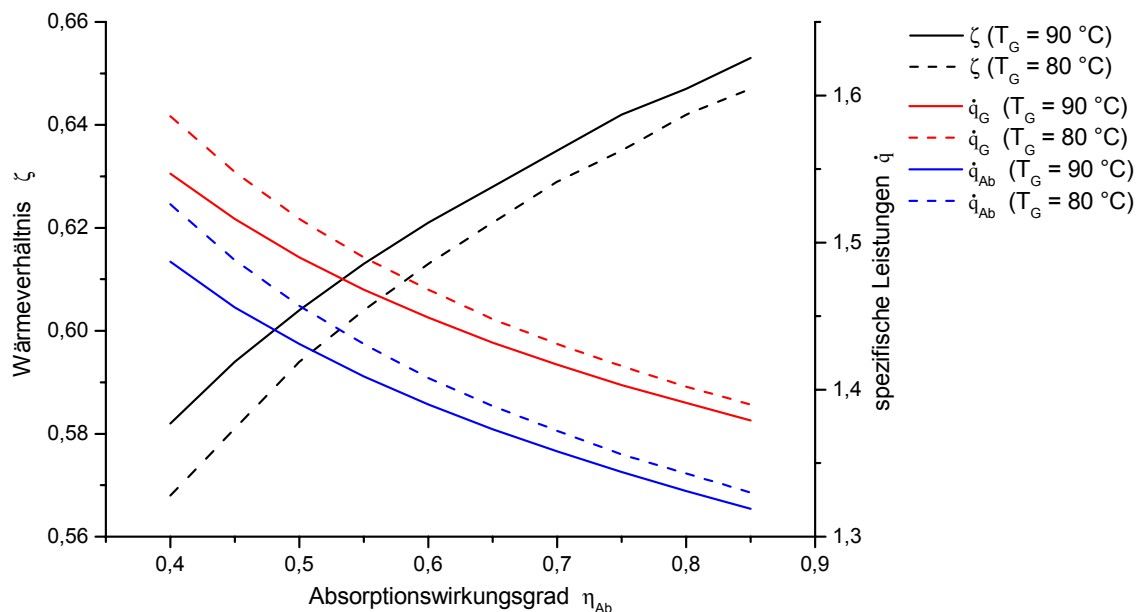


Abbildung 32: Wärmeverhältnis ζ und im Austreiber (\dot{q}_G) bzw. Absorber (\dot{q}_{Ab}) zu übertragende spezifische Wärmeleistungen (bezogen auf die Kälteleistung) in Abhängigkeit vom Absorptionswirkungsgrad nach [Richter 2000]

Für eine ausführlichere Erläuterung dieser Zusammenhänge sei auf die entsprechende Literatur verwiesen [Niebergall 1959; Schulz 1971, 1972; Jungnickel 1990; Herold 1996].

Die Absorptionskältetechnik ist zwar eine seit langem bekannte und genutzte Technologie der Kältebereitstellung, jedoch beschränkt sich ihre Anwendung seit vielen Jahren auf den Bereich großer Leistungen, und es sind nicht, wie in der Kompressionskältetechnik, Anlagen aller Leistungsgrößen verfügbar. Eine weitere Besonderheit ergibt sich aus dem solaren Antrieb der Anlagen. Dies erfordert indirekt beheizbare Austreiber (durch heiße Flüssigkeiten

oder Dampf), möglichst niedrige Austreibertemperaturen sowie Unempfindlichkeit gegenüber Temperaturschwankungen.

Nach dieser Prozessbeschreibung soll nun auf die besonderen Problemstellungen in einigen ausgewählten Bauteilen näher eingegangen werden.

4.1.2 Austreiber / Dephlegmator

Da der Wirkungsgrad von Solarkollektoren mit steigender Temperatur abnimmt, sollte die AKM mit einer möglichst geringen Austreibertemperatur arbeiten können und dennoch ein gutes Wärmeverhältnis erreichen. Deshalb sind geringe Temperaturdifferenzen zu den äußeren Medien besonders wichtig und es wurden weitgehend Plattenwärmeübertrager (PWÜ) eingesetzt. Ein weiterer Grund ist der geringe Platzbedarf von PWÜ.

Beim Austreiber lässt sich durch den Einsatz eines PWÜ ein für die Wärmeübertragung vorteilhafter Gegenstrom von Lösung und Heizmedium realisieren. Es wird eine gute Annäherung der Austreiberendtemperatur an die Eintrittstemperatur des Heizmediums erreicht. Gleichzeitig bedingt dies jedoch einen überfluteten Austreiber mit Gleichstrom und gemeinsamen Austritt von armer Lösung und Kältemitteldampf aus dem Austreiber. Dies führt im Vergleich zu einem Gegenstrom von Dampf und Lösung (z.B. in einem berieselten Rohrbündel-WÜ) zu einem höheren Wasseranteil im Dampf. Abbildung 33 verdeutlicht diesen Sachverhalt mit typischen Prozesswerten entsprechend der Stoffdatenbibliothek AWMix für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemische [Tillner-Roth 1998].

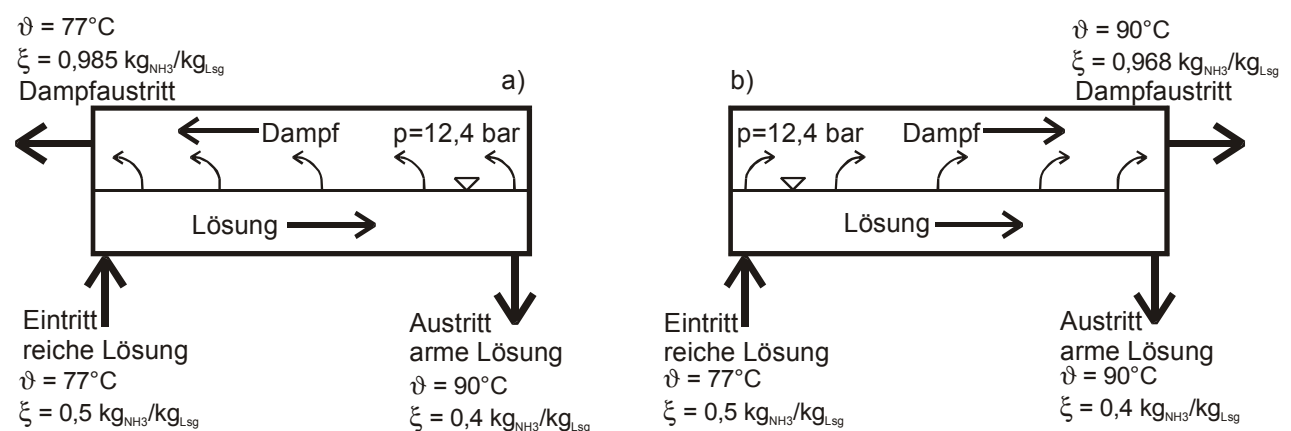


Abbildung 33: Vergleich von Gegenstrom (a) und Gleichstrom (b) von Dampf und Lösung im Austreiber

Der Wasseranteil im Kondensat bewirkt eine Verschiebung der Siedetemperatur. Bei gegebenem Druck wird bei einer bestimmten Temperatur nur ein Teil des in den Verdampfer eingespritzten Kondensats verdampft. Da aufgrund der bereitzustellenden Kälte-träger-temperatur (Kälteanwendung) die Verdampfungstemperatur jedoch nicht beliebig erhöht werden kann, und auch der Verdampfungsdruck wegen der zur Verfügung stehenden Kühlwassertemperatur im Absorber nicht gesenkt werden kann¹, bleibt ein Teil des Kältemittelkondensats ungenutzt. Je nach Bauart des Verdampfers sammelt sich das Wasser sowie das darin

¹ bzw. eine Verringerung von p_0 bei gleicher Kühlwassertemperatur zu einer Verschiebung der Lösungskonzentrationen (geringere Konzentration in reicher Lösung) und damit letztendlich zur Verschlechterung des Wärmeverhältnisses führt

gelöste Ammoniak dort an, so dass der Verdampfer periodisch in den Absorber entleert werden muss oder dieser Anteil wird ständig in den Absorber ausgetragen.

Da das unverdampft bleibende Wasser sowie das darin gelöste Ammoniak jedoch im Austreiber auch verdampft werden müssen, hat die Höhe des Wasseranteils im Dampf einen großen Einfluss auf die erreichbare Kälteleistung bzw. das erzielbare Wärmeverhältnis. In Abbildung 34 ist die zum Erreichen eines bestimmten Dampfanteils im Verdampfer (bzw. Kältetauscher) nötige Temperatur für verschiedene NH_3 -Konzentrationen im Kondensat dargestellt. Die Kurve a) gilt für die in Abbildung 33 bei Gegenstrom im Austreiber ermittelte Dampfkonzentration, Kurve b) für Gleichstrom von Dampf und Lösung und Kurve c) für den NH_3 -Anteil im Kondensat ($\xi = 0,997$), der durch Abkühlung des Dampfes im Dephlegmator auf 55 °C erreicht wird.

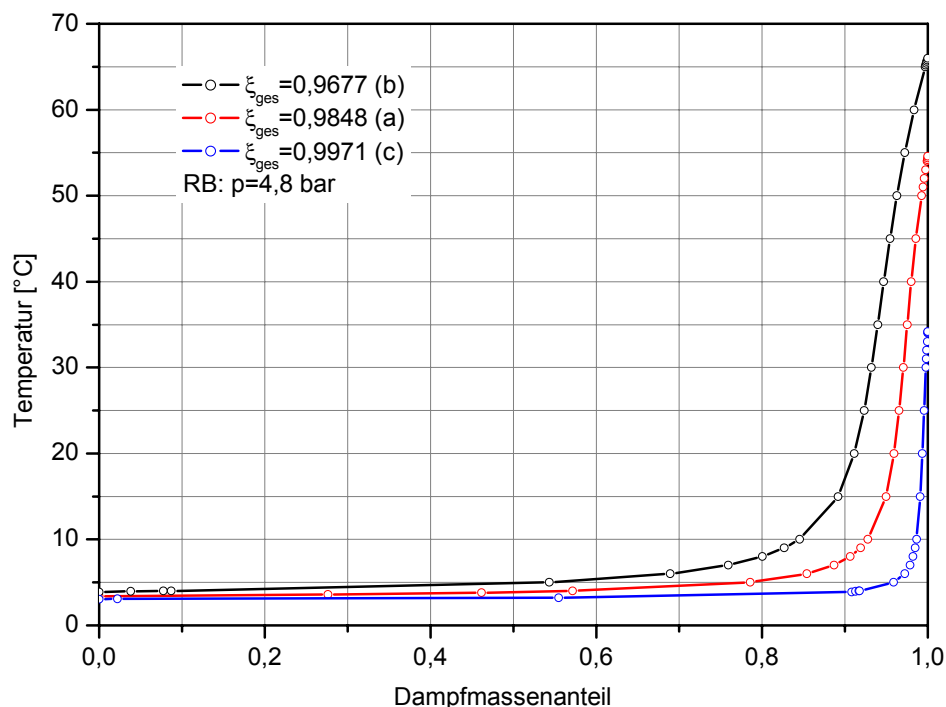


Abbildung 34: Notwendige Verdampfungstemperatur zum Erreichen bestimmter Dampfmassenanteile für verschiedene Dampfreinheiten

Ein Vergleich der Kurven zeigt den großen Einfluss des Wasseranteils. Bei einer maximalen Temperatur von 5 °C verdampfen $54,3\%$ (b), $78,5\%$ (a) bzw. $95,9\%$ (c) des in den Verdampfer eingespritzten Kondensats. Ist eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur auf 10 °C möglich, können diese Anteile auf $84,6\%$ (b), $92,8\%$ (a) bzw. $98,7\%$ (c) erhöht werden.

Wegen des großen Einflusses des Wasseranteils im Dampf/Kondensat wird in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ – AKM der Austreibung zumeist eine Rektifikation zur Erhöhung des NH_3 -Gehalts nachgeschaltet. Im Allgemeinen sind dies jedoch Anlagen hoher Kälteleistung, die mit höheren Austreibungstemperaturen betrieben werden (bedeutet höheren H_2O -Gehalt im Dampf). Da die Temperatur im Austreiber der solar betriebenen AKM vergleichsweise niedrig ($70\text{--}90\text{ °C}$) und der Wassergehalt des Dampfes damit relativ gering sind, wurde zur Senkung des apparativen und regelungstechnischen Aufwandes auf eine Rektifikation verzichtet. Stattdessen wird ein Dephlegmator eingesetzt. In diesem kann ausgehend von Fall b) in Abbildung 33 (Gleichgewicht Dampf/arme Lösung) durch Abkühlung des Dampfes auf z.B. 55 °C dessen NH_3 -Konzentration von $\xi = 0,968\text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{Dampf}}$ auf $\xi = 0,997\text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{Dampf}}$ erhöht werden. Dabei werden zwar auch $4,9\%$ des ausgetriebenen Ammoniaks kondensiert und der armen

Lösung zugeführt, jedoch wird eine Steigerung des Dampfanteils bei Verdampfung bei 5 °C und 4,8 bar von 54,3 % auf 95,9 % erreicht. Die bei Abkühlung des Dampfes auf verschiedene Temperaturen erreichbaren Dampfkonzentrationen sowie die Anteile des jeweils im Dampf verbleibenden Kältemittels sind in Abbildung 35 dargestellt.

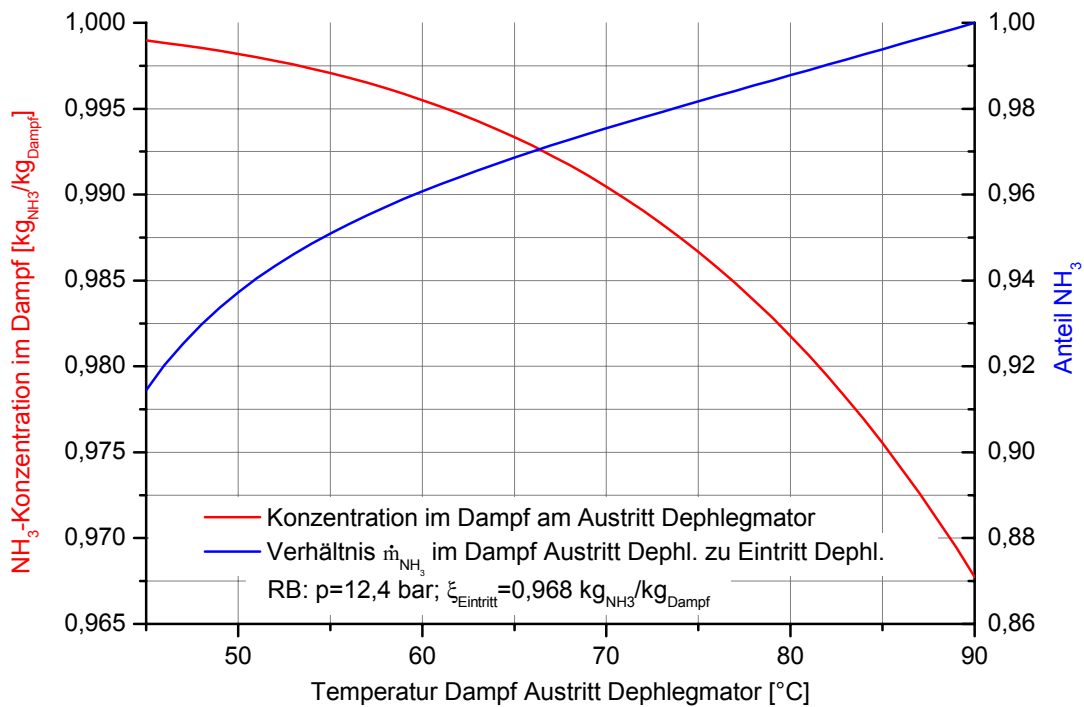


Abbildung 35: NH₃-Konzentration im Dampf und Anteil des im Dampf verbleibenden Ammoniaks bei verschiedenen Dephlegmationstemperaturen

Mit dem anfänglich in der AKM eingesetzten Dephlegmator wurden die geforderten Dampfaustrittstemperaturen nicht erreicht. Bei Beheizung des Austreibers mit einer Vorlauftemperatur von 95 °C wurden Dampftemperaturen am Austritt des Dephlegmators von 70 bis 73 °C (an der Rohraußenwand) gemessen.

Um eine niedrigere Dampftemperatur und damit eine höhere NH₃-Konzentration im Dampf zu erzielen, wurde ein verbesserter Dephlegmator mit größerer Fläche installiert. Bei vergleichbaren Bedingungen wurde bei Beheizung des Austreibers mit 95 °C eine Dampftemperatur von 60 °C erreicht. Abbildung 36 zeigt weitere Messergebnisse für zwei Lösungsvolumenströme und verschiedene Austreibertemperaturen.

Zusammen mit dem verbesserten Dephlegmator wurde die Möglichkeit einer Einspritzung von reicher Lösung in den Abscheidebehälter vorgesehen. Ein einstellbarer Teilstrom der reichen Lösung, die den Dephlegmator durchfließen hat, kann unterhalb der Dephlegmatorschlangen und oberhalb einer Füllkörperschüttung sowie des Eintritts des Zweiphasengemisches eingespritzt und über der Packung verteilt werden. Durch den Kontakt von aufströmendem Dampf und herabrieselnder reicher Lösung innerhalb einer Packung wird eine Aufkonzentrierung des Dampfes erreicht. Der geringere Wasseranteil des Dampfes wirkt sich positiv auf die Kälteleistung und das Wärmeverhältnis aus.

Bei den äußeren Parametern, bei denen die AKM bisher zur Klimakälteerzeugung typischerweise betrieben wurde (Austreibertemperatur maximal 100 °C; Kaltwassertemperatur minimal ca. 8 °C), konnte die leistungssteigernde Wirkung der Einspritzung von reicher Lösung allerdings nicht festgestellt werden. Die in Abbildung 37 dargestellten Ergebnisse zeigen jedoch, dass sich die Aufkonzentrierung des Dampfes mit steigender Austreibertemperatur zunehmend positiv auswirkt. Bei einer Vorlauftemperatur zum Austreiber von 100 °C sind die

Ergebnisse beider Varianten nahezu identisch. Bei weiterer Erhöhung der Austreibertemperatur sind Vorteile des Betriebes mit Einspritzung zu erwarten. Eine solche Betriebsweise ist zum Ausgleich höherer Kühlwassertemperaturen (z.B. bei Verwendung eines trockenen Kühlturms) oder zum Erzielen tieferer Verdampfungstemperaturen (z.B. zur Bereitstellung von Lagerungskälte) anzuwenden.

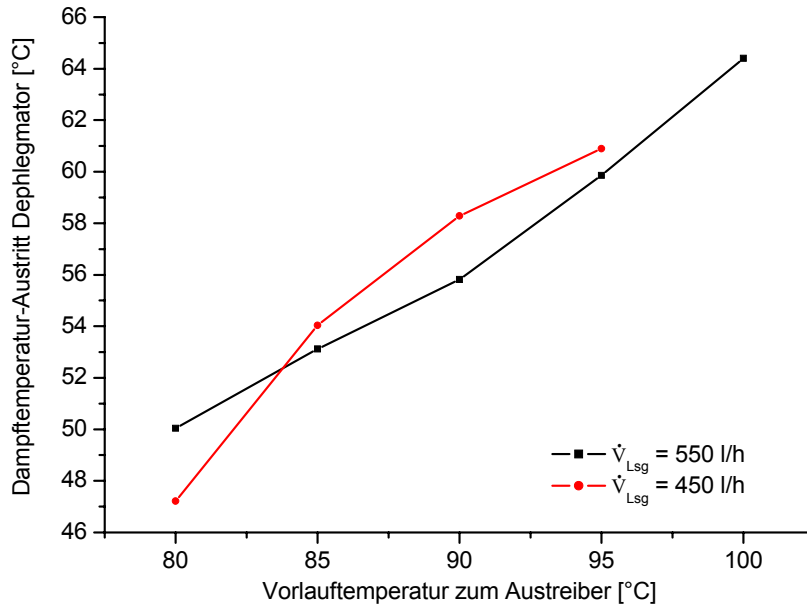


Abbildung 36: Dampfaustrittstemperaturen aus dem Dephlegmator bei unterschiedlichen Austreibertemperaturen und Lösungsvolumenströmen

RB: $T_{\text{Kühlwasser von Kühlturm}} = 27 \dots 28 \text{ °C}$; $T_{\text{Kaltwasser aus Verdampfer}} = 8,2 \dots 9,7 \text{ °C}$

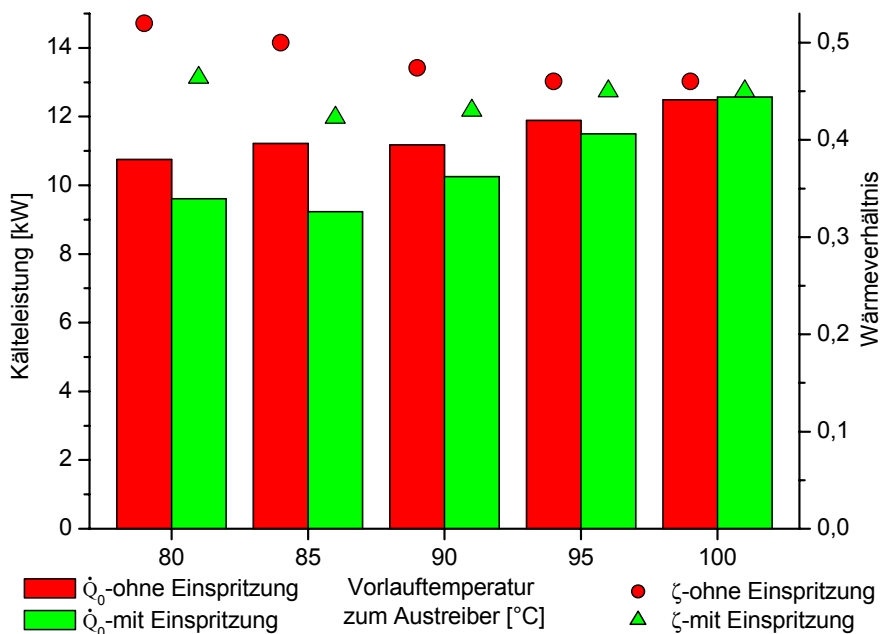


Abbildung 37: Vergleich von Kälteleistung und Wärmeverhältnis für den Betrieb mit und ohne Einspritzung reicher Lösung¹

¹ Die Randbedingungen wie Kühlwasser- und Verdampfungstemperatur sind nur für die Wertepaare einer Austreibertemperatur gleich. Untereinander weisen sie geringe Abweichungen auf: $\Delta T_{\text{Kühlwasser}}$ maximal 1,5 K; $\Delta T_{\text{Kaltwasser}}$ maximal 4 K.

4.1.3 Kondensator / Kältemittelsammler

Der Einsatz eines Plattenwärmeübertragers als Kondensator hat sich bewährt. Es wurde eine sehr gute Annäherung der Kondensationstemperatur an die Kühlwassertemperatur bei geringem Platzbedarf für den Kondensator erreicht.

Aufgrund des solaren Antriebes der AKM mit wechselnden Austreibertemperaturen kommt es zu größeren Konzentrationsverschiebungen der umlaufenden armen und reichen Lösung, wodurch die Menge des freien Kältemittels variiert. Der Kältemittelsammler muss so dimensioniert sein, dass er das freie Kältemittel aufnehmen kann und ein Rückstau flüssigen Kältemittels in den Kondensator verhindert wird. Dies würde die zur Verfügung stehende Wärmeübergangsfläche im Kondensator verringern und damit zu einem Anstieg von Kondensationstemperatur und –druck sowie einem u.U. instabilen Betrieb der Anlage führen.

Die Ermittlung der benötigten Füllmenge an Kältemittel erfolgte durch das Abfahren des Temperaturbereiches für den Austreiber bei der Inbetriebnahme/Befüllung.

4.1.4 Thermostatisches Expansionsventil

In der AKM wurde ein marktübliches TEV mit äußerem Druckausgleich eingesetzt, um einen Einfluss des Druckverlustes des Verdampfers bei der Einstellung der Überhitzung auszuschließen. Besonderheiten aufgrund des solaren Antriebs der AKM bestehen nicht.

4.1.5 Verdampfer

Da bei einem Verzicht auf eine Rektifikation nach der Austreibung das am TEV ankommende Kondensat einen geringen Wasseranteil enthält, wurde ein von oben beaufschlagter Rieselveerdampfer in Form eines Plattenwärmeübertragers ausgewählt. Dadurch kann die Ansammlung von Wasser im Verdampfer mit den in 4.1.1 beschriebenen Folgen verhindert werden. Der nicht verdampfte Wasseranteil verlässt den Verdampfer kontinuierlich und läuft durch den Kältetauscher in den Absorber ab. Allerdings müssen bei dieser Konfiguration eine gute Benetzung der Verdampferflächen sowie eine ausreichende thermische Länge des Verdampfers sichergestellt werden, um eine genügende Verweilzeit des Kältemittels im Verdampfer zu erreichen und damit ein Abfließen unverdampften Kältemittels zu verhindern.

Da für diese Leistungsgröße kein geschweißter Plattenwärmeübertrager ausreichender thermischer Länge (Höhe) marktverfügbar war, mussten zwei Verdampfer hintereinander gesetzt werden, wobei der zweite unterhalb des ersten angeordnet wurde. Für eine gute Benetzung der Platten wurde vor dem ersten Verdampfer ein Zerstäuber eingebaut.

Die mit dieser Konfiguration erzielten Ergebnisse waren nicht zufrieden stellend. Offenbar wurden nicht alle Platten der beiden Verdampfer ausreichend und gleichmäßig mit Kältemittel beaufschlagt, so dass es zu einem Abfließen unverdampften Kältemittels in den Kältetauscher kam. Auch dort wurde es nicht vollständig verdampft und gelangte unverdampft in den Absorber mit den entsprechenden negativen Auswirkungen auf die erzielte Kälteleistung und das Wärmeverhältnis.

Die beiden Plattenapparate wurden daraufhin gegen einen Koaxialverdampfer ausgetauscht. Dieser besteht aus einem spiralförmig aufgewickelten Doppelrohr. Es wird ein Gegenstrom von Kaltwasser im Innen- und verdampfendem Kältemittel im Außenrohr realisiert, wobei das Kältemittel am unteren Ende eintritt. Dadurch wird eine gleichmäßigere Beaufschlagung und damit eine bessere Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Wärmeübertragungsfläche erreicht. Die Austragung des unverdampft bleibenden Wasseranteils wird durch Mitreißen

der Tröpfchen im Dampfstrom aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit infolge der Teilverdampfung im TEV gewährleistet. Der Volumenanteil des Dampfes nach dem TEV beträgt bereits 80 – 90 %.

Nachteile des Koaxialverdampfers sind ein höherer Platzbedarf und ein größerer Druckverlust auf der Wasserseite, was eine leistungsstärkere Pumpe erfordert (Strombedarf!).

In Abbildung 38 werden die mit den beiden Verdampfer-Konfigurationen erreichten Ergebnisse verglichen. Für den Vergleich wurden Messungen mit gleichem Lösungsvolumenstrom (450 l/h), gleicher Absorberkonfiguration und Austreibervorlauftemperatur (90 °C) jedoch verschiedenen Kühl- und Kaltwassertemperaturen herangezogen. Dabei waren die Bedingungen für den Plattenverdampfer günstiger, d.h. niedrigere Kühlwasser- (25 statt 27 °C) und höhere Kaltwassertemperatur (16,5 statt 12,5 °C). Bei gleichen äußeren Bedingungen ist mit einem noch deutlicheren Vorteil des Koaxialverdampfers zu rechnen.

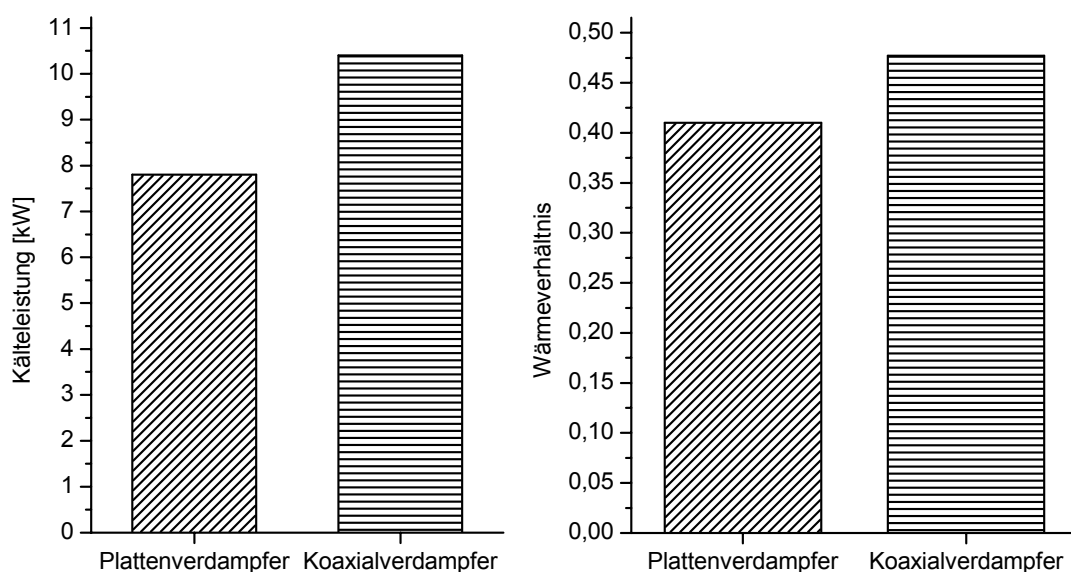


Abbildung 38: Vergleich von Kälteleistung und Wärmeverhältnis unterschiedlicher Verdampferkonfigurationen

4.1.6 Kältetauscher

Da das im Verdampfer zur Verfügung stehende Kondensat nicht völlig wasserfrei ist, wächst die Bedeutung des Kältetauschers. Das im Kältemitteldampf enthaltene Wasser kann im Verdampfer (bei p_0 und T_0) nicht verdampfen und verlässt diesen je nach Bauart durch Mitreißen der Tröpfchen im Dampfstrom (von unten beaufschlagter Koaxialverdampfer) oder durch Herabrieseln (von oben beaufschlagter Plattenwärmeübertrager). In diesem Wasseranteil ist jedoch auch eine beträchtliche Menge Ammoniak gelöst, die zwar ausgetrieben werden musste, dem Verdampfungsprozess aber nicht zur Verfügung steht. Im Kältetauscher wird nun bei annähernd gleichem Druck eine höhere Temperatur erreicht, so dass ein Teil des Wassers und das darin gelöste Ammoniak verdampfen und dabei eine Enthalpieverringerung des Kondensats bewirken, indirekt also doch noch zum Erbringen der Kälteleistung beitragen. Die Überhitzung des bereits im Verdampfer entstandenen Kältemitteldampfes im Kältetauscher trägt ebenfalls zu diesem Effekt bei.

Der Einsatz eines Plattenwärmeübertragers als Kältetauscher in der AKM hat sich bewährt.

4.1.7 Absorber

Um im Austreiber der AKM möglichst reinen Dampf zu erhalten, muss die im Absorber entstehende reiche Lösung einen möglichst hohen Ammoniakanteil enthalten. Der NH_3 -Gehalt wird durch die Kühlwassertemperatur und den Absorptionswirkungsgrad beeinflusst. Da sich die Kühlwassertemperatur nicht beliebig senken lässt, ist das Erreichen eines hohen Absorptionswirkungsgrades von besonderer Bedeutung für das Wärmeverhältnis (siehe Abbildung 32 – Kapitel 4.1.1).

Gleichzeitig werden durch den Absorptionswirkungsgrad die Zulaufbedingungen für die Lösungspumpe beeinflusst. Ein hoher Absorptionswirkungsgrad bedeutet eine geringe Abweichung der Lösung vom Sättigungszustand. Dadurch erhöhen sich die Anforderungen an die Ausführung des Pumpenzulaufs (möglichst geringe Druckverluste) sowie an den NPSH-Wert der Lösungspumpe, um Kavitation zu vermeiden.

Der Einsatz eines geschweißten Plattenwärmeübertragers als Standardbauteil mit geringem Platzbedarf hat sich bewährt. Es wurde eine gute Annäherung der Temperatur der reichen Lösung an die Kühlwassertemperatur bei gleichzeitig hohem Absorptionswirkungsgrad ($\eta_{\text{Abs.}} = 0,5 - 0,6$; ergibt sich aus erzieltm Wärmeverhältnis der AKM) erreicht. Eine direkte Bestimmung des Absorptionswirkungsgrades war aufgrund der fehlenden Möglichkeit der Messung der NH_3 -Konzentration der reichen Lösung nicht möglich.

4.1.8 Lösungspumpe

Das Fehlen einer geeigneten kostengünstigen Lösungspumpe für die Absorptionskältemaschine ist eines der wesentlichen Probleme, die während des Versuchsbetriebes auftraten. Da es bisher nicht zufriedenstellend gelöst ist, sollen im Folgenden die an die Pumpe gestellten Anforderungen sowie die durchgeführten Arbeiten näher erläutert werden.

Die Lösungspumpe sollte folgende Anforderungen erfüllen:

- kleiner Fördervolumenstrom (ca. 550 l/h),
- pulsationsfreie Förderung / Gleichmäßigkeit des Förderstroms,
- Druckerhöhung in Abhängigkeit von externen Temperaturen im Bereich von 5 bis 10 bar,
- geeignete Pumpenkennlinie, d.h. möglichst geringe Änderung des Volumenstromes bei Änderung der Förderhöhe,
- Eignung für geringe Viskosität der $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Lösung ($\nu \approx 0,9 \text{ cSt} = 0,9 \text{ mm}^2/\text{s}$),
- niedriger NPSH_P, da sonst Kavitationsgefahr infolge der Förderung fast siedender Flüssigkeit,
- hohe Zuverlässigkeit der Dichtheit bei Systemdrücken bis 15 bar, um ein Austreten von Ammoniak zu verhindern,
- Verschleißbeständigkeit, um hohe Lebensdauer der AKM (ca. 20 Jahre) zu gewährleisten bzw. spezifische Instandhaltungskosten dieser Anlage kleiner Leistung nicht durch häufigen Pumpenaustausch zu erhöhen,
- hoher Pumpenwirkungsgrad, d.h. geringe elektrische Leistungsaufnahme,
- geringe Baugröße,
- geringe Kosten,
- geringe Geräuschemissionen,
- geringe Vibrationen.

Eine Pumpe, die alle genannten Anforderungen erfüllt, war nicht marktverfügbar. Für den Einsatz in der AKM wurde die Zahnradpumpe 8200M der Fa. SCHERZINGER (Abbildung A 1) ausgewählt. Sie erfüllte die Anforderungen hinsichtlich des Förderstroms, der Druckerhöhung, der Pumpenkennlinie (Verdrängungsprinzip), der Dichtheit (Drehmomentübertragung auf Pumpenwelle mittels Magnetkupplung, daher keine Wellenabdichtung notwendig), des Wirkungsgrades, der Baugröße sowie des vibrations- und pulsationsarmen Betriebes. Hinsichtlich der Eignung für den Viskositätsbereich der Lösung, des NPSH_P-Wertes sowie der Verschleißbeständigkeit konnten vom Hersteller keine definitiven Aussagen getroffen werden.

Da sowohl die im Austreiber aufgenommene Heizleistung als auch die Kälteleistung der AKM bereits nach wenigen Betriebsstunden unter den berechneten Werten lagen und sich weiter verringerten, musste von einem Verschleiß der Pumpe ausgegangen werden. Eine Messung des von der Pumpe geförderten Lösungsstromes war zu diesem Zeitpunkt nicht möglich. Die Pumpe wurde ausgebaut und der Pumpenrotor geöffnet, um mögliche Schäden am Pumpenrotor feststellen und beurteilen zu können. Abbildung 39 zeigt die Verschleißerscheinungen an den Zahnrädern.

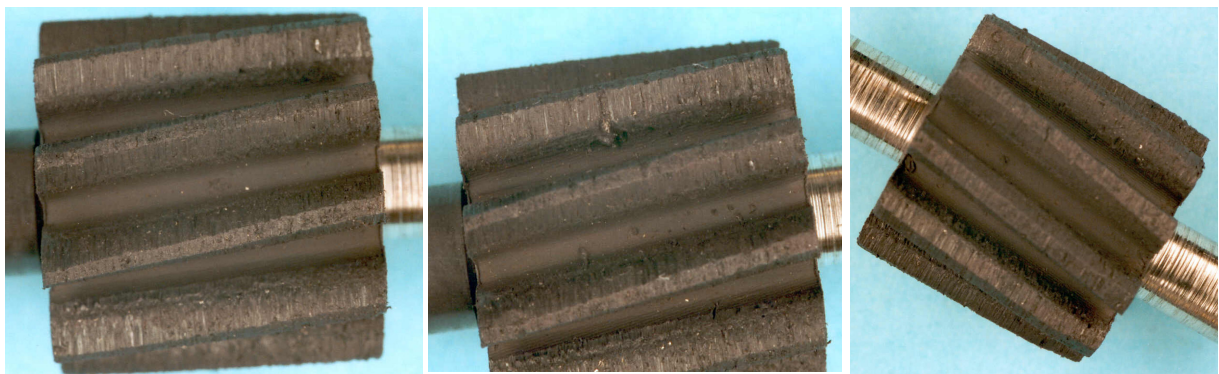


Abbildung 39: Verschlossene Zahnräder der Pumpe 8200M (Fa. SCHERZINGER)

Der Betrieb der Zahnradpumpe war teilweise mit einer hohen Geräuschentwicklung verbunden. Da das kreischende Geräusch nicht ständig auftrat, wurde als Ursache Kavitation in Abhängigkeit der Sättigung der geförderten reichen Lösung vermutet. Aufgrund des Schadensbildes können jedoch auch Verunreinigungen im Kreislauf sowie eine generelle Nichteignung der Pumpe aufgrund zu geringer Schmierwirkung der Lösung (niedrige Viskosität) nicht ausgeschlossen werden. Zudem war die Leitung vom Vorlagebehälter zur Pumpe (Saugseite der Pumpe) mit einem kleinen Rohrquerschnitt und einem ungünstigen Einlauf innerhalb des Sammlers ausgeführt und enthielt mehrere Umlenkungen, die den Druckverlust erhöhen und damit die Zulaufbedingungen verschlechtern (NPSH_A wird verringert). Es wurden Veränderungen zur Verbesserung der Zulaufbedingungen vorgenommen und der Pumpenkörper gewechselt.

Mit dem Austausch des Pumpenkörpers der Zahnradpumpe wurde auch ein Ultraschallmessgerät¹ zur Erfassung des geförderten Lösungsvolumenstroms installiert. In Abbildung 40 ist die erbrachte Förderleistung über der summierten Betriebszeit der zweiten Pumpe innerhalb der AKM aufgetragen. Dargestellt sind die stündlichen Mittelwerte der während des

¹ Ultraschallmessgerät *Fluxus ADM 7805* der Firma FLEXIM

Versuchsbetriebes an 19 Tagen gemessenen Förderleistung, wobei die äußeren Parameter nahezu konstant blieben und ihr Einfluss auf den Pumpenbetrieb daher vernachlässigt wird. Der für die AKM ausgelegte Nenn-Lösungsvolumenstrom von 550 l/h wird bereits nach weniger als 20 Stunden nicht mehr erreicht. Innerhalb einer Betriebszeit von 90 Stunden sinkt die Förderleistung der Pumpe auf unter 200 l/h.

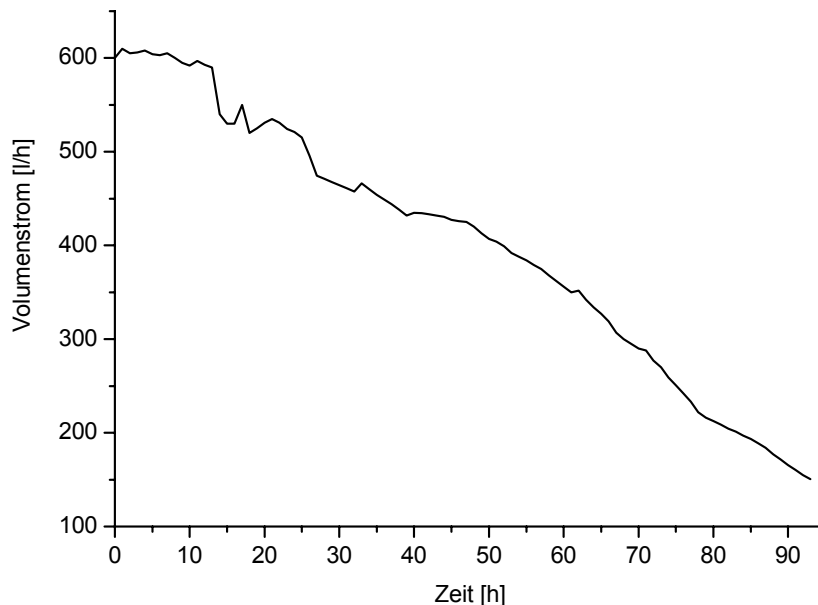


Abbildung 40: Förderleistung der Zahnradpumpe 8200M (Fa. SCHERZINGER) in Abhängigkeit der Gesamtbetriebszeit

Nachdem auch der zweite Pumpenkörper der Zahnradpumpe innerhalb weniger Betriebsstunden verschlissen war, wurde eine Kolbenmembranpumpe (HydraCell G10 – Fa. VERDER) als Lösungspumpe eingesetzt. Die ebenfalls nach dem Verdrängungsprinzip arbeitenden Kolbenmembranpumpen weisen meist den Nachteil einer un stetigen Förderung auf. Bei dem eingesetzten Typ sollte dies jedoch nach Angaben des Herstellers durch drei auf einem Kreisumfang angeordnete Zylinder ausgeglichen werden. Deshalb wurde auf weitere Vorkehrungen zum Ausgleich bzw. zur Verstetigung des Volumenstroms (Pulsationsdämpfer / Puffer) verzichtet.

Der Betrieb dieser Kolbenmembranpumpe verursachte dann allerdings starke Geräuscentwicklungen, Pulsationen und Druckstöße in der AKM, die sogar zum kurzzeitigen Öffnen eines auf 25 bar eingestellten Sicherheitsventils auf der Druckseite der Pumpe führten. Ein dauerhafter Betrieb der Pumpe innerhalb der AKM war daher nicht möglich. Wegen der hohen Kosten für die Anschaffung eines Pulsationsdämpfers wurde der Einsatz einer Kolbenmembranpumpe in der AKM ebenfalls verworfen.

Als Lösungspumpe wurde nun eine neunstufige Kreiselpumpe (CRN 2-90 – Fa. GRUNDFOS) eingesetzt. Diese mit einer Gleitringdichtung versehene Pumpe ist kostengünstig im Vergleich zu anderen angebotenen Kreiselpumpen mit aufwändigeren Dichtungs- bzw. Leckagerückführungssystemen. Die Auslegung der Pumpe und insbesondere die Auswahl der Stufigkeit erfolgten durch den Anbieter. Im Betrieb in der AKM wurden jedoch die zugesicherten Volumenströme nicht erreicht. Außerdem zeigte sich ein für den Einsatz in der AKM ungünstiger großer Einfluss der Druckdifferenz auf die Fördermenge. Abbildung 41 verdeutlicht dies mit Messwerten.

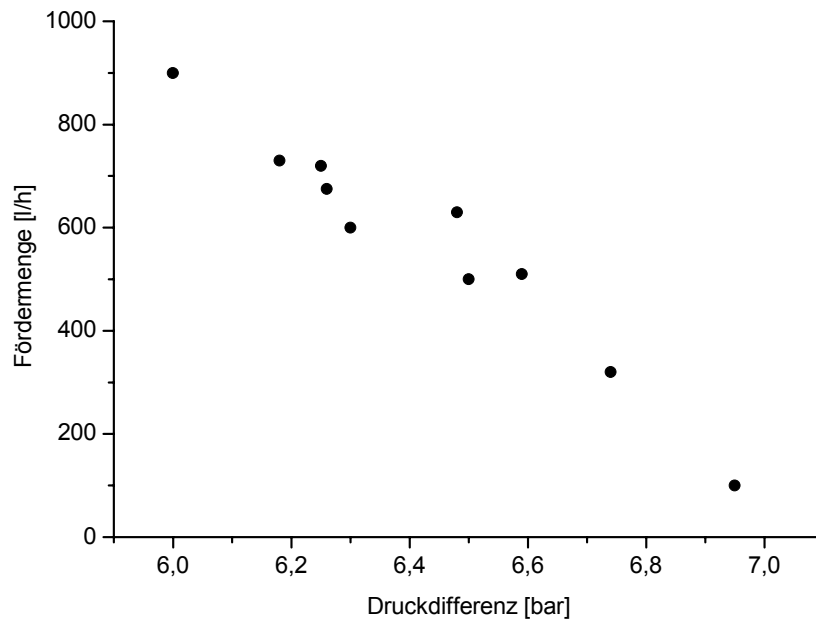


Abbildung 41: Neunstufige Kreiselpumpe CRN 2-90 – gemessene Fördermenge in Abhängigkeit von der Druckdifferenz beim Einsatz in der AKM (ca. 50 %ige $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Lösung)

Da die nötige Fördermenge von 550 l/h bei einer Druckdifferenz von 7,2 bar¹ nicht erreicht wurde, erfolgte der Austausch gegen eine gleichartige Pumpe mit 11 Stufen (CRN 2-110).

Diese Pumpe konnte einen ausreichenden Volumenstrom fördern, allerdings war eine Verringerung der Nenn-Pumpendrehzahl durch einen Frequenzumformer notwendig. Das Vorgeben einer festen Drehzahl erwies sich dabei jedoch als ungeeignet, da bereits geringe Änderungen der von der Pumpe zu überwindenden Druckdifferenz extreme Schwankungen des Volumenstroms hervorriefen (Abbildung 42).

Die auftretenden Schwankungen der Drücke und des Lösungsvolumenstroms wurden durch ein Zusammenspiel verschiedener Einflüsse verursacht.

Obwohl der Ventilator des Kühlturms bei diesem Versuch dauerhaft mit hoher Drehzahl lief², veränderte sich die Kühlwassertemperatur, da die an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge vom umlaufenden Lösungsstrom abhängt. Änderungen der Kühlwassertemperatur wirken sich wiederum auf den Kondensationsdruck aus.

Infolge der Regelung des Füllstandes im Pumpenvorlagebehälter durch das Motorstellventil wurde der zum Absorber fließende Strom armer Lösung verändert. Weniger Lösung kann weniger Kältemitteldampf absorbieren, was einen Anstieg des Verdampfungsdruckes zur Folge hatte. Dies beeinflusste wiederum das Verhalten des thermostatischen Expansionsventils³, das zusätzliche Druckschwankungen hervorrief und die Menge des im Absorber ankommenden Kältemitteldampfes veränderte. Wird weniger Kältemittel im Absorber absorbiert, kann weniger verdampft werden, was sich in einer verringerten Kälteleistung niederschlägt (Darstellung der Kaltwasseraustrittstemperatur in Abbildung 42 als Maß für die Kälteleistung bei konstanter Kaltwassereintrittstemperatur in den Verdampfer).

¹ Auslegungsbedingungen

² im Normalbetrieb ist der Ventilator des Kühlturms thermostatgesteuert, was zusätzlich zu veränderlichen Kühlwassertemperaturen beiträgt

³ Öffnen und Schließen in Abhängigkeit von der Überhitzung des Kältemitteldampfes am Austritt des Verdampfers bezogen auf den jeweiligen Verdampfungsdruck

Diese komplexen Zusammenhänge führten bei Vorgabe einer festen Pumpendrehzahl zu einem periodischen Schwanken von Kondensations-/Verdampfungsdruck und der daraus resultierenden Druckdifferenz sowie des von der Pumpe geförderten Volumenstroms an reicher Lösung und des nachströmenden Volumenstroms an armer Lösung. Ein den Auslegungsbedingungen entsprechender Betrieb der AKM war so nicht möglich.

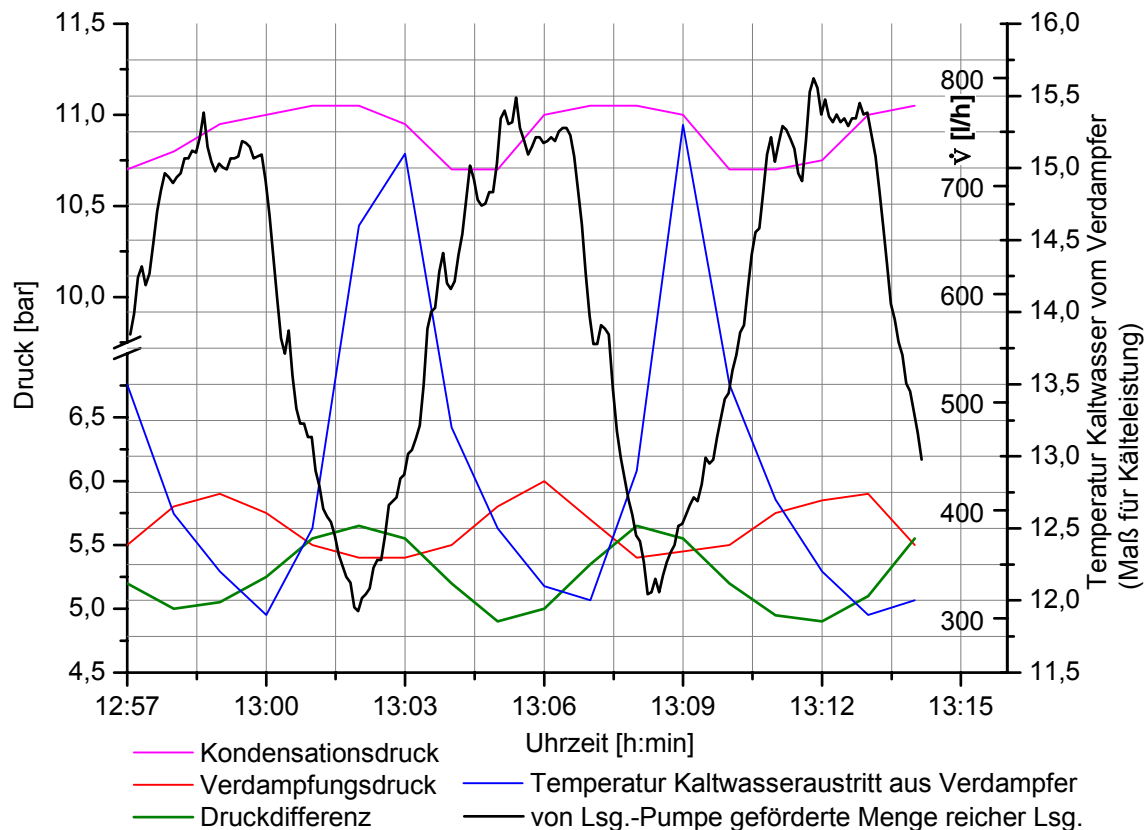


Abbildung 42: Periodische Schwankungen verschiedener Parameter beim unregelmäßigen Betrieb der Kreiselpumpe CRN 2-110 ¹

Um dennoch einen Versuchsbetrieb zu ermöglichen, wurde der Volumenstrom durch laufende Veränderung der Pumpendrehzahl auf den Sollwert ausgeregelt. Dazu erfolgte eine Aufrüstung des Volumenstrommessgerätes mit einem Prozessausgang, der dem integrierten PID-Regler des Frequenzumformers als Eingangsgröße dient. Die Regelparameter des PID-Reglers wurden experimentell angepasst (Betrieb als PI-Regler mit $K_p = 0,3$ und $K_i = 0,02 \text{ s}^{-1}$), so dass eine gute Annäherung an den Sollwert erfolgt (siehe Abbildung 47 und Abbildung A 3). Ein Vorteil dieser Konfiguration ist die Möglichkeit, durch Veränderung des Sollwertes für den Volumenstrom reicher Lösung den Einfluss dieses Parameters auf die Funktion der Anlage untersuchen zu können.

Die in der Pumpe CRN 2-110 eingesetzte Gleitringdichtung arbeitete in bisher 360 Betriebsstunden problemlos. Entsprechend der Betriebsanweisung des Herstellers ist ein Trockenlauf der Pumpe zu vermeiden. Dies ist in der AKM aufgrund der Füllstandsregelung im Vorlagebehälter der Lösungspumpe gewährleistet.

¹ die mit einer bestimmten Druckdifferenz korrespondierende Fördermenge ist nicht mit der in Abbildung 41 dargestellten Pumpenkennlinie für die CRN 2-90 vergleichbar, da die Pumpe CRN 2-110 hier mit einer geringeren Drehzahl betrieben wurde

Fazit

Die Eigenschaften der verwendeten Pumpen sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Der Betrieb der Versuchsanlage konnte durch den Einsatz einer drehzahlgeregelten, mehrstufigen Kreiselpumpe in Kombination mit einer Volumenstrommessung sichergestellt werden. Für eine technische Anwendung ist das Problem der Verfügbarkeit einer geeigneten Lösungspumpe damit allerdings nicht gelöst, da die Gesamtkosten (Pumpe, Volumenstrommessung, Frequenzumformer) zu hoch sind und die Forderung nach einer robusten und einfachen Betriebsweise nicht erfüllt wird. Außerdem ist der Wirkungsgrad der Kreiselpumpe vergleichsweise niedrig, was einen hohen Strombedarf zur Folge hat.

In Entwicklungsprojekten mit vergleichbaren Pumpenanforderungen bzw. in auf dem Markt erhältlichen, direkt beheizten $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AKM kleiner Leistung wurden bzw. werden meist Kolbenmembranpumpen eingesetzt [Podesser 1985; Robur 2002]. Diese sind jedoch entweder nicht mehr erhältlich oder werden vom Anlagenhersteller selbst gefertigt und nicht separat vertrieben.

Denkbar ist auch der Einsatz einer Drehschieberpumpe. Diese nach dem Verdrängungsprinzip arbeitende Pumpe vereint die Vorteile einer flachen Pumpenkennlinie, eines stetigen Förderstroms, eines hohen Wirkungsgrades sowie niedriger Kosten. Eine Eignung für die niedrige Viskosität der $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Lösung konnte aufgrund des Projektendes und damit fehlender Finanzierung nicht überprüft werden.

Tabelle 3: Eigenschaften der getesteten Pumpen

Pumpe	8200M	HydraCell G 10	CRN 2-90	CRN 2-110
Hersteller	SCHERZINGER	VERDER	GRUNDFOS	GRUNDFOS
Pumpentyp	Zahnradpumpe	Kolbenmembranpumpe	9-stufige Kreiselpumpe	11-stufige Kreiselpumpe
Kosten, ca. [€]	2000	1600	950	950
Art der Abdichtung	Magnetkupplung	Membran	Gleitringdichtung	
elektr. Leistung [W] Nenn-/ gemessen	370 / -	1100 / -	1100 / 900	1100 / 900
Abmessungen, ca. (inklusive Motor)	Ø 14 cm L = 35 cm	Ø 19 cm L = 56 cm	Grundfläche: 15 x 21 cm Höhe: 58 cm 61,5 cm	

Die theoretisch berechnete hydraulische Pumpenleistung zur Erzielung der Druckerhöhung (Summe aus der entsprechend des Kreisprozesses benötigten Druckdifferenz und den Druckverlusten der Apparate) beträgt ca. 120 W. Die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe ergibt sich entsprechend der jeweiligen Wirkungsgrade der Pumpen und der antreibenden Elektromotoren. Für die beiden Pumpen der Fa. GRUNDFOS werden im Katalog beispielsweise folgende Werte angegeben: $\eta_{\text{Motor}} \approx 0,76$; $\eta_{\text{Pumpe}} \approx 0,25$ (für Wasser bei 600 l/h).

4.2 Messergebnisse an der Absorptionskälteanlage und im Gesamtsystem

Zur Beurteilung des Einflusses der Austreibertemperatur und des Lösungsvolumenstroms auf die Kälteleistung und das Wärmeverhältnis wurden mit verschiedenen Anlagenkonfigurationen Messungen vorgenommen. Die anderen externen Temperaturen wurden dabei, soweit möglich, konstant gehalten. In Abbildung A 3 ist ein typischer Tagesgang einer solchen Messung vom 03.04.2002 dargestellt. Zur zusammenfassenden Darstellung der Ergebnisse wurden Mittelwerte über längere Zeiträume mit gleichen Betriebsbedingungen gebildet. Abbildung 43 zeigt den Einfluss der Austreibertemperatur auf die Kälteleistung und das Wärmeverhältnis für zwei verschiedene Lösungsvolumenströme.

Aufgrund der Einbindung der Anlage in die Gebäudeversorgung sowie der monovalent solaren Beheizung waren die Möglichkeiten zur Untersuchung des Einflusses weiterer Parameter, wie z.B. der Kühl- und Kaltwassertemperatur, eng begrenzt.

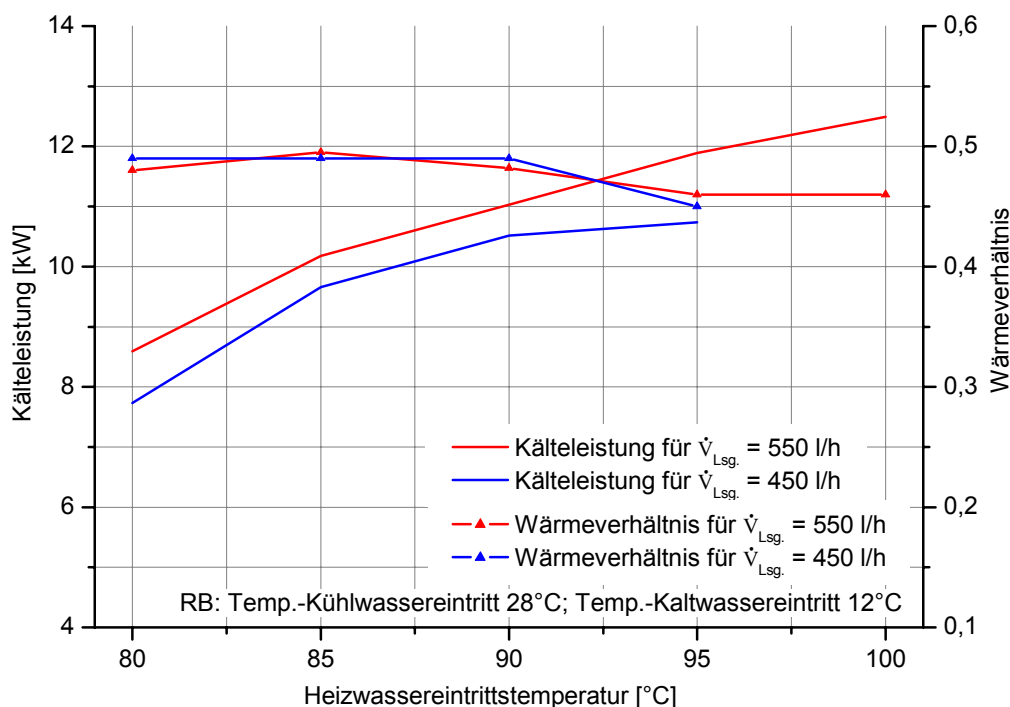


Abbildung 43: Kälteleistung und Wärmeverhältnis der AKM in Abhängigkeit der Austreibervorlaufstemperatur – aktuelle Anlagenkonfiguration (2002)

Im Sommer 2002 konnte die Gesamtanlage erstmals kontinuierlich betrieben werden. In Abbildung 44 ist ein typischer Tagesgang für einen nahezu wolkenlosen Sommertag dargestellt.

Der Kollektorkreis wurde 8:25 Uhr eingeschaltet. Die Beladung des Heißwasserspeichers erfolgte durch automatisches Einschalten der Pumpe P2¹ (s. Abbildung A 4) bei Überschreiten einer vorgegebenen Temperaturdifferenz zwischen der Kollektorvorlaufstemperatur (T 08) und der Temperatur im Heißwasserspeicher oben (T 29) - ab ca. 9:10 Uhr. Der Betrieb der AKM begann mit dem Erreichen einer Temperatur von 80 °C im Heißwasserspeicher oben um 10:36 Uhr. Die Vorlaufstemperatur zum Austreiber der AKM stieg mit der Temperatur im Heißwasserspeicher bis zum eingestellten Sollwert von 95 °C. Dieser wurde um 13:12 Uhr erreicht und konnte bis 17:12 Uhr gehalten werden. Die Einstellung der Vorlaufstemperatur erfolgt durch das 3-Wege-Ventil V6.

¹ Die Bezeichnungen von Pumpen, Ventilen und Messstellen beziehen sich auf die Abbildung A 4

Die Temperatur im Heißwasserspeicher oben stieg weiter an und erreichte 15:25 Uhr den für diesen Tag höchsten Wert von 105,2 °C. Gleichzeitig erreichte auch die Temperatur im Heißwasserspeicher unten ihr Maximum von 90,8 °C. Aufgrund des Sonnenstandes nahm die auf das Kollektorfeld treffende Strahlung nachfolgend immer stärker ab, was zu einem Absinken der vom Kollektorfeld bereitgestellten Wärme und damit schließlich der Temperatur im Heißwasserspeicher führte. Um 19:14 Uhr unterschritt die Temperatur im Heißwasserspeicher oben den Wert von 70 °C, was das Abschalten der AKM zur Folge hatte. Die Bürokühlung (P 8) wurde manuell um 10:43 Uhr zugeschaltet und blieb bis 20:00 Uhr in Betrieb.

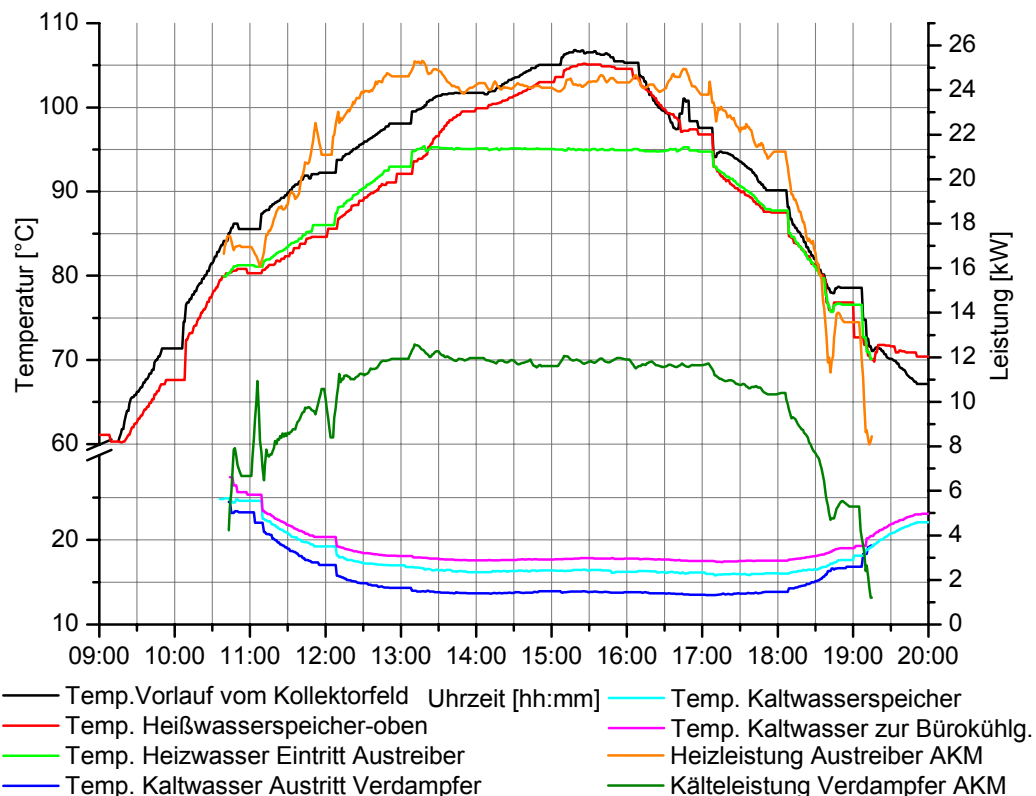


Abbildung 44: Typische Temperaturen und Leistungen der solaren Kälteerzeugung für einen wolkenlosen Sommertag - 30.07.2002 (Zeit: MESZ)

In Abbildung 45 sind die Stundensummen der vom Kollektorfeld erbrachten Wärmemenge sowie der vom Austreiber und Verdampfer (entspricht der Kälteleistung) der AKM aufgenommenen Wärmen gegenüber gestellt. Weiterhin sind das mittlere Wärmeverhältnis der AKM sowie die Globalstrahlung auf die Kollektorebene (Ausrichtung: Süden; Neigung: 45°) dargestellt.

Das Kollektorfeld lieferte an diesem Tag 229,5 kWh Wärme. Davon wurden 187,7 kWh zum Antrieb der Kälteanlage genutzt, die 8 h 38 min in Betrieb war und 88,4 kWh Kälte bereitstellen konnte. Das entspricht einem durchschnittlichen Wärmeverhältnis der AKM von 0,471. Der Kühlwasserverbrauch betrug 515 l.

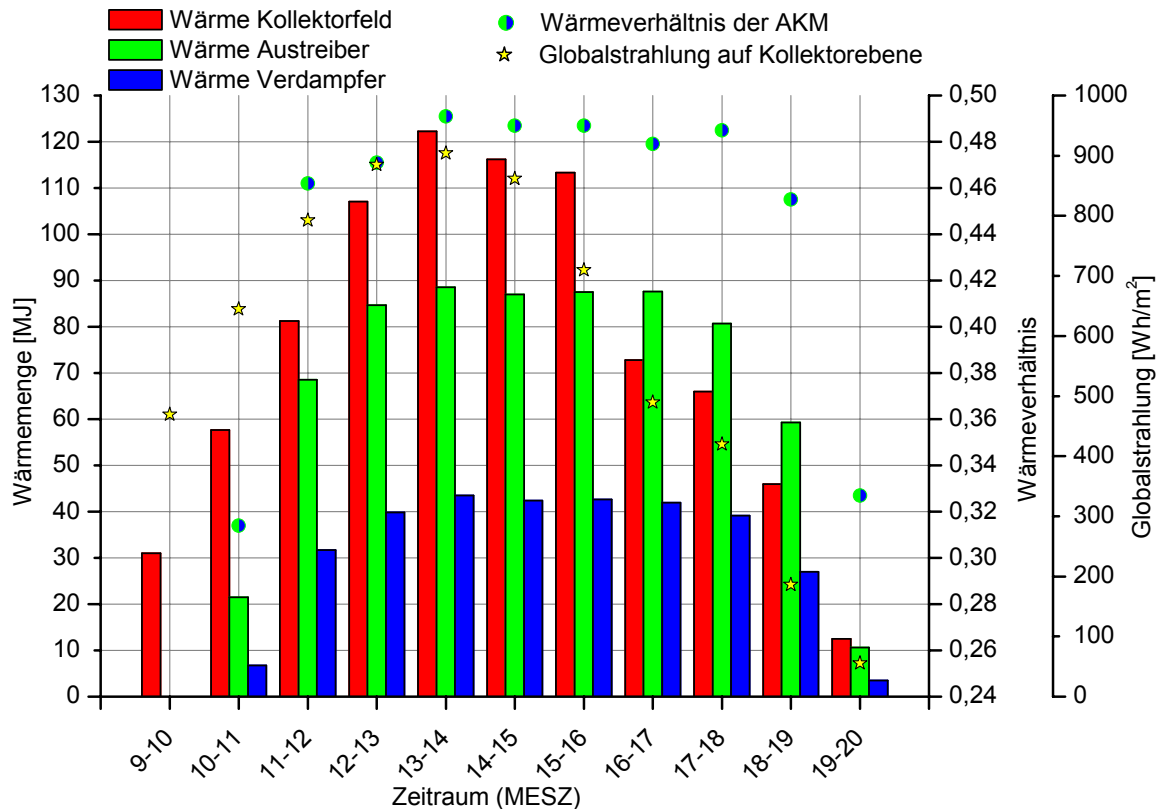


Abbildung 45: Stündliche Wärmemengen, Wärmeverhältnis der AKM sowie Globalstrahlung auf die Kollektorebene am 30.07.2002

In Abbildung 46 sind der Kollektorsertrag (am Wärmeübertrager gemessen) sowie die dem Austreiber und dem Verdampfer (= Kälteerzeugung) der AKM zugeführten Wärmemengen für eine Schönwetterperiode im Sommer 2002 darstellt. Tabelle 4 enthält weitere Daten für diesen Zeitraum. Nachfolgend sollen zusätzliche Erläuterungen gegeben und auf einige Zusammenhänge eingegangen werden.

Vor dem 29.7.02 war die Anlage aufgrund zu geringer Einstrahlung bzw. fehlenden Kältebedarfs 2 Wochen nicht in Betrieb und der Heißwasserspeicher daher nahezu auf Umgebungsniveau abgekühlt. Vor Beginn der Aufheizung betrug die mittlere Speichertemperatur am 29.7. nur 30,8 °C. Um 11:11 Uhr hatte der Heißwasserspeicher oben eine Temperatur von 80 °C erreicht und der Betrieb der AKM konnte beginnen. Am Morgen des nächsten Tages betrug die mittlere Speichertemperatur 59,2 °C. Bei gleichen Einstrahlungsverhältnissen benötigte der Kollektorkreis mehr Zeit, um ein nutzbares Temperaturniveau zu erreichen und arbeitete in der Folge bei höheren Temperaturen. Dies bewirkte einen geringeren nutzbaren Solarertrag zwischen 9 und 10 Uhr als am Vortag. Dennoch wurde bereits 35 min eher, um 10:36 Uhr, eine Temperatur von 80 °C im Heißwasserspeicher erreicht und die AKM in Betrieb genommen. Dieses Beispiel verdeutlicht gleichzeitig die Bedeutung geringer Speicher- verluste für eine möglichst lange Betriebszeit der AKM bzw. einen frühen Klimatisierungsbeginn (siehe auch Abschnitt 4.3.2 Wärmeverluste des Heißwasserspeichers). Um zeitiger ein für den Betrieb der Kältemaschine nutzbares Temperaturniveau im Speicher zu erreichen bieten sich außerdem folgende Möglichkeiten an:

- Ausrichtung (eines Teils) des Kollektorfeldes Richtung Südosten/Osten anstelle Süden,
- Aufheizung nur des oberen Speicherbereichs am Morgen [Li 2001].

Bei der Bewertung der Abbildung 46 sind noch weitere Sachverhalte zu berücksichtigen:

- Der Beginn des Betriebes der Kälteanlage erfolgte mit dem Erreichen einer Solltemperatur im Heißwasserspeicher, deren Wert unterschiedlich war und Tabelle 4 entnommen werden kann.
- Während Di. und Sa. weitgehend ungestörte Einstrahlungsbedingungen vorherrschten, führten
 - Mo. einzelne Wolken,
 - Mi. ab ca. 17 Uhr Schleierwolken,
 - Do. wechselnde Bewölkung ab 11:50 Uhr sowie Gewitter und Regen von 16:20 bis 18:30 Uhr und
 - Fr. wechselnde Bewölkung bis 15 Uhrzur Minderung der solaren Wärmeerträge. Die Tagesstrahlungssummen auf die Kollektorebene sind ebenfalls in Tabelle 4 aufgeführt.

Ein Abbildung 44 entsprechender Tagesverlauf für einen Tag mit wechselnder Bewölkung (1.8.02) ist in Abbildung A 5 dargestellt.

Zur Bewertung der Gesamtanlage sind in Tabelle 4 weitere Kennzahlen angegeben: der Kollektorkreisnutzungsgrad, der Bereitstellungswirkungsgrad und die solare Kälteziffer. Der Kollektorkreisnutzungsgrad η_{KN} ist der Quotient aus der vom Kollektorkreis abgegebenen (Q_{KN}) und der auf die Kollektorfläche eingestrahlten Energie (W_{Koll}) und stellt somit den Gesamtwirkungsgrad des solarthermischen Systems dar:

$$\eta_{KN} = \frac{Q_{KN}}{W_{Koll}} \quad (12)$$

Der Quotient aus der Wärmemenge, die der AKM zur Verfügung gestellt wird (Q_G), und dem Wärmeertrag des Kollektorkreises wird als Bereitstellungswirkungsgrad η_{Ber} definiert:

$$\eta_{Ber} = \frac{Q_G}{Q_{KN}} \quad (13)$$

Er erfasst die Wärmeverluste der Rohrleitungen zwischen Solarkreis-Wärmeübertrager, Speicher und AKM sowie die Verluste des Speichers. Dabei werden sowohl die Verluste im aktiven Betrieb als auch die notwendige Aufheizung nach der nächtlichen Abkühlung berücksichtigt.

Die solare Kälteziffer K_S ist der Quotient aus der von der Absorptionskältemaschine bereitgestellten Nutzenergie (Kälte) und der auf die Kollektorfläche eingestrahlten Energie und gibt den Gesamtumwandlungsgrad des Systems zur solaren Kälteerzeugung an:

$$K_S = \frac{Q_0}{W_{Koll}} \quad (14)$$

Die solare Kälteziffer kann auch als Produkt aus Kollektorkreisnutzungsgrad, Bereitstellungswirkungsgrad und Wärmeverhältnis der AKM dargestellt werden:

$$K_S = \eta_{KN} \cdot \eta_{Ber} \cdot \zeta \quad (15)$$

Die solare Kälteziffer wird insbesondere bestimmt durch:

- den Wirkungsgrad der Solarkollektoren,
- die Wärmeverluste der Rohrleitungen und Speicher,
- das Wärmeverhältnis der Absorptionskältemaschine.

Der Kollektorkreisnutzungsgrad liegt in Tabelle 4 im Bereich von 0,4 bis 0,45 und damit nah am Wirkungsgrad der Kollektoren bei den erforderlichen Arbeitstemperaturen. Die Werte erscheinen niedrig gegenüber anderen Vakuumröhrenkollektoren. Das liegt daran, dass bei den verwendeten CPC-Vakuumröhrenkollektoren die gesamte Fläche des Reflektors zur Wirkungsgradberechnung herangezogen wird. Eine leichte Steigerung des Kollektorkreisnutzungsgrades durch verbesserten Wärmeschutz der Rohrleitungen scheint möglich. Eine wesentliche Erhöhung ist mit dieser Kollektortechnologie aber nicht zu erwarten.

Eine Erhöhung der solaren Kälteziffer ist vor allem durch Verringerung der Wärmeverluste auf der Sekundärseite des Kollektorkreises (Steigerung von η_{Ber}) sowie ein verbessertes Wärmeverhältnis der AKM erreichbar. Durch Wärmeverluste an Rohrleitungen, Armaturen und Speicher gehen zwischen dem Wärmeübertrager des Kollektorkreises und dem Austreiber der AKM zwischen 17 % und 24 % der solar erzeugten Wärme verloren (inklusive der notwendigen Aufheizung des Speichers nach nächtlicher Abkühlung). Diese hohen Verluste sind auf nicht ausreichende Isolierung zurückzuführen. Dies ist teilweise durch den Messbetrieb bedingt. Durch eine sorgfältige Isolierung und durch eine Vermeidung von Naturumläufen während des Anlagenstillstandes können diese Verluste verringert werden.

Das Wärmeverhältnis des eingesetzten Prototyps einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AKM ist noch nicht zufriedenstellend. Eine Steigerung auf $\zeta = 0,6$ mit einer optimierten Anlage ist möglich. Mit einstufigen $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -AKM werden bei der Klimakälteerzeugung Wärmeverhältnisse von 0,7 bis 0,75 erreicht.

Mit den beschriebenen Verbesserungen kann die solare Kälteziffer von durchschnittlich 0,16 im Versuchsbetrieb um ~50 % auf:

$$K_S = \eta_{\text{KN}} \cdot \eta_{\text{Ber}} \cdot \zeta = 0,45 \cdot 0,9 \cdot 0,6 = \underline{0,243}$$

bei Nutzung einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AKM gesteigert werden.

Bei Verwendung einer $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -AKM ist eine Erhöhung um ~90 % auf:

$$K_S = \eta_{\text{KN}} \cdot \eta_{\text{Ber}} \cdot \zeta = 0,45 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = \underline{0,304}$$

möglich.

Tabelle 4: Randbedingungen und Ergebnisse der solaren Kälteerzeugung im Zeitraum
29.7.02 – 3.8.02

	Mo 29.7.02	Di 30.7.02	Mi 31.07.02	Do 1.8.02	Fr 2.8.02	Sa 3.8.02
Strahlungssumme* auf die Kollektoren (77 m ²) - W _{Koll} [kWh]	500,2	525,4	484,4	394,4	417,1	552,1
Solarertrag am WÜ - Q _{KN} [kWh]	219,2	229,4	204,3	157,4	164,4	235,8
Kollektorkreisnutzungsgrad - η _{KN}	0,438	0,437	0,422	0,399	0,394	0,427
vom Austreiber der AKM aufgenommene Wärme - Q _G [kWh]	167,9	187,7	162,7	130,0	133,9	188,0
Bereitstellungswirkungsgrad - η _{Ber}	0,766	0,818	0,796	0,826	0,814	0,797
Kältebereitstellung durch AKM (Verdampfer) - Q ₀ [kWh]	74,3	88,4	77,2	58,7	67,3	86,4
Wärmeverhältnis der AKM - ζ	0,442	0,471	0,475	0,452	0,503	0,460
Betriebsdauer der AKM [h:min]	8:12	8:38	7:09	6:21	5:47	8:04
Solare Kälteziffer - K _S	0,148	0,168	0,159	0,149	0,161	0,157
Kühlwasserverbrauch [l]	400	515	427	331	295	438
Temperatur im Heißwasserspeicher oben bei Start der AKM [°C]	80	80	88	81	90	90

*Strahlungssumme auf die Kollektoren: aus den gemessenen Werten *Globalstrahlung auf die Horizontale* und *Direktnormalstrahlung* mittels TRNSYS Strahlungsprozessor (TYPE 16g) berechnet

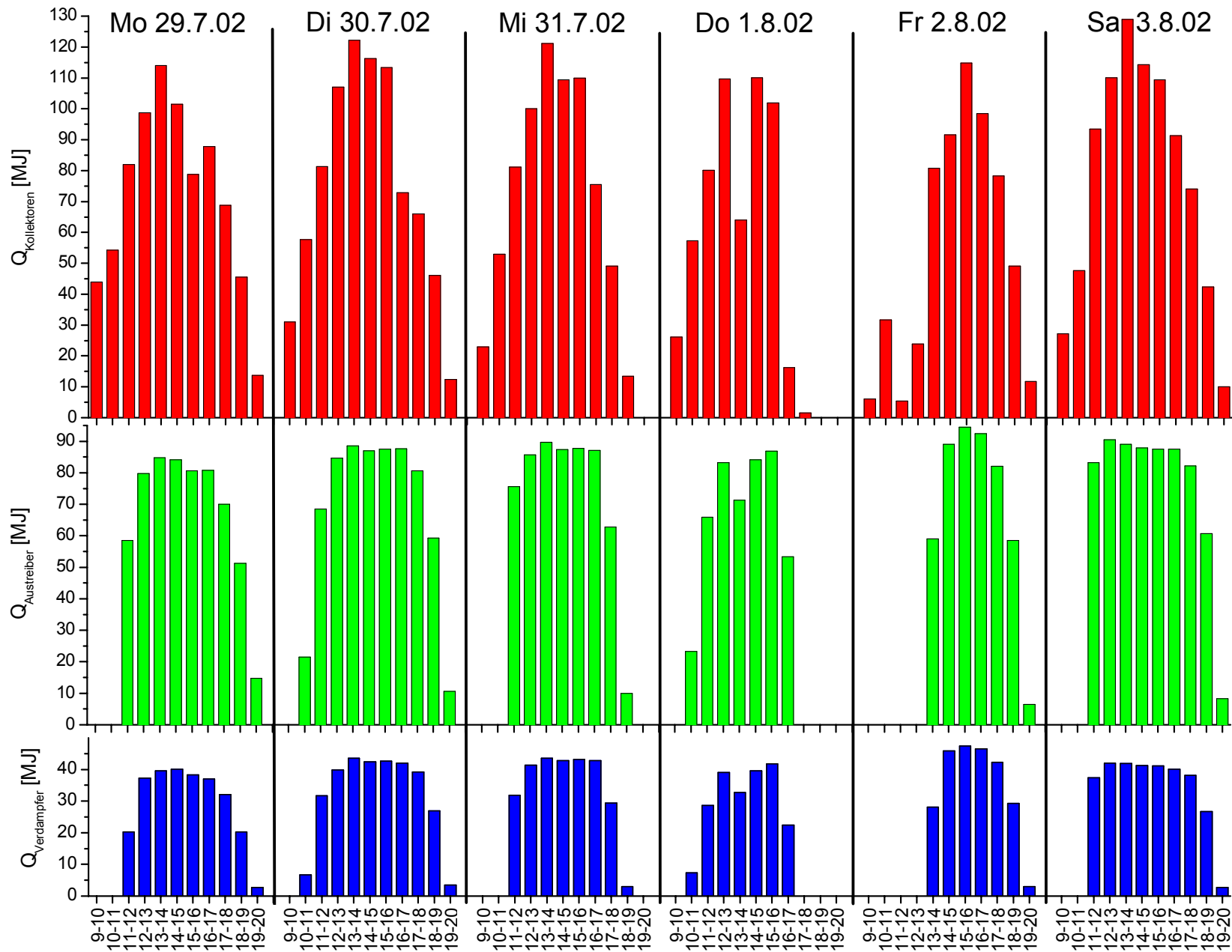


Abbildung 46: Stündliche Wärmemengen des Kollektorertes, der Heiz- und Verdampfungswärme (Kälte) der AKM für den Zeitraum: 29.7.02-3.8.02 (Zeit: MESZ)

Dynamisches Verhalten der Absorptionskälteanlage

Die im Technologiezentrum Köthen eingesetzte $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ – Absorptionskältemaschine zeichnet sich aufgrund der geringen Füllmenge (ca. 10 kg NH_3 und 9 H_2O kg) sowie der weitgehenden Verwendung von Plattenwärmeübertragern und der daraus resultierenden kleinen Masse durch eine geringe thermische Trägheit aus. Das unterscheidet sie von vielen bekannten Absorptionskälteanlagen. Wie Abbildung 47 unterstreicht, steht bereits wenige Minuten nach Betriebsbeginn Kälteleistung zur Verfügung.

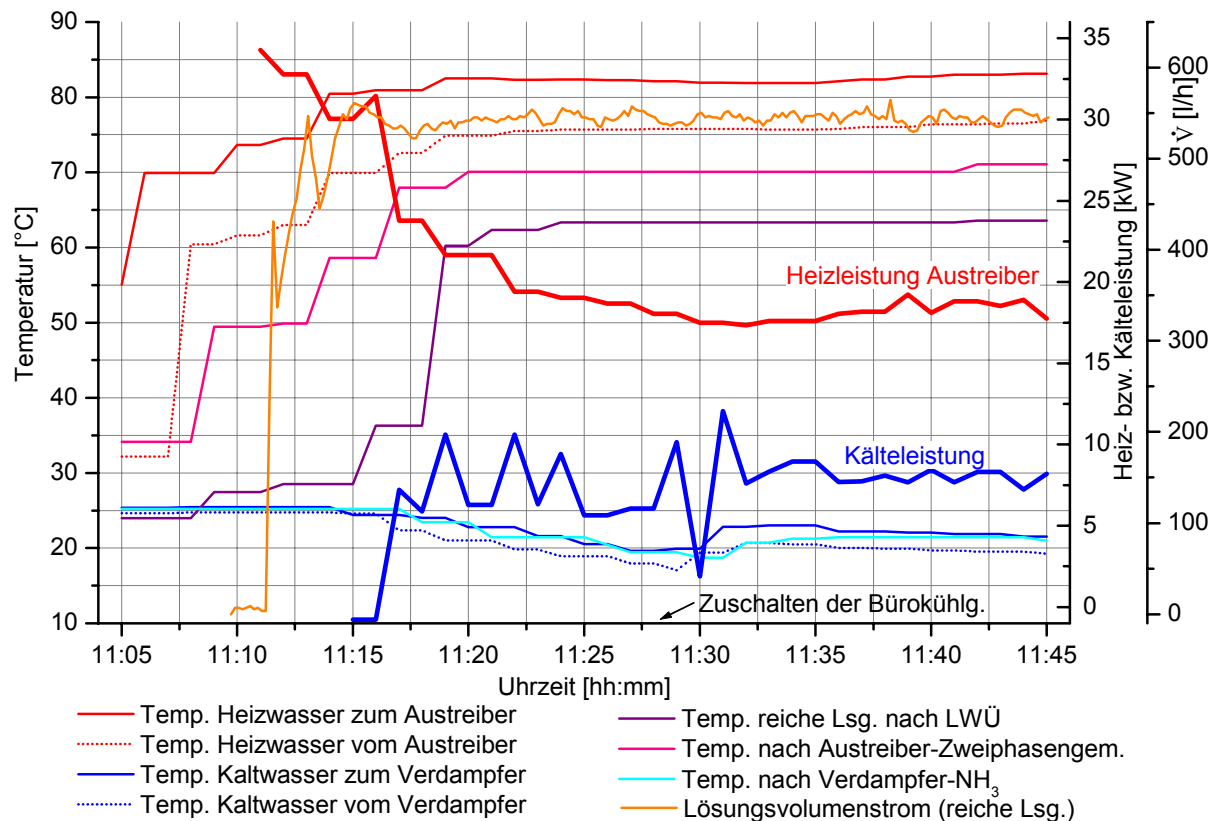


Abbildung 47: Temperaturen, Leistungen und Lösungsvolumenstrom der AKM bei Betriebsbeginn (Beheizung des Austreibers mit 80 °C)

- 11:05 Uhr – Freigabe der Rohrstrecke Heißwasserspeicher -> Austreiber durch Umschalten des Dreiwegeventils V6¹
- 11:11 Uhr – Einschalten der Pumpen der externen Medien (Heiß-, Kalt- und Kühlwasser) und der Lösungspumpe; Temperatur im Heißwasserspeicher: 80 °C
- 11:17 Uhr – Beginn der Kältebereitstellung (~ 7 kW); nachfolgend Abnahme der Kaltwassertemperaturen aufgrund der Abkühlung des Kaltwasserspeichers
- 11:26 Uhr – Einschalten der Bürokühlung (P8) und daraufhin vorübergehendes Ansteigen der Kaltwassertemperaturen

¹ Die Bezeichnungen von Pumpen, Ventilen und Messstellen beziehen sich auf die Abbildung A 4

4.3 Sonstige Betriebserfahrungen

4.3.1 Kollektorfeld

Die Erfahrungen mit der aus 24 Kollektoren CPC 21 der Fa. RITTER PARADIGMA bestehenden Solarthermieanlage können als überwiegend positiv eingeschätzt werden. Besonders hervorzuheben sind die Robustheit und die Haltbarkeit des Systems. Bei dem direktdurchströmten, nach dem Prinzip der Sydney-Röhre arbeitenden Kollektor ist das wärmeisolierende Vakuum vollständig von Glas umgeben (siehe Abbildung 17). Probleme mit der Vakuumdichtheit der Röhren können daher nur noch durch mechanische Zerstörung der Glasröhre hervorgerufen werden. In 5-jährigem Betrieb wurde nur eine der insgesamt 504 Röhren im normalen Betrieb zerstört. Diese konnte durch einfaches Abziehen der Röhre vom Wärmeleitblech bzw. dem fluidführendem U-Rohr ohne Öffnen des hydraulischen Systems problemlos ausgetauscht werden.

Vor allem während der wiederholten Inbetriebnahmephasen, die durch mehrfache Umbauten an den Wärmespeichern und der Kälteanlage verursacht wurden, kam es zu ungewollten Betriebszuständen. Ein Beispiel dafür ist das versehentliche Zuschalten der Kollektorpumpe nach einem Leersieden der Kollektoren bei unverändert hoher Einstrahlung und ohne zwischenzeitliche Abkühlung, infolgedessen die Solarthermieanlage Dampfschlägen ausgesetzt war.

Auch diese aus dem Versuchsbetrieb entstandenen, außergewöhnlichen Belastungen der Kollektoranlage führten nicht zu einer Beschädigung der Kollektoren oder des hydraulischen Systems.

Beeinträchtigungen des Wirkungsgrades der Kollektoren durch Verschmutzungen wurden nicht festgestellt. Bei den mit einem Aufstellungswinkel von 45° montierten Kollektoren genügte die Selbstreinigung der Glasröhren sowie des Reflektors bei Regen.

Dennoch sind einige Probleme aufgetreten, die, um sie zukünftig vermeiden zu können, im Folgenden kurz dargestellt werden sollen.

Zu Beginn des Versuchsbetriebes wurde die kalkulierte Wärmeleistung des Kollektorfeldes nicht erreicht. Die Ursache war, dass sich viele der U-Rohre (Kupfer, 6x0,5 mm), durch die das Wärmeträgermedium fließt, zugesetzt hatten. Der Grund der Verstopfung lag in der thermischen Zersetzung des verwendeten Frostschutzmittels *CITO – Frostschutz*, Fa. CITO. Zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme der Kollektoren wurden in Solaranlagen fast ausschließlich propylenglykolbasierte Wärmeträger eingesetzt, in denen verschiedene Korrosionsinhibitoren (Feststoffe) gelöst sind. Im Stagnationsfall findet ein Leersieden des Kollektors statt, wobei ein Großteil des Kollektorinhalts aus dem Kollektor heraus gedrückt und vom Membranausdehnungsgefäß aufgenommen wird. Verdampfbar sind jedoch nur Wasser und Propylenglykol. Die festen Inhaltsstoffe kristallisieren auf der heißen Oberfläche der Wärmeträgerrohre im Kollektor aus und unterliegen insbesondere bei den in Vakuumröhrenkollektoren auftretenden hohen Stillstandstemperaturen thermischer Zersetzung. Auch das Propylenglykol selbst wird bei Temperaturen von bis zu 300 °C verstärkt einer thermischen Zersetzung unterworfen [Hillerns 1999, 2001]. Neben der Verringerung der Korrosionsschutzwirkung des Mediums führte dies zur beschriebenen Verstopfung der engen Rohrquerschnitte.

Aufgrund der hydraulischen Verschaltung der Vakuumröhren (dreimal sieben parallel durchströmte Röhren - siehe Abbildung 48) kam der Durchfluss durch die Kollektoren jedoch nicht völlig zum Erliegen, so dass die Ursache der Leistungsminderung nicht sofort erkannt werden konnte.

Eine Reinigung der Kollektoren durch Spülen war nicht möglich, da der gesamte Volumenstrom durch die unverstopft gebliebenen, parallelen Röhren abgeführt wurde und sich an den verstopften Röhren somit kein ausreichend hoher Druck aufbauen konnte. Deshalb musste eine manuelle Reinigung der betroffenen Röhren vorgenommen werden.

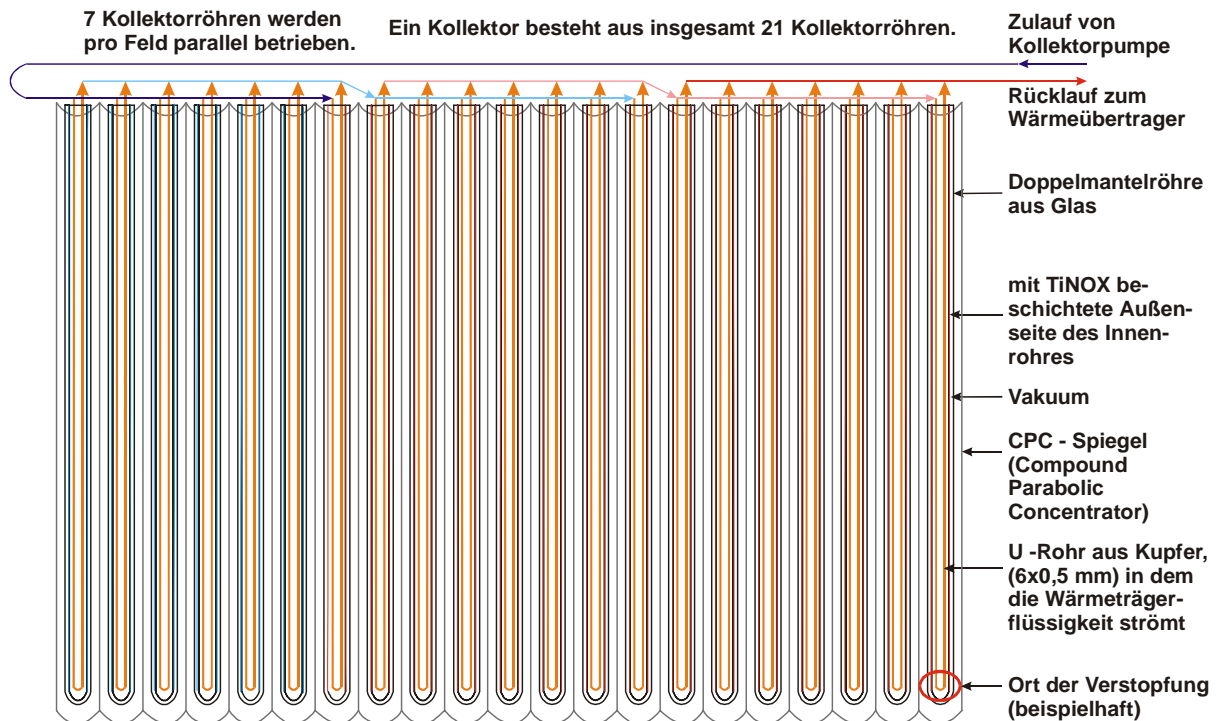


Abbildung 48: Hydraulisches Schema des CPC-Vakuümrohrkollektors mit typischem Ort der Verstopfung

Zuerst mussten alle 504 Röhren auf Verstopfung überprüft werden. Dazu wurde bei hoher solarer Einstrahlung die Vakuumröhre aus doppelwandigem Glas vom Wärmeleitblech und dem U-Rohr abgezogen und die Temperatur des fluidführenden Rohres gemessen. War diese deutlich höher als die aktuelle Austrittstemperatur des gesamten Kollektors, konnte von einer Verstopfung des U-Rohres ausgegangen werden (keine Wärmeabfuhr durch das Fluid).

Nach dem Entleeren des Kollektorkreises wurden die als verstopft charakterisierten Kupfer-röhrchen aufgeschnitten, manuell gereinigt und wieder verlötet. Auf diese Weise wurden etwa 60 der insgesamt 504 Einzelröhren gereinigt. Anschließend wurde der Kollektorkreis intensiv gespült und mit dem inzwischen angebotenen, verdampfungssicheren Frostschutzmittel *Tyfocor LS*, Fa. TYFOROP CHEMIE GMBH, neu befüllt. Seitdem sind keine Störungen am Kollektorfeld aufgetreten.

Ein weiteres Problem stellte die ungeeignete Platzierung der Temperaturmessung am Kollektorausstritt dar. Die vorgesehene Tauchhülse für den Temperaturfühler im Sammelrohr des Kollektors reicht nicht bis zum Eintritt des U-Rohres der äußersten Glasröhre in das Sammelrohr. Bei Stillstand der Kollektorkreispumpe kann der Temperaturfühler daher nicht die Temperatur im Kollektor (in den Röhren) anzeigen, so dass bei einer Temperaturdifferenzregelung der Kollektorkreispumpe das Einschalten zu spät erfolgt. Beim Einschalten der Pumpe wurden Temperatursprünge von über 30 K beobachtet.

Dieser Sachverhalt ist insbesondere problematisch, wenn der Kollektorkreis bereits ein hohes Temperaturniveau erreicht hat, die Pumpe dann aber wegen des Durchzugs kleiner Wolkenfelder oder einer zu geringen Temperaturdifferenz zum aufgeheizten Speicher abschaltet. Trifft die Sonnenstrahlung ungehindert auf den nicht durchflossenen Kollektor, kann es sehr schnell zur Verdampfung des Wärmeträgermediums zumindest in einigen Kollektoren kommen. Schaltet die Pumpe dann wieder ein, werden einzelne Kollektoren (oder einzelne Röhren) nicht mehr durchströmt oder es kommt sogar zu Dampfschlägen im Kollektorkreis. Beim Nachfolgemodell wurde dieses Problem inzwischen vom Kollektorhersteller durch eine verbesserte Anordnung der Tauchhülse gelöst. Im Versuchsbetrieb wurde die Kollektorpumpe während des Tages unabhängig von der Temperatur alle 15 min für eine Minute eingeschaltet, um die beschriebenen Effekte zu vermeiden.

Ferner muss eine sorgfältige Entlüftung des Kollektorkreises nach der (Neu-)Befüllung gewährleistet werden, um eine gleichmäßige Durchströmung aller Kollektorröhren sicher zu stellen. Dabei ist auf den Einsatz temperaturbeständiger Entlüfter zu achten.

4.3.2 Wärmeverluste des Heißwasserspeichers

Der Zeitpunkt des Erreichens der zum Betrieb der AKM notwendigen Temperatur im Heißwasserspeicher wird neben der Speichergröße sowie der Größe und Ausrichtung der Kollektoren auch durch die Temperatur zu Beginn der morgendlichen Beladung bestimmt. Neben einer ausreichenden und gut ausgeführten Isolierung des Speichers kommt daher der Vermeidung einer verstärkten Auskühlung durch die Ausbildung eines Naturumlaufs im umgebenden Rohrsystem eine besondere Bedeutung zu.

Befinden sich, wie in der Demonstrationsanlage, keine Konvektionsbremsen in den Rohrleitungen, fließt warmes Wasser aus dem oberen Speicherteil in die umgebenden Rohre und Wärmeübertrager (bzw. den Austreiber der AKM), kühlt sich dort ab und tritt im unteren Bereich wieder in den Speicher ein.

In Abbildung 49 sind die Verläufe der Temperaturen im oberen und unteren Bereich des 550 l fassenden Heißwasserspeichers nach Ende der Wärmeentnahme zum Antrieb der AKM für zwei Tage dargestellt. Am 3.6.02 wurden dabei alle von Hand zu betätigenden Absperrventile in den zum bzw. vom Speicher führenden Rohren nach Ende der Beladung durch das Kollektorfeld sowie des AKM Betriebes um 18:50 Uhr geschlossen. Am darauffolgenden Tag blieben bei vergleichbaren Randbedingungen sämtliche Ventile nach Abschaltung der AKM um 19:08 Uhr offen.

Während der Mittelwert der beiden gemessenen Temperaturen bis 8:00 Uhr des nächsten Tages im ersten Fall um ca. 7 K absinkt, fällt er bei geöffneten Absperrventilen mit 30 K um mehr als das Vierfache.

Stehende Kreiselpumpen reichen zur Vermeidung dieses Effektes nicht aus. Er sollte daher durch automatisches Schließen von Ventilen bzw. den Einbau von Rückschlagklappen verhindert werden.

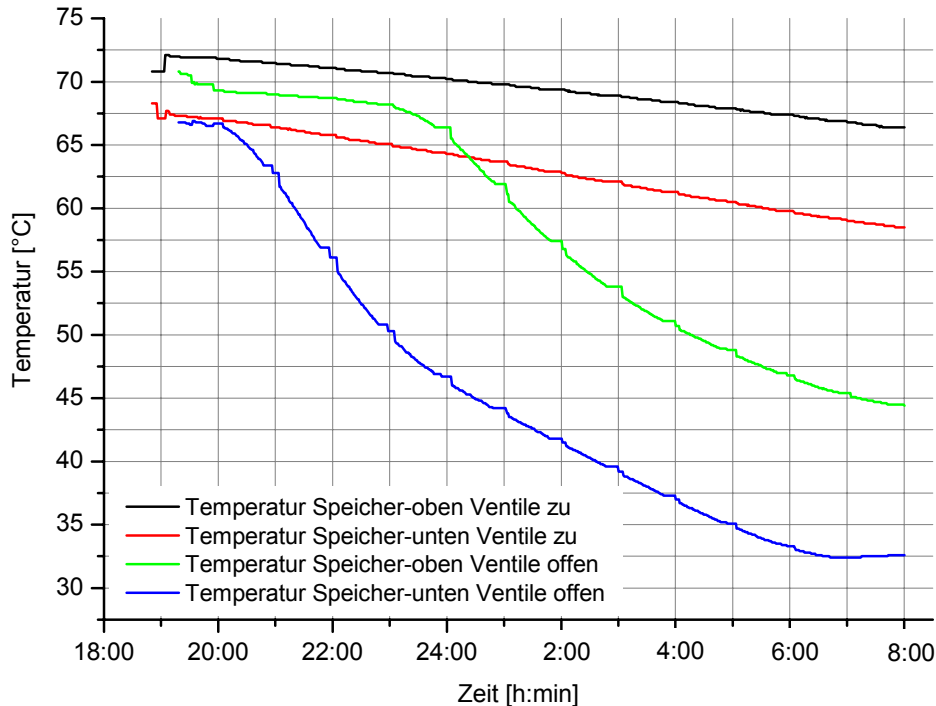


Abbildung 49: Wärmeverluste des Heißwasserspeichers ohne und mit Ausbildung eines Naturumlaufs im umgebenden Rohrsystem charakterisiert durch den Temperaturverlauf im Speicher nach Ende der Wärmeentnahme beginnend am 3.6.02 18:50 Uhr (Ventile zu -> kein Naturumlauf) bzw. am 4.6.02 19:08 Uhr (Ventile offen) bis zum jeweils folgenden Tag 8:00 Uhr

4.3.3 Kühlturm

Durch den Einsatz eines Nasskühlturms kann die Kühlwassertemperatur gegenüber geschlossenen Systemen deutlich gesenkt werden, wodurch eine Steigerung des Wärmeverhältnisses der AKM oder eine geringere Austreibertemperatur möglich sind, was sich wiederum positiv auf den Wirkungsgrad der Solarkollektoren auswirkt. Außerdem entsteht ein geringerer Energiebedarf zum Antrieb des Lüfters im Kühlturm.

Nachteile sind jedoch höhere Kosten des Kühlturms, die notwendige Wasseraufbereitung (Entsalzung) bzw. alternativ eine kontinuierliche Abschlämmung mit entsprechendem Wasserbedarf sowie die auftretenden Verschmutzungsprobleme bzw. der entstehende Aufwand zur Filterreinigung. Außerdem muss bei offenen Systemen der ständige Eintrag von Sauerstoff bei der Werkstoffauswahl für das Rohrleitungssystem sowie für den Kondensator und Absorber der AKM berücksichtigt werden. Bei der beschriebenen Versuchsanlage kommen nur Kunststoffrohre bzw. Edelstahl-Plattenwärmeübertrager mit dem im offenen Kreislauf zirkulierenden Kühlwasser in Kontakt.

Ein weiteres potentielles Problem stellt Legionellenbefall und eine damit verbundene Gefährdung der Umgebung dar.

Aufgrund der genannten Nachteile erscheint bei Anlagen kleiner Kälteleistung, die in der Regel auch mit einem Minimum an Wartungsaufwand betrieben werden, der Einsatz von Nasskühltürmen trotz der thermodynamischen Vorteile wesentlichen Beschränkungen unterworfen.

4.3.4 Temperaturmessung

Die Genauigkeit und die Ausführungsqualität bei der Installation der in der Versuchsanlage im Rahmen der Gebäudeautomatisierung verwendeten Sensoren, insbesondere der Temperaturfühler, muss als mangelhaft eingeschätzt werden. Vielfach mussten die Temperaturfühler nachträglich geeicht oder andere Fehlerquellen, wie die Verwendung zu langer Tauchhülsen, beseitigt werden. Diese Probleme sind jedoch allgemeiner Natur und nicht nur im Bereich solarer Kälteerzeugung zu beachten.

In Tabelle 5 sind beispielhaft Messwerte zur Überprüfung der Temperaturfühler dargestellt, um die Größenordnung der möglichen Fehler zu verdeutlichen. Für die Bilanzierung des Gesamtsystems sind insbesondere die zur Wärmestromberechnung genutzten Temperaturdifferenzen, z.B. zwischen Vor- und Rücklauf im Kollektorkreis, bedeutsam. Bei typischen Temperaturdifferenzen von 10 – 15 K führen Messfehler von 5 K somit zu Abweichungen von 33 – 50 %.

Tabelle 5: Vergleich der angezeigten Temperaturen eines (Labor-)Quecksilberstabthermometers sowie der Temperaturfühler für den Vor- und Rücklauf des Kollektorkreises vor der Eichung bei einem Test in einem temperierten Ölbad (Messfühler ohne Tauchhülse)

Temperatur Quecksilberstab- thermometer /°C	Temperatur Vorlauf /°C	Temperatur Rücklauf /°C	ΔT zwischen Vor- und Rücklauf /K	ΔT zwischen Vor- lauf und Labor- thermometer /K	ΔT zwischen Rück- lauf und Labor- thermometer /K
29,7	28,7	28,7	0,0	-1,0	-1,0
42,0	39,1	39,4	-0,3	-2,9	-2,6
67,0	59,9	61,8	-1,9	-7,1	-5,2
86,2	77,1	80,0	-2,9	-9,1	-6,2
105,8	94,5	98,4	-3,9	-11,3	-7,4
115,8	103,0	108,0	-5,0	-12,8	-7,8
124,2	109,5	115,0	-5,5	-14,7	-9,2
135,4	119,2	125,7	-6,5	-16,2	-9,7
143,0	125,8	132,8	-7,0	-17,2	-10,2

Vor Beginn des Messbetriebes wurden alle Temperaturfühler im relevanten Messbereich kalibriert sowie ungeeignete bzw. ungünstig positionierte Tauchhülsen ausgetauscht.

5 Latentwärmespeicherung

5.1 Einleitung

In konventionellen Wärme- und Kälteversorgungssystemen werden Speicher eingesetzt, um:

- die Betriebsweise der Anlage zu optimieren,
- Taktzeiten zu verlängern oder
- Spitzenlasten abzudecken.

In solaren Versorgungssystemen sind sie ein noch wichtigerer integraler Bestandteil des Systems, um in Zeiten hoher Einstrahlung Energie aufzunehmen und bei entsprechendem Bedarf für die Versorgung bereitzustellen.

Sonneneinstrahlung und Klimakältebedarf verlaufen nicht völlig synchron, so dass je nach Anwendungsfall eine Wärmespeicherung für wenige Stunden bis Tage erfolgen muss.

Die Art des Speichers, das Speichervolumen und damit seine Kapazität sowie die Speichertemperatur müssen für den jeweiligen Anwendungsfall optimiert werden. Eine Besonderheit der Wärmespeicherung bei der solaren Kälteerzeugung ist dabei die vergleichsweise hohe Temperatur, die der Speicher zum Antrieb der AKM bereitstellen muss. Durch die Ausnutzung der Enthalpie einer Phasenumwandlung weisen Latentwärmespeicher (LWS) insbesondere bei hohen Speichertemperaturen eine höhere Speicherkapazität je Volumen auf als Warmwasserspeicher. In Abbildung 50 wird dies für einen Anwendungsfall mit einer minimal nutzbaren Temperatur von 75 °C dargestellt. Um die Auswirkungen auf das Gesamtsystem deutlich zu machen, enthält das Diagramm gleichzeitig den Wirkungsgradverlauf eines CPC-Vakuumröhren- sowie eines Flachkollektors.

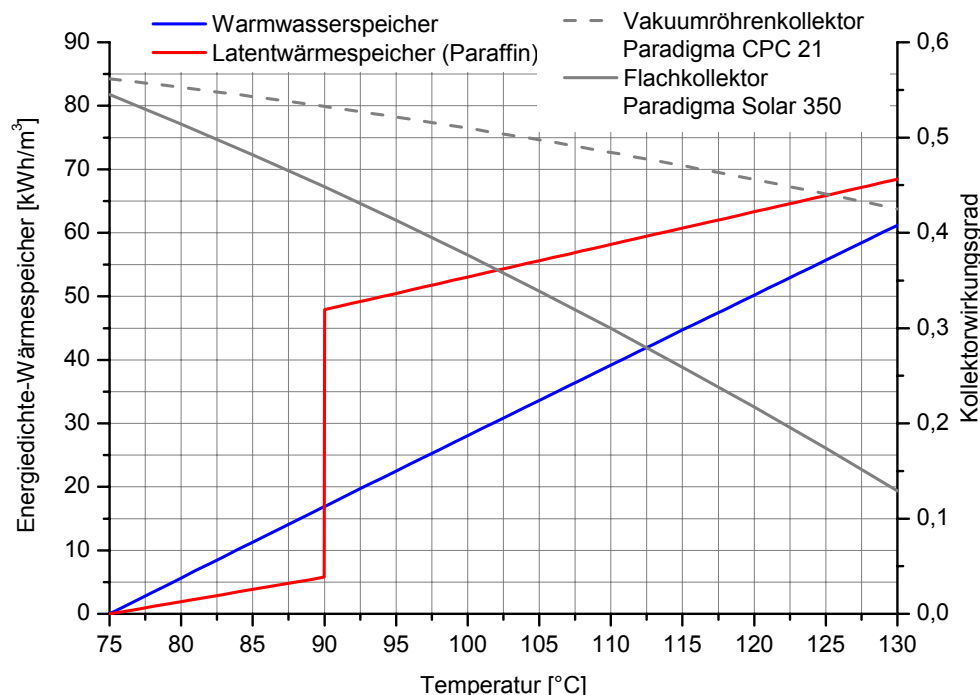


Abbildung 50: Energiedichten der Wärmespeicherung mit Warmwasser- und Latentwärmespeichern (Paraffin; idealisiert) sowie Kollektorwirkungsgrad in Abhängigkeit der Temperatur ($E_g = 800 \text{ W/m}^2$; $T_{\text{Umgebung}} = 25 \text{ °C}$)

Das Ziel der Wärmespeicherung besteht in der Erhöhung des solaren Deckungsgrades sowie einer optimierten Betriebsführung (Taktzeiten). In einigen Anwendungen, z.B. bei der Klimatisierung öffentlicher Gebäude in südeuropäischen Regionen, könnte durch den Einsatz eines Latentwärmespeichers letztendlich eine im Sommerbetrieb autarke solargestützte Versorgung mit Wärme und Kälte erfolgen, wodurch Investitionen für zusätzliche, bivalente Versorgungssysteme (z.B. Kompressionskälteanlage) vermieden werden können.

Die Nutzung eines Latentwärmespeichers ist ein Lösungsweg zur Steigerung des solaren Deckungsgrades, der in dem beschriebenen Projekt ausgewählt und umgesetzt wurde. Es ist die erste und bislang einzige Integration eines LWS dieser Größe und dieses Temperaturbereichs in ein solares Klimatisierungssystem.

5.2 Stand der Technik und Entwicklung

Trotz der vielfältigen Vorteile, die Latentwärmespeicher für verschiedene Anwendungen aufweisen, konnten sie sich bisher kaum durchsetzen und wurden vornehmlich für Nischenmärkte entwickelt und gebaut [Mehling 2001]. Dies ist neben den oft zu hohen Kosten v.a. auf technische Probleme zurückzuführen. Die lange Zeit in Forschungsprojekten bevorzugt als Latentwärmespeichermaterial (PCM¹) eingesetzten Salzhydrate weisen Stratifikationerscheinungen auf, d.h. es kommt zur Ausbildung von Ablagerungen im Verlauf der Schmelz- und Kristallisationsvorgänge [Lane 1983], die eine dauerhafte und damit wirtschaftliche Nutzung erschweren. Weiterhin besitzen viele PCM eine geringe Wärmeleitfähigkeit und bei einigen treten Unterkühlungserscheinungen auf.

Bezüglich der Funktionsprinzipien lassen sich LWS in zwei Gruppen unterteilen:

- statische Speicher / ~Verfahren und
- dynamische Speicher / ~Verfahren.

Bei statischen Speichern besteht kein direkter Kontakt zwischen PCM und Wärmeträger. Sie zeichnen sich durch eine einfache und kompakte Bauweise aus. Allerdings sind die Be- und Entladeleistungen aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeiten der PCM begrenzt. Die geringe Wärmeleitung in der bei der Abkühlung entstehenden festen Phase muss durch große Wärmeübertragungsflächen kompensiert werden. Hafner [1999] bringt metallene Füllkörper zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit in das Paraffin ein. Am ZAE Bayern wird das PCM in eine Graphitmatrix eingebunden, wodurch die Wärmeleitfähigkeit des Verbundmaterials um den Faktor 50 (für Salzhydrate) bis 100 (für Paraffin) gesteigert werden kann [Mehling 1999, 2000].

Dynamische Speicher werden durch den direkten Kontakt des Wärmeträgers mit dem PCM charakterisiert. Aufgrund der Bewegung des Wärmeträgers durch das PCM wird Stratifikation vermieden sowie der Wärmeübergang und damit die Be- und Entladeleistungen verbessert. Dynamische LWS sind technisch aufwändiger, können oft nur periodisch Be- und Entladen werden und erfordern in der Regel zusätzliche Wärmeübertrager, was den Speicherwirkungsgrad mindert.

Es werden verschiedene dynamische Verfahren unterschieden. Beim LINDNER-Verfahren wird ein mit dem PCM nicht mischbarer Wärmeträger durch das PCM gepumpt, z.B. Wärme-

¹ PCM – engl.: Phase Change Material; diese Bezeichnung hat sich auch in der deutschsprachigen Literatur durchgesetzt

trägeröl durch Natriumacetat in einem vom DLR Stuttgart entwickelten Speicher. Bei der Verwendung von Paraffin als PCM kann Wasser als Wärmeträger eingesetzt werden. Das Wasser wird in einem Sprühverfahren mit dem Paraffin in Kontakt gebracht [Fieback 1994]. Beim GALISOL-Verfahren, das auch als auto-dynamisches Verfahren bezeichnet wird, verdampft (bzw. kondensiert) das Wärmeträgerfluid durch den Wärmeübergang beim direkten Kontakt mit dem PCM. In separaten Wärmeübertragern wird es anschließend unter Wärmeabgabe wieder kondensiert (bzw. unter Wärmeaufnahme verdampft). Beim Einsatz von Wasser als Wärmeträgerfluid werden dadurch hohe Entladeleistungen bis 48 kW/m^3 erreicht [BINE 1996].

Der Einsatz von FKW als Wärmeträgerfluid bei Verwendung von Salzhydraten als PCM erscheint hingegen aufgrund der Treibhausproblematik fragwürdig. Beim modifizierten GALISOL-Verfahren, dem quasi-dynamischen Verfahren, wird deshalb das PCM $(\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O})$ gekapselt, so dass Ethanol als Wärmeträgerfluid eingesetzt werden kann [Biedermann 1994]. Ebenfalls als quasi-dynamisch sind Verfahren anzusehen, bei denen der Wärmeträger durch eine Schüttung gekapselter PCM-Kugeln (Makroverkapselung) bzw. mikrogekapseltes PCM (1 bis 100 mm Durchmesser) fließt.

Im Bereich der PCM wurden in den letzten Jahren verstärkt Entwicklungen auf dem Gebiet der Paraffine, z.B. von der Firma RUBITHERM, und eutektischen Salzmischungen, z.B. von der Firma MERCK KgaA, vorangetrieben, die teilweise schon zu marktfähigen Produkten führten [Mehling 2002].

Besonders in Japan wurde die Nutzung von Zuckeralkoholen als PCM untersucht [Kakiuchi 1998, Ona 2002]. Diese zeichnen sich durch sehr hohe Umwandlungsenthalpien je Volumeneinheit sowie gute Handhabbarkeit aus. Allerdings bereiten mangelnde Zyklenstabilität und starke Unterkühlungserscheinungen beim Erstarren noch Probleme.

Für eine umfassendere Literaturlauswertung, Patentübersicht und Verfahrensbeschreibung sei auf Gramlich [2001], BINE [1996] sowie Hafner [1999] verwiesen.

Abschließend kann festgestellt werden, dass für ein Temperaturniveau von ca. $90 \text{ }^\circ\text{C}$ bisher keine LWS erhältlich sind. Insbesondere in Kopplung mit solarthermisch angetriebener Klimakälteerzeugung wurden Latentwärmespeicher bisher nicht eingesetzt, so dass für das beschriebene Projekt keine entsprechenden Erfahrungen vorlagen.

5.3 Auswahl des Latentwärmespeichermaterials

Bei der Auswahl des Latentwärmespeichermaterials sind verschiedene Eigenschaften zu berücksichtigen. Diese sind insbesondere Schmelztemperatur, Wärmespeicherkapazität, Wärmeleitfähigkeit, Volumenausdehnung, Unterkühlung, Zyklenstabilität, Überhitzungsverhalten/thermische Stabilität, Korrosivität, technische Handhabbarkeit und Umweltverträglichkeit.

Schmelztemperatur

Die Schmelztemperatur ist das wichtigste Auswahlkriterium, da sie den Arbeitsbereich des Speichers bestimmt. In Tabelle 6 sind verschiedene PCM, ihre Umwandlungstemperaturen sowie -enthalpien aufgeführt.

Tabelle 6: Einige Latentwärmespeichermaterialien: Umwandlungstemperaturen und -enthalpien [Lane 1983, Whitaker 1983, BINE 1996, Kakiuchi 1998, Kübler 1998, Rubitherm 2001]

Material	Umwandlungs- temperatur [°C]	Umwandlungs- enthalpie [kJ/kg]	besondere Eigenschaften
Wasser (Eis)	0	334	
Stearinsäure (technisch)	64,8	203	
Paraffin C_nH_{2n+2}	7 bis 110	180 bis 230	T_S steigt mit Anzahl der Kohlenstoffatome
Natriumacetat trihydrat $CH_3COONa \cdot 3H_2O$	58,5	245	korrosiv gegen Metalle
Bariumhydroxid- octahydrat $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$	78	266,7	extrem toxisch, korrosiv gegen Metalle
Erythritol $C_4H_{10}O_4$	118	339,8	Probleme mit Zyklenbeständigkeit und Unterkühlung
HDPE (hochdichtes Polyethylen)	120	178	Probleme mit Zyklenbeständigkeit
$(NH_4)_2SO_4 + ZnSO_4 + 6H_2O$	125	257	bisher nicht als PCM getestet

Bereits dieses Kriterium schränkt die Auswahl an einsetzbaren PCM stark ein. Da die Absorptionskältemaschine Wärme auf einem Temperaturniveau von 80 bis 90 °C benötigt, kann kein tiefer schmelzendes PCM verwendet werden. Der Einsatz eines PCM mit höherer Schmelztemperatur ist möglich, führt jedoch aufgrund der zur Beladung benötigten, ebenfalls höheren Temperatur der Kollektoren zu geringeren solaren Wärmeerträgen. Aus diesem Grund wird bereits hier Paraffin als PCM für diesen Anwendungsfall ausgewählt, so dass sich die folgenden Betrachtungen weitgehend auf dieses Material beschränken.

Wärmespeicherkapazität

Die Wärmespeicherkapazität wird durch die Schmelzwärme sowie die spezifische Wärmekapazität bestimmt, da meist eine Erwärmung über den Schmelzpunkt erfolgt. Das ausgewählte Paraffin Rubitherm RT 90 liegt mit $\Delta h_S = 197 \text{ kJ/kg}$ und $c_{p-fl.} = 2,5 \text{ kJ/kg}$ [Schümann 1999] im mittleren Bereich der in Tabelle 6 aufgeführten PCM.

Wärmeleitfähigkeit

Die meisten PCM weisen eine geringe Wärmeleitfähigkeit auf. Entsprechend den Produktunterlagen besitzt RT 90 eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_P = 0,2 \text{ W/(m K)}$ [Schümann 1999]. Die geringe Wärmeleitfähigkeit des PCM muss durch eine geeignete konstruktive Gestaltung des Wärmeübertragers kompensiert werden. Es sind möglichst kurze Wege für den Wärmetransport im Paraffin anzustreben.

Volumenausdehnung

Die Volumenausdehnung von RT 90 beträgt 18,9% (bei $\Delta T = 105 \text{ K}$). Die maximale Volumenausdehnung beim Phasenwechsel fest/flüssig beträgt 10% [Rubitherm 2001]. Entsprechende Ausdehnungsräume (max. Füllhöhe) im Speicher sind sicher zu stellen. Die entstehenden Hohlräume in der dichteren (festen) Phase behindern den Wärmetransport [Kübler 1998].

Unterkühlung

Unterkühlung tritt auf, wenn die Erstarrungstemperatur unterhalb der Schmelztemperatur liegt, wodurch die eingespeicherte Wärme nur auf einem niedrigeren Temperaturniveau wieder genutzt werden kann. Im Gegensatz zu anderen PCM weist RT 90 keine Unterkühlungserscheinungen auf [Rubitherm 2001].

Zyklenstabilität

Eine hohe Zyklenstabilität ist Voraussetzung für einen kommerziellen Einsatz eines PCM. Die wärmetechnischen Eigenschaften, v.a. die Schmelz- und Erstarrungstemperatur sowie -enthalpie, sollten über möglichst viele Be- und Entladezyklen konstant bleiben. Für RT 90 konnte dies vom Hersteller nicht eindeutig zugesichert werden und war deshalb Gegenstand eigener Untersuchungen.

Überhitzungsverhalten/thermische Stabilität

Rubitherm RT 90 ist bis mindestens 200 °C thermisch stabil. Die Zündtemperatur liegt über 250 °C [Rubitherm 2001]. Da der Kollektorkreis der Versuchsanlage bei 130 °C abschaltet, kann ein Erreichen dieser Temperaturen praktisch ausgeschlossen werden.

Korrosivität, technische Handhabbarkeit

Paraffine sind gegenüber fast allen Materialien inert (lat.: „parum affinis“ – geringe Affinität). Es können somit preiswerte Werkstoffe (Stahl) verwendet werden. Dies ist ein wesentlicher Vorteil gegenüber anderen PCM, wie z.B. Salzhydraten.

Umweltverträglichkeit

Paraffine sind ökologisch unbedenklich und nicht wassergefährdend [Rubitherm 2001].

Fazit

Neben der Schmelztemperatur war die gute Handhabbarkeit des PCM primäres Auswahlkriterium. Paraffin vereint die Vorteile eines geringen Dampfdruckes sowie nicht vorhandener Korrosivität und Toxizität. Weiterhin sollte eine möglichst einfache technische Lösung eingesetzt werden. Da RT 90 keine Stratifikationserscheinungen aufweist, kann auf ein aufwändiges dynamisches Speicherverfahren verzichtet werden. Beim eingesetzten statischen Speicher sind zwar Be- und Entladeleistungen aufgrund der Wärmeleitung begrenzt, jedoch wird dadurch eine einfache und kompakte Bauweise sowie der Verzicht auf FKW/FCKW-haltige Wärmetransportflüssigkeiten ermöglicht. Dies fördert eine stärkere Verbreitung der Latentwärmespeichertechnologie.

Aus den bisherigen Ausführungen ergaben sich folgende Aufgabenstellungen:

1. Untersuchung der Zyklenstabilität von RT 90 sowie thermoanalytische Untersuchungen zur Bestimmung / Bestätigung der Schmelzenthalpie, da zu Beginn der Versuche hierzu keine verlässlichen Daten des Herstellers vorlagen.
2. Integration und Demonstration der Anwendung eines LWS in ein(em) System zur solar betriebenen Klimakältebereitstellung; Vermessung der Be- und Entladeleistungen; Bewertung der Effekte der LWS-Integration auf das Gesamtsystem; Implementierung eines geeigneten LWS-Modells zur Systemsimulation in TRNSYS.
3. Erhöhung der spezifischen Entladeleistung als Konsequenz der Messungen am Latentwärmespeicher 1; Konstruktion, Bau und Test des LWS 2.

5.4 Zyklenstabilität und thermoanalytische Untersuchungen

5.4.1 Zyklenstabilität

Zur Untersuchung der Zyklenstabilität von Rubitherm RT 90 wurde in einem Laboraufbau eine Probe von ca. 700 g unter offener Atmosphäre insgesamt 1200 Schmelz- und Erstarrungsvorgängen unterzogen, wobei beim Aufschmelzen eine Temperatur von 105 °C erreicht wurde. In periodischen Abständen wurde die Schmelztemperatur bestimmt. Abbildung 51 zeigt den Versuchsaufbau für diese Experimente. Um die Bedingungen im Speicher möglichst genau nachzubilden, wurden einige Pallringe und Kupferröhrchen in das Paraffin gelegt. Detailliertere Angaben zu Versuchsaufbau, -durchführung und Ergebnissen sind in Gramlich [2001] enthalten.

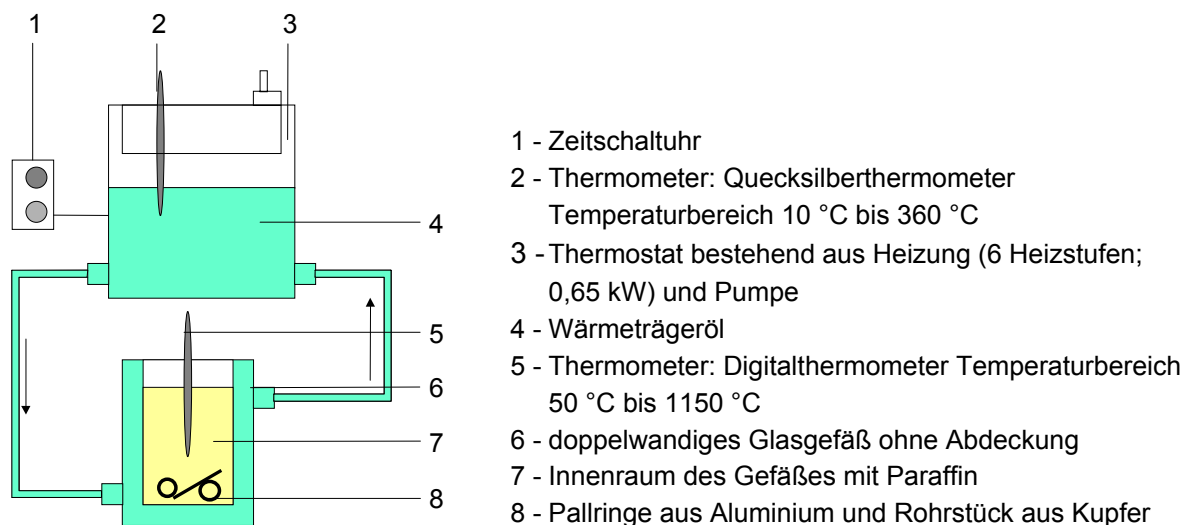


Abbildung 51: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Zyklenstabilität von Rubitherm RT 90

In Tabelle 7 sind die nach einer bestimmten Anzahl von Phasenwechseln jeweils ermittelten Schmelztemperaturen aufgeführt, wobei hier die Peak-Temperatur der mittels Dynamischer-Differenz-Kalorimetrie (engl.: **DSC** - **D**ifferential **S**canning **C**alorimetry) vermessenen Probe angegeben ist. Die Untersuchungen wurden mit folgendem Gerät durchgeführt:

Simultaneous Thermal Analysis - *STA 409* der Firma NETSCH GERÄTEBAU GMBH, Selb.

Eine typische Messkurve für diese Untersuchungen befindet sich im Anhang - Abbildung A 6. Die Zyklenstabilität bezüglich des Schmelzpunktes konnte nachgewiesen werden. In unregelmäßigen Abständen wurde außerdem die Schmelzenthalpie bestimmt. Auch dabei wurden keine signifikanten Änderungen in Abhängigkeit der Zyklenanzahl nachgewiesen [Geyer 2002].

Die in der Literatur beschriebene Paraffinoxidation besonders höhermolekularer Alkane mit Sauerstoff bei höheren Temperaturen [Schröter 1994] tritt offenbar bei den in der Anwendung als PCM erreichten Temperaturen nicht auf bzw. wird vom zugesetzten Antioxidant verhindert. Somit kann auf eine zuvor diskutierte Stickstoffbeaufschlagung des Paraffins im Speicher zur Vermeidung der Oxidation und Aufrechterhaltung der Schmelzpunktstabilität verzichtet werden, so dass sich der apparative Aufwand zum Bau des Speichers nicht erhöht.

Tabelle 7: Schmelztemperatur von Rubitherm RT 90 in Abhängigkeit der Anzahl der Phasenwechsel

Probennummer	Anzahl der Schmelzvorgänge	Schmelztemperatur [°C]	Probennummer	Anzahl der Schmelzvorgänge	Schmelztemperatur [°C]
0	0	90,9	13	600	90,1
1	10	91	14	650	89,8
2	50	91	15	700	89,9
3	100	91	16	750	89,9
4	150	91	17	800	89,8
5	200	91	18	850	89,9
6	250	91	19	900	90
7	300	90,2	20	950	89,9
8	350	89,9	21	1000	89,8
9	400	89,6	22	1050	89,8
10	450	89,7	23	1100	90
11	500	90	24	1150	89,9
12	550	89,9	25	1200	89,6

5.4.2 Weitere Thermoanalytische Untersuchungen - Schmelzenthalpie

Zur Bestimmung der Schmelzenthalpie wurde eine Probe von 2,06 g in einem Wärmeflusskalorimeter (C80D der Firma SETARAM) vermessen.

Die erhaltene Wärmeflusskurve (Abbildung 52) zeigt deutlich, dass Rubitherm 90 einen Schmelzbereich aufweist, wie es für ein Gemisch aus Alkanen verschiedener Kettenlängen zu erwarten war. Die mit diesem Verfahren ermittelte Schmelztemperatur beträgt 82,3 °C (Onset-Temperatur). Die Peak-Temperatur beträgt 93,6 °C. Erst am Ende des Schmelzbereiches bei einer Temperatur von 112 °C ist die gesamte Probe geschmolzen. Der Schmelzvorgang verläuft somit über einen Temperaturbereich von ca. 30 K, wobei der größte Teil des Paraffins bei einer Temperatur von 93,6 °C schmilzt. In Abbildung 53 sind in einem T-Q-Diagramm schematisch die Verläufe für ein ideales PCM und für RT 90 dargestellt.

Als Schmelzenthalpie wurde $\Delta h_s = 223,9$ kJ/kg ermittelt. Der vom Hersteller angegebene Wert beträgt $\Delta h_s = 197$ kJ/kg.

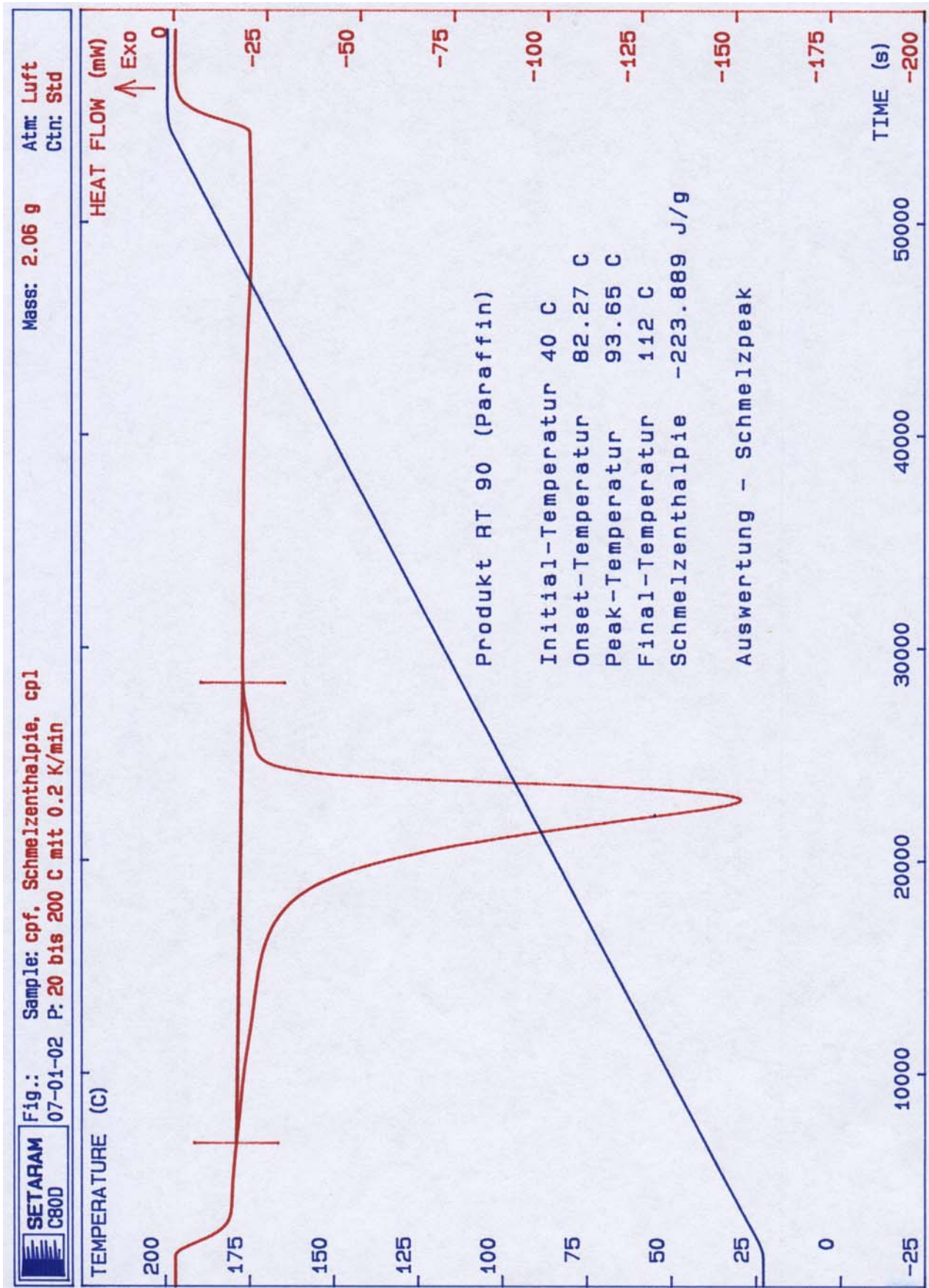


Abbildung 52: Ergebnis der Wärmeflussmessung von Rubitherm RT 90

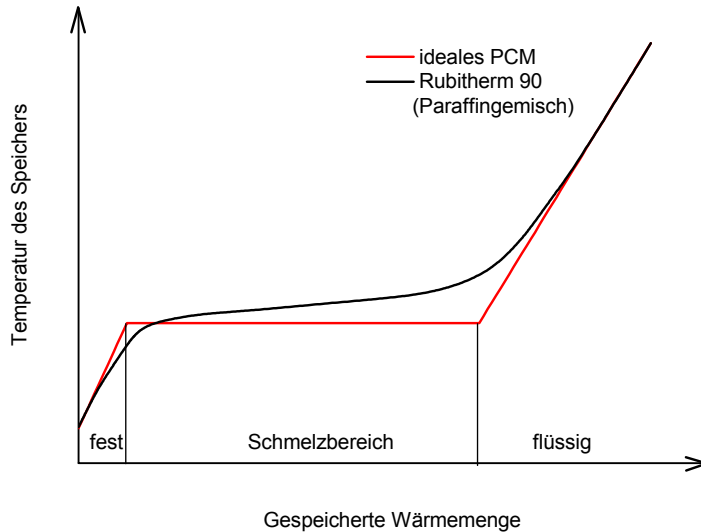


Abbildung 53: T-Q-Diagramm für einen LWS mit idealem und realem PCM

5.5 Betriebsverhalten und Demonstration

5.5.1 Demonstration

Der Latentwärmespeicher wurde in die Versuchsanlage integriert (siehe Kapitel 3.6.1). Die Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems bestehend aus Kollektoren, Latentwärmespeicher, Warmwasserspeicher und AKM konnte nachgewiesen werden. Die Leistung des Kollektorfeldes war geringer als erwartet. Dadurch konnte die vorgesehene typische Betriebsweise mit einer Beladung des Latentwärmespeichers während der Mittagsstunden bei gleichzeitigem Betrieb der AKM und nachfolgender Entladung des Speichers in den Abendstunden oder am nächsten Morgen nicht umgesetzt werden.

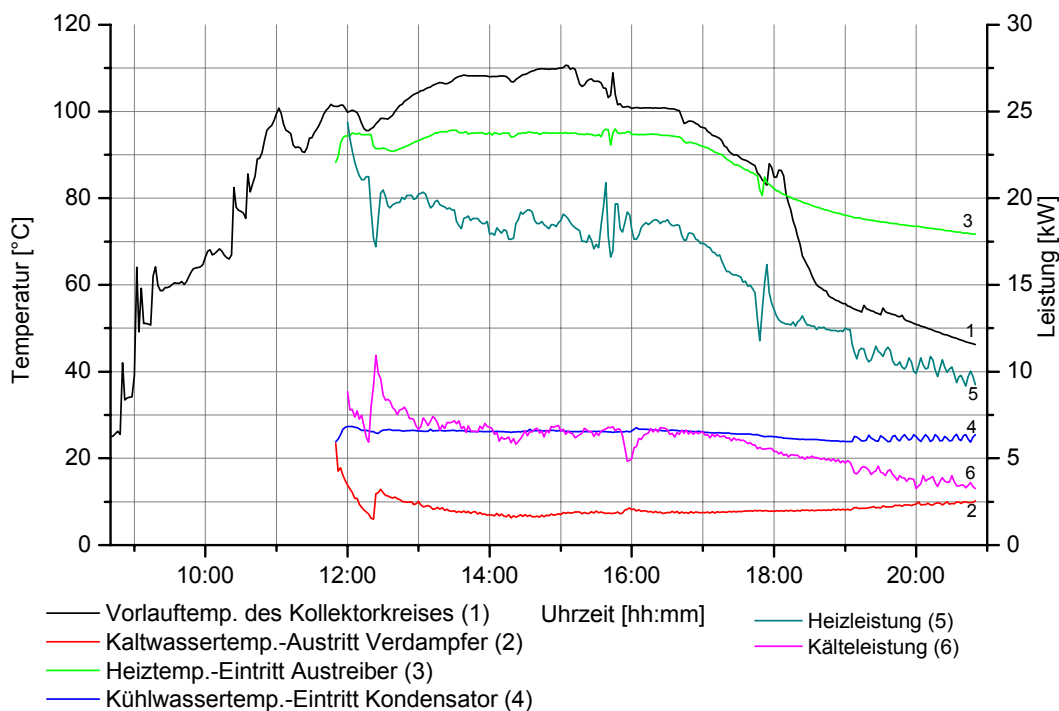


Abbildung 54: Tagesgang charakteristischer Messdaten am 25.09.1999

Der Speicher konnte also nur separat beladen werden und die gespeicherte Wärme am nächsten Tag wie vorgesehen genutzt werden. Nur zu Beginn der Messungen, als auch die benötigte Heizleistung der AKM noch unter der projektierten Leistung lag, konnte ein zur Speicherladung ausreichender Wärmeüberschuss durch die Kollektoren bereit gestellt werden. Abbildung 54 zeigt einen solchen Tagesverlauf vom 25.09.1999. Aufgrund des Sonnenstandes reichte die vom Kollektorfeld bereitgestellte Wärme ab 18:00 Uhr nicht mehr zum Antrieb der AKM aus. Die Beheizung des Austreibers der AKM erfolgte von 18:00 Uhr bis ca. 20:50 Uhr mit Wärme aus dem Latentwärmespeicher, wobei die Vorlauftemperatur zum Austreiber von 82 °C auf 72 °C absank.

5.5.2 Betriebsverhalten

Die Wärmeverluste und damit die Dauer, die der Speicher eine bestimmte Temperatur halten kann, sind ein weiteres wichtiges Kriterium zur Beurteilung des LWS. Abbildung 55 zeigt den Verlauf der in verschiedenen Höhen im Speicher gemessenen Temperaturen ohne aktive Entladung (ohne Durchströmung) des LWS 1 nach einer Aufheizung auf ca. 110 °C. Erst nach ca. 37 h hat sich das Paraffin im Speicher soweit abgekühlt, dass es zu erstarren beginnt. Zu diesem Zeitpunkt steht also noch die gesamte latente Kapazität des Speichers zur Verfügung. Somit ist auch eine Nutzung der gespeicherten Wärme am Morgen oder Abend des nächsten Tages möglich.

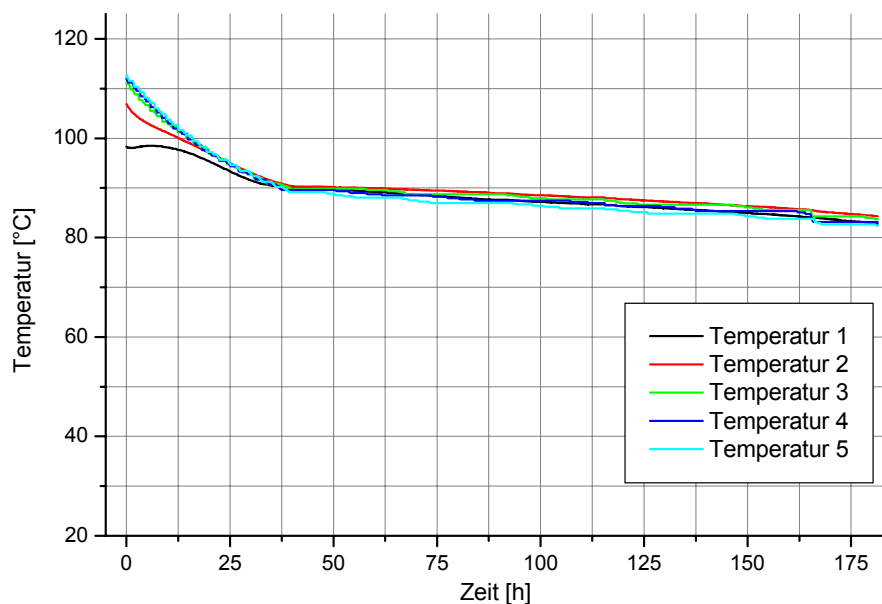


Abbildung 55: Temperaturverlauf im LWS 1 ohne aktive Entladung

Um insbesondere die Entladeleistung des Speichers besser bewerten zu können, wurden mittels eines zusätzlichen kaltwasserdurchströmten Wärmeübertragers Entladeversuche durchgeführt, bei denen die Vorlauftemperatur zum Speicher konstant auf 75 °C gehalten wurde. Die Ergebnisse sind in Abbildung 56 und Abbildung 57 dargestellt. Versuche zur Beladung des LWS 1 unter definierten Bedingungen konnten aufgrund einer fehlenden Wärmequelle ausreichender Leistung nicht durchgeführt werden. Der Beladevorgang ist für den Anwendungsfall jedoch nur von nachrangiger Bedeutung.

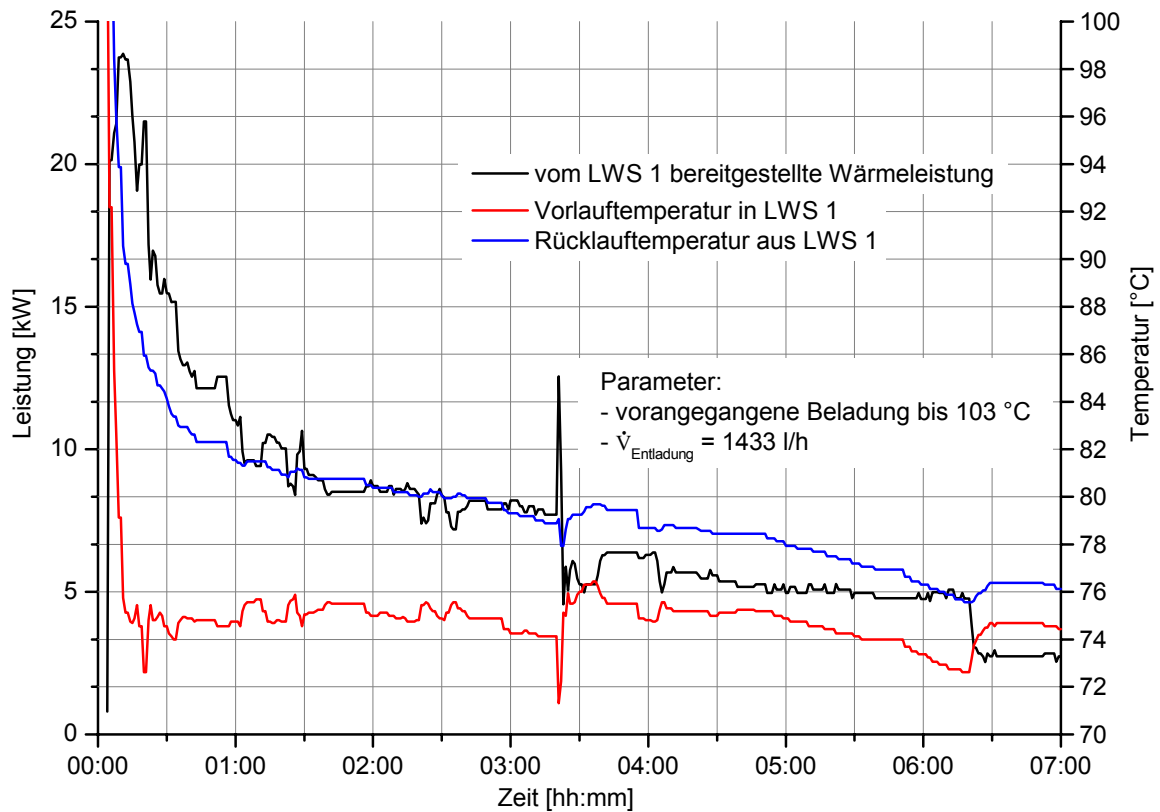


Abbildung 56: Temperaturen und Wärmeleistung des LWS 1 bei Entladung mit einer VL-Temperatur von 75 °C

Zur Bewertung der Entladeleistung wurde ein auf das Speichervolumen bezogener Wärmedurchgangskoeffizient k_v eingeführt:

$$k_v = \frac{\dot{Q}}{V_{LWS}} \quad (16)$$

Der Verlauf dieser volumetrischen Entladeleistung bei verschiedenen Entladevolumenströmen ist in Abbildung 57 dargestellt.

Beim LWS 1 und insbesondere beim LWS 2 waren zu Beginn der Untersuchungen mehrfach Undichtheiten des Wärmeübertragers zu verzeichnen, was zu einem Austritt der Wärmeträgerflüssigkeit (Wasser) in das Paraffin führte. Zur Beseitigung des Schadens musste das Paraffin im flüssigen Zustand aus dem Speicher entfernt werden, was mit einem erheblichen Aufwand verbunden war. In einer kommerziellen Anwendung sind derartige Störungen durch eine verbesserte Konstruktion (weitgehende Vermeidung von Wärmespannungen) sowie die Wahl einer geeigneten Verbindungstechnik (Hartlötten) zu vermeiden. Die bei den Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse fließen in die Konstruktion eines verbesserten Latentwärmespeichers ein (Abbildung A 7).

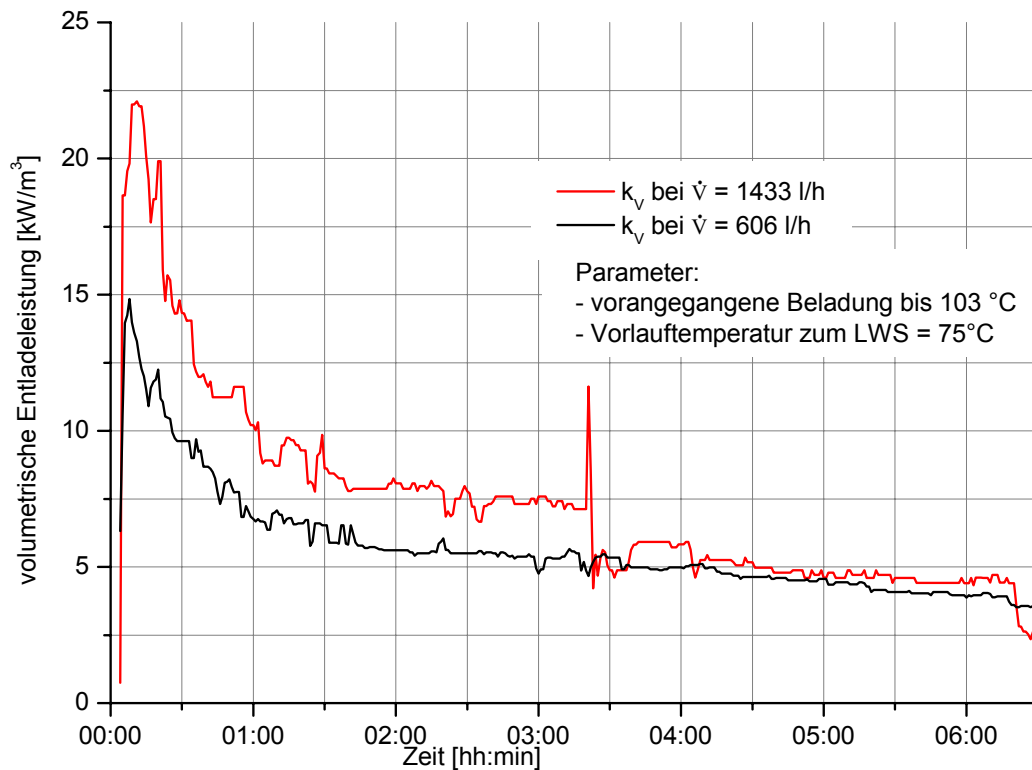


Abbildung 57: Volumetrische Entladeleistungen des LWS 1 bei Entladung mit einer Vorlauftemperatur von 75 °C

5.5.3 Erhöhung der Wärmeleistung des Speichers

Die mit dem LWS 1 erreichten Entladeleistungen waren nicht zufriedenstellend. Dafür verantwortlich ist die geringe Wärmeleitfähigkeit des Paraffins. Zur Verbesserung der Wärmeleitung im Paraffin wurden die Räume zwischen den Kupferrohren vor dem Einbringen des Paraffins mit metallenen Füllkörpern, wie z.B. Pall-Ringen aus Aluminium, gefüllt (vgl. LWS 1 – Kapitel 3.6.1). Nach Messungen von Haffner [1999] wird dadurch die Wärmeleitfähigkeit des Materialverbundes auf $\lambda_{P/Pall\ 40} = 0,87\ \text{W}/(\text{m K})$ im Vergleich zu einem bei dieser Untersuchung gemessenen Wert für Paraffin (Rubitherm RT 50) von $\lambda_P = 0,16\ \text{W}/(\text{m K})$ gesteigert. Allerdings stehen die Füllkörper nicht in direktem thermischen Kontakt mit dem fluidführenden Rohr, was nachteilig für den gesamten Wärmedurchgang vom Paraffin durch das fluidführende Rohr in das Wärmeträgerfluid ist.

Mit einem neu konstruierten Wärmeübertrager (vgl. Kapitel 3.6.2) aus Netzrohren, bei denen ein Drahtgeflecht direkt auf das Kernrohr aufgelötet ist und mit denen gleichzeitig eine kleinräumige Durchdringung des Paraffins erreicht wird, konnte die volumetrische Entladeleistung gesteigert werden.

Zur Beurteilung der Wärmeleistung des LWS 2 wurden Entladeversuche durchgeführt, wobei die Temperatur, bis zu welcher der Speicher vorher beladen wurde (93 °C bzw. 103 °C), und der Entladevolumenstrom (337 l/h - 685 l/h) variiert wurden. Die Vorlauftemperatur in den Speicher betrug 75 °C, was den Bedingungen bei Beheizung der AKM aus dem Speicher entspricht. Abbildung 58 zeigt beispielhaft die Ergebnisse eines Versuches.

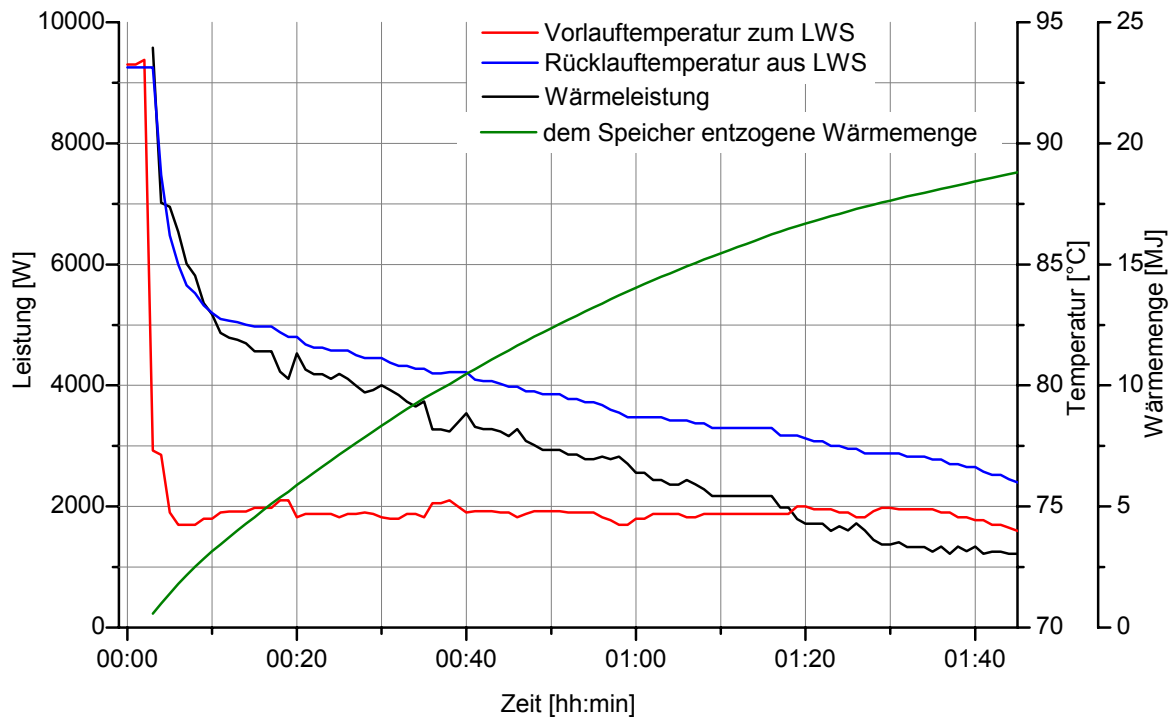


Abbildung 58: Ergebnisse eines Entladeversuches des LWS 2

Parameter: $T_{\text{Beladung}} = 93 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\dot{V}_{\text{Entladung}} = 539 \text{ l/h}$

In Tabelle 8 sind die Ergebnisse der Entladeversuche zusammengefasst. Um die aufgrund der äußeren Versuchsbedingungen unterschiedlichen Entladevolumen- bzw. -Massenströme vergleichen zu können, wurde eine Größe (Beaufschlagung – $b_{\text{Entladung}}$) eingeführt, die den Massenstrom im Wärmeübertrager ins Verhältnis zur im Speicher enthaltenen Paraffinmenge setzt:

$$b_{\text{Entladung}} = \frac{\dot{m}_{\text{Wasser}}}{m_{\text{Paraffin}}} \quad (17)$$

Tabelle 8: Ergebnisse der Versuche zur Entladeleistung des Latentwärmespeichers 2

Versuch-Nr.	T_{Beladung} [°C]	Zeit bis Ende latente Entladung ¹ : t_{lat} [hh:min]	$\dot{V}_{\text{Entladung}}$ [l/h]	spezifischer Entlademassenstrom $b_{\text{Entladung}}$ [kg _{Wasser} / (kg _{Paraffin} h)]	mittlerer volumenbezogener Wärmedurchgangskoeffizient während t_{lat} : k_v [kW/m ³]
1	93	02:04	338,5	4,1	24,6
2	93	01:46	539	6,5	28,8
3	103	01:39	341	4,1	34,7
4	103	01:28	482	5,8	39,1
5	103	01:26	685	8,2	40,1

Für verschiedene Entladevolumenströme wurde entsprechend Gleichung 1 der volumenbezogene Wärmedurchgangskoeffizient k_v bestimmt. Die Abbildung 59 stellt den Verlauf dieser Größe ausgehend von einer Beladetemperatur von 103 °C, Abbildung 60 ausgehend von 93 °C dar.

¹ Zeitraum von Versuchsbeginn bis die aus dem Speicher durch Entladung abgeführte Wärmemenge dem theoretisch berechneten Wert für das Ende des Erstarrungsprozesses entspricht

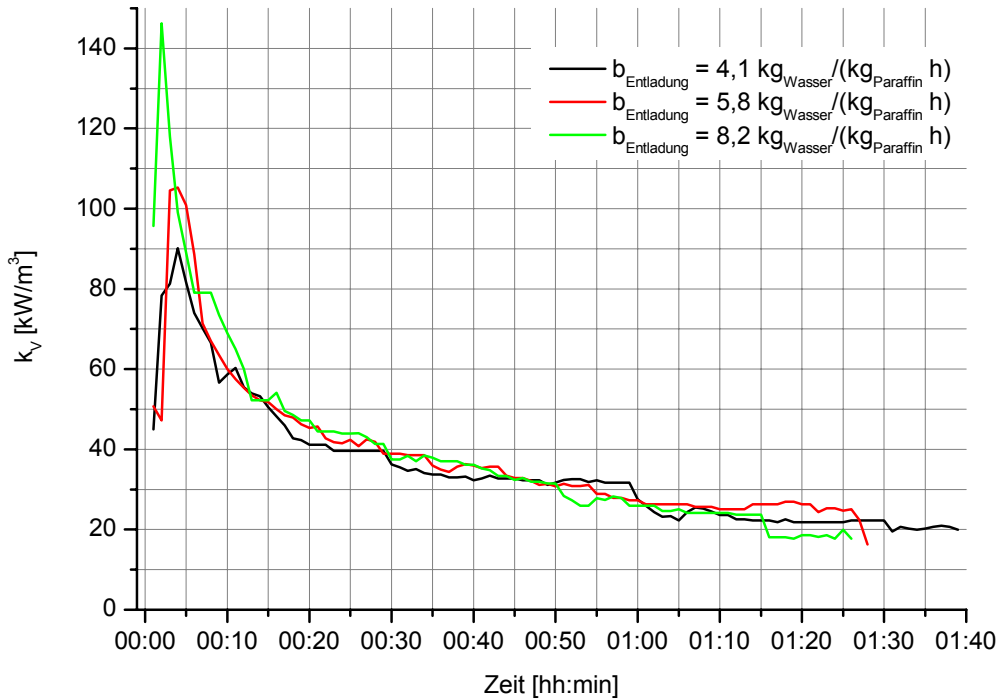


Abbildung 59: Verlauf der spezifischen Entladeleistung beim LWS 2 für verschiedene Massenströme des Wärmeträgerfluids und hohe Beladetemperatur
Parameter: $T_{\text{Beladung}} = 103 \text{ °C}$; ; Darstellung jeweils bis t_{lat}

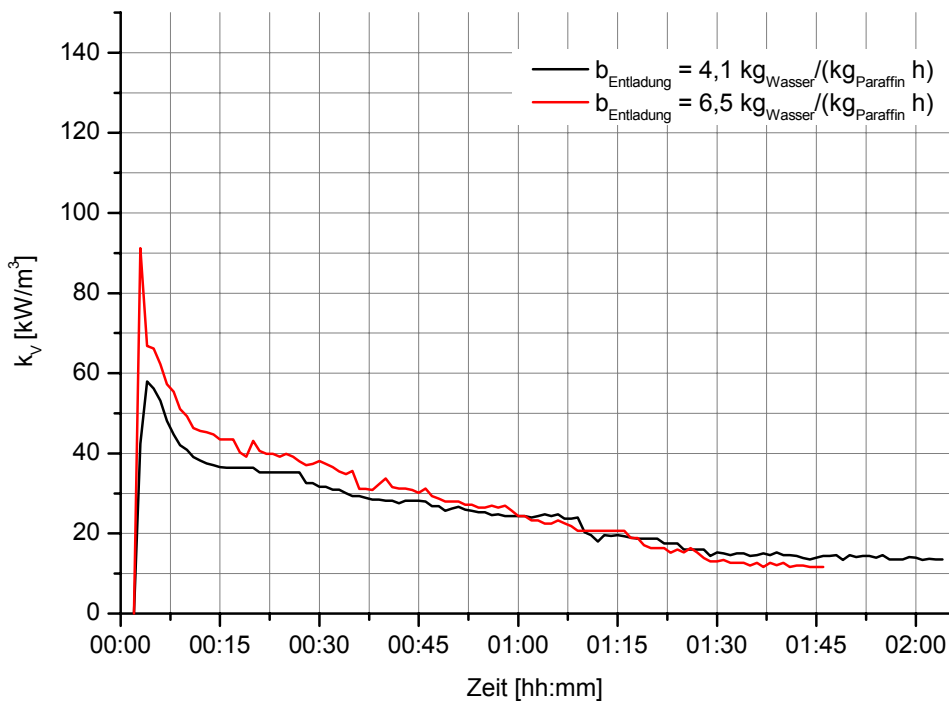


Abbildung 60: Verlauf der spezifischen Entladeleistung beim LWS 2 für verschiedene Massenströme des Wärmeträgerfluids und niedrige Beladetemperatur
Parameter: $T_{\text{Beladung}} = 93 \text{ °C}$; ; Darstellung jeweils bis t_{lat}

Ein Vergleich der pro Volumen Latentwärmespeicher erreichten Entladeleistung in den beiden Speichern LWS 1 und LWS 2 ist in Abbildung 61 dargestellt. Die deutliche Erhöhung der Wärmeleistung durch die Verwendung des neu konzipierten Wärmeübertragers mit Netzrohren ist klar erkennbar.

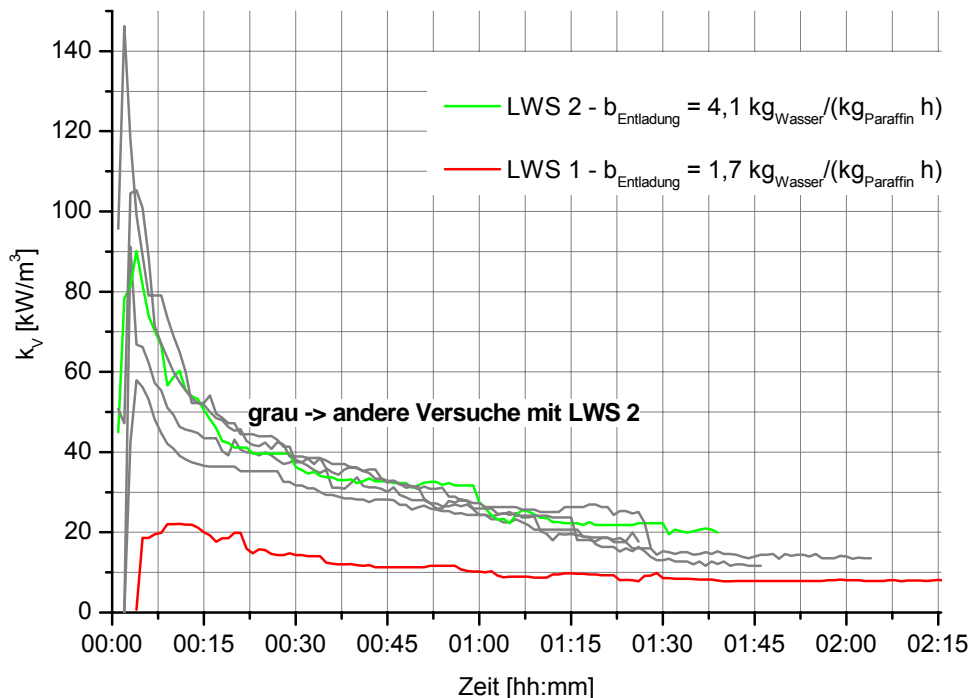


Abbildung 61: Vergleich der spezifischen Entladeleistungen des LWS 2 und des LWS 1
 Parameter für LWS 2 (grüne Kurve): $T_{\text{Beladung}} = 103 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{V}_{\text{Entladung}} = 331 \text{ l/h}$
 Parameter für LWS 1 (rote Kurve): $T_{\text{Beladung}} = 103 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{V}_{\text{Entladung}} = 1433 \text{ l/h}$

5.6 Modellierung der Paraffin-Latentwärmespeicher zur Systemsimulation in TRNSYS

Die Formulierung eines mathematischen Modells, welches das thermische Verhalten des LWS beschreibt, wird erschwert durch:

- die Überlagerung der bei der Thermoanalyse des Paraffins beobachteten Effekte (Schmelzbereich statt Schmelzpunkt) und
- physikalische Vorgänge im Speicher, wie Hohlraum- und Kanalbildung oder wachsende Schichtdicken um die Wärmeübertragerflächen beim Erstarren.

Ein von Haffner [1999] entwickeltes mathematisches Modell ist aufgrund der komplizierteren Geometrie der verwendeten Wärmeübertrager nicht anwendbar. Bestrebungen am EMPA¹ zur Entwicklung eines LWS-Modells für TRNSYS wurden bisher nicht weiter verfolgt [Rudolph 2002].

Die Entwicklung eines physikalisch begründeten Modells, das auch zur Speicherauslegung genutzt werden kann, ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Zur Integration eines LWS in das Gesamtsystem bei der Simulation mit TRNSYS wurde auf den Type 60 zurückgegriffen, der einen Flüssigkeitsspeicher (z.B. Warmwasserspeicher) mit

¹ EMPA – Eidgenössische Materialprüfungs- und Forschungsanstalt

zusätzlichen, integrierten Wärmeübertragern modelliert. Die Parameter dieses Types wurden empirisch den Messwerten des LWS 1 und 2 angepasst, wobei die Abbildung der Speicherkapazität im Vordergrund stand. Der Speicher wird im Modell nur im Schmelzbereich betrieben, d.h. sensible Wärmespeicherung in der flüssigen oder festen Phase wird nicht berücksichtigt. Die Schmelzenthalpie des realen Speichers wurde in eine Wärmekapazität ($c_p = 20 \text{ kJ/kg/K}$) und einen entsprechenden Temperaturbereich ($\Delta T = 10 \text{ K}$; $80\text{-}90^\circ\text{C}$) aufgeteilt. Eine Beladung über diesen Bereich hinaus bzw. Entladung darunter werden durch entsprechende Regler in der TRNSYS-Simulation verhindert.

Die eingesetzten Wärmeübertragungsflächen entsprechen denen des realen Speichers (LWS 1: $A_O\text{-Rohre} = 5 \text{ m}^2$; $A_O\text{-Wärmeleitbleche} = 19,5 \text{ m}^2$), wobei die Wärmeleitbleche durch flächenäquivalente Finnen berücksichtigt wurden.

Beim LWS 2 wurde das Drahtgeflecht der Netzrohre ebenfalls durch Finnen mit einem Durchmesser von 70 mm (entspricht mittlerem Durchmesser des Drahtgeflechts) und einem Abstand von 10 mm ersetzt (LWS 2: $A_O\text{-Rohre} = 1,15 \text{ m}^2$; $A_O\text{-Finnen} = 8,9 \text{ m}^2$).

Die Anpassung der Entladeleistung erfolgte empirisch durch den Parameter 41/53 des Types 60 – „heat exchanger wall conductivity (includes contact resistance)“. Die Ergebnisse dieser Anpassung bezüglich der Entladeleistung und der Rücklauf-Temperatur aus dem Speicher sind in Abbildung 62 für den LWS 1 und in Abbildung 63 für den LWS 2 dargestellt. Es wird deutlich, dass eine für die Systemsimulation ausreichende Übereinstimmung zwischen den Messwerten und dem Modell erreicht wird. Eine vollständige Liste der verwendeten Parameter des Types 60 ist in Tabelle A 1 im Anhang enthalten.

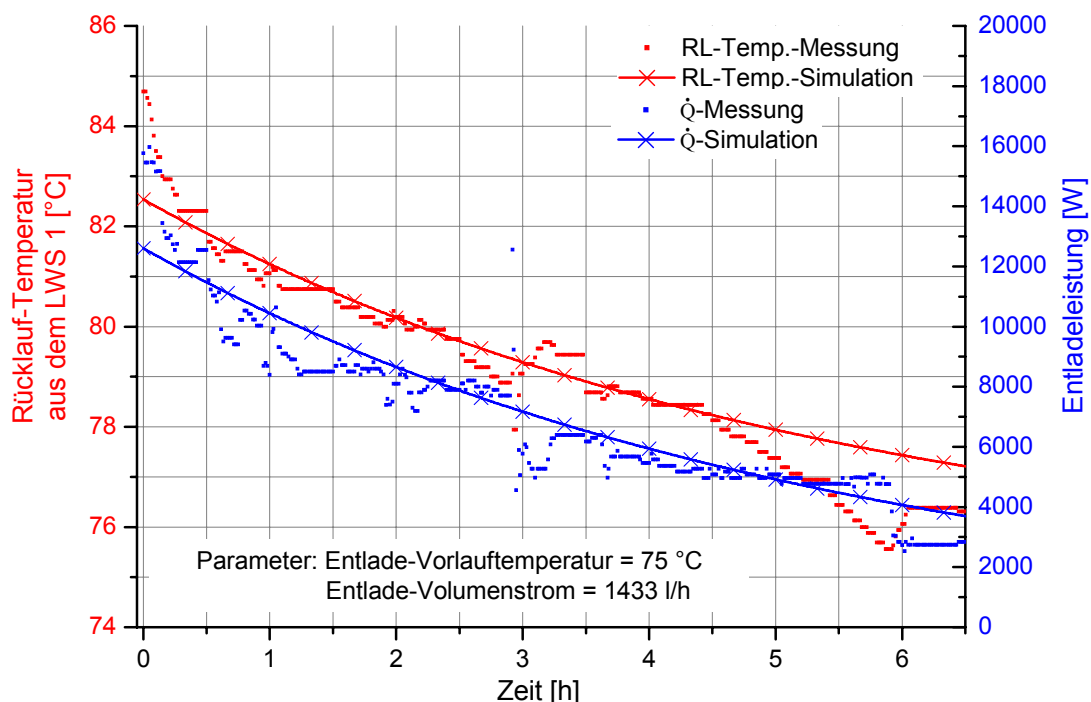


Abbildung 62: Vergleich von Messung und Simulation für die Entladung des LWS 1
Ende latente Entladung: Messung – $6,5 \text{ h}$; Simulation – $5,9 \text{ h}$

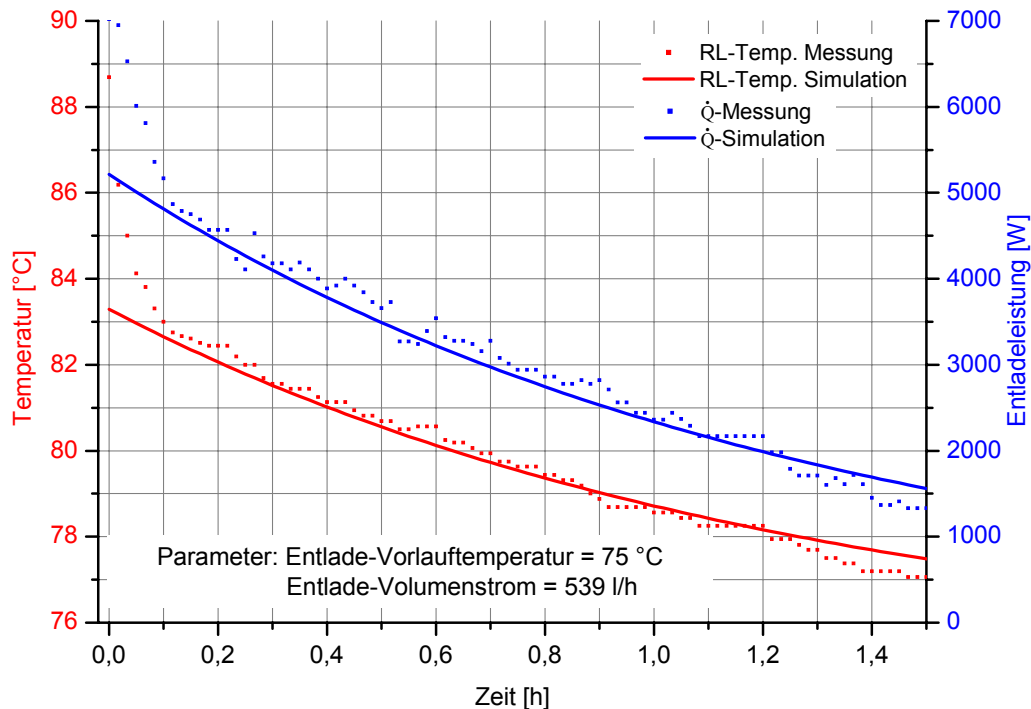


Abbildung 63: Vergleich von Messung und Simulation für die Entladung des LWS 2
 Ende latente Entladung: Messung – 6,5 h ; Simulation – 5,9 h

Die Messergebnisse zur Beladung des Speichers lassen sich nicht in gleicher Form auswerten. Der LWS 1 konnte aufgrund einer fehlenden konventionellen Wärmequelle ausreichender Leistung nur im Solarbetrieb beladen werden, womit keine konstante Vorlauftemperatur gewährleistet werden kann.

Für die Umsetzung in der Systemsimulation wurden daher für den Beladungsvorgang die gleichen Parameter verwendet, die für die Entladung ermittelt wurden. Physikalisch ist dies nicht zu begründen, da in der Realität ein Aufschmelzen zuerst um das Kernrohr auftritt. In der Folge treten zudem Konvektionsvorgänge durch Aufsteigen sowie Ausdehnen des flüssigen Paraffins auf, die den Wärmeübergang im Vergleich zum Erstarrungsvorgang eher verbessern. Der Wärmeübergang wird also im Modell wahrscheinlich als zu gering angenommen.

Insgesamt ist die Abbildung des Beladungsvorgangs jedoch von sekundärer Bedeutung. Ist die vom Speicher aufgenommene Leistung zu gering, steigt die Rücklauftemperatur zum Kollektor, was wiederum zu einer steigenden Vorlauftemperatur zum Speicher und damit einer höheren Triebkraft für den Wärmedurchgang führt. Die Vorlauftemperatur und damit die Triebkraft bei der Entladung sind dagegen Beschränkungen unterworfen, da die AKM nur Wärme ausreichender Temperatur nutzen kann, bzw. die von ihr bereitgestellte Kälteleistung von der Heiztemperatur abhängig ist.

In der Systemsimulation wurde für die Beladung des LWS ein zweiter, separater Wärmeübertrager mit den gleichen Parametern im Type 60 vorgesehen, da dies eine bessere regelungstechnische Umsetzung sowie die Einhaltung des beschriebenen Temperaturregimes ermöglicht.

6 Auslegung von Anlagen zur solaren Klimakälteerzeugung

6.1 Einleitung

Eine auf der Nutzung der Sonnenenergie basierende Wärme-/Kälteversorgung von Gebäuden ist bei den derzeitigen Energiepreisen in den meisten Fällen teurer als eine auf fossile Rohstoffe gestützte Versorgung. Der flächenbezogene Energieinhalt der auf der Erdoberfläche ankommenden Solarstrahlung ist gering (in Mitteleuropa: max. 8 kWh/(m²·d); Jahressumme ca. 1100 kWh/m²). Deshalb sind große Flächen zum „Einsammeln“ der Sonnenenergie notwendig, die hohe Investitionskosten verursachen. Bei solar unterstützten Energiesystemen sind im Gegensatz zu konventionellen Versorgungssystemen die technischen Anlagen und nicht die verbrauchte Energie (die verbrauchten Rohstoffe) der Hauptkostenfaktor. Sie müssen deshalb sehr sorgfältig ausgelegt und geplant werden. Zielsetzung dieser Arbeit ist es, eine Grundlage zur Auslegung gekoppelter, solar unterstützter Wärme- und Kälteversorgungssysteme zu schaffen. Dabei gilt es, die folgenden drei Bereiche in Einklang zu bringen:

- Bedarfsseite (Wärme-/Kältebedarf, Bedarfsprofile),
- Erzeugungsseite (Kollektoren, Einstrahlungs-/Ertragsprofil),
- Umwandlungsseite (Wärmespeicherung, Kälteerzeugung, Kältespeicherung).

Eine Kopplung dieser drei Bereiche zur Erstellung optimaler Varianten ist nur mit Hilfe von Simulationsprogrammen möglich. Diese gestatten es, den Einfluss verschiedener Faktoren und Umweltbedingungen bereits im Planungsprozess zu untersuchen. Simulationsprogramme können zur Vorhersage des Energieertrages sowie des Energiebedarfs, zur Dimensionierung von Anlagen und zur Wirtschaftlichkeitsanalyse eingesetzt werden. Bei der Entwicklung und Umsetzung neuer Anlagen und Anlagenkonzepte können durch vorherige Berechnung und Simulation Fehler vermieden werden, welche sonst erst bei Prototypen sichtbar würden.

Die Ziele einer thermisch-energetischen Simulation können wie folgt zusammengefasst werden [Bach 1997]:

- Integrale Planung von Gebäudehülle und Technischer Gebäudeausrüstung,
- Energetischer Vergleich verschiedener Systemlösungen (Konzeptvergleich),
- Beurteilung von Raumklima und Energieverbrauch (Behaglichkeit),
- Optimierung des Energieverbrauchs sowie der Wirtschaftlichkeit von Gebäude und Anlagen,
- Technisch optimierte Anlagendimensionierung.

Simulationsprogramme können zu erheblichen Kosten- und Zeiteinsparungen führen [Quaschnig 1998]. Sie lassen sich neben dem Einsatz in der Planungsphase ebenfalls direkt für einen optimierten Gebäudebetrieb verwenden. Durch den Vergleich des simulierten und realen Verhaltens können Anlagen- oder Konzeptionsfehler schnell erkannt und die notwendigen Änderungen vorgenommen werden. Außerdem kann die Reaktion des „trägen Gebäudes“ auf Klimafaktoren vorausberechnet und die Gebäudesteuerung darauf abgestimmt werden. Allerdings sind der Aufwand zur Einarbeitung in komplexe Programmsysteme und die damit verbundenen Kosten für Ausbildung sowie Hard- und Software enorm. Häufig sind die potentiellen Auftraggeber (Bauherren, Investoren, Architekten, TGA-Planer) nicht bereit, die Kosten für eine Gebäude- und Anlagensimulation (Systemsimulation) zu

tragen [Bach 1997; Knabe 1999]. Weitere Hemmnisse für einen verstärkten Einsatz der Systemsimulation sind nach Bach [1997] u.a.:

- haftungsrechtliche Probleme, da eine Umsetzung der Simulationsergebnisse u.U. eine Abweichung von bestehenden Normen (z.B. VDI 2078, DIN 4701) darstellen kann;
- fehlende Grundlagen für eine angemessene Vergütung aufgrund der HOAI; ein mangelnder Anreiz für Planer, da zusätzlicher Aufwand nicht entlohnt wird;
- Informationsdefizite bei Architektur- und TGA-Ingenieurbüros über die nutzenstiftende Wirkung einer Systemsimulation; eine fehlende Preisbereitschaft;
- eine mangelnde fachdisziplinübergreifende Kooperationsbereitschaft von Architekten und Fachingenieuren;
- eine fehlende Transparenz der Ziele und Leistungen einer Systemsimulation und Diskussion über die Wahl des anzuwendenden Programms (Programmphilosophie).

6.2 Überblick und Auswahl der Simulationsprogramme

Es gibt eine Vielzahl von Gebäude- bzw. Energiesimulationsprogrammen unterschiedlicher Leistungsfähigkeit. In einer Zusammenstellung des U.S. Department of Energy (DOE) werden 231 Programme zur energetischen Simulation von Gebäuden sowie von (erneuerbaren) Energieanlagen für die Gebäudeversorgung vorgestellt [BTS 2003].

Die Palette der Programme reicht von der Umsetzung einfacher Kennlinienverfahren zur Auslegung solarthermischer Anlagen zur Warmwasserbereitung bis zu komplexen Softwarelösungen, die eine verknüpfte Simulation des thermischen Gebäudeverhaltens und der Anlagen zur energetischen Versorgung ermöglichen.

Eine umfassende Vorstellung und Bewertung der verschiedenen Programme soll im Rahmen dieser Arbeit nicht erfolgen. Hierzu sei u.a. auf Feist [1994], Knabe [1999], Haselhuhn [2000] und [Softlab 2002] verwiesen.

Zur Lösung der betrachteten Problemstellung wurde das Programm TRNSYS ausgewählt und genutzt. TRNSYS ist ein allgemein anerkanntes und in Studien validiertes Programm, das eine integrierte Gebäude- und Anlagensimulation ermöglicht. Aufgrund seiner modularen Struktur bietet es neben einer detaillierten Gebäudesimulation die Möglichkeit zu einer Simulation der thermodynamischen, strömungsmechanischen und regelungstechnischen Vorgänge in den Anlagenkomponenten und ist gut zum Vergleich verschiedener Anlagenvarianten einsetzbar. Eine detailliertere Beschreibung folgt in den nächsten Abschnitten.

Die Modellierung und Bewertung einer solar unterstützten Klimatisierung eines Gebäudes lässt sich im Wesentlichen in die Schritte Gebäudesimulation und Anlagensimulation unterteilen. Zunächst soll die Gebäudesimulation betrachtet werden, die u.a. Bewertungen von Konzepten zur Kühllastreduktion zulässt.

6.3 Bestimmung des Kältebedarfs

6.3.1 Warum dynamische Gebäudesimulation?

Konventionelle Klimatisierungssysteme werden auf die zu erwartende Spitzenlast ausgelegt. Dazu ist eine Kühllastberechnung (meist nach VDI 2078) durchzuführen. Da die Kälteanlage durch die Auslegung auf die Spitzenlast für den größten Teil der Betriebsdauer überdimensioniert ist, wird sie „getaktet“ oder, wenn möglich, im oft weniger effizienten Teillastbetrieb

gefahren. Zwischenspeicher (Wasser oder Eis) können zur Erhöhung der Taktzeiten oder auch zur Ausnutzung von Niedrigtarifzeiten genutzt werden, erhöhen allerdings die Investitionskosten.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Kompressions- und Absorptionskältemaschinen liegt in der Kostenstruktur für die Anlagentechnik bzw. die Betriebskosten. KKM sind aufgrund des einfacheren Aufbaus vergleichsweise günstig in der Anschaffung. Sie weisen jedoch im allgemeinen höhere Betriebskosten (Strom) auf. Bei den AdKM bzw. AKM dominieren wegen der aufwändigeren Anlagentechnik die Investitionskosten, die durch den Antrieb mit preiswerter Wärme kompensiert werden müssen.

Eine genaue Abstimmung der Kälteleistung von KKM auf die Kühllast und damit u.U. eine Verringerung der Kälteleistung hat meist nur geringe Bedeutung, da sich dies bei den Investitionskosten wenig bemerkbar macht. Die elektrische Anschlussleistung und die damit verbundenen Kosten ändern sich in Abhängigkeit von der Arbeitszahl der Kältemaschine ε (2-4) nur um den $1/\varepsilon$ -ten Teil der Kälteleistung. Steigt die Kälteleistung um 10 kW, erhöht sich der elektrische Anschlusswert der Kälteanlage nur um 3,3 kW (für $\varepsilon = 3,0$).

Die spezifischen Investitionskosten (€/kW) von Absorptions- und Adsorptionskälteanlagen sind ca. 30 % [Henning 1999] höher als die von KKM. Zudem hat eine Änderung der Kühllast größere Auswirkungen auf die notwendige thermische Leistung zum Antrieb der AdKM / AKM. Die thermische Antriebsleistung ändert sich in Abhängigkeit vom Wärmeverhältnis ζ um $1/\zeta$ ($\zeta_{\text{einstufig}} = 0,6-0,75$). Eine Erhöhung der Kälteleistung um 10 kW vergrößert die notwendige thermische Antriebsleistung der AdKM / AKM um 14,3 kW (für $\zeta = 0,7$).

Bei solar betriebenen Systemen stellen die Kollektoren einen Hauptkostenfaktor einer solchen Anlage dar. Deshalb hat die Größe der benötigten thermischen Leistung und damit die Größe des Kollektorfeldes maßgeblichen Einfluss auf die Investitionskosten.

Eine möglichst genaue Bestimmung der Kühllast ist somit für die Auslegung und den wirtschaftlichen Betrieb von solarthermisch und hybrid betriebenen Klimatisierungssystemen von grundlegender Bedeutung.

Die dynamische Gebäudesimulation ermöglicht die Identifikation typischer Betriebszustände eines klimatisierten Gebäudes. Damit wird eine Auslegung der Klimaanlage auf den „Regelfall“ anstelle der Spitzenlast möglich. Für eine hybrid betriebene Anlage lassen sich die sinnvollen Größen der solar und der konventionell betriebenen Teile des Gesamtsystems festlegen. Ein zu großes Kollektorfeld, dessen Wärmeleistung nicht oder nur selten vollständig genutzt wird, kann somit vermieden werden.

Die Auswirkungen einer begrenzten Kälteleistung auf die auftretenden Raumtemperaturen können bestimmt werden. Durch die Verwendung unterschiedlicher Wetterdatensätze können auch selten auftretende Extremperioden und deren Auswirkungen berechnet werden. Dadurch wird es dem Planer zusammen mit dem Betreiber der Anlage/des Gebäudes ermöglicht, Toleranzgrenzen für Raumluftzustände und deren Auswirkungen auf die Kosten der Anlage abzustimmen. Die Häufigkeit des Überschreitens bestimmter Temperaturen kann ermittelt werden. Ist die Nichteinhaltung vorgegebener Raumtemperaturen an einigen wenigen Stunden im Jahr oder während selten auftretender Extremwetterperioden für den Betreiber/Nutzer akzeptabel, kann dadurch u.U. eine deutliche Reduzierung der Kosten erreicht werden. Einige Beispiele für derartige Simulationsrechnungen enthält das Kapitel 6.7.

Ein weiterer Vorteil der dynamischen Gebäudesimulation besteht darin, dass mögliche Maßnahmen zur Verringerung der Kühllast, wie (außenliegende) Verschattung, Größe und Ausrichtung von Fensterflächen, Wärmedämmung, Verringerung interner Lasten oder auch intensive Nachtlüftung bei Gebäuden mit großer thermischer Masse, relativ schnell in der Simulation umgesetzt und bewertet werden können.

Die Nutzung dieser konstruktiven, bau- und anlagentechnischen Möglichkeiten zur Reduktion der Kühllasten ist meist kostengünstiger als die Installation aktiver Komponenten [Henning 1997].

6.3.2 Vergleich von statischer und dynamischer Gebäudesimulation

Zur Berechnung des Heiz- und Kühlbedarfs von Gebäuden werden statische und dynamische Methoden verwendet. Der Hauptunterschied zwischen diesen Methoden besteht darin, dass mit statischen Methoden zwar der Heiz- bzw. Kühlbedarf berechnet aber keine Aussagen über Temperaturverläufe gemacht werden können.

Die statischen Programme verwenden stationäre Berechnungsmethoden und sind meist leicht und übersichtlich zu bedienen. Sie eignen sich zur schnellen Abschätzung des Energiebedarfs.

Bei den statischen Programmen werden die einzelnen Verlust- und Gewinnleistungen integriert und danach diese Energiesummen bilanziert. Die Temperatur des Innenraums bleibt dabei konstant, nur die Außentemperatur wird variiert. Statische Programme liefern nur Angaben über die Monats- oder Jahresbilanzen des Energiehaushaltes eines Gebäudes (z.B. Heizenergiebedarf) und sind wesentlich ungenauer als dynamische Programme [Bach 1997]. Detaillierte Aussagen über das thermische Verhalten des Gebäudes (Temperaturverläufe, Überhitzung) sowie eine Aufteilung des Gebäudes in thermische Zonen lassen sie nicht zu. Die Wärmekapazität des Gebäudes wird nicht berücksichtigt. Daher kann der Einfluss der Gebäudedynamik auf den jährlichen oder saisonalen Energieverbrauch nur über Erfahrungswerte einbezogen werden. Anlagen der technischen Gebäudeausrüstung sind ebenfalls nicht Bestandteil der Betrachtung.

Bei den dynamischen Verfahren werden dagegen zuerst die Leistungen bilanziert und danach das entstehende Gleichungssystem integriert. Das Differentialgleichungssystem beschreibt die zeitliche Änderung der Zustandsgröße „Innentemperatur“. Über diese Temperaturänderung wird die Be- und Entladung der Wärmekapazität des Gebäudes berücksichtigt. Dadurch wird auch eine dynamische Kühllastberechnung ermöglicht und es lassen sich Systeme zur Kühllastreduzierung, z.B. eine intensive Nachtlüftung, nachbilden [Schuler 1997].

6.3.3 Theorie der dynamischen Gebäudesimulation

In dynamischen Simulationsprogrammen wird das Gebäude in thermische Zonen unterteilt. Diese beschreiben einen oder mehrere Räume mit den gleichen thermischen Randbedingungen (Ausrichtung, interne Lasten, Glasanteil an der Fassade etc.). Jede Zone wird durch einen Luftknoten repräsentiert. Dieser besitzt die Kapazität des Zonenvolumens. An dem Knoten werden eine Energie- und programmabhängig auch eine Feuchtebilanz durchgeführt. Abbildung 64 zeigt die verschiedenen auf den Luftknoten wirkenden Wärmeströme.

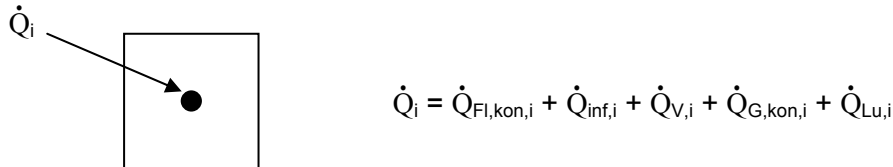


Abbildung 64: Energiebilanz für einen Raumlufknoten [Type 56]

- $\dot{Q}_{Fl,kon,i}$ – konvektive Wärmeströme von Umschließungsflächen
- $\dot{Q}_{inf,i}$ – Wärmestrom über Infiltration (Undichtigkeit / Luftstrom von außen)
- $\dot{Q}_{V,i}$ – Wärmestrom über Ventilation (mechanische Lüftung)
- $\dot{Q}_{G,kon,i}$ – konvektiver Anteil der internen Gewinne (Belegung, Beleuchtung, Heizung etc.)
- $\dot{Q}_{Lu,i}$ – Wärmeströme über Luftströme aus angrenzenden Zonen

Nach der Definition der Gebäudestruktur sowie der Vorgabe der externen Parameter (z.B. Klimadaten) können diese Wärmeströme durch das Programm berechnet werden.

Der Strahlungsaustausch zwischen den Wänden wird separat berücksichtigt (z.B. bei TRNSYS mittels der Sternknotenmethode). Solare Gewinne (durch Fenster) sowie der Strahlungsanteil interner Wärmequellen werden von den Hüllflächen absorbiert. Von dort wirken diese Energiegewinne dann mittels Konvektion auf den Luftknoten.

Bezüglich der Behandlung des Wärmetransports in den Wänden werden zwei unterschiedliche Methoden verwendet. In Programmen wie SUNCODE [SUNCODE 2000] wird der Wandaufbau mit Hilfe der finiten Differenzenmethode beschrieben. Entsprechend dem Knotennetz in der Wand können hier Temperaturen der einzelnen Wandschichten berechnet werden, was z.B. Aussagen über die Auswirkungen veränderter Schichtdicken oder Wandmaterialien zulässt. Andere Programme wie TRNSYS [SEL 2000] oder DOE-2 [DOE 2002] hingegen nutzen die Methode der Übertragungsfunktionen. Dabei wird vor Beginn der Simulation für jeden Wandaufbau entsprechend den Schichtdicken und Materialien eine Transferfunktion berechnet. Diese Vorausberechnung hat den Vorteil einer verkürzten Rechenzeit der eigentlichen Simulation. Allerdings können bei dieser Methode temperaturbedingte Änderungen der Stoffwerte der Wandmaterialien nicht berücksichtigt werden. Da die Wand als Black Box betrachtet wird, sind auch keine Aussagen über den Temperaturverlauf in der Wand sondern nur über Oberflächentemperaturen und -wärmeströme möglich¹. Dies wird in Abbildung 65 verdeutlicht [Schuler 1997].

¹ bzw. müsste die Wand dazu in mehrere Schichten mit eigenen Übertragungsfunktionen aufgeteilt werden.

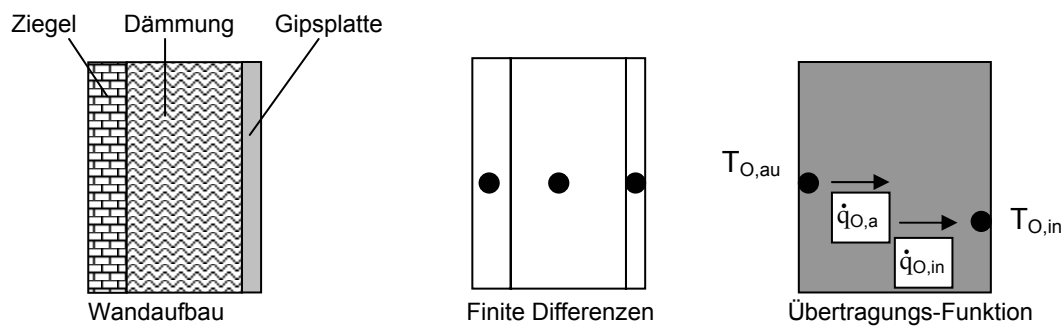


Abbildung 65: Darstellung des Wärmetransportes durch Wände als Finite-Differenzen-Methode und Methode der Übertragungsfunktionen [Schuler 1997]

6.3.4 Grenzen der dynamischen Gebäudesimulation

Die meisten Simulationsprogramme verwenden in ihrem Bilanzmodell je Zone einen Raumluftknoten. Dadurch beschränken sich die Aussagen zur Raumtemperatur auf einen Mittelwert pro Zone. Bei größeren Räumen (Atrien, Schwimmbädern, Hallen) beeinflussen aber auch die Temperaturverteilungen sowie auftretende Raumluftrömungen die Behaglichkeit entscheidend. Um diese berechnen zu können, ist der Einsatz von Strömungssimulationsprogrammen (Computational Fluid Dynamics – CFD) und damit der zwingende Übergang zu einem geometrischen Modell mit örtlich hoch aufgelösten Daten erforderlich.

Ein weiterer wichtiger Faktor für die Behaglichkeit in Räumen ist die Beleuchtung. Die Größe und Ausrichtung von Fensterflächen und Verschattungseinrichtungen beeinflussen neben der Beleuchtung aber auch den Energiehaushalt eines Gebäudes. Eine kombinierte Energie- und Tageslichtplanung erscheint deshalb sinnvoll. Es gibt verschiedene Programme zur Tages- bzw. Kunstlichtsimulation (z.B. ADELIN, TRNSYS-LIGHT), die mit Gebäude- und Anlagensimulationsprogrammen koppelbar sind.

In Simulationen kann nur ein „Standardnutzerverhalten“ berücksichtigt werden. Durch Abweichungen des Verhaltens der realen Nutzer von diesen Annahmen, z.B. bezüglich des Lüftungsverhaltens, der Bedienung von Verschattungseinrichtungen oder des Ein- und Ausschaltens von Kunstlicht, können erhebliche Abweichungen im Energiebedarf verursacht werden.

Bei der Erstellung der Eingangsdaten für Gebäudesimulationsprogramme ist größte Sorgfalt erforderlich. Der Vergleich von Ergebnissen unterschiedlicher Nutzer, die auf demselben Programm das gleiche Problem beschreiben sollten, ergab Abweichungen von bis zu 50 % [Bloomfield 1989; Stricker 1989; Poel 1993]. Dieses Ergebnis zeigt, wie wichtig Programm- und Praxiserfahrung des Anwenders sowie dessen Fähigkeit sind, die Ergebnisse der Simulation kritisch bewerten zu können.

6.4 Dynamische Gebäudesimulation und Kühllastberechnung mit TRNSYS

TRNSYS wurde am Solar Energy Laboratory, Wisconsin (USA) entwickelt und ist ein modular aufgebautes, zeitschrittbasierendes Programm zur Berechnung des Energiebedarfs und des thermischen Verhaltens von Gebäuden sowie zur Simulation aktiver (solar-)energetischer Systeme. Damit ermöglicht TRNSYS eine gekoppelte Simulation des thermischen Gebäudeverhaltens und der gebäudetechnischen Anlagen. Es enthält eine Modulbibliothek für zahlreiche aktive und passive Solarsysteme, konventionelle Heiz- und Kühlanlagen, raumlufttechnische Einrichtungen, Steuer- und Regeleinheiten sowie Ein- und Mehrzonengebäude. Neben diesen Standardkomponenten sind weitere von Anwendern entwickelte Modelle erhältlich. Außerdem ist die Entwicklung und Einbindung selbst erstellter Komponenten möglich.

Die Funktionsweise einer bestimmten Anlagenkomponente wird durch ein Modul, einen sogenannten Type, anhand von Algorithmen nachgebildet. Die verschiedenen Teile (Types) eines Gesamtsystems werden (teilweise grafisch) verknüpft und TRNSYS stellt die Lösungsalgorithmen für das damit erstellte Differentialgleichungssystem zur Verfügung. Außerdem enthält TRNSYS einige Wetterdatensätze, ermöglicht aber auch die Nutzung anderer, z.B. selbst gemessener oder von Dritten erworbener Klimadaten.

Zur thermischen Simulation eines Mehrzonengebäudes ist der Type 56 – *Multi Zone Building* [Type 56] in TRNSYS enthalten. Abbildung 66 verdeutlicht in einem beispielhaften Überblick die Programm- und Dateistruktur zur Gebäudesimulation in TRNSYS.

Die Erstellung des geometrischen Gebäudemodells und die Aufteilung in thermische Zonen erfolgt entweder manuell oder mit Hilfe des Zusatzprogramms SIMCAD. Die Spezifikation der Zonen (Größe, Orientierung und Aufbau der Wände und Fenster usw.) kann direkt in dem eigenständigen grafischen Vorprogramm PREBID vorgenommen werden. Sämtliche Informationen zum Gebäude werden in der .bui-Datei (*building.bui* in Abbildung 66) gespeichert. Die Nomenklatur dieser Textdatei ist dokumentiert, so dass die .bui-Datei auch mit einem Texteditor erstellt werden kann.

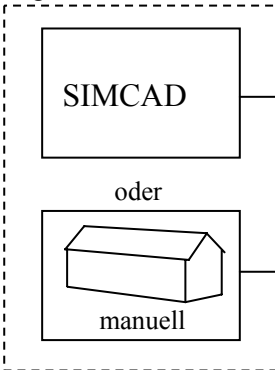
Der Type 56 verwendet während der Simulation zwei Dateien, welche Informationen über die geometrischen Daten des Gebäudes (*building.blc*) sowie die Übertragungsfunktionen der Wände (*building.trn*) enthalten. Eine dritte Datei (*building.inf*) umfasst Informationen über INPUTS (z.B. Strahlungsdaten, Umgebungstemperatur), die der Type 56 benötigt, und OUTPUTS (z.B. Energiebedarf, Temperatur der Zonen), die von diesem berechnet werden. Diese 3 Dateien werden von PREBID aus der .bui-Datei generiert. Außerdem benötigt der Type 56 eine Datei (*w4-lib.dat*), welche die verwendete Fensterbibliothek enthält. Es stehen jeweils eine erweiterbare amerikanische, französische und deutsche Bibliothek zur Auswahl.

Die Beschreibung des gesamten Systems (inklusive Wetterdatenleser, Strahlungsprozessor, Types zur Ergebnisausgabe usw.) und die Verknüpfung der Types erfolgen in einer weiteren ASCII-Datei. Diese TRNSYS-Eingabedatei (*building.dck*) wird auch als Deckfile bezeichnet. Sie kann in einem Texteditor oder mit Hilfe des grafischen Vorprogramms IISiBat erstellt werden.

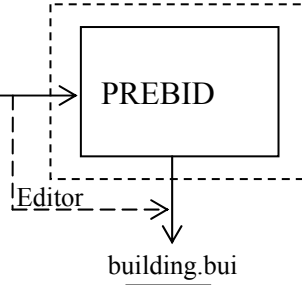
Zur Ausgabe der Ergebnisse stellt TRNSYS verschiedene Types zur Verfügung, mit denen die Resultate sowohl grafisch dargestellt als auch in einer Textdatei abgespeichert werden

können. Die Integration von Ergebnissen bereits während der Simulation, z.B. zur Berechnung von Monatssummen, ist ebenfalls möglich.

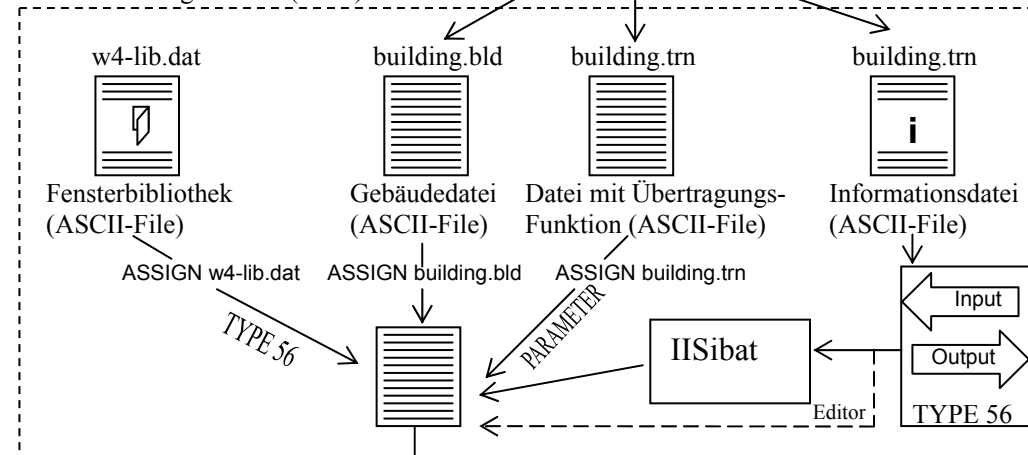
1. Festlegung der Zonen /
geometrisches Modell



2. Eingabe der
Gebäudedaten



3. Erzeugung der
TRNSYS-Eingabedatei (Deck)



TRNSYS-Simulation

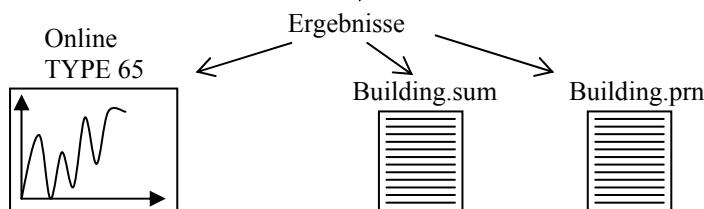


Abbildung 66: Programm- und Dateistruktur zur thermischen Gebäudesimulation in TRNSYS / PREBID [Type 56]

6.5 Dynamische Gebäudesimulation zur Kühllastberechnung des TGZ Köthen

Die thermische Gebäudesimulation ist ein wesentlicher Schritt zur Bewertung des Gesamtsystems der solaren Klimatisierung. Da sich die Versuchsanlage im Technologiezentrum Köthen befindet, wurde für dieses Gebäude eine thermische Simulation durchgeführt, wobei gleichzeitig die Methodik (der thermischen Gebäudesimulation) dargelegt wird.

Es wurde ein Gebäudeprofil erstellt, das die thermischen Eigenschaften des Gebäudes widerspiegelt. Zur Aufteilung des Gebäudes in thermische Zonen wurden insbesondere folgende Strukturmerkmale berücksichtigt:

- Anteil / Größe verglasteter Flächen,
- Orientierung der Außenwände,
- Vorhandensein von Flächen mit transparenter Wärmedämmung (TWD),
- Klimatisierung der Räume.

Entsprechend diesen Kriterien wurde das Gebäude in 13 thermische Zonen unterteilt. Diese sind in der Abbildung A 8 im Anhang dargestellt. Im Folgenden sind einige charakteristische Eigenschaften der Zonen aufgeführt:

Zonen 1-4: Erdgeschoss, d.h. Kontakt zum Boden;

Zone 1: Ost- und Südfassade, hoher Glasanteil, TWD, keine Klimatisierung

Zone 2: Südfassade, hoher Glasanteil, TWD, keine Klimatisierung

Zone 3: Süd- und Westfassade, geringer Glasanteil, keine Klimatisierung

Zone 4: überwiegend Nordfassade, geringer Glasanteil, Klimatisierung über Zuluftkonditionierung

Zonen 5-8: Zwischengeschoss, teilweise Klimatisierung

Zonen 9-12: Dachgeschoss, Decke wird zumindest teilweise (Technikaufbau /-geschoss) von Sonnenstrahlung erreicht

Zonen 5 & 9: Ost- und Südfassade, hoher Glasanteil, TWD, Klimatisierung über Kühlregister („stille Kühlung“)

Zonen 6 & 10: Südfassade, hoher Glasanteil, TWD, Klimatisierung über Kühlregister („stille Kühlung“)

Zonen 7 & 11: Süd- und Westfassade, geringer Glasanteil, keine Klimatisierung

Zonen 8 & 12: überwiegend Nordfassade, geringer Glasanteil, Laborräume mit höherem Luftwechsel, Klimatisierung über Zuluftkonditionierung

Zone 13: Technikgeschoss, Aufbau auf Dachgeschoss, wenige Fenster, keine Klimatisierung

Der Aufbau der Zonen (Wände, Fenster usw.) erfolgte entsprechend den Angaben in den Bauplänen des beauftragten Ingenieurbüros.

Neben den baulichen Daten können für jede Zone Vorgaben zum Luftwechsel durch Infiltration, zur Heizung und Kühlung, zu internen Lasten bzw. Gewinnen sowie zur Lüftung gemacht werden.

Soweit nicht anders angegeben, wurde für die Beispielrechnungen eine „realistische“ Belegung und technische Ausstattung der Büros und Laboratorien sowie ein den hygienischen Erfordernissen [DIN 1946] entsprechender Luftwechsel von 40 m³/h und Person angenommen.

Bei der Einbindung in TRNSYS sind auch die zu verwendenden Klimadaten festzulegen. Zur Berechnung des Kältebedarfs wurden am Standort gemessene Wetterdaten benutzt. Es können aber auch auf langjährigen Messungen basierende, typische Wetterdaten¹ verwendet werden. Soll eine Kühllastberechnung nach VDI-Richtlinie 2078 erfolgen, muss eine mehrtägige Hitzeperiode (Auslegungsmonate Juli und September) verwendet werden. Außerdem legt die Richtlinie Raumtemperatursollwerte fest. Diese Standardannahmen ermöglichen eine nachvollziehbare, standardisierte Kühllastberechnung. Mit einer thermischen Gebäudesimulation können jedoch flexible Vorgaben, z.B. für Toleranzgrenzen der Raumlufttemperaturen, gemacht werden. Das ist insbesondere für die avisierten Anwendungsfälle in Südeuropa von Vorteil, da hier u.U. nicht die Werte der deutschen VDI-Richtlinie erreicht werden sollen.

Nach der Erstellung und Einbindung des Gebäudeprofils lassen sich vergleichsweise einfach Parametervariationen durchführen, mit denen verschiedene Maßnahmen zur Reduktion innerer und äußerer Lasten oder auch der Einfluss des Luftwechsels, der Solltemperaturen oder des Wandaufbaus auf den Klimakältebedarf bewertet werden können.

So sind z.B. die externen Lasten stark vom Flächenanteil der Verglasung sowie dem Sonnenschutz abhängig. An einer südorientierten Fassade treten im Sommer Einstrahlungsmaxima von 600 W/m^2 auf. Ein sehr guter Sonnenschutz reduziert diese Einstrahlung um 80 %. Von den restlichen 120 W/m^2 gelangen bei einer typischen Wärmeschutzverglasung mit einem Gesamtenergiedurchlassgrad (g-Wert) von 0,65 noch 78 W/m^2 als transmittierte externe Last in das Gebäude. Bei einem Einzelbüro mit einer 3 m^2 großen Fensterfläche ergibt dies bereits bei den günstig gewählten Annahmen eine externe Last von 234 W oder flächenbezogen ca. 20 W/m^2 bei einer Bürofläche von 12 m^2 [Eicker 2001]. Wird ein Sonnenschutz mit geringerer Reduktion von z.B. 50 % verwendet, erhöht sich die flächenbezogene externe Last auf ca. 50 W/m^2 . Bei völligem Verzicht auf einen Sonnenschutz wären sogar knapp 100 W/m^2 abzuführen. Dieses Beispiel verdeutlicht den großen Einfluss der Verglasungsflächen sowie des Sonnenschutzes auf die Kühllast, der auch in Abbildung 67 deutlich wird.

Als weiteres Beispiel für Parametervariationen sind in der Abbildung 68 sowie der Abbildung 69 die Auswirkungen einer veränderten Raumtemperatur und des Luftwechsels auf den Klimakältebedarf dargestellt.

¹ z.B. TRY - Test Reference Year; TMY – Typical Meteorological Year

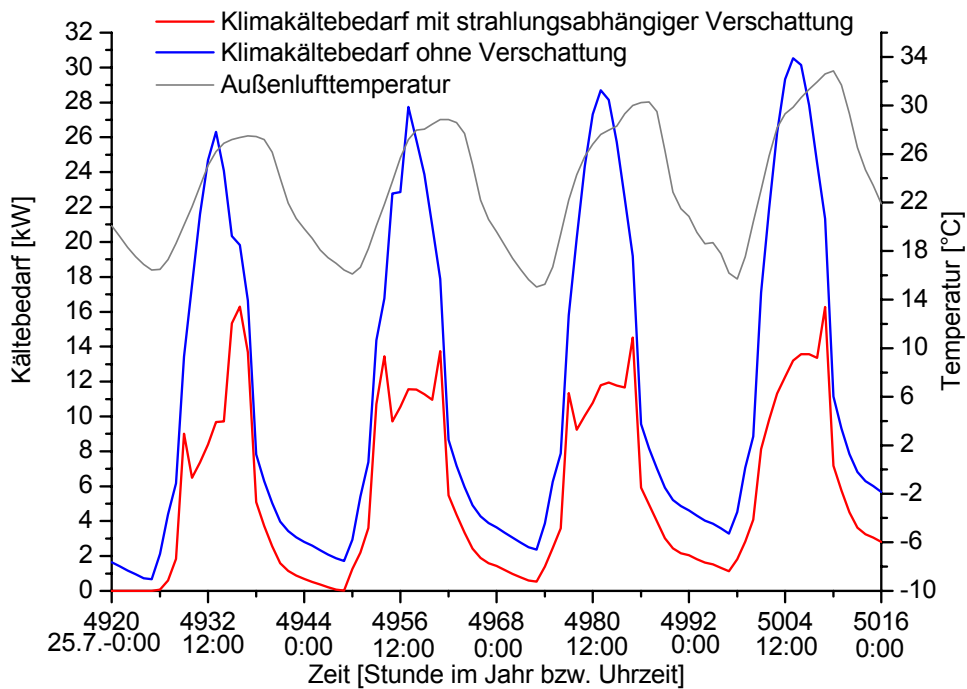


Abbildung 67: Klimakältebedarf der klimatisierten Zonen des Technologiezentrums Köthen – Einfluss der Verschattung

Zeitraum 25.7.-28.7.; Luftwechsel während der Arbeitszeit (8:00-17:00) entsprechend hygienischen Anforderungen ($40 \text{ m}^3/\text{h}$ Person); bei Variante mit strahlungsabhängiger Verschattung wird die Jalousie bei Sonnenschein automatisch heruntergefahren, bei Variante ohne Verschattung wird Zustand ohne Jalousie bzw. Offenhalten der Jalousie durch den Nutzer simuliert; einzuhaltende Raumlufttemperatur bei beiden Varianten 25°C
 Gesamtklimakältebedarf für dargestellten Zeitraum - mit Verschattung: 543 kWh
 - ohne Verschattung: 1104 kWh

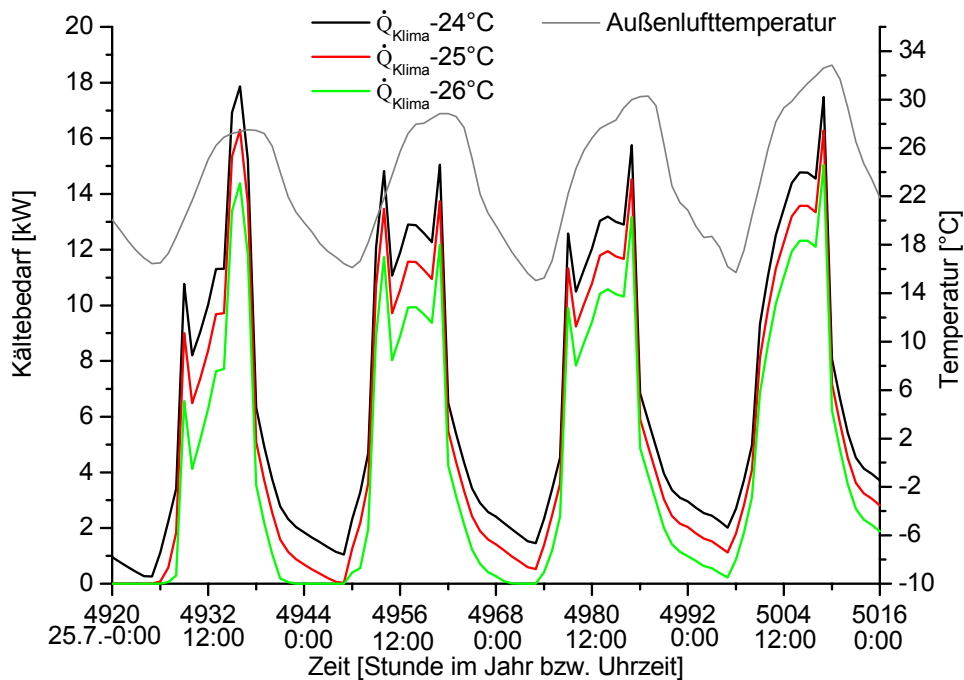


Abbildung 68: Klimakältebedarf der klimatisierten Zonen des Technologiezentrums Köthen – Abhängigkeit von der Raumlufttemperatur

Zeitraum 25.7.-28.7.; Luftwechsel während der Arbeitszeit (8:00-17:00) entsprechend hygienischen Anforderungen ($40 \text{ m}^3/\text{h}$ Person); dargestellt sind der Klimakältebedarf bei einer einzuhaltenden Raumlufttemperatur von 24 , 25 und 26°C sowie die Außenlufttemperatur

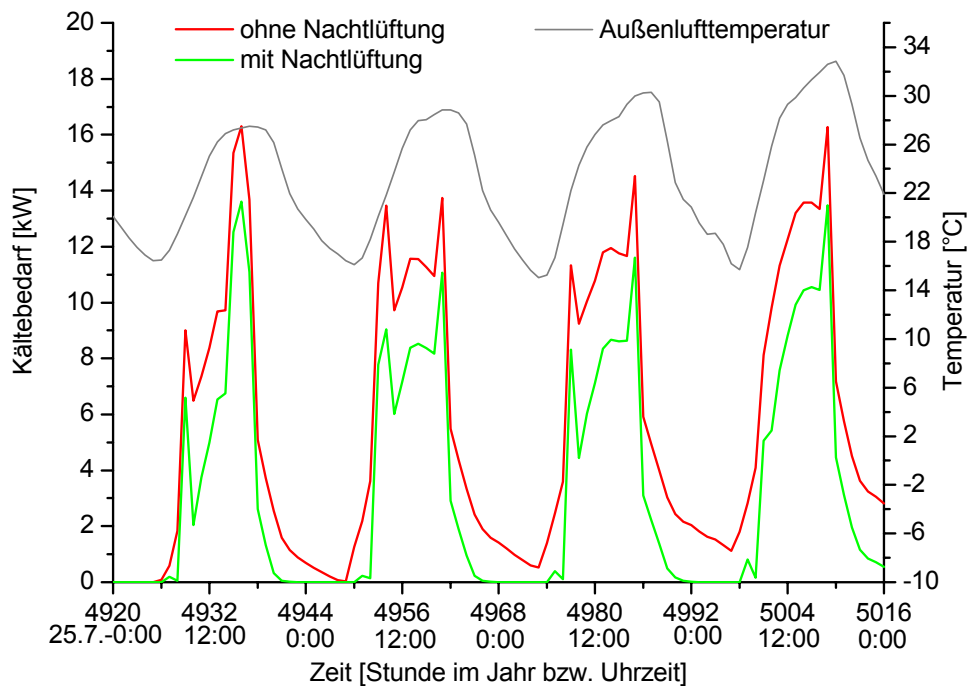


Abbildung 69: Klimakältebedarf der klimatisierten Zonen des Technologiezentrums Köthen – Einfluss einer intensiven Nachtlüftung

Zeitraum 25.7.-28.7.; Luftwechsel während der Arbeitszeit (8:00-17:00) entsprechend hygienischen Anforderungen ($40 \text{ m}^3/\text{h}$ Person); zur nächtlichen Abkühlung des Gebäudes von 0:00 bis 6:00 Uhr 5-facher Luftwechsel in allen Zonen (außer 13); einzuhaltende Raumlufttemperatur bei beiden Varianten $25 \text{ }^\circ\text{C}$
 Gesamtklimakältebedarf für dargestellten Zeitraum - ohne Nachtlüftung: 543 kWh
 - mit Nachtlüftung: 328 kWh

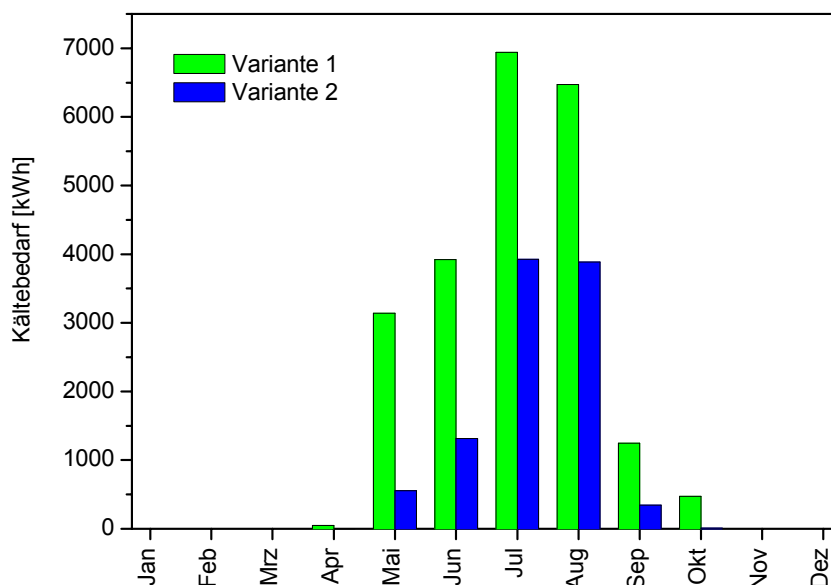


Abbildung 70: Monatssummen des simulierten Klimakältebedarfs des Technologiezentrums Köthen – Einfluss der Nachtlüftung

Randbedingungen: Verwendung am Standort gemessener Wetterdaten für 2001; Gesamtklimakältebedarf der klimatisierten Zonen als Monatssumme; einzuhaltende Raumlufttemperatur bei beiden Varianten $25 \text{ }^\circ\text{C}$; strahlungsabhängige außenliegende Fensterverschattung
 Variante 1: Luftwechsel während der Arbeitszeit (8:00-17:00) entsprechend hygienischen Anforderungen ($40 \text{ m}^3/\text{h}$ Person); kein Luftwechsel zu sonstigen Zeiten
 Variante 2: Luftwechsel während der Arbeitszeit (8:00-17:00) entsprechend hygienischen Anforderungen ($40 \text{ m}^3/\text{h}$ Person); zur nächtlichen Abkühlung des Gebäudes von 0:00 bis 6:00 Uhr 1,2-facher Luftwechsel in allen Zonen; 0,2-facher Luftwechsel zu sonstigen Zeiten

Die Abbildungen 67 bis 70 zeigen einige Möglichkeiten der thermischen Gebäudesimulation auf. Während des Planungsprozesses für ein Gebäude lassen sich nahezu beliebige Varianten und Kombinationen untersuchen. Aufgabe des Planers ist, eine Auswahl der zu untersuchenden Varianten zu treffen.

Durch geeignete Parametervariationen mit dem Ziel der Minimierung des Klimakältebedarfs wird die Entscheidungsfindung des Planers/Kunden bei der Auswahl einer Vielzahl von Komponenten (wie z.B. einer geeigneten Verschattung, der Größe, Art und Betriebsweise der Lüftungsanlage, Fenster, Wandaufbau) wirkungsvoll unterstützt. Neben dem Klimakältebedarf sind dabei natürlich auch andere Optimierungskriterien wie Heizwärmebedarf, Komfort, Kosten etc. in die Bewertung einzubeziehen.

Das thermische Gebäudemodell kann auch in die Simulation des Gesamtsystems (Solaranlage mit Kollektoren und Speichern, Kälteanlage) integriert werden. Dadurch können Erkenntnisse darüber erzielt werden, wie sich eine begrenzte Kälteleistung, die den Klimakältebedarf nicht vollkommen abdecken kann, letztendlich auf die Raumtemperaturen auswirkt. Somit kann im Planungsprozess eine Aussage über zu erwartende Raumtemperaturen bei verschiedenen Konfigurationen gemacht werden. Dem Planer sowie dem Bauherrn / Anlagenbetreiber wird die Auswahl einer Variante (solarer Deckungsanteil bei bivalenter Versorgung) erleichtert, da sie die Auswirkungen abschätzen können.

6.6 Anlagensimulation

6.6.1 Einführung

Ein Ziel der Arbeit ist eine gekoppelte Simulation von thermischem Gebäudeverhalten und solarer Kälteerzeugung. Dadurch lassen sich die Auswirkungen von Parameteränderungen am Gebäude oder an der solar betriebenen Kälteerzeugung direkt untersuchen. Neben der bereits erläuterten thermischen Gebäudesimulation soll eine Modellierung insbesondere folgender wichtiger Anlagenelemente erfolgen:

- Kollektoren zur solaren Wärmeerzeugung,
- Elemente zur Wärmeübertragung und zum Wärmetransport (Wärmeübertrager, Rohrleitungen, Pumpen),
- Regelungseinrichtungen,
- Absorptionskälteanlage zur Klimakälteerzeugung.

Um das simulierte Gesamtsystem überschaubar zu halten, erfolgte keine Modellierung der Raumkühlung (Kühlregister). Es wurde vielmehr davon ausgegangen, dass bei Vorhandensein eines entsprechenden Kühlbedarfs die erzeugte Kälteleistung auch abgenommen wird. Die Simulation der genannten Anlagenelemente erfolgt ebenfalls im Programm TRNSYS, das für die meisten der oben genannten Elemente bereits Modelle (Types) enthält. Diese müssen jedoch parametrisiert und verknüpft werden. Im Folgenden wird die Vorgehensweise für die einzelnen Anlagenelemente näher beschrieben.

6.6.2 Kollektoren

Zur Modellierung der am Technologiezentrum Köthen installierten CPC-Vakuumröhrenkollektoren sollte der TRNSYS Type 71 – *Evacuated Tube Solar Collector* [Type 71] verwendet werden. Dieser Type benötigt jedoch die nach den Standards der US-amerikanischen *Solar*

Ratings and Certification Commission (SRCC) ermittelten Kollektorkennwerte, welche für die installierten Kollektoren nicht bekannt sind.

Eine weitere Möglichkeit zur Simulation der Kollektoren stellt der Type 1 – *Flat Plate Solar Collector* [Type 1] dar. Basierend auf einer theoretischen Beschreibung ermöglicht dieser Type die Modellierung einer Vielzahl von Kollektortypen durch die Auswahl fünf verschiedener *Optical Modes*, wobei Mode 5 die Berücksichtigung zweiachsiger Einfallswinkelkorrekturfaktoren (*IAM – incidence angle modifier*) zulässt. Dies ist notwendig, da die VRK mit einem Reflektor (CPC) hinterlegt sind, so dass Einfallswinkelkorrekturfaktoren jeweils für die longitudinale und transversale Ebene beachtet werden müssen. Abbildung 71 verdeutlicht die longitudinale und transversale Ebene an einem Röhrenkollektor. In Abbildung 72 sind die innerhalb des Kollektortests ermittelten Einfallswinkelkorrekturfaktoren für den installierten Vakuumröhrenkollektor dargestellt [TZS Stuttgart 1996].

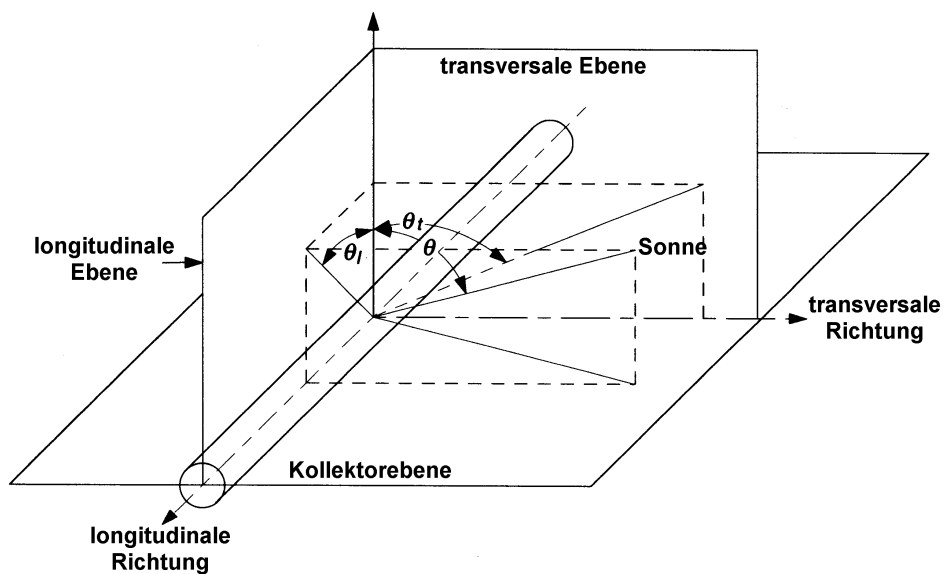


Abbildung 71: Die Ebenen der Einstrahlungswinkel an einem Vakuumröhrenkollektor nach Theunissen [1985]

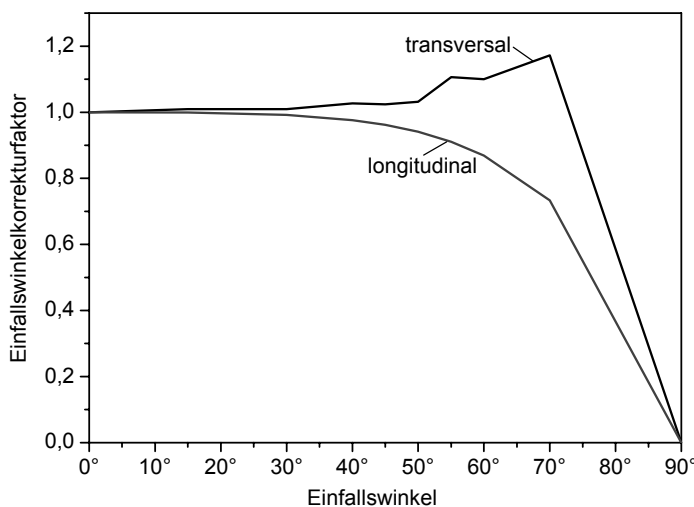


Abbildung 72: Einfallswinkelkorrekturfaktoren des VRK Paradigma CPC 21 für die longitudinale und transversale Einstrahlungsebene

Die exakte Verknüpfung der benötigten Inputs für den Type 1 bereitete jedoch Probleme, da dazu im TRNSYS-Handbuch und in der IISiBat-Eingabeebene für diesen Type unterschiedliche Angaben gemacht werden. Es wurde deshalb der vom Testzentrum für Solaranlagen Stuttgart für die Abbildung der dort ermittelten Kollektorkennwerte empfohlene [Fischer 2001] NoStandard-Type¹ 101 – *Matched Flow Collector* [Isakson 1994] beschafft. Der Type 101 bietet gegenüber dem Type 1 den Vorteil, dass folgende weitere Parameter bei der Kollektormodellierung berücksichtigt werden:

- Wärmekapazität des Kollektors,
- tatsächlicher Volumenstrom des Wärmeträgerfluids,
- Dichte und Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids als temperaturabhängiger Input.

Allerdings ist auch die Parametrierung des Types 101 recht kompliziert, da die Einfallswinkel der direkten Strahlung in der longitudinalen und transversalen Ebene vorher separat berechnet werden müssen und die entsprechenden Gleichungen dazu nicht angegeben sind. Abbildung 73 zeigt das Ergebnis einer Ertragssimulation mit gemessenen Wetterdaten für drei aufeinanderfolgende Tage. Es sind die mit dem Type 101 und dem nach den Angaben im TRNSYS-Handbuch parametrierten Type 1 ermittelten Kollektorerträge dargestellt.

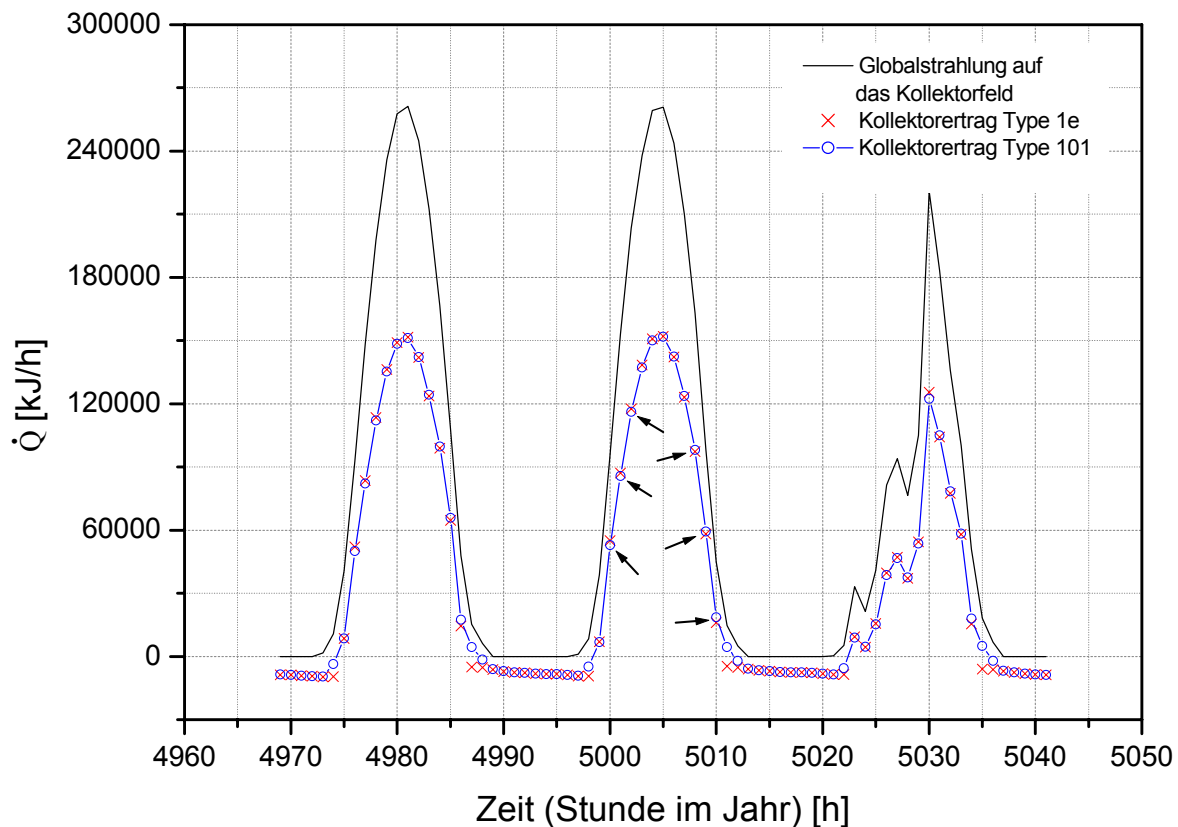


Abbildung 73: Vergleich der mit dem Type 1 und Type 101 simulierten Kollektorerträge

Simulationsparameter: gesamte Apertur: $A = 77,28 \text{ m}^2$; $\dot{m} = 4050 \text{ kg/h}$; $T_{\text{Koll.ein}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; Wärmekapazität der Kollektoren (nur Type 101): $C = 17,5 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \text{ K})$

In der Simulation wurden die Kollektoren 24 h am Tag mit Wärmeträgerfluid mit einer Eintrittstemperatur von $60 \text{ }^\circ\text{C}$ durchströmt. Aufgrund der Wärmeverluste des Kollektors und feh-

¹ NoStandard-Types – sind nicht im normalen Lieferumfang von TRNSYS enthaltene, meist von Dritten entwickelte Modelle

lender Einstrahlung sind während der Nachtstunden negative Erträge, also Wärmeverluste, zu verzeichnen.

Der Vergleich zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Modelle. Die Abweichungen betragen bei der Vorgabe einer konstanten Vorlauftemperatur maximal 1 %, außer am frühen Morgen und späten Abend.

Die durch die Berücksichtigung der Wärmekapazität des Kollektors im Type 101 hervorgerufenen Unterschiede zwischen den Modellen sind sehr gut an den mit Pfeilen markierten Stellen im Diagramm zu erkennen. Bei steigender Austrittstemperatur des Kollektors (Aufheizung) führt die Berücksichtigung der Wärmekapazität zu geringeren, bei sinkender Austrittstemperatur (Abkühlung) zu höheren Erträgen.

Für die Simulation der Gesamtanlage wurde der Type 101 verwendet, da dies der vom Testzentrum für Solaranlagen für die dort ermittelten Kollektorkennwerte validierte Type ist, der zudem die oben genannten Vorteile bietet.

Die Ergebnisse der beiden in Abbildung 73 dargestellten Kollektormodelle weichen nur wenig voneinander ab. Dies liegt in der vergleichsweise geringen Wärmekapazität des Vakuumröhrenkollektors, in der Simulation mit einer konstanten Vorlauftemperatur sowie einer vergleichsweise großen Zeitschrittweite (1 h) begründet. Bei der Simulation des Kollektorverhaltens innerhalb einer kompletten Anlage wirkt sich die Berücksichtigung der Wärmekapazität des Kollektors weitaus stärker aus. In Abbildung 74 sind die Ergebnisse einer Simulation des Kollektors als Teil des Gesamtsystems und damit bei veränderlichen Vorlauftemperaturen dargestellt. Die Unterschiede zwischen den beiden Types treten hier deutlicher hervor. Die Differenz der solaren Erträge über den Tageszeitraum beträgt 4,2 %.

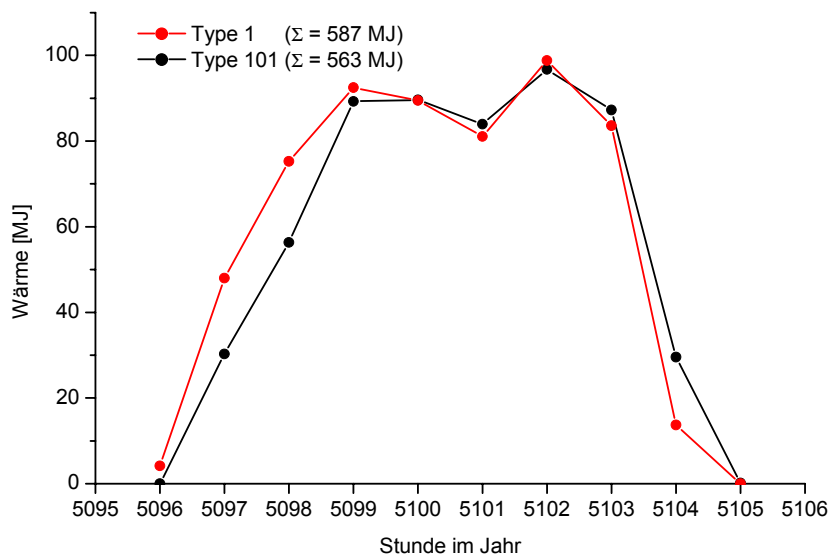


Abbildung 74: Simulation des solaren Wärmeertrages mit den Types 1 bzw. 101 für die Anlage am TGZ Köthen mit Klimadaten vom 1.8.02 und einer Zeitschrittweite von 0,1 h

Für Flachkollektoren mit einer größeren Wärmekapazität ergaben eigene Berechnungen für eine Anlage zur solaren Kälteerzeugung Abweichungen der Jahreswärmeerträge von ca. 20 % zwischen dem Modell ohne (Type 1) und mit (Type 101) Einbeziehung der Wärmekapazität des Kollektors.

Größere Abweichungen der berechneten Kollektorserträge und Austrittstemperaturen zwischen dem stationären (Type 1) und dynamischen Kollektormodell (Type 101) treten insbe-

sondere bei hohen Kollektortemperaturen und kurzen Zeitschrittweiten der Simulation auf [Schnieders 1997]. Beide Kriterien sind bei der Simulation von Kollektoranlagen zur solaren Kälteerzeugung erfüllt. Um eine Annahme zu hoher solarer Wärmeerträge und damit eines zu hohen solaren Deckungsgrades der Kälteerzeugung etc. zu vermeiden, sollte ein dynamisches Kollektormodell genutzt werden.

Trotz der teilweise nur geringen Unterschiede ist der Aufwand zur Auswahl eines geeigneten Modells zur Kollektorsimulation und dessen Parametrierung gerechtfertigt. Die Sonnenstrahlung kann wegen der zugrundeliegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten bzw. guten Messmöglichkeiten sehr genau modelliert werden. Kollektortestverfahren werden seit vielen Jahren durchgeführt und ihre Ergebnisse sind entsprechend validiert, so dass eine verlässliche Ertragskalkulation möglich ist. Die Kalkulation der solaren Wärmeerträge ist Grundlage und Ausgangspunkt einer Systemsimulation zur solarthermischen Klimatisierung. Bei den meisten anderen Systemkomponenten sind ingenieurtechnische Annahmen zu treffen, da eine genaue Bestimmung der Parameter insbesondere bei bestehenden Anlagen oftmals zu aufwändig oder nicht möglich ist (z.B. Isolierstärke und -eigenschaften von Speichern und Rohren, genaue Länge von Rohrleitungen, Verschmutzung von Wärmeübertragern usw.). Diese Annahmen führen zwangsläufig zu Abweichungen der Simulationsergebnisse. Daher sollte zumindest bei der Ertragsberechnung eine hohe Genauigkeit angestrebt werden, zumal dies mit vertretbarem Aufwand möglich ist. Außerdem können die dabei gewonnenen Erkenntnisse auf andere Projekte übertragen werden.

6.6.3 Rohrleitungen

Zur Modellierung der Rohrleitungen zwischen dem Kollektorfeld und dem Kollektorkreis-Wärmeübertrager wird der TRNSYS Type 31 – *Pipe or Duct* [Type 31] verwendet. Dieser Type nutzt die Strömungsgleichung in einem 1-dimensionalen Fluidkanal zur Abbildung des thermischen Verhaltens eines Rohres. Das Fluid im Rohr wird in maximal 25 Segmente unterteilt. Die während eines Simulationszeitschrittes ein- und austretenden Volumina und die darin enthaltene Energie werden berechnet. Weiterhin werden die thermischen Verluste der Rohrleitung durch die Angabe eines Wärmedurchgangskoeffizienten und die Verknüpfung mit der Umgebungstemperatur kalkuliert. Somit kann der Einfluss einer besseren Isolierung der Rohre auf den Kollektorkreisnutzungsgrad beurteilt werden.

Die Wärmekapazität des Rohrmantels, die mit einem hohen Wärmeübergangskoeffizienten an die Fluidkapazität angekoppelt ist, bleibt jedoch unberücksichtigt. Sie kann dem Fluid durch eine Erhöhung der Wärmekapazität zugeschlagen werden. Dabei würde so getan, als ob ein jeweils größeres Fluidvolumen transportiert werden muss, als eigentlich vorhanden ist. Dieses Vorgehen bewirkt jedoch eine niedrigere Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Temperaturfront im Strömungskanal als die reale Ausbreitungsgeschwindigkeit des Fluids und kann zudem zu Inkonsistenzen in der TRNSYS-Simulation führen [Uecker 2001]. Deshalb wurde auf eine Berücksichtigung der Wärmekapazität des Rohrmantels verzichtet.

6.6.4 Pumpen

Die in der Anlage befindlichen Pumpen werden durch den Type 3 – *Pump or Fan* [Type 3] beschrieben. Der Massenstrom \dot{m} in dem jeweiligen Kreis wird durch die Pumpe entsprechend eines Eingangssignals γ ($0 \leq \gamma \leq 1$) nach folgender Gleichung festgelegt:

$$\dot{m} = \gamma \cdot \dot{m}_{\max} \quad (18)$$

Das Eingangssignals γ wird durch einen Regler, z.B. Type 2, erzeugt, was ein strahlungs- oder temperaturabhängiges Ein- und Ausschalten von Pumpen mit einstellbarer Hysterese erlaubt. Zusätzlich kann über den Parameter γ auch eine Regelung des Volumenstroms, z.B. nach der auf das Kollektorfeld treffenden Strahlung oder der Temperaturdifferenz am Wärmeübertrager, realisiert werden.

Der Type 3 ermöglicht außerdem die Berechnung der benötigten Pumpenleistung P in Abhängigkeit von γ und P_{\max} mittels einer vorgegebenden Funktion. Weiterhin kann die Umwandlung eines Teils der Pumpenleistung in Wärme und deren Übertragung auf das geförderte Fluid simuliert werden, was zu einer entsprechenden Temperaturerhöhung führt.

6.6.5 Wärmeübertrager

Die Modellierung des Wärmeübertragers zwischen Kollektor- und Sekundärkreislauf erfolgt durch den Type 5 – *Heat Exchanger* [Type 5]. Type 5 beschreibt die Wärmeübertragung im Parallel-, Gegen- oder Kreuzstrom mittels eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten. Die Wärmekapazität des Wärmeübertragers selbst bleibt unberücksichtigt.

6.6.6 Warm- und Kaltwasserspeicher

Der Heißwasserspeicher wird durch den Type 60 – *Stratified Fluid Storage Tank* [Type 60] abgebildet. Dieser ermöglicht die Simulation eines geschichteten Warmwasserspeichers. Es können eine (entspricht vollständig gemischt) bis einhundert zu simulierende Schichten vorgegeben werden, wobei die notwendige Rechenzeit mit der Anzahl der Schichten steigt. Die Position der Ein- und Auslässe kann frei gewählt werden.

Der Type 60 verwendet eine eigene Zeitschrittweite, die unabhängig von der für die TRNSYS Simulation vorgegebenen Schrittweite ist. Dadurch wird die Genauigkeit des Modells erhöht. Die Parametrierung des Modells erfolgte entsprechend der für den Speicher in der Versuchsanlage ermittelten Werte.

Bei der Erstellung der TRNSYS-Eingabedatei (Deckfile) mittels IISiBat (Version 3.0.0.21) sollte nicht der Type 60c-NoHeat verwendet werden. Dieser beschreibt einen Speicher ohne internen Wärmeübertrager. Bei der Erstellung des Deckfiles werden von IISiBat jedoch falsche Verknüpfungen erzeugt, die zu Fehlern im Zusammenspiel mit weiteren verwendeten Komponenten führen können. Wird anstatt dessen der Type 60c mit einem internen Wärmeübertrager verwendet, dem jedoch keine Leistung (bzw. Durchfluss) zugeordnet wird, werden die gleichen Berechnungsergebnisse erzielt und IISiBat erzeugt die Verknüpfungen korrekt.

Auf die Integration eines Kaltwasserspeichers in das System wurde verzichtet. In der Simulation wird die durch die AKM bereitgestellte Kälteleistung also direkt zur Kühlung der Büroräume genutzt. Die dadurch entstehenden Abweichungen zum realen System werden als vernachlässigbar eingeschätzt, da die Kapazität des in der Versuchsanlage eingesetzten Kaltwasserspeichers aufgrund des Inhalts von nur ca. 200 l und der kleinen nutzbaren Temperaturdifferenz vergleichsweise gering ist. Dies wurde durch die praktischen Versuchsergebnisse bestätigt, in denen eine Speicherwirkung des Kaltwasserspeichers kaum feststellbar war. Um die Versuchsanlage in dieser Hinsicht genauer abbilden zu können, müssten neben dem Kaltwasserspeicher auch die kaltwasserführenden Rohrleitungen, der darin

bewegte Massenstrom sowie die Konvektoren (stille Kühlung) in den Büroräumen berücksichtigt werden.

6.6.7 Latentwärmespeicher

Die Vorgehensweise zur Simulation der Speicherkapazität sowie des Be- und Entladeverhaltens der Paraffin-Latentwärmespeicher wurde in Abschnitt 5.6 beschrieben. Um die Auswirkungen der erhöhten Entladeleistung des neu entwickelten Latentwärmespeichers 2 auf den Betrieb der Gesamtanlage beurteilen zu können, wurde der Speicherinhalt in der Simulation auf das Volumen des LWS 1 ($1,08 \text{ m}^3$) erhöht. Die Wärmeübertragerflächen wurden proportional zum Speicherinhalt vergrößert, so dass die volumenbezogene Entladeleistung konstant blieb. Damit wurde ein direkter Vergleich mit dem Latentwärmespeicher 1 möglich.

Zur Integration der Modelle in das Gesamtsystem wurden weitere, regelungstechnische Annahmen getroffen, welche die Einstellungen des realen Betriebes widerspiegeln. Neben dem Latentwärmespeicher befindet sich weiterhin ein Heißwasserspeicher auf der Sekundärseite des Kollektorkreis-Wärmeübertragers (siehe auch Abbildung 14). Es wird immer zuerst der Heißwasserspeicher beladen. Erreicht die Temperatur in mittlerer Höhe des Heißwasserspeichers einen Wert von 100 °C , wird ein Teil des Volumenstroms der Sekundärkreispumpe (50 %) durch den Latentwärmespeicher geleitet. Beiden Speichern wird Wärme zugeführt. Sinkt die Temperatur im Heißwasserspeicher unter 95 °C , wird wieder nur der Heißwasserspeicher durchströmt.

Eine Beladung des Latentwärmespeichers erfolgt jedoch nur, bis das Paraffin vollständig aufgeschmolzen und die latente Wärmespeicherkapazität damit ausgeschöpft ist. Infolge der „Aufteilung“ der Schmelzenthalpie auf den Temperaturbereich 80 bis 90 °C ist dies bei Erreichen von 90 °C im LWS der Fall.

Bei der Entladung wird die dem Latentwärmespeicher entzogene Wärme dem Heißwasserspeicher zugeführt. Ein direkter Antrieb der AKM aus dem LWS ist nicht möglich. Die Entladung erfolgt ebenfalls in Abhängigkeit der Temperaturen im Heißwasserspeicher und im LWS. Sinkt die Temperatur in mittlerer Höhe des Heißwasserspeichers unter 90 °C , wird der im Modell verwendete „Entladewärmeübertrager“ durchströmt. Auch bei der Entladung des LWS wird nur der Schmelzbereich modelliert und die Wärmeentnahme bei Erreichen einer Temperatur von 80 °C im LWS beendet.

6.6.8 Absorptionskältemaschine

Der zur Modellierung von Absorptionskältemaschinen in TRNSYS enthaltene Type 7 – *Absorption Air Conditioner* [Type 7] beschreibt das Verhalten von zwei inzwischen nicht mehr marktverfügbaren, indirekt beheizten, einstufigen $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -Absorptionskältemaschinen (WF-36 von ARKLA, $Q_0=10,6 \text{ kW}$ und WFC-7.5 von YAZAKI, $Q_0=26,4 \text{ kW}$). Durch die Vorgabe der Nenn-Kälteleistung können auch andere AKM simuliert werden, wobei dann das Teillastverhalten des (aus den beiden Vorgaben) ausgewählten Typs abgebildet wird.

Im Type 7 stehen zwei Varianten zur Regelung der AKM zur Auswahl, die lastabhängige und die temperaturabhängige Regelung. Bei der lastabhängigen Regelung arbeitet die Maschine nur, wenn eine Kältelast angefordert wird. Die bei Betrieb bereitgestellte Kälteleistung und das Wärmeverhältnis (sowie die aus beiden berechnete, aufgenommene Heizleistung) wer-

den als Funktion der Heiz- und Kühlwassertemperatur berechnet, wobei nur das stationäre Verhalten der AKM abgebildet wird.

Bei der temperaturabhängigen Regelung hingegen werden über Zeitkonstanten auch das Anfahrverhalten sowie die Auskühlung der Anlage nach Abschaltung berücksichtigt. Das An- und Abschalten erfolgt in diesem Fall über ein Stellsignal, das z.B. durch einen Regler bereitgestellt werden muss.

Die Kühlwassertemperatur wird aus der Feuchtkugeltemperatur und einer vorzugebenden Annäherung an diese bestimmt.

Eine Verwendung des Type 7 zur Abbildung der im Versuchsbetrieb zur Kälteerzeugung genutzten $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AKM ist nicht möglich, da die Funktionen, welche die Abhängigkeit der Kälteleistung und des Wärmeverhältnisses von der Heizmedientemperatur beschreiben, nicht veränderbar sind. Es wurde daher ein aus den Messwerten erstelltes empirisches Modell in nahezu analoger Weise über entsprechende Gleichungen in der Simulation umgesetzt.

Abbildung 75 zeigt die Messwerte für Heiz- und Kälteleistung in Abhängigkeit der Austreibertemperatur sowie den Verlauf der Regressionsgleichungen. Aus der Temperatur des Heizmediums am Eintritt des Austreibers können die Heiz- und Kälteleistung der AKM und mit der Wärmekapazität und dem Volumenstrom des Heizmediums dessen Austrittstemperatur aus dem Austreiber bestimmt werden. Die Kaltwassertemperatur bleibt wie beim Type 7 unberücksichtigt. Sie wirkt sich zwar auf das Wärmeverhältnis, die Kälteleistung und die thermodynamische Funktionsfähigkeit einer AKM (positive Entgasungsbreite) aus, doch kann dieser Einfluss in diesem Anwendungsfall vernachlässigt werden. Die im Versuchsbetrieb aufgetretenen Kaltwassertemperaturen im Bereich von 8 bis 16 °C wirken sich nur gering auf das Wärmeverhältnis aus, liegen dabei aber immer unter den Raumlufttemperaturen, so dass eine Triebkraft für die Wärmeübertragung an die Raumluft vorhanden ist. Gleichzeitig ist bei Antriebstemperaturen größer 80 °C die thermodynamische Funktionsfähigkeit sichergestellt. Außerdem waren die mess- und regelungstechnischen Voraussetzungen zur Untersuchung der Abhängigkeit des Anlagenverhaltens von der Kaltwassertemperatur nicht gegeben. In der Systemsimulation wäre eine Berücksichtigung der Kaltwassertemperatur zudem nur bei gleichzeitiger Einbeziehung der Systeme zur Übertragung der Kälteleistung an das Gebäude bzw. die Raumluft sinnvoll. Darauf wurde jedoch, wie unter 6.6.1 erläutert, verzichtet.

Der Einfluss der Kühlwassertemperatur wird nicht berücksichtigt. Im Versuchsbetrieb traten kaum nennenswerte Abweichungen der Kühlwassertemperatur vom eingestellten Sollwert von 28 °C auf. Eine Thermostatsteuerung mit stufenweiser Zuschaltung des Kühlturmventilators verhinderte eine niedrigere Temperatur des Kühlwassers ebenso wie eine ausreichende Dimensionierung des Kühlturms eine signifikante Überschreitung des Sollwertes.

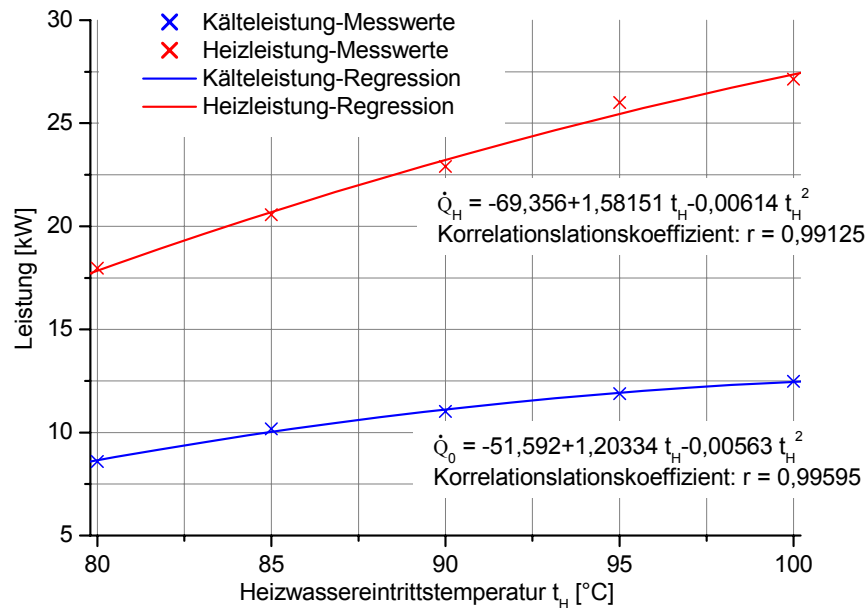


Abbildung 75: Messwerte und Regressionsgleichungen zur Abbildung der NH₃/H₂O-AKM in der TRNSYS-Systemsimulation

Aufgrund des sehr guten dynamischen Verhaltens der AKM (s. Abschnitt 4.2) wurde auf die Berücksichtigung des Anfahrverhaltens und der Abkühlzeit der AKM durch Zeitkonstanten verzichtet und nur das stationäre Verhalten abgebildet.

In der Simulation geht die AKM bei Erreichen einer Temperatur von 81 °C im Heißwasserspeicher in Betrieb und bleibt bis zum Unterschreiten einer Temperatur von 79 °C eingeschaltet. Die Vorlauftemperatur zum Austreiber wird durch Rücklaufbeimischung auf maximal 95 °C eingestellt. Auf eine Leistungsregelung wurde verzichtet.

Bei Koppelung mit dem Type 56 wird dem Gebäude nur soviel Kälteleistung entzogen, wie von der AKM bereitgestellt wird, bzw. zum Erreichen der vorgegebenen Solltemperatur in den Räumen benötigt wird.

Weiterführende Schritte zur Simulation von Absorptionskälteanlagen innerhalb einer dynamischen Anlagensimulation

In Projekten zur solaren Klimakälteerzeugung kommen zunehmend (teilweise neu entwickelte) H₂O/LiBr-AKM zur Anwendung, deren Teillastverhalten nicht mit dem Type 7 abgebildet werden kann. Weiterhin ist für diese Anlagen eine Berücksichtigung sowohl der Kühl- als auch der Kaltwassertemperatur wünschenswert, da sich diese bei H₂O/LiBr als Stoffpaar stärker auf die Betriebsdaten auswirken.

Beide Temperaturen sollten als Inputs in das Modell einfließen, damit die Betrachtung verschiedener Arten der Rückkühlung (z.B. Luft – trocken und nass, Brunnenwasser, Meerwasser usw.) und der Kaltwasseranwendung (z.B. Luftkonditionierung im typischem 6-9/12 °C Betrieb, Kühldeckenversorgung, thermische Bauteilaktivierung usw.) und den sich daraus ergebenden Temperaturniveaus möglich wird.

Eine entsprechende Umsetzung ist mit dem Modell der „charakteristischen Gleichung“ möglich [Furukawa 1983, 1987; Ziegler 1997; Storkenmaier 1999; Albers 2002; Schweigler 2002b, 2002c; Kren 2003]. Dazu werden die Ein- und Austrittstemperaturen der drei externen Kreise (Heiz-, Kalt- und Kühlwasser) in einer Größe, der „totalen treibenden Temperaturdifferenz ΔT_{total} , zusammengefasst:

$$\Delta T_{\text{total}} = t_v - t_K + R \cdot (t_G - t_A) \quad (19)$$

Dabei sind t_V , t_K , t_G und t_A die mittleren externen Wärmeträgertemperaturen am Verdampfer, Kondensator, Austreiber (Generator) und Absorber und der Parameter R die Steigung der Isosteren in der sogenannten Dühring-Auftragung des Lösungsfeldes [Schweigler 2002b, Kren 2003].

Die Heiz- und Kälteleistung der AKM lassen sich entsprechend der Gleichungen:

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} = s_{\text{Heiz}} \cdot (\Delta T_{\text{total}} - \Delta T_{\text{min,Heiz}}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{\text{Kälte}} = s_{\text{Kälte}} \cdot (\Delta T_{\text{total}} - \Delta T_{\text{min,Kälte}}) \quad (21)$$

beschreiben. Die Parameter s_{Heiz} und $s_{\text{Kälte}}$ (Maß für die Größe der Kältemaschine und ihrer Wärmeübertragerflächen) sowie $\Delta T_{\text{min,Heiz}}$ und $\Delta T_{\text{min,Kälte}}$ (Abbildung der internen Verluste der AKM) lassen sich aus der Vermessung einiger Betriebspunkte der AKM ermitteln [Kren 2003]. Die Anpassung des Modells für Absorptionskältemaschinen mit einer Gasblasenpumpe (z.B. WFC 10 der Fa. York) sowie die Umsetzung des Modells der „charakteristischen Gleichung“ in einem TRNSYS-Type zur quasistationären Simulation wurde bereits realisiert [Albers 2002; Murphy 2003].

Für eine dynamische Simulation wäre außerdem die Berücksichtigung von Aufheiz- und Abkühlzeiten durch Zeitkonstanten wie im Type 7 günstig.

6.6.9 Regelungseinrichtungen

Im realen System erfolgen alle Regelungsvorgänge durch eine DDC. Die entsprechende Umsetzung in der TRNSYS Simulation erfolgt durch den Type 2 – *ON/OFF Differential Controller* [Type 2] oder durch Gleichungen. TRNSYS bietet die Möglichkeit der direkten Eingabe von Gleichungen und stellt geeignete Operatoren zur Verfügung, welche die Abfrage von Bedingungen ermöglichen.

Mit dem Type 2 ist sowohl die Verarbeitung von Temperaturen als auch von beliebigen anderen Größen (z.B. Einstrahlung) als Input möglich. Durch Vorgabe einer Ein- und Ausschalt-differenz ist die Umsetzung einer Schalthysterese möglich, womit z.B. ein häufiges Ein- und Ausschalten von Pumpen usw. vermieden werden kann. Weiterhin kann bei einer Temperaturregelung eine Maximaltemperatur vorgegeben werden, die ein Ausschalten des Reglers bewirkt.

Die Einstellung von Vorlauftemperaturen durch Rücklaufbeimischung sowie das Aufteilen und Mischen von Volumenströmen (z.B. zur gleichzeitigen Beladung verschiedener Speicher) erfolgt durch den Type 11 – *Tee-Piece, Flow Diverter, Flow Mixer, Tempering Valve* [Type 11]. Type 11 kann dazu in 10 verschiedenen Modi parametrisiert und für Flüssigkeiten (Betrachtung von Massenstrom und Temperatur) und feuchte Luft (Betrachtung von Massenstrom, Temperatur und Feuchte) verwendet werden.

6.6.10 Wärmebereitstellung zur Heizungsunterstützung und Warmwasserbereitung

Wie bereits in Abschnitt 2.2 erläutert, liegt ein großer Vorteil thermisch angetriebener solarer Kälteerzeugungsverfahren in der Möglichkeit, die Kollektoranlage gleichzeitig zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung im Winter nutzen zu können. Dies sollte zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und größtmöglichen Primärenergieeinsparung auch realisiert werden.

In der Simulation wurde davon ausgegangen, dass stets ein Wärmebedarf besteht, der das solare Wärmeangebot übersteigt, und der entsprechende Speicher ab einer Temperatur von 55 °C mit einer Leistung von 20 kW bis zum Erreichen von 50 °C entladen wird.

Bei vielen realen Anwendungsfällen wird dies sicher nicht der Fall sein und es muss eine sorgfältige Dimensionierung und „Aufgabenaufteilung“ der Speicher und die Umsetzung einer geeigneten Betriebsweise erfolgen. Voraussetzung dafür ist die Kenntnis der Bedarfsstruktur des jeweiligen Anwendungsfalles.

Die Größe der Speicher hängt dabei auch von den Anforderungen an die Kälteerzeugung bzw. die Heizung/Warmwasserbereitung ab. Bestehen hohe Anforderungen an die Einhaltung bestimmter sommerlicher Raumtemperaturen und soll gleichzeitig ein hoher solarer Deckungsgrad der Kälteerzeugung erreicht werden, müssen vergleichsweise große Speicher vorgesehen werden. Diese sind dann u.U. auch zur Wärmespeicherung während der Heizperiode ausreichend.

Bei einer Kälteerzeugung mit geringeren Anforderungen („take what you get“) bzw. einer hybriden Kältebereitstellung mit niedrigen solaren Deckungsgraden reicht ein kleiner Speicher zwar zur Wärmespeicherung im Sommer, nicht aber im Winter aus. Für die Wärmespeicherung zur Heizung ist dann ein gesonderter Speicher sinnvoll.

Die in diesem Kapitel beschriebene Methodik bietet hervorragende Möglichkeiten, die Größen der einzelnen Anlagenkomponenten aufeinander abzustimmen und eine geeignete Betriebsweise festzulegen.

Bei den geschilderten Überlegungen gilt es stets, einen Kompromiss zwischen dem Anspruch, eine möglichst hohe Primärenergieeinsparung zu erzielen, und den durch die Dimensionierung der Speicher bzw. sonstigen Komponenten entstehenden Kosten zu finden.

Die zentrale Zielsetzung der Arbeit ist die sommerliche Kälteerzeugung. Deshalb wurde im Sommer der Wärmeerzeugung zum Antrieb der AKM Vorrang vor einem eventuell vorhandenen Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung eingeräumt.

Primärenergetisch kann jedoch eine andere Betriebsweise sinnvoller sein. In einer Anwendung mit hybrider Kältebereitstellung durch eine KKM und AKM wird bei entsprechendem Bedarf eine höhere Primärenergieeinsparung erzielt, wenn die solar erzeugte Wärme zur Warmwasserbereitung genutzt wird. Eine kWh solarer Wärme ersetzt dabei eine kWh Primärenergie. Wird eine kWh solarer Wärme hingegen zur Kälteerzeugung eingesetzt, werden nur 0,7 kWh Primärenergie eingespart¹. Außerdem ist die mittlere Kollektortemperatur bei der Warmwasserbereitung niedriger, so dass ein größerer Solarertrag erzielt werden kann.

¹ bei folgenden Annahmen: WW-Bereitung mit Kessel $\eta_{\text{Kessel}} = 1$;
Kälteerzeugung: einstufige AKM mit $\zeta = 0,7$; KKM mit $\varepsilon = 3$; $\eta_{\text{el,Kraftwerk}} = 0,33$

6.7 Ergebnisse der gekoppelten Anlagen- und Gebäudesimulation

6.7.1 Vergleich von Messwerten mit den Ergebnissen der Anlagensimulation

Die mittels Simulation entsprechend den obigen Ausführungen erhaltenen Resultate zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten, insbesondere wenn man die kaum vermeidbaren Messfehler berücksichtigt. Beispielsweise beträgt die Abweichung zwischen den auf der warmen und kalten Seite des Solarkreis-Wärmeübertragers gemessenen Wärmemengen zwischen 0 und 10 % im „stationären“ Zustand und bis zu 40 % während der Aufheiz- und Abkühlphase, in der die Pumpen öfter ein- und ausschalten und größere Temperaturschwankungen entstehen.

Auch die Simulationsergebnisse können durch Messfehler beeinflusst werden. So bilden die gemessenen Werte für Global-, Direktstrahlung und Lufttemperatur die Grundlage für die Simulation der solaren Erträge in TRNSYS. Anhand einiger Beispiele werden die Ergebnisse von Messung und Simulation im Folgenden gegenüber gestellt.

Abbildung 76 zeigt den gemessenen und mittels Simulation errechneten Wärmeertrag des Solarkreises am Wärmeübertrager des Kollektorkreises für den 30.7.2002. Der in der Legende in Klammern angegebene Wert ist die entsprechende Tagessumme. Am Vormittag werden in der Simulation höhere und am Nachmittag niedrigere Werte als in der Messung erreicht. Dies ist wahrscheinlich auf die in der Simulation nicht berücksichtigte Wärmekapazität der Rohre (Rohrmantel) und Isolierungen zurückzuführen. Über den gesamten Tag ergibt sich jedoch eine sehr gute Übereinstimmung der Wärmemengen.

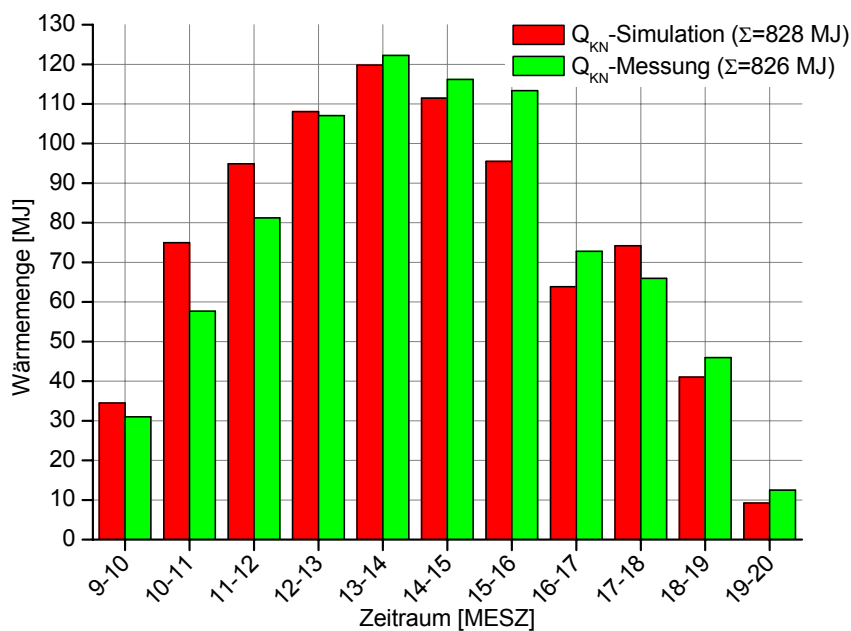


Abbildung 76: Vergleich von simuliertem und gemessenem Kollektorkreisenertrag am 30.7.2002

Am 29.7.02 wurde der Speicher von einer niedrigen Anfangstemperatur (ca. 32 °C) ausgehend aufgeheizt. Die Differenz zwischen gemessenem (789 MJ) und simuliertem (775 MJ) solaren Wärmeertrag ist auch für diesen Tag gering.

Die Temperaturen im Heißwasserspeicher am 30.7.2002 sind in Abbildung 77 dargestellt. In der Simulation hat der Speicher zu Beginn der Beladung eine höhere mittlere Temperatur als in der Realität, was auf eine in der Simulation zeitigere Abschaltung der AKM und anschließende Beladung des Speichers aus dem Kollektorkreis am Vorabend zurückzuführen ist, die

in der Realität nicht stattfand. Der Speicher erreicht daher in der Simulation eher (10:12 Uhr) eine Temperatur von 80 °C, was zum Start der AKM führt. In der Realität wurde diese Temperatur erst um 10:36 Uhr erreicht. Der zeitigere Betriebsbeginn und das höhere Temperaturniveau im Speicher bis ca. 13:20 Uhr¹ führen zu Abweichungen zwischen Simulation und Realität bei der von Austreiber und Verdampfer (Kälte) in diesem Zeitraum aufgenommenen Wärmemengen. Diese sind in Abbildung 78 und Abbildung 79 dargestellt.

Die kurzzeitigen Anstiege der simulierten oberen Temperatur im Heißwasserspeicher nach 16:30 Uhr (Abbildung 77) sind auf Regelungsvorgänge zurückzuführen. Die Sekundärkreispumpe schaltet aufgrund einer zu geringen Temperaturdifferenz zwischen Solarkreisvorlauf und Speicher-oben ab. Wegen der fehlenden Wärmeabfuhr erwärmt sich der Kollektorkreislauf und heizt nach erneutem Zuschalten der Sekundärkreispumpe den Speicher im oberen Bereich stark auf. Dieser Effekt wurde auch im Versuchsbetrieb beobachtet, an diesem Tag jedoch durch manuellen Eingriff verhindert. Werden zur Steuerung der Kollektorkreispumpe die gleichen Parameter verwendet, schaltet diese ebenfalls ab, was bei einer noch hohen Einstrahlung zu unnötigen thermischen Belastungen der Anlage führt. Durch eine entsprechende Wahl der Ein- und Ausschaltbedingungen (Temperaturen) oder durch eine strahlungsabhängige Steuerung sollte zumindest ein Abschalten der Kollektorkreispumpe verhindert werden.

Weiterhin wurde im Versuchsbetrieb beobachtet, dass ein Weiterbetrieb von Solar- und Sekundärkreis selbst dann sinnvoll sein kann, wenn am Nachmittag die Vorlauftemperatur im Kollektorkreis geringfügig unter der oberen Speichertemperatur liegt. Die Schichtung im Speicher wird dadurch nur wenig beeinträchtigt und es kann länger und mehr Wärme aus dem Kollektorkreis genutzt werden. Eine mit vertretbarem Aufwand erreichbare Umsetzung in ein entsprechendes Regelungskonzept erscheint jedoch schwierig und hängt auch von der genauen Anordnung der Ein- und Auslässe des Speichers sowie der Temperaturfühler ab.

Abbildung 80 zeigt die sehr gute Übereinstimmung von simulierten und gemessenen Temperaturen im Speicher sowie im Vorlauf zur AKM am 29.7.02. Die im Verlauf der gemessenen Temperaturen auftretenden Plateaus und anschließende Sprünge sind auf Probleme bei der Messwertspeicherung zurückzuführen. Der tatsächliche Verlauf ist gleichmäßiger.

¹ Die Vorlauftemperatur zum Austreiber der AKM ist auf 95 °C begrenzt, so dass eine noch höhere Speichertemperatur keinen Einfluss auf den Betrieb der AKM hat.

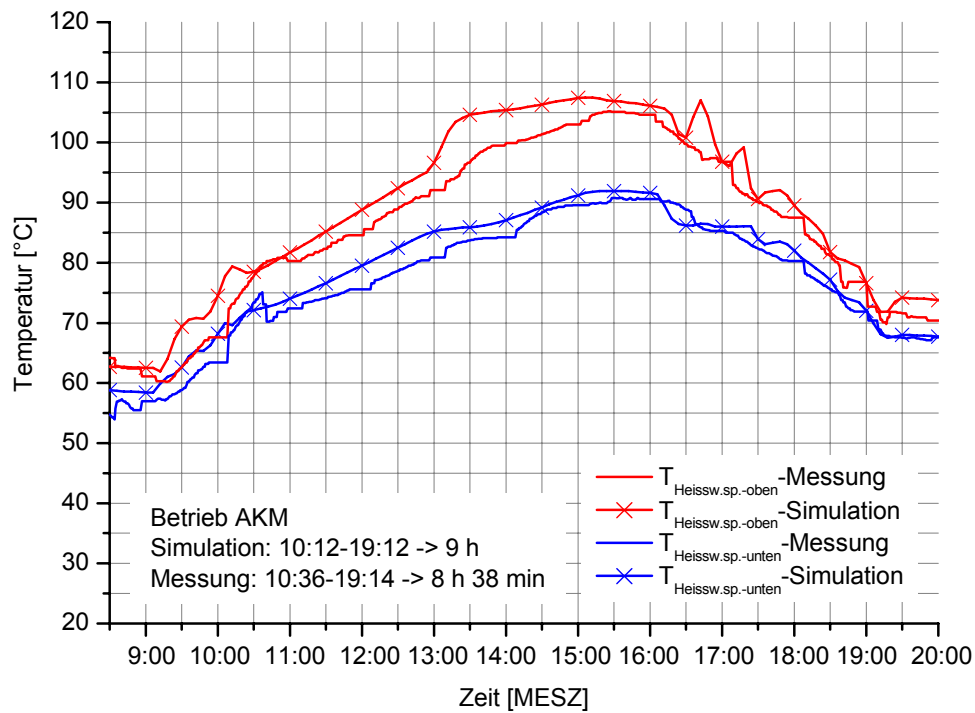


Abbildung 77: Simulierte und gemessene Temperaturen im Heißwasserspeicher am 30.7.2002

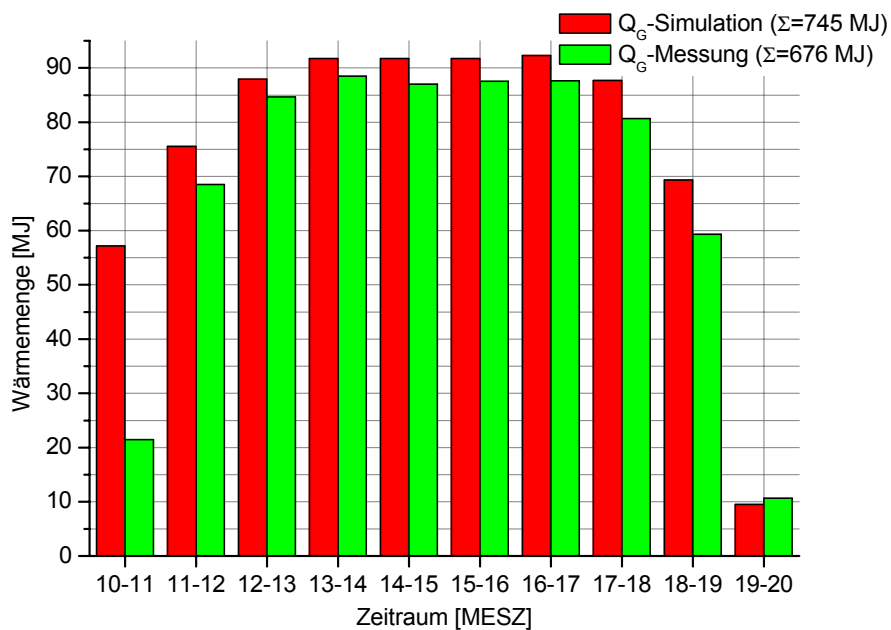


Abbildung 78: Vergleich von simulierter und gemessener Wärmefaufnahme des Austreibers der AKM am 30.7.2002

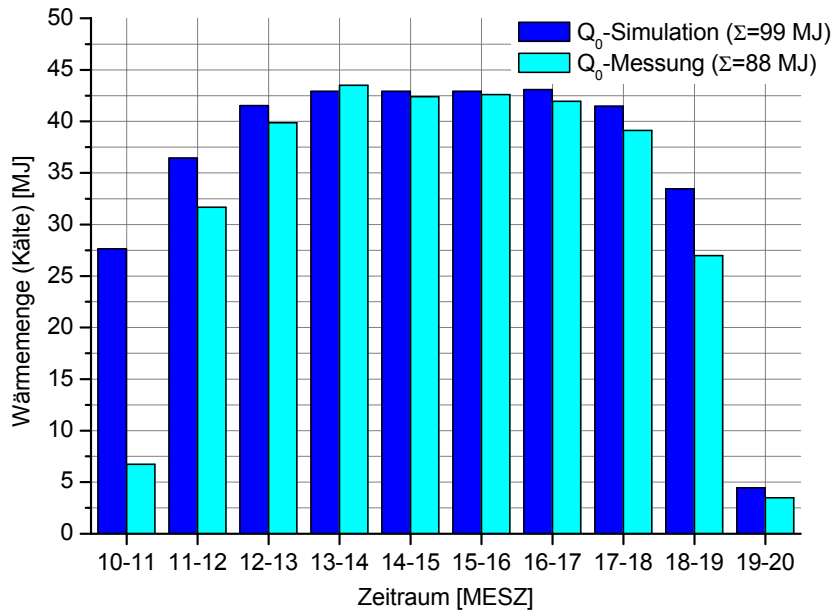


Abbildung 79: Vergleich von simulierter und gemessener Wärmeaufnahme des Verdampfers der AKM (Kälte) am 30.7.2002

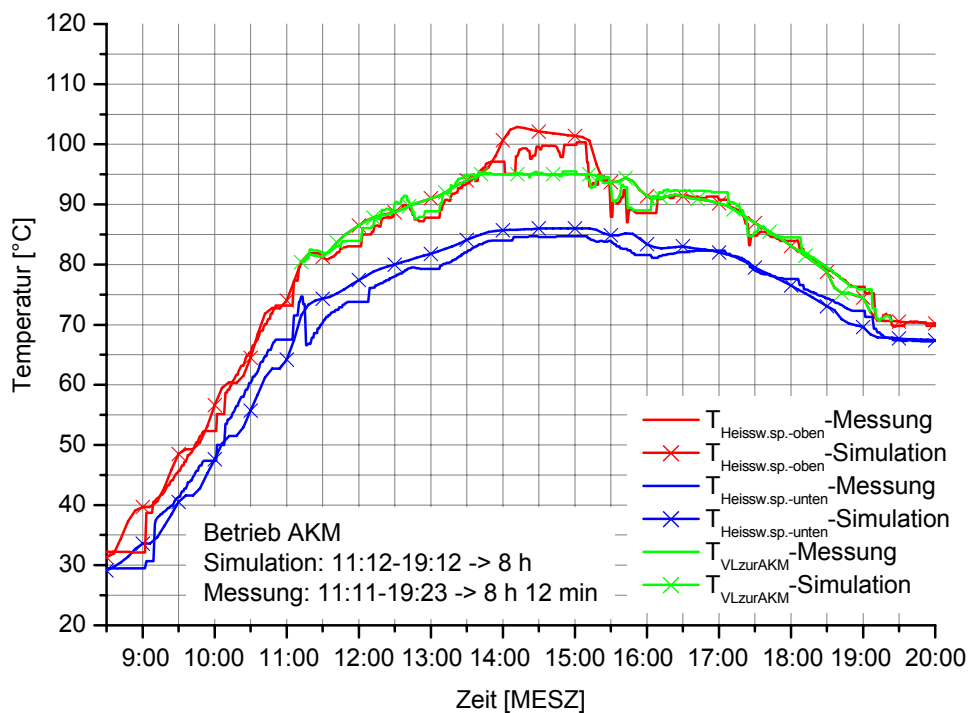


Abbildung 80: Simulierte und gemessene Temperaturen im Heißwasserspeicher sowie Vorlauftemperatur zum Austreiber der AKM am 29.7.2002

6.7.2 Kältebedarf und Kältebereitstellung

Mit den gemessenen Klimadaten für 2002 wurde der Kältebedarf der durch solare Kühlung klimatisierten Räume des Technologiezentrums Köthen¹ simuliert. Außerdem wurde die verfügbare Menge solar erzeugter Kälte² berechnet. Die Kälteerzeugung fand dabei unabhängig vom Kältebedarf des Gebäudes statt. In einer weiteren Simulation wurde durch Kopplung von Kälteerzeugung und Gebäude die Menge Kälte berechnet, die zu Zeiten bereitgestellt wird, in denen das Gebäude tatsächlich Kälte anfordert. Die Ergebnisse sind in Abbildung 81 dargestellt.

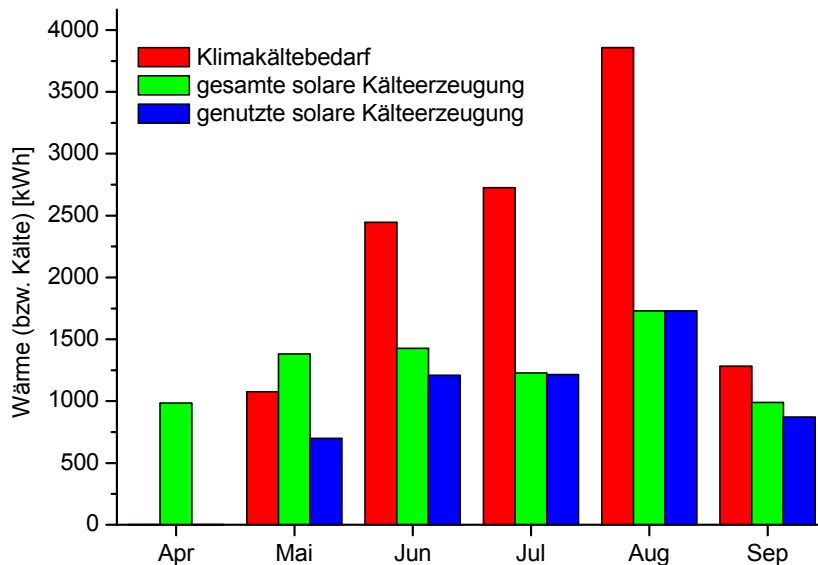


Abbildung 81: Simulation des Klimakältebedarfs des Technologiezentrums Köthen sowie der solaren Kältebereitstellung für 2002

Der Gesamtklimakältebedarf von April bis September beträgt 11.390 kWh. Im gleichen Zeitraum könnten 7740 kWh solar bereitgestellt werden, wovon jedoch nur 5720 kWh zu Zeiten tatsächlichen Kältebedarfs erzeugt werden. Die Differenz resultiert hauptsächlich aus den Ergebnissen der Monate April und Mai, in denen viele Tage auftraten, die zwar strahlungsreich aber nicht sehr warm waren. Die Abschattung der Fensterflächen mit einem hohen Abminderungsfaktor verringert dabei den durch die Solarstrahlung bedingten Kältebedarf. Ein Tagesgang von Kältebedarf, möglicher solarer Kältebereitstellung sowie der Außentemperatur für einen Sommertag ist in Abbildung 82 dargestellt. Es wird deutlich, dass für einen solchen strahlungsreichen Tag ein Großteil der während der Arbeitszeit in den Büroräumen benötigten Kälte solar erzeugt werden kann.

¹ entsprechend der in Abbildung 70 für die Variante 2 angegebenen Randbedingungen sowie mit außenliegender Verschattung (Abminderungsfaktor: 0,85) und einer Solltemperatur von 25 °C

² Betrieb der AKM solange Temperatur im Heißwasserspeicher > 80 °C, max. Vorlauftemperatur zum Austreiber: 95 °C

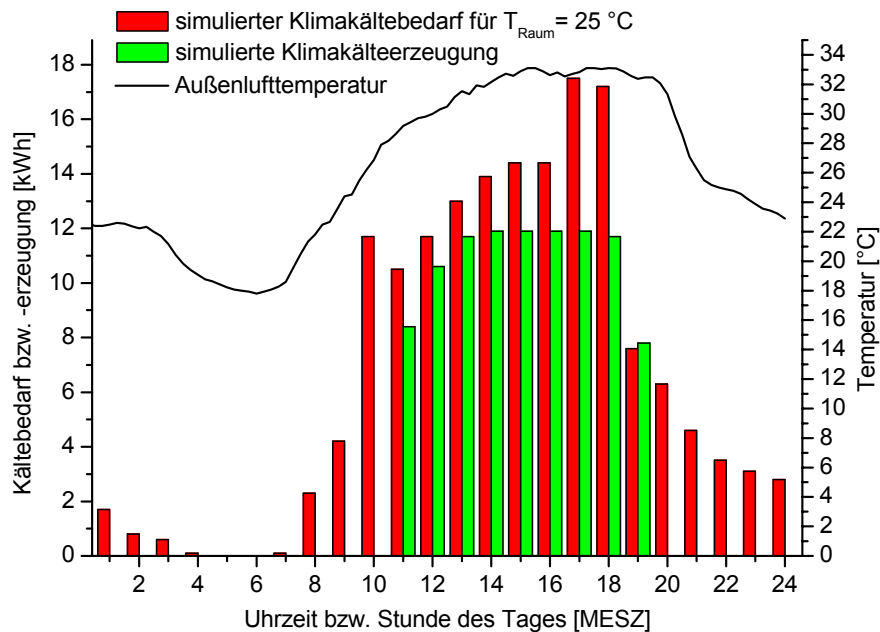


Abbildung 82: Simulierter Klimakältebedarf, solare Kältebereitstellung und Außenlufttemperatur für einen strahlungsreichen Sommertag – 30.07.2002

6.7.3 Raumtemperaturen

Die gekoppelte Anlagen- und Gebäudesimulation eröffnet auch die Möglichkeit, eine Abschätzung der Raumtemperaturen bei einer durch den solar autarken Antrieb begrenzten Kältebereitstellung zu treffen. Dies unterstützt den Planer bzw. Betreiber des Gebäudes bei der Entscheidung, ob eine bivalente Kälteerzeugung vorgesehen werden soll bzw. bei der Dimensionierung der solaren Komponenten.

In Abbildung 83 ist der sich aufgrund der solaren Kältebereitstellung ergebende Verlauf der Temperaturen in den solar gekühlten Räumen des Technologiezentrums (Zonen 5, 6, 9 und 10 in Abbildung A 8) für den 30.7.2002 dargestellt. Die gestrichelten Linien stehen für die simulierten Temperaturen, die sich ohne Kühlung der Räume einstellen würden.

Wie entsprechend Abbildung 81 zu erwarten, reicht die mit der vorhandenen Anlagenkonfiguration bereitgestellte Kälteleistung nicht aus, die Raumtemperatur auf 25 °C oder 26 °C zu begrenzen. Dennoch wird im Vergleich zum Zustand ohne Kühlung ein deutlicher Effekt erzielt. Abbildung 84 ermöglicht einen Vergleich der während des Sommers auftretenden Temperaturen ohne Kühlung und mit solarer Kühlung.

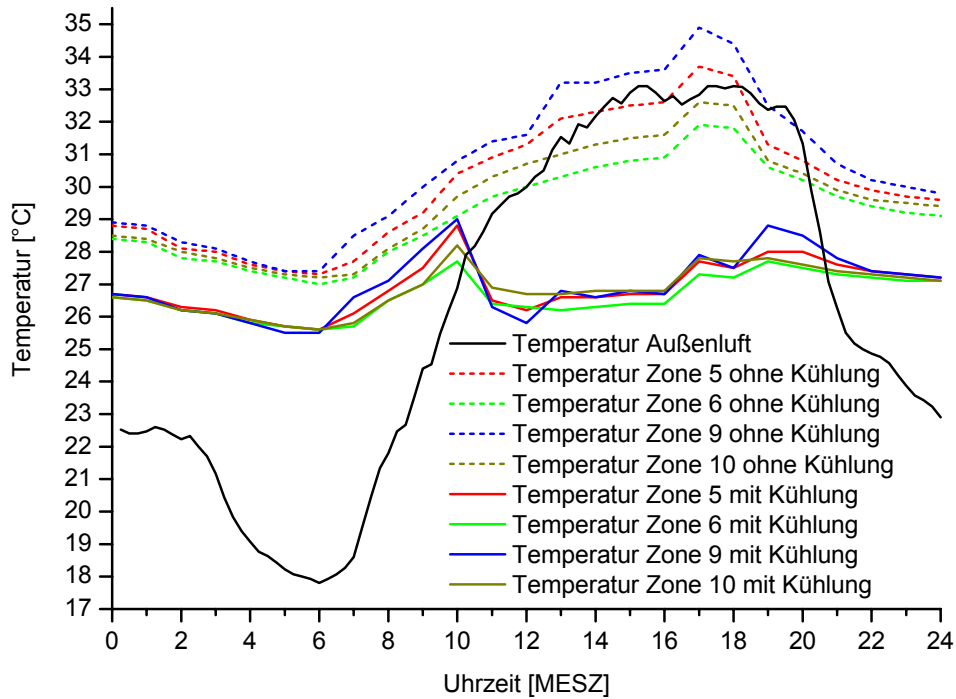


Abbildung 83: Temperaturverlauf mit solarer und ohne solare Kühlung

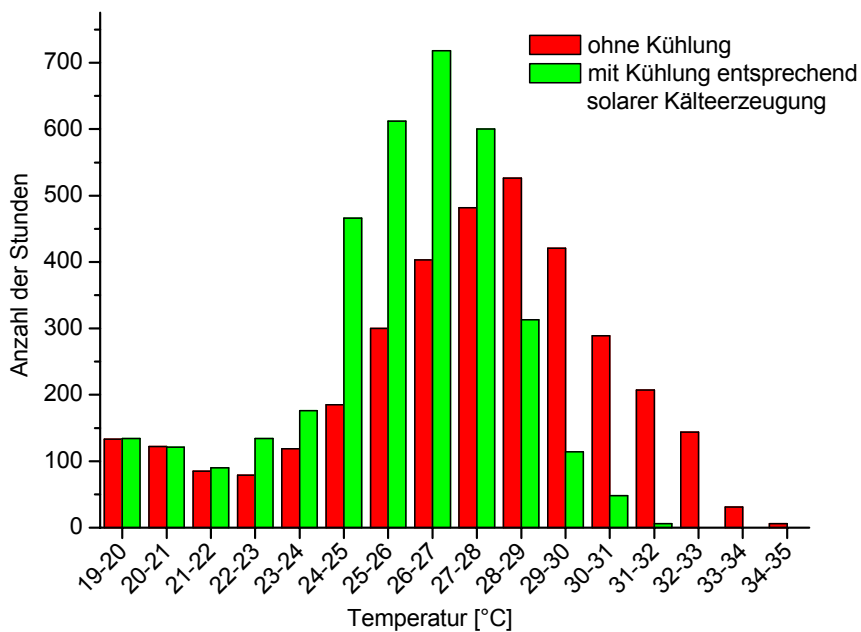


Abbildung 84: Simulierte Häufigkeitsverteilung des Mittelwertes der Raumtemperaturen der Zonen 5, 6, 9 und 10 mit solarer Kühlung sowie ohne Kühlung für den Zeitraum 15. April bis 15. September 2002

6.7.4 Einfluss von Kollektor- und Speichergöße auf den solaren Deckungsgrad der Kältebereitstellung

Durch eine Vergrößerung der Kollektorfläche kann der solare Wärmeertrag und damit letztendlich die Kältebereitstellung gesteigert werden. Ausgehend von der in der Versuchsanlage installierten Systemkonfiguration wurden beispielhaft einige Varianten mit veränderter Aufstellung der Kollektoren, vergrößerter Kollektorfläche sowie vergrößertem Speichervolumen

mit gemessenen Wetterdaten des Jahres 2002 simuliert. Die sonstigen Parameter, insbesondere die Leistung der AKM wurden nicht verändert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9 aufgeführt. Es sind jeweils die mögliche Klimakältebereitstellung sowie die tatsächlich genutzte angegeben (vgl. Kapitel 6.7.2). In der unteren Tabellenhälfte ist außerdem der zur Gewährleistung einer Raumtemperatur von 25 °C theoretisch benötigte Klimakältebedarf aufgeführt. Die Variante 1 stellt die real vorhandene Anlage dar und wird als Referenzvariante verwendet. In Variante 2 wurde die Neigung des Kollektorfeldes von 45° auf 30° verringert. Aufgrund des hohen Sonnenstandes im Sommer führt dies zu einer Steigerung der Kälteerzeugung um 6 %. Es wird in allen Sommermonaten ein höherer Ertrag erzielt. Allerdings würde mit dieser Variante der Wärmeertrag im Winter wegen des dann tieferen Sonnenstandes geringer ausfallen als in Variante 1.

Tabelle 9: Ergebnisse der Simulation verschiedener Konfigurationen der Solarthermieanlage

Variante	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Größe Kollektorfeld [m ²]	77,3	77,3	77,3	115,9	115,9	115,9	154,6	154,6	154,6
Anstellwinkel Kollektoren	45°	30°	0°	45°	45°	45°	45°	45°	45°
Volumen Heißw.speicher [l]	550	550	550	550	1.100	1.650	550	1.100	1.650
mögliche Kälteerzeugung [kWh]									
Mai	1.381	1.490	1.435	1.973	1.982	1.966	2.304	2.364	2.422
Juni	1.426	1.579	1.620	2.064	2.061	2.040	2.417	2.470	2.531
Juli	1.227	1.357	1.342	1.782	1.779	1.759	2.081	2.129	2.175
August	1.728	1.787	1.571	2.397	2.433	2.434	2.726	2.836	2.948
September	990	975	691	1.413	1.412	1.403	1.650	1.700	1.739
Summe	6.752	7.188	6.659	9.629	9.669	9.602	11.178	11.499	11.816
Veränderung zu Variante 1	0%	6%	-1%	43%	43%	42%	66%	70%	75%
	Bedarf	genutzte Klimakälte [kWh]							
Mai	1.076	697	736	728	880	872	864	957	957
Juni	2.444	1.207	1.321	1.358	1.654	1.633	1.605	1.871	1.873
Juli	2.725	1.214	1.334	1.325	1.684	1.673	1.651	1.893	1.907
August	3.858	1.728	1.787	1.571	2.378	2.402	2.395	2.676	2.738
September	1.282	870	865	661	1.110	1.104	1.095	1.192	1.192
Summe	11.385	5.717	6.043	5.644	7.707	7.684	7.610	8.589	8.666
Veränderung zu Variante 1	0%	6%	-1%	35%	34%	33%	50%	52%	52%
Deckungsgrad (d. Bedarfs)	50%	53%	50%	68%	67%	67%	75%	76%	76%
Genutzt/Erzeugt	85%	84%	85%	80%	79%	79%	77%	75%	74%

Eine weitere Verringerung des Anstellwinkels auf 0° wurde in Variante 3 berechnet. Über den gesamten dargestellten Zeitraum beträgt der Minderertrag nur 1 %. Allerdings findet eine Verschiebung zwischen den Monaten statt. Während im Mai, Juni und Juli eine Steigerung gegenüber Variante 1 zu verzeichnen ist, fällt der Ertrag im August und September deutlich geringer aus. Auch dies ist auf den Sonnenstand zurückzuführen, da die höchste Sonnenbahn bereits zur Sommersonnenwende am 21. Juni erreicht wird.

In den Varianten 4, 5 und 6 wurde mit einer um 50 % auf 115,9 m² gesteigerten Kollektorfläche gerechnet. Die Größe des Heißwasserspeichers wurde in Variante 4 nicht verändert, in Variante 5 auf 1.100 l verdoppelt und in Variante 6 auf 1.650 l verdreifacht. Die mögliche

Klimakälteerzeugung steigt in allen Varianten um ca. 43 %. Da ein Teil dieser Steigerung in Zeiten mit geringem Kältebedarf erzielt wird, steigt die genutzte Klimakälte nur um 35 %, 34 % bzw. 33%. Die Vergrößerung des Speichervolumens führt bei dieser Größe des Kollektorfeldes noch nicht zu einer Erhöhung der Kälteerzeugung. Offenbar gleichen sich die Effekte „Steigerung des Solarertrages durch höhere Speicherkapazität und geringere Speichertemperatur“ auf der einen und „höhere Speicherverluste durch größere Oberfläche des Speichers“ auf der anderen Seite fast aus. Bei den Varianten 4 und 5 erreicht der Speicher während einiger Stunden im Jahr die Maximaltemperatur von 130 °C. Bei Variante 6 wird die Maximaltemperatur nicht erreicht (höchste Temperatur im Speicher: 125 °C).

In den Varianten 7, 8 und 9 wurde die Kollektorfläche im Vergleich zur Referenzvariante auf 154,6 m² vergrößert und erneut mit Volumina des Heißwasserspeichers von 550 l, 1.100 l und 1.650 l simuliert. An der möglichen Kälteerzeugung für diese drei Varianten zeigt sich deutlich der Einfluss der Speichergröße. Der Mehrertrag gegenüber Variante 1 steigt von 66 % bei Variante 7 bis auf 75 % bei Variante 9. Bei einem kleinen Speicher wird sehr schnell und häufig die Maximaltemperatur erreicht und der Speicher kann in der Folgezeit nur noch so viel Wärme aufnehmen, wie die AKM verbraucht. Die überschüssige Energie wird in der Simulation an die Umgebung abgeführt.

Bei der Planung einer realen Anlage sollte die Auslegung des Heißwasserspeicher so erfolgen, dass im Normalbetrieb die Maximaltemperatur des Speichers auch während der (Nach-) Mittagszeit nicht erreicht wird. Dies würde sonst zu einem Abschalten des Kollektorkreises führen, der dann erst am nächsten Tag wieder in Betrieb genommen werden kann. Dieser Effekt wurde in der Simulation nicht berücksichtigt.

Der solare Deckungsgrad der Kälteerzeugung steigt bei den beschriebenen Varianten von 50 % in der Variante 1 auf maximal 76 %. Zwar könnte in den Varianten 8 und 9 im betrachteten Zeitraum insgesamt sogar mehr Kälte als erforderlich erzeugt werden, doch wird ein großer Teil davon (v.a. im Mai) zu Zeiten bereitgestellt, in denen kein Bedarf besteht.

6.7.5 Nutzung eines Latentwärmespeichers

Der solare Wärmeertrag der in der Versuchsanlage installierten Kollektorfläche führt bei kontinuierlichem Betrieb der AKM nicht zum Erreichen der Maximaltemperatur des Heißwasserspeichers (130 °C). Selbst an wolkenlosen Sommertagen beträgt die höchste gemessene Speichertemperatur nur 105 °C. In der Simulation werden ca. 108 °C erreicht (siehe auch Abbildung 77). Bei dieser Anlagenkonfiguration bringt die Nutzung eines Latentwärmespeichers keine Vorteile, da keine Überschusswärmeerträge erzielt werden, die sonst nicht gespeichert werden könnten. Auch kann die mittlere Kollektortemperatur nicht wesentlich gesenkt und dadurch ein höherer Wirkungsgrad der Kollektoren erzielt werden.

Zur Demonstration der Einbindung eines Latentwärmespeichers in ein System zur solaren Klimakälteerzeugung wurde daher eine größere Kollektorfläche von 115,9 m² bei sonst gleichen Randbedingungen gewählt.

In den folgenden Abbildungen sind die Temperaturen des Heißwasserspeichers und die Temperatur des LWS als Maß für den Ladezustand dargestellt. Weiterhin ist der Betriebszustand der Absorptionskältemaschine abgebildet, die in dieser Simulation bei Erreichen einer Temperatur von 80 °C im Heißwasserspeicher in Betrieb geht und bei Unterschreiten von 75 °C abgeschaltet wird. Die Be- und Entladung des Latentwärmespeichers erfolgt entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 6.6.7.

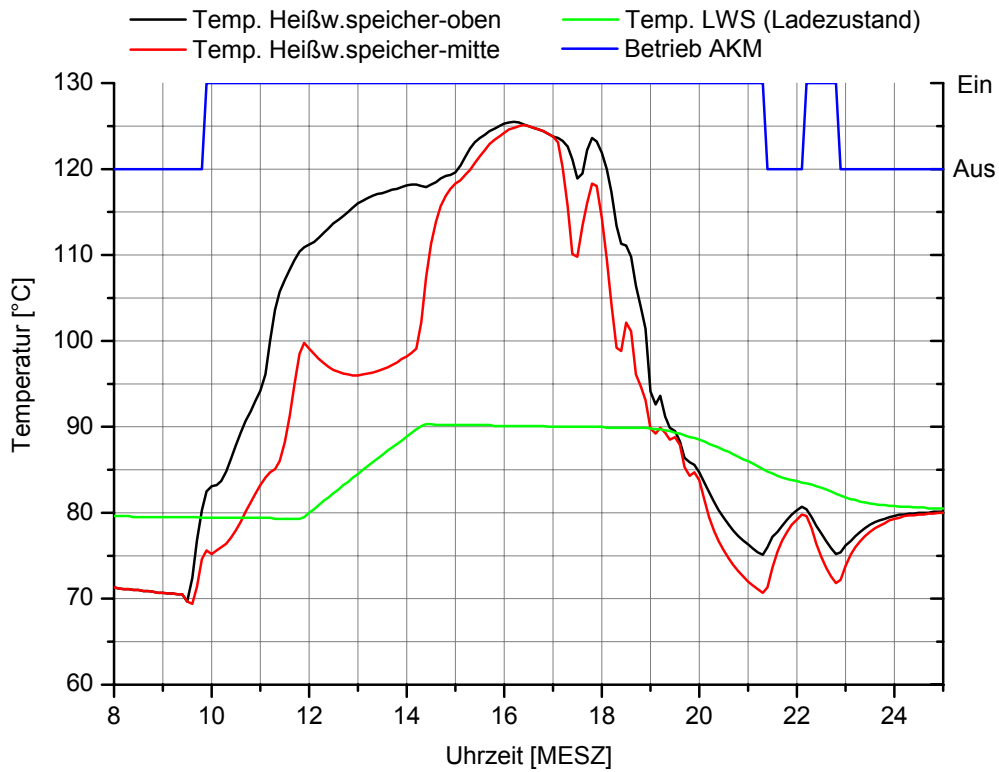


Abbildung 85: Charakteristische Temperaturverläufe bei der Einbindung des Latentwärmespeichers 1 – Simulation mit Klimadaten vom 18.06.2002

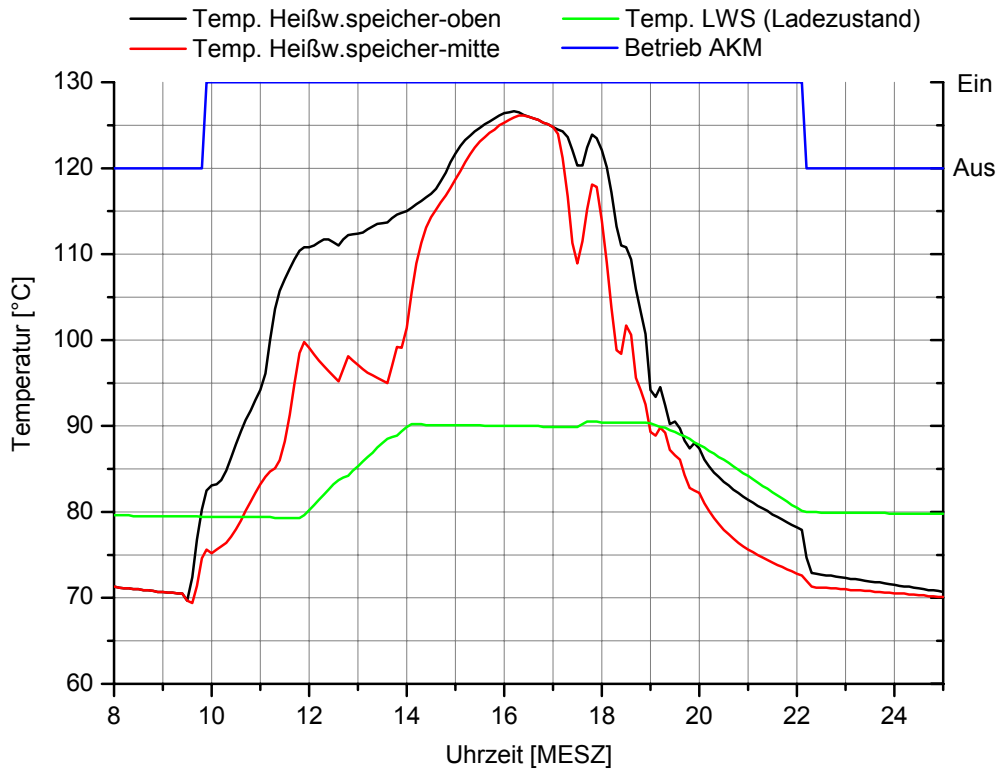


Abbildung 86: Charakteristische Temperaturverläufe bei der Einbindung des Latentwärmespeichers 2 – Simulation mit Klimadaten vom 18.06.2002

In Abbildung 85 wurde der Latentwärmespeicher 1 modelliert. Seine Entladeleistung ist zu gering, um nach Abschalten des Kollektorkreises die AKM kontinuierlich zu betreiben. Die Temperatur im Heißwasserspeicher sinkt unter 75 °C, was zum Abschalten der AKM führt (ca. 21:20 Uhr). Da das Paraffin im LWS noch nicht vollständig erstarrt ist, wird der LWS weiterhin in den Heißwasserspeicher entladen. Nachdem im oberen Bereich des Heißwasserspeichers erneut eine Temperatur von 80 °C erreicht wird, geht die AKM noch einmal für 42 min in Betrieb (22:12 - 22:54 Uhr). Danach wird der Heißwasserspeicher zwar noch weiter aus dem LWS beladen, erreicht aber nicht mehr die zum Betrieb der AKM nötige Temperatur.

Eine derartige Betriebsweise der Absorptionskältemaschine ist in der Praxis nicht sinnvoll und kaum realisierbar, da die meisten AKM sehr träge sind.

Mit dem neu entwickelten Latentwärmespeicher 2 wird eine höhere Entladeleistung erreicht. Dies ermöglicht einen kontinuierlichen Betrieb der AKM. Die entsprechenden Temperaturverläufe sind in Abbildung 86 dargestellt. Mit dieser Konfiguration kann auch insgesamt mehr Wärme zum Antrieb der Kältemaschine zur Verfügung gestellt werden, da der Latentwärmespeicher zum Zeitpunkt der Abschaltung der AKM vollständig entladen ist. Die Tagessumme beträgt 293 kWh gegenüber 286 kWh bei Nutzung des LWS 1.

In weiteren Simulationsrechnungen wurden für ein System mit 150 m² Flachkollektoren ($\eta_0 = 0,877$; $k_1 = 3,61 \text{ W/m}^2/\text{K}$; $k_2 = 0,013 \text{ W/m}^2/\text{K}^2$) verschiedene Varianten der Wärmespeicherung verglichen. Bei Flachkollektoren wirken sich Änderungen der Kollektortemperatur stärker auf den solaren Ertrag aus, da die Wirkungsgradkennlinie steiler verläuft.

In drei Varianten wird nur ein Heißwasserspeicher mit 550 l, 1100 l bzw. 1650 l Inhalt zur Wärmespeicherung eingesetzt. Eine weitere Variante beschreibt eine Anlage mit einem Latentwärmespeicher (Typ 2 mit 1,08 m³ Inhalt) und einem 550 l Heißwasserspeicher. Die sonstigen Parameter wurden entsprechend den Berechnungen eingestellt, die in diesem Abschnitt bereits beschrieben wurden. Tabelle 10 enthält die Ergebnisse der Simulationen für einen wolkenlosen Sommertag (Klimadaten vom 18.6.2002).

Tabelle 10: Ergebnisse der Simulation einer solaren Kälteerzeugung mit Flachkollektoren und verschiedenen Varianten der Wärmespeicherung für einen Tag

Variante	1	2	3	4
Kollektorfläche [m ²]	150	150	150	150
Volumen Heißwasserspeicher [l]	550	550	1100	1650
Volumen Latentwärmespeicher [l]	1080	0	0	0
solarer Wärmeertrag der Kollektoren [kWh]	273,7	244,3	251,6	260,2
durchschnittlicher Wirkungsgrad der Kollektoren	0,251	0,224	0,231	0,239
Wärmeverluste des Heißwasserspeichers ¹ [kWh]	11,0	11,4	16,9	21,6
der AKM zugeführte Heizwärme [kWh]	220,9	196,9	201,9	207,9
maximal erreichte Temperatur im Heißwasserspeicher [°C]	114,3	121,3	116,5	113,6

¹ Die Wärmeverluste der Rohrleitungen und des Latentwärmespeichers wurden in der Simulation ebenfalls berücksichtigt.

In der Variante mit Nutzung des LWS (Variante 1) wird der höchste solare Wärmeertrag erreicht. Auch die Wärmemenge, die der AKM zur Verfügung gestellt werden kann, ist bei Nutzung des LWS am größten. Eine Vergrößerung des Heißwasserspeichers bewirkt ebenfalls eine Absenkung der mittleren Kollektortemperatur. Dadurch erreichen die Kollektoren einen höheren Wirkungsgrad und der solare Wärmeertrag wird gesteigert. Allerdings steigen aufgrund der dann größeren Oberfläche des Speichers auch dessen Wärmeverluste. Außerdem muss bei einer solchen Konfiguration immer der gesamte Speicherinhalt aufgeheizt werden. Dies wirkt sich insbesondere an Tagen mit geringerer Einstrahlung aus, in denen nicht die gesamte Kapazität des Heißwasserspeichers benötigt wird. In der Variante mit einem kleinen Heißwasserspeicher und einem Latentwärmespeicher kann in diesem Fall nur der Heißwasserspeicher beladen werden, wodurch ein nutzbares Temperaturniveau schneller erreicht wird.

Die höheren Wärmeverluste eines größeren Heißwasserspeichers machen sich insbesondere bei einer Simulation über einen längeren Zeitraum bemerkbar, in der dann auch Tage mit niedrigerer solarer Einstrahlung berücksichtigt werden.

Um die Auswirkungen der Einbindung eines Latentwärmespeichers während eines gesamten Sommers bewerten zu können, wurde die mögliche Klimakälteerzeugung im Zeitraum Mai bis September für eine Anlage mit folgenden Parametern berechnet:

- Kollektorfläche (Vakuurröhren): 115,9 m²,
- Heißwasserspeicher, Inhalt: 550 l,
- Latentwärmespeicher, Inhalt: 1,08 m³.

Diese Anlagenparameter sind bis auf die Nutzung des LWS die gleichen, die bei den Berechnungen im Abschnitt 6.7.4 zugrunde gelegt wurden.

Mit der Einbindung des LWS wurden für den gesamten Zeitraum 11.728 kWh mögliche Kälteerzeugung ermittelt. Beim Vergleich mit den in Tabelle 9 dargestellten Ergebnissen wird deutlich, dass eine Steigerung von 22 % gegenüber den Varianten mit gleicher Kollektorfläche und Wärmespeicherung nur durch einen Heißwasserspeicher erreicht wird (Varianten 4 bis 6 mit 550 l bis 1650 l Speicherinhalt).

Die mit Einsatz des Latentwärmespeichers mögliche Kältebereitstellung entspricht etwa der in Variante 9 der Tabelle 9 erzielten. Die Erträge in Variante 9 wurden jedoch mit einer um ein Drittel größeren Kollektorfläche (154,9 m²) sowie einem Heißwasserspeicher mit 1650 l Inhalt erzielt.

Die Steigerung der möglichen Kältebereitstellung ist auf die bereits beschriebenen Effekte zurückzuführen (geringere Wärmeverluste aufgrund kleinerer Oberfläche; nicht nötige Aufheizung eines großen Wasservolumens an Tagen mit geringerer Einstrahlung; niedrigere Kollektortemperatur gegenüber Varianten mit kleinem Wasserspeicher). Die angenommenen Werte für die Wärmeverluste der Speicher und Rohrleitungen beeinflussen die Simulationsergebnisse. Bei den durchgeführten Berechnungen wurden jeweils aus den Messergebnissen an der Versuchsanlage ermittelte Werte eingesetzt.

6.7.6 Wärmebereitstellung für Heizung und Warmwasser

Entsprechend der Ergebnisse der Gebäudesimulation für das Jahr 2002 besteht ein signifikanter Klimakältebedarf für das Technologiezentrum von Mai bis Mitte September. Daher wurde eine Wärmebereitstellung für Heizung und Warmwasser nur für die Zeiträume 1.1.-30.4. und 15.9. – 31.12. simuliert. Dies erfolgte entsprechend den Erläuterungen in Abschnitt 6.6.10. Es wurde ein im Freien installierter Warmwasserspeicher mit 10 m³ Inhalt zur Wärmespeicherung angenommen.

Der berechnete Wärmeertrag der Kollektoren beträgt 14.870 kWh, der Wärmeverlust der Rohrleitungen 3.670 kWh und der des Speichers 2.270 kWh. Es verbleiben 8.930 kWh Wärme auf einem Temperaturniveau >50 °C, die aus dem Speicher zur Warmwasserbereitung und Heizung des Gebäudes bereitgestellt werden können.

Diese Wärmemenge steht zusätzlich zu den ca. 5.700 kWh nutzbarer solar erzeugter Kälte zur Verfügung und sollte aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und Primärenergieeinsparung möglichst vollständig genutzt werden.

6.7.7 Einfluss der geographischen Lage auf die Verteilung von Klimakältebedarf und solarem Wärmeertrag

Die mit einer Solarthermieanlage erzielbaren Wärmeerträge hängen stark vom geographischen Standort der Anlage ab. In Abbildung 87 sind die solaren Wärmeerträge dargestellt, die mit der am Technologiezentrum Köthen installierten Anlage an den Standorten¹ Potsdam und Murcia /Südspanien erzielt werden können, wobei mit einer Entladung des Speichers (550l) ab einer Temperatur von 80 °C bis zum Erreichen von 75 °C mit einer Leistung von 30 kW gerechnet wurde. Der Anstellwinkel der Kollektoren beträgt 45° in Potsdam und 30° in Murcia.

Der Mehrertrag der Anlage in Murcia wird im Wesentlichen durch die höhere Anzahl an „Sonnentagen“ erreicht. Die an sonnigen Tagen an beiden Standorten erreichbaren Erträge unterscheiden sich hingegen kaum. Die Strahlungsstärke ist annähernd gleich und aufgrund des Tagesverlaufes des Sonnenstandes wird der Kollektor an beiden Standorten nur während einer annähernd gleichen Zeitdauer von der Sonne beschienen. Sowohl in Murcia als auch in Potsdam beträgt die größte Tagessumme (Wärmeentnahme aus dem Speicher) 270 kWh bzw. 3,5 kWh/m²_{Kollektorfläche}. Die maximale während eines Tages auf das Kollektorfeld treffende Strahlung beträgt für beide Orte ca. 8 kWh/m².

Weiterhin wird sichtbar, dass an südlichen Standorten die Erträge gleichmäßiger über das Jahr verteilt sind. Zwar wird auch über einen längeren Zeitraum Klimakälte benötigt (Abbildung 88), dennoch kann eine deutliche Verbesserung der Wirtschaftlichkeit eines solchen Systems nur durch eine sinnvolle Nutzung der solar erzeugten Wärme auch in den verbleibenden Zeiten (Winterhalbjahr) erreicht werden. So beträgt der Anteil am Jahreswärmeertrag, der in den Monaten ohne nennenswerten Klimakältebedarf (Jan., Feb., Mrz., Apr., Nov., Dez.) erzielt wird in Murcia 38 % (21,8 MWh), während es in Potsdam nur 21 % (5,1 MWh) sind.

¹ Diese Orte wurden ausgewählt, da für sie langjährig gemessene Klimadaten genutzt werden konnten.

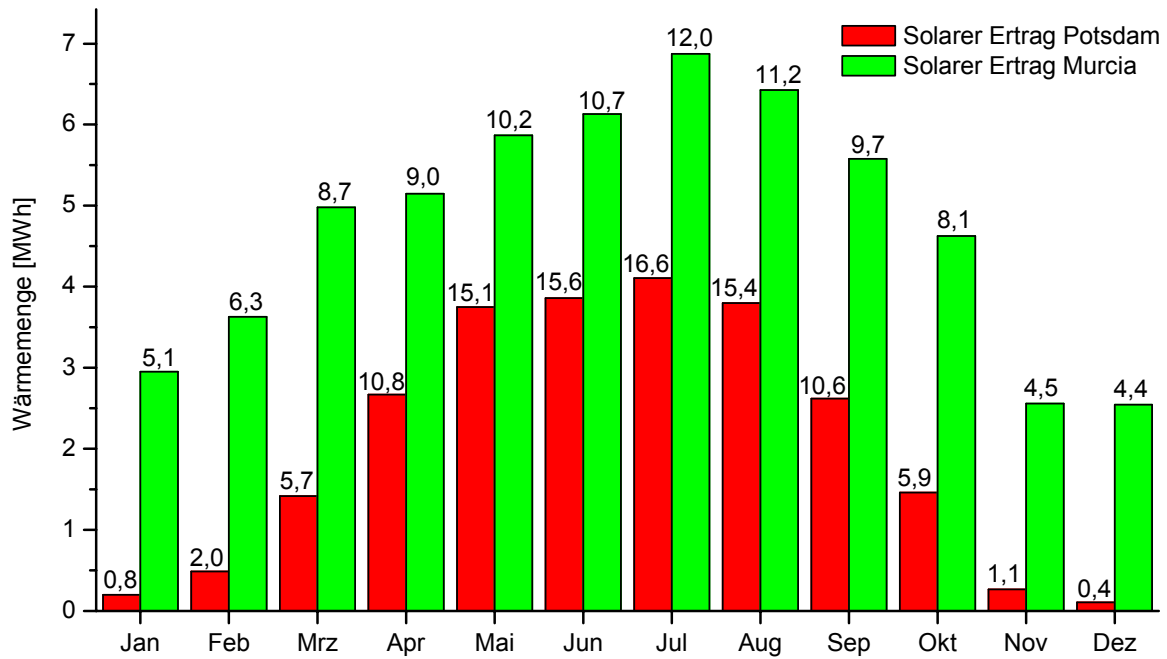


Abbildung 87: Vergleich der solaren Wärmeerträge (Wärmeentnahme aus Speicher), die mit der am TGZ Köthen installierten Anlage an den Standorten Potsdam und Murcia/Spanien erzielt werden

Der Anteil der während eines Monats erbrachten Wärmemenge am Jahreswärmeertrag ist über den jeweiligen Säulen angegeben.

Jahreserträge: Potsdam: 24,7 MWh; Murcia: 57,3 MWh

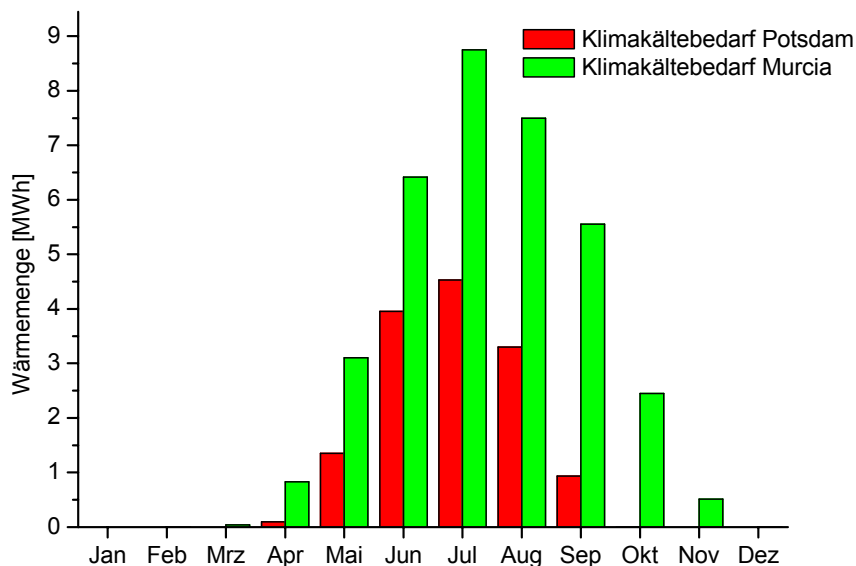


Abbildung 88: Vergleich des Klimakältebedarfs für die solar gekühlten Zonen des TGZ Köthen an den Standorten Potsdam und Murcia

7 Ausblick

Die thermische Nutzung der Sonnenstrahlung zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung hat in den letzten zwei Jahrzehnten durch vielfältige technische Entwicklungen im Bereich der Kollektoren, der Speicher- und Isolationstechnik sowie der Solarregelung einen kleinen konstanten Markt gefunden. In den meisten Anwendungen sind die Wärmegestehungskosten jedoch noch deutlich höher als bei konventionellen Systemen auf Öl- oder Gasbasis. Die wissenschaftlich-technische Entwicklung und der Markterfolg werden weiterhin wesentlich durch die staatliche Förderung bestimmt.

Seit etwa zehn Jahren wird wieder verstärkt an der thermischen Nutzung der Sonnenstrahlung zur Klimakälteerzeugung sowie zur Kopplung von Kälte- und Wärmebereitstellung gearbeitet. Bisher konnten jedoch nur einzelne Demonstrationsanlagen errichtet werden. Staatliche Förderkonzepte für diesen Bereich liegen nicht vor und sind auch nicht zu erwarten.

Mit der vorliegenden Dissertation sollte ein Beitrag zur technischen Gestaltung, zur Prozesssimulation und –bewertung und zur Auslegung von solar betriebenen Klimakälteerzeugungsanlagen geleistet werden. Die entwickelte Anlagenstruktur, speziell die erstmalige technische Nutzung der Latentwärmespeicherung innerhalb der solarthermischen Klimakälteerzeugung, ist ein tragfähiges Konzept für weitere Anlagenentwicklungen. Es wurde eine Strategie dargestellt für die Gestaltung und Auslegung der Anlagenelemente, für die Systemintegration und für die Kopplung der Bedarfsstrukturen mit den solaren Ertragssystemen.

Die weitere Entwicklung muss auf eine Kostenreduktion und auf die Erhöhung der Betriebssicherheit ausgerichtet sein. Im Bereich der Kältemaschinen wird der Schwerpunkt auf der Weiterentwicklung indirekt beheizter Anlagen kleiner Kälteleistung (bis 50 kW) liegen, da hier die Kosten für das Kollektorfeld zur Wärmebereitstellung überschaubar bleiben und zahlreiche Anwendungsfälle insbesondere in Südeuropa erschlossen werden können. Für eine gesteigerte Marktdurchdringung wäre es wünschenswert, in den nächsten Jahren eine europäische Produktion dieser Maschinen zu etablieren.

Um die Investitionskosten für das Gesamtsystem zu senken, sollten die Anstrengungen zur Entwicklung und Produktion einer Absorptionskältemaschine (AKM), die indirekt/solar im Single-Effect Betrieb und direkt/konventionell im Double-Effect Betrieb beheizt werden kann, forciert werden. Somit kann auf die Installation einer zusätzlichen Kompressionskältemaschine (KKM) verzichtet werden. Durch die Integration weiterer Funktionen, wie Heizung und Warmwasserbereitung, können zusätzliche Einsparpotenziale erschlossen werden. Da mit einer solchen Anlage Strom (KKM) teilweise durch Gas (Double-Effect AKM) ersetzt wird, könnten u.U. Gasversorgungsunternehmen als Partner bei der Markteinführung gewonnen werden.

Insgesamt ist eine Standardisierung von Baugruppen, ähnlich der Entwicklung in der solaren Warmwasserbereitung, anzustreben. Für einige Komponenten, z.B. Kühltürme, ist eine Anpassung an den solaren Betrieb bzw. den kleinen Leistungsbereich notwendig.

Im Bereich der Kollektoren war die Entwicklung bisher weitgehend auf die Anpassung an die Betriebsbedingungen der Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung ausgerichtet. Bei der solaren Kälteerzeugung sind die Anforderungen bezüglich möglichst geringer Wärmeverluste (flacher Verlauf der Wirkungsgradkennlinie) noch höher als bei der Heizungs-wärmeerzeugung. Derzeit ist keine eindeutige Entwicklung abzusehen, welche Kollektor-technologie zur Kälteerzeugung bevorzugt zum Einsatz kommt. An Flachkollektoren wurden in den letzten Jahren große Fortschritte (z.B. selektive Beschichtung, Antireflexglas, transparente Wärmedämmung) in dieser Richtung erzielt, die sich jedoch auch auf die Kosten aus-

wirken. Vakuumröhrenkollektoren sind sehr gut geeignet, bisher jedoch sehr teuer. Für Gebiete mit hohem Direktstrahlungsanteil könnten Parabolrinnenkollektoren eine Alternative darstellen. Sie sind bisher jedoch nur für größere Flächen günstig einsetzbar und in Europa kaum verfügbar. Im Zuge der Förderung solarthermischer Stromerzeugung, z.B. in Spanien, ist aber mit einer stärkeren Verbreitung dieser Technologie zu rechnen. Parabolrinnensysteme können mit gutem Wirkungsgrad Wärme auf einem Temperaturniveau bereitstellen, das zum Antrieb von Double-Effect AKM benötigt wird. Da Double-Effect AKM ein höheres Wärmeverhältnis erreichen, kann so die Größe des Kollektorfeldes verringert werden. Latentwärmespeicher können zur Erhöhung des solaren Deckungsgrades genutzt werden. Der in dieser Arbeit vorgestellte neu entwickelte Speicher mit höherer Entladeleistung eignet sich gut für die Integration in Systeme zur solaren Kälteerzeugung. Ein entscheidender Faktor für eine breitere Anwendung ist der Preis eines solchen Speichers. Es bestehen Kostensenkungspotenziale bei den eingesetzten Komponenten, der Fertigung und beim Paraffin. Eine weitere Einsparung könnte durch die alleinige Verwendung des Latentwärmespeichers als Wärmespeicher unter Verzicht auf einen Heißwasserspeicher (Druckbehälter) erzielt werden. Aufgrund der dann geringeren Flüssigkeitsmenge könnte man auch auf den Solarkreiswärmeübertrager verzichten und weitere hydraulische Komponenten einsparen. In Vorbereitung dazu sind jedoch noch Arbeiten bezüglich einer optimalen Systemintegration und Regelung einer solchen Anlage nötig. Denkbar wäre auch die Verwendung der gleichen Konstruktion mit einem Paraffin niedrigerer Schmelztemperatur zur Anwendung als Pufferspeicher in Systemen zur solaren Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung.

Literaturverzeichnis

- Albers 2001** ALBERS, J.: *Solar gestützte Kälteerzeugung bei den umzugsbedingten Bundesbaumaßnahmen in Berlin*. In: Tagungsband Erstes Symposium – Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 53, 2001, S. 124-132
- Albers 2002** ALBERS, J.: *Simulation des Teillastverhaltens von Absorptionskälteanlagen für die solare Kälteerzeugung*. In: Tagungsband Zwölftes Symposium Thermische Solarenergie. Regensburg, 2002, S. 246-250
- Albring 2001** ALBRING, P.: *Anlagen und Systeme zur solaren Kälteerzeugung*. In: Tagungsband Erstes Symposium – Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 53, 2001, S. 105-123
- ASUE 2000** ASUE-Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch (Hrsg.): *Marktübersicht Absorptionskälteanlagen*. Kaiserslautern : Verlag Rationeller Energieeinsatz, 2000.
- ATECNIC 1997** ATECNIC u.a. (Hrsg.): *SACMO : Solar assisted cooling machine with optimized utilization of solar energy*. - Final Report. EU Programme Joule III - JOR3-CT95-0020, 1997.
- Bach 1997** BACH, H.; Kondermann, T.; Madjidi, M: *Systemsimulation in der Praxis - Erfahrungen und Perspektiven*. - Forschungsbericht. FIA-Projekt, Fachinstitut Gebäude-Klima e.V., Stuttgart : 1997.
- Biedermann 1994** BIEDERMANN, A.: *Entwicklung von Latentwärmespeichern für die Temperaturbereiche 50-80 °C und 110-130 °C auf der Grundlage des GALISOL-Prinzips*. In: VDI-Berichte 1168 - Energiespeicher für Strom, Wärme und Kälte - Tagung Leipzig 6./7.12.1994, Düsseldorf : VDI Verlag, 1994.
- BINE 1996** BINE INFORMATIONSDIENST (Hrsg.): *Latentwärmespeicher : Entwicklung neuartiger Verfahren*. BINE Projekt Info Nr. 6, 1996. - ISSN: 0937-8367
- Bloomfield 1989** BLOOMFIELD, D: *Design Tool Evaluation - Benchmark Test Cases*. - Technical Report, IEA-Task 13, Building Research Establishment, Garston, Watford, Herts., WD2 /JR, England, 1989.
- BP 1998** BP (Hrsg.): *Statistical Review of World Energy*. 1998.
- BP 2001** BP (Hrsg.): *Statistical Review of World Energy*. 2001.
- Braun 2002** BRAUN, R.; Heß, R.: *Solar Cooling*. In: Sayigh, A.A.M.(Hrsg.): *World Renewable Energy Congress VII*. Köln : Elsevier Science, 2002.
- Broad 2001** BROAD AIR CONDITIONING: *BCT-Villa Gas Air Conditioner*. Broad Town, Changsha, China, 2001. - Firmenschrift
- Bruder 1993** BRUDER, T: *Eisspeicher in der Klimatechnik*. In: *KI Klima-Kälte-Heizung* (1993), Nr. 4, S. 147-151
- BTS 2003** U.S. Department of Energy - Office of Building Technology, State and Community Programs: URL http://www.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/, Stand: 15. März 2003
- Cube 1981** VON CUBE, H.L. (Hrsg.): *Lehrbuch der Kältetechnik*. Band 1. Karlsruhe : C.F.Müller, 1981.
- Davies 2002** DAVIES, John W. (Yazaki Corporation): Persönliche Mitteilung, April 2002.
- DIN 1946** Norm DIN 1946-2: *Raumlufttechnik; Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)*. Ausgabe: 01-1994
- DKV 2002** Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (Hrsg.): *Energiebedarf bei der technischen Erzeugung von Kälte in der Bundesrepublik Deutschland*. Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Nr. 22, Stuttgart : 2002. - ISBN: 3-932-715-06-3

- DOE-2002** DOE-2.1E (Version 119) for Windows. Energy Science and Technology Software Center, P.O. Box 1020, Oak Ridge, TN 37831-1020, U.S.A.
- Eicker 2000** EICKER, U.: *Solar betriebene Absorptionskältemaschine*. Abschlussbericht FKZ: 1703698, Hochschule für Technik, Stuttgart : 2000.
- Eicker 2001a** EICKER, U.: *Solare Technologien für Gebäude*. Stuttgart : Teubner, 2001.
- Eicker 2001b** EICKER, U.: *Solares Kühlen - Einführung in die Technologie*. In: Tagungsband Erstes Symposium - Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 53, 2001, S. 5-21
- Eicker 2002** EICKER, U.: *Entwicklungstendenzen solarthermischer Kühlverfahren*. In: Tagungsband Zweites Symposium - Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 56, 2002, S. 6-16
- Etheridge 1998** ETHERIDGE, D.M.; Steele, L.P.; Langenfelds, R.L.; Francey, R.J.; Barnola, J.-M.; Morgan, V.I.: *Historical CO₂ records from the Law Dome DE08, DE08-2 and DSS ice cores*. In: Trends - A Compendium of Data on Global Change. Carbon Dioxide Information Analysis Center, Oak Ridge National Laboratory, U.S. Department of Energy, Oak Ridge, Tenn., U.S.A., 1998.
- Feist 1994** FEIST, W.: *Thermische Gebäudesimulation*. Heidelberg : C.F.Müller, 1994.
- Fieback 1994** FIEBACK, K.: *Ökologisch leistungsfähige Latentwärmespeicher auf Paraffinbasis*. In: VDI-Berichte 1168 - Energiespeicher für Strom, Wärme und Kälte - Tagung Leipzig 6.-7.12. 1994, Düsseldorf : VDI Verlag, 1994.
- Fischer 2001** FISCHER, Stephan: Persönliche Mitteilung, Dez. 2001.
- Franzke 1994** FRANZKE, U.: *Solare Kälteerzeugung*. Abschlussbericht BMFT-Projekt, Institut für Luft- und Kältetechnik, Dresden, 1994.
- Franzke 1995** FRANZKE, U.: *Chancen der solarunterstützten Klimatisierung*. In: ISH Jahrbuch für Gebäudetechnik. Gütersloh : Verlag Bertelsmann Fachzeitschriften, 1995, S. 71-76
- Furukawa 1983** FURUKAWA, T. u.a.: *Study on characteristic Temperatures of Absorption Heat Pumps*. In: Proceedings of 20th Japan Heat Transfer Conference, 1983, S. 508-510
- Furukawa 1987** FURUKAWA, T.; Sonoda, T.: *Characteristics of H₂O/LiBr Absorption Heat Pumps for the Temperature Change of External Fluids*. In: Tagungsband 17. Internationaler Kongress für Kältetechnik, Wien, Österreich, 24.-29.8.1987.
- Gassel 1996** GASSEL, A.: *Beiträge zur Berechnung solarthermischer und exergieeffizienter Energiesysteme*. Dresden, Technische Universität, Dissertation, 1996
- Gassel 1997** GASSEL, A.: *Solarthermische Klimatisierung - der Stand der Technik*. In: Sonnenenergie und Wärmetechnik (1997), Nr. 6, S. 32-35
- Gassel 2001** GASSEL, A.: *Auslegung und Betriebserfahrungen mit geschlossenen Adsorptionskältemaschinen am Beispiel Dresden und Kamenz*. In: Tagungsband Erstes Symposium - Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 53, 2001, S. 85-96
- Gassmann 1994** GASSMANN, F.: *Was ist los mit dem Treibhaus Erde*. Stuttgart : Teubner, 1994.
- Gems 1995** GEMS, Bernd: *Photovoltaische und thermische solare Kühlung im Vergleich*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 19 Nr. 85, Düsseldorf : VDI Verlag, 1995.
- Geyer 2002** GEYER, K.: *Thermoanalytische Untersuchungen an Rubitherm RT 90*. Köthen, Hochschule Anhalt, 2002, - Untersuchungsbericht
- Glaser 2001** GLASER, H.: *Solare Adsorptionskälteerzeugung an der Universitätsklinik Freiburg – Systemtechnik, Betriebserfahrungen, Anlagenoptimierung und Wirtschaftlichkeit*. In: Fachinstitut Gebäude-Klima e.V. (Hrsg.): Solare Klimatisierung – Workshop des Projektträgers Jülich, Stand und Ergebnisse der Forschungsaktivitäten, Bietigheim-Bissingen, 2001, S. 101-119

- Göbel 1990** GÖBEL, P.: *Alle Länder unserer Erde : Lexikon der Staaten, Städte und Landschaften*. 2. Auflage. Stuttgart : Verlag Das Beste, 1990.
- Goetzberger 1993** GOETZBERGER, A.; Wittwer, V.: *Sonnenenergie : Thermische Nutzung*. Stuttgart : Teubner, 1993.
- Gramlich 2001** GRAMLICH, K; Safarik, M.; Schammler, G.: *Latentwärmespeicherung in einer solarthermisch angetriebenen Absorptionsklimakälteanlage*. Schlussbericht zum Forschungsthema „Solarwärme-Latentspeicher“ im Programm aFuE an Fachhochschulen, Förderkennzeichen BMBF 1706899, Hochschule Anhalt, Köthen, 2001
- Gramlich 2002a** GRAMLICH, K.; Schammler, G.; Safarik, M.: *Felduntersuchungen zur Kopplung der solarthermischen Klimakälteerzeugung mit der Warmwasserbereitung und der Heizungsunterstützung*. Abschlußbericht Projekt Nr. 16229 der DBU, Köthen, 2002
- Gramlich 2002b** GRAMLICH, K.: *Entwicklung eines Latentwärmespeichers für autarke solarbetriebene Versorgungssysteme zur Klimakälteerzeugung und Warmwasserbereitung*. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben, Pro-Inno Kooperationsprojekt, Köthen : Hochschule Anhalt, 2002
- Granados 1997** GRANADOS, C.: *Solar Cooling in Spain - Present and Future*. In: Treffinger, P.; Hertlein, H. (Hrsg.): *Solar Sorptive Cooling – Workshop des Forschungsverbund Sonnenenergie*. Köln, 16./17.10.1997, S. 36-52, – ISSN: 0949-1082
- Grossman 2002** GROSSMAN, G.: *Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning*. In: *Solar Energy* Vol. 72 (2002), Nr. 1, S. 53-62
- Hafner 1999** HAFNER, B.; Schwarzer, K.: *Aufbau und Erprobung eines Latentwärmespeichers für den Einsatz in Raumheizungssystemen*. Abschlussbericht BMBF-Projekt 1700297, FH Aachen, 1999
- Hahne 1994** HAHNE, E.: *Möglichkeiten eines solar betriebenen Absorptionskühlers mit Feststoffabsorber*. In: Fachinstitut Gebäude-Klima e.V. (Hrsg.): *Solarunterstützte Klimatisierung – Tagungsband zum BMFT-Workshop „Einsatz von Solarenergie zur Gebäude-Klimatisierung“*, Bietigheim-Bissingen, 1994, S. 37-56
- Haselhuhn 2002** HASELHUHN, R.: *Marktübersicht Simulationsprogramme – Planung und Dimensionierung von Solarwärmeeanlagen*. In: *Sonnenenergie* (2000), Nr. 1, S. 18-25
- Henning 1997** HENNING, H.-M.: *Aktive solarthermische Systeme für die Gebäudeklimatisierung*. In: Marko, A.; Braun, P. (Hrsg.): *Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden*. Berlin : Springer, 1997.
- Henning 1999** HENNING, H.-M.; Hindenburg, C.: *Economic Study of Solar Assisted Cooling Systems - Abschlußbericht im Rahmen des Projekts: Solar Assisted Cooling Systems for Building Climatisation - Koordination der Project Definition Phase für Task 25 des IEA Solar Heating and Cooling Program*. Bericht TOS1-HMH-9905-E01, Freiburg, 1999
- Henning 2001a** HENNING, H.-M.: *Energetische und wirtschaftliche Aspekte solar unterstützter Klimatisierung*. In: Tagungsband Erstes Symposium – Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 53, 2001, S. 22-42
- Henning 2001b** HENNING, H.-M.: *IEA-SHC-Task 25 – Leitung und Mitarbeit: Ziele und aktueller Stand*. In: Fachinstitut Gebäude-Klima e.V. (Hrsg.): *Solare Klimatisierung – Workshop des Projektträger Jülich „Stand und Ergebnisse der Forschungsaktivitäten“*, Bietigheim-Bissingen, 2001, S. 19-28
- Herold 1996** HEROLD, K.E.; Radermacher, R.; Klein, S.A.: *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton : CRC Press, 1996.
- Hicks 2002** HICKS, W.; Riffat, S.B.; Doherty, P., Nguyen, M.: *The development and testing of a combined cooling and power generation system driven bei solar/gas input*. In: Sayigh, A.A.M. (Hrsg.): *World Renewable Energy Congress VII*. Köln : Elsevier Science, 2002.

- Hillerns 1999** HILLERNS, F.; Schrimpf, H.: *Korrosionsschutz und thermische Belastbarkeit*. In: Sonnenenergie & Wärmetechnik (1999), Nr. 5, S. 25-27
- Hillerns 2001** HILLERNS, F.: *Untersuchungen zur thermischen Dauerbelastbarkeit von Solarflüssigkeiten*. In: Tagungsband Elfte Symposium Thermische Solarenergie. Regensburg, 2001, S. 116-121
- Hoy 1999** HOY, M: *Steuerung und Visualisierung von Anlagenkomponenten im Technologiezentrum Köthen*. Köthen, Hochschule Anhalt, Diplomarbeit, 1999
- Huang 1998** HUANG, B.J.; Chang, J.M.; Petrenko, V.A.; Zhunk, K.B.: *A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b*. In: Solar Energy, Vol. 64 (1998), Nr. 4-6, S. 223-226
- IPCC 2001** INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC): *Third Assessment Report - Climate Change 2001: The Scientific Basis - Technical Summary*.
- Isakson 1994** ISAKSON, P.; Eriksson, L.O.: *MFC 1.0 β - Matched Flow Collector Model for Simulation and Testing*. Stockholm, Sweden, 1994.
- ISE 2001** FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR SOLARE ENERGIESYSTEME (ISE): *Solare Klimatisierung – Solarenergie sorgt für Wärme, Kälte und kontrollierte Luftfeuchte*. Freiburg, 2001, - Presseinformation Nr. 08/2001
- Jungnickel 1990** JUNGNICHEL, H.; Agsten, R.; Kraus, W.E.: *Grundlagen der Kältetechnik*. Berlin : Verlag Technik, 1990.
- Kaelcke 2001** KAELCKE, M.; Ziegler, F.: *Querschnittsauswertung - Solarunterstützte Klimatisierungsanlagen in Deutschland*. In: Fachinstitut Gebäude-Klima e.V. (Hrsg.): Solare Klimatisierung – Workshop des Projektträger Jülich „Stand und Ergebnisse der Forschungsaktivitäten“, Bietigheim-Bissingen, 2001, S. 63-66
- Kakiuchi 1998** KAKIUCHI, H.; Yamazaki, M.; Yabe, M.; Chihara, S.; Terunuma, Y.; Sakata, Y.; Usami, T.: *A Study of Erythritol as Phase Change Material*. In: IEA Annex 10 - PCMs and Chemical Reactions for Thermal Energy Storage, 2nd Workshop, 11.-13. November 1998, Sofia, Bulgarien
- Karbach 1997** KARBACH, A.; Fischer, H.; Niebeling, D.: *Solare Kühlung*. In: HLH, Bd. 48 (1997), Nr. 10, S. 45-50
- Keeling 2001** KEELING, C.D.; Whorf, T.P.: *Atmospheric CO₂ records from sites in the SIO air sampling network*. In: Trends - A Compendium of Data on Global Change. Carbon Dioxide Information Analysis Center, Oak Ridge National Laboratory, U.S. Department of Energy, Oak Ridge, Tenn., U.S.A., 2001
- Kessling 1998** KESSLING, W.; Laevemann, E.; Peltzer, M: *Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems*. In: International Journal of Refrigeration, Vol. 21 (1998), Nr. 2, S. 150-156
- Khartchenko 1995** KHARTCHENKO, N. V.: *Thermische Solaranlagen : Grundlagen, Planung und Auslegung*. Berlin : Springer, 1995.
- Knabe 1999** KNABE, G; Felsmann, C.; Perschk, A.; Rösler, M.: *Gebäude und Anlagesimulation*. BINE-Profiinfo III/99, Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen, 1999
- Kreider 1989** KREIDER, J. F.; Hoogendoorn, C. J.; Kreith, F.: *Solar Design : Components, Systems, Economics*. New York : Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- Kren 2003** KREN, C.; Kaelcke, M.; Oberdorf, C.; Winkelmüller, S.; Schweigler, C.: *Simulationswerkzeuge als Designhilfen für solare Kühlsysteme*. In: KI Luft- und Kältetechnik (2003), Nr. 1, S. 31-37
- Kübler 1998** KÜBLER, R.; Fisch, N.: *Wärmespeicher : ein Informationspaket*. 3. erw. und völlig überarbeitete Aufl., Köln : TÜV-Verlag, 1998.

- Kunze 2002** KUNZE, G.: *Advanced Ammonia Absorption Refrigeration*. Wolfsgraben, Österreich, 2002. - Firmenschrift
- Kurosawa 1982** KUROSAWA, S.; Yoshikawa, M.: *The Highest Efficiency Gas Direct-Fired Absorption Water Heater-Chiller*. In: ASHRAE Transactions (1982), Nr. 2688, Part 1, S. 401-415
- Lamp 1997** LAMP, P.; Ziegler, F.: *Solar Cooling with Closed Sorption Systems - Introduction to the Technology*. In: Treffinger, P.; Hertlein, H. (Hrsg.): *Solar Sorptive Cooling – Workshop des Forschungsverbund Sonnenenergie*. Köln, 16./17.10.1997, S. 79-92, – ISSN: 0949-1082
- Lamp 1998** LAMP, P.; Ziegler, F.: *European research on solar-assisted air conditioning*. In: *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21 (1998), Nr. 2, S. 89-99
- Lane 1983** LANE G. A.: *Solar heat storage : Latent Heat Storage. Volume 1 : Background and Scientific Principles*. Boca Raton : CRC Press, 1983.
- Lävemann 1997** LÄVEMANN, E.: *Solar Desiccant Cooling Systems*. In: Treffinger, P.; Hertlein, H. (Hrsg.): *Solar Sorptive Cooling – Workshop des Forschungsverbund Sonnenenergie*. Köln, 16./17.10.1997, S. 130-139, – ISSN: 0949-1082
- Lävemann 2002** LÄVEMANN, E.: *Betriebserfahrungen mit einer solar gestützten Flüssigsorptionsanlage in einem Bürogebäude in Amberg*. In: *Tagungsband Zweites Symposium - Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik*, Band 56, 2002, S. 73-79
- Leggett 1990** LEGGETT, Jeremy (Hrsg.): *Global Warming*. Oxford : Oxford University Press, 1990.
- Li 2001** LI, Z.F.; Sumathy, K.: *Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank*. In: *Solar Energy*, Vol. 71 (2001), Nr. 5, S. 285-297
- Limberg 2001** LIMBERG: *Adsorptionskältetechnik im Neubau des Bürogebäudes ECOTEC 3*. In: *Fachinstitut Gebäude-Klima e.V. (Hrsg.): Solare Klimatisierung – Workshop des Projektträger Jülich „Stand und Ergebnisse der Forschungsaktivitäten“*, Bietigheim-Bissingen, 2001, S. 79-102
- Maaß 2002** MAAß, J.; Meyer, F.: *Klimatisierung mit wässriger Salzlösung*. BINE - Projekt Info 08/02; Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen, 2002. - ISSN: 0937-8367
- Marko 1997** MARKO, A.: *Grundlagen aktiver solarthermischer Systeme*. In: Marko, A.; Braun, P. (Hrsg.): *Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden*. Berlin : Springer, 1997.
- Marland 2001** MARLAND, G., Boden, T.A.; Andres, R. J.: *Global, Regional and National Fossil Fuel CO₂ Emissions*. In: *Trends - A Compendium of Data on Global Change*. Carbon Dioxide Information Analysis Center, Oak Ridge National Laboratory, U.S. Department of Energy, Oak Ridge, Tenn., U.S.A., 2001
- Mehling 1999** MEHLING, H.; Hiebler, S.; Ziegler, F.: *Latent heat storage using a PCM-graphite composite material - advantages and applications*. In: *IEA Annex 10 - PCMs and Chemical Reactions for Thermal Energy Storage, Fourth Workshop*, 28.-29. Oktober 1999, Bendiktbeuren
- Mehling 2000** MEHLING, H.: *Latent heat storage with a PCM-graphite composite material - experimental results from the first test store*. In: *IEA Annex 10 - PCMs and Chemical Reactions for Thermal Energy Storage, 6th Workshop*, 22.-24. November 2000, Stockholm, Schweden
- Mehling 2001** MEHLING, H.: *Latentwärmespeicherung - Neue Materialien und Materialkonzepte*. In: Milow, B.; Stadermann, G. (Hrsg.): *Workshop Wärmespeicherung 28.-29.5.2002.*, Köln, Forschungsverbund Sonnenenergie, Berlin, 2002, - ISSN: 0949-1082
- Mostofizadeh 2001** MOSTOFIZADEH, C.; Bohne, D.: *Entwicklung einer Zweiphasen-/Zweikomponenten-Strahlpumpenkälteanlage zur Nutzung solarer Niedertemperaturwärme*. Abschlussbericht, Förderkennzeichen: 0329151L, Projektträger: Forschungszentrum Jülich, 2001

- Murphy 2003** MURPHY, P. (Hrsg.): *IEA Solar Heating & Cooling Programme – 2002 Annual Report*. Morse Associates, Inc., Washington, DC, USA, 2003.
- Nahrendorf 1998** NAHRENDORF, F.; Blank, U.; Iliev, N.; Saumweber, M.; Stojanoff, C.G.: *Development of a fixed bed absorption refrigerator with high power density for the use of low grad heat sources*. In: *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21 (1998), Nr. 2, S.126-132
- Niebergall 1959** NIEBERGALL, W.: *Sorptions-Kältemaschinen*. Handbuch der Kältetechnik Band 7. Reprint 1981. Berlin : Springer, 1959.
- Olesen 2001** OLESEN, Bjarne W.: *Flächenkühlung mit Absorptionswärmepumpen und Solarkollektoren*. In: *Heizungsjournal* (2001), Ausg. Jan/Feb, S. 36-47
- Ona 2002** ONA, E.P.; Zhang, X.; Ozawa, S.; Matsuda, H.; Kakuichi, H.; Yabe, M.; Yamazaki, M.; Sato, M.: *Influence of Ultrasonic Irradiation on the Solidification Behaviour of Erythrol as a PCM*. In: *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Vol. 35 (2002), Nr. 3, S. 290-298
- Petrenko 2002** PETRENKO, V.A.; Naskalova, O.P.; Nadyuk, Y.M.; Samofatov, I.Y.: *Autonomous solar ejector refrigeration systems*. In: Sayigh, A.A.M.(Hrsg.): *World Renewable Energy Congress VII*. Köln : Elsevier Science, 2002
- Peuser 1994** PEUSER, F.A.; Croy, R.: *Erfahrungen mit Solaranlagen zur Warmwasserbereitung*. Hilden : Zentralstelle für Solartechnik, 1994.
- Pilatowsky 2001** PILATOWSKY, I.; Rivera, W.: *Survey of Solar Assisted Cooling*. UNAM, Temixco, Mexico, 2001.
- Podesser 1995** PODESSER, E.: *Sonnenenergieforschungszentrum Malta – Entwicklung und Bau einer abwärmebetriebenen Absorptionskühlanlage zur Lebensmittelkühlung in Entwicklungsländern*. Endbericht Projekt Nr. 302/U84155, Institut für Umweltforschung, Graz, 1985, 19 S.
- Poel 1993** POEL, B., Eijdens, H.: *Base Case Comparison*. Working Document, Simulation Support Group, IEA Task 13, Damen Consultants, Postbox 694, 6800 Arnhem, Netherlands, Februar 1993
- Preuß 1997** PREUß, O.: *Chinas schmutziger Boom*. In: *Greenpeace Magazin* (1997), Nr. 3, S.16-25
- ProSign 1998** PROSIGN GMBH: *Grafisches Programmiersystem iCon-L*. ProSign GmbH, Steinfeldstraße 3, 39179 Barleben, 1998.
- Püttmer 1995** PÜTTMER, M.: *Solare Energieversorgung eines Verwaltungsgebäudes*. In: *Tagungsband Workshop „Solar unterstützte Klimatisierung von Gebäuden mit Niedertemperaturverfahren“*. Freiburg, 1995
- Quaschnig 1998** QUASCHNING, V.: *Regenerative Energiesysteme : Technologie, Berechnung, Simulation*. München : Hanser, 1998.
- Richter 2000** RICHTER, L.: *Rieselfilm- und Blasenabsorber für Ammoniak/Wasser-Sorptionskälteanlagen im Vergleich*. Interner Fachbericht, Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden, 2000
- Richter 2001** RICHTER, Lutz (Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden): *Persönliche Mitteilung*, 2001
- Riffat 2002** RIFFAT, S.B.; Gillot, M.C.: *Practical design of a novel adsorption storage heat pump system*. In: Sayigh, A.A.M.(Hrsg.): *World Renewable Energy Congress VII*. Köln : Elsevier Science, 2002.
- Röben 2001** RÖBEN, J.: *Entwicklung, Bau und messtechnische Untersuchung eines sorptionsgestützten Klimagerätes unter Einsatz wässriger Salzlösungen*. In: *Fachinstitut Gebäude-Klima e.V. (Hrsg.): Solare Klimatisierung – Workshop des Projektträger Jülich „Stand und Ergebnisse der Forschungsaktivitäten“*, Bietigheim-Bissingen, 2001, S. 136-150
- Robinson 1992** ROBINSON, H.I.: *Desiccant cooling*. In: Sayigh, A.A.M. (Hrsg.): *Solar air conditioning and refrigeration*. Oxford : Pergamon Press, 1992
- Robur 2002** ROBUR CORPORATION: *Gas Fired Absorption Chillers and Chillers-Heater*. Evansville, U.S.A., 2002. - Firmenschrift

- Rubitherm 2001** RUBITHERM GmbH: *Datenblatt - Rubitherm RT 90*. RUBITHERM GmbH, Worthdamm 13-27, 20457 Hamburg, 2001. - Firmenschrift
- Rudolph 2002** RUDOLPH, M. (Fa. Transsolar): Persönliche Mitteilung, Juli 2002
- Schnieders 1997** SCHNIEDERS, J.: *Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector*. In: Solar Energy, Vol. 61 (1997), Nr. 3, S. 179-190,
- Schröter 1994** SCHRÖTER, W.; Lautenschläger, K.-H.; Bibrack, H.: *Taschenbuch der Chemie*. 16., völlig überarb. und erw. Auflage. Frankfurt am Main : Verlag Harri Deutsch, 1994.
- Schuler 1997** SCHULER, Matthias: *Dynamische Simulation des thermischen Verhaltens von Gebäuden*. In: Marko, A.; Braun, P. (Hrsg.): Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden. Berlin : Springer, 1997.
- Schulz 1971** SCHULZ, S.: *Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen*. Bochum, Ruhr-Universität, Habilitationsschrift, 1971
- Schulz 1972** SCHULZ, S.: *Die Berechnung und Optimierung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen mit Hilfe von EDV-Anlagen*. In: Kältetechnik – Klimatisierung, 24 (1972), S. 182-188
- Schumacher 2002** SCHUMACHER, J.; Eicker, U.: *Simulation solarer Kühlverfahren*. In: Tagungsband Zweites Symposium - Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 56, 2002, S. 176-183
- Schümann 1999** SCHÜMANN Sasol GmbH & Co KG: *Produktdatenblatt Rubitherm RT 90*. Worthdamm 13-27, 20457 Hamburg, 1999. - Firmenschrift
- Schwaerzler 1996** SCHWAERZLER, C.; Rudischer, R.: *Solarthermische Pilotanlage zur Klimatisierung*. In: Tagungsband Sechstes Symposium Thermische Solarenergie. Regensburg, 1996, S. 240-244
- Schweigler 1997** SCHWEIGLER, C.; Hellmann, H.-M.; Preissner, M.; Demmel, S.; Ziegler, F.: *Operation and Performance of a 350 kW (100 RT) Single-Effect / Double Lift Absorption Chiller*. In: Treffinger, P.; Hertlein, H. (Hrsg.): Solar Sorptive Cooling – Workshop des Forschungsverbund Sonnenenergie. Köln, 16./17.10.1997, S. 93-106, – ISSN: 0949-1082
- Schweigler 2002a** SCHWEIGLER, C.; Costa, A.; Högenauer-Lego, M.; Harm, M.; Ziegler, F.: *Absorptionskältemaschinen zur solaren Kühlung mit 10 kW Kälteleistung*. In: KI Luft- und Kältetechnik (2002), Nr. 4, S. 201-205
- Schweigler 2002b** SCHWEIGLER, C.; Costa, A.; Högenauer-Lego, M.; Harm, M.; Ziegler, F.: *Entwicklung und Betrieb einer 10 kW H₂O/LiBr-Absorptionskältemaschine*. In: Tagungsband Zweites Symposium - Solares Kühlen in der Praxis, Veröffentlichungen der Fachhochschule Stuttgart-Hochschule für Technik, Band 56, 2002, S. 110-134
- Schweigler 2002c** SCHWEIGLER, C.; Kren, C; Pflügler, F.; Storckenmaier, F.: *Einheitliche Modellierung und Vergleich des Betriebsverhaltens von Ab- und Adsorptionskälteanlagen*. In: Tagungsbericht der Deutschen Klima-Kälte-Tagung, Magdeburg, 2002
- SEL 2000** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program*. Madison, WI, USA, 2000
- Softlab 2002** UNIVERSITÄT SIEGEN, Fachgebiet Bauphysik und Solarenergie: URL <http://nesa1.uni-siegen.de/index.htm?softlab/ueberbl.htm>, Stand: 28. Januar 2003
- Stephan 1983** STEPHAN, K.: *History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe*. In: International Journal of Refrigeration, Vol. 6 (1983), Nr. 3
- Storckenmaier 1999** STORCKENMAIER, F.; Schweigler, C.; Ziegler, F.: *Die charakteristische Gleichung von Sorptionskälteanlagen*. In: Tagungsbericht der Deutschen Klima-Kälte-Tagung, Berlin, 1999

- Stricker 1989** STRICKER, R.; Erhorn, H.; Szerman, M.: *Gütesiegel für Rechenergebnisse zum thermischen Gebäudeverhalten? - Genauigkeitsanalyse von Programmen und Anwendereinflüsse*. In: Bauphysik, Jg. 11 (1989), Nr. 6, S. 209 f
- Sumathy 2002** SUMATHY, K; Huang, Z.C.; Li, Z.F.: *Solar absorption cooling with low grade heat source – a strategy of development in south China*. In: Solar Energy, Vol. 72 (2002), Nr. 2, S. 155-165
- SUNCODE 2000** SUNCODE, Energy Science and Technology Software Center, Oak Ridge, Tennessee, U.S.A., 2000
- Theunissen 1985** THEUNISSEN, P.-H; Beckman W.A.: *Solar Transmittance Characteristics of Evacuated Tube Collectors with Diffuse Back Reflectors*. In: Solar Energy, Vol. 35 (1985), S. 311 f
- Thorpe 2002** THORPE, R.: *Progress towards a highly regenerative adsorption cycle for solar thermal powered air conditioning*. In: Sayigh, A.A.M.(Hrsg.): World Renewable Energy Congress VII. Köln : Elsevier Science, 2002.
- Tillner-Roth 1998** TILLNER-ROTH R.; Roth, G.: *AWMix - Dynamic Link Library for EES*. Weinheim : 1998. - Version 1.0
- Todt 2002** TODT, G.: *Umweltschutz mit Rendite*. In: Sonne Wind & Wärme (2002), Nr. 5, S. 76-79
- Type 1** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 1*. Manual S. 4.2.1-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 11** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 11*. Manual S. 4.5.2-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 2** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 2*. Manual S. 4.4.1-1 f. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 3** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 3*. Manual S. 4.5.1-1 f. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 31** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 31*. Manual S. 4.5.4-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 5** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 5*. Manual S. 4.7.1-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 56** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 56*. Manual S. 4.8.8 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 60** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 60*. Manual S. 4.3.5-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 7** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 7*. Manual S. 4.6.2-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- Type 71** SOLAR ENERGY LABORATORY - University of Wisconsin: *TRNSYS 15 - A Transient System Simulation Program : Type 71*. Manual S. 4.2.3-1 ff. Madison, WI, U.S.A., 2000.
- TZS Stuttgart 1996** TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN STUTTGART: *Prüfbericht 96COL54*. TZS Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, Stuttgart, 1996
- Uecker 2001** UECKER, Martin: *Zur Vermessung, Simulation und Langzeitüberwachung großer solar-integrierter Wärmeversorgungsanlagen*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001. - Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 Nr. 453, zugl.: Diss. Uni Marburg, - ISBN: 3-18-345306-1
- Weber 1983** WEBER, K.-H.: *Entwicklung von autarken Solarkühlanlagen mit konzentrierenden Kollektoren*. BMFT-Forschungsbericht T 83-242, 1983, M.A.N. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, Neue Technologie, Abt. EPS. München
- Whitaker 1983** WHITAKER, R.; Craven, S.M.; Etter, D.E.; Jendrek, E.F.; Nease, A.B.: *Characterization of Radiation-Cross-linked, High-Density Polyethylene for Thermal Energy Storage*. In: Ind. Eng. Chem. Prod. Res. Dev., Vol. 22 (1983), Nr. 4; S. 657 – 661

- Wolkenhauer 2002** WOLKENHAUER, H.: *Regenerative Systemlösungen bei der Klimatisierung von Gebäuden*. In: KI Luft- und Kältetechnik (2002), Nr.9, S. 429-436
- York 2001** YORK International GmbH: *Mini-Absorptions-Flüssigkeitskühler WFC 10 : Planungsinformation*. Mannheim, 2001. - Firmenschrift
- Ziegler 1997** Ziegler, F.: *Sorptionswärmepumpen*. Habilitationsschrift, Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Nr. 57, 1997.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Reichweiten fossiler Energieträger – Stand Ende 2001.....	1
Abbildung 2: Weltweite jährliche CO ₂ – Emissionen.....	2
Abbildung 3: CO ₂ – Konzentration in der Atmosphäre.....	2
Abbildung 4: Beitrag verschiedener Gase zum anthropogenen Treibhauseffekt.....	2
Abbildung 5: Energieverbrauch der Industrie- und Entwicklungsländer.....	3
Abbildung 6: Energiebedarf für Raumheizung, Brauchwassererwärmung und Solarstrahlungsangebot.....	4
Abbildung 7: Raumwärme- und Warmwasserbedarf im Vergleich mit theoretisch mög- lichen Solarsystemerträgen.....	5
Abbildung 8: Mögliche Verfahren der solaren Kühlung.....	8
Abbildung 9: Schema eines solar unterstützten Trocknungs- und Verdunstungskühlungs- prozesses.....	9
Abbildung 10: Luftzustände im DEC-Prozess im T-x Diagramm feuchter Luft.....	10
Abbildung 11: Schema einer Absorptionskältemaschine.....	11
Abbildung 12: Schema einer Adsorptionskältemaschine.....	13
Abbildung 13: Wärmeverhältnisse einer Ad- und einer Absorptionskältemaschine.....	14
Abbildung 14: Schema der Solarthermieanlage am Technologiezentrum Köthen.....	22
Abbildung 15: Schema der Absorptionskälteanlage mit den Messstellen.....	23
Abbildung 16: NH ₃ /H ₂ O-Absorptionskältemaschine.....	23
Abbildung 17: Schnittdarstellung einer Vakuumröhre des Kollektors CPC 21.....	24
Abbildung 18: Vakuumröhrenkollektoren – Paradigma CPC 21.....	24
Abbildung 19: Wirkungsgradkennlinien des VRK und eines Flachkollektors.....	25
Abbildung 20: Schema der Kollektorverschaltung.....	25
Abbildung 21: Warmwasserspeicher vor der Westseite des Gebäudes.....	26
Abbildung 22: Nasskühlturm.....	27
Abbildung 23: Schematischer Aufbau des Latentwärmespeichers 1.....	28
Abbildung 24: Kupferrohrwärmeüber- trager im Latentwärme-speicher.....	28
Abbildung 25: Aluminiumfüllkörper im erstarrten Paraffin.....	28
Abbildung 26: Hydraulische Einbindung des Latentwärmespeichers 1.....	29
Abbildung 27: Wärmeübertrager mit Netzrohren im Latentwärmespeicher 2.....	30
Abbildung 28: Schematische Darstellung der hydraulischen Einbindung des LWS 2.....	30
Abbildung 29: Beispiel für eine erweiterte grafische Oberfläche in METASYS.....	31
Abbildung 30: Struktur der Regelung, Prozessdatenaufzeichnung und Visualisierung im Technologiezentrum Köthen.....	32
Abbildung 31: Prozess- und Anlagenschema der NH ₃ /H ₂ O - AKM.....	33
Abbildung 32: Wärmeverhältnis ζ und im Austreiber (\dot{q}_G) bzw. Absorber (\dot{q}_{Ab}) zu übertra- gende spezifische Wärmeleistungen (bezogen auf die Kälteleistung) in Abhängigkeit vom Absorptionswirkungsgrad.....	35
Abbildung 33: Vergleich von Gegenstrom und Gleichstrom von Dampf und Lösung im Austreiber.....	36
Abbildung 34: Notwendige Verdampfungstemperatur zum Erreichen bestimmter Dampf- massenanteile für verschiedene Dampfreinheiten.....	37
Abbildung 35: NH ₃ -Konzentration im Dampf und Anteil des im Dampf verbleibenden Ammoniaks bei verschiedenen Dephlegmationstemperaturen.....	38

Abbildung 36: Dampfaustrittstemperaturen aus dem Dephlegmator bei unterschiedlichen Austreibertemperaturen und Lösungsvolumenströmen	39
Abbildung 37: Vergleich von Kälteleistung und Wärmeverhältnis für den Betrieb mit und ohne Einspritzung reicher Lösung.....	39
Abbildung 38: Vergleich von Kälteleistung und Wärmeverhältnis unterschiedlicher Verdampferkonfigurationen	41
Abbildung 39: Verschlossene Zahnräder der Pumpe 8200M	43
Abbildung 40: Förderleistung der Zahnradpumpe 8200M (Fa. SCHERZINGER) in Abhängigkeit der Gesamtbetriebszeit	44
Abbildung 41: Neunstufige Kreiselpumpe CRN 2-90 – gemessene Fördermenge in Abhängigkeit von der Druckdifferenz beim Einsatz in der AKM.....	45
Abbildung 42: Periodische Schwankungen verschiedener Parameter beim unregelmäßigen Betrieb der Kreiselpumpe CRN 2-110	46
Abbildung 43: Kälteleistung und Wärmeverhältnis der AKM in Abhängigkeit der Austreiber- vorlauftemperatur – aktuelle Anlagenkonfiguration (2002)	48
Abbildung 44: Typische Temperaturen und Leistungen der solaren Kälteerzeugung für einen wolkenlosen Sommertag - 30.07.2002.....	49
Abbildung 45: Stündliche Wärmemengen, Wärmeverhältnis der AKM sowie Globalstrahlung auf die Kollektorebene am 30.07.2003.....	50
Abbildung 46: Stündliche Wärmemengen des Kollektorertrages, der Heiz- und Verdampfungswärme (Kälte) der AKM für den Zeitraum: 29.7.02-3.8.02	54
Abbildung 47: Temperaturen, Leistungen und Lösungsvolumenstrom der AKM bei Betriebsbeginn (Beheizung des Austreibers mit 80 °C).....	55
Abbildung 48: Hydraulisches Schema des CPC-Vakuümrohrenkollektors mit typischem Ort der Verstopfung.....	57
Abbildung 49: Wärmeverluste des Heißwasserspeichers ohne und mit Ausbildung eines Naturumlaufs im umgebenden Rohrsystem.....	59
Abbildung 50: Energiedichten der Wärmespeicherung mit Warmwasser- und Latentwärmespeichern (Paraffin; idealisiert) sowie Kollektorstufigenwirkungsgrad in Abhängigkeit der Temperatur.....	61
Abbildung 51: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Zyklenstabilität von RT 90	66
Abbildung 52: Ergebnis der Wärmeflussmessung von Rubitherm RT 90	68
Abbildung 53: T-Q-Diagramm für einen LWS mit idealem und realem PCM	69
Abbildung 54: Tagesgang charakteristischer Messdaten am 25.09.1999	69
Abbildung 55: Temperaturverlauf im LWS 1 ohne aktive Entladung.....	70
Abbildung 56: Temperaturen und Wärmeleistung des LWS 1 bei Entladung mit einer VL-Temperatur von 75 °C	71
Abbildung 57: Volumetrische Entladeleistungen des LWS 1 bei Entladung mit einer Vorlauftemperatur von 75 °C.....	72
Abbildung 58: Ergebnisse eines Entladeversuches des LWS 2	73
Abbildung 59: Verlauf der spezifischen Entladeleistung beim LWS 2 für verschiedene Massenströme des Wärmeträgerfluids und hohe Beladetemperatur.....	74
Abbildung 60: Verlauf der spezifischen Entladeleistung beim LWS 2 für verschiedene Massenströme des Wärmeträgerfluids und niedrige Beladetemperatur	74
Abbildung 61: Vergleich der spezifischen Entladeleistungen des LWS 2 und des LWS 1	75
Abbildung 62: Vergleich von Messung und Simulation für die Entladung des LWS 1	76
Abbildung 63: Vergleich von Messung und Simulation für die Entladung des LWS 2	77

Abbildung 64: Energiebilanz für einen Raumlufknoten	82
Abbildung 65: Darstellung des Wärmetransportes durch Wände als Finite-Differenzen- Methode und Methode der Übertragungsfunktionen.....	83
Abbildung 66: Programm- und Dateistruktur zur thermischen Gebäudesimulation in TRNSYS / PREBID	85
Abbildung 67: Klimakältebedarf der klimatisierten Zonen des Technologiezentrums Köthen – Einfluss der Verschattung.....	88
Abbildung 68: Klimakältebedarf der klimatisierten Zonen des Technologiezentrums Köthen – Abhängigkeit von der Raumlufttemperatur	88
Abbildung 69: Klimakältebedarf der klimatisierten Zonen des Technologiezentrums Köthen – Einfluss einer intensiven Nachtlüftung.....	89
Abbildung 70: Monatssummen des simulierten Klimakältebedarfs des Technologie- zentrums Köthen – Einfluss der Nachtlüftung	89
Abbildung 71: Die Ebenen der Einstrahlungswinkel an einem Vakuumröhrenkollektor.....	91
Abbildung 72: Einfallswinkelkorrekturfaktoren des VRK Paradigma CPC 21 für die longitudinale und transversale Einstrahlungsebene.....	91
Abbildung 73: Vergleich der mit dem Type 1 und Type 101 simulierten Kollektorerträge.....	92
Abbildung 74: Simulation des solaren Wärmeertrages mit den Types 1 bzw. 101 für die Anlage am TGZ Köthen mit Klimadaten vom 1.8.02 und einer Zeitschritt- weite von 0,1 h	93
Abbildung 75: Messwerte und Regressionsgleichungen zur Abbildung der NH ₃ /H ₂ O- AKM in der TRNSYS-Systemsimulation	98
Abbildung 76: Vergleich von simuliertem und gemessenem Kollektorkreisertrag am 30.7.2002	101
Abbildung 77: Simulierte und gemessene Temperaturen im Heißwasserspeicher am 30.7.2002	103
Abbildung 78: Vergleich von simulierter und gemessener Wärmeaufnahme des Austreibers der AKM am 30.7.2002.....	103
Abbildung 79: Vergleich von simulierter und gemessener Wärmeaufnahme des Verdampfers der AKM (Kälte) am 30.7.2002.....	104
Abbildung 80: Simulierte und gemessene Temperaturen im Heißwasserspeicher sowie Vorlauftemperatur zum Austreiber der AKM am 29.7.2002	104
Abbildung 81: Simulation des Klimakältebedarfs des Technologiezentrums Köthen sowie der solaren Kältebereitstellung für 2002	105
Abbildung 82: Simulierter Klimakältebedarf, solare Kältebereitstellung und Außentem- peratur für einen strahlungsreichen Sommertag – 30.07.2002.....	106
Abbildung 83: Temperaturverlauf mit solarer und ohne solare Kühlung	107
Abbildung 84: Simulierte Häufigkeitsverteilung des Mittelwertes der Raumtemperaturen der Zonen 5, 6, 9 und 10 mit solarer Kühlung sowie ohne Kühlung	107
Abbildung 85: Charakteristische Temperaturverläufe bei der Einbindung des Latent- wärmespeichers 1 – Simulation mit Klimadaten vom 18.06.2002.....	110
Abbildung 86: Charakteristische Temperaturverläufe bei der Einbindung des Latent- wärmespeichers 2 – Simulation mit Klimadaten vom 18.06.2002.....	110
Abbildung 87: Vergleich der solaren Wärmeerträge (Wärmeentnahme aus Speicher), die mit der am TGZ Köthen installierten Anlage an den Standorten Pots- dam und Murcia/Spanien erzielt werden	114

Abbildung 88: Vergleich des Klimakältebedarfs für die solar gekühlten Zonen des TGZ Köthen an den Standorten Potsdam und Murcia	114
Abbildung A 1: Zahnradpumpe 8200 M037/2800/140 – Fa. SCHERZINGER	130
Abbildung A 2: 11-stufige Kreispumpe CRN 2-110 – Fa. GRUNDFOS.....	130
Abbildung A 3: Typische Messergebnisse der AKM bei Betrieb mit verschiedenen Austreibertemperaturen und Lösungsvolumenströmen	131
Abbildung A 4: Messstellen in der Gesamtanlage zur solaren Klimakälteerzeugung	132
Abbildung A 5: Temperaturen und Leistungen der solaren Kälteerzeugung, Wärme- verhältnis der AKM sowie Strahlung auf die Kollektorebene für einen teilweise wolkigen Sommertag – 1.8.2002.....	133
Abbildung A 6: Typische Messkurve der Dynamischen Differenz Kalorimetrie für Rubitherm 90	134
Abbildung A 7: Skizze eines neu konstruierten Latentwärmespeichers.....	135
Abbildung A 8: Technologiezentrum Köthen – Aufteilung in thermische Zonen zur Gebäudesimulation.....	138

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anforderungen und Betriebsbedingungen einiger thermischer Verfahren zur solaren Kälteerzeugung bzw. Klimatisierung	15
Tabelle 2: Technische Daten eines Vakuumröhrenkollektorfeldes CPC 21 der Firma PARADIGMA.....	24
Tabelle 3: Eigenschaften der getesteten Pumpen.....	47
Tabelle 4: Randbedingungen und Ergebnisse der solaren Kälteerzeugung im Zeitraum 29.7.02 – 3.8.02.....	53
Tabelle 5: Vergleich der angezeigten Temperaturen eines (Labor-)Quecksilberstab- thermometers sowie der Temperaturfühler für den Vor- und Rücklauf des Kollektorkreises vor der Eichung bei einem Test in einem temperierten Ölbad ..	60
Tabelle 6: Einige Latentwärmespeichermaterialien: Umwandlungstemperaturen und - enthalpien	64
Tabelle 7: Schmelztemperatur von Rubitherm RT 90 in Abhängigkeit der Anzahl der Phasenwechsel.....	67
Tabelle 8: Ergebnisse der Versuche zur Entladeleistung des Latentwärmespeichers 2.....	73
Tabelle 9: Ergebnisse der Simulation verschiedener Konfigurationen der Solarthermie anlage	108
Tabelle 10: Ergebnisse der Simulation einer solaren Kälteerzeugung mit Flachkollektoren und verschiedenen Varianten der Wärmespeicherung für einen Tag.....	111
Tabelle A 1: Für die Modellierung der Latentwärmespeicher LWS 1 und LWS 2 in TRNSYS mittels Type 60 verwendete Parameter	136

Anhang



Abbildung A 1: Zahnradpumpe
8200 M037/2800/140 –
Fa. SCHERZINGER
Maße: \varnothing Motor: 14 cm
 \varnothing Pumpenkörper: 5 cm
Gesamtlänge: 35 cm



Abbildung A 2: 11-stufige Kreiselpumpe
CRN 2-110 – Fa. GRUNDFOS
Maße: Grundfläche: 15 x 21 cm
 \varnothing Pumpenkörper: 14 cm
Gesamthöhe: 61,5 cm

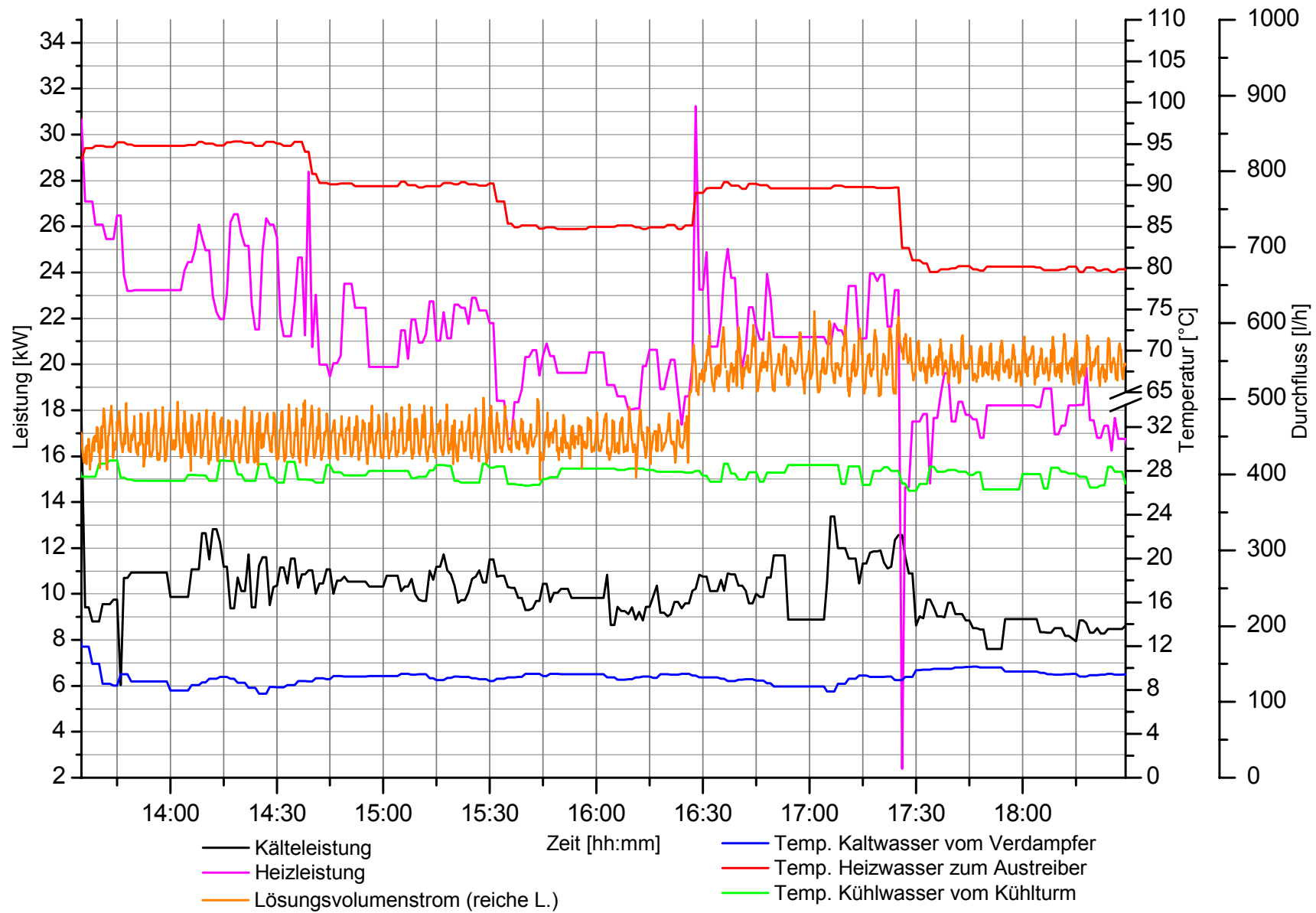


Abbildung A 3: Typische Messergebnisse der AKM bei Betrieb mit verschiedenen Austreibertemperaturen und Lösungsvolumenströmen

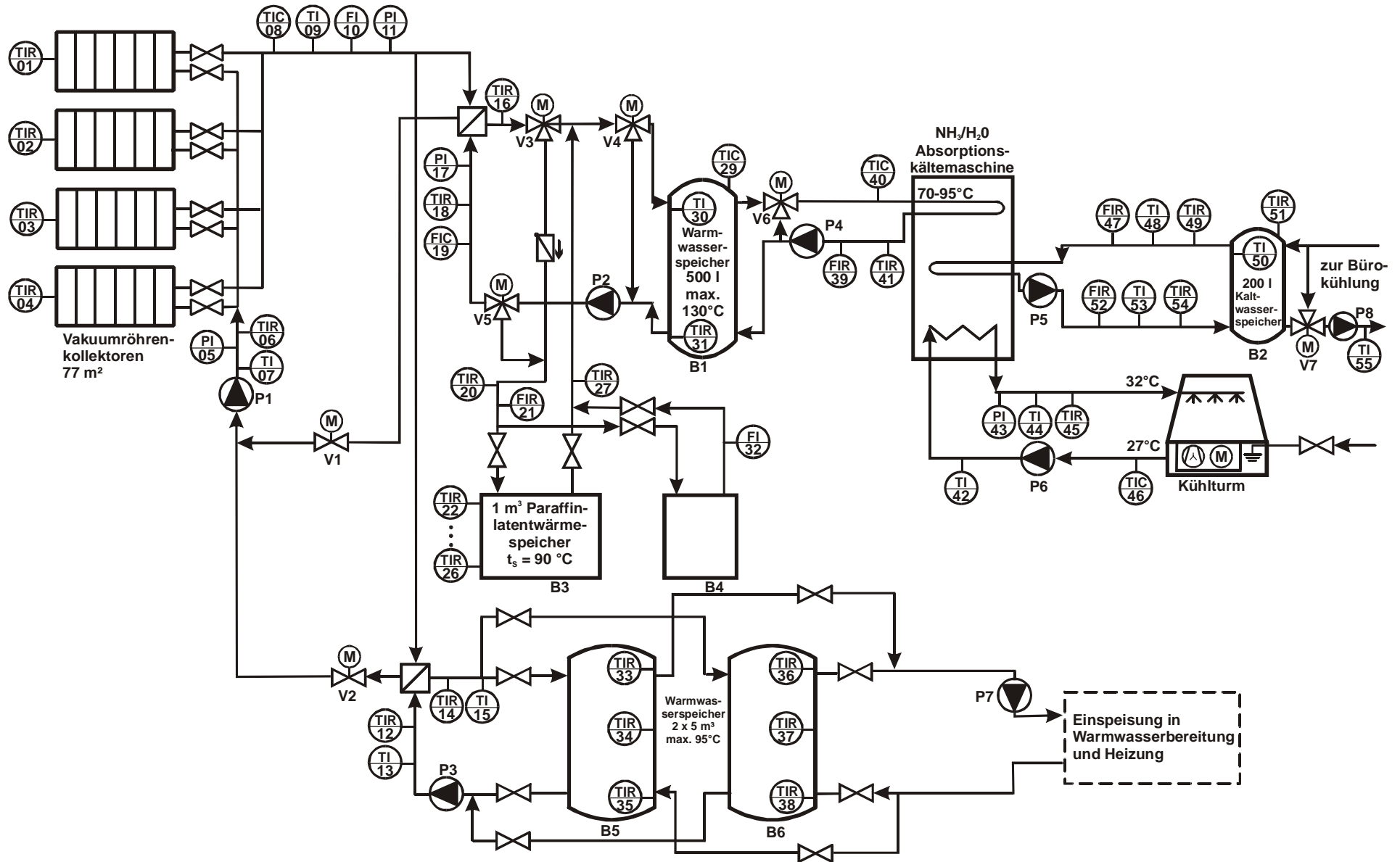


Abbildung A 4: Messstellen in der Gesamtanlage zur solaren Klimakälteerzeugung

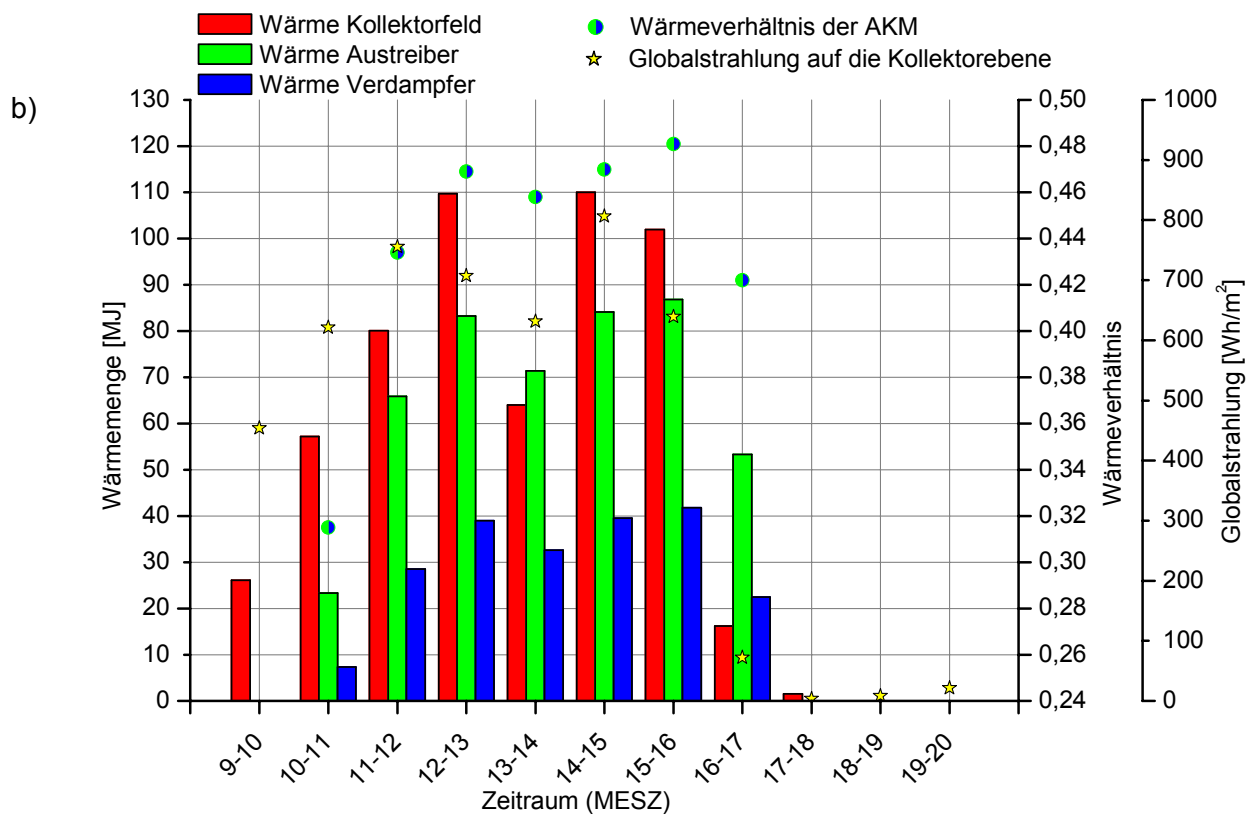
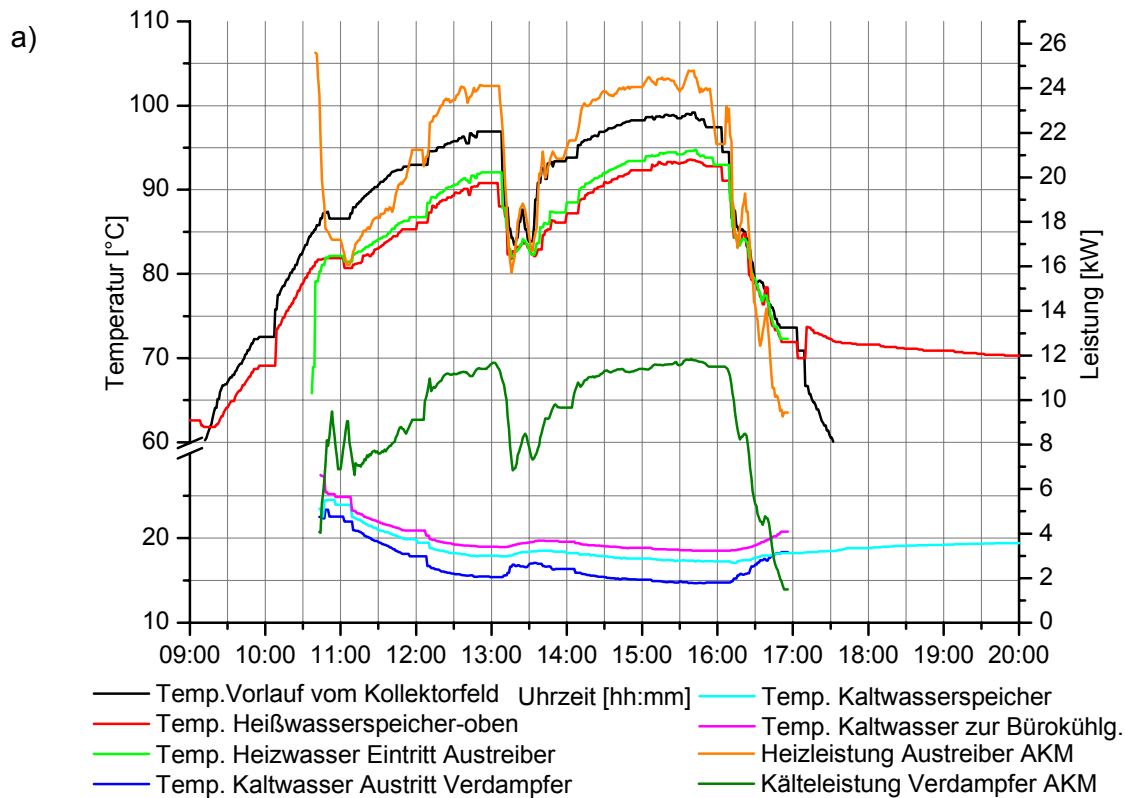


Abbildung A 5: Temperaturen und Leistungen der solaren Kälteerzeugung, Wärmeverhältnis der AKM sowie Strahlung auf die Kollektorebene für einen teilweise wolkenigen Sommertag – 1.8.2002 (Zeiten: MESZ)

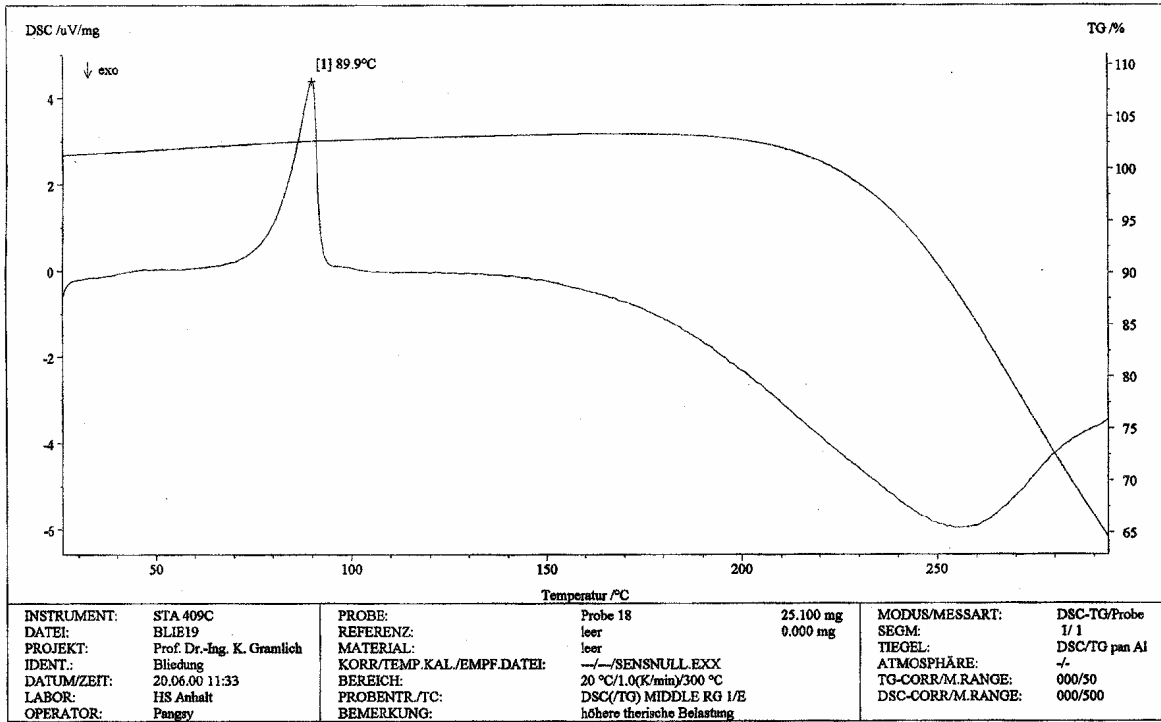


Abbildung A 6: Typische Messkurve der Dynamischen Differenz Kalorimetrie für Rubitherm 90

Maßstab: 1:10

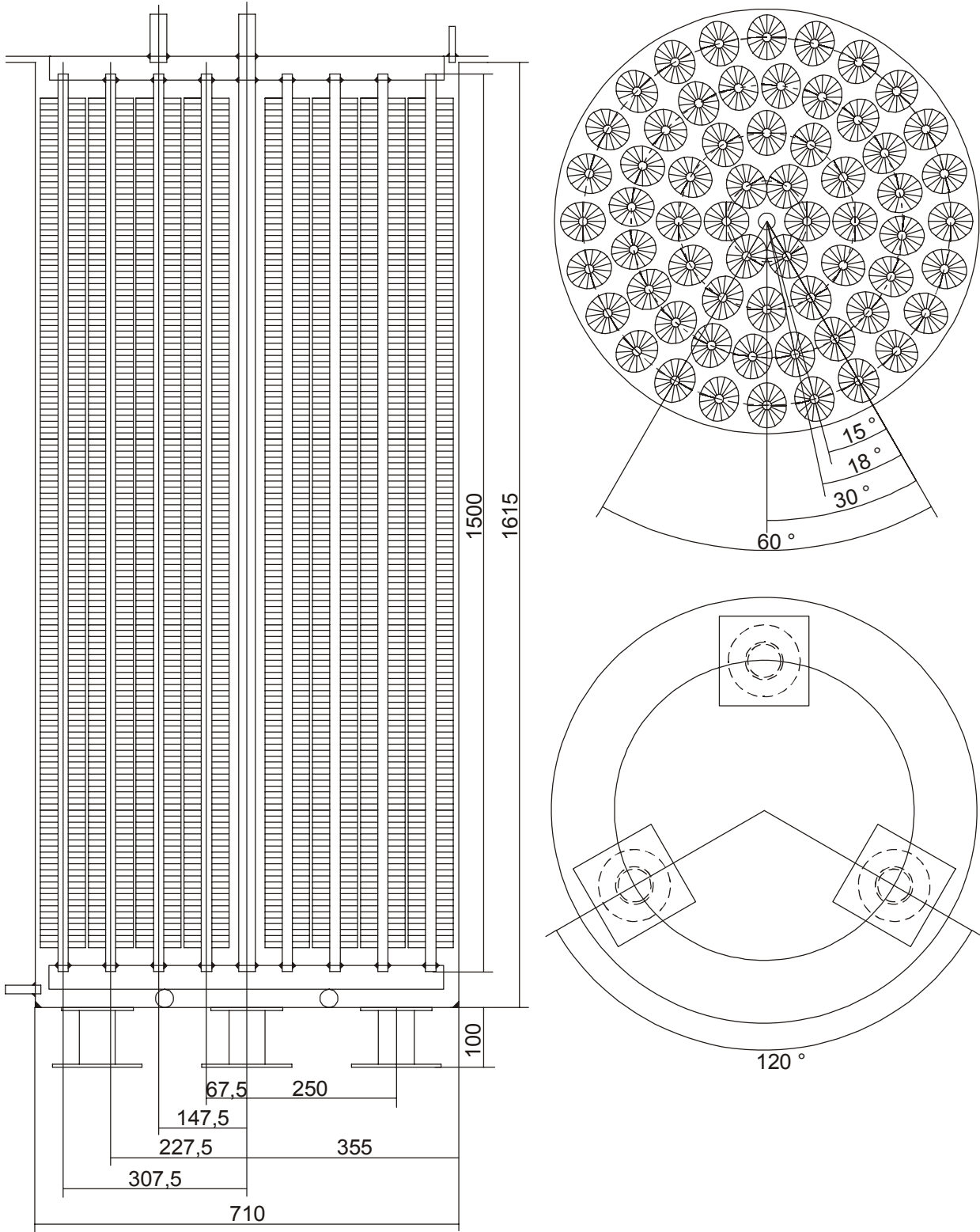


Abbildung A 7: Skizze eines neu konstruierten Latentwärmespeichers

Tabelle A 1: Für die Modellierung der Latentwärmespeicher LWS 1 und LWS 2 in TRNSYS mittels Type 60 verwendete Parameter

Parameter No.	Parameter	Description	LWS 1	LWS 2
1	Mode:	Inlet position 1 = automatic temperature seeking 2 = fixed at location specified	2	2
2	V_{tank}	tank volume [m ³]	1,08	0,105
3	H_{tank}	tank height [m]	1	0,68
4	per	tank perimeter <value> = uniform cross-section tank -1 = automatic cylindrical vertical tank -2 = automatic cylindrical horizontal tank	-1	-1
5	$H_{1\text{in}}$	Height of flow inlet 1 [m] <value> = normal -1 = non-existent	1	0,68
6	$H_{1\text{out}}$	Height of flow outlet 1 [m] <value> = normal -1 = non-existent	0	0
7	$H_{2\text{in}}$	Height of flow inlet 2 [m] <value> = normal -1 = non-existent	-1	-1
8	$H_{2\text{out}}$	Height of flow outlet 2 [m] <value> = normal -1 = non-existent	-1	-1
9	c_p	Fluid specific heat [kJ/kg/K]	20	20
10	ρ	Fluid density [kg/m ³]	770	770
11	U_{tank}	Overall tank loss coefficient per unit area [kJ/hr/m ² /K]	3,5	3,5
12	k	tank fluid thermal conductivity [kJ/hr/m/K]	2,16	2,16
13	Δk	de-stratification conductivity [kJ/hr/m/K]	0	0
14	T_{boil}	tank boiling temperature [°C]	130	130
15	AuxMode	Auxiliary heater mode 1 = master / slave relationship 2 = both heaters may be on simultaneously	2	2
16	H_{aux1}	height of auxiliary heater 1 in tank [m]	0,8	0,4
17	H_{stat1}	height of thermostat for auxiliary heater 1 [m]	1	0,4
18	T_{set1}	set point temperature for first auxiliary heater [°C]	55	55
19	ΔT_{db1}	first auxiliary heater temperature deadband [K]	5	5
20	Q_{aux1}	maximum heating rate of first auxiliary heater [kJ/hr]	0	0
21	H_{aux2}	height of auxiliary heater 2 in tank [m]	1	0,2
22	H_{stat2}	height of thermostat for auxiliary heater 2 [m]	1	0,2
23	T_{set2}	set point temperature for second auxiliary heater [°C]	55	55
24	ΔT_{db2}	second auxiliary heater temperature deadband [K]	5	5
25	Q_{aux2}	maximum heating rate of second auxiliary heater [kJ/hr]	0	0
26	UA_{flue}	Overall conductance loss coefficient of flue [kJ/hr/K]	0	0
27	T_{flue}	flue temperature [°C]	20	20
28	Crit Fraction	# of divisions of time step ($1 \leq \text{Crit Fraction} \leq 1000$)	10	10

Parameter No.	Parameter	Description	LWS 1	LWS 2
29	GasAux-Mode	gas auxiliary heat mode 0 = both heaters are electric 1 = heater #2 is gas	0	0
30	hxMode	number of internal heat exchangers ($0 \leq \text{hxMode} \leq 3$)	2	2
31	HMode	user-specified node height mode 0 = tank is divided into N equal segments 1 = user must specify each node's height	0	0
32	UMode	Additional U_{loss} for a particular node 0 = U_{node} is the same U_{tank} 1 = user must specify additional loss coefficient ΔU for each mode	0	0
33/45	HX fluid	fluid used inside heat exchanger 1 = water 2 = propylene glycol / water mixture 3 = ethylene glycol / water mixture	1	1
34/46	gly	fraction of glycol in heat exchanger fluid 0 < gly < 1 propylene glycol mixtures .55 < gly < .85 ethylene glycol mixtures (ignored if HX fluid = 1)	0	0
35/47	d_i	heat exchanger tube inside diameter [m]	0,013	0,013
36/48	d_o	heat exchanger tube outside diameter [m]	0,015	0,015
37/49	d_f	heat exchanger fin diameter ($d_f = d_o$ for a smooth tube heat exchanger) [m]	0,05	0,07
38/50	A_o	total outside surface area of heat exchanger [m^2]	24,5	10,07
39/51	fpm	fins per meter (ignored for smooth tubes) [fins/m]	103	100
40/52	L	heat exchanger length [m]	106	24,3
41/53	k_{wall}	heat exchanger wall conductivity (includes contact resistance) [kJ/hr/m/K]	1,0	2,0
42/54	k_{matl}	heat exchanger material conductivity [kJ/hr/m/K]	1400	1400
43/55	$H_{\text{hx,in}}$	height of heat exchanger inlet [m]	0	0
44/56	$H_{\text{hx,out}}$	height of heat exchanger outlet [m]	1	0,68

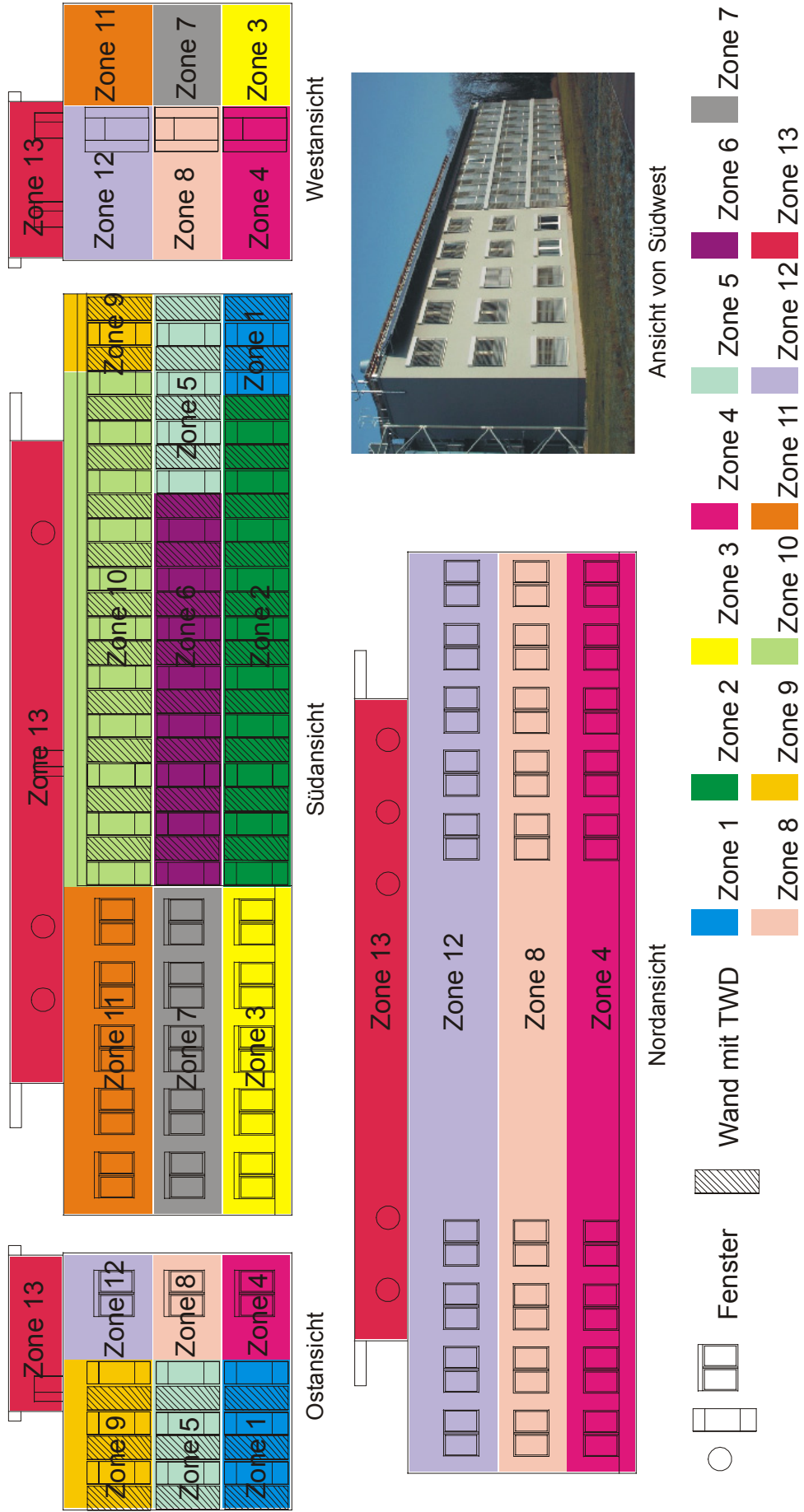


Abbildung A 8: Technologiezentrum Koethen – Aufteilung in thermische Zonen zur Gebäudesimulation

Lebenslauf

Name: Mathias Safarik
Geburtsdatum: 9. Dezember 1974
Geburtsort: Köthen / Anhalt
Familienstand: ledig

Schulbildung

1981 – 1990 Polytechnische Oberschule in Dessau
1990 – 1991 Oberschule mit Leistungsklassen Dessau
1991 – 1993 Walter-Gropius-Gymnasium Dessau, Abitur

Zivildienst

1993 – 1994 Lebenshilfe e.V. - Werkstatt für Behinderte in Köthen,

Studium

1994 – 1999 Hochschule Anhalt (FH) Köthen,
Studiengang: Verfahrens- und Umwelttechnik
März 1999 Studienabschluss / Diplom
Mai 1999 Immatrikulation als Doktorand an der Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Nov. 1999 – Feb. 2000 Prüfungen in den Fächern Kältetechnik, Physikalische Chemie und Reaktionstechnik an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Auslandssemester

Aug. 1996 – Jan. 1997 Praxissemester an der Technischen Universität Perm / Rußland
Jan. 1998 – Jun. 1998 Studium an der Southern Polytechnic State University Marietta, Georgia / USA

Berufstätigkeit

Sep. 1999 – Feb. 2001 Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Hochschule Anhalt (AiF-Projekt)
März 2001 – Sep. 2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Lebensmitteltechnik und Qualitätssicherung/Aninstitut an der Hochschule Anhalt
seit Okt. 2002 Ingenieur für Kälte- und Tieftemperaturtechnik am Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden gGmbH