

Entwicklung einer Diffusions-Absorptionskältemaschine kleiner Leistung (2.5kW)

Dipl.-Ing.(FH) Uli Jakob, Dipl.-Ing. Dietrich Schneider, Prof. Dr. Ursula Eicker

Fachhochschule Stuttgart - Hochschule für Technik, Fachbereich
Bauingenieurwesen, Bauphysik und Wirtschaft, Schellingstrasse 24,
D-70174 Stuttgart, Tel.: +49/(0)711/121-2889, Fax: +49/(0)711/121-2698
e-mail: uli.jakob@hft-stuttgart.de, Internet: <http://www.fht-stuttgart.de>

1. Einleitung

Thermisch angetriebene Diffusions-Absorptionskältemaschinen (DAKM) auf Ammoniak-Wasserbasis ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) mit druckausgleichendem Hilfsgaskreislauf (Helium oder Wasserstoff) werden derzeit nur im kleinsten Leistungsbereich bis 100W kommerziell eingesetzt, wobei die vorrangigen Einsatzkriterien absolute Geräuschfreiheit (Hotelkühlschränke) und Autonomie der Energieversorgung (Campinggaskühlschränke) sind. Die seit den 20er Jahren des 20. Jahrhunderts bekannte Diffusions-Absorptionstechnik der beiden schwedischen Ingenieure von Platen und Munters basiert auf dem Druckausgleich zwischen der Hoch- und Niederdruckseite mittels eines inerten Hilfsgases [1,2]. Eine weitere Besonderheit dieser Art von Absorptionskältemaschine ist die Verwendung einer thermisch betriebenen Gasblasenpumpe zum Umtrieb des Lösungskreislaufes im Gegensatz zu der herkömmlich eingesetzten und mit vielerlei Problemen behafteten mechanischen Lösungsmittelpumpe. Diese Kältemaschinen weisen bei einer einfachen mechanischen Konstruktion, keine herkömmlichen Hochleistungspumpen und Drosseln, sehr geringe Leistungszahlen und dementsprechend hohen Energieverbrauch auf.

Die herkömmlichen gas oder elektrisch betriebenen Diffusions-Absorptions-Kühlschränke (DAK) mit ihrem direkt beheizten Austreiber/Gasblasenpumpe wurden in zahlreichen Forschungsarbeiten für die Einsatzbereiche Kältetechnik sowie teilweise auch Klimatechnik theoretisch und experimentell untersucht [3]~[13]. Diese direkt betriebenen DAK's sind seit 1928 erhältlich und werden unter anderem von der Fa. Dometic AB, Schweden (vormals Electrolux AB) hergestellt. Die Kälteleistung dieser DAK's liegt zwischen 40W und 200W.

Vor einigen Jahren wurden diese DAK's für den Einsatz als Wärmepumpen (DAWP) modifiziert und dabei technisch verbessert. Die erreichten Leistungszahlen liegen für die DAWP zwischen 1.2 und 1.35 bei Heizleistungen von 80W bis 205W und entsprechenden Kälteleistungen von 25W bis 51W [14]~[17]. Eine andere Forschungsgruppe [18,19] entwickelte eine direkt gasbefeuerte DAWP mit einer Heizleistung zwischen 3.0 und 3.5kW bei Heiztemperaturen von 150°C und Verdampfertemperaturen von -15°C bis zu +5°C. Die erreichten Leistungszahlen liegen zwischen 1.4 und 1.5. Die industrielle Umsetzung dieser direkt beheizten, gasbetriebenen DAWP in ein marktnahes Aggregat wurde von der Firma Buderus Heiztechnik GmbH Wetzlar in Kombination mit einem Brennwertgerät verwirklicht [20] und soll nun nach mehrmaliger Verschiebung der Markteinführung bald über den Fachhandel erhältlich sein.

Bis heute wurden einige Prototypen von kommerziellen Absorptionskühlschränken mit indirekten solar beheizten Austreibern und Wasserstoff als Inertgas experimentell und theoretisch untersucht. In diesen Arbeiten wurden teilweise COP's (Coefficient of Performance) von 0.1 bis 0.3 und Kälteleistungen von 16W bis 62W bei Heiztemperaturen von 160°C bis 230°C und Verdampfertemperaturen von -6°C bis -18°C erreicht [21]~[24].

Eine Forschungsgruppe [25] verwendet eine modifizierte DAWP von der Firma Buderus mit Helium als Hilfgas, indem sie anstelle des direkt gasbefeueren Austreibers diesen durch einen indirekt beheizten ersetzt hat. Die Kälteleistung soll ungefähr 1.2kW betragen und der COP 0.5, bei Heiztemperaturen von 190°C und Verdampfertemperaturen von -4°C.

Eine Neuentwicklung genannt 3AC (=Advanced Ammonia Absorption Cooling) wurde von der österreichischen Firma Solarfrost International entwickelt und gebaut [26]. Um niedrigere Heiztemperaturen (70-80°C) für die Beheizung mit Flachkollektoren zu erreichen, wurde der herkömmliche Diffusions-Absorptionskühlschrank um ein zusätzliches Bypass-System erweitert, dabei wird das Ammoniak reiche Hilfgas Wasserstoff vom Gaswärmetauscher zur weitestgehenden Entgasung über die heiße vom Austreiber zum Absorber strömende arme Ammoniak-Wasser Lösung geführt. Verschiedene Prototypen mit 400W und 100W wurden gebaut und Verdampfertemperaturen von +4°C bis -30°C bei COP's größer 0.3 erreicht. Ein weiterer Prototyp einer DAKM mit 2kW Kälteleistung wurde in Kooperation mit der österreichischen Firma S.O.L.I.D. gebaut [27].

Da bislang keine Kältemaschinen im kleinen Kälteleistungsbereich (1kW bis 10kW) marktverfügbar waren und sind, wurden an der HfT Stuttgart seit 1998 im Rahmen eines BMBF geförderten Projekts, eines europäischen JOULE-CRAFT-Forschungsprojektes und durch Eigenfinanzierung Vorarbeiten für die Komponentenentwicklung der DAKM sowie die Entwicklung und Bau zweier einstufiger, solar beheizter DAKM Prototypen mit dem Arbeitsstoffpaar NH₃-H₂O und Helium als Hilfgas mit einer projektierten Kälteleistung von 2.5kW durchgeführt [28]~[32].

2. Funktionsweise und Auslegung

Im Gegensatz zu gas- oder elektrisch betriebenen Kleinkältemaschinen mit Diffusions-Absorptionstechnik kommt hier erstmalig ein indirekt beheizter Austreiber zum Einsatz, der gleichzeitig die Funktion der Lösungsmittelpumpe und des thermischen Verdichters übernimmt. Die DAKM besteht in ihren Hauptbestandteilen aus Austreiber, Dephlegmator, Kondensator, Verdampfer und Absorber (Abb. 1). Hinzu kommen ein Lösungswärmetauscher (LWT) im Lösungskreislauf und ein Gaswärmetauscher im Hilfgaskreislauf. Das verwendete Arbeitsstoffpaar ist eine Ammoniak-Wasser-Mischung, dabei ist Ammoniak das Kältemittel und Wasser das Lösungsmittel.

Das Ammoniak wird im Austreiber bei hohen Temperaturen aus der kältemittelreichen Lösung ausgetrieben und somit ein hoher Kältemitteldampfdruck erzeugt, der für die Verflüssigung des Kältemittels im Kondensator ausreicht. Dabei wird das druckausgleichende Hilfgas Helium in den Verdampfer und den Absorber verdrängt. Damit mit dem aufsteigenden Ammoniakdampf nicht gleichzeitig Wasserdampf in den Kondensator gelangt wird im Dephlegmator der Wasserdampf

auskondensiert. Das geschieht zum Beispiel an einem einfachen wassergekühlten Doppelrohr.

Der zum Kondensator strömende Ammoniakdampf verflüssigt sich bei einer mittleren Kondensatortemperatur von 45 Grad Celsius und einem dadurch gegebenen Gesamtdruck von 18,5 bar. Um diese Temperatur erreichen und halten zu können, ist der Kondensator wassergekühlt. Nach dem Kondensator tritt das verflüssigte Ammoniak in den Verdampfer ein. Durch die Wärmezufuhr aus dem Kältekreislauf verdampft das Kältemittel dort bei einer Verdampfertemperatur von fünf Grad Celsius und einem niedrigem Partialdruck des Ammoniaks von 4,9 bar. Der Druckausgleich zwischen Hoch- und Niederdruckbereich wird durch das indifferente Hilfsgas, Helium oder Wasserstoff, realisiert.

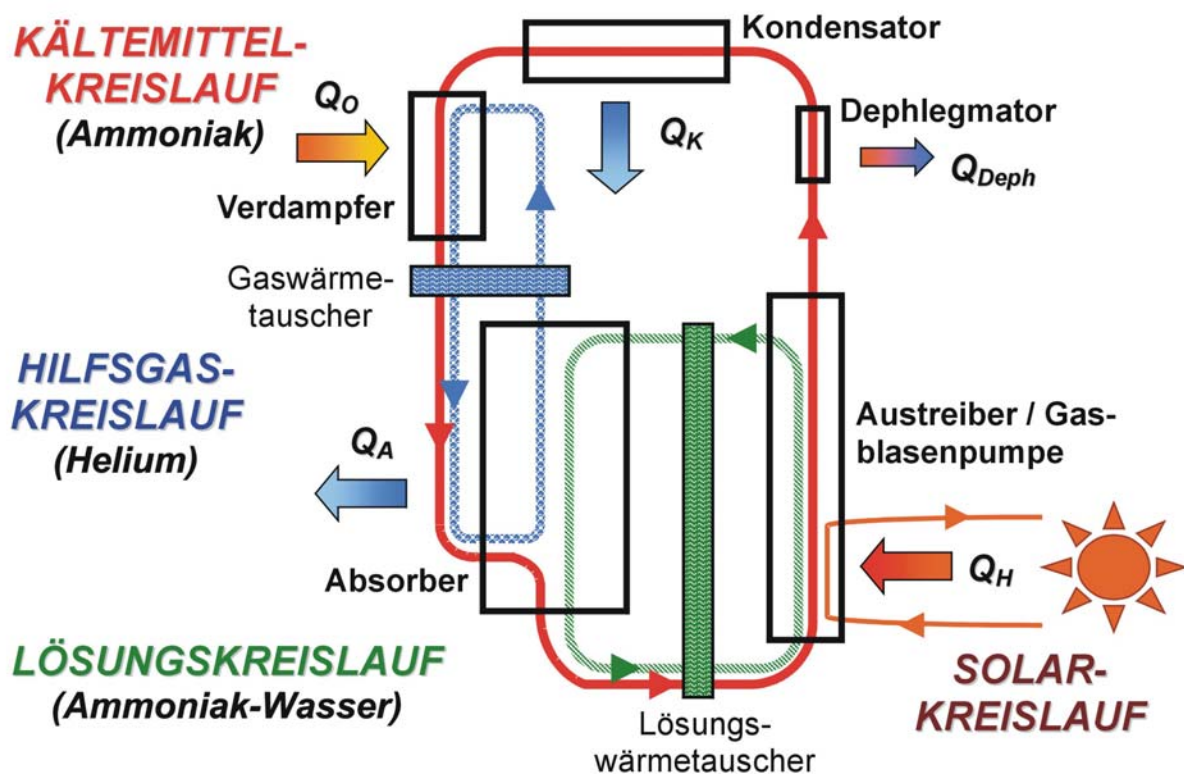


Abb. 1: Prozessschaubild der solar betriebenen DAKM.

Der Umlauf des Ammoniak-Hilfsgasgemisches zwischen dem Verdampfer und dem Absorber entsteht dadurch, dass im Verdampfer das spezifisch schwerere kalte Ammoniakgas in das Helium eindiffundiert und damit schwerer als reines Helium wird. Über einen Gas-Wärmetauscher sinkt es im Gegenstrom zum aufsteigenden ammoniakarmen Helium in den unteren Teil des tiefer liegenden Absorbers herab. Die im Absorber befindliche arme Lösung absorbiert die Ammoniakdämpfe aus der eintretenden Gasmischung, wodurch letztere wieder leichter wird. Das dabei erwärmte ammoniakarme Hilfsgas sammelt sich am oberen Ende des Absorbers und steigt durch den Gaswärmetauscher zum Verdampfereingang auf. Das warme arme Hilfsgas wird im Gegenstrom von dem kalten ammoniakreichen Gas gekühlt, um nicht durch seine Wärme die Kühlwirkung des Verdampfers zu vermindern. Infolge des Gewichtsunterschiedes zwischen dem angereicherten und dem ausgewaschenen Gas entsteht ein Umlauf zum Verdampfer und von dort wieder

zurück zum Absorber. Ein Kühlwasserkreislauf führt vom Absorber ständig Wärme ab und hält so den Gasumlauf und die Absorption aufrecht.

Die im Absorber entstandene reiche und relativ kalte Lösung wird anschließend in einem Lösungswärmetauscher im Gegenstrom durch die vom Austreiber abfließende arme heiße Lösung vorgewärmt. Die arme Lösung kühlt sich dadurch ab und fließt aufgrund der Höhenunterschieds vom Austreiber selbsttätig in den Absorber. Im Austreiber sorgt eine solare Beheizung für den nötigen Flüssigkeitsumlauf. Durch die zugeführte Solarwärme bilden sich Dampfblasen an Keimzellen in den Steigleitungen der reichen Lösung. Durch die Dampfblasen wird Lösung in den Steigleitungen hochgepumpt und anschließend in den Absorber geleitet. Der Prozess arbeitet ohne mechanische Pumpe im Lösungskreislauf und ohne Drosselglieder im Gas- sowie im Lösungskreislauf. Eine kontinuierliche arbeitende DAKM mit überall gleichem Gesamtdruck, lässt sich damit ohne jegliche beweglichen Teile.

Die beiden Prototypen der einstufigen solar betriebenen DAKM wurden für den Einsatzbereich der Raumklimatisierung ausgelegt. Die Tabelle 1 fasst die technischen Anlagen- und Auslegungsdaten der entwickelten Prototypen zusammen.

Tabelle 1: Anlagen- und Auslegungsdaten DAKM Nr.1 und Nr.2

		DAKM Nr.1	DAKM Nr.2
Abmessungen	B x T x H	1,5 x 1,5 x 3,7m	0,8 x 0,8 x 2,4m
Gewicht		800kg	290kg Platten-LWT 240kg Koaxial-LWT
COP		0.48	
Austreiber	Heizleistung Q_H	5.2kW	
	Heizwasser ein/aus	130/120°C	
	Förderhöhe Gasblasenpumpe h	1,03 m	0,54 m
Dephlegmator	Kühlleistung Q_{Deph}	0.9kW	
	Kühlwasser ein/aus	30/35°C	
Kondensator	Kühlleistung Q_K	2.8kW	
	Kühlwasser ein/aus	35/37°C	
Verdampfer	Kälteleistung Q_O	2.5kW	
	Kaltwasser ein/aus	7/5°C	
Absorber	Kühlleistung Q_A	4.0kW	
	Kühlwasser ein/aus	30/35°C	

3. Prototypenentwicklung

3.1 Erster Prototyp der DAKM

Die Entwicklung des ersten Prototyps der einstufigen solar betriebenen DAKM wurde im Oktober 2000 an der HfT Stuttgart realisiert und dann im November 2000 in Betrieb genommen. Für den projektierten und umgesetzten Leistungsbereich der Kältemaschine von 2.5kW mussten dafür neue Austreiber mit indirekter Beheizung, leistungsfähige Dampfblasenpumpen sowie neue Wärmetauschergeometrien entwickelt werden. Der erste Prototyp wurde nach zwei Jahren detaillierter Untersuchungen im März 2002 abgebaut.

3.1.1 Standardkomponenten

Die Standardkomponenten Kondensator, Rieselfilm-Verdampfer, Gaswärmetauscher, Rieselfilm-Absorber und Lösungswärmetauscher (LWT) wurden als vertikale oder horizontale Rohrbündelwärmetauscher konstruiert und ausgeführt (Abb. 2). Der Kondensator und der Absorber waren wassergekühlt. Für den Kältekreislauf des Verdampfers wurde eine Kühlsole verwendet.

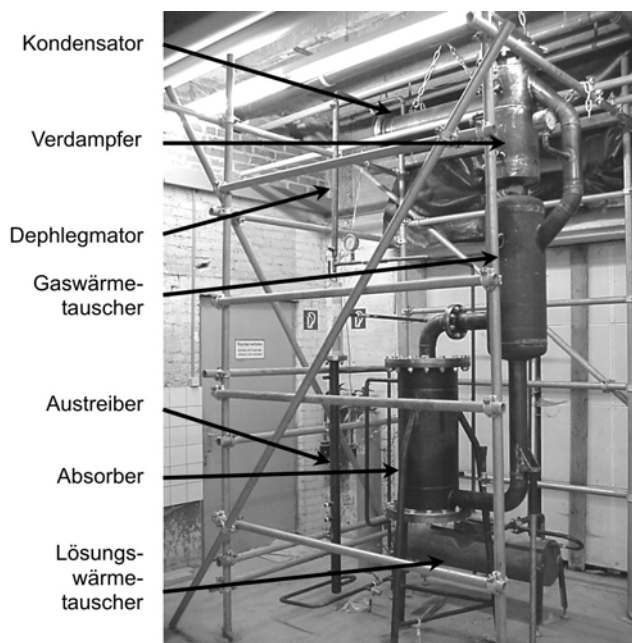


Abb. 2: Erster Prototyp der DAKM

3.1.2 Neuentwickelte Komponente

Als Neuentwicklung wurden drei verschiedene Austreiberprototypen entwickelt und gebaut. Die komplexen thermodynamischen Prozessvorgänge (z.B. die Gasblasenbildung in den Steigrohren) verlangen bei indirekt beheizten Austreibern geeignete konstruktive Maßnahmen, um im Bereich der Beheizung bei niedrigen Wärmestromdichten und möglichst niedrigen Beheizungstemperaturen durch ein Solarkollektorfeld eine Verbesserung der Wärmeübergänge zu erreichen.

Der Austreiber Prototyp Nr. 1 führte das ausgetriebene Ammoniakgas vom Austreiberkopf durch die Mitte des Austreibers, entweder direkt oder über einen 3-fach LWT zum Kondensator. Durch Probleme bei der Werkstoffwahl und der komplexen schweißtechnischen Aufgabenstellung neigte dieser Austreiber zu

Undichtigkeiten. Daher wurde die Weiterentwicklung dieser Austreibervariante eingestellt. Ein zweiter neuer Prototyp des Austreibers wurde daraufhin mit kleineren Abmessungen entwickelt und gebaut. Der Ammoniakdampf wurde nun direkt aus dem Austreiberkopf herausgeführt und gelangt nun direkt zum Kondensator. Mit dem Austreiberprototyp Nr. 2 sind erste Erfahrungen bezüglich der Funktionsfähigkeit und Leistungsfähigkeit des konstruierten Austreibers in einem Laborteststand an der HfT Stuttgart mit einer Methanol-Lösung und einem Methanol-Wasser Gemisch gemacht worden [29]. Ein dritter Austreiber wurde zusätzlich entwickelt und gebaut, um eine Verbesserung der Wärmeübergänge im Bereich der solaren Beheizung durch geeignete konstruktive Maßnahmen zu erlangen. Der Austreiberprototyp Nr. 3 mit 1,6m Höhe und 19 Steigrohren (\varnothing 8mm x 1,5mm) wurde in die DAKM Nr.1 (Abb. 2) eingebaut.

Die konstruktiven Lösungen für die Austreiber waren schwierig, da die erforderliche hohe Druckbeständigkeit bei Betriebsbedingungen von 18,5 bar und die bauartbedingten Anforderungen an die Gasblasenpumpe zu Undichtigkeiten beim Prototypenbau führten. Schließlich konnten jedoch zwei funktionierende Prototypen in den Werkstätten der HfT Stuttgart gefertigt werden, die eine indirekte Beheizung durch solar thermische Vakuumkollektoren ermöglichten.

3.2 Zweiter Prototyp der DAKM

Ein zweiter, optimierter Prototyp der DAKM wurde basierend auf den Erfahrungen mit dem ersten Prototypen und den daraus resultierenden Ergebnissen zwischen Juni 2002 und Frühjahr 2003 in den Werkstätten der HfT Stuttgart aufgebaut und fertig gestellt. Nach einer Reihe von Sicherheits- und Drucktests im Juli 2003 wurde dieser dann befüllt und angefahren. Zur gleichen Zeit wurde der Anschluss an die bestehende 19m² große CPC-Vakuumröhrenkollektoranlage der HfT Stuttgart verwirklicht, so dass anstatt dem bisherigen Flüssigkeitsbeheizungsgerät ein direktes Betreiben der DAKM mittels der Kollektoranlage möglich wurde.

Für den projektierten und umgesetzten Leistungsbereich der zweiten Kältemaschine von 2.5kW wurde dafür eine weitere konstruktiv verbesserte Gasblasenpumpe/Austreiber mit indirekter Beheizung entwickelt und der Hilfgaskreislauf ebenfalls konstruktiv überarbeitet. Durch die durchgeführten Maßnahmen konnte eine Gewichtsreduzierung von 800kg auf 290kg erzielt und eine Höhenreduzierung von 3,70m auf derzeit 2,40m erreicht werden, die auch für ein späteres marktfähiges Aggregat von großer Bedeutung sind.

3.2.1 Standardkomponenten

Die Standardkomponenten Kondensator und LWT wurden beim zweiten Prototyp als kommerziell verfügbare, nickelgelötete Plattenwärmetauscher ausgeführt, da die Wärmeübertragung in den bisherigen horizontalen Rohrbündelwärmetauschern zwischen reicher und armer Lösung im LWT und zwischen dem zu kondensierende Kältemittel und der Kühlflüssigkeit im Kondensator unzureichend war. Da mit dem Platten-LWT aber ungenügende Rückwärmzahlen erzielt wurden, wurde dieser im März 2004 durch einen Edelstahl koaxial-LWT ersetzt, was zusätzlich zu einer Gewichtsreduzierung von 50kg auf 240kg führte (Abb. 3). Die Komponenten des Hilfgaskreislaufes Rieselfilm-Verdampfer, Gaswärmetauscher, und Rieselfilm-Absorber wurden beim zweiten Prototypen als vertikale kompakt

Rohrbündelwärmetauscher konstruiert und ausgeführt (Abb. 3). Der Kondensator und der Absorber sind wassergekühlt. Für den Kältekreislauf des Verdampfers wird wieder eine Kühlsole verwendet. Im zweiten Prototyp wurde das Reservoir für die Ammoniak-Wasser Lösung unterhalb des Absorbers integriert.

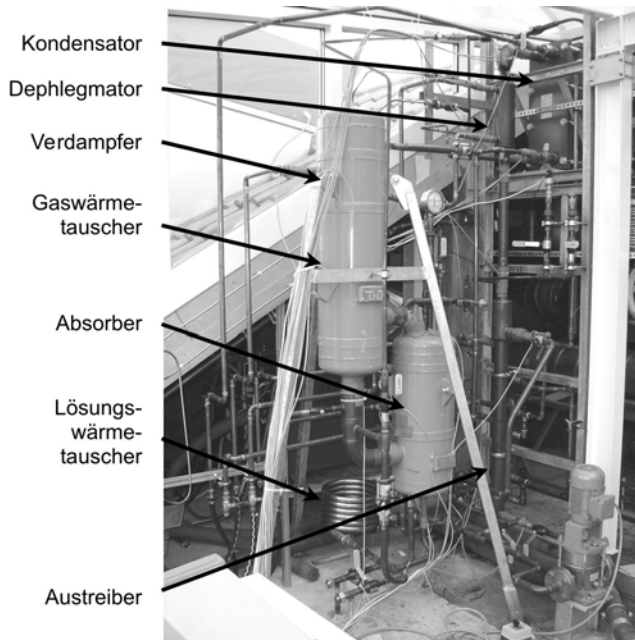


Abb. 3: Zweiter Prototyp der DAKM

3.2.2 Neuentwickelte Komponente

Als Neuentwicklung ist ein weiterer Austreiber entwickelt und gebaut worden. Die Förderhöhe der Gasblasenpumpe konnte aufgrund der geringeren Bauhöhe der DAKM Nr.2 von 1,03m auf 0,54m reduziert werden. Dies führt bei gleichgroßer Wärmeübertragungsfläche zu einer höheren Leistungsfähigkeit der Gasblasenpumpe, was sich durch eine Reduzierung der Antriebstemperaturen bemerkbar macht. Der Austreiberprototyp Nr.5 mit 1,1m Höhe und 19 Steigrohren (\varnothing 8mm x 1,5mm) ist im ausgeführten zweiten Prototyp der DAKM (Abb. 3) eingebaut.

4. Ergebnisse des ersten Prototyps

4.1 Messergebnisse

Die komplette Anlage des ersten Prototyps der DAKM wurde von November 2000 bis März 2002 im Labor der HfT Stuttgart mit einer indirekten Flüssigkeitsbeheizung betrieben und getestet. Es wurden umfangreiche Messungen mit der DAKM Nr.1 bei Austreibereingangstemperaturen von 150°C bis 180°C und damit erreichten Verdampfertemperaturen von 0°C bis 25°C (Abb. 4) durchgeführt [28]. Die Messungen wurden mit und ohne Dephlegmator betrieben. Problematisch waren in den ersten Testläufen noch Instabilitäten im Druck- und Temperaturniveau (Abb. 4), die durch Optimierung der Stoffkreisläufe reduziert wurden.

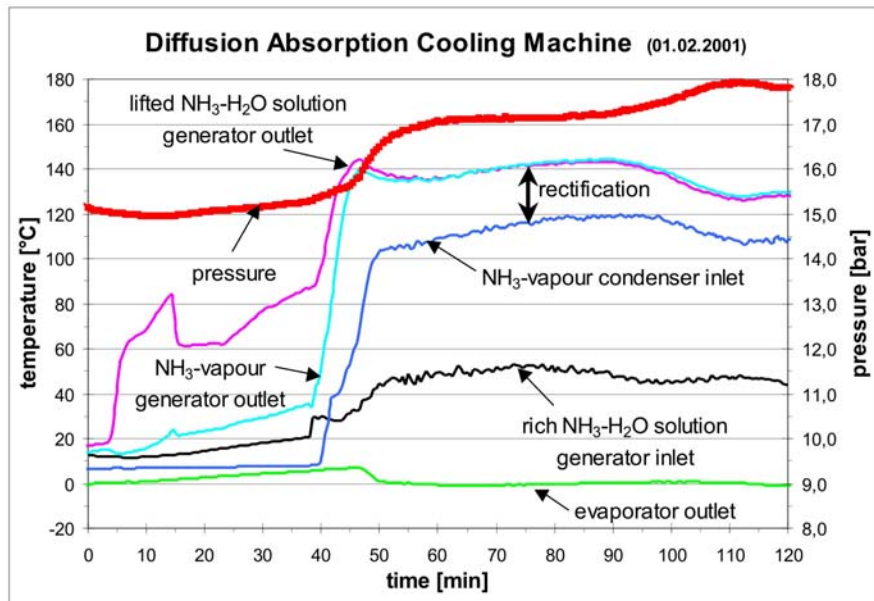


Abb. 4: Druck- und Temperaturverläufe der DAKM Nr.1 bei instabilen Betrieb (NH₃-Einfüllkonzentration 38%).

Die erreichten COP's liegen bei 0.15 und die erreichte kontinuierliche Kälteleistung der DAKM Nr.1 beträgt 1.5kW (Abb. 5). Die gemessenen Heizleistungen bewegen sich zwischen 4.0kW und 13.5kW, je nach Durchflussgeschwindigkeit oder Beheizungstemperatur. Die maximal gemessene Leistungszahl bei instabilen Betriebsverhältnissen lag bei 0.30. Die niedrigste erreichte Beheizungstemperatur des Austreibers zum Aufrechterhalten des Diffusions-Absorptionskälteprozesses wurde mit 147°C bestimmt [30].

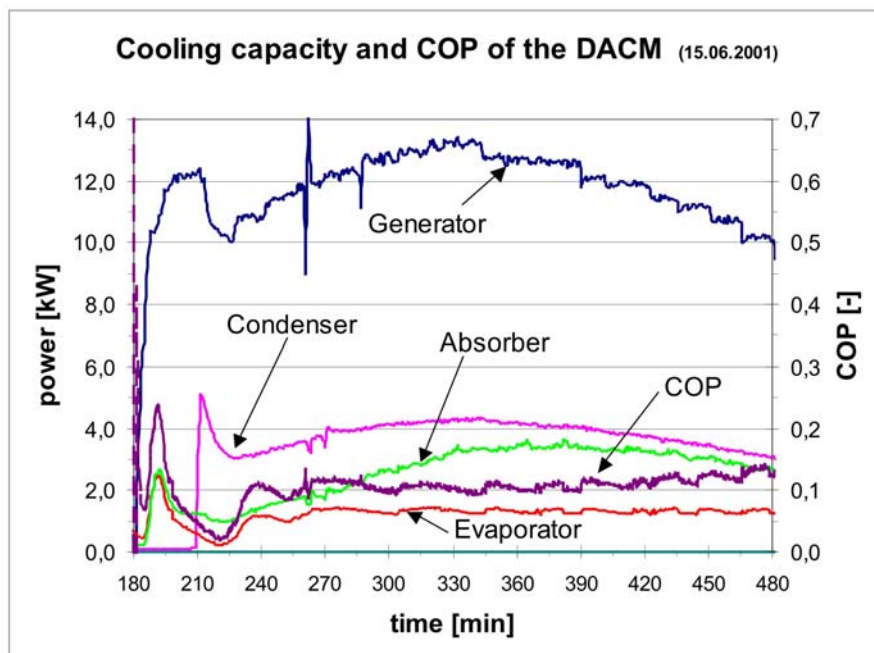


Abb. 5: Gemessene zu- und abgeführte Heiz- und Kühlleistungen der einzelnen Komponenten und COP der DAKM Nr. 1 basierend auf einem simulierten Einstrahlungs-Tagesverlauf (NH₃-Einfüllkonzentration 38%).

Bezüglich der Kopplung mit thermischen Solarkollektoren wurden auch weitere Untersuchungen mit einem mit der indirekten Flüssigkeitsbeheizung simulierten Einstrahlungstagesverlauf eines CPC-Vakuumröhrenkollektorfeldes mit einer maximalen Einstrahlung von 900W/m^2 und Kollektorausgangstemperaturen (gleich Austreibereingangstemperaturen) von 80°C bis 170°C durchgeführt [29]. In Abb. 5 ist ein Ausschnitt der Messung für den Betriebszeitraum der DAKM Nr.1 von 10:00 Uhr bis 15:00 Uhr dargestellt.

4.2 Auswertung und Analyse

Aus den ersten Betriebserfahrungen des ersten Prototyps zeigte sich, dass innerhalb der beiden rein thermosyphonischen Kreisprozesse des Lösungsmittelumlaufs (mit thermischer Gasblasenpumpe) und des druckausgleichenden Hilfsgasumlaufes (hier Helium) Instabilitäten auftraten, die zu hohen Fluktuationen der erzeugten Kälteleistung führten.

Im Kondensator befindet sich beim Starten des Aggregats immer Helium, das normalerweise durch den vom Austreiber aufsteigenden Ammoniakdampf in den Verdampfer verdrängt wird. Da teilweise aber Helium im Kondensator verblieb, stand nicht die ganze Wärmetauscherfläche zur Verfügung und somit kam es zur Herabsetzung der Kondensatorleistung. Dies führte wiederum dazu, dass höhere Austreibertemperaturen und somit ein höherer Kondensatordruck nötig wurden um den eintretenden Ammoniakdampf zum kondensieren zu bringen. Die ermittelten Ammoniak-Dampfmenge betrug über alle Messungen 4kg/h bis 8kg/h . Nach der Auslegung sollten 5kg/h bis 8kg/h ausreichend sein, da aber beim ersten Prototyp eine Aufsättigung des Verdampfers durch Ammoniak aufgetreten war, kam der Hilfsgaskreislauf teilweise zum Erliegen und somit konnte keine Kälteleistung generiert werden.

Die Überprüfung der Druckverluste des Hilfsgaskreislaufes brachten auch keine neuen Erkenntnisse, da bei einem sehr geringen Volumenstrom des Ammoniak-Heliumgasgemisches ($< 4\text{m}^3/\text{h}$) ein Gesamtdruckverlust von nur $0,96\text{Pa}$ entstand. Dem gegenüber stehen aufgrund des Höhenunterschiedes von $1,5\text{m}$ zwischen Verdampfer und Absorber Auftriebskräfte von $16,85\text{Pa}$ zur Verfügung, die ausreichen um die Druckverluste auszugleichen und den Thermosiphonumtrieb aufrechtzuerhalten [31].

Ein anderes Problem war der Lösungswärmetauscher, der gleichzeitig auch das Reservoir für die Ammoniak-Wasserlösung beinhaltete (ca. 60 Liter Fassungsvermögen, davon 40 Liter reiche Lösung und 20 Liter arme Lösung). Dies führte zu einer sehr langen Aufwärmphase des gesamten Lösungswärmetauschers und somit zu einem trägen Wärmeaustausch zwischen kalter, reicher Lösung vom Absorber und der armen, heißen Lösung vom Austreiber. Die Vorerwärmung der reichen Lösung war nicht ausreichend, anstatt 100°C war die Höchsttemperatur nach $2\text{-}3$ Stunden des Betriebs lediglich bei $50\text{-}60^\circ\text{C}$ (Abb. 6). Die aus den Messwerten ermittelte Rückwärmzahl Φ des im ersten Prototyp verwendeten Rohrbündelwärmetauschers beträgt rund 40% .

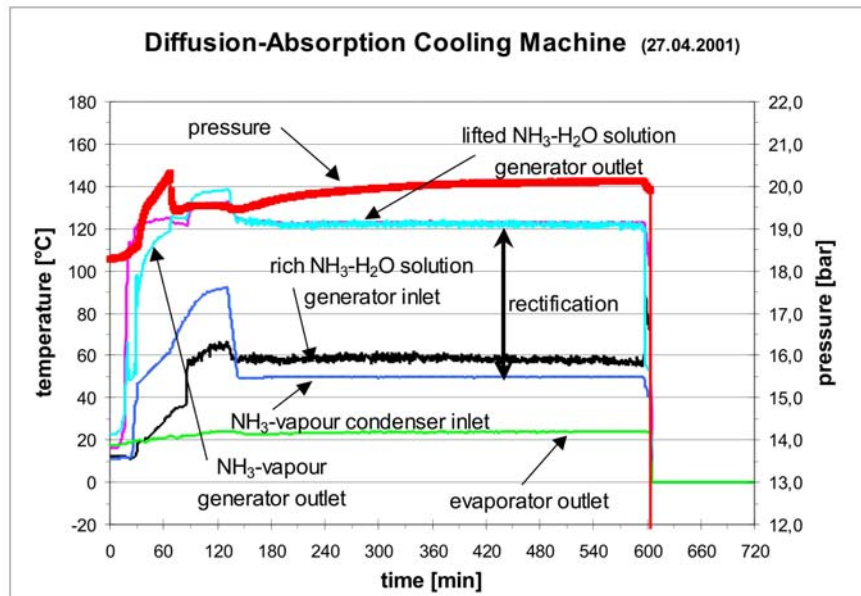


Abb. 6: Druck- und Temperaturverläufe der DAKM Nr.1 bei kontinuierlichem Betrieb (NH_3 -Einfüllkonzentration 38%).

Für die Charakterisierung der Gasblasenpumpe (Austreiber Nr.3) der DAKM Nr.1 wurden die folgenden Austreiberkennwerte nach [32] ermittelt. Die Werte sind in der Tabelle 2 aufgeführt. Besonders von Interesse ist der spezifische Lösungsumlauf f , der das Verhältnis von geförderter Lösungsmenge und gleichzeitig ausgetriebenen Ammoniakdampf angibt.

Tabelle 2: Ermittelte Austreiberkennwerte des Austreibers Nr.3 [32].

	Austreiber Nr.3
NH_3 -Einfüllkonzentration	38%
reiche NH_3 -Lösungskonz. X_{Sr} [-]	42 – 45%
arme NH_3 -Lösungskonz. X_{Sw} [-]	34 – 31%
Entgasungsbreite E [-]	8 – 14%
Dampfkonzentration X_{V1} [-]	89 – 91%
spezifischer Lösungsumlauf f [-]	4 – 5

5. Ergebnisse des zweiten Prototyps

5.1 Messergebnisse

Im Zeitraum Juli 2003 bis November 2003 wurden Messergebnisse mit stabilen und kontinuierlichen Temperatur-, Druck- und Leistungslevels ermittelt (Abb. 7), z.B. auch 24 Stunden Messungen. Die experimentellen Untersuchungen des zweiten Prototyps konzentrierten sich dabei auf den neu konstruierten Austreiber, den überarbeiteten Hilfsgaskreislauf und den Bypass zur Vorkühlung des Ammoniakdampfs zwischen Kondensator und Verdampfer.

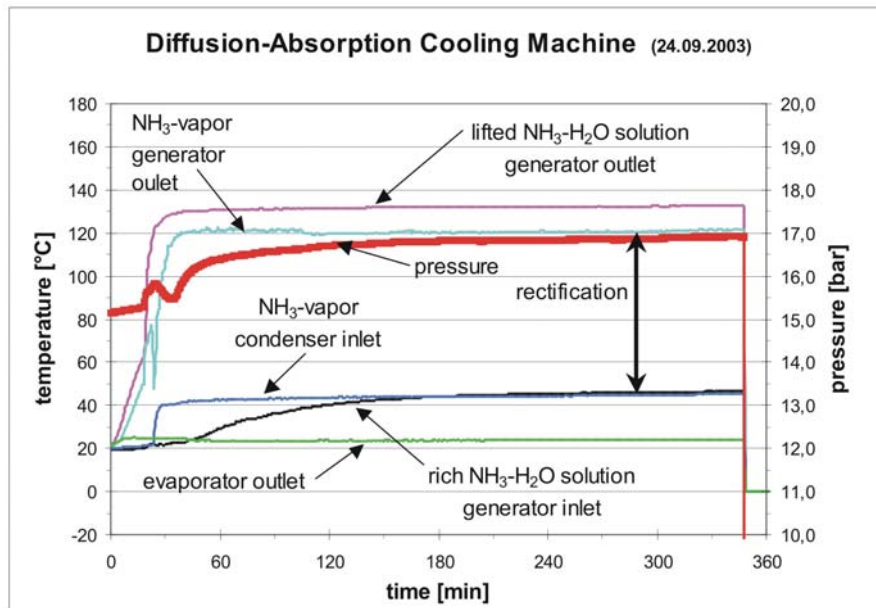


Abb. 7: Druck- und Temperaturverläufe der DAKM Nr.2 mit Platten-LWT (NH₃-Einfüllkonzentration 30%).

Die ermittelten Antriebstemperaturen der Gasblasenpumpe / Austreiber reduzierten sich von 150°C bis 180°C beim ersten Prototyp [28,30] auf 130°C bis 160°C beim zweiten Prototyp. Aufgrund der geringeren Bauhöhe des zweiten Prototyps der DAKM reduzierte sich die Förderhöhe der Gasblasenpumpe und führte somit bei gleichgroßer Wärmeübertragungsfläche zu einer höheren Leistungsfähigkeit der Gasblasenpumpe, was sich durch eine Reduzierung der Antriebstemperaturen bemerkbar macht.

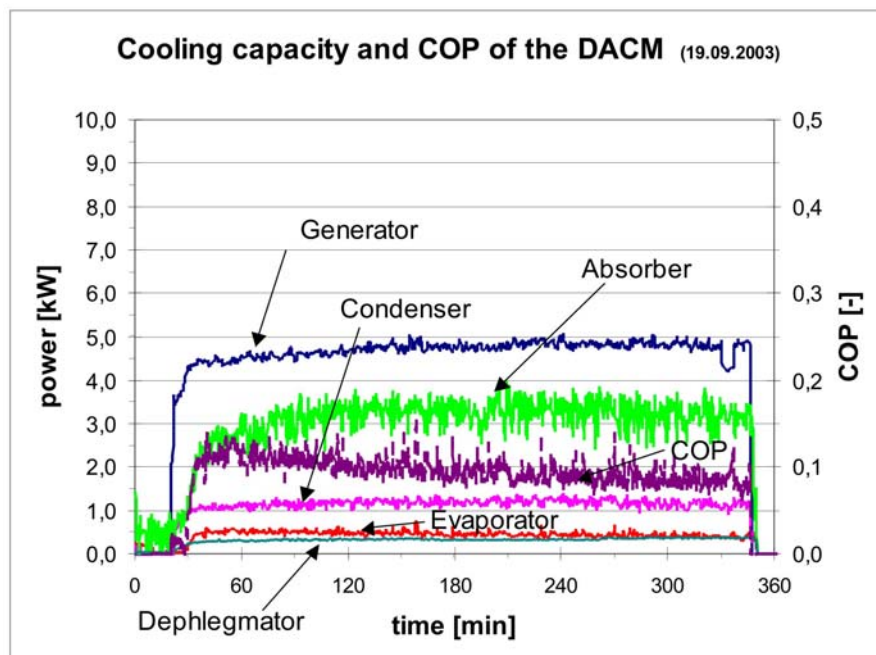


Abb. 8: Gemessene zu- und abgeführte Heiz- und Kühlleistungen der einzelnen Komponenten und COP der DAKM Nr.2 mit Platten-LWT (NH₃-Einfüllkonzentration 30%).

Bei den ersten Messungen ergaben sich COP's zwischen 0.1 und 0.2 und eine maximale Kälteleistung von 0.8 kW. Im Regelfall betrug die kontinuierliche Kälteleistung 500 W (Abb. 8).

Nach den diesen ersten Tests und Problem- und Fehleranalyse wurde die Kältemaschine Anfang Oktober 2003 mit einer höheren Ammoniak Einfüllkonzentration von 40% neu befüllt. Die weiteren Messungen wurden bis Ende November 2003 durchgeführt und die dann erreichte kontinuierliche Kälteleistung betrug ebenfalls 500 W bei Leistungszahlen um 0.1 (Abb. 9).

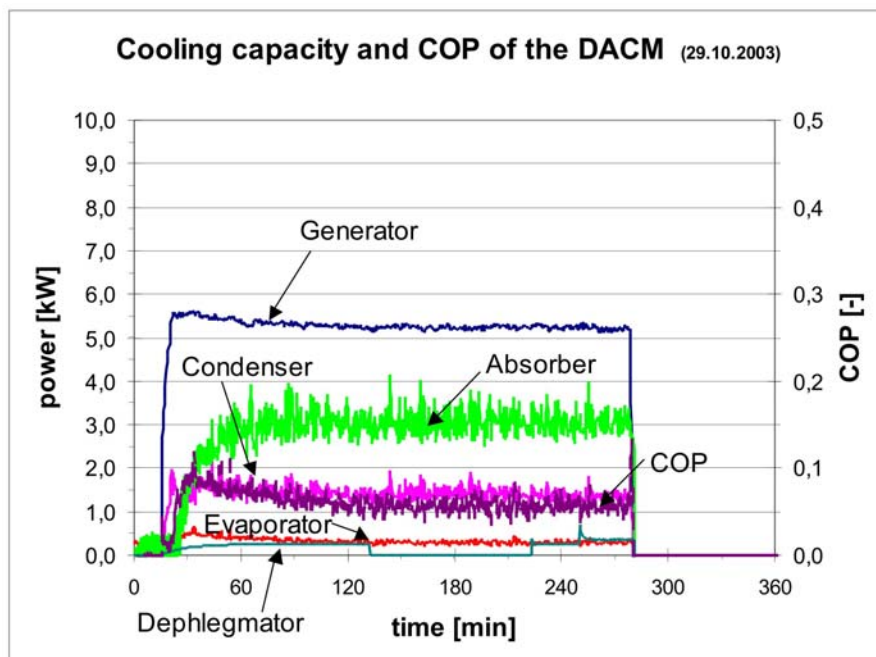


Abb. 9: Gemessene zu- und abgeführte Heiz- und Kühlleistungen der einzelnen Komponenten und COP der DAKM Nr.2 mit Platten-LWT (NH_3 -Einfüllkonzentration 40%).

Nach dem Umbau des Lösungswärmetauschers im März 2004 vom Platten-LWT auf den koaxial-LWT, wurde die Kältemaschine wieder mit einer Ammoniak Einfüllkonzentration von 40% neu befüllt. Ab Mitte März 2004 wurden dann neue Messungen durchgeführt und die dann erreichte kontinuierliche Kälteleistung betragen zwischen 1.0kW (Abb. 10) und 1.5kW (Abb. 11) bei Leistungszahlen um 0.2 bis 0.3. Die bisher maximal erreichte Kälteleistung bei hohen Verdampfertemperaturen über 25°C liegt bei 2.0kW.

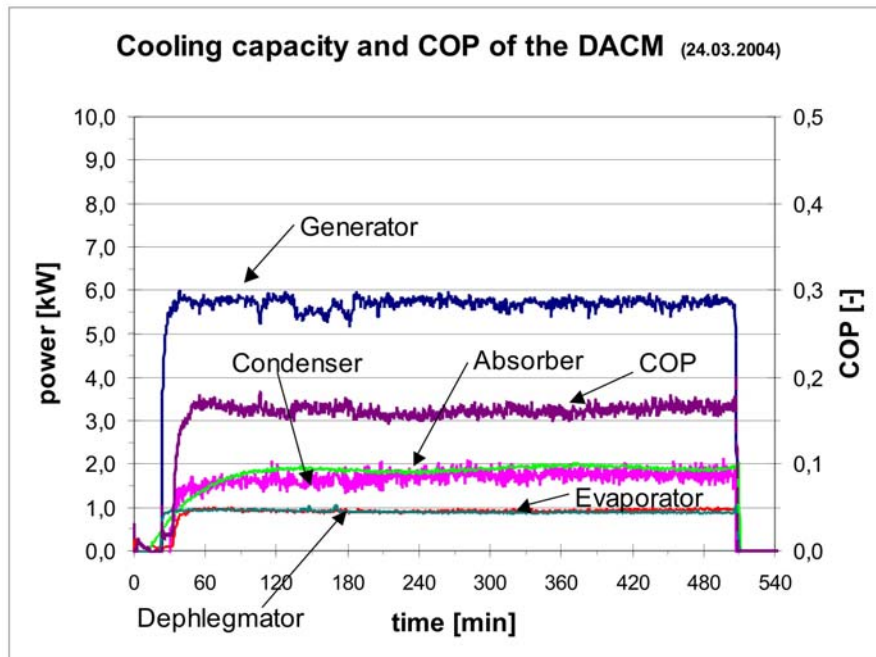


Abb. 10: Gemessene zu- und abgeführte Heiz- und Kühlleistungen der einzelnen Komponenten und COP der DAKM Nr.2 mit koaxial-LWT (NH_3 -Einfüllkonzentration 40%).

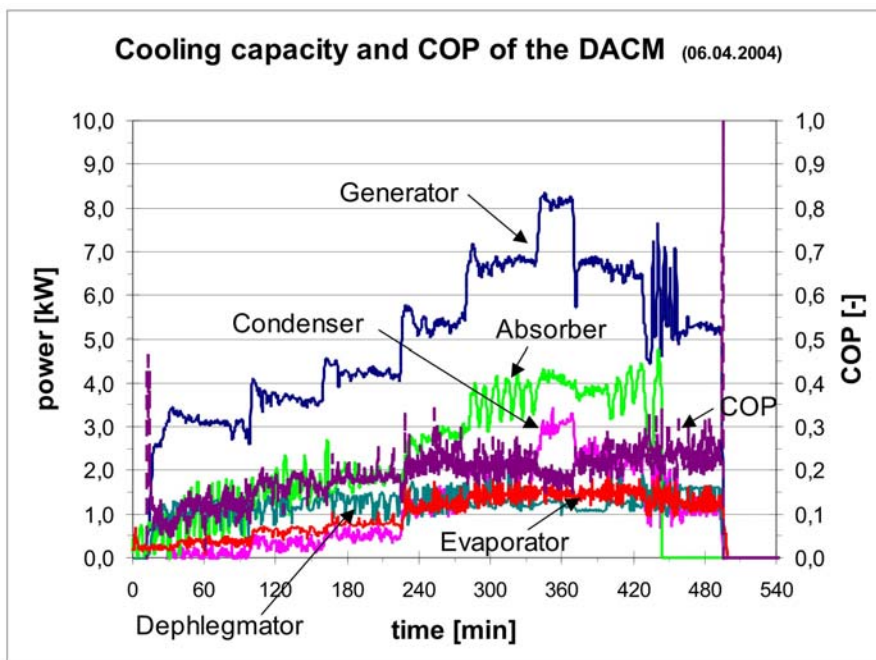


Abb. 11: Gemessene zu- und abgeführte Heiz- und Kühlleistungen der einzelnen Komponenten und COP der DAKM Nr.2 mit koaxial-LWT (NH_3 -Einfüllkonzentration 40%).

5.2 Auswertung und Analyse

Für den Austreiber Nr.5 der DAKM Nr.2 wurden die folgenden Austreiberkennwerte nach [32] ermittelt. Die Werte sind in der Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3: Ermittelte Austreiberkennwerte des Austreiber Nr.5 [32]

	Austreiber Nr.5	
NH ₃ -Einfüllkonzentration	30%	40%
reiche NH ₃ -Lösungskonz. X _{Sr} [-]	30%	40%
arme NH ₃ -Lösungskonz. X _{Sw} [-]	26 – 24%	33 – 31%
Entgasungsbreite E [-]	4 – 6%	7 – 9%
Dampfkonzentration X _{V1} [-]	82 – 85%	89 – 91%
spezifischer Lösungsumlauf f [-]	11 – 15	6,5 – 8,5

Die ermittelten Austreiberkennwerte zeigen, dass der für die Charakterisierung des Austreibers wichtig spezifische Lösungsumlauf beim Austreiber Nr.5 um den Faktor 1,5 bis 3 höher liegt als beim alten Austreiber Nr.3 der DAKM Nr.1.

Die Analyse der anfänglich gemessenen geringen Kälteleistung des zweiten Prototyps zeigt unter anderem, dass die vom Austreiber erzeugte Ammoniak-Dampfmenge nach Berechnung aus Messergebnissen nur 1kg/h bis 4 kg/h betrug und nicht wie nach Auslegung 5kg/h bis 8 kg/h. Trotz Erhöhung der Ammoniak Einfüllkonzentration von 30% auf 40% konnte bei gleichen Beheizungstemperaturen des Austreibers keine Steigerung der Ammoniak-Dampfmenge und somit der Kälteleistung erzielt werden. Nach dem Umbau des LWT betragen die Dampfmenngen bei einer Einfüllkonzentration von 40% 4kg/h bis 6kg/h. Es ergibt sich nur eine niedrigere Ausgangstemperatur der geförderten, armen Ammoniak-Wasser Lösung aus dem Austreiber von 130-140°C (Abb. 12) auf 110°C (Abb. 13).

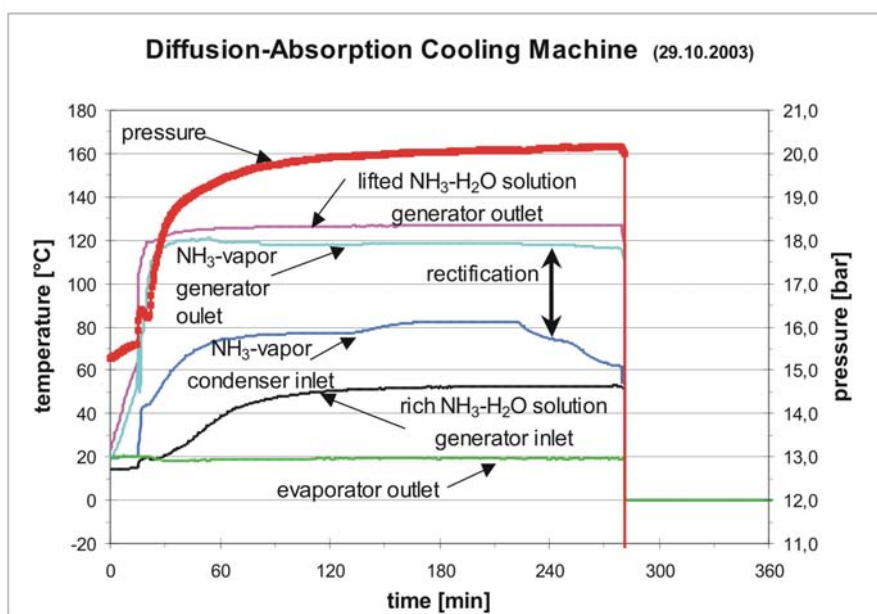


Abb. 12: Druck- und Temperaturverläufe der DAKM Nr.2 mit Platten-LWT (NH₃-Einfüllkonzentration 40%).

Der Grund für die geringe Kälteleistung könnte darin liegen, dass die im Verdampfer zur Verfügung stehende Verdunstungsfläche konstruktiv bedingt nicht ausreichend

genutzt werden kann oder das der Austreiber nicht genügend Dampfmenge erzeugen kann.

Ein weiterer Grund war die niedrige Eingangstemperatur der vom Platten-LWT in den Austreiber zufließenden reichen Ammoniak-Wasser Lösung von nur 50°C bis 60°C (Abb.7 und 12), anstatt nach Auslegung von mindestens 100°C [31]. Zum anderen ist die Eingangstemperatur der ankommenden armen Ammoniak-Wasser Lösung vom SHX in den Absorber viel zu hoch. Sie betrug bei den Messungen zwischen 70°C und 90°C, anstatt nach Auslegung 40°C bis 50°C. Somit kann im Absorber trotz maximaler externer Kühlung (Absorbereingangstemperatur 10°C bis 20°C) nur beschränkt das Ammoniak aus dem ankommenden reichen Helium-Ammoniak Gasgemisch vom Gaswärmetauscher in den Rieselfilm der armen Ammoniak-Wasser Lösung absorbiert werden. Der Absorber ist somit viel zu heiß. Die Ermittlung der Rückwärmzahl Φ des LWT ergibt für den nickelgelöteten Plattenwärmetauscher sehr schlechte Werte um 11%. Dagegen beträgt nach dem Umbau des LWT im März 2004 die Rückwärmzahl Φ des Edelstahl koaxial Wärmetauschers nun 78%. Die Austreibereingangstemperaturen betragen nun 80°C bis 100°C und entsprechen somit nun dem Auslegungszustand (Abb. 13).

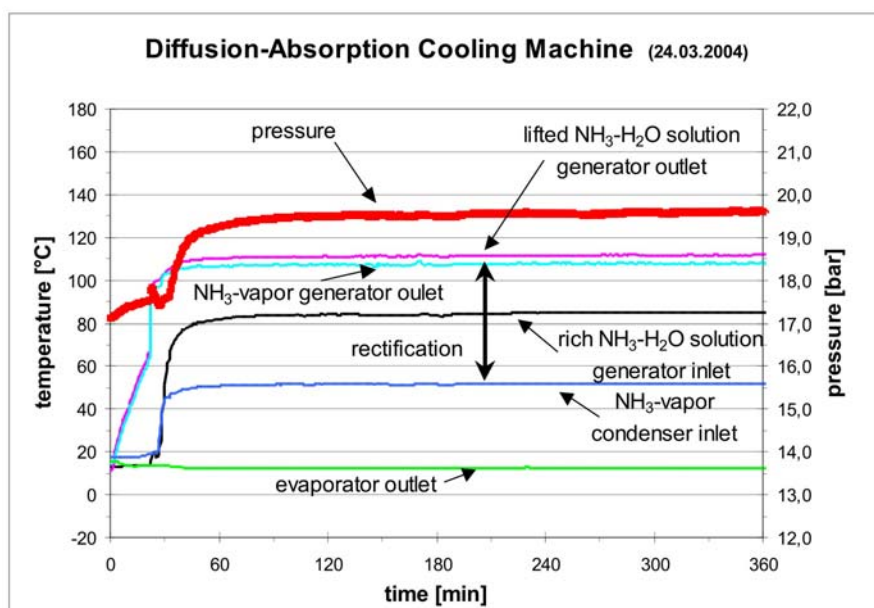


Abb. 13: Druck- und Temperaturverläufe der DAKM Nr.2 mit koaxial-LWT (NH₃-Einfüllkonzentration 40%).

Das Lösungsvolumen des Lösungskreislaufes mit dem Reservoir beträgt bei der DAKM Nr.2 mit dem koaxial LWT nur 11,5 Liter (9,7 Liter reiche Lösung mit Reservoir und 1,8 Liter arme Lösung). Zum Vergleich das Gesamtlösungsvolumen in der DAKM Nr.1 betrug 60 Liter. Die Aufwärmphase des Lösungskreislaufes beträgt nun nur noch 30 min. (Abb. 13) anstatt 2-3 Stunden beim ersten Prototyp.

Beim zweiten Prototyp wurde eine zusätzliche Bypass-Leitung zum Druckausgleich zwischen Verdampfer und Absorber eingebaut, um eine beim ersten Prototyp aufgetretene Aufsättigung des Verdampfers durch Ammoniak zu verhindern, da sonst der Hilfsgaskreislauf teilweise zum Erliegen kam. Der Druckverlust der DAKM

Nr.2 beträgt 2,37Pa und die zur Verfügung stehende Auftriebskraft ist 5,62Pa, bei einem Höhenunterschied zwischen Verdampfer und Absorber von 0,5m [31].

6. Ausblick

In dem Forschungsvorhaben wurden zwei solar betriebene Diffusions-Absorptionskältemaschinen entwickelt und gebaut. Es wurden beim ersten Prototypen geringe Leistungszahlen von 0.1 bis 0.25, eine Kälteleistung von 1.5kW und eine noch unzulängliche Betriebsstabilität erreicht. Ein zweiter, optimierter Prototyp wurde aufgrund der Erfahrungen unter teilweiser Verwendung von Standardkomponenten wie Plattenwärmetauscher und koaxial Wärmetauscher aufgebaut. Bei diesem wesentlich kompakteren Prototyp wurden unter anderem auch der Hilfsgaskreislauf konstruktiv überarbeitet und ein weiterer Austreiber (Gasblasenpumpe) entwickelt. Erste Umbauarbeiten wurden aufgrund der unzureichenden Rückwärmzahlen des Lösungswärmetauschers durchgeführt, dabei wurde der bisherige nickelgelöteter Plattenwärmetauscher durch einen Edelstahl koaxial Wärmetauscher ersetzt. Die ersten Messergebnisse zeigen stabile und kontinuierliche Temperatur- und Drucklevels, bei Leistungszahlen zwischen 0.2 und 0.3 und Kälteleistungen von 1.0kW bis 1.5kW. Eine maximale Kälteleistung von 2.0kW wurde bisher bei Verdampfertemperaturen über 25°C erreicht. Wesentlicher Bestandteil der weiteren Forschungstätigkeit ist das Erreichen höherer Leistungszahlen von 0.5 und entsprechend die projektierte Kälteleistung von 2.5kW.

7 Literatur

- [1] MUNTERS, C.G. (1932). *Entwicklung des Elektrolux-Kühlapparates*. Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie. 39. Jahrgang, Nr. 11, Seite 197-200.
- [2] NIEBERGALL, W. (1981). *Sorptions-Kältemaschinen*. in PLANK, R. *Handbuch der Kältetechnik* (reprint 1. Auflage). Springer-Verlag, Berlin, Germany. Band 7, Seite 105-114.
- [3] WATTS, F.G. und GULLAND, C.K. (1958). *Triple-fluid vapour-absorption refrigerators*. The J. of Refrig., Juli und August, Seite 107-115.
- [4] STIERLIN, H. (1964). *Neue Möglichkeiten für den Absorptions-Kühlschrank*. Kältetechnik. Nr. 9, Seite 264-270.
- [5] BÄCKSTRÖM, M. und EMBLIK, E. (1965). *Kältetechnik* (3. Ausgabe). Seite 650-653 und 676-706. Verlag G. Braun, Karlsruhe.
- [6] NARAYANKBEDKAR, K.G. und MAIYA, M.P. (1985). *Investigations on triple fluid vapour absorption refrigerator*. Int. J. Refrig. Vol. 8, Seite 335-342. ISSN 0140-7007.
- [7] KOUREMENOS, D.A. und STEGOU-SAGIA, A. und ANTONOPOULOS, K.A. (1994). *Three-dimensional evaporation process in aqua-ammonia absorption refrigerators using helium as inert gas*. Int. J. Refrig. Vol. 17, Nr. 1, Seite 58-67. ISSN 0140-7007.
- [8] KIM, K.J. und SHI, Z. und CHEN, J. und HEROLD, K.E. (1995). *Hotel room air conditioner design based on the Diffusion-Absorption cycle*. ASHRAE Technical Data Bulletin. Vol. 11, Nr. 2, Seite 47-58.

-
- [9] CHEN, J. und KIM, K.J. und HEROLD, K.E. (1996). *Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator*. Int. J. Refrig. Vol. 19, Nr. 3, Seite 208-218. ISSN 0140-7007.
- [10] SMIRNOV, G.F. und BUKRABA, M.A. und FATTUH, T. und NABULSI, B. (1996). *Domestic refrigerators with absorption-diffusion units and heat-transfer panels*. Int. J. Refrig. Vol. 19, Nr. 8, Seite 517-521. ISSN 0140-7007.
- [11] VICATOS, G. (2000). *Experimental investigation on a three-fluid absorption refrigeration machine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E. Vol. 214, Nr. 3, Seite 157-172.
- [12] SRIKHIRIN, P. und APHORNRATANA, S. (2002). *Investigation of a diffusion absorption refrigerator*. Applied Thermal Engineering. Vol. 22, Nr. 11, Seite 1181-1193. ISSN 1359-4311.
- [13] AL-SHEMMERI, T. und WANG, Y. (2003). *Theoretical investigation and parameter study of a diffusion absorption refrigeration system*. Tagungsband 21. IIR International Congress of Refrigeration. 17.-22. August, International Institute of Refrigeration (IIR), Washington D.C.. ISBN 2-913149-32-4.
- [14] WANG, L. und HEROLD, K.E. (1992). *Diffusion-Absorption Heat Pump*. Annual Report for Gas Research Institute, GRI-92/0262. Gas Research Institute, USA.
- [15] HEROLD, K.E. and CHEN, J. (1993). *Diffusion-Absorption Heat Pump*. Annual Report for Gas Research Institute, GRI-93/0055. Gas Research Institute, USA.
- [16] KIM, K.J. und CHEN, J. und SHI, Z. und HEROLD, K.E. (1994). *Diffusion-Absorption Heat Pump*. Annual Report for Gas Research Institute, GRI-94/0080. Gas Research Institute, USA.
- [17] HEROLD, K.E. (1996). *Diffusion-Absorption Heat Pump*. Final Report for Gas Research Institute, GRI-96/0271. Gas Research Institute, USA.
- [18] STIERLIN, H.C. und FERGUSON, J.R. (1990). *Diffusion Absorption Heat Pump (DAHP)*. ASHRAE Transactions (AT-90-27-4), Vol. 96, Seite 1499-1505.
- [19] STIERLIN, H. und WASSERMANN, U. und DÖRFLER, W. und BÖSEL, J. (1994). *Messungen an Diffusions-Absorptions-Wärmepumpen - DAWP*. Abschlussbericht, Bundesamt für Energiewirtschaft (BEW 92-019), Schweiz.
- [20] SCHWARZ, C. und LOTZ, D. (2001). *Gas-Wärmepumpen -Absorber - Einsatz im Ein- und Zweifamilienwohnhaus*. Tagungsband Fachtagung Heizen - Kühlen - Klimatisieren mit Gas-Wärmepumpen und -Kälteanlagen. 14. November, ASUE, Fulda. Seite 35-43.
- [21] KEIZER, C. (1979). *Absorption refrigeration machine driven by solar heat*. Tagungsband 15. IIR International Congress of Refrigeration. International Institute of Refrigeration (IIR), Venedig. Seite 861-868.
- [22] BOURSEAU, P. und MORA, J.C. und BUGAREL, R. (1987). *Coupling of absorption-diffusion refrigeration machine and a solar flat-plate collector*. Int. J. Refrig. Vol. 10, Seite 209-216. ISSN 0140-7007.
- [23] GUTIÉRREZ, F. (1988). *Behaviour of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation*. Solar Energy. Vol. 40, Nr. 1, Seite 17-23. ISSN 0038-092X.
- [24] AJIB, S. und SCHULTHEIS, P. (1998). *Untersuchungsergebnisse einer solarthermisch betriebenen Absorptionskälteanlage*. TAB Technik am Bau. Nr. 2, Seite 49-54. ISSN 0341-2032.
- [25] BRAUN, R. und HESS, R. (2002). *Solar Cooling*. Tagungsband 7. World Renewable Energy Congress. 1.-5. Juli, World Renewable Energy Network (WREN), Köln. ISBN 0-08-044079-7.

-
- [26] KUNZE, G. (2000). *Efficient Solar Cooling with an improved Ammonia-Absorption System*. Renewable Energy World. Vol. 3, Nr. 6, Seite 111-112. ISSN 1462-6381.
- [27] SOLARFROST (2002). *2kW Cooling Machine*. Newsletter November 2002. <http://www.solarfrost.com>.
- [28] JAKOB, U. und SCHNEIDER, D. und EICKER, U. (2001). *Entwicklung einer solar betriebenen Diffusions-Absorptions-Kältemaschine*. Tagungsband Elftes Symposium Thermische Solarenergie. 9.-11. Mai, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Staffelstein. Seite 170-175, ISBN: 3 934681-14-X.
- [29] JAKOB, U. (2001). *Investigations into Solar Powered Diffusion Absorption Cooling Machines*. Unveröffentlichter MPhil to PhD Transfer Report, De Montfort University Leicester, U.K..
- [30] JAKOB, U. und EICKER, U. (2002). *Solar Cooling with Diffusion Absorption Principle*. Tagungsband 7. World Renewable Energy Congress. 1.-5. Juli, World Renewable Energy Network (WREN), Köln. ISBN: 0-08-044079-7.
- [31] JAKOB, U. und EICKER, U. und SCHNEIDER, D. und TAKI, A.H. und COOK, M.J. (2003). *Entwicklung einer optimierten solar betriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine*. Tagungsband Dreizehntes Symposium Thermische Solarenergie. 14.-16. Mai, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Staffelstein. Seite 259-264, ISBN: 3-934681-26-3.
- [32] JAKOB, U. und EICKER, U. und TAKI, A.H. und COOK, M.J. (2003). *Development of an optimised solar driven Diffusion-Absorption Cooling Machine*. Tagungsband ISES Solar World Congress 2003. 16.-19. Juni, International Solar Energy Society (ISES), Göteborg. ISBN: 91-631-4740-8.

Development of a Diffusion-Absorption Cooling Machine with small scale cooling power (2.5 kW)

Dipl.-Ing.(FH) Uli Jakob, Dipl.-Ing. Dietrich Schneider

Fachhochschule Stuttgart - Hochschule für Technik, Fachbereich
Bauingenieurwesen, Bauphysik und Wirtschaft, Schellingstrasse 24,
D-70174 Stuttgart, Tel.: +49/(0)711/121-2889, Fax: +49/(0)711/121-2698
e-mail: uli.jakob@hft-stuttgart.de, Internet: <http://www.fht-stuttgart.de>

Abstract

Solar thermal driven or assisted absorption cooling machines gain increasing importance, because of the continually growing demand for air-conditioning for domestic housing as well as office and hotel buildings. At present there are no thermally driven absorption cooling machines available on the market, which could provide smaller cooling capacity for cooling buildings of less than 10 kW. Out of this reason the Stuttgart University of Applied Sciences started in 1998 the development of an optimised single-stage solar heated ammonia-water (NH₃-H₂O) Diffusion-Absorption Cooling Machine (DACM).

Two DACM Prototypes were built, run and data acquisition was conducted under laboratory conditions as well as simulated field conditions for vacuum-tube collectors. The prototypes were gradually analysed and stepwise improved. The last prototype now reaches a maximum cooling performance of 2kW and a COP of 0.3. Further development is required regarding cooling power, COP as well as weight and production cost reduction. With the second prototype first promising steps regarding the above mentioned requirements have been made. For example it was possible by changing one of the five main components of the cooling machine to reduce weight of 20%, to improve performance of 30% and to reduce costs in the same time.

First Prototype:

The designed cooling capacity of the cooling machine is 2.5kW at evaporator temperatures between -10°C and +5°C with indirect heating through commercial vacuum tube collectors. The indirectly heated, solar powered generator (bubble pump) represents the main new feature of this cooling machine. The first prototype of the DACM was designed, developed and built in the Building Physics laboratories at the Stuttgart University of Applied Sciences in October 2000 within a European JOULE-CRAFT program. A series of measurements from November 2000 to March 2002 were undertaken for the pilot plant of the DACM. The results show that COP values range from 0.1 to 0.3 and the cooling capacity of the pilot plant could reach 1.5kW, but the operation stability was insufficient. In order to increase the cooling capacity and the COP, it was found that further optimisation of the internal fluid cycles and reduction of the heat losses were necessary. These findings led to the production of a second prototype that was more compact and built in November 2002 using partly standard components such as plate heat exchangers.

Second Prototype:

The second prototype of the DACM was set up between June 2002 and Spring 2003. After a number of safety and pressure tests the cooling machine was tested in the period of July 2003 to November 2003. The evaluated ammonia mass flow of the first measurements is in a range between 1kg/h and 3kg/h at 30% initial ammonia mass fraction of the whole ammonia-water solution and a maximum cooling power of 800W. The continuous cooling power is around 500W with COP's between 0.1 to 0.2. The designed and required ammonia mass flow is approximately 5-8kg/h for 2.5kW cooling power. So in a first step the initial ammonia mass fraction was concentrated to 40%. The new results showed that the ammonia mass flow increased to 2-4kg/h, but the cooling power is again in a range of 500W. The only effect that was observed is that the generator outlet temperature of the weak solution decreased from 140°C to 120°C at the same external heating inlet temperature of 150°C by increasing of the degassing width. Due to insufficient heat exchange rates of 11% the plate heat exchanger of the second prototype was replaced by a coaxial heat exchanger in march 2004. By doing so the heat recovery factor could be increased to 78% and the temperature of the rich solution entering the generator was lifted to 80-100°C and reached the design values. After this change, the test runs and following data acquisition analysis showed a remarkably improved COP of 0.3 and continuous cooling performance of 1.5kW under design conditions. Top performances of 2kW could be reached if the evaporator temperature was set up to relatively high values of 25°C. For further development, emphasis has to be put on increasing the COP and cooling performance as well as decreasing heating temperatures and production costs.