NEUE ENERGIEN 2020

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:
Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht
erstellt am
9/8/2013

ThermoPump
Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung

Projektnummer: **825513**

Ausschreibung	3. Ausschreibung NEUE ENERGIEN 2020
Projektstart	01/05/2010
Projektende	28/02/2013
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	34 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz
AnsprechpartnerIn	Ao. Univ.-Prof. DI Dr.techn. René Rieberer
Postadresse	Inffeldgasse 25 / B, 8010 GRAZ
Telefon	+43 316 873 7302
Fax	+43 316 873 7305
E-mail	rene.rieberer@tugraz.at
Website	www.iwt.tugraz.at

ThermoPump
Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung

AutorInnen:

Institut für Wärmetechnik. TU Graz:
Gerald Zotter
René Rieberer
Christian Handler
Claudio Kotnig
Oleksandr Kotenko
Harald Moser

Fa. Pink GmbH
Werner Pink
Christian Halmdienst

Fa. Heliotherm GmbH
Andreas Bangheri

Kurzfassung

Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen (AWP) kleiner Leistung besitzen ein großes wirtschaftliches und ökologisches Potenzial sowohl für Kühl- als auch für Heizanwendungen. Herzstück jeder AWP ist die - i.d.R. - elektrisch angetriebene Lösungsmittelpumpe. Die derzeit für Anlagen kleiner Leistung (< 20 kW) eingesetzten Pumpen sind relativ komplex aufgebaut, teuer und es besteht erhebliches Verbesserungspotential hinsichtlich Effizienz, Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit.

Um diese Situation zu verbessern wurde im vorliegenden Projekt ein neuer Ansatz für die Lösungsmittelpumpe entwickelt, welcher den elektrischen Antrieb durch einen „internen Antrieb“ ersetzt. Die Energie für den Antrieb der Pumpe soll aus dem internen „Kraftprozess“ der AWP erfolgen. Damit bezieht die Pumpe ihre Antriebsenergie indirekt aus der Wärmezu- und -abfuhr im Generator bzw. vom Absorber, weshalb sie als „thermisch angetrieben“ bezeichnet wird. Dies verspricht gegenüber der elektrischen Lösungsmittelpumpe folgende Vorteile:

- einen geringeren elektrischen Energiebedarf
- eine hermetische Ausführung und somit keine Dichtheitsprobleme
- eine einfache Konstruktion und Wartungsfreiheit
- eine kostengünstige Herstellung

Aufbauend auf Literatur-, Patent- und Marktrecherchen zum derzeitigen Stand der Forschung und Entwicklung wurde gezielt nach neuen Ideen zur Umsetzung einer thermischen Lösungsmittelpumpe gesucht. Bei diesem neuen Konzept, der s.g. ThermoPump, wird wie bei anderen Konzepten auch ein Teil des Kältemitteldampfs im Generator entnommen, um die reiche Lösung in der Pumpe auf Hochdruckniveau zu bringen und weiterzufördern. Neu ist dabei, dass die ThermoPump relativ einfach in jede AWP unabhängig von deren Aufbau integriert werden kann.

Basierend auf detaillierten thermo- und maschinendynamischen Simulationen wurde die Pumpe ausgelegt, konstruiert und ein Funktionsmuster gebaut. Die ThermoPump wurde dann in eine reale Absorptionswärmepumpe (PinkChiller PC 19) eingebaut und bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen hinsichtlich Effizienz und Leistung vermessen. Diese experimentelle Analyse zeigte, dass eine einwandfreie Funktion unabhängig von Betriebsbedingungen gewährleistet ist. Die Effizienz der AWP ist im Betrieb mit der ThermoPump im Vergleich zur elektr. Lösungsmittelpumpe geringer, dafür kann aber ausschließlich Wärme zum Antrieb genutzt werden.

Bei der durchgeführten Umsetzungsstudie für die Kühl- bzw. Heizanwendung wurde die konkrete Umsetzung in Anlagen der Industriepartner untersucht und weiteres Optimierungspotential erhoben. Bei einer Weiterentwicklung kann die ThermoPump eine interessante Alternative zu den elektr. Lösungsmittelpumpen für Absorptionswärmepumpsysteme kleiner Leistung darstellen, vor allem wenn Abwärme oder solare Wärme als Antriebsenergie genutzt wird.

Abstract

Low-capacity ammonia/water absorption heat pumping systems (AHP) have a large economical and ecological potential for both cooling and heating applications. The core element of an absorption heat pumping system is the solution pump which is most commonly an electrically driven pump. The presently used electrically driven solution pumps (*for small capacity absorption heat pumps*) are relative complex, expensive and have substantial potential for improvements regarding the efficiency, safety and reliability.

In order to improve this situation a new concept for the design of the solution pump, which is driven by the thermodynamic process instead of electricity, was investigated within this project. The driving energy for this pump is offered by an internal process of the AHP. For this, additional driving energy has to be supplied into the generator and rejected from the absorber, therefore the solution pump is “thermally driven”.

This concept offers following advantages in comparison to an electrically driven pump:

- cheap production
- low electricity consumption
- hermetic design and therefore no leakage problems
- simple design and no maintenance effort.

Based on a literature-, patent- and market review of the actual research and development new ideas and concepts for the realization of the “thermally driven” solution pump has been identified and analyzed. The investigated concept, the so called ThermoPump, uses a portion of the refrigerant vapour from the generator to lift the rich solution in the solution pump to the high pressure level. The innovation of this concept is that the ThermoPump can be relatively easy installed into an existing AHP.

Based on the simulation results a thermally driven solution pump was designed and constructed. This ThermoPump was installed into an existing AHP (PinkChiller PC 19) and was tested at different working conditions to measure the efficiency and capacity of the system. The obtained experimental results were used then for the system optimization. The analysis of the experimental data has shown a flawless operation of realized ThermoPump. The efficiency of the investigated AHP operated with the ThermoPump is lower compared with the electrically driven solution pump, but as driving source heat can be used.

In a study investigating a possible realization of this technology for both, cooling and heating applications in the real plants of the industrial partners further potential for optimization has been located. By a further development this technology can be an interesting alternative to conventional solution pumps, particularly for applications with waste heat or solar heat is used as driving source.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung 6

Abstract 7

Inhaltsverzeichnis 8

1 Einleitung 10

1.1 **Ausgangssituation/Motivation des Projektes** 11

1.2 **Zielsetzungen des Projektes** 11

1.3 **Methodik des Projektes** 12

1.4 **Schwerpunkte des Projektes** 12

1.5 **Einordnung in das Programm** 13

1.6 **Aufbau des Berichtes** 13

2 Inhaltliche Darstellung 15

2.1 **Grundlagen zu NH3/H2O-Absorptionswärmepumpprozessen** 15

2.1.1 Funktionsprinzip eines Absorptionswärmepumpsystems 15

2.1.2 Effizienz 17

2.1.3 Arbeitsstoffe für Absorptionswärmepumpprozesse 19

2.1.4 Lösungsfeld und Lösungsumlauf 20

2.2 **Elektrische Lösungsmittelpumpe für Anlagen kleiner Leistung- Status Quo** 22

2.2.1 Pumpen Anforderungen 22

2.2.2 Elektrische Pumpen als Lösungsmittelpumpe 23

2.2.3 Einflüsse auf die theoretische Pumpleistung der Lösungsmittelpumpe 25

2.3 **Konzepte des thermischen (internen) Antriebs der Lösungsmittelpumpe** 28

2.3.1 Bekannte Konzepte 28

2.3.2 Konzeptfindung 32

2.4 **Die „ThermoPump“ – ein neues Konzept einer thermischen Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-AWPs** 34

2.4.1 Arbeitsprinzip 34

2.4.2 Pumpengeometrie und Kältemittelbedarf 35

2.4.3 Einfluss auf die Effizienz der AWP 37
2.4.4 Regelprinzip 39
2.4.5 Vorversuche mit Luft/Wasser 39
2.4.6 Fazit zum ThermoPump-Konzept 42
2.5 **Theoretische Untersuchungen** 44
2.5.1 Thermodynamische Untersuchungen 44
2.5.2 Maschinendynamische/Strömungstechnische Untersuchungen 46
2.6 **Auslegung, Konstruktion und Bau** 48
2.6.1 Auslegung 48
2.6.2 Konstruktion und Bau 51
2.6.3 Funktionsnachweis 52
2.7 **Experimentelle Untersuchungen** 54
2.7.1 Versuchsaufbau und -durchführung 54
2.7.2 Messergebnisse 57
2.7.3 ThermoPump vs. mechanische Lösungsmittelpumpe 59
2.7.4 Simulation vs. Experiment 60
2.8 **Umsetzungsstudie** 61
3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen 64
4 Ausblick und Empfehlungen 66
5 Literaturverzeichnis 67
6 Anhang 70
7 Kontaktdaten 72

1 Einleitung

In den letzten Jahren entstand neben der großen Nachfrage nach elektrisch angetriebenen Heizungs- und Brauchwasser-Kompressionswärmepumpen auch wieder ein wachsender Markt für thermisch angetriebene Wärmepumpen, wie z.B. Ammoniak/Wasser–Absorptionswärmepumpsysteme (AWP) sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen. Die Nutzungsmöglichkeiten von AWP's sind sehr umfangreich. Besonders da zum Antrieb der AWP hauptsächlich Wärme auf einem Temperaturniveau von rd. 100°C benötigt wird, können unterschiedlichste Energieträger zum Antrieb dieser Wärmepumpsysteme herangezogen werden, wie in Abbildung 1 anschaulich dargestellt.

Von speziellem Interesse ist einerseits der Einsatz der AWP als effiziente Gasheizung. Durch Nutzbarmachung von Umgebungswärme, wie Geothermie, Außenluft, etc., liegt der Nutzungsgrad solcher gasbefeuerter AWP's mit rd. 150% deutlich über dem von Brennwertgeräten mit rd. 105%. (Vgl. Rieberer et al., 2013)

Andererseits steht vor allem auch die Kältegenerierung mittels AWP's aus regenerierbaren bzw. regenerativen Energieträgern, wie Solarthermie oder Abwärme aufgrund ihres hohen ökologischen Potentials im Focus der internationalen Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten im Wärmepumpensektor.

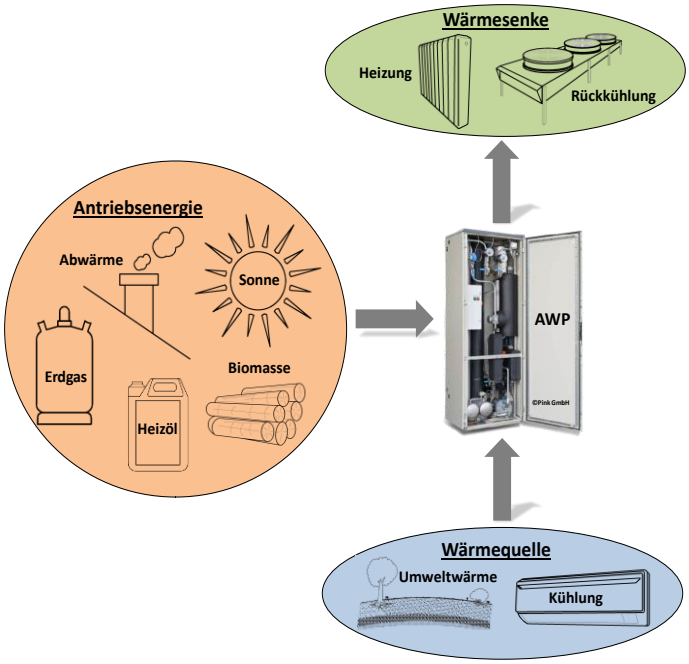


Abbildung 1: Prinzipielle Darstellung des Einsatzfeldes von Absorptionswärmepumpsystem fürs Heizen und Kühlen (Pink Chiller PC 19) – mögliche Wärmequellen und –senken (IWT, 2012)

1.1 Ausgangssituation/Motivation des Projektes

AWP's mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser (NH3/H2O) sind für den größeren Leistungsbereich (ab ca. 100 kW) mehr oder weniger Stand der Technik. Als Antriebsenergie kommt meist Erdgas, Solar- oder Prozesswärme (Abwärme) zum Einsatz. AWP's im kleineren Leistungsbereich (Verdampferleistung < 20 kW) haben Schwierigkeiten sich am Markt durchzusetzen, obwohl diese aufgrund ihres großen Einsatzbereiches in Ein-, Mehrfamilien, Industrie und Gewerbe ein großes Potential sowohl für Kühl- als auch für Heizanwendungen aufweisen. In den vergangenen Jahren wurden daher große Anstrengungen unternommen, um AWP im kleinen Leistungsbereich am Markt zu etablieren. Im Focus stehen dabei Maßnahmen zur Effizienzsteigerung, Komponentenoptimierungen und Herstellkostenreduktion.

Herzstück jeder Absorptionswärmepumpe ist die – in der Regel elektrisch angetriebene – Lösungsmittelpumpe (LMP). Die derzeit für AWP kleiner Leistung (< 20 kW) eingesetzten Pumpen sind relativ komplex aufgebaut, teuer und es besteht erhebliches Verbesserungspotential hinsichtlich Effizienz, Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit.

Ein neuer Lösungsmittelpumpe-Typ, der vor allem eine einfachere Konstruktion aufweist, könnte diese Situation verbessern.

1.2 Zielsetzungen des Projektes

Im vorliegenden Projekt wurde nach einem neuen Ansatz für die Lösungsmittelpumpe gesucht, welcher den elektrischen Antrieb durch einen „internen Antrieb“ ersetzt. Bei einer intern angetriebenen Lösungsmittelpumpe wird versucht, die Energie für den Pumpprozess aus dem AWP-Prozess selbst zu gewinnen, sodass dafür keine elektrische Antriebsenergie notwendig ist. Die „Energiegewinnung“ für den Antrieb der Pumpe soll aus dem internen „Kraftprozess“ der AWP erfolgen. Da der Absorptionswärmepumpenprozess durch Wärmezu- (Generator, Verdampfer) und –abfuhr (Absorber, Kondensator) bei unterschiedlichen Temperaturniveaus angetrieben wird, wird auch die intern angetriebene Lösungsmittelpumpe, die diese Wärmen nutzt, als „thermisch angetrieben“ bezeichnet. Für den Antrieb der Pumpe werden die zwei Druckniveaus der AWP genutzt, die durch Wärmezu- und –abfuhr generiert werden. Diese thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe verspricht gegenüber einem elektrischen Antrieb folgende Vorteile:

- eine kostengünstige Herstellung
- einen geringeren elektrischen Energiebedarf
- eine hermetische Ausführung
- eine einfache Konstruktion und Wartungsfreiheit

Dieses Projekt soll zu einer technologischen Verbesserung und damit zu einer größeren Verbreitung von Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen beitragen.

1.3 Methodik des Projektes

Zur Realisierung dieses Vorhabens wurde aufbauend auf einer Literatur-, Patent- und Marktrecherche zum derzeitigen Stand der Forschung und Entwicklung gezielt nach neuen Ideen zur Umsetzung des „internen Antriebs“ für Lösungsmittelpumpen gesucht und diese entwickelt. Verschiedene Ansätze wurden dabei eruiert und hinsichtlich Effizienz, Komplexität, Umsetzbarkeit, Aufwand, Entwicklungsrisiko, Kosten etc. bewertet.

Für das am besten geeignete Konzept wurde ein detailliertes thermodynamisches Simulationsmodell für den gesamten Absorptionswärmepump-Prozesses inkl. Pumpe erstellt, mit dem verschiedene Parameter, wie z.B. die externen Temperaturniveaus der Absorptionswärmepumpe und geometrische Pumpenparameter zur Auslegung eines erstes Funktionsmusters, variiert werden konnten.

Die Arbeitsweise des Pumpenkonzeptes wurde zuerst in ersten Vorversuchen mit Luft/Wasser untersucht. Basierend auf diesen Erfahrungen und den Simulationsergebnissen wurde ein Funktionsmuster der thermischen Lösungsmittelpumpe gebaut, in einer am Markt erhältlichen Absorptionswärmepumpanlage integriert und bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen hinsichtlich Regelung und Effizienz vermessen und so weit möglich optimiert bzw. adaptiert.

Aufbauend auf den Erfahrungen mit dem Versuchsstand wurde das Potential einer konkreten Umsetzung dieser Technologie bei den Firmenpartnern, d.h. für die Kühl- bzw. Heizanwendung, untersucht.

1.4 Schwerpunkte des Projektes

Im vorliegenden Projekt wurde ein neuer Ansatz für eine thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe, einsetzbar in Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpsystemen kleiner Leistung, erarbeitet.

Der Focus lag dabei auf der Umsetzung eines erstens Funktionsmusters, mittels dem die Funktion dieses neuen Pumpenkonzeptes nachgewiesen werden konnte. Dafür sind folgende Ziele definiert worden:

- Geeignetes Konzept zur Umsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe
- Ein funktionierendes Funktionsmuster
- Eine optimierte Regelungsstrategie für die thermische Lösungsmittelpumpe in der Gesamtanlage
- Erkenntnisse bezüglich der technischen Grenzen dieser Technologie
- Detaillierte Umsetzungsstrategien der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für die Anwendungsgebiete der Projektpartner, Kühlen bzw. Heizen.

Die Projektergebnisse sollen als solide Basis zur spezifischen Weiterentwicklung der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für die Produkte der beteiligten Projektpartner dienen. Einerseits zur Anwendung im Bereich der Kühlung mittels Solarkollektoren oder Abwärme bei der Fa. Pink GmbH und andererseits für die Heizungsanwendung bei der Fa. Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH.

1.5 Einordnung in das Programm

Beim vorliegenden Projekt „ThermoPump - Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung“ handelt es sich um ein kooperatives industrielles Forschungsprojekt. Das Projektkonsortium besteht aus dem wissenschaftlichen Partner, der TU Graz – Institut für Wärmetechnik sowie aus den beiden Industriepartnern, der Fa. Pink GmbH und der Fa. Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH. Dieses Projekt wurde im Rahmen der 3. Ausschreibung des Forschungs- und Technologieprogramms „Neue Energien 2020“ des Klima- und Energiefonds des Bundes in Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG finanziert und lässt sich diesbezüglich zu den Themenfeldern **Solarthermie** und **Erneuerbare Energien** zuordnen.

1.6 Aufbau des Berichtes

Dieser publizierbare Endbericht ist folgendermaßen aufgebaut:

Kapitel 1 gibt einen einleitenden Überblick über die Motivation bzw. die Ausgangssituation zum vorliegenden Projekt und beschreibt kurz die verfolgten Ziele, Schwerpunkte und die Methodik im Projekt. Weiters wird auch die thematische Zuordnung zum Ausschreibungsprogramm des Fördergebers angeführt und der Aufbau des Berichtes erläutert.

In Kapitel 2 werden die durchgeführten Arbeiten und die ermittelten Ergebnisse des Projekts „ThermoPump“ von der Literaturrecherche über die theoretische Analyse bis zur experimentellen Untersuchung und der durchgeführten Umsetzungsstudie inhaltlich dargestellt.

Kapitel 3 gibt eine inhaltliche Zusammenfassung des Projektes und eine Schlussfolgerung aus den gewonnenen Erkenntnissen.

In Kapitel 4 wird ein kurzer Ausblick bzw. weitere Empfehlungen zu einem potentiellen weiteren Vorgehen zur im vorliegenden Projekte untersuchten Thematik gegeben.

Kapitel 5 beinhaltet das Literaturverzeichnis.

In Kapitel 6 sind das Nomenklatur-, Abbildungs- und Tabellenverzeichnis angehängt.

In Kapitel 7 sind die Kontaktdaten des Projektleiters angeführt.

2 Inhaltliche Darstellung

Die inhaltliche Darstellung beschreibt die im Zuge des Projektes durchgeführten Arbeiten und ermittelten Ergebnisse. Im Kapitel 2.1 werden kurz die relevanten Grundlagen bzgl. Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpsysteme erläutert. Kapitel 2.2 gibt eine Übersicht zum Status Quo zu Lösungsmittelpumpen von Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung. In Kapitel 2.3 wird der Vergleich von verschiedenen Konzepten thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpen beschrieben. Die im Zuge des vorliegenden Projektes realisierte thermische Lösungsmittelpumpe wird in Kapitel 2.4 vorgestellt. Kapitel 2.5 beinhaltet die durchgeführten Simulationen und deren Ergebnisse. In Kapitel 2.6 wird die Auslegung und der Bau des Pumpenfunktionsmusters beschrieben. Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen sind in Kapitel 2.7 erläutert und die durchgeführte Umsetzungsstudie kurz in Kapitel 2.8.

2.1 Grundlagen zu NH3/H2O-Absorptionswärmepumpprozessen

In diesem Kapitel werden die notwendigsten Grundbegriffe von einstufigen Absorptionswärmepumpprozessen kurz erläutert. Es wird dabei möglichst einfach das Funktionsprinzip eines Absorptions- im Vergleich zu einem Kompressionswärmepumpenprozesses erläutert und weiters kurz auf das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser (NH_3/H_2O) und das dazugehörige Lösungsfeld sowie auf die Effizienzbewertung für diese thermisch angetriebenen Wärmepumpprozesse sowohl für Heizen und Kühlen eingegangen.

2.1.1 Funktionsprinzip eines Absorptionswärmepumpsystems

Absorptionswärmepumpsysteme zählen zu den sogenannten thermisch angetriebenen Wärmepumpsystemen. Thermisch angetriebene Wärmepumpen (WP) „entziehen“ einer Wärmequelle Wärme auf tieferem Temperaturniveau (T_0) und heben diese auf ein mittleres Temperaturniveau (T_N) an, um diese Wärme an die s.g. Wärmesenke abzugeben. Dieser Prozess der Temperaturanhebung einer Wärme wird auch als „Wärmepump-“ oder je nach Nutzung auch als „Kälteprozess“ bezeichnet. Zum Antrieb des Wärmepumpprozesses beziehen thermisch angetriebene Wärmepumpsysteme ihre Antriebsenergie - im Gegensatz zu elektrisch angetriebenen Wärmepumpen - hauptsächlich aus Wärme auf ausreichend hohem Temperaturniveau ($T_H > T_N$). Abbildung 2 zeigt einen prinzipiellen Vergleich eines elektrisch (links) angetriebenen Wärmepumpsystems (WP) zwischen 2 Temperaturniveaus (T_0 und T_N) bzw. 3 Temperaturniveaus (T_0, T_N und T_H).

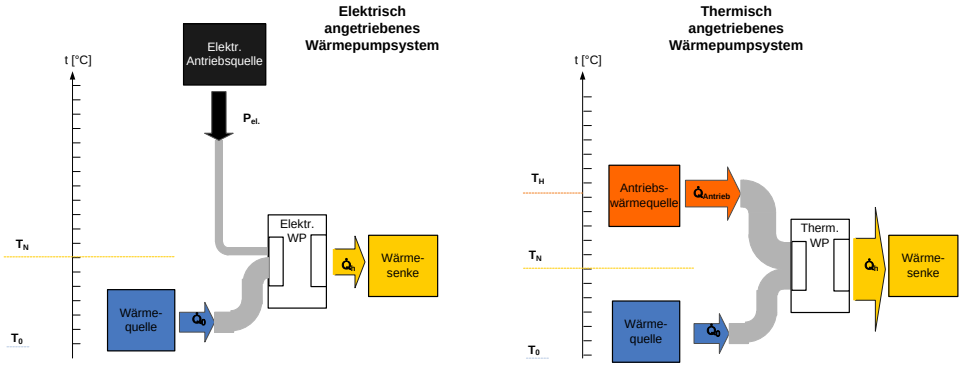


Abbildung 2: Prinzipelle Darstellung der Energieflüsse eines elektrisch angetriebenen (links) und eines thermisch angetriebenen Wärmepumpsystems (rechts) entsprechend der Temperaturniveaus von Wärmequelle und –senke (vgl. Moser, 2008)

Folgend wird kurz das Funktionsprinzip einer Absorptionswärmepumpe im Vergleich zur Kompressionswärmepumpe erläutert (vgl. Moser, 2008). Abbildung 3 zeigt ein Schema einer Kompressions- (links) und einer Absorptionswärmepumpe (rechts).

Beide Prozesse sind so genannte Kaltdampfprozesse, da der Kälteprozess das Zweiphasengebiet des Arbeitsmittels, dem so genannten Kältemittel durchläuft. Im Kondensator (auf der Hochdruckseite) gibt das Kältemittel Wärme auf höherem Temperaturniveau ab und (auf der Niederdruckseite) im Verdampfer nimmt es Wärme auf niederem Temperaturniveau auf. Die Zustandsänderungen erfolgen dabei, wie bereits erwähnt, großteils im Nassdampfgebiet.

Das dampfförmige Kältemittel wird im Verdichter der **Kompressionswärmepumpe** auf einen höheren Druck gebracht, gelangt dann in den Kondensator, wo es kondensiert und die Kondensationswärme (Q_{CON}) an das so genannte „Kühlwasser“ abgibt. Aus dem Kondensator kommend wird das nunmehr flüssige Kältemittel in der Drossel auf einen Niederdruckniveau entspannt und gelangt in den Verdampfer. Dort wird das großteils flüssige Kältemittel durch Aufnahme der Verdampfungswärme (Q_0) aus dem „Kaltwasser“ verdampft und vom Verdichter angesaugt, womit sich der Kreisprozess schließt.

Der mechanische Verdichter wird bei einer **Absorptionswärmepumpe** durch den so genannten „Lösungsmittelkreislauf“ - oder auch als „thermischen Verdichter“ bezeichnet - ersetzt. Der Kältemitteldampf aus dem Verdampfer kommend wird im Absorber durch das Lösungsmittel (arme Lösung) unter Abgabe der sogenannten Lösungswärme auf mittlerem Temperaturniveau an das Kühlwasser absorbiert. Die dadurch entstandene „reiche Lösung“ wird durch eine Pumpe, die so genannte Lösungmittelpumpe auf Hochdruckniveau in den Austreiber, bzw. auch Generator genannt, gepumpt. Durch Wärmezufuhr auf hohem Temperaturniveau (Q_{GEN}) wird das Kältemittel im Generator wieder aus dem Lösungsmittel ausgetrieben. Das ausgetriebene dampfförmige Kältemittel passiert den Kälteprozess, bestehend aus Kondensator, Kältemitteldrossel und Verdampfer (wie bei der Kompressionswärmepumpe). Die übrig bleibende „arme Lösung“ wird über eine Lösungsmitteldrossel auf Niederdruckniveau entspannt und strömt zurück zum Absorber, womit sich der Kreisprozess schließt.

Die notwendige mechanische Leistung der Lösungsmittelpumpe der Absorptionswärmepumpe beträgt theoretisch nur einen geringen Prozentsatz der Verdichterleistung einer vergleichbaren Kompressionswärmepumpe. D.h., dass die Bereitstellung der hochwertigen Energie zur Anhebung des Temperaturniveaus hauptsächlich durch Wärmezufuhr im Austreiber auf hohem Temperaturniveau – dem s.g. Heizwassertemperaturniveau - erfolgt.

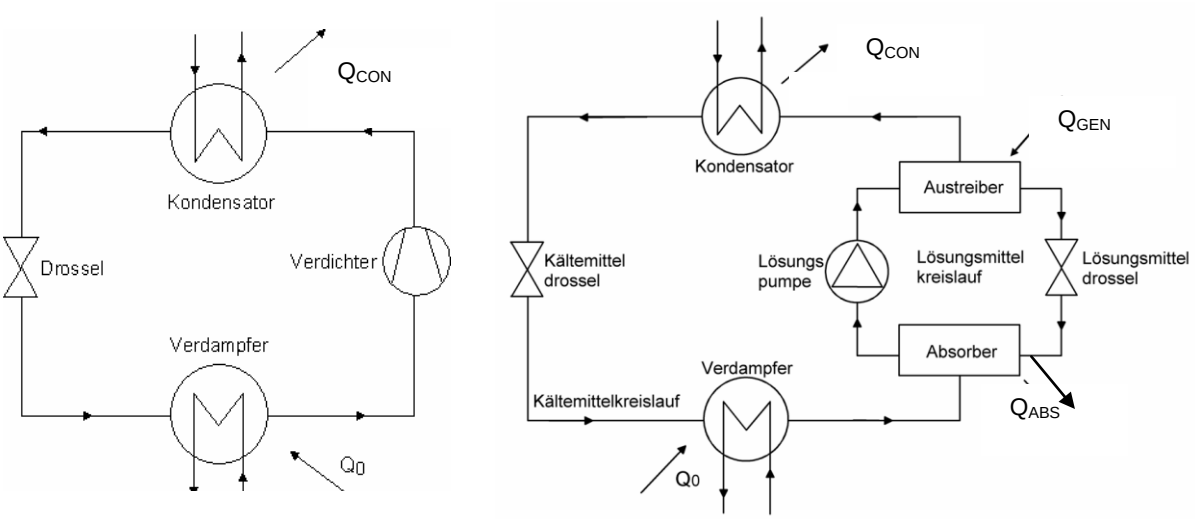


Abbildung 3:Schematische Darstellung: Kompressionswärmepumpe (links) und Absorptions-wärmepumpe (rechts) (Moser, 2003)

Der Kreislauf von Absorptionswärmepumpen und –kältemaschinen unterscheidet sich prinzipiell nicht, sondern nur in der jeweiligen Anwendung. Wird die Anlage zur „Kälteerzeugung“ verwendet - d.h., dass der Wärmeentzug infolge der Wärmeaufnahme im Verdampfer auf tiefem Temperatur genutzt und die Abwärme aus Kondensator und Absorber an die Umgebung entsorgt wird – spricht man von Absorptionskältemaschinen. Wird mit der prinzipiell gleichen Anlage Wärme z.B. Erd-, Umgebungswärme etc. auf tieferem Temperaturniveau aufgenommen und auf einem höheren Temperaturniveau zu Heizzwecken abgegeben, spricht man von Absorptionswärmepumpen – wobei die Wärmeaufnahme im Verdampfer erfolgt und die Nutzwärme vom Kondensator und dem Absorber abgegeben wird. Da der Prozess der für beide Anwendungen „Heizen“ oder „Kühlen“ prinzipiell gleich ist, spricht man von Absorptionswärmepump-Systemen, kurz AWP für beide.

2.1.2 Effizienz

Zur Beschreibung der Effizienz von AWPs wird das so genannte Wärmeverhältnis, bzw. aus dem englischen Sprachgebrauch kommend als Coefficient of Performance (COP) bezeichnet, benutzt. Der COP ist das (momentane) Verhältnis von Nutzen zu Aufwand und gibt somit die Effizienz einer AWP

für einen bestimmten Betriebspunkt an. Je höher der COP, desto effizienter die AWP in diesem Betriebspunkt. Das Wärmeverhältnis ist je nach Anwendung (Kältemaschine oder Wärmepumpe) unterschiedlich definiert, da sich der Nutzen je Anwendung, ob Kühl- oder Heizanwendung ändert. Für den Heizbetrieb liegt der Nutzen in der abgegebenen Wärmeleistung ($\dot{Q}_H$) sprich der Kondensator und Absorberwärme und der Aufwand stellt die thermische Antriebswärmeleistung für den Generator ($\dot{Q}_{GEN}$) sowie die elektrische Energie der Lösungsmittelpumpe dar ($P_{P,el.}$). Somit ist der COP_H für den Heizbetrieb der AWP lt. Gl. (1) definiert.

$$\varsigma_H = COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{GEN} + P_{P,el.}} = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{P,el.}} \quad (1)$$

Für den Kältebetrieb liegt der Nutzen in der erzeugten Kälteleistung ($\dot{Q}_0$), welche der Verdampferleistung entspricht. Der Aufwand für den Antrieb der AWP stellt auch hier die benötigten Generatorwärmeleistungszufuhr sowie dem elektrischen Leistungsbedarf der Lösungsmittelpumpe dar. Für die Kälteanwendung einer AWP errechnet sich der COP_C, wie lt. Gl. (2) formuliert.

$$\varsigma_K = COP_C = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_{GEN} + P_{P,el.}} \quad (2)$$

In Abbildung 4 ist der Wärmepumpprozess zwischen 3 Temperaturniveaus dargestellt, nach dem einer reversible AWP arbeitet. Wie daraus ersichtlich, handelt es sich bei der AWP um eine Kombination eines thermodynamisch linksläufigen und rechtsläufigen Kreisprozesses (Rieberer et al., 2013). Der sogenannte Lösungskreislauf der AWP entspricht gemäß Thermodynamik einem internen Kraftprozess, da dieser rechtsläufig ist der den linksläufigen Wärmepumpprozess der AWP antreibt.

Gemäß Carnot hängt der theoretisch maximal erreichbare $COP_{H,rev.}$ bzw. $COP_{C,rev.}$ einer reversiblen AWP - wie in Gl. (3) und (4) definiert - ausschließlich von den 3 Temperaturniveaus der Wärmesenke und -quelle (T_H, T_N und T_0) ab.

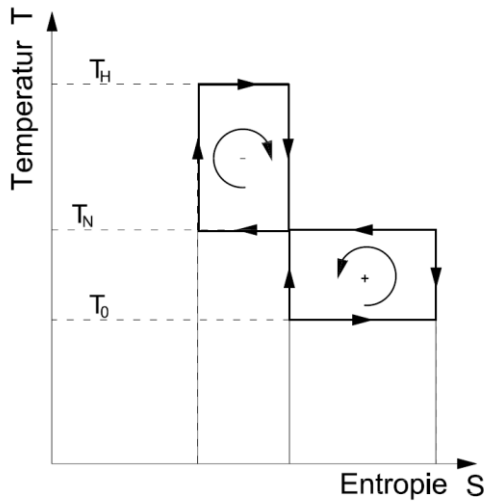


Abbildung 4: Reversibel thermisch angetriebener Wärmepumpenprozess zwischen drei Temperaturniveaus (T_H, T_N und T_0)

Damit kann der COP eines thermisch angetriebenen Wärmepumpsystems auch als eine Kombination einer Wärmekraftmaschine mit einer Wärmepumpe bzw. einer Kältemaschine angesehen werden. Je günstiger der Rechts- und der Linksprozess realisiert werden können, desto höher ist der COP einer reversiblen Anlage.

$$COP_{H,rev.} = \frac{T_H}{T_H - T_0} \cdot \frac{T_H - T_0}{T_H} = \varepsilon_{H,rev.} \cdot \eta_{0,rev.} \geq COP_H \quad (3)$$

$$COP_{C,rev.} = \frac{T_0}{T_H - T_0} \cdot \frac{T_H - T_N}{T_H} = \varepsilon_{0,rev.} \cdot \eta_{N,rev.} \geq COP_H \quad (4)$$

Der COP ist nur eine Momentaufnahme, der die Leistungsverhältnisse für einen stationären Betriebspunkt darstellt. Der so genannte Seasonal Performance Factor (SPF) wird zur energetischen Bewertung der Effizienz einer Wärmepumpe während einer definierten Periode verwendet, und berücksichtigt auch Teillast-, An- und Stillstandsverluste der Anlage während der Periode.

Bei einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe ist der SPF_H (SPF für den Heizfall) das Verhältnis von gelieferter Nutzwärmeenergie (Q_h) zur notwendigen thermischen Antriebsenergie (Q_{GEn}) bzw. dem elektrischen Bedarf für die Lösungsmittelpumpe (W_{el}), während einer Heizsaison oder eines Jahres (siehe Gl. (5)). Der SPF_C für den Kühlfall einer thermischen AWP ist gemäß Gl. (6) definiert, da der Nutzen in der generierten Kälte während der Periode liegt.

$$SPF_H = Q_H / (Q_{GEN} + W_{el}) = (Q_{CON} + Q_{ABS}) / (Q_{GEN} + W_{el}) \quad (5)$$

$$SPF_C = Q_0 / (Q_{GEN} + W_{el}) \quad (6)$$

2.1.3 Arbeitsstoffe für Absorptionswärmepumpprozesse

Absorptionswärmepumpprozesse nutzen Arbeitsstoffgemische bestehend aus dem so genannten Lösungsmittel oder Absorptionsmittel und dem Kältemittel, wobei die Löslichkeit des Kältemittels im Lösungsmittel gewährleistet sein muss. Meist sind dies binäre Stoffgemische, die i.d.R. Arbeitstoffpaare genannt werden. In der Forschung und Entwicklung werden aber auch ternäre und mehr Stoffgemische für Absorptionswärmepumpprozesse untersucht.

Zurzeit sind am Markt hauptsächlich Absorptionswärmepump-Systeme mit den Arbeitsstoffpaaren Wasser/Lithiumbromid und Ammoniak/Wasser erhältlich. Für Anwendungen bei denen Verdampfungstemperaturen unter 0°C auftreten können bzw. erforderlich sind, scheiden alle Stoffpaare die Wasser als Kältemittel verwenden aus.

In diesem Projekt beschränken sich die Untersuchungen ausschließlich auf das gängige Stoffpaar NH_3/H_2O, die auch bei den Anlagen der industriellen Forschungspartner dieses Projektes in Verwendung sind.

2.1.4 Lösungsfeld und Lösungsumlauf

Abbildung 5 zeigt einen einstufigen Kreislauf einer AWP mit mechanischer LMP im log p, 1/T – Diagramm für Ammoniak/Wasser, da dies eine oft verwendete Darstellung von AWP-Kreisläufen ist. Daraus ersichtlich ist, dass Absorptionswärmepumpprozesse – vernachlässigt man allfällige Druckverluste – zwischen zwei Druckniveaus arbeiten. Der Verdampfer (EVA) und der Absorber (ABS) befinden sich auf dem s.g. Niederdruckniveau, welches neben der Kältemittelreinheit vor allem durch das Temperaturniveau im Verdampfer bestimmt wird. Der Kondensator (COND) und der Generator (GEN) befinden sich auf dem s.g. Hochdruckniveau, welches wiederum neben der Kältemittelreinheit vor allem durch das Temperaturniveau im Kondensator bestimmt wird. Aus Gründen der Effizienzsteigerung wird bei einstufigen Absorptionswärmepumpsystemen i.d.R. meist ein interner Lösungsmittelwärmetauscher (SHX) eingesetzt.

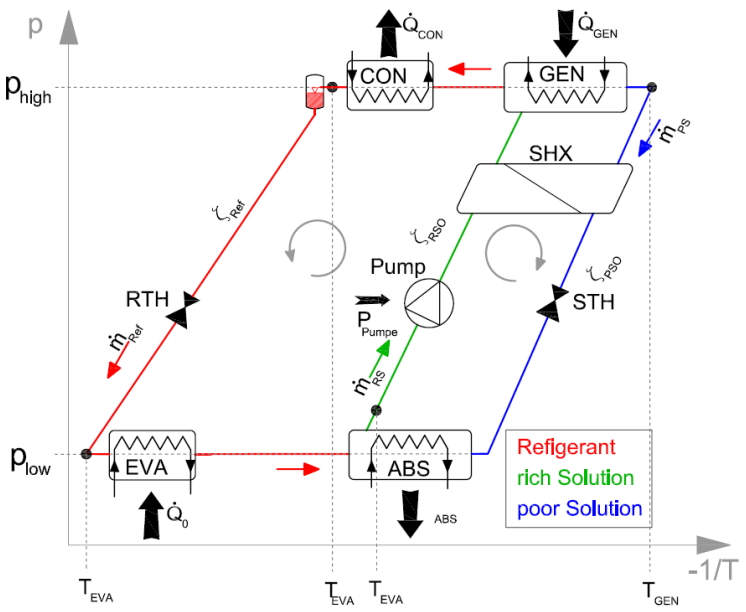


Abbildung 5: Schema einer einstufigen AWP mit mechanischer LMP im log(p), 1/T – Diagramm für NH_3-H_20

Das log(p), 1/T - Diagramm wird auch als Lösungsfeld bezeichnet und zeigt den Zusammenhang zwischen dem Dampfdruck des Arbeitsstoffgemisches und der Temperatur für unterschiedliche Konzentrationen. Durch die logarithmische Skalierung des Drucks auf der Ordinate und die negative reziproke, absolute Temperatur auf der Abszisse ergeben sich gemäß der Clausius-Clapeyronschen Zustandsgleichung annähernd lineare Dampfdruckkurven (Niebergall, 1981). Die Ammoniakkonzentrationen der Dampfdruckkurven nehmen von links nach rechts ab.

Im Lösungsfeld kann über die Temperaturniveaus im Verdampfer (TEVA), im Kondensator (TCON) bzw. im Absorber (TABS) und Generator (TGEN) der Hoch- und Niederdruck der AWP bestimmt werden, sowie die Konzentration der armen und reichen Lösung (ξ_{PSO} und ξ_{RSO}) und damit die

Entgasungsbreite ($\Delta\xi$). Basierend auf den Massenbilanzen der AWP ergibt sich folgender Zusammenhang gemäß Gl. (7) zwischen der Entgasungsbreite und dem spezifischen Lösungsmittelumlauf (f). f ist das Verhältnis aus dem zu pumpenden Massenstrom an reicher Lösung ($\dot{m}_{RSO}$) und dem Massenstrom an Kältemittel, der den Kondensator und Verdampfer passiert ($\dot{m}_{REF}$).

$$f = \frac{\dot{m}_{RSO}}{\dot{m}_{REF}} = \frac{\xi_{REF} - \xi_{PSO}}{\xi_{RSO} - \xi_{PSO}} = \frac{\xi_{REF} - \xi_{PSO}}{\Delta\xi} \approx \frac{1}{\Delta\xi} \qquad (7)$$

Je geringer die Entgasungsbreite desto höher der spezifische Lösungsmittelumlauf. D.h., dass bei geringern Entgasungsbreiten, die von den Temperaturniveaus abhängig ist, die Lösungsmittelpumpe bei gleicher Verdampferleistung der AWP mehr fördern muss.

2.2 Elektrische Lösungsmittelpumpe für Anlagen kleiner Leistung- Status Quo

Insbesondere bei NH3/H2O Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung gibt es für die Lösungsmittelpumpe noch wenig zufriedenstellende Lösungen. Die Lösungsmittelpumpe (LMP) einer Absorptionswärmepumpe (AWP) dient zur Druckanhebung der reichen Lösung vom Absorberdruck auf den Generatordruck, um folglich das Kältemittel, welches in der flüssigen Lösung gelöst ist, vom Verdampferdruck auf den Kondensatordruck zu verdichten. Diese Druckanhebung von Absorber- auf Generatordruck entspricht, bei Vernachlässigung aller Druckverluste in den Komponenten der AWP, der Anhebung von Verdampfer- auf Kondensatordruck. Somit ist die Druckanhebung der Pumpe vom benötigenden Temperaturhub abhängig. Dieser Temperaturhub ermöglicht „Wärme zu pumpen“, sprich Wärme mit tiefem Temperaturniveau wird auf ein höheres Temperaturniveau gehoben, die Differenz des Temperaturniveaus zwischen Verdampfer und Kondensator nennt man Temperaturhub.

2.2.1 Pumpen Anforderungen

Die Lösungsmittelpumpe ist maßgeblich für die Funktion einer AWP verantwortlich. Die Anforderungen, die an die Lösungsmittelpumpe für das Stoffpaar Ammoniak/Wasser gestellt werden, um für einen einwandfreien Betrieb der AWP zu garantieren, sind daher zahlreich (vgl. Safarik, 2003):

- Die erforderliche Druckerhöhung ist bezogen zum notwendigen Förderstrom sehr hoch. Bei einer Absorptionskältemaschine mit einer Kälteleistung von ca. 20 kW beträgt der Förderstrom für die Pumpe rd. 600 l_{RSO}/h, wobei der Hochdruck ca. 10-15 bar_a und der Niederdruck ca. 3-5 bar_a bei konventioneller Klimatisierungsanwendung beträgt. ⇒ Damit sind für diesen Einsatz gemäß Abbildung 6 eher Verdrängerpumpen geeignet.
- Der Förderstrom der Pumpe sollte möglichst unabhängig von der Änderung der Förderhöhe der Pumpe sein. ⇒ steile Pumpenkennlinie (Verdrängerpumpe)
- Die Pumpe sollte möglichst gleichmäßig d.h. möglichst pulsationsarm fördern.
- Die Baugröße der Pumpe sollte möglichst kompakt sein, um diese möglichst einfach in die AWP integrieren zu können.
- Die Pumpe sollte im Betrieb möglichst geräusch- und vibrationsarm arbeiten.
- Die Verschleißfähigkeit der Pumpe sollte möglichst hoch sein, um eine lange Lebensdauer (ca. 20 Jahre) bei geringem Wartungsaufwand zu ermöglichen. (Betriebsstunden je nach Einsatz und Anwendung von 100 – 6000 h/a)

- Der Betrieb mit Medien geringer Viskosität muss möglich sein (keine Schmierwirkung des Arbeitsstoffgemisches). (Anmerkung: $\nu_{NH3/H20}$ = 1,14 mm²/s @ 30°C / 30%$_{NH3}$ lt. EES (2013))
- Eine zuverlässige Abdichtung nach Außen muss aufgrund der Toxizität des Arbeitstoffsgemisches gegeben sein (100% dicht).
- Alle verwendeten Pumpenwerkstoffe müssen gegen das korrosive Arbeitsstoffgemisch chemisch resistent sein.
- Der erforderliche NPSH Wert der Pumpe muss sehr niedrig sein, um Kavitation zu vermeiden, da die zu pumpende Lösung sich annähernd am Siedepunkt befindet.

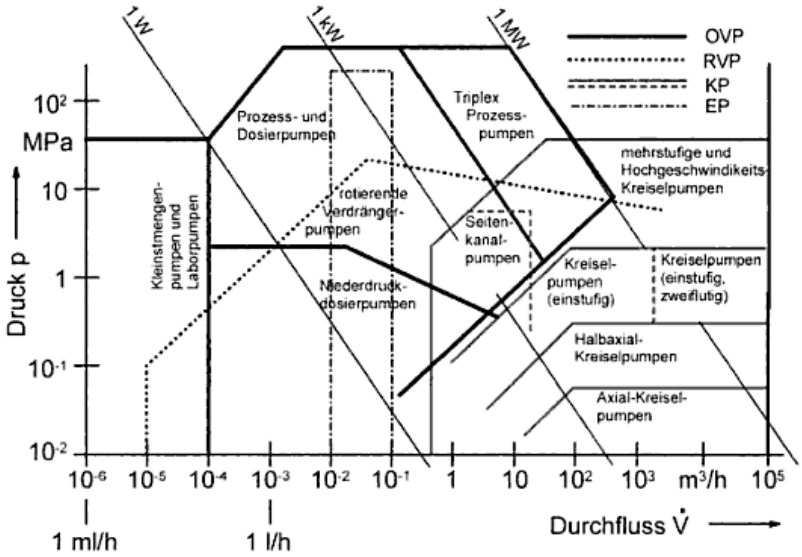


Abbildung 6: Vergleich der Leistungsparameter der Pumpenhauptgruppen (Eifler et. al 1967)

Neben den o.a. technischen Anforderungen sollte die Pumpe auch noch folgende Kriterien erfüllen, um auch einen wirtschaftlich darstellbaren Betrieb der AWP zu ermöglichen:

- kostengünstig
- effizient
- zuverlässig

2.2.2 Elektrische Pumpen als Lösungsmittelpumpe

In seiner Dissertation hat Safarik (2003) u.a. auch verschiedene Bauformen einer elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für eine für die solare Klimatisierung entwickelte NH_3/H_2O-Absorptionswärmepumpe getestet. Lt. Safarik (2003) scheiterte der Einsatz einer Zahnradpumpe (siehe Abbildung 8) z.B. an starken Verschleißerscheinungen binnen weniger Betriebsstunden und eine Kolbenmembranpumpe ohne Dämpfer verursachte starke Geräuschentwicklung, Pulsationen

und Druckstöße. Beim Einsatz einer mehrstufigen Kreiselpumpe (siehe Abbildung 7) traten periodische Schwankungen von Hoch- und Niederdruck auf, welche schlussendlich durch die aktive Regelung der Pumpendrehzahl ausgeglichen werden konnten. Da diese Lösung relativ teuer und der Wirkungsgrad der Kreiselpumpe relativ schlecht ist, stellt diese Variante keine zufriedenstellende Lösung dar. (Safarik, 2003)

Abbildung 7: 11-stufige Kreiselpumpe der Fa. Grundfos (Safarik, 2003)

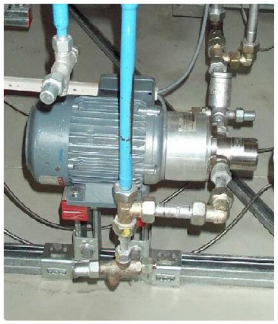


Abbildung 8: Zahnradpumpe der Fa. Scherzinger (Safarik, 2003)

Die derzeit von den österreichischen AWP-Herstellern verwendeten Pumpen werden i.d.R. in kleinen Stückzahlen selbst gefertigt, wie z.B. auch die Fa Pink. Grund dafür ist, dass zurzeit am Markt kaum geeignete und kostengünstige Pumpen erhältlich sind. Diese elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpen arbeiten nach einem Membranprinzip. Bei den von AWP-Herstellern selbst gefertigten Pumpen wird mittels einer Kolbenpumpe Öl auf einen hohen Druck gebracht, um dann mit dem Öl eine Membranpumpe anzutreiben, wie in Abbildung 9 dargestellt.

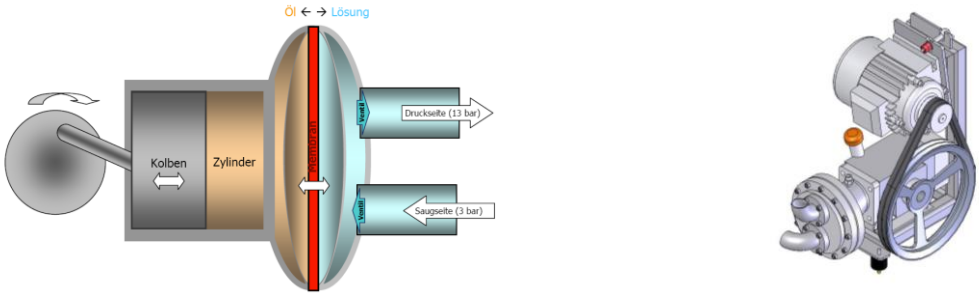


Abbildung 9: Prinzipskizze heute verwendeter elektrisch angetriebener Lösungsmittelpumpen für NH_3/H_2O AWPs (links) und typischer Aufbau einer Lösungsmittelpumpe mit Elektromotor (rechts) (Pink, 2013)

In Hinblick auf eine mögliche Kostenreduktion im Bereich der Lösungsmittelpumpe wäre eine einfachere Konstruktion wünschenswert. Weiters sollte nach Möglichkeit der Strombedarf der AWP reduziert werden.

2.2.3 Einflüsse auf die theoretische Pumpleistung der Lösungsmittelpumpe

Neben der Effizienz der Lösungsmittelpumpe hängt der Bedarf an elektrischer Antriebsleistung vor allem von der notwendigen theoretischen Pumpleistung ab. Deshalb werden in diesem Kapitel kurz die wichtigsten Parameter, die Einfluss auf die theoretische Pumpleistung haben, erläutert.

Die theoretische Pumpenleistung ($P_{P,theo}$) hängt natürlich ganz allgemein von der Druckdifferenz (Δp_{AWP}) die sie überwinden muss und vom zu fördernden Volumenstrom ($\dot{V}_{RS}$) ab und berechnet sich für Lösungsmittelpumpen lt. Gl (8).

$$P_{P,theor.} = \Delta p_{AWP} \cdot \dot{V}_{RS} = \Delta p_{AWP} \cdot \dot{m}_{RS} \cdot v_{RS,SP} \tag{8}$$

Maßgebend für die von der Lösungsmittelpumpe zu überwindende Druckdifferenz (Δp_{AWP}) ist der aus dem benötigten Temperaturhub resultierende Druckhub (Δp_{HUB}) im Wärmepumpenkreis der AWP. Zusätzlich muss die LMP noch die Druckverluste der Apparate der AWP ($\Delta p_{verl.AWP}$) überwinden.

$$\Delta p_{AWP} = \Delta p_{HUB} + \Delta p_{verl.,AWP} \tag{9}$$

Diese Druckverluste sind jedoch, wie bereits erwähnt, verhältnismäßig gering und werden unter Berücksichtigung einer gewissen Vereinfachung meist vernachlässigt.

Die Druckdifferenz infolge des Temperaturhubes (Δp_{HUB}) wird durch die Temperaturniveaus im Verdampfer und im Kondensator sowie auch durch die Kältemittelreinheit im Wärmepumpenkreis der AWP bestimmt.

$$\Delta p_{HUB} = p_{CON} - p_{EAV} = f(\Delta T_{HUB}; \xi_{REF}) \tag{10}$$

$$p_{CON} = p_{Siede}(T_{CON}; \xi_{REF}); \quad p_{EVA} = p_{Siede}(T_{EAV}; \xi_{REF}) \tag{11}$$

$$\Delta p_{HUB} = f(\Delta T_{HUB}; \xi_{REF}) \tag{12}$$

Zur Abschätzung der theoretischen Pumpenleistung der LMP, ist es hilfreich, die spezifische Pumpleistung nicht auf den Massenstrom der reichen Lösung ($\dot{m}_{RSO}$) sondern auf den Kältemittelmassenstrom ($\dot{m}_{REF}$) zu beziehen, da dieser auch maßgeblich für die Leistungsgröße der AWP ist (siehe Gl.(13)).

$$a_{P,theor.REF} = \frac{P_{P,theor.}}{\dot{m}_{REF}} = \Delta p_{HUB} \cdot f \cdot v_{RS,SP} \tag{13}$$

D.h., die spezifische Pumpenarbeit ($a_{P,theo.REF}$) ist ein Produkt aus Druckdifferenz zwischen Absorber und Generator, dem spez. Lösungsmittelumlauf (f) und dem spezifischen Volumen der reichen Lösung vor dem Eintritt in die Pumpe ($v_{RSO,P}$). Folglich wird die Antriebsleistung für die Lösungsmittelpumpe durch den Temperaturhub, die Kältemittelreinheit, die Temperatur der reichen Lösung beim Eintritt in die Pumpe und die Entgasungsbreite bzw. die Generatortemperatur bestimmt. Neben diesen Parametern hat aber auch die Prozessführung der AWP, wie z.B. einstufiger Prozess mit/oder Lösungs- und/oder ohne Kältemittelwärmetauscher oder mehrstufigen Prozess, Einfluss darauf. (vgl. Ziegler,1997)

Um den Einfluss einzelner Parameter zu quantifizieren, wurde im Zuge dieses Projektes eine Sensitivitätsanalyse der theoretischen Pumpleistung der Lösungsmittelpumpe ($P_{P,theo.}$) einer AWP (siehe Abbildung 10) durchgeführt. Dafür wurde ein stationäres Simulationsmodell für den in Abbildung 11 dargestellten Prozess basierend auf Energie- und Massenerhaltung in EES™ (2010) aufgebaut. Den größten Einfluss auf die theoretische Pumpleistung der Lösungsmittelpumpe haben der Temperaturhub (ΔT_{Hub} bzw. ΔT_{Lift}), die Verdampfungstemperatur (t_{eva}) und die Entgasungsbreite ($\Delta\xi$) und damit die Austreibertemperatur (T_{GEN}).

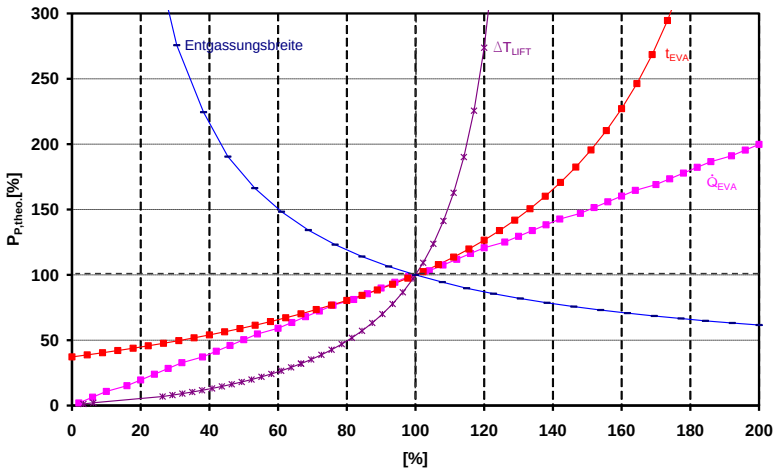


Abbildung 10: Sensitivitätsanalyse der theoretischen Pumpenleistung einer Lösungsmittelpumpe ($P_{P,theo}$)

Tabelle 1: Überblick der in der Sensitivitätsanalyse untersuchten Lastfälle

Para-meter	Einheit	min-value	load case-value	max-value
$\dot{Q}_{EVA}$	kW	0	5	10
t_{GEN}	°C	60	90	180
Δt_{Lift}	°C	0	30	40
$\Delta\xi$	-	0,01	0,14	0,5
t_{EVA}	°C	-10	0	10
e_{SHX}	-		0,7	
e_{RHX}	-		0,4	
ξ_{REF}	kg/kg		0,99	

Die Abbildung 12, in der der COP für Kältemaschinen und $P_{P,theo}$ in Abhängigkeit der Generator- (t_{Gen}) und Absorber- & Kondensatortemperatur ($t_{ABS,CON}$) dargestellt ist, verdeutlicht, dass die theoretische Pumpleistung der Lösungsmittelpumpe ($P_{P,theo.}$) einer AWP im Vergleich zur Generatorleistung vernachlässigbar ist. Weiters ist erkennbar, dass der COP je nach Lastfall bei einer bestimmten t_{GEN} ein Maximum aufweist. Die theoretische Pumpenleistung sinkt mit steigender t_{GEN}. Dies begründet sich infolge des Zusammenhanges von t_{GEN} mit dem spezifischen Lösungsmittelumlauf. Basis dieser Simulation ist ebenfalls das o.a. Modell in EES (2010).

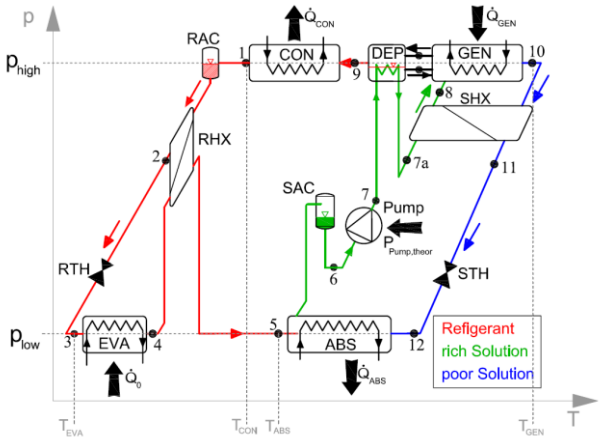


Abbildung 11: Prozessschema der untersuchten ein-stufigen NH3/H2O–AWP mit elektrischer Lösungsmittelpumpe (Zotter et al., 2011)

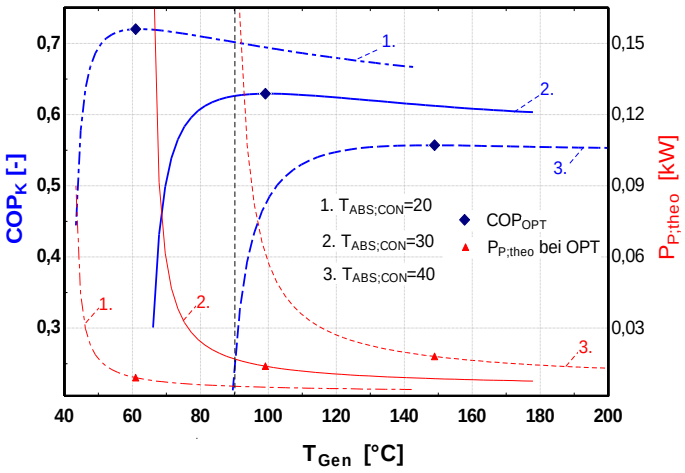


Abbildung 12: Einfluss der Austreiber- bzw. Generatortemperatur auf den COP und $P_{P,theo}$; t_{EVA} = 0°C; $\dot{Q}_{EVA}$ = 5 kW (Zotter et al., 2011)

Um die reale Leistungsaufnahme einer Pumpe zu berechnen, werden Verluste über Wirkungsgrade berücksichtigt. Diese Wirkungsgrade sind bei elektrischen Lösungsmittelpumpen meist sehr gering und liegen lt. Safarik (2003) z.B. für Kreiselpumpen (für 600 l/h) unter 25%.

2.3 Konzepte des thermischen (internen) Antriebs der Lösungsmittelpumpe

Bei einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe wird versucht die Energie für den Pumpprozess aus dem AWP-Prozess selbst zu gewinnen, sodass dafür keine elektrische oder mechanische Antriebsenergie notwendig ist. Die Energie für den Antrieb der Pumpe soll aus dem internen „Kraftprozess“ (siehe Kapitel 2.1.2) der AWP erfolgen.

Da der Absorptionswärmepumpenprozess generell durch die Wärmezufuhr im Generator (abgesehen von der Lösungsmittelpumpe) angetrieben wird und somit eine thermisch angetriebene Wärmepumpe darstellt, kann auch die intern angetriebene Lösungsmittelpumpe als „thermisch angetrieben“ bezeichnet werden. D.h. die Energie, die für den Antrieb der Lösungsmittelpumpe nötig ist, erfolgt indirekt durch Zu- und Abfuhr von Wärmen über die Systemgrenzen (vgl. Vinz, 1986 und Kahn, 1995). Ist für den thermischen Antrieb der Lösungsmittelpumpe eine zusätzliche Generatorwärme notwendig, so verschiebt sich der Bedarf der benötigten Antriebsenergie für den Pumpprozess von exergetisch hochwertiger elektrischer Energie zu niederexergetischer Antriebswärme. Für einen Vergleich des elektr. Leistungsbedarfs der Pumpe ($P_{p,\ el}$) und der therm. Leistung für den Pumpenantrieb ($\dot{Q}_{Pumpe}$) müssen lt. Bosnjakovic (1960) diese entsprechend ihres Exergieanteils bewertet werden (Gl. (14)).

$$\dot{Q}_{Pumpe} \cdot \left(1 - \frac{T_{ABS}}{T_{GEN}}\right) = P_{P,el.} \qquad (14)$$

Lt. Altenkirch (1954) genügt theoretisch die Expansionsarbeit, die das Kältemittelkondensat und die arme Lösung im reversiblen Fall leisten können, um die reiche Lösung vom Absorber in den Generator zu pumpen. Im Zuge dieser Recherche wurden zahlreiche Veröffentlichungen zur Thematik „thermische Lösungsmittelpumpe“ erhoben. Allerdings konnte in einem Marktscreening keine NH3/H2O AWP gefunden werden, die mit einer thermischen Lösungsmittelpumpe angetrieben wird.

2.3.1 Bekannte Konzepte

Vor allem diese Tatsache, dass von den vielen Konzepten noch keines bis zur Marktreife weiterentwickelt wurde, veranlasste das Konsortium anfänglich eine genauere techn. Analyse dieser Konzepte durchzuführen. Folgende unterschiedliche Konzepte von thermischen Lösungsmittelpumpen für NH3/H20-Absorptionswärmepumpen wurden in der Literatur gefunden, die für das Projekt Thermopump interessant sind:

- ExpanderPump (Altenkirch, 1954)
- Floatpump (Dawoud et al. 2002, 2005)
- Kolbenpumpe (Vinz, 1986 und Kahn, 1995)

Im Zuge des vorliegenden Projektes wurden die drei o.a. bekannten Konzepte thermodynamisch analysiert und hinsichtlich technischer Aspekte miteinander verglichen. Diese Arbeit wurde beim 23. IIR International Congress of Refrigeration unter dem Titel „Thermodynamic analysis of different concepts for “thermally driven” solution pumps suitable for ammonia/water absorption heat pumping systems“ vorgetragen. Der Inhalt dieses Kapitels (2.3.1) basiert großteils auf diesem Konferenzbeitrag (Zotter et al., 2011).

ExpanderPump

In Abbildung 13 ist das AWP-Konzept mit der s.g. „ExpanderPump“ schematisch im Lösungsmittelfeld für NH3/H20 dargestellt. Die Expansionsenergien der armen Lösung und des Kältemittekondensats, die sonst in den Drosseln irreversibel in Wärme umgesetzt werden, sollen zum Antrieb der LMP genutzt werden. Dadurch wäre keine zusätzliche Zufuhr von externer elektrischer Antriebsleistung für die Pumpe nötig (siehe COP’ in Gl.(15)).

$$COP'_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN}} \quad \text{bzw.} \quad COP'_H = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN}} \qquad (15)$$

Ein weiterer Vorteil bei der Nutzung der Expansionsenergieströme - neben dem internen Antrieb der LMP - wäre, dass sich die Verdampferleistung erhöhen würde, da das Kältemittel mit einer geringen Dampfziffer in den Verdampfer eintritt. Diese hätte den Vorteil, dass der COP der AWP gesteigert werden könnte, da sich die Kälteleistung bei gleicher Generatorleistung erhöhen würde.

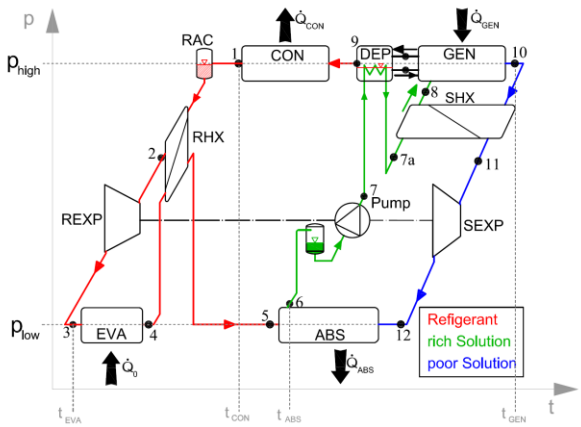


Abbildung 13: Schema einer thermischen LMP, die über der Expansionsenergie der armen Lösung und des Kältemittelkondensats angetrieben wird, in einer einstufigen AWP im log p, 1/T – Diagramm für NH_3-H_20 (Zotter et al., 2011)

Dieses Konzept hat allerdings den gravierenden Nachteil, dass es bis dato keine Expansionsmaschinen für das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser gibt, die geeignet sind, um das flüssige Gemisch ins Zweiphasengebiet zu entspannen. Auch der hohe Eingangsdruck und das große Druckverhältnis, sowie die Regelung und die Kraftübertragung dürften bei der Realisierung dieses

Pumpenkonzeptes techn. Herausforderungen darstellen. Generell beruht dieses Konzept auf prinzipiellen Überlegungen und zeigt die theoretische Möglichkeit auf, inwiefern der AWP-Prozess aus thermodynamischer Sicht weiter optimiert werden könnte.

Floatpump

Das Konzept der Floatpump ist in Abbildung 14 und Abbildung 15 schematisch dargestellt und basiert auf Dawoud et al. (2002, 2005). Diese Pumpe nützt einen Anteil des Kältemitteldampfes aus dem Generator, die Schwerkraft und den Dichteunterschied zwischen reicher Lösung und Kältemitteldampf zur Förderung der reichen Lösung aus. Diesbezüglich ist es jedoch nötig, den Absorber oberhalb der Pumpe und den Generator unterhalb der Pumpe zu positionieren. Der Kältemitteldampf für den Pumpenantrieb muss zusätzlich im Generator generiert werden, und bedeutet einen Mehraufwand, der die Effizienz des AWP-Prozesses senkt, da dieser Kältemittelanteil nicht im Kältemittelkreislauf genutzt werden kann.

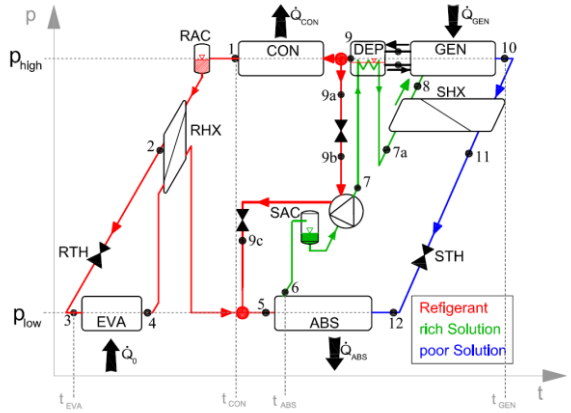


Abbildung 14: Schema der Floatpump in Anlehnung an Dawoud et al. (2002) für eine einstufige AWP im log p, 1/T – Diagramm für NH3-H20 (vgl. Zotter et al., 2011)

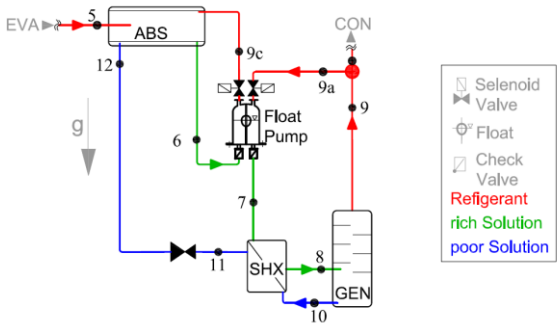


Abbildung 15: Schema der Floatpump in Anlehnung an Dawoud et al. (2002) mit Schwerkrafteinfluss (vgl. Zotter et al., 2011)

Der große Vorteil dieses Pumpenkonzeptes gegenüber den anderen ist, dass die Pumpe ohne komplexe Regelung und unabhängig von gegebenen äußeren Betriebsbedingungen immer fördert.

Nachteilig sind der relativ hohe Kältemitteldampfeigenbedarf der Pumpe und die damit verbundene Reduktion des COPs der AWP. Vor allem aber ist die erforderliche Positionierung des Absorbers oberhalb der Pumpe und des Generators unter der Pumpe mit großem konstruktivem Aufwand verbunden, und könnte nur mittels eines kompletten Neudesigns der gesamten AWP realisiert werden.

Ebenfalls nachteilig ist der diskontinuierliche Betrieb der Pumpe. Denn die zeitliche Dauer eines vollen Pumpenarbeitstaktes ist - verglichen mit einer mechanischen Membranepumpe - um ein vielfaches größer. So benötigt ein Pumpentakt der Floatpump lt. Dawoud und Imroz Sohel (2005), im Vergleich

zur elektrischen Membranpumpe sehr lange. Dieser Umstand hat einen bedeutenden Einfluss auf das dynamische Verhalten der AWP und auch auf die mittlere Leistung bei stationärem Betrieb.

Kolbenpumpe

Basierend auf dem Konzept von Vinz (1986), entwickelte Kahn (1995) eine thermische LMP, die das Kältemittelkondensat und flüssige arme Lösung auf Hochdruckniveau nutzt. In Abbildung 16 ist dieses Pumpenkonzept für eine einstufige AWP im Lösungsmittelfeld für NH3/H20 dargestellt. Der Kältemitteldampf, der neben der armen Lösung zum Antrieb der Pumpe genutzt wird, muss zusätzlich im Generator ($\dot{Q}^*_{GEN}$) erzeugt werden. Dieser zusätzliche Kältemitteleigenbedarf ($\Delta\dot{Q}_{GEN,Pump}$) der Pumpe vermindert den COP der AWP verglichen mit einer mechan. LMP, siehe Gl. (16)).

$$COP^*_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}^*_{GEN}} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + \Delta\dot{Q}_{GEN,Pump}} \quad \text{bzw. } COP^*_H = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}^*_{GEN}} = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + \Delta\dot{Q}_{GEN,Pump}} \qquad (16)$$

Lt. einer detaillierten Analyse dieses Konzeptes ist die Reduktion des COP geringer verglichen mit dem Konzept lt. Dawoud et al. (2002, 2005). Dieses Konzept wurde von Kahn (1995) mit einer speziellen Kolbenpumpe realisiert. Ein Nachteil der Kolbenpumpe ist die Komplexität dieses Konzeptes, die die Umsetzung der Pumpe erschwert.

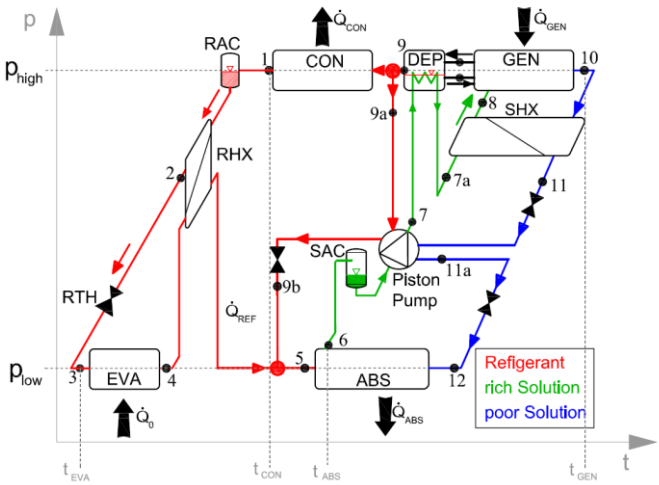


Abbildung 16: Schema einer thermischen LMP, die den Hochdruck der armen Lösung und des Kältemitteldampfes nutzt, für eine einstufige AWP im log p, 1/T – Diagramm für NH_3-H_20 (Zotter et al., 2011)

Lt. Kahn (1995) musste bei der Entwicklung der Pumpe besonders auf die Minimierung der internen Reibung infolge der Kolbenbewegung geachtet werden. Eine hohe Reibung führt neben den Effizienzeinbußen auch zu einer Minimierung der Lebensdauer bzw. zu einem erhöhten Wartungsaufwand von Verschleißteilen.

2.3.2 Konzeptfindung

Basierend auf den Erfahrungen der Recherche und der Studie über die in Kapitel 2.3.1 beschriebenen Konzepte wurde gezielt nach Verbesserungen dieser und vor allem auch nach neuen weiteren Konzepten zur Realisierung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe gesucht. Im Zuge des Projektes wurden in Summe 8 verschiedene Konzepte untersucht, wobei sich 6 davon zumindest in der Ausführung von den bekannten Konzepten deutlich unterscheiden und gemeinsam im Konsortium generiert wurden. Zwei der Konzepte würden in unterschiedlicher Art und Weise Kältemitteldampf zum Antrieb nutzten, eine Variante würdet direkt den Heizwärmestrom aus dem Generator zum Antrieb beziehen und die fünf weiteren sind unterschiedliche Kombinationen von den theoretisch verfügbaren Expansionsenergien der AWP selbst, bzw. zusätzlich mit Kältemitteldampf angetrieben.

Diese 8 Konzepte einer thermischen Lösungsmittelpumpe wurden hinsichtlich unterschiedlichster technischer Kriterien bewertet und miteinander verglichen. Neben dem Einfluss der jeweiligen Pumpe auf die Effizienz des AWP-Prozesses spielte auch die techn. Umsetzbarkeit eine entscheidende Rolle bei der Bewertung der Konzepte. Folgende Kriterien wurden zur Bewertung betrachtet:

- Einfluss auf die Effizienz des AWP-Prozesses
- Einsatzgrenzen
- Komplexität
- Umsetzbarkeit
- Anfahr- und Regelverhalten
- Größe des gesamten Packages
- Zu erwartende Lebensdauer
- Zu erwartende Kosten

Zum Abschätzen des Einflusses des jeweiligen Pumpenkonzeptes auf den COP der AWP wurden alle erhobenen Varianten mittels thermodynamischer Simulation untersucht. Aufbauend auf den Erhaltungssätzen von Masse und Energie, sowie Kräftebilanzen, wurden für die unterschiedlichen Pumpenkonzepte inkl. des gesamten AWP-Prozesses Simulationsmodelle mit den Stoffwerten von Ibrahim und Klein (1993) für Ammoniak/Wasser in EES^{TM}(2010) aufgebaut, und unter Berücksichtigung des Wärmebedarfs der Pumpe für unterschiedliche Betriebspunkte analysiert.

Beispielhaft für diese Analyse ist, in Abbildung 17 der relative Einfluss (ΔCOP_C, siehe Gl. (17)) den die thermische LMP auf den COP der AWP (COP_C^*) hat, im Vergleich zur AWP mit elektrischer LMP (COP_C) dargestellt .

$$\Delta COP_C = \frac{COP_C - COP_C^*}{COP_C} \cdot 100\% \qquad (17)$$

Mittels einer Entscheidungsmatrix wurden alle Konzepte miteinander verglichen. Die ausschließlich mit Kältemitteldampf betriebenen Varianten sind im Vergleich weniger effizient.

Die schwerkraftgetriebene Variante punktet durch ein einfaches Design und ein geringes Entwicklungsrisiko, jedoch ist – aus Sicht des Konsortiums - die Voraussetzung den Absorber oberhalb der Pumpe zu positionieren, ein zu starker Eingriff in das bestehende AWP-Design der Projektpartner, da dieser zum Teil in Fallfilmbauweise ausgeführt sind..

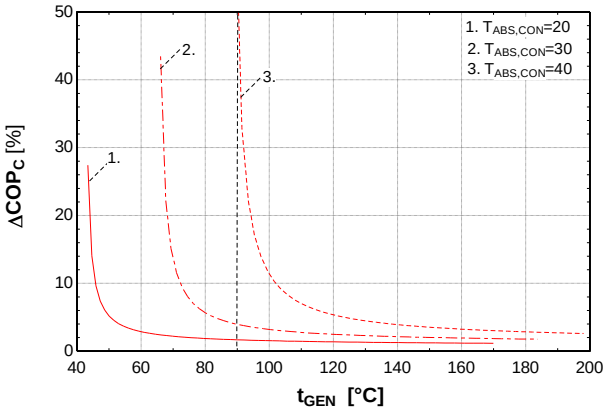


Abbildung 17: Reduktion von COP_C einer einstufigen AWP mit einer Kältemitteldampf und Schwerkraft getriebenen Pumpe als Funktion von t_{GEN} bei verschiedenen $t_{ABS,CON}$

Bei den Varianten, die sowohl interne Expansionsenergien der AWP wie auch Kältemitteldampf zum Antrieb nutzen, scheint das Entwicklungsrisiko relativ hoch zu sein. Da die beschränkte verfügbare Antriebsenergie dieser Konzepte erheblich von der Effizienz der internen Wärmetauscher abhängig ist, kann ein Betrieb der AWP, der weit vom Auslegungspunkt abweicht, zu großen Einbußen des COPs führen. Außerdem dürfte das Teillastverhalten ungünstig und die Regelung schwierig zu realisieren sein.

Das Konsortium hat sich darauf geeinigt, ein Pumpenkonzept zu realisieren, welches möglichst einfach in die AWP anstelle der ursprünglichen elektrischen Pumpe integriert werden kann und sich die Umsetzung dieses Konzeptes als nicht zu komplex erweist.

Das Konzept der thermischen Lösungsmittelpumpe, das schlussendlich im Zuge dieses Projektes umgesetzt wurde und infolge „ThermoPump“ genannt wird, bezieht die Energie für den Pumpenantrieb aus einem Hochdruck-Kältemitteldampfteilstrom, jedoch ohne die Schwerkraft zur Förderung der reichen Lösung zu nutzen. Stattdessen handelt es sich bei der ThermoPump, um eine spezielle Membranpumpe die vom Kältemitteldampf angetrieben wird. Der Kältemitteldampf wird auf Hochdruck entnommen, um die reiche Lösung aus der ThermoPump in den Generator zu drücken. Um anschließend wieder reiche Lösung aus dem Absorber in die ThermoPump zu saugen, wird eine Feder verwendet, die die Membranen in der ThermoPump wieder zurück drücken. Eine detaillierte Beschreibung der Arbeitsweise der ThermoPumo ist in Kapitel 2.4 erläutert.

2.4 Die „ThermoPump“ – ein neues Konzept einer thermischen Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-AWPs

In diesem Kapitel wird die Arbeitsweise des im vorliegenden Projekt (FFG-Nr.: 825513) realisierten Konzeptes der „ThermoPump“ und ihr Einfluss auf den AWP-Prozess erläutert.

Bei der so genannten „ThermoPump“ handelt es sich um eine thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe. Die ThermoPump wird, wie bereits erläutert, über einen „abgezapften“ Teilstrom des Hochdruck-Kältemitteldampfes angetrieben, ähnlich dem Konzept der Floatpump (vgl. Kapitel 2.3.1). Dieser Pumpenantriebskältemitteldampf wird anschließend zusammen mit dem vom Verdampfer kommenden Kältemitteldampfstrom im Absorber auf Niederdruckniveau vom Lösungsmittel absorbiert. Die Energie kommt damit indirekt aus der Heizwärme des Generators selbst, sodass keine elektrische Antriebsenergie für die Pumpe mehr notwendig ist. Somit wird ein Antrieb der Pumpe mit s.g. „low-ex“ Energie - Wärme auf moderatem Temperaturniveau (ca. 100°C) - im Vergleich zur hochwertigen elektr. Energie ermöglicht. Damit kann z.B. solare Wärme oder Abwärme für den Pumpenantrieb genutzt werden.

2.4.1 Arbeitsprinzip

In diesem Kapitel wird das Arbeitsprinzip der ThermoPump beschrieben. Im Zuge des Projektes entstanden unterschiedliche Varianten, wie die ThermoPump – die als Antrieb einen Teilstrom des Kältemitteldampfs auf Hochdruckniveau nutzt – umgesetzt werden kann. Im vorliegenden Bericht wird das Arbeitsprinzip des realisierten Funktionsmusters der ThermoPump kurz erläutert. In Abbildung 18 ist ein einstufiger AWP-Prozess mit Lösungsmittelwärmetauscher (SHX) mit der ThermoPump schematisch dargestellt.

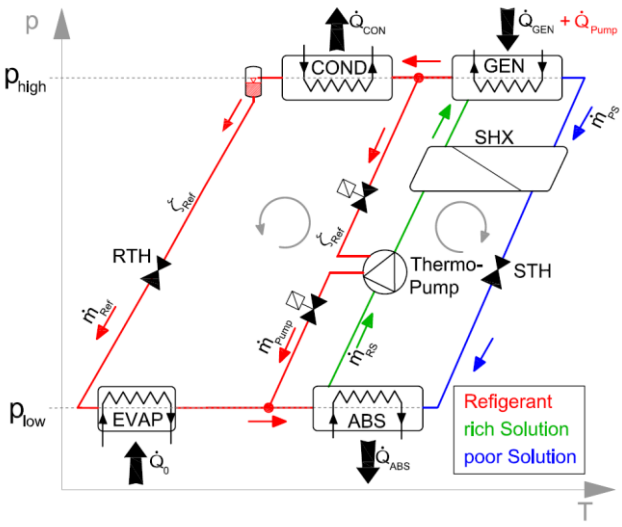


Abbildung 18: Schema einer einstufigen AWP mit der ThermoPump im log p, 1/T – Diagramm

Am Generatoraustritt wird ein Teil des Kältemittelsdampfs auf Hochdruckniveau entnommen und der Lösungsmittelpumpe zugeführt. Dieser angezapfte Kältemitteldampfteilstrom drückt die reiche Lösung aus der Pumpe in den Generator - Druckhub. Anschließend wird der Kältemittelmassenstrom der wieder gegen Niederdruckniveau im Absorber (ABS) entspannt, weshalb der Druck im Pumpraum auf Niederdruck abfällt und reiche Lösung aus dem ABS angesaugt wird - Saughub.

Danach wird die bereits angesaugte reiche Lösung wiederum mit Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau in den Generator gedrückt und so weiter. D.h., nach dem Saughub erfolgt wiederum der Druckhub und vice versa. Die einflutige ThermoPump fördert periodisch aber diskontinuierlich, da Druck- und Saughub nicht gleichzeitig erfolgen.

Die Pumpe besteht aus drei Räumen über ein spezielle Membranausführung voneinander hermetisch getrennt sind:

- Dem s.g. Arbeitsraum, der mit Kältemitteldampf zum Antrieb der Pumpe beaufschlagt wird.
- Dem s.g. Pumpraum, in dem sich die reiche Lösung befindet.
- Und der s.g. Niederdruckraum, dessen Gestaltung essentiell für den Saughub der Pumpe ist.

Aufgrund der Pumpegeometrie resultiert bei Druckbeaufschlagung im Arbeitsraum Membranbewegung, die die reiche Lösung aus der Pump drückt. Diese Druckbeaufschlagung des Arbeitsraums bzw. der Kältemitteldampfstrom in und aus dem Arbeitraum wird über die beiden Magnetventile (MV1 und MV2) gesteuert. MV1 öffnet/schließt eine Leitung zum Generatoraustritt (GEN) an dem Hochdruck herrscht und MV2 eine Leitung zum Verdampferaustritt bzw. Absorbereintritt (ABS) an dem Niederdruck herrscht.

Die reiche Lösung im Pumpraum wird aus dem Absorber durch das Einlassrückschlagventil angesaugt und anschließend durch das Auslassrückschlagventil in den Generator gedrückt. Hinter dem saugseitigen Einlassrückschlagventil herrscht Niederdruckniveau und hinter dem druckseitigen Auslassrückschlagventil Hochdruckniveau.

Beim so genannten Druckhub strömt Kältemitteldampf aus dem Generator in den Arbeitsraum und hebt infolge eines Kräfteausgleichs an der Membrane auch das Druckniveau im Pumpraum an und die reiche Lösung wird aus dem Pumpraum in den Generator (GEN) gedrückt. Anschließend wird der Kältemittelteilstrom im Arbeitsraum durch Öffnen des Magnetventils Richtung Absorber gegen das Niederdruckniveau im entspannt, weshalb der Druck im Pumpraum auf Niederdruck abfällt und wieder reiche Lösung wird aus dem ABS in die ThermoPump angesaugt.

Die Pumpe arbeitet diskontinuierlich nach dem Verdrängerprinzip.

2.4.2 Pumpengeometrie und Kältemittelbedarf

In diesem Kapitel werden die kurz einige Zusammenhänge zwischen Pumpengeometrie und Förderverhalten bzw. Antriebsdampfbedarf der ThermoPump erläutert. Die gewählte Geometrie des

Arbeits-, Pump- und Niederdruckraums der ThermoPump hat sowohl einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe der überwindbaren anlagenseitigen Druckverluste und auf den Förderstrom der Pumpe. Weiters die Auslegung sowie auch für den Bedarf an Kältemitteldampf und damit auf die gesamt Effizienz der AWP.

Theoretische Förderleistung der ThermoPump

Die Dimensionierung der Membranen ist für das Ausmaß der überwindbaren Anlagendruckverluste (Δp_V) im Lösungskreislauf der AWP essentiell. Weiters haben die Membrandurchmesser aber auch einen entscheidend Einfluss auf den erreichbaren Förderstrom der Pumpe ($\dot{V}_{Pumpe,\,ø}$), welcher von dem effektiven Pumpvolumen je Hub ($V_{Pu,EF}$) und der Dauer eines ganzen Arbeitstaktes ($\Delta\tau$) abhängig ist (Gl. (18)).

$$\dot{V}_{Pumpe,\phi} = \frac{\int_{HUB} \dot{V}_{Pumpe}(\tau)\cdot d\tau}{\int_{HUB} d\tau} = \frac{V_{Pu,EF}}{\Delta\tau} \qquad (18)$$

Aus dieser konstruktiven Gestaltung der TehrmoPump ergibt sich das geometrische Pumpvolumen (V_{Pu}). V_{Pu} ist jenes Volumen, das theoretisch an reicher Lösung in einem bei einem Vollhub (Bewegung zwischen oberen (OT) und untern Totpunkt (UT) und wieder zurück) für die Förderung genutzt werden könnte. Das so genannte effektive Pumpvolumen ($V_{Pu,\ EF}$), welches schlussendlich entscheidend lt. Gl. (18) für den Förderstrom ist, resultiert aus dem durch die Membranbewegung tatsächlich verdrängten Volumen an reicher Lösung, das aus der ThermoPump während eines Hubes gedrückt wird. $V_{Pu,\ EF}$ wird neben der Pumpengeometrie auch vom ausgeführten Hub bestimmt. Das Verhältnis zwischen effektivem Pumpvolumen ($V_{Pu,\ EF}$) und dem geometrischen Pumpraum (V_{PR}) wird als geometrischer Liefergrad (λ_{geo}) bezeichnet (siehe Gl. (19)) λ_{geo} stellt damit einen Zusammenhang zwischen Pumpengröße und theoretischer Förderleistung dar und ist ein entscheidendes Kriterium für die Dimensionierung der Pumpe. Zahlreiche Parameter, wie Membrandurchmesser und –wölbung etc, haben Einfluss auf λ_{geo}.

$$\lambda_{geo} = \frac{V_{Pu,EF}}{V_{Pu}} \qquad (19)$$

Wie die Untersuchungen zeigten, musste bei der Auslegung der Pumpe ein Kompromiss bzw. ein Optimum aus überwindbarem Druckverlust und geometrischem Liefergrad gefunden werden, da sich diese im Bezug auf die Pumpengestaltung gegenläufig sind.

Theoretischer Bedarf an Kältemitteldampf für den Antrieb

Ein höherer Kältemittelbedarf der Pumpe wirkt sich nachteilig auf die Gesamteffizienz der AWP aus, da dafür auch ein höherer Heizwärmebedarf im Generator erforderlich ist (siehe 2.4.3). Entscheidend wie viel Kältemittelmassenstrom für den Antrieb je Massenstrom an reicher Lösung benötigt wird, ist neben den Betriebsbedingungen der AWP die Pumpengeometrie. Der Zusammenhang zwischen dem Kältemittelbedarf zum Antrieb der Pumpe ($\dot{m}_{REF,Pumpe}$) im Bezug zum Fördermassenstrom der Pumpe ($\dot{m}_{RSO}$) hängt einerseits vom Verhältnis der Dichte des Kältemitteldampfs und der reichen Lösung aus dem Absorber, sowie dem so genannten effektiven Fördergrad der Pumpe (Λ_{eff}) gemäß Gl. (20) ab. Der effektive Fördergrad ist im weiteren Sinne das Verhältnis zwischen Arbeitsraum und effektiven Pumpvolumen.

$$\frac{\dot{m}_{REF,Pumpe}}{\dot{m}_{RSO}} = \frac{\rho_{REF,V}}{\rho_{RSO,L}} \cdot \frac{\dot{V}_{REF,Pump}}{\dot{V}_{RSO}} = \frac{\rho_{REF,V}}{\rho_{RSO,L}} \cdot \frac{1}{\Lambda_{eff}} \qquad (20)$$

$\rho_{REF,V}$ … Dichte des Kältemitteldampfs aus dem Generator

$\rho_{RSO,L}$ … Dichte der zu pumpenden flüssigen reichen Lösung

$\dot{V}_{RSO}$ … Volums- bzw. Förderstrom an flüssiger reicher Lösung

$\dot{V}_{REF;Pump}$ … Volumsstrom an Kältemitteldampf für den Antrieb der Pumpe

Λ_{eff} … effektiver Fördergrad der Pumpe

D.h., dass die Pumpengeometrie entscheidenden Einfluss für den spezifischen Kältemittelbedarf ($\dot{m}_{REF,Pumpe}/\dot{m}_{RSO}$) hat. Bei der Auslegung der Pumpe muss ein Optimum zwischen möglichst hohem überwindbaren Druckverlust und möglichst geringem Kältemittelbedarf gefunden werden, da diese gegenläufig sind.

2.4.3 Einfluss auf die Effizienz der AWP

Der in Abbildung 18 dargestellte einstufiger AWP-Prozess, der mit einem Konzept der ThermoPump arbeitet benötigt - im Vergleich zu einem konventionellen einstufigen Prozess mit elektrischer Lösungsmittelpumpe (Abbildung 5) - keine elektrische Energie für den Pumpenantritt aber dafür zusätzliche thermische Energie. Denn der Kältemitteldampfstrom, der für den Pumpenantrieb genutzt wird ($\dot{m}_{REF,Pumpe}$), muss im Generator zusätzlich generiert werden, wodurch die notwendige Generatorheizleistung für die AWP mit ThermoPump ($\dot{Q}^*_{GeN} > \dot{Q}_{GeN}$) steigt.

Beim COP^*_H bzw. COP^*_C der AWP mit ThermoPump (Gl. (21)) entfällt zwar der elektrische Leistungsbedarf der Pumpe (vgl. Gl. (1)), dafür ist der Heizleistungsbedarf des Generators um den Wärmeleistungsbedarf für den Pumpenantrieb größer (Gl. (22)).

$$COP^*_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}^*_{GEN}} \qquad \text{bzw.} \qquad COP^*_H = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}^*_{ABS}}{\dot{Q}^*_{GEN}} \qquad (21)$$

$$\dot{Q}^{*}_{GEN} \approx \dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{Pumpe} \tag{22}$$

Da der Kältemitteldampfstrom für den Pumpenantrieb, wie in Abbildung 18 ersichtlich, nicht den Kältemittelkreislauf durchläuft, kann der Kältemitteldampfstrom im Wärmepumpprozess auch energetisch nicht genutzt werden. Da die notwendige Generatorheizleistung der AWP mit ThermoPump ($\dot{Q}^{*}_{GeN} > \dot{Q}_{GeN} + P_{Pumpe}$) größer ist als die Summe der Generatorheizleistung der AWP mit elektr. Pumpe ($\dot{Q}_{GeN}$) und der Pumpenantriebsleistung (P_{Pumpe}), hat dies einen negativen Einfluss auf den COP des AWP-Prozesses. Der relative Einfluss (ΔCOP_C, siehe Gl. 4) der ThermoPump auf den COP der AWP im Vergleich zur AWP mit elektrischer Lösungsmittelpumpe wird also maßgeblich vom Kältemitteldampfbedarf der ThermoPump beeinflusst (Gl. (23) und (24))

$$\Delta COP_C \approx \frac{\frac{\dot{Q}_{Pump}}{\dot{Q}_{GEN}}}{1 + \frac{\dot{Q}_{Pump}}{\dot{Q}_{GEN}}} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{Pumpe} \approx \dot{Q}_{GEN} \cdot \frac{\dot{m}_{REF,Pumpe}}{\dot{m}_{REF}} \tag{24}$$

Die Pumpengeometrie der ThermoPump hat aber auch Einfluss auf den von der ThermoPump zu fördernden Massenstrom an reicher Lösung selbst. Gemäß Gl. (25) ist der spezifische Lösungsumlauf der ThermoPump (f*) so definiert, dass die zu pumpende reiche Lösung ($\dot{m}_{RSO}$) nur auf den kälteleistungswirksamen Kältemittelmassenstrom bezogen ist. Für die Kälteleistung wirksam ist nur jener Kältemittelmassenstrom, der den Wärmpumpkreislauf passiert ($\dot{m}_{REF,0}$).

Der zum Pumpenantrieb genutzte Kältemittelmassenstrom ($\dot{m}_{REF,Pumpe}$) passiert den Wärmepumpkreislauf nicht, muss aber zusätzlich von der ThermoPump gefördert und im Generator aus der reichen Lösung ausgetrieben werden. f* ist je nach Fördergrad, Dichteverhältnis und Entgasungsbreite ($\Delta\xi$) größer als der notwendige spezifische Lösungsumlauf bei einer AWP mit elektrischer LMP.

$$f^{*} = \frac{\dot{m}_{RSO}}{\dot{m}_{REF,o}} = \frac{\xi_{REF} - \xi_{PSO}}{\left(\xi_{RSO} - \xi_{PSO}\right) - \frac{1}{\Lambda_{eff}} \cdot \frac{\rho_{REF}}{\rho_{RSO}}\left(\xi_{REF} - \xi_{PSO}\right)} \tag{25}$$

D.h., dass die Pumpengeometrie (der Fördergrad, sieh Kapitel 2.4.2) so gewählt werden muss, dass bei entsprechender Förderleistung die Reduktion des COPs der AWP nicht zu groß wird.

2.4.4 Regelprinzip

In diesem Kapitel wird kurz das Prinzip zur Regelung der ThermoPump erläutert.

Prinzip der Volumenstromanpassung

Je nach anlagenseitigem Druckverlust und der verfügbaren Antriebsdruckdifferenz benötigt der vollständige Hub der Pumpe (von OT zu und UT und vice versa) eine gewisse Zeit. D.h., dass die Magnetventile der Pumpe entsprechend so lange geöffnet sein müssen, um dies zu Gewährleisten. Diese Öffnungszeiten sind somit für die gesamte Dauer eines Arbeitstaktes ($\Delta\tau$) maßgebend.

Je nach Betriebspunkt der AWP (Heiz-, Kühl- und Kaltwassertemperaturniveaus) verändert sich der notwendige Lösungsmittelumlauf sowie auch der Nieder- und Hochdruck in der AWP. Damit variiert der notwendige Pumpenförderstrom der Thermopump, aber auch die verfügbare Antriebsdruckdifferenz, weshalb die Öffnungszeiten dem jeweiligen Betriebspunkt über ein im Regler hinterlegtes Kennlinienmodell angepasst werden müssen. Durch Veränderung der Ventilschaltzeiten kann auch der Förderstrom der ThermoPump variiert werden (Gl. (18)).

Anfahrprinzip

Zum Anfahren der Anlage wird der Generator der AWP bei verschlossener Kältemittel-, Lösungsmitteldrossel und Magnetventilen beheizt. Dadurch steigt der Druck im GEN gemäß einer isochoren Wärmezufuhr an. Ist der Generatordruck ausreichend hoch, kann die ThermoPump mit dem Antriebskältemitteldampf beaufschlagt werden und beginnt zu fördern.

2.4.5 Vorversuche mit Luft/Wasser

Zur Evaluierung des Pumpenkonzepts wurde eine einfache Pumpe für erste Vorversuche mit Luft/Wasser entwickelt, um - vor der eigentlichen Konstruktion des Funktionsmusters der ThermoPump für Ammoniak/Wasser - die Arbeitsweise und die Funktion des Konzeptes vorab zu testen und erste grundlegende Erfahrungen zu gewinnen. Um etwaige Risken mit dem toxischen Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Wasser bzw. den erhöhten Aufwand bei der Manipulation des ersten Pumpenentwurfs zu umgehen, entschloss sich das Projektkonsortium die ersten Versuche mit den Medien Luft/Wasser durchzuführen.

Der Inhalt dieses Kapitels 2.4.5 basiert großteils auf der Diplomarbeit von Herrn DI Claudio Kotnig (2011), der seine Diplomarbeit im Rahmen des vorliegenden Projektes am Institut für Wärmetechnik an der TU Graz durchführte.

Pumpe für die Vorversuche

Mit möglichst geringem finanziellem Aufwand wurde eine erste Pumpe konstruiert, gefertigt (siehe Abbildung 19) und in einem eigens aufgebauten Versuchsstand (siehe Abbildung 20) experimentell untersucht. Basis dieser Konstruktion waren die ersten Ergebnisse der thermodynamischen

Simulation der ThermoPump für den Konzeptvergleich (siehe Kapitel 2.3.2), eine einfache maschinendynamische Analyse sowie eine entsprechende Festigkeitsauslegung.

Wie bereits erwähnt, wurde in der Vorversuchspumpe Wasser mit Hilfe von Druckluft gefördert, um die Toxizität von Ammoniak/Wasser und den damit verbundener Sicherheitsaufwand sowie Risiken bei möglichen Leckagen oder Rissen der Membranen zu umgehen. Dadurch konnten relativ einfach verschiedene Membranen untersucht und diverse Konfigurationen getestet werden, was sich beim Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser als wesentlich problematischer gestaltet hätte.

Entscheidend für diese Vorversuche war es, dass die Vorversuchspumpe einen Wasserdruck erzeugt, welcher über dem Druck der Antriebsdruckluft lag.

Dies ist auch das entscheidende Kriterium, welches die Vorversuchspumpe der ThermoPump von herkömmlichen am Markt erhältlichen Druckluftpumpen unterscheidet. Denn herkömmliche Druckluftpumpen sind so konzipiert, dass der erreichbare Wasserdruck immer niedriger als der Antriebsdruck der Druckkluft ist, was ein wesentlicher Unterschied zur ThermoPump darstellt..

Abbildung 19: :Überprüfung der Dichtheit der gefertigten Pumpe für die Vorversuche am IWT (Kotnig, 2011a)

Versuchsstand für die Vorversuche

Der Vorversuchsstand wurde so konzipiert, um die Pumpe bei unterschiedlichem Differenzdruck (Unterschied zwischen Druckluftniveau und Atmosphäre) und Druckverlusten hinsichtlich Förderstrom und Druckluftbedarf zu untersuchen. Der Differenzdruck zwischen Druckluftniveau und Atmosphäre wurde zur Simulation des Unterschieds zwischen Hoch- und Niederdruckniveau der AWP herangezogen. Wie in Abbildung 20 ersichtlich, saugte die Pumpe Wasser aus einem offenen Reservoir an, welches in der Höhe variabel war, um die geodätische Saughöhe variieren zu können.

Die Pumpe fördert dieses Wasser in einen Druckbehälter, der Druckluft und Wasser mittels der Schwerkraft separiert. Dieser Druckbehälter entspricht dem „Generator“ der AWP im übertragenen Sinne.

Er wird mit Druckluft beaufschlagt, wobei über einen Druckminderer das Druckniveau geregelt wird. Die Druckluft zum Antrieb der Pumpe wird aus dem „Generator“ entnommen, wodurch stets gewährleistet wird, dass der Pumpenförderdruck und der Antriebsdruck der Pumpe auf gleichem Niveau liegen. Zusätzlich befand sich im „Generator“ des Vorversuchsstandes ein Schwimmerventil.

Dieses öffnete bei Überschreitung eines gewissen Wasserfüllstandes und das von der Pumpe geförderte Wasser floss über einen Schlauch in eine Waage.

Die Waage (+ Zeitmessung) und ein im Prüfstand integrierter Coriolis-Massenströmer wurden zur Wassermassenstrombestimmung herangezogen. Die Druckluft zum Antrieb strömte aus der Pumpe über einen Dämpfer und einen Balgengaszähler gegen Atmosphäre. Ein Balgengaszähler (+ Zeitmessung) diente zur Volumsstromsmessung. Weiters wurden die Druckverläufe der des Druck- und Saughubes im Arbeits- und Pumpraum der Pumpe sowie im Hochdruckbehälter („Generator") aufgezeichnet, um die notwendigen Schaltzeiten für die beiden Magnetventile zu untersuchen.

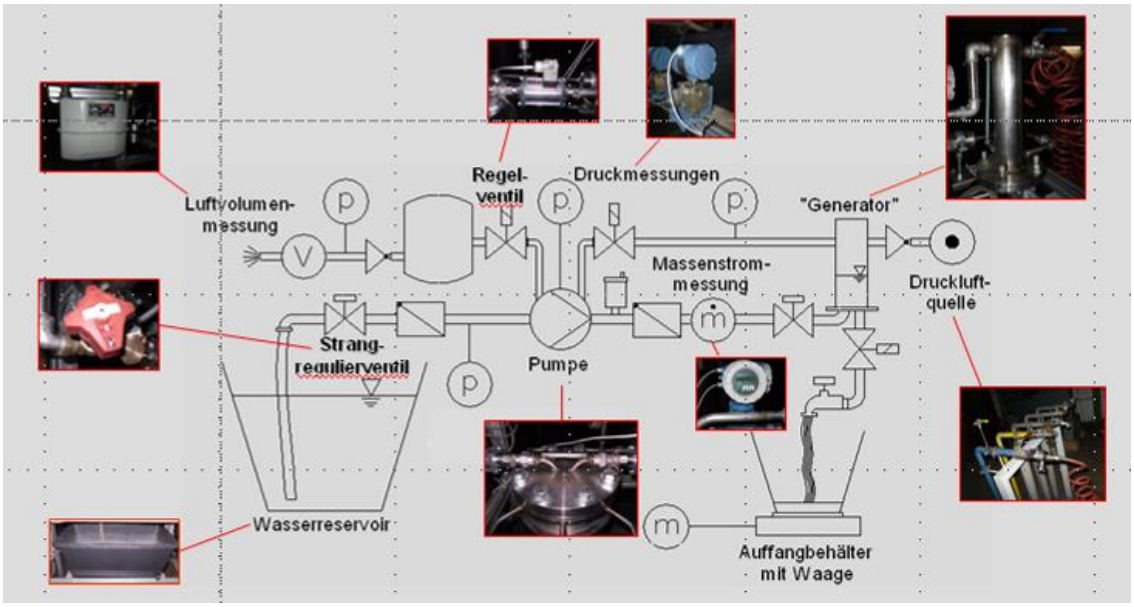


Abbildung 20: Schematische Darstellung des Vorversuchsstandes inkl. Fotos der Komponenten (Kotnig, 2011b)

Ergebnisse aus den Vorversuchen

Es wurde der spezifische Druckluftverbrauch pro gefördertem Liter Wasser der Vorversuchspumpe bei unterschiedlichen Schaltzeiten und Antriebsdruckdifferenzen und Druckverlusten am Vorversuchsstand untersucht.

Auch der transiente Verlauf des Fördermassenstroms (siehe Abbildung 21) bei unterschiedlichen Druckverlusten und Antriebsdruckdifferenzen wurde untersucht. Die Druckverluste wurden über die im Vorversuchsstand integrierten Strangregulierventile und der Antriebsdruck über einen Druckminderer bei dem Druckluftanschluss variiert.

Für die Messung wurden die erfassten Daten über mehrere Hübe bei gleichem Schaltintervall gemittelt. Im Diagramm wurde der erste Peak bei einem relativ großem Druckverlust (Einstellung des kV-Werts am Strangregulierventil von 0,16 m³/h), der zweite Peak bei einem kV-Wert von 1,1 m³/h und der dritte Peak bei voll offnem Strangregulierventil aufgenommen. Je höher die

Antriebsdruckdifferenz und je geringer die zu überwindenden Druckverluste desto höher ist der geförderte Massenstrom der Pumpe.

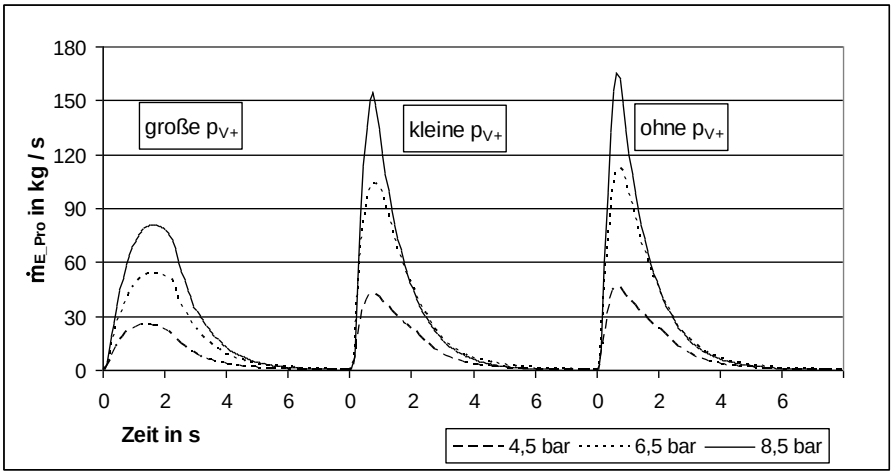


Abbildung 21: Massenstromverlauf während eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Differenzdruck bei unterschiedlichen zusätzlichen Druckverlusten, Schaltintervall: Einlassventil: 1000ms offen, Auslassventil: 1000ms offen und Totzeit je 300 ms – Messreihe mit Membranwerkstoff 2 (Kotnig, 2011)

Fazit aus den Vorversuchen

Aus diesen experimentellen Vorversuchen konnten sehr wichtige Erkenntnisse hinsichtlich Förderverhalten der Pumpe und dem Einfluss der Konstruktion auf den Druckluft- und in weiterer Folge Kältemitteldampfbedarf zum Antrieb ermittelt werden. Weiters ergaben die Vorversuche, dass besonders die Schaltzeiten der Magnetventile einen großen Einfluss auf die Förderleistung der Pumpe haben. Je nach Druckverlusten und Antriebsdruckdifferenzen variieren diese.

Das Verhalten der ThermoPump wurde unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht und die Förderleistung, sowie der spezifische Druckluftbedarf, als Maß für die Effizienz der Pumpe in der AWP, vermessen. Im Zuge dieser Tests mit unterschiedlichen Randbedingungen und verschiedenen Membranwerkstoffen konnten Rückschlüsse für eine Weiterentwicklung der Pumpe gezogen werden.

2.4.6 Fazit zum ThermoPump-Konzept

Dieses Kapitel enthält einen kurzer Überblick der Vor- und Nachteile des ThermoPump-Konzeptes im Vergleich zu anderen Konzepten von thermischen Lösungsmittelpumpen bzw. im Vergleich zu einer elektrischen Lösungsmittelpumpe.

Dieses neue Konzept einer thermischen Lösungsmittelpumpe ermöglicht, dass die Lösungsmittelpumpe anstelle von elektrischer mit thermischer Energie angetrieben werden kann, was vor allem aus ökologischer und ökonomischer Sicht, wenn Solar- oder Abwärme zum Antrieb der AWP verwendet wird, eine interessante Alternative darstellt.

Dieses Konzept nutzt als Antrieb die Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck der AWP, weshalb ein von den Betriebsbedingungen der AWP großteils unabhängiger Betrieb der ThermoPump

gewährleistet ist, da auch die zu überwindenden Förderdruckdifferenzen (p_{HD} - p_{ND}), abgesehen von anlagenseitigen Druckverlusten, der verfügbaren Antriebsdruckdifferenz (p_{HD} - p_{ND}) entspricht.

Der Volumenstrom kann durch die Variation der Öffnungszeiten der beiden Magentventile unabhängig vom Förderdruck relativ einfach geregelt werden.

Bei der ThermoPump können durch die hermetische Pumpenausführung Leckagen des Arbeitsfluids gegen Atmosphäre großteils ausgeschlossen werden.

Jedoch benötigt die ThermoPump für ihren Antrieb Kältemitteldampf, der zusätzlich im Generator generiert werden muss und nicht im Kältekreislauf Kältemittelkreislauf genutzt werden kann, weshalb die Effizienz des AWP-Prozesses gesenkt wird.

2.5 Theoretische Untersuchungen

Dieses Kapitel erläutert die theoretischen Untersuchungen die im Zug dieses Projektes zur Auslegung des Funktionsmusters der ThermoPump durchgeführt wurden. Dies beinhaltet eine detaillierte thermodynamische Untersuchung des gesamten AWP-Prozesses bei Variation von Pumpenparametern und Betriebsbedingungen der AWP. Eine weitere dynamische Untersuchung des Bewegungsverhaltens der Membrane bzw. des Membrankolbens, bei dem ein maschinendynamisches Modell erstellt wurde, das auch strömungstechnische Aspekte berücksichtigt, diente zur Bestimmung der Arbeitstaktdauer eines Hubes und war somit für die Auslegung der Pumpe entscheidend.

2.5.1 Thermodynamische Untersuchungen

Ein detailliertes thermodynamisches Modell für die ThermoPump inkl. AWP-Prozess wurde in EES™ (2010) auf Basis der Stoffdaten von Ibrahim und Klein (1993) erstellt.

Anfangs wurde ein einfaches Modell des AWP-Prozesses aufbauend auf Energie und Massenbilanz erstellt. Danach wurde ein Modell für die ThermoPump erstellt, mit dem es möglich war, die erforderliche Pumpengeometrie und deren Einfluss auf den AWP-Prozess zu bestimmen. Zur Ermittlung des Kältemittebedarfs und zur Bestimmung des Einflusses auf den COP der AWP wurden die in Kapitel 2.4.2 und 2.4.3 kurz erläuterten Zusammenhänge detailliert erfasst und ins Modell implementiert. Basis der Simulation ist das in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** (siehe Kapitel 2.4.3) dargestellte Anlagenschema. Dieses Modell ermöglicht es, verschiedene Parameter, wie z.B. die externen Temperaturniveaus oder auch geometrische Daten zu variieren und den Einfluss auf die Effizienz der Gesamtanlage zu berechnen. Diese Variation diente zur Größenauslegung der Pumpe. Bei diesen ersten theoretischen Untersuchungen wurde von einem voll ausgeführten Hub der ThermoPump ausgegangen. Weiters wurden keine Wärmeverschleppungen in der Pumpe berücksichtigt.

Abbildung 22 zeigt als Beispiel der Untersuchung die Ergebnisse der Analyse einer AWP für Kälteanwendung mit elektrischer Lösungsmittelpumpe im Vergleich zur ThermoPump. Im Graphen ist der jeweilige COP_C–Verlauf der Anlagen mit den unterschiedlichen Pumpen sowie der relative Unterschied (ΔCOP_C) der beiden Werte, bezogen auf den COP der AWP mit

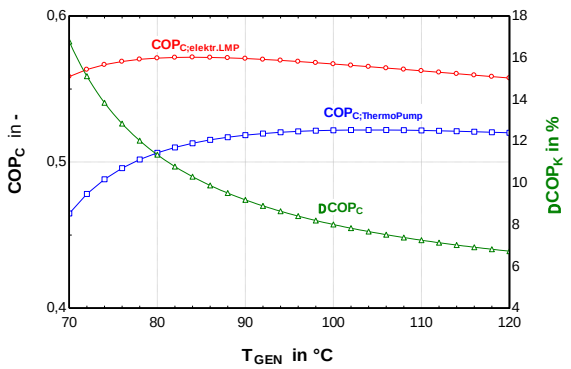


Abbildung 22: COP_C der AWP mit elektr. LMP und ThermoPump sowie ΔCOP_C in Abhängigkeit von T_{GEN} (T_{EVA_in} = 4°C, T_{ABS} = 26°C, T_{CON} = 32°C; Fördergrad=0,7,

elektrischen LMP, dargstellt. **keine Wärmeverschleppungen, keine Rektifikation)**

Die Untersuchungen zeigten, dass der Betrieb der ThermoPump eine Verringerung des COPs der AWP im Vergleich zum Betrieb der AWP mit elektrischer ThermoPump bei gleichem Betriebspunkt zur Folge hat. Der ΔCOP_C beläuft sich für diese Anwendung zwischen 5 bis 18% je nach Austreibertemperatur (T_{GEN}) und Fördergrad. Je geringer der Fördergrad desto geringer der COP_C der AWP mit ThermoPump. Bei geringeren Heißwassertemperaturen, wie z.B. bei der solaren Kühlung, ist der ΔCOP_C wesentlich höher als vergleichsweise bei höheren Austreibertemperaturen. Der Einfluss von T_{GEN} begründet sich u.a. durch den spezifischen Lösungsmittelumlauf. Je kleiner dieser bei konstanter Verdampfungs-, Kondensations- und Absorbertemperatur desto geringer die Entgasungsbreite und desto größer der notwendige spezifische Lösungsmittelumlauf (f).

Abbildung 23 zeigt als Beispiel Ergebnisse der Analyse der ThermoPump in einer AWP für Heizzwecke bei einer Verdampfereintrittstemperatur des Kältemittels von -10°C und einer Vorlauftemperatur der Heizung von 45°C (T_{ABS} = 46C, T_{CON} = 52°C). Auch hier wird ein Vergleich des COP_Hs der Anlagen mit elektrischer und ThermoPump sowie der relative Unterschied (ΔCOP_H) der beiden Werte in Abhängigkeit der Austreibertemperatur (T_{GEN}) dargestellt. ΔCOP_H liegt bei Heizzwecken zwischen 4 bis 15%, je nach T_{GEN} und effektivem Fördergrad der ThermoPump.

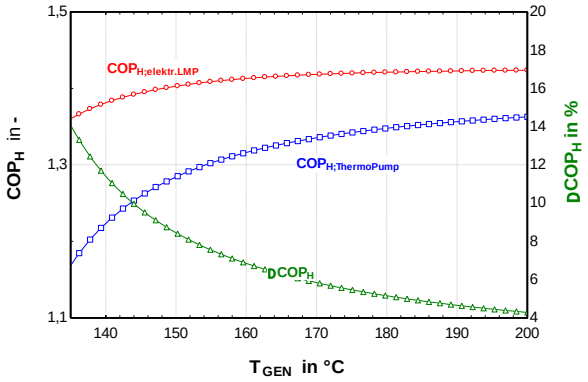


Abbildung 23: COP_H einer einstufigen AWP mit elektr. LMP und ThermoPump sowie der relative Einfluss des COP (ΔCOP_H) in Abhängigkeit der Austreibertemperatur (T_{GEN}) (T_{EVA_in} = - 10°C, T_{ABS} = 46C, T_{CON} = 52°C; Fördergrad=0,9, keine Wärmeverschleppungen, mit Rektifikation)

Tendenziell ist die relative Reduktion des COP durch den Einsatz der ThermoPump im Vergleich mit dem Betrieb einer elektrischen LMP bei Heizanwendung geringer als bei Kühlanwendungen.

Wie die Simulation zeigte, muss für die Auslegung der Pumpe ein Kompromiss eingegangen werden, da unterschiedliche Betriebspunkte unterschiedliche Hoch- und Niederdrücke sowie spezifischen Lösungsumlauf zu Folge haben und die Pumpe nur für einen Betriebspunkt ausgelegt werden kann.

Da im Zuge des Projektes der Entschluss gefasst wurde, die ThermoPump in einer am Markt erhältlichen Absorptionskältemaschine PinkChiller PC19 des Projektpartners Fa. Pink experimentell zu untersuchen, wurde das Modell der ThermoPump in das bestehende Modell des PinkChiller PC 19, das im Projekt „Solar Cooling Opt“ (FFG-Nr.:825544) am Institut für Wärmetechnik erstellt wurde, integriert. Anstelle der elektrischen Pumpe wurde das thermodynamische Modell der

ThermoPump integriert und das Basismodell der AWP für die geringe Förderleistung der Pumpe dementsprechend modifiziert. In Abbildung 24 sind die Simulationsergebnisse des zu erwartenden COP_C und der Kälteleistung ($\dot{Q}_{EVA}$) der modifizierten AWP mit ThermoPump in Abhängigkeit der Heißwassertemperatur (t_{hot_in}) bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen für eine Kaltwassertemperatur (t_{cold_in}) von 15°C dargestellt. Die Simulation der ThermoPump im kennlinienbasierten Modell zeigte, dass der zu erwartende COP_C geringer ausfallen wird, als in den ersten Simulationen ermittelt, bei dem im AWP-Model noch kein Betriebsverhalten einer realen Anlage hinterlegt wurde. Ein Grund dafür dürfte unter anderem in den Auswirkungen des geringen Pumpenförderstroms im speziellen Naturumlauf des Generators des PinkChillers PC 19 begründet sein (siehe Kapitel 2.7.1). Der über einer gewissen Austreibertemperatur wieder sinkende COP der AWP begründet sich durch die sinkende Kältemittelreinheit aus dem Generator mit steigender Austreibertemperatur, da im PinkChiller PC 19 keine Rektifikation oder Dephlegmator aufgrund der geringen Austreibertemperaturen für die solare Kühlanwendung integriert ist.

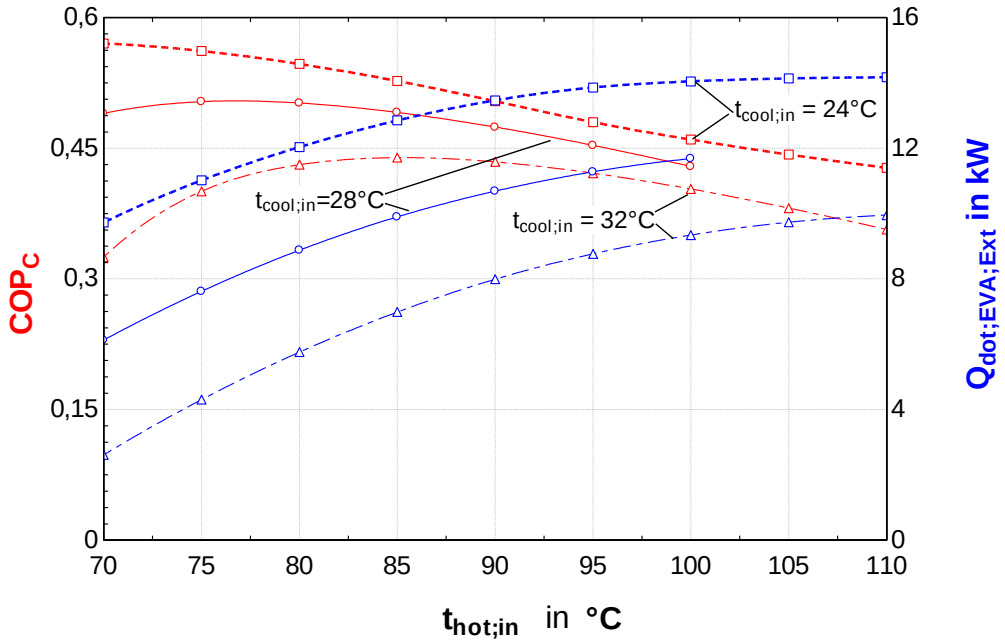


Abbildung 24: COPC und Kälteleistung ($Q_{_dot_EVA}$) der AWP mit ThermoPump in Abhängigkeit der Heißwassertemperatur (t_{hot_in}) bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen – t_{cold_out} = 15°C (Keine Wärmeverschleppungen und voller HUB, m_{dot_RSO} = 250 kg/h)

2.5.2 Maschinendynamische/Strömungstechnische Untersuchungen

Der Inhalt dieses Kapitels (2.5.2) basiert großteils auf der Masterarbeit von Herrn Christian Handler, MSc. (2012), der diese im Rahmen des vorliegenden Projektes am Institut für Wärmetechnik an der TU Graz durchführte.

Aus dieser Simulation mittels des Programms Matlab-Simulink (2012) wurden Erkenntnisse über die Beeinflussung des Bewegungsverhaltens durch den Einfluss der Rückstellfeder unter

Berücksichtigung der Membransteifigkeiten und -dämpfungsverhalten ermittelt. Die Simulation erlaubt eine Analyse des dynamischen Pumpenförderverhaltens für unterschiedliche anlagenseitige Druckverluste und Antriebsdruckdifferenzen.

Das dynamische Verhalten des Membrankolbens (Feder-Massen-Systems) der Pumpe wurde durch folgende Bewegungsgleichung (nichtlineare Differentialgleichung 2.Ordnung) beschrieben.

$$S_{dyn} = m_{dyn} \cdot \ddot{x}_{dyn} + d_{dyn} \cdot \dot{x}_{dyn}^{2} + c_{dyn} \cdot x \qquad \text{Gl. 1}$$

m_{dyn} ... bewegliche Masse des schwingenden Systems

d_{dyn} ... Dämpfung des schwingenden Systems

c_{dyn} ... Steifigkeit des schwingenden Systems

$\ddot{x}_{dyn}$ ... Beschleunigung der schwingenden Masse

$\dot{x}_{dyn}$ ... Geschwindigkeit der schwingenden Masse

x_{dyn} ... Position der schwingenden Masse

S_{dyn} ... Störfunktion / Anregung

2.6 Auslegung, Konstruktion und Bau

In diesem Kapitel wird die Auslegung, Konstruktion und der Bau des Funktionsmusters der ThermoPump beschrieben. Dies beinhaltet eine kurze Übersicht über die Auslegungsparameter und Rahmenbedingungen die für die Dimensionierung des Funktionsmusters festegelegt wurden, sowie einen Überblick über die Konstruktion, die Fertigung und den Zusammenbau der Pumpe. Weiters wird auch der abschließende Funktionsnachweis des im Zuge dieses Projektes gefertigten Funktionsmuster beschrieben.

Der Inhalt des Kapitel 2.6 basiert großteils auf der Masterarbeit von Herrn Christian Handler, MSc. (2012), die er im Rahmen des vorliegenden Projektes am Institut für Wärmetechnik an der TU Graz durchführte.

2.6.1 Auslegung

Basierend auf den Erfahrungen aus den Vorversuchen und den theoretischen Untersuchungen wurde die Pumpe entsprechend dimensioniert.

Für die Dimensionierung der Pumpe, insbesondere für die Wandstärkenbestimmung, sind unter anderem die Randbedingungen für den jeweiligen Einsatz (Temperaturniveaus für Kälte oder Heizanwendung) maßgebend. Folgend sind die Grenzwerte für die Druck- und Temperaturbelastungen für die das Funktionsmuster ausgelegt wurde, aufgelistet (vgl. Handler, 2012):

- Maximaler Hochdruck 25 bar
- Minimaler Niederdruck 2,5 bar
- Maximale Druckdifferenz 22,5 bar
- Maximale Temperaturbelastung metallischer Werkstoffe 120 °C
- Maximale Temperaturbelastung des Membranstoffes 100 °C

Membrananforderungen

In diesem Abschnitt werden kurz die Anforderungen beschrieben, die an die Membrane bzw. die Membranwerkstoffe der ThermoPump gestellt werden, da diese essentiell für das Pumpprinzip sind (vgl. Handler, 2012):

- Sehr hohe Biegeflexibilität
- Hohe Reißfestigkeit
- Geringe Reißdehnung
- Temperaturbeständigkeit > 100 °C

- Resistenz gegen Ammoniakdampf und wässriger Ammoniaklösung
- Querdichtheit (Gas dicht)
- Hohe zulässige Flächenpressung
- Hoher Haftreibungsbeiwert

Die o.a. technischen Anforderungen an die Membrane wurden von den Herstellern teils nur bedingt garantiert, weshalb im Zuge des ThermoPump-Projektes detaillierte Membranuntersuchungen durchgeführt wurden, um die jeweilige Eignung dieser für den Einsatz in der ThermoPump zu evaluieren. Es wurden unterschiedliche Membranwerkstoffe im Zuge des Projektes hinsichtlich ihrer Eignung in der ThermoPump untersucht. Zuerst wurde die Materialverträglichkeit der Membranwerkstoffe mit Ammoniak untersucht.

Untersucht wurden zwei verschiedene Membranstoffe, die in Abbildung 25 dargestellt sind. Dazu wurden eigene Probenbehälter (siehe Abbildung 25) aus Edelstahl gebaut, in denen die Membranstoffproben 100 Stunden in einer 25%igen Ammoniak-Wasserlösung bei 60°C erhitzt wurden (Druck ~ 2,5 bar). Nach dem Kontakt mit Ammoniak für 100 Stunden wurden die Membranen nach optischen Veränderungen untersucht.

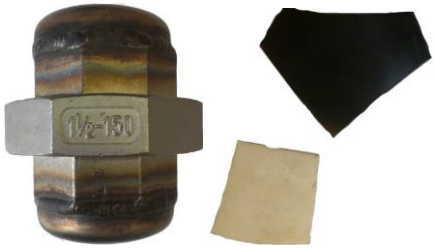


Abbildung 25: Foto des Prüfdruckbehälters und der untersuchten Membranen

Anschließend wurden Veränderungen der mechanischen Eigenschaften mittels eines „Durchdruckversuches“ nach Abbildung 26 untersucht. Das Kraft-Dehnungsverhalten wurde vor und nach der Ammoniakbelastung aufgenommen. Die Druckdrückkraft F wurde über eine Hydraulikpresse aufgebracht, und indirekt durch eine Druckmessung ermittelt.

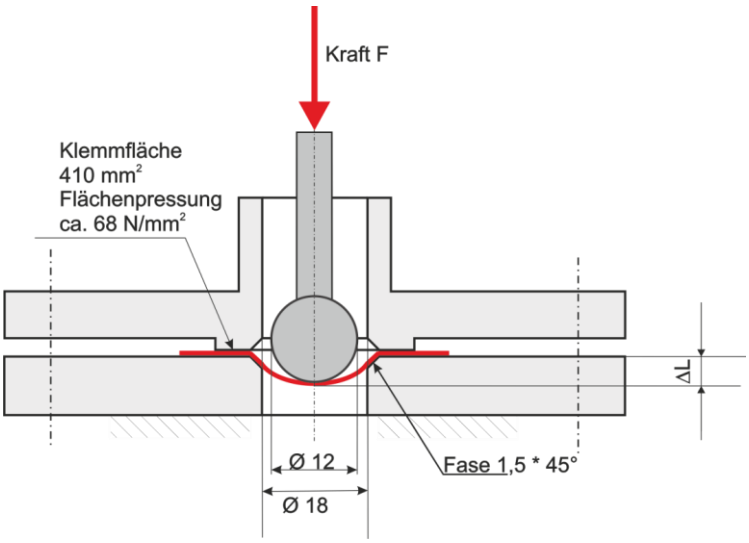


Abbildung 26: Schematische Darstellung des Durchdruckversuchsaufbaus (Handler, 2012)

In Abbildung 27 sind die Ergebnisse des Durchdrückversuches dargestellt. Der Membranstoff A weist ein annähernd gleiches Kraft-Längenänderungs-Verhalten der beiden Proben auf. D.h. seine Eigenschaften wurden durch den Kontakt mit Ammoniak nicht verändert. Da in der ThermoPump die Belastungen der Membrane wesentlich geringer sind als bei diesen Versuchen und der Membranwerkstoff lt. dem Versuch Ammoniak verträglich ist, ergaben die Versuchsdurchführungen, dass der Membranstoff A geeignet ist. Als einziger Nachteil des Membranstoffes A gegenüber B ist der höhere Anschaffungspreis, der bei den benötigten Mengen einer Pumpe nicht relevant sind.

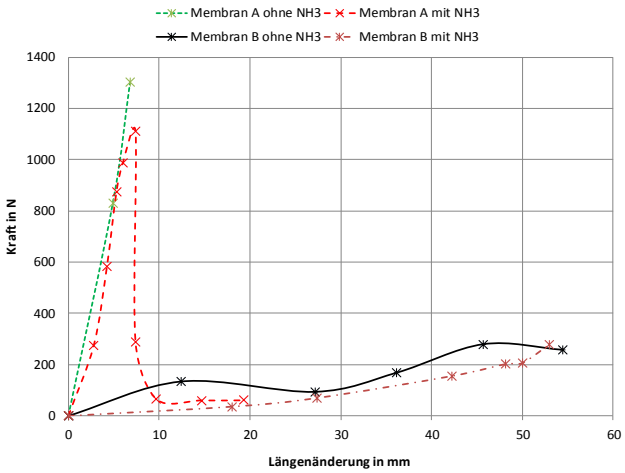


Abbildung 27: Ergebnisse des Durchdrückversuches (Handler, 2012)

Des weitern wurden Daten zum Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten der Membrane gemäß dem Versuchsaufbau in Abbildung 28 untersucht. Dafür wurde unter variabler Lasteinwirkung die Längenänderung der Membrane gemessen.

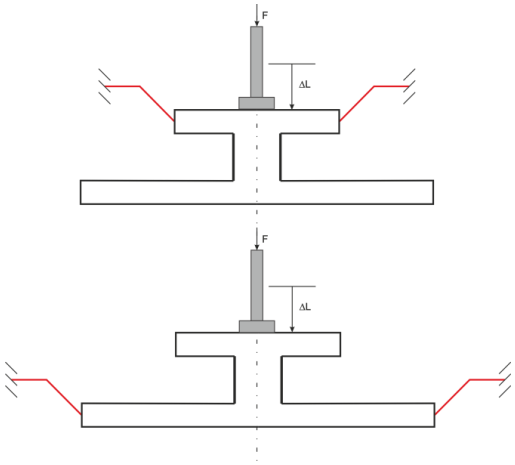


Abbildung 28: Schematische Darstellung der Membransteifigkeits-Untersuchung (Handler, 2012)

Für die Auslegung der Membranklemmkräfte wurde der Haftreibungskoeffizienten μ_k gemäß dem in Abbildung 29 dargestellten Versuchsaufbau ermittelt.

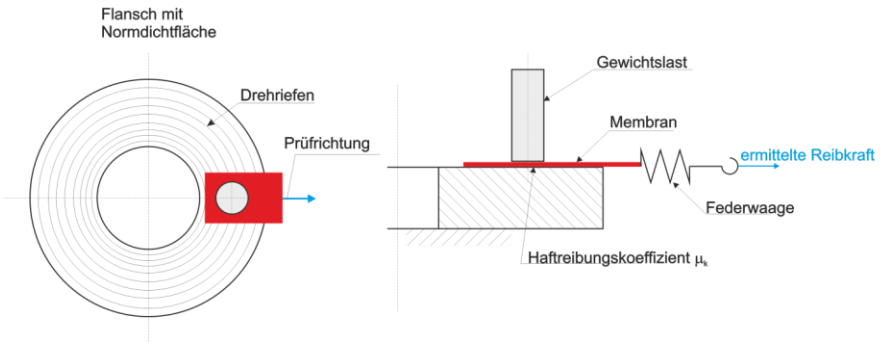


Abbildung 29: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Bestimmung des Haftreibungskoeffizienten (Handler, 2012)

Fazit zur Auslegung

Die Auslegung der Pumpe berücksichtigt die in Kapitel 2.4 beschrieben Geometrieeinflüsse auf Förderverhalten und Kältemittelbedarf unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.5 ermittelten Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen. Diesbezüglich wurde eine Variationsmatrix erstellt und einzelne Parameter nacheinander geändert und die Einflüsse auf das Pumpverhalten jeweils analysiert.

2.6.2 Konstruktion und Bau

Nach der Festigkeitsauslegung der druckbeanspruchten Bauteile gemäß den AD-Druckbehälter-richtlinien (2008) wurde ein 3D-CAD Modell des Funktionsmusters am IWT (siehe Abbildung 30) erstellt. Die mechanische Beanspruchung der Pumpenbauteile resultierte hauptsächlich aus der Druckbelastung. Bei der Materialauswahl musste stets auf die Eignung dieser für das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser geachtet werden, da die wässrige Ammoniaklösung stark basisch ist und Buntmetalle, wie z.B. Kupfer und deren Legierungen ungeeignet sind. Auch bei den Dichtmaterialien ist man sehr stark limitiert, es eignen sich generell Teflon (PTFE) und Äthylen-Prophylen-Kautschuk (EPDM).

Das Funktionsmuster der ThermoPump musste neben den in Kapitel 2.6.1 beschriebenen Anforderungen eine möglichst aufschlussreiche experimentelle Untersuchung ermöglichen. Dies erforderte eine einfache Montage und Demontage des Funktionsmusters in bzw. aus der Versuchsanlage (Pink Chiller PC19) sowie das Einplanen von diversen Messstellen. Bei der Umsetzung wurde konstruktiv vor allem darauf geachtet, dass aus Sicherheitsgründen selbst bei einem Riss einer Membrane kein Ammoniak aus der Pumpe entweichen kann. In Abbildung 30 ist ein 3D -Modell des Funktionsmusters inkl. Lösungsmittelsammler in zwei unterschiedlichen Ansichten dargestellt.

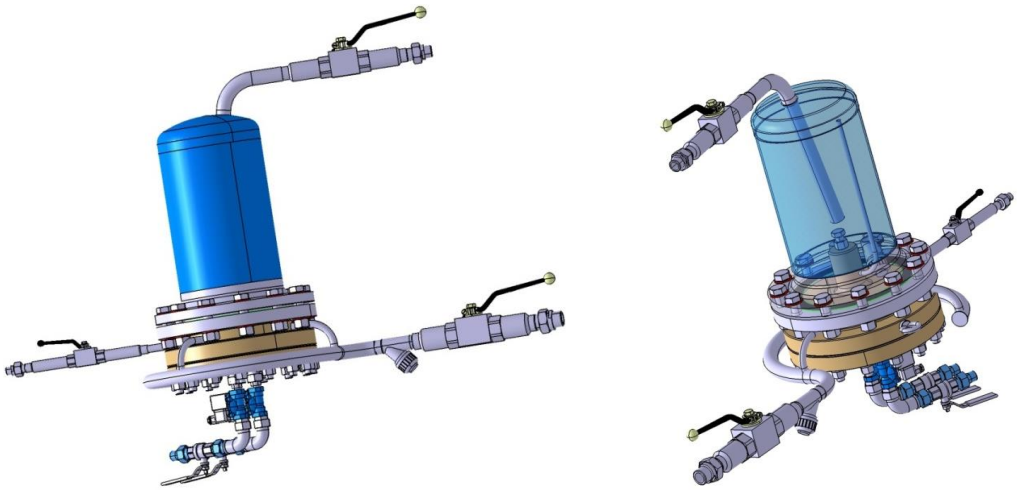


Abbildung 30: 3D -Modell der ausgeführten ThermoPump-Funktionsmuster (Handler, 2012)

Anschließend wurden aus der 3D-Konstruktion für die jeweiligen Bauteile der Pumpe detaillierte Fertigungszeichnungen abgeleitet und alle notwendigen Dreh-, Frästeile etc. sowie Armaturen bestellt und anschließend das Funktionsmuster der ThermoPump, wie in Abbildung 31 ersichtlich, zusammengebaut.

Abbildung 31: Fotos des ThermoPump-Funktionsmusters (Links: Zusammenbau und rechts fertiges Funktionsmuster) (Handler, 2012)

2.6.3 Funktionsnachweis

Das umgesetzte Funktionsmuster der ThermoPump wurde für einen ersten Funktionsnachweis anfänglich im Luft/Wasser-Versuchsstand der Vorversuche (siehe unter Pkt. 2.4.5) in Betrieb genommen und erste Versuchsreihen zum Förderverhalten der Pumpe durchgeführt.

Folgende Gründe waren dafür ausschlaggebend: Die Risken fallen bei etwaigen unvorhersehbaren Komplikationen bei der ersten Inbetriebnahme mit Wasser und Luft wesentlich geringer aus, als im Betrieb mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak-Wasser. Notwendige Umbauten am Funktionsmuster konnten wesentlich einfacher und schneller durchgeführt werden, da nicht die ganze Pumpe vorab evakuiert werden musste, bevor diese demontiert und geöffnet werden konnte. Deshalb wurden Tätigkeiten, die mögliche Einflüsse und Veränderungen an den Bauteilen des Funktionsmusters erfordern, noch in der Betriebsphase mit Luft/Wasser durchgeführt.

Ergebnisse des Funktionsnachweises

Der durchgeführte Funktionsnachweis hat bestätigt, dass die Pumpfunktion des Funktionsmusters einwandfrei gewährleistet ist und diese auch bei höherem Druck leckagefrei betrieben werden kann. Auch bei sehr hohem Differenzdruck kam es zu keinem Riss der Membranen. Im Zuge des Funktionsnachweises wurden die Charakteristik (Pumpenkennlinie) der Thermopump mittels des in Abbildung 20 dargestellten Versuchsstandes für den Betrieb mit Luft/Wasser aufgenommen.

2.7 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die im Rahmen des vorliegenden Projekts durchgeführten experimentellen Untersuchungen der ThermoPump in einer realen Ammoniak/Wasser – AWP (PinkChiller PC 19) beschrieben und die wichtigsten Messergebnisse erläutert und diskutiert.

Kapitel 2.7.1 beinhaltet eine kurze Beschreibung des Versuchsaufbaues und der Versuchsdurchführung. Besonders die erreichbare Kälteleistung sowie der COP des PinkChillers PC19 im Betrieb mit der ThermoPump im Vergleich zur elektrischen Lösungsmittelpumpe standen im Focus dieser experimentellen Analyse (siehe 2.7.3). Abschließend wurden die erhobenen Messdaten mit den Ergebnissen der Simulation (vgl. Kapitel 2.5.1) zur Validierung des Pumpenmodells miteinander verglichen (siehe 2.7.4).

2.7.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Als Versuchsstand für die experimentelle Analyse der ThermoPump und ihre Auswirkungen auf den AWP-Prozess wurde die am Markt erhältliche Absorptionskältemaschine PinkChiller PC 19 der Fa. Pink herangezogen und nicht, wie anfänglich geplant, ein eigens angefertigter Lösungsmittelkreislauf dafür aufgebaut.

Der PinkChillerPC 19 wurde bereits im Projekt „SolarCoolingOpt“ (FFG Nr.: 825544) am Institut für Wärmetechnik der TU Graz vermessen. Diese Vorgehensweise ermöglicht es, dass das Pumpenfunktionsmuster wesentlich realitätsnäher getestet werden und ein direkter Vergleich derselben AWP für den Betrieb der Maschine mit der ThermoPump im Vergleich zur konventionellen elektrischen Lösungsmittelpumpe gezogen werden kann. Dies dürfte vor allem für eine weitere Umsetzung der ThermoPump von Vorteil sein. Da im PinkChiller PC 19 bereits eine elektrische Lösungsmittelpumpe vorhanden ist, war sichergestellt, dass der Absorptionsprozess unabhängig von der Wirkung des Pumpenmodells funktioniert.

Um die thermische Lösungsmittelpumpe in den Prozess der AWP zu integrieren, wurde der PinkChiller um Entnahmeanschlüsse, Einspeiseanschlüsse etc. entsprechend modifiziert und mit notwendiger Messtechnik versehen. Abbildung 31 zeigt den Versuchsaufbau am IWT. Die Einbindung des ThermoPump –Funktionsmusters in den modifizierten PinkChiller PC 19 erfolgte über flexible Schläuche zur Schwingungsentkopplung.

Abbildung 32: Fotos des ThermoPump-Versuchsstandes - links: modifizierte PinkChiller PC 19 und rechts: ThermoPump-Funktionsmuster mit entsprechender Messtechnik

PinkChiller PC19:

Als Versuchsstand wurde, wie bereits erwähnt, die am Markt verfügbare Absorptionskältemaschine der Firma Pink GmbH (PinkChiller PC19, Generation 5.3), wie in Abbildung 33 dargestellt, in einer adaptierten Ausführung genutzt. Es handelt sich dabei um einen einstufigen Ammoniak/Wasser- AWP-Prozess mit Lösungsmittelwärmetauscher und einer Nennkälteleistung von 19 kW im Volllastfall. Die bestehende elektrische Lösungsmittelpumpe ist eine einflutige Öl-Membranpumpe, die über eine elektrisch betriebene Öl-Kolbenpumpe angetrieben wird. Der maximale Förderstrom der Pumpe beträgt in der Anlage ca. 600 kg/h, wobei dieser über einen Frequenz-Umrichter variiert werden kann.

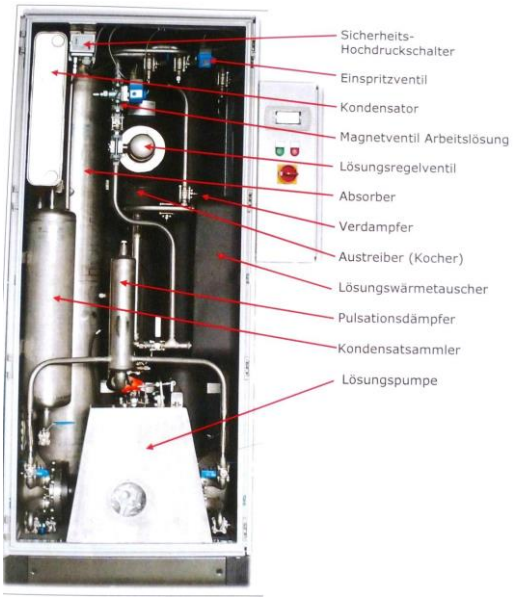


Abbildung 33: PinkChiller PC19 (Pink, 2011)

Kondensator und Generator sind als Plattenwärmetauscher, Verdampfer und Absorber als Rohrbündelwärmetauscher in Fallfilmbauweise ausgeführt. Der Verdampfer und Absorber sind mit dem Lösungsmittelsammler als gemeinsamer Druckbehälter ausgeführt, wobei das verdampfte Kältemittel in den Absorber strömen kann. Aus dem Lösungsmittelsammler wird die reiche Lösung in die Lösungsmittelpumpe gesaugt.

Infrastruktur / Messtechnik:

Abbildung 34 zeigt die mit der entsprechenden Messtechnik, wie Anlegefühler zur den Temperaturmessung, parallel in die Anlage eingebauten Massenstrommessgeräte etc, adaptierten PinkChiller.

Zusätzlich zu der im Projekt „SolarCoolingOpt“ verwendeten Messtechnik wurde der PinkChiller mit weiteren Druck- sowie Differenzdrucksensoren versehen und mit den notwendigen Anschlussstellen für die Integration der ThermoPump (Rote Markierungen).

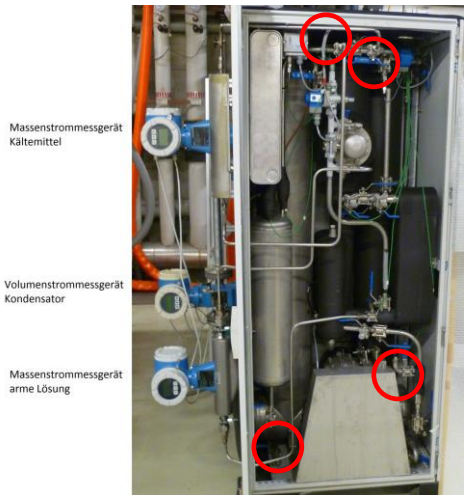
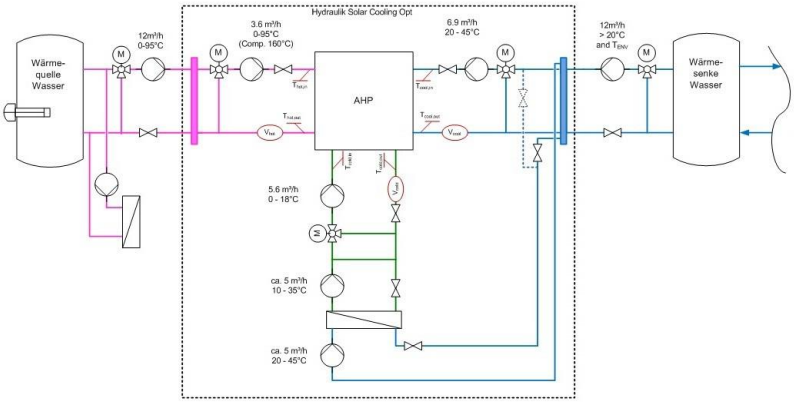


Abbildung 34: Foto adaptierter PinkChiller PC19 (Hannl, 2012)

Die Versorgung des Prüfstandes mit Heiz-, Kühl-, und Kaltwasser respektive mit Heiz- und Kühlleistung erfolgte über die Wärmequellen und – senkenanlagen des Institutes für Wärmetechnik. Der Prüfstand wurde, wie in Abbildung 35 dargestellt, in die Infrastruktur eingebunden.



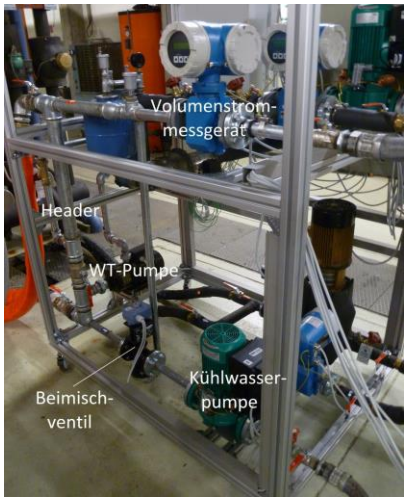


Abbildung 35: Versuchsstandseinbindung in Infrastruktur – Links: Schema und rechts Foto (Hannl, 2012)

Die am Prüfstand eingestellten Heiz-, Kühl- und Kaltwasservolumenströme wurden im Zuge der experimentellen Untersuchungen nicht verändert und sind Tabelle 2 aufgelistet. Die gleichen Werte für $\dot{V}_{hot}$, $\dot{V}_{cold}$ und $\dot{V}_{ccol}$ wurden in weiterer Folge auch für die Simulationen herangezogen.

Tabelle 2: Heiz-, Kühl- und Kaltwasser-Volumenstrom ($\dot{V}_{hot}$, $\dot{V}_{cold}$, $\dot{V}_{ccol}$)

$\dot{V}_{hot}$	$\dot{V}_{cold}$	$\dot{V}_{cool}$
m³/h	*m³/h*	*m³/h*
2,4	**3**	**3,9**

Die messtechnische Erfassung aller Leistungen bzw. Energieströme erfolgte sowohl über externe Kreise wie auch über interne Kreise der AWP. Zur Auswertung der Messdaten wurden stets die in den externen Kreisen erfassten Daten aufgrund der geringeren Messtoleranzen herangezogen.

Die elektrische Messdatenerfassung und Steuerung der Anlage erfolgte über entsprechende Datenlogger. Die elektronischen Signale wurden via Messrechner über ein eigens erstelltes Programm mit Ausgabe- und Eingabeinterface in LabVIEW (2009) mit entsprechender Oberfläche visualisiert und für die Auswertung der Daten gespeichert. Zur Erfassung der Messdaten am PinkChiller wurde ein Datenlogger mit hoher Auflösung gewählt.

2.7.2 Messergebnisse

Besonders der Einfluss der ThermoPump auf den Betrieb der AWP stand im Focus der experimentellen Analyse weshalb neben den Drücken in der ThermoPump und den Massenströmen auch die Kälteleistung und der COP der AWP messtechnisch erfasst wurde. Für diese Versuche wurden für den jeweiligen Betriebspunkt der AWP die Ventilschaltzeiten variiert, um die optimalen Arbeitstaktdauern für jeden Betriebspunkt zu ermitteln. Die Variation der Ventilschaltzeiten wurde für unterschiedliche Betriebsbedingungen durchgeführt.

In Abbildung 36 bis Abbildung 38 wurden sowohl die Öffnungszeiten der Einlass- und Auslassventilschaltzeiten variiert. Wie daraus ersichtlich ist, wird der jeweilige Maximalwert des Massenstroms tendenziell bei ähnlichen Ventilschaltintervallen, wie der Maximalwert des COP_C* für den gleichen Betriebspunkt erreicht. Bei einer Austreibertemperatur von 85°C liegt der Maximalwert des Massenstroms bei einer kürzeren Schaltzeit, als der Maximalwert des COP_C*.

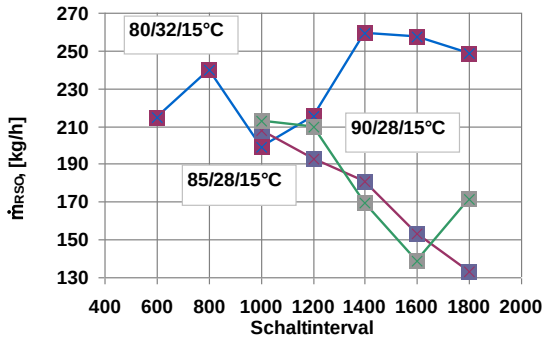


Abbildung 36: Förderstrom der ThermoPump ($\dot{m}_{RSO}$) bei verschiedenen Ventilöffnungszeiten und Betriebspunkten der AWP

Je nach Betriebspunkt liegt der Höchstwert des Massenstroms, der Kälteleistung und des COP_C bei unterschiedlichen Schaltintervallen. Für die Regelung der ThermoPump wurden die Ventilschaltzeiten gemäß dem Maximum der Kälteleistung ausgewählt.

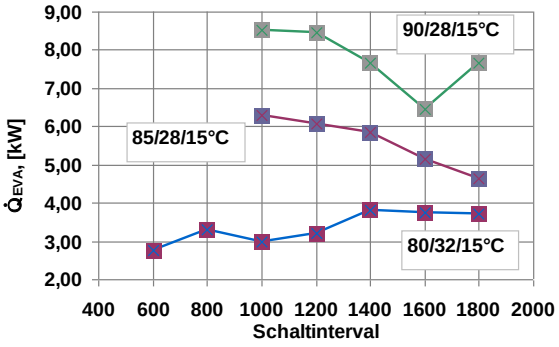


Abbildung 37: Kälteleistung der AWP ($\dot{Q}_{EVA}$) mit ThermoPump bei verschiedenen Ventilöffnungszeiten der ThermoPump und Betriebspunkten der AWP

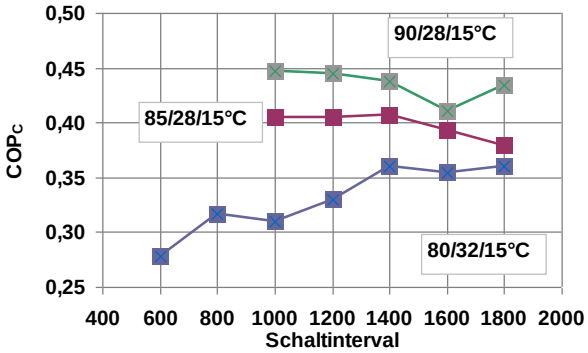


Abbildung 38: COP_C* der AWP ($\dot{Q}_{EVA}$) mit ThermoPump bei verschiedenen Ventilöffnungszeiten der ThermoPump und Betriebspunkten der AWP

Weiters ergaben die Untersuchungen, dass die für den jeweiligen Betriebspunkt optimale Schaltzeit von der Differenz zwischen Nieder- & Hochdruck abhängt.

Abbildung 39 zeigt den zeitlichen Verlauf des durch die ThermoPump geförderten Massenstroms an reicher Lösung sowie den zeitlichen Verlauf der Kälteleistung des PinkChillers PC 19. Die Kälteleistung bleibt, wie daraus ersichtlich, trotz des fluktuierenden Massenstroms relativ konstant.

D.h. die Diskontinuität der ThermoPump hat auf die mittlere Leistung bei stationärem Betrieb der AWP einen vernachlässigbaren Einfluss.

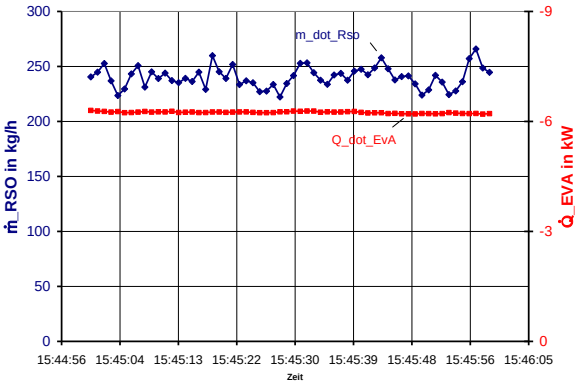


Abbildung 39: zeitlicher Verlauf des Förderstroms der ThermoPump ($\dot{m}_{RSO}$) und der Kälteleistung (Q_EVA) des PinkChillers mit ThermoPump (T_{hot_in} = 90°C, T_{cool_in} = 28°C, T_{cold_out} = 15°C, ΔT_{hot} = 7 K; ΔT_{cool} = 6 K; ΔT_{cold} = 3 K)

Fazit

Die experimentellen Untersuchungen zeigten, dass der PinkChiller mit der ThermoPump einwandfrei betrieben werden kann. Auch wechselnde Betriebsbedingungen des PinkChillers können mit der ThermoPump gefahren werden. Je nach Betriebspunkt des PinkChillers müssen die Ventilschaltzeiten

entsprechenden variiert werden, was in der Regelung der Anlage über ein Kennlinienmodel hinterlegt werden kann.

Allerdings war der Förderstrom des ersten Funktionsmusters der ThermoPump mit einem Massenstrom 300 kg/h an reicher Lösung im Vergleich zur elektrischen Lösungsmittelpumpe des PinkChillers PC19 zu gering. Die Ursachen dafür begründen sich großteils durch die Adaption des PinkChillers mit der notwendigen Messtechnik. Die eingebauten Coriolismassenstrommesser etc. verursachen einen zusätzlichen Druckverlust, weshalb ein Vollhub des ersten Funktionsmusters um einiges länger dauert und der Auslegungsmassenstrom nicht ganz erreicht wurde.

2.7.3 ThermoPump vs. mechanische Lösungsmittelpumpe

Um trotz des geringeren Fördermassenstroms der ThermoPump einen Vergleich zum Betrieb der Anlage mit ThermoPump und elektrischer Lösungsmittelpumpe ziehen zu können, wurde auch die elektrische Lösungsmittelpumpe mittels des vorhandener Frequenzumformers per Regelung auf einen Fördermassenstrom von 300 kg/h gedrosselt. Der PinkChiller PC19 wurde mit dem reduzierten Massenstrom an reicher Lösung sowohl im Betrieb mit der ThermoPump und der elektrischen Lösungsmittelpumpe hinsichtlich Kälteleistung ($\dot{Q}_{EVA}$) und COP_C bei unterschiedlichen Betriebspunkten vermessen.

Beispielhaft für den Vergleich sind in Abbildung 40 und Abbildung 41 Messergebnisse des PinkChillers mit beiden Pumpen dargestellt. Die durchgezogenen Linien entsprechen den Messergebnissen mit elektrischer Lösungsmittelpumpe und strichliert mit der ThermoPump.

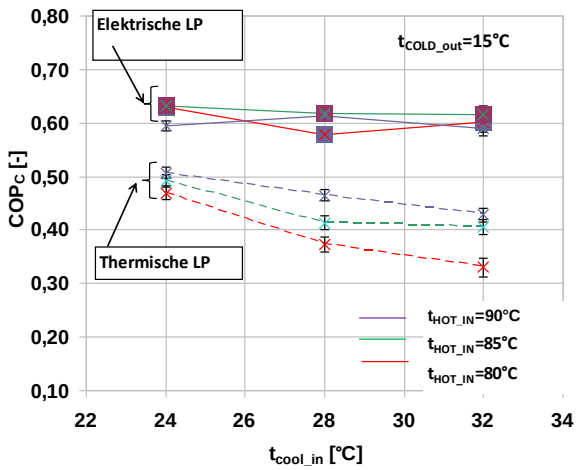


Abbildung 40: COP_C des PinkChillers PC19 im Betrieb mit der elektr. LMP und ThermoPump in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur (t_{cool_in}) bei verschiedenen Heißwassereintritts-tmperaturen (t_{hot_in}) und einer Kaltwasseraustrittstemperatur (t_{cold_out}) von 15°C (Kalt-, Kühl- und Heißwasservolumenströme lt. Tabelle 2)

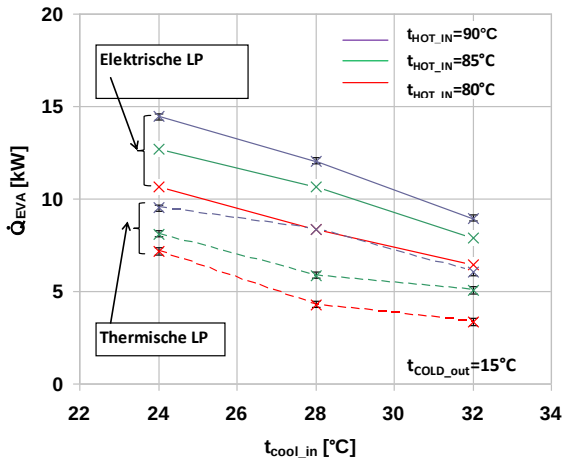


Abbildung 41: Kälteleistung ($\dot{Q}_{EVA}$) des PinkChillers PC19 im Betrieb mit der elektr. LMP und ThermoPump in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur (t_{cool_in}) bei verschiedenen Heißwassereintrittstemperaturen (t_{hot_in}) und einer Kaltwasseraustrittstemperatur (t_{cold_out}) von 15°C (Kalt-, Kühl- und Heißwasservolumenströme lt. Tabelle 2)

Die dargestellten Ergebnisse für den Betrieb der AWP mit ThermoPump entsprechen Werten bei für den Betriebspunkt günstigen Ventilschaltzeiten. Die dargestellten Messergebnisse des COP_C und der Kälteleistung wurden bei einer Kaltwassertemperatur von 15°C bei unterschiedlichen Kühl- und Heißwassertemperaturen ermittelt. Die Kalt-, Kühl- und Heißwasservolumenströme wurden dabei gemäß Tabelle 2 konstant gehalten.

Der Vergleich der experimentellen Messergebnisse des PinkChillers PC19 zwischen dem Betrieb mit elektr. LMP und der ThermoPump zeigte, dass durch den Betrieb mit der ThermoPump der COP_C und die Kälteleistung der Anlage im Bezug zum Betrieb mit elektr. LMP reduziert wird. Die relative COP-Reduktion (ΔCOP_C) beträgt - infolge des Betriebs der AWP mit ThermoPump im Vergleich zur elektrischen LMP – je nach Betriebspunkt - bei ca. 15% und mehr. Bei höherer Kühlwassertemperatur sinkt der COP_C des PinkChillers sowohl mit elektrischer Pumpe wie auch mit ThermoPump. Dies begründet sich darin, dass der Temperaturhub für den internen Kälteprozess der AWP größer wird und die Temperaturdifferenz zwischen Wärmezu- und –abfuhr beim internen Kraftprozess der AWP (Lösungskreislauf) sinkt.

Die Reduktion der Kälteleistung beträgt im gleichen Betriebspunkt ca. 35%. Ursachen für die größeren Einflüsse auf den COP und der Kälteleistung der AWP, als lt. erster Simulation ermittelt wurde, liegen bei den geringeren Fördergraden bei unvollendeten Hüben und bei den Wärmeverschleppungen innerhalb der Pumpe. Die unvollendeten Hübe resultierten großteils aus den zusätzlichen Druckverlusten durch die Messtechnik im Versuchsstand. Durch eine konstruktive Umgestaltung der ThermoPump könnten diese COP-Reduktionen verringert werden.

2.7.4 Simulation vs. Experiment

Die Erkenntnisse aus der experimentellen Analyse wurden in das Simulationsmodell in EES™ (2010) (vgl. Kapitel 2.5.1) eingearbeitet. Es wurde das bestehende Modell der ThermoPump entsprechend erweitert, um auch die Wärmeverschleppungen in der Pumpe sowie einen reduzierten Fördergrad, infolge eines nicht erreichbaren Vollhubs, zu berücksichtigen.

Weiters musste auch das bestehende auf Kennlinien basierende Simulationsmodell des PinkChillers PC19 aus dem Projekt „Solar Cooling Opt“ (FFG-Nr.:825544), das am Institut für Wärmetechnik erstellt wurde, für den geringeren Fördermassenstrom von < 300 kg/h an reicher Lösung modifiziert werden. Dabei wurden unter anderem die Parameter für den Naturumlauf zwischen Generator und Kocher angepasst. Abschließend wurde das erweiterte Simulationsmodell mit den erhobenen Messdaten empirisch validiert. Abbildung 42 zeigt einen Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentell erhobenen Ergebnissen der COP_C-Werte des PinkChillers mit elektr. Lösungsmittelpumpe und Abbildung 43 den Vergleich der COP_C-Werte für den PinkChiller mit ThermoPump.

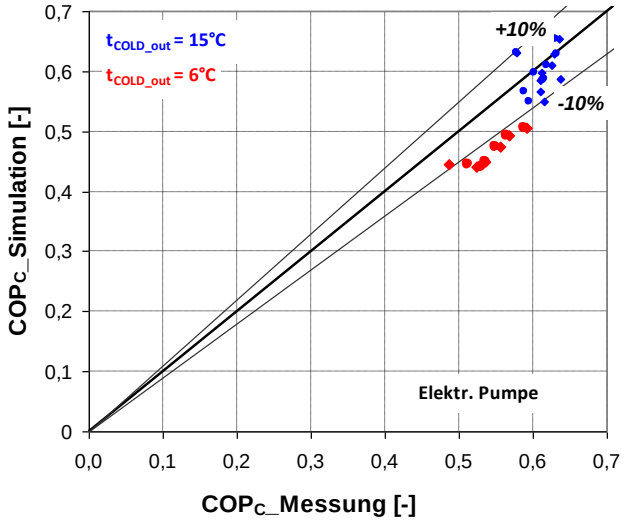


Abbildung 42: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentell erhobenen Ergebnissen der COP_C-Werte des PinkChillers mit eletkr. Lösungsmittelpumpe

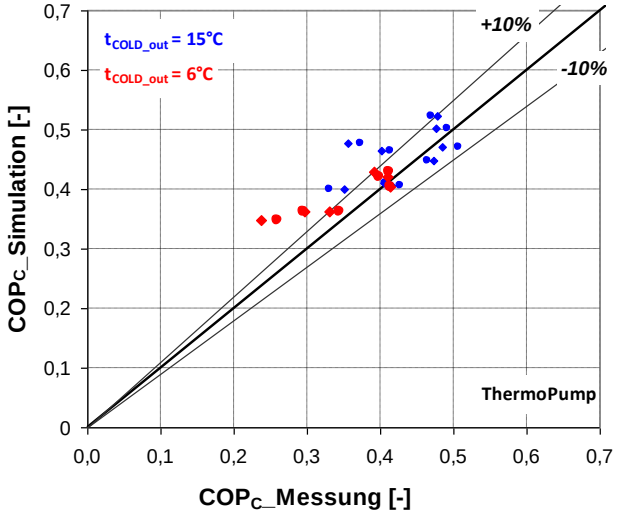


Abbildung 43: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentell erhobenen Ergebnissen der COP_C-Werte des PinkChillers mit ThermoPump

Wie aus Abbildung 42 ersichtlich, liegen die Simulationsergebnisse für den PinkChiller mit elektr. LMP im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten bei höheren Kaltwassertemperaturen im akzeptierbaren Toleranzbereich. Allerdings wird der COP_C bei tieferen Kaltwassertemperaturen via Simulation im Vergleich zur Messung tendenziell unterschätzt. Das Modell der ThermoPump inkl. AWP bildet das Funktionsmuster im PinkChiller, wie in Abbildung 43 ersichtlich, relativ realitätsnah ab, auch wenn die Simulation die COPs des PinkChillers mit der ThermoPump für einige Betriebspunkte im Vergleich zur Messung teilweise überschätzt.

2.8 Umsetzungsstudie

Dieses Kapitel erläutert kurz die im Zuge des vorliegenden Projektes durchgeführte Studie, die eine mögliche Umsetzung der ThermoPump in der Absorptionskältemaschine (AKM) der Fa. Pink und Absorptionswärmepumpe (AWP) der Fa. Heliotherm untersuchte. Dabei stand vor allem die Abschätzung der Herstellkosten der ThermoPump in Kleinserie im Fordergrund. ´

Es wurde eine Variantenstudie durchgeführt, um die Konstruktion der Pumpe so zu optimieren, dass die Herstellkosten bei gleicher Funktionalität soweit wie möglich reduziert werden könnten. In Abbildung 47 sind beispielhaft zwei mögliche alternative Ausführungsvarianten der ThermoPump dargstellt. Die Variantenstudie hat gezeigt, dass durch konstruktive Maßnahmen die Herstellkosten im Vergleich zum Funktionsmuster deutlich gesenkt werden können.

Die jeweilige Einsatzmöglichkeit der ThermoPump wurde in den jeweiligen Produkten der Industriepartner abgeklärt (Abbildung 44 und Abbildung 45) und spezifische Anforderungen abgeklärt.

Die Integration der ThermoPump anstelle der zurzeit eingesetzten elektrischen Lösungsmittelpumpen stellt aus konstruktiver und regelungstechnischer Sicht keine Probleme dar.

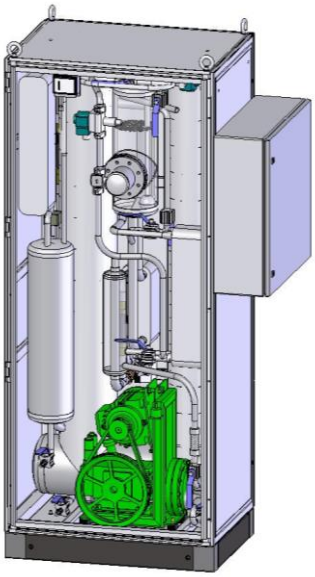


Abbildung 44: 3D-Darstellung des PinkChillers PC 19 mit elektrischer Lösungsmittelpumpe (Quelle: Pink)

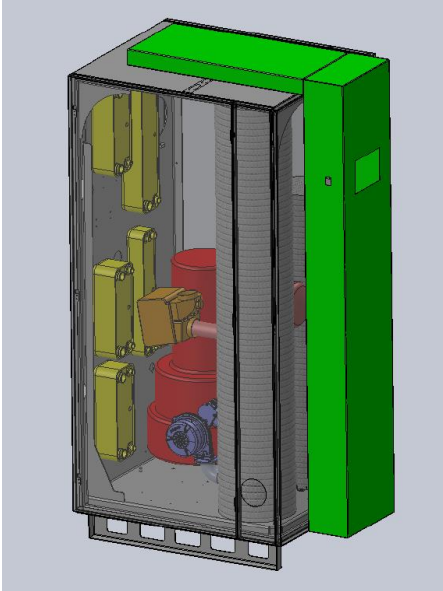


Abbildung 45: 3D-Datstellung der AWP mit Thermopump und Lösungsmittelbehälter (rot dargestellt) (Quelle: Heliotherm)

Unter Berücksichtigung der Einsparungspotentiale bei einer Produktion der ThermoPump in Kleinserie (bis ca. 100#) würden sich die Herstellkosten lt. dieser Umsetzungsstudie auf ca. 2000 € belaufen und befindet sich damit im gleichen Preissegment, wie vergleichbare elektrische Lösungsmittelpumpen. Jedoch sollten für eine wirtschaftliche Bewertung die jeweiligen Gestehungskosten für den konkreten Anwendungsfall betrachtet werden. Wie die durchgeführte Umsetzungsstudie zeigte, kann die wirtschaftliche Darstellbarkeit der ThermoPump auch gegeben sein, selbst, wenn die Herstellkosten dieser im Vergleich zur elektr. Lösungsmittelpumpe höher ist, vor allem dann, wenn als Antriebswärme Ab – oder auch Solarwärme genutzt wird. Ausschlaggebend dafür sind gemäß einer im Zuge der Umsetzungsstudie durchgeführten Sensitivitätsanalyse (Abbildung 46) die Auslastung und die Lebensdauer der Anlage bzw. der ThermoPump.

Unter dem Aspekt von zukünftig steigenden Strompreisen erscheint eine mögliche Umsetzung der ThermoPump in (Klein-) Serie aus ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten als sinnvoll, besonders wenn die Herstellkosten der ThermoPump noch weiters reduziert werden.

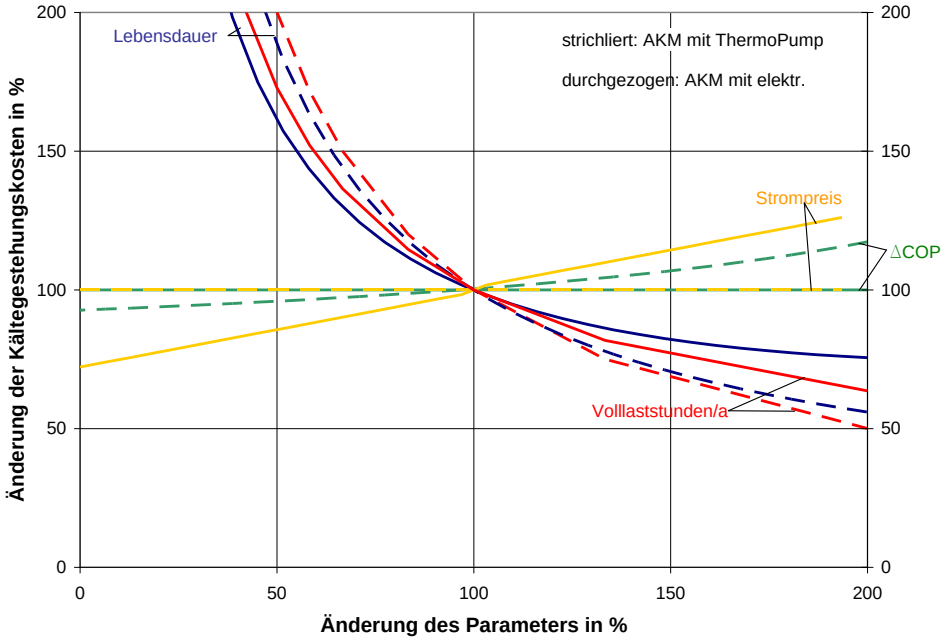


Abbildung 46: Sensitivitätsanalyse der Kältegestehungskosten einer AKM mit ThermoPump im Vergleich zur AKM mit elektrischer Lösungsmittelpumpe (100% bei: Lebensdauer 25 a; Volllaststunden = 3000 h/a; COP_AKM_elektr.LMP = 0,62; ΔCOP = 0,17; Strompreis = 15 cent/kWh; Anschaffungskosten AKM = 55 €/kW; Inflation = 3%/a; Strompreissteigerung = 2%/a; Anschaffungskosten Infrastruktur zur Nutzung der ind. Abwärme = 100 €/kW; Herstellkosten ThermoPump = 2000 €; Herstellkosten elektr. Pumpe = 1500 €; Kälteleistung = 19 kW; elektr. Pumpenleistung = 0,4 kW)

3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Im Zuge des Projektes „ThermoPump“ konnte ein neues Konzept einer thermisch angetrieben Lösungsmittelpumpe entwickelt, ein funktionsfähiges Funktionsmuster gebaut und dieses im Einsatz einer realen Absorptionskältemaschine experimentell untersucht werden. Damit wurden die ambitionierten Projektziele erfüllt und aus Sicht des Konsortiums dieses innovative Projekt erfolgreich abgeschlossen.

Die s.g. ThermoPump wird über einen „abgezapften“ Teilstrom von Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau angetrieben, kann aber im Unterschied zu anderen ähnlichen Konzepten relativ einfach in bestehende Absorptionswärmepumpsysteme, unabhängig von deren Aufbau anstelle der elektr. Lösungsmittelpumpe integriert werden. Die Energie kommt damit indirekt aus der Heizwärme des Generators selbst, sodass keine elektrische Antriebsenergie – mit Ausnahme von Regelenergie - für die Pumpe mehr notwendig ist. Somit verschiebt sich der Antrieb der Pumpe von elektrischer zu thermischer Energie, was aus exegetischer und ökologischer Sicht interessant ist, vor allem dann wenn solare Wärme oder Abwärme für den Pumpenantrieb genutzt werden kann.

Die ThermoPump wurde in einer realen Absorptionswärmepumpe (PinkChiller PC 19) bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen hinsichtlich Effizienz und Leistung vermessen. Der Förderstrom des gebauten Funktionsmusters war lt. experimenteller Analyse im Vergleich zur elektrischen Lösungsmittelpumpe des PinkChillers PC19 zu gering. Die Ursache dafür begründet sich vor allem durch die Adaption des PinkChillers mit der notwendigen Messtechnik und dem daraus resultierenden zusätzlichen Druckverlust. Diese experimentelle Analyse zeigte weiters, dass eine einwandfreie Funktion der ThermoPump unabhängig von Betriebsbedingungen der Absorptionswärmepumpe gewährleistet ist. Auch wechselnde Betriebsbedingungen können mit der ThermoPump gefahren werden. Eine entsprechende Regelstrategie wurde erarbeitet und könnte in der Regelung der Produkte der beiden Industrieprojektpartner relativ einfach hinterlegt werden. Die Effizienz der AWP ist im Betrieb mit der ThermoPump im Vergleich zur elektr. Lösungsmittelpumpe aufgrund der zusätzlich notwendigen Heizleistung im Generator zum Austreiben des Antriebsdampfs der Pumpe geringer. So beträgt die relative Einbuße des COP_C je nach Betriebspunkt der AWP 15% und mehr, dafür kann zum Antrieb ausschließlich Wärme genutzt werden. Die Integration der ThermoPump anstelle der zurzeit eingesetzten elektrischen Lösungsmittelpumpen ist aus konstruktiver und regelungstechnischer Sicht relativ einfach möglich.

Die durchgeführte Umsetzungsstudie zur Kühl- bzw. Heizanwendung für eine konkrete Umsetzung in den Produkten der beiden Industriepartner zeigte weiteres konstruktives Optimierungspotential auf, weshalb alternative Ausführungsvarianten der Pumpe im Zuge dieser Studie erarbeitet wurden. Unter Berücksichtigung der Einsparungspotentiale bei einer Produktion der ThermoPump in Kleinserie (bis ca. 100#) würden die Herstellkosten lt. dieser Studie im gleichen Preissegment wie vergleichbare elektrische Lösungsmittelpumpen liegen. Jedoch kann die wirtschaftliche Darstellbarkeit der ThermoPump auch gegeben sein, selbst, wenn die Herstellkosten dieser im Vergleich zur elektrischer

Lösungsmittelpumpe höher sind, vor allem dann, wenn als Antriebswärme Ab – oder auch Solarwärme genutzt wird. Ausschlaggebend dafür sind gemäß einer im Zuge der Umsetzungsstudie durchgeführten Sensitivitätsanalyse die Auslastung und die Lebensdauer der Anlage bzw. der ThermoPump.

Unter dem Aspekt von zukünftig steigenden Strompreisen erscheint eine mögliche Umsetzung der ThermoPump in (Klein-) Serie aus ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten als sinnvoll, wenn die Herstellkosten der ThermoPump noch weiters reduziert und/oder die Reduktion des COP der AWP werden können. Damit kann die ThermoPump zukünftig eine Alternative zu den elektr. Lösungsmittelpumpen für Absorptionswärmepumpsysteme kleiner Leistung darstellen.

4 Ausblick und Empfehlungen

Im Projekt „ThermoPump“ konnte ein neues Konzept einer thermischen Lösungsmittelpumpe erarbeitet werden, welches anstelle der elektrischen Lösungsmittelpumpe relative einfach in bestehende Absorptionswärmepumpsysteme, unabhängig von deren Aufbau integriert werden kann, weshalb sich das Projektkonsortium entschlossen hat, für das untersuchte Konzept Patentansprüche zu erheben.

Weitere Analysen mit dem validierten Simulationsmodell haben gezeigt, dass durch Optimierungen der Pumpe im Vergleich zum ausgeführten Funktionsmuster die relativen COP-Einbußen infolge des Betriebs der AWP mit ThermoPump anstelle der elektr. Lösungsmittelpumpe weiter reduzierbar sind.

Vor allem auch die im Zuge der Umsetzungsstudie generierten alternativen Ausführungsvarianten, mit annähernd kontinuierlichem Förderverhalten und/oder optimierten Kältemitteldampfbeaufschlagung, stellen neben dem im Zuge des Projektes realisierten Ausführung eine hinsichtlich Pumpengröße und Anlageneffizienz interessante Alternative dar (Abbildung 47).

Abbildung 47: Mögliche alternative Ausführungsvarianten der ThermoPump

Leider konnten diese erarbeiteten Konzepte aus budgetären und zeitlichen Gründen nicht im Rahmen dieses Projektes umgesetzt werden, weshalb es empfehlenswert ist, diese Pumpenvarianten in einem weiteren Forschungsprojekt detailliert zu untersuchen. Denn neben den technischen sprechen auch wirtschaftliche Aspekte, wie die zu erwartenden Herstellungskosten für diese Alternativen. Die Möglichkeit, die Herstellkosten der Lösungsmittelpumpe weiter zu reduzieren, ist für eine gezielte Kostensenkung der Gesamtanlage von besonderem Interesse, da wirtschaftliche Rahmenbedingungen ausschlaggebend sind, um Absorptionswärmepumpen und –kältemaschinen auch im kleinen Leistungsbereich den Zugang zu einem breiteren Markt zu öffnen.

Tendenziell dürfe zukünftig der Markt von thermisch angetriebenen Wärmepumpensystemen aufgrund steigender Strompreise stetig wachsen und damit die Entwicklung von Komponenten dieser ökologisch sinnvollen Technologie eine immer wichtigere Rolle für die zukünftige Energieversorgung spielen.

5 Literaturverzeichnis

AD 2000-Merkblatt, 2008: *Berechnung von Druckbehältern*. Beuth Verlag GbmH.

Altenkirch E., 1954: Absorptionskältemaschinen, VEB Verlag Technik, Berlin

Bosnjakovic F., 1960: Technische Thermodynamik II.Teil (3. Auflage) – in Wärmelehre und Wärmewirtschaft in Einzeldarstellungen – Band 12, Verlag von Theodor Steinkopf Dresden und Leipzig in Leipzig

Dawoud B. and El-Ghalban A., 2002: A theoretical analysis of a novel NH3-H2O absorption refrigerating system, Int. Sorption Heat Pump Conf. Shanghai, China, September 2002: 24-27

Dawoud B. and Imroz Sohel M., 2005: Dynamic modelling and simulation of a gravity-assisted solution pump of a novel ammonia–water absorption refrigeration unit, Applied Thermal Engineering (26) 2006: 688–699

EES™, 2010: Engineering Equation Solver, © 1992-2010 S.A. Klein, Academic Professional V8.659-3D (09/1/10), F-Chart Software, Madison, Wisconsin

Eifler W., Schlücker E., Spicher U., Will G., 1967: Küttner Kolbenmaschinen, 7.Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8351-0062-6

Hannl D., 2012: Experimentelle Analyse einer NH3/H2O - Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung - Diplomarbeit an der Technische Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik.

Handler C., 2012: Konzeptumsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Absorptionswärmepumpen - Diplomarbeit an der Technische Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik.

Heliotherm, 2012: Beitrag zur Umseztungsstudie (nicht öffentlich)

Ibrahim, O.M., Klein, S.A., 1993: "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures," ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495

IWT, 2011: Forschung und Lehre am IWT – Poster im Rahmen von „200 Jahre TU Graz"; Institut für Wärmetechnik, Graz, 2011

Kahn R., 1995: Ein Ammoniak-Wasser Absorptionskreislauf für hohen Temperaturhub, Dissertation an der Technischen Universität München, Forschungsbericht der DKV (51): 120-125

Kotnig C., 2011. *Thermisch angetribene Lösungsmittelpumpe - Auslegung, Konstruktion und Vorversuche.* Diplomarbeit an der Technische Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik.

LabVIEW, 2009: National Instruments - Entwicklungsumgebung

Matlab-Simulink , 2012: The MathWorks. MATLAB-Simulink. *Berechnungsprogramm*.

Moser H, 2012: Ammoniak / Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen - Dissertation an der Technischen Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik

Niebergall W., 1981: *Sorptionskältemaschinen, Handbuch der Kältetechnik* (Bd. 7). (R. Plank, Hrsg.) Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.

Pink, 2011: PinkChiller PC 19 – 19kWc Absorptionskältemaschine: Dokumentation / Betriebsanleitung, Version 1.0, Pink Gmbh, Langenwang

Pink, 2012: Beitrag zur Umseztungsstudie (nicht öffentlich)

Rieberer R., Moser H., Halozan H., 2011: Wärmepumpentechnik. Skriptum zur Vorlesung 307.052 Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.

Rieberer R., Moser H., Kotenko O., Zotter G., Malenkovic I., 2013: IEA HPP Annex 34: „Thermally driven heat pumps" - Publizierbarer Ergebnisbericht der nationalen Teilnahme am IEA HPP Annex 34, Projektbericht im Rahmen des Programms "Forschungskooperation Internationale Energieagentur"; Institut für Wärmetechnik der TU Graz, Austrian Institut of Technologie – Herausgeber: Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie – in Press

Safarik M., 2003: „Solare Klimakälteerzeugung - Technologie Erprobung und Simulation", Dissertation an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Vinz P., 1986: New Design of an Ammonia-Water Absorption Cooling Process and Its Potential Applications for Heat Engineering, Newsletter of the IEA Heat Pump Center, Vol. 4, Nr. 4, December: 26-34p.

Zotter G., Moser H., Rieberer R., 2011: Thermodynamic Analysis of Different Concepts for "Thermally Driven" Solution Pumps Suitable for Ammonia/Water Absorption Heat Pumping Systems, 23rd IIR Congress International Congress of Refrigeration, Prag, Tschechische Republik, ISBN 978-2-913-149-89-2, ID:455

Ziegler, F. 1997. Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 57 - Sorptionswärmepumpen. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV).

Im Rahmen des vorliegenden Projekts durchgeführte Veröffentlichungen:

Handler C., 2012: Konzeptumsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Absorptionswärmepumpen - Diplomarbeit an der Technische Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik.

Kotnig C., 2011. *Thermisch angetribene Lösungsmittelpumpe - Auslegung, Konstruktion und Vorversuche.* Diplomarbeit an der Technische Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik.

Zotter G., Moser H., Rieberer R., 2011: Thermodynamic Analysis of Different Concepts for "Thermally Driven" Solution Pumps Suitable for Ammonia/Water Absorption Heat Pumping Systems,

23rd IIR Congress International Congress of Refrigeration, Prag, Tschechische Republik, ISBN 978-2-913-149-89-2, ID:455

Zotter, G.; Rieberer, R.; Moser, H., 2012: ThermoPump- Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung. - in: KliEn & FFG-Science Brunch: Energie aus Erde, Luft, Wasser: Wärmepumpen und Geothermie. Wien am: 28.09.2012

Im Rahmen des vorliegenden Projekts geplante Wissenschaftliche Publikationen

Zotter, G. (2013/14): Entwicklung und Umsetzung einer thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung. - Dissertation an der Technischen Universität Graz (in Arbeit)

Zotter G., Handler Ch., Pink W., Bangheri A.., Rieberer R. (2013): "A novel concept for a ‚thermally driven' solution pump suitable for ammonia/water absorption chillers", Abstract eingereicht für "5th International Conference on Solar Air-Conditioning", Bad Krotzingen, Sep. 2013.

Zotter G. and Rieberer R. 2014: AMMONIA/WATER ABSORPTION HEAT PUMP WITH "THERMALLY DRIVEN" SOLUTION PUMP, Abstract eingereicht für "11th International Energy Agency Heat pump Conference; Montreal, May 12-16, 2014

Ein weiterer **Fachartikel** im International Journal of Refrigeration oder einer anderen internationale Fachzeitschrift mit dem voraussichtlichen Titel: „Experimental analysis of a novel ‚thermally driven' solution pump for ammonia/water absorption heat pumping systems", vorauss. im Zuge der Dissertation von Zotter G. (2013/14)

Patentschrift mit dem Arbeitstitel „Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe", Status: Anmeldung in Arbeit.

6 Anhang

Nomenklatur (Abkürzungen, Indizess):

in	Inlet	Eintritt
out	Outlet	Austritt
pso	Poor Solution	Arme Lösung
ref	Refrigerant	Kältemittel
rso	Rich Solution	Reiche Lösung
ABS	Absorber	Absorber
AWP		Absorptionswärmepumpsystem
cold	Cold water	Kaltwasser
C	Cooling	Kälteerzeugung
CON	Condenser	Kondensator
cool	Cooling water	Kühlwasser
COP	Coefficient of Performance	Leistungszahl, Wärmeverhältnis
DEP	Dephlegmator	Dephlegmator
eff.	effective	effektiv
el	electrical	elektrisch
EVA	Evaporator	Verdampfer
GEN	Generator	Austreiber
H	Heating, Hot water temperature level	Heizzwecke, Heißwassertemperaturniveau
hot	Hot water	Heißwasser
LMP		Lösungsmittelpumpe
MV		Magnetventil
N		Nutztemperaturniveau, Umgebungstemperaturniveau
P	Pump	Pump

RAC	Refrigerant accumulator	Kältemittelsammler
rev	reversible	reversibel
RTH	Refrigerant throttle	Kältemitteldrossel
SAC	Solution accumulator	Lösungsmittelsammler
SHX	Solution heat exchanger	Lösungsmittelwärmetauscher
SPF	Seasonal Performance Factor	Arbeitszahl
STH	Solution throttle	Lösungsdrossel
theo	theoretical	theoretisch
0	Cold	Kälte

$\dot{m}$	Massenstrom	W	Arbeit
m	Masse	ε	Effizienz, Leistungszahl
p	Druck	ξ	NH_3-konzentration
P	Power, Leistung	λ	Liefergrad
$\dot{Q}$	Wärmeleistung	Λ	Fördergrad
Q	Wärme	ρ	Dichte
t	Temperatur	Λ	Fördergrad
V	Volumen	τ	Zeit
v	Spezifisches Volumen	Δ	Differenz, Unterschied
$\dot{V}$	Volumenstrom	η	Wirkungsgrad

7 Kontaktdaten

Projektleiter:
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
AG Heizungs-, Kälte- und Klimatechnik – IWT, TU Graz
Tel.: +43 (316) 873 – 7302
Fax: +43 (316) 873 - 7305
Email: rene.rieberer@tugraz.at

Institut/Unternehmen:
Institut für Wärmetechnik, TU Graz
8010 Graz, Inffeldgasse 25/B
Homepage: http://www.iwt.tugraz.at

Auflistung der weiteren Projekt- bzw. KooperationspartnerInnen Name / Institut oder Unternehmen:

- Heliotherm Wärmepumpentechnik Gmbh
- Pink GmbH