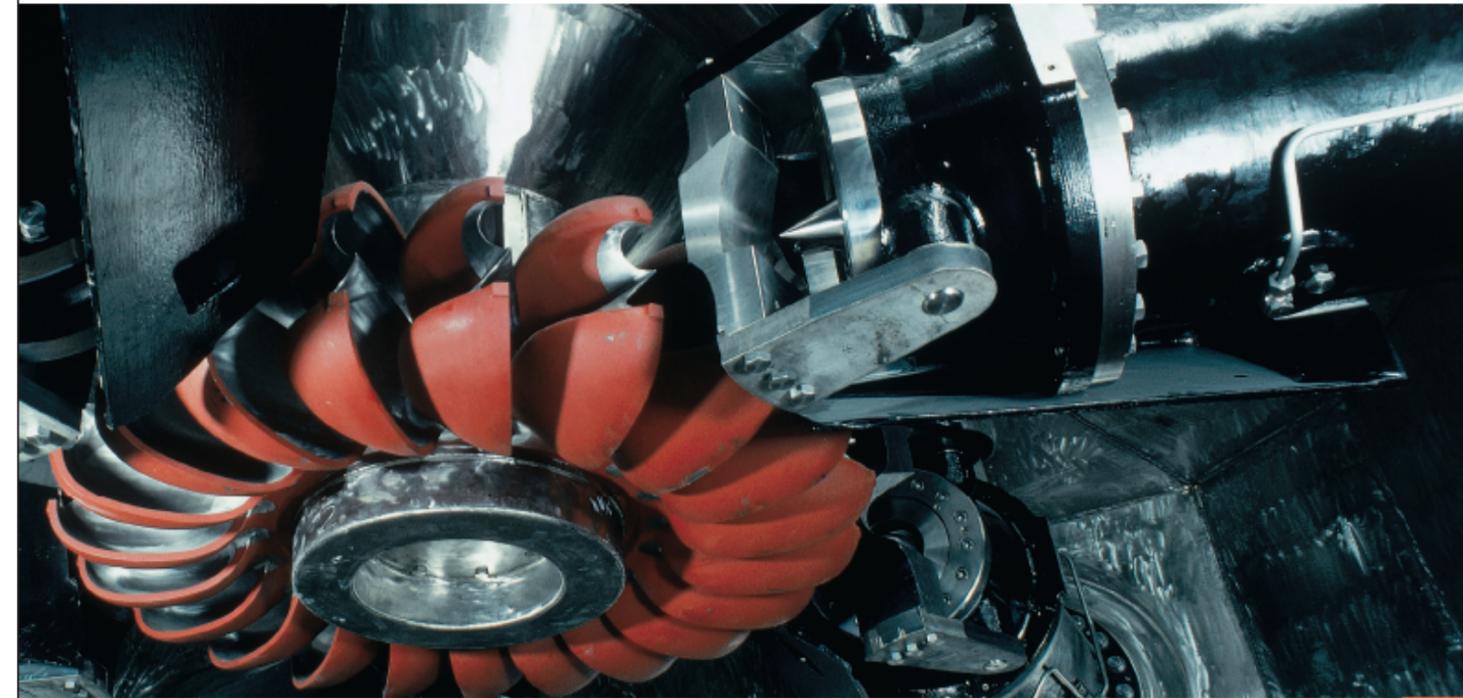


Wärmepumpen-Forschung: Wärmequellen, Komponenten, Arbeitsmedien

Mittwoch, 22. Juni 2005 HTI Burgdorf



Kräftig. Strom für Sie.



12. Tagung des Forschungsprogramms
Umgebungswärme, Wärme-
Kraft-Kopplung, Kälte des
Bundesamts für Energie (BFE)

Thomas Kopp (Hrsg.)

Wärmepumpen-Forschung: Wärmequellen, Komponenten, Arbeitsmedien

Tagungsband zur
12. Tagung des Forschungsprogramms
Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung,
Kälte des Bundesamts für Energie (BFE)

22. Juni 2005
Berner Fachhochschule
HTI Burgdorf

Thomas Kopp (Hrsg.)

Alle Beiträge dieses Tagungsbands können ab Juli 2005 von der folgenden Internet-Adresse heruntergeladen werden:
Forschungsprogramm Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des Bundesamts für Energie (BFE)
www.waermepumpe.ch

Vorwort

Wärmepumpen-Forschung Wärmequellen, Komponenten, Arbeitsmedien

Wärmepumpen haben die Marktdiffusion im Bereich der Neubauten bereits erreicht. Doch zahlreiche Fragen stellen sich im Zusammenhang mit der Weiterentwicklung von Komponenten, mit einer effizienteren Nutzung verschiedener Wärmequellen und beim Einsatz von neuen Arbeitsmedien. Diese zu lösen, ist primäre Aufgabe der Forschung und Entwicklung im Umgebungswärme-Programm, das vom Bundesamt für Energie (BFE) unterstützt und koordiniert wird.

Wir haben die Potenziale für eine Steigerung der Wirkungsgrade ausfindig gemacht und zeigen die Wege auf. Eisbildung und Abtauprozesse sind als Probleme erkannt – und es gibt Lösungen, damit die Komponenten effizienter arbeiten können. Welche Energiemengen können aus Abwasserkanälen herausgeholt werden? Eine Frage, die für viele Anwendungen entscheidend ist. Und wo steht die Entwicklung einer Wärmepumpe mit dem Arbeitsmedium CO₂?

Es freut mich, diese Themen zu beleuchten und zahlreiche bedeutende Ergebnisse an der diesjährigen Wärmepumpen-Tagung in Burgdorf präsentieren zu können. Dabei geht es vor allem um den Dialog sowohl mit den Forschenden als auch mit Herstellern, Installateuren, Planern, Architekten und Nutzern. Das Gespräch nehmen wir gerne auf und setzen es in partnerschaftlicher Weise fort – damit der Weg der Wärmepumpen-Nutzung weiterhin erfolgreich begangen werden kann.

Thomas Kopp

Programmleiter des Forschungsprogramms
Umgebungswärme, WKK, Kälte des Bundesamts für Energie (BFE)
c/o IET-HSR, Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil
thomas.kopp@hsr.ch

Avant-propos

Recherche sur les PAC: sources de chaleur, composants, réfrigérants

Dans les bâtiments neufs, les pompes à chaleur sont désormais le système de chauffage le plus répandu. Ce succès ne doit cependant pas faire oublier les potentiels de développement que recèlent notamment les composants, le captage des sources de chaleur ou encore le choix de nouveaux réfrigérants. Le programme de recherche et développement chaleur ambiante de l'office fédéral de l'énergie (OFEN) a pour objectif de rendre possible l'exploitation de ces potentiels dans la pratique par le soutien financier et la coordination de projets de recherche ciblés.

Ainsi, nous avons identifié plusieurs potentiels d'élévation du rendement énergétique et voulons vous montrer le chemin pour y parvenir. Quelques exemples: la formation de glace et le dégivrage sont des thèmes connus mais les meilleures solutions pour les composants le sont moins, quelle quantité d'énergie peut-on prélever dans une canal d'évacuation d'eaux usées? Et qu'en est-il des applications pratiques du CO₂ comme réfrigérant?

Lors du prochain symposium du Berthoud, je me réjouis de vous présenter des exposés sur ces thèmes et vous faire partager les résultats de nos travaux de recherche. Comme par le passé, nous souhaitons entretenir le dialogue avec les chercheurs mais surtout avec les fabricants, les installateurs, les planificateurs, les architectes et les utilisateurs. Afin de renforcer le succès de la pompe à chaleur, nous voulons intensifier notre partenariat avec les professionnels et vous invitons à participer à notre table ronde en fin de programme.

Thomas Kopp

Chef du programme de recherche et développement
du domaine chaleur ambiante, CCF, froid de l'OFEN
c/o IET-HSR, Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil
thomas.kopp@hsr.ch

Referenten

Thomas Kopp

Prof. Dr. sc.techn. ETH
Hochschule für Technik
Institut für Energie-Technik IET
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
tkopp@hsr.ch

Rasid Sahinagic

Dipl. Ing. FH
HTA Luzern
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
rsahinagic@hta.fhz.ch

Peter Hubacher

Dipl. Ing. HTL/HLK
Hubacher Engineering
Tannenbergrasse 2
CH-9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Oskar Wanner

Dr., Dipl. Ing. ETH
Eidg. Anstalt für Wasserversorgung (Eawag)
Überlandstrasse 133
CH-8600 Dübendorf
wanner@eawag.ch

Jürg Schiffmann

Dipl. Ing. ETH
EPFL / OFTTEch SA
Case postale
CH-1015 Lausanne
jurg.schiffmann@epfl.ch

Hansjakob Eggenberger

Dipl. Ing. FH
Solartis GmbH
Liestalerstrasse 33
CH-4414 Füllinsdorf
hj.eggenberger@solartis.com

Peter W. Egolf

Prof. Dr.
Fachhochschule EIVD
Route de Cheseaux 1
CH-1401 Yverdon-les-Bains
peter.egolf@eivd.ch

Damian Stauffer

dipl. Masch. Ing. FH
Hochschule für Technik
Institut für Energie-Technik IET
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
damian.stauffer@bluewin.ch

Kai Schiefelbein

Dr.-Ing.
Stiebel Eltron GmbH & Co. KG
Dr.-Stiebel-Strasse
DE-37603 Holzminden
schiefelbein.kai@stiebel-eltron.com

Patrice Anstett

Ing. IUT-génie thermique
Tecnoservice Engineering SA
Case postale 433
CH-2074 Marin-Épagnier
patrice.anstett@tecnoservice.ch

Inhaltsverzeichnis

Potenzial für Wirkungsgradsteigerungen an Wärmepumpen

Thomas Kopp xx

Luftkühler-Optimierung durch Reduktion der Eis- und Frostbildung

Rasid Sahinagic 17

Abtauen – Erkenntnisse aus Prüf- und Feldmessungen

Peter Hubacher 27

Wärme aus Abwasserkanälen als Energiequelle

Oskar Wanner 39

Compresseur radial pour pompe à chaleur avec R134a?

Jürg Schiffmann 59

Stetig geregelte Sanierungs-Wärmepumpe PIONEER

H.J. Eggenberger 65

Magnetische Wärmepumpe für den CH-Markt – Feasibility Study

Peter W. Egolf

NH₃-Wärmepumpe für hohen Temperaturhub

Damian Stauffer xx

CO₂-Wärmepumpe für Heiz- und Gebrauchswarmwasser

Kai Schiefelbein xx

Pompe à chaleur CO₂ pour la production d'eau chaude sanitaire dans un hôpital

Patrice Anstett xx

Abkürzungsverzeichnis 77

Nützliche Adressen 78

Thomas Kopp
Programmleiter F+E im BFE-Programm UAW
c/o Hochschule für Technik HSR / Institut für Energie-Technik IET
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
tkopp@hsr.ch
www.iet.hsr.ch
www.waermepumpe.ch

Potenzial für Wirkungsgradsteigerungen an Wärmepumpen

Zusammenfassung

Das Potenzial für Wirkungsgradsteigerungen kann mittels einer Exergieanalyse eruiert werden. Exergie bezeichnet die Arbeitsfähigkeit eines thermodynamischen Zustandes. Alle realen Effekte wie Reibungsverluste und treibende Temperaturgefälle führen zu Exergieverlusten. Die Verbesserungsmöglichkeiten für Wärmepumpen liegen in den Einflussbereichen Verdichtung, Wärmetauscher-Design und Nutzung der Expansionsarbeit. Bei den Wärmeaustauschvorgängen sind die Vorgänge am Verdampfer sensibler auf Exergieverluste als die Vorgänge im Kondensator. Gegenwärtig wären von Seiten der Industrie grössere Anstrengungen zur Umsetzung von Verbesserungs-Ideen wünschbar, allerdings führen alle Verbesserungsmaßnahmen zu höheren Produktkosten. Trotzdem wurden in letzter Zeit einige interessante apparative Neuheiten lanciert wie zum Beispiel ein magnetgelagerter Turbo-Verdichter, ein Scroll-Verdichter für Ammoniak oder neuartige Luft/Kältemittel-Wärmetauscher mit signifikant höheren Wärmeübergangszahlen.

Summary

An exergy analysis measures the potential for increased efficiency. Exergy stands for the energy contained in a thermodynamic state. All real effects, such as friction losses and moving temperature gradients lead to exergy losses. Improvements for heat pumps lie in the areas of compression, heat exchanger design and making use of expansion processes. With regard to the heat exchanger, the evaporator processes are more sensitive to exergy losses than the condenser processes. At the moment, it would be desirable if the industry made bigger efforts to implement suggestions for improvements. However, all such improvements lead to higher product costs. At the same time, several interesting novelties were presented, such as a compressor with magnet bearings, a scroll compressor for ammonia or new air/ refrigerant heat exchangers with significantly higher heat transfer rates.

1. State-of-the-Art der Wärmepumpe

Die Verkaufszahlen von Wärmepumpen in der Schweiz und der FAWA-Bericht [1] zeigen deutlich, dass die Wärmepumpe einen technisch hoch stehenden Entwicklungsstand aufweist. Sie wird heute in den verschiedensten Spezialausführungen für die gängigsten Wärmequellen und in verschiedenen Grössen von verschiedenen Herstellern angeboten. Der Markt ist offenbar heute genügend gross, sodass sich mehrere schweizerische Hersteller aber auch Importeure ausländischer Wärmepumpen konkurrenzieren.

Die meisten verkauften Wärmepumpen sind Kompressions-Wärmepumpen mit einem elektrisch angetriebenen Kompressor. Dadurch vermögen sie einen erheblichen Beitrag an die CO₂-Minderung in der Schweiz beizutragen. Neueste Berechnungen aus dem BFE zeigen [2], dass mit einer Kombination von WKK und WP sehr rasch bis 50 % des CO₂-Ausstosses vermieden werden könnte.

Der 8. Wärmepumpen-Kongress in Las Vegas vom 30. Mai – 2. Juni 2005 zeigte eindrücklich, dass die Wärmepumpe international zunehmend ihren Anteil im Heizungsmarkt vergrössert. Ein weiterer entscheidender Vorteil der Wärmepumpe besteht darin, dass mit dem gleichen Grundgerät auch Kühlfunktionen der Gebäude möglich sind. International betrachtet sind sogar die kombinierten Anwendungen Heizen und Kühlen im Markt in höherem Umfang gewünscht als nur das reine Heizen.

Man könnte also getrost sagen dass die Wärmepumpe ein voll entwickeltes und durchoptimiertes System ist, das mittels einer geringen Antriebsenergie den erwünschten Nutzen völlig problemlos, langfristig unbedenklich und kostengünstig erbringen kann. Mit Hilfe von thermodynamischen Überlegungen kann man den von heutigen Wärmepumpen erreichten Effekt mit dem theoretisch möglichen Maximum vergleichen.

2. Theoretisches Potenzial und reale Effekte

Schon an der 10. UAW-Konferenz wurde darauf hingewiesen, dass die erreichten COP's noch weit von den theoretisch möglichen COP's entfernt sind [3]. Nehmen wir noch einmal das Beispiel von damals:

Eine Wärmepumpe soll Nutzwärme bei 20 °C bereitstellen und kann eine Wärmequelle von 0 °C ausnützen. Dann liegt der theoretische COP bei 14.66. Warum sind die fabrizierten, in den Gebäuden eingebauten Wärmepumpen fast dreimal schlechter? Die krasse Differenz kann mit drei Antwort- Teilen begründet werden:

1. Der thermodynamische Grenzwert stammt aus einer Grenzwertbetrachtung, in welcher keine realen Effekte enthalten sind. Reale Effekte sind vor allem Reibung bei Strömungsvorgängen und treibende Temperaturdifferenz bei Wärmeaustauschvorgängen.
2. Abänderung der bestmöglichen Kreisprozess-Betriebsweisen wegen betrieblich schwierigerer Umsetzung. Hier sind insbesondere die Nicht-Ausnutzung des Druckgefälles bei der Expansion und die Kompression ausgehend von leicht überhitztem Sauggas zu nennen.
3. Die Integration der Wärmepumpe in das zu beheizende Gebäude ist äusserst schlecht gelöst. Der Hauptgrund dafür ist die Arbeitsteilung zwischen den Gebäudeplanern

und -Erbauern einerseits und den Herstellern des Heizsystems im Generellen, insbesondere aber der Wärmepumpe andererseits. Aber auch andere Aspekte wie zum Beispiel Kältemittelfüllung haben einen grossen Einfluss.

3. Die Exergie-Analyse als Mittel zur Wirkungsgrad-Verbesserung

Wenn man nun eine realisierte Wärmepumpe auf ihre Güte, das heisst auch auf ihre Nähe zum theoretischen Maximum untersuchen will, dann muss eine Exergieanalyse durchgeführt werden. Die Exergie ist eine themodynamische Grösse, die das Potenzial der Arbeitsgewinnung angeben kann. Aus einer Wärmemenge Q einer bestimmten Temperatur T_1 kann eine bestimmte Arbeit W_1 gewonnen werden, indem gedanklich eine Carnot-Wärme-Kraft-Maschine zwischen der Wärmemenge Q und der Umgebung mit der Temperatur T_U vorgesehen wird. Häufig wird in Exergieanalysen die Temperatur der Umgebung mit 15 °C angenommen. Derjenige Anteil der Wärmemenge Q bei T_1 , der in Arbeit umgewandelt werden kann, wird Exergie E_1 genannt. Derjenige Anteil der Wärmemenge Q , die als Abwärme $Q_{ab,U}$ an die Umgebung abgeführt werden muss, heisst Anergie B . Es gilt immer:

Exergie E + Anergie B = (ursprüngliche) Wärmemenge Q

An der HTA Luzern wurde eine L/W-Wärmepumpe mittels Exergieanalyse untersucht [4]. Die Resultate zeigen deutlich, wo die grössten Exergieverluste auftreten. Obwohl sich die Untersuchung auf L/W-WP beschränkt, dürfen die Resultate qualitativ verallgemeinert werden. Die Untersuchung zeigt auch deutlich, dass die Exergieanalyse die bestgeeignete Methode zur Eruierung der Potenziale zur Wirkungsgrad-Verbesserung darstellt. Die Resultate der Exergieanalyse zeigen folgende prozentuale Exergieverluste:

	$T_L = -15\text{ °C}$	$T_L = +7\text{ °C}$
Verdichter	54.2 %	32.3 %
Verdampfer	23.2 %	37.0 %
Expansionsventil	16.5 %	19.6 %
Kondensator	6.1 %	11.2 %
Gesamter Exergieverlust	1.04 kW	1.344 kW

Tabelle 1: Verteilung der Exergieverluste in einer L/W-Wärmepumpe [4] mit Nutzwärmestrom 35 [°C]

Weitere Angaben zur L/W-Wärmepumpe, die mit einem Scroll-Verdichter ausgerüstet ist und mit dem Arbeitsmedium R404A arbeitet:

	$T_L = -15\text{ °C}$	$T_L = +7\text{ °C}$
COP [-]	2.32	4.27
ζ_c [-]	0.47	0.46
Massenstrom R404A [kg/s]	0.028	0.055
Nutzwärmestrom 35 °C [kW]	4.71	8.66
Verdichterleistung [kW]	2.03	2.03
Verdampfungstemperatur [°C]	- 20.5	- 2.43
DT am Verdampfeintritt [°C]	5.5	9.43

Table 2: Messresultate aus [4] der L/W-Wärmepumpe

Aus der Exergieanalyse zeigt sich,

- dass die Gesamtexergieverluste bei einer Lufttemperatur von +7 °C grösser sind, da der volumetrische Verdichter überkomprimiert und die wirkende Temperaturdifferenz im Verdampfer wegen der grösseren Verdampferleistung grösser ist.
- bei einer Lufttemperatur von -15 °C ist der Exergieverlust im Verdichter gross, da unterkomprimiert wird und durch den hohen Druckhub mehr Reibung im Fluid und Kompressor erzeugt wird.

4. Potenziale von Wirkungsgrad-Verbesserungen

Aus der oben vorgestellten, beispielhaften Analyse lässt sich nun auf das Verbesserungspotenzial schliessen.

Die potenziellen Verbesserungen liegen in den Bereichen

- Verdichter
- Wärmetauscher, insbesondere Verdampfer
- Expansionsenergie-Rückgewinnung.

In allen Bereichen befinden sich die heutigen Wärmepumpen in einem Status, der verständlicherweise durch die Kostenseite massiv beeinflusst ist. Die Umsetzung der Verbesserungspotenziale ist, mindestens für diejenigen Anbieter, die als erste auf den Markt gehen, mit grösseren Investitionskosten verbunden. Trotzdem sind im Markt einige sehr interessante rechnerische aber auch apparative Ansätze aufgetaucht.

4.1 Potenzial der Verdichter

Wie schon an der 10. UAW-Tagung vorgestellt [3], ist die theoretische Verdichterarbeit abhängig von der Gaseintrittstemperatur. Somit wird jeder Teilschritt der Kompression weniger Arbeit benötigen, je kälter das zu komprimierende Medium ist. Bei der Wärmepumpen-Anwendung ist jedoch die Gaskühlung bei Temperaturen unterhalb der Kondensationstemperatur unsinnig. Deshalb sollte der bestmögliche Verdichter ein s-T-Verdichter sein, der in einem ersten Teilschritt das Gas bis auf die Kondensationstemperatur isentrop und in einem zweiten Teilschritt isotherm auf den Kondensationsdruck verdichtet. An diesem zweigeteilten Kompressionsweg zeigen sich jetzt die realen Phänomene der Natur

überdeutlich. Isentrope Zustandsänderung kann in der Praxis nie erreicht werden und auch die isotherme Zustandsänderung ist in der Praxis unmöglich, da sie ja Wärmeübergänge bei konstanter Temperatur erfordern würde. Bei den grossen Kompressoren-Herstellern tut sich allerdings in der Verbesserung des Kompressionsvorganges eher wenig. Trotzdem seien einige interessante Neuigkeiten erwähnt:

Turbokompressor mit Magnetlagern:

Der Turbokompressor ist leider für die Anwendung in kleineren Wärmepumpen zu gross. Ein interessantes Konzept liegt dennoch vor, das auch für den Einsatz in Wärmepumpen denkbar ist.

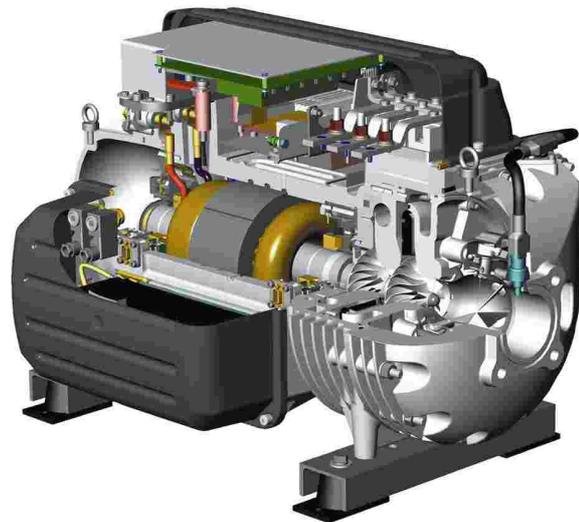


Bild 1: Turbokompressor mit Magnetlagern [5] der Firma Turbocor

Scrollkompressor für Ammoniak:

Die japanische Firma Mycon hat diesen Kompressor als Antriebskompressor in einem Kaltwassersatz vorgestellt [6]. Heute ist dieser Kompressor in Japan bereits im Handel und soll gemäss Auskunft des europäischen Vertriebsdirektors ab Frühjahr 2006 auch in Europa erhältlich sein [7].



Bild 2: Scroll-Kompressor für Ammoniak der Firma Mycom

4.2 Wärmetauscher

Jeder Wärmeaustausch-Vorgang erfordert gemäss dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik eine treibende Temperaturdifferenz. Die Austausch-Vorgänge werden durch die Wärmetauschergleichung beschrieben:

$$Q^{\circ} = k \cdot A \cdot \overline{\Delta T}$$

Wie hängen nun die involvierten Grössen voneinander ab? Der Bestfall in der Wärmepumpen-Anwendung wären kleine treibende Temperaturgefälle. Damit sollten der k-Wert und die Fläche gross sein. Der k-Wert hängt wesentlich von den Strömungszuständen der beiden Medien ab. In einer Diplomarbeit [8] wurde an einer Ammoniak-Wärmepumpe mit einer thermischen Leistung von 10 bis 17 kW der Zusammenhang der Einflussgrössen untersucht.

Bei gegebener Fläche und unterschiedlicher Drehzahl konnte der Zusammenhang gemäss Theorie festgestellt werden, da der k-Wert nur unwesentlich von der Variation des Ammoniak-Stromes abhängt.

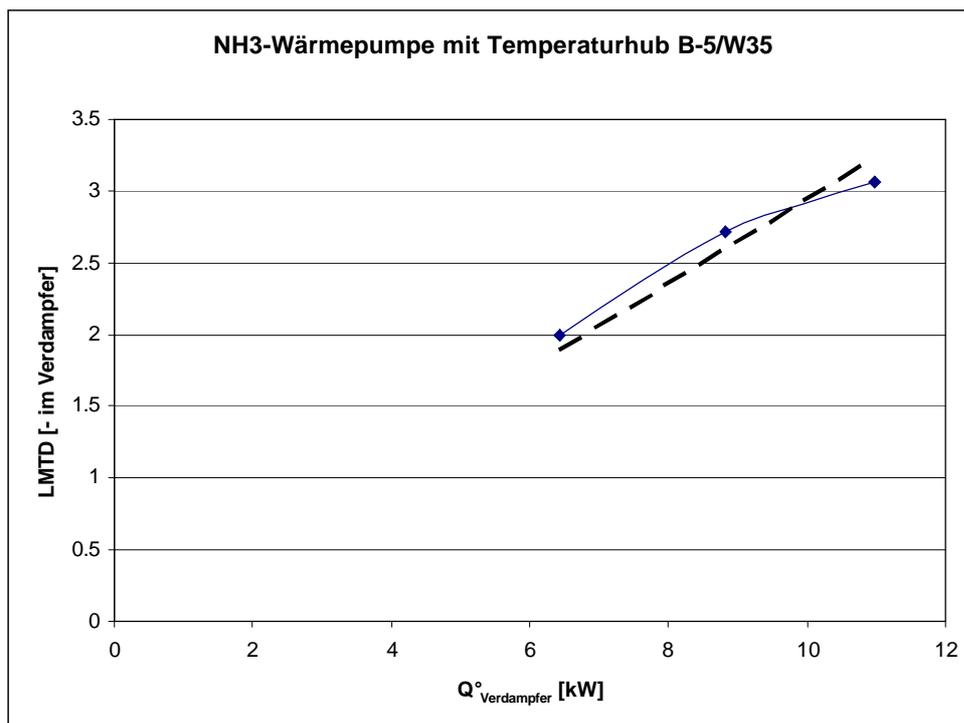


Bild 3: LMTD in Abhängigkeit der Verdampferleistung in einer Kleinwärmepumpe mit Ammoniak [8]

Bei gegebenem Wärmestrom und gegebenem k-Wert sollte die treibende Temperaturdifferenz umso kleiner werden, je grösser die Wärmetauscherfläche gewählt wird. Kleinere treibende Temperaturdifferenzen bedingen bei der Wärmepumpe niedrigere Druckverhältnisse und damit kleinere Verdichterarbeit. Ein einfacher Rechnungsansatz für eine Carnot-Wärmepumpe zeigt, dass kleinere LMTD auf der Verdampferseite weniger Wirkungsgradabnahme bringt als auf der Kondensatorseite:

COP _{Carnot} [-] Abnahme [%]	$\Delta T = 0$ [°C]	$\Delta T = 5$ [°C]	$\Delta T = 10$ [°C]
ΔT im Verdampfer T Kondensation = 20°C	14.67	11.73 - 20.00 %	9.77 - 33.30 %
ΔT im Kondensator T Verdampfung = 0 °C	14.67	11.93 - 18.70 %	10.11 - 31.10 %

Table 3: Abnahme des Wirkungsgrades in Abhängigkeit von den treibenden Temperaturgefällen in Verdampfer und Kondensator

Das gleiche Phänomen ist auch aus der Kraftwerksindustrie bekannt, deshalb ist in einem Dampfkraftwerk der Wärmetauscher, der die Abwärme an die Umgebung abführt, in diesem Fall der Kondensator, mit viel mehr Fläche ausgestattet als der Kessel.

Bei der Wärmepumpenanwendung wird oben stehender Zusammenhang allerdings relativiert, da nach erfolgtem Phasenwechsel die fühlbare Temperaturangleichung der Medien erfolgt. Zusätzliche Fläche erhöht also auch die Sauggasüberhitzung und die Kondensatunterkühlung. Abschätzungen zeigen, dass eine Verdoppelung der Austauschfläche der Wärmetauscher (unter Beibehaltung aller anderen Randbedingungen) nur eine COP-Verbesserung von etwa 1 % bewirken würde.

Aus den Testverfahren ist bekannt, dass die Variation des Volumenstromes des Quellenmediums und des Senkenmediums das LMTD und damit auch den COP beeinflussen können. Als Beispiel sei die Variation des Solevolumenstromes in einer Ammoniak-Kleinwärmepumpe mit einem Flügelzellenverdichter erwähnt:

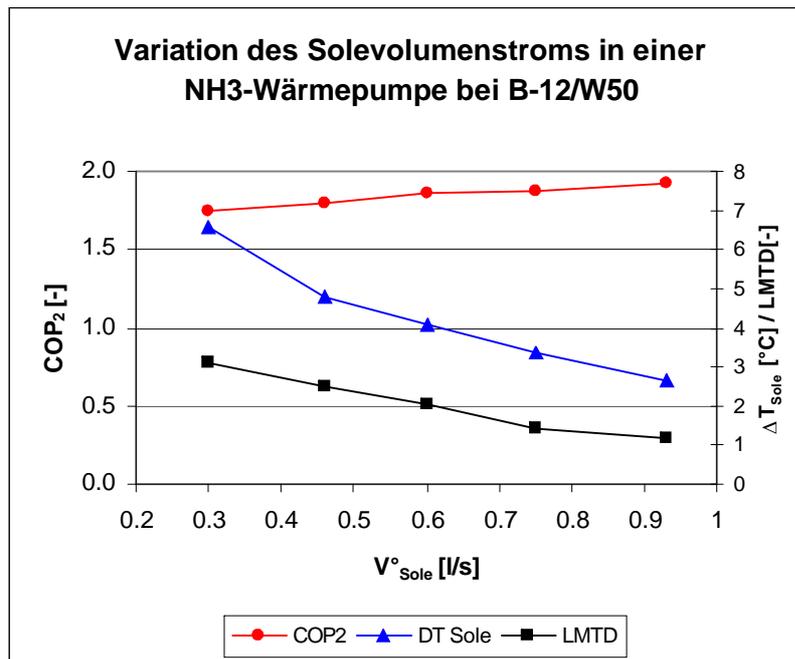


Bild 4: LMTD in Abhängigkeit des Solevolumenstromes in einer Ammoniak-Kleinwärmepumpe mit Flügelzellenverdichter [9]

Im Bereich der Wärmetauscher prägen heute die Plattentauscher den Markt. Interessante Verbesserungen werden mit Microchannel-Wärmetauschern angedeutet. Als Beispiel sei ein Vortrag am IIR-Kongress ‚Ammonia Refrigerating Systems, Renewal and Improvements‘ erwähnt [10], der Anfangs Mai 2005 in Ohrid, Mazedonien, stattfand. Dort wurden Wärmeübergangswerte in einem Mikrochannel-Verdampfer in einer Ammoniak-Kleinwärmepumpe mit Wärmequelle Luft vorgestellt, die über 200 [W/m²°K] liegen.

4.3 Nutzung der Expansionsarbeit

In heutigen Wärmepumpen wird die Expansion des Arbeitsmediums meistens durch Expansionsventile erreicht. Das Kältemittel wird gedrosselt ohne Nutzung der Druckenergie. Vereinzelt sieht man Anstrengungen auf Forscherebene, dieses Potenzial zu erschliessen. Eine interessante Zusammenstellung wurde vom FKW (Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen) [11] publiziert. Die Verbesserung des COP mit Nutzung der Expansion gegenüber der Drosselung beträgt demnach in Abhängigkeit vom Kältemittel:

Kältemittel	Verbesserung COP [%]
R134a	20.9
R290 (Propan)	22.8
R410A	23.1
R600a (Isobutan)	20.7
R717 (Ammoniak)	8.7
R744 (CO ₂)	47.4

Tabelle 4: Verbesserung des COP in einer Wärmepumpe beim Einsatz einer Expansionsmaschine in Abhängigkeit des Kältemittels [11]

5. Das BFE-Forschungsprogramm und die 12. UAW-Tagung

Mit der heutigen Tagung möchten wir wiederum über unsere Forschungstätigkeit informieren. Aus den voran gegangenen Bemerkungen sehen sie sicherlich, dass das BFE-Forschungsprogramm die richtige Richtung eingeschlagen hat [12].

Wir stellen Ihnen heute aus Zeitgründen nicht alle Projekte aus unserem Programm vor, Sie werden aber zu den Themen

- **Wärmequellen**
- **Komponenten**
- **Arbeitsmedien**

neueste Informationen erhalten. Heute nicht vorgestellt werden die Arbeiten im Bereich Kältetechnik und in den Bereichen JAZ-Berechnung und Simulation sowie Integration der Wärmepumpen in die Gebäude. Diese Themen sollen 2007 vorgestellt werden.

Ich wünsche Ihnen viele Erkenntnisse aus unserer heutigen Tagung.

Alle unsere Projekte und Tagungsberichte finden Sie auf www.waermepumpe.ch

Anmerkung zu neuen F&E-Projekten im UAW-Programm

Obwohl wir 2005 mit einer gehörigen 35%-igen Budgetreduktion konfrontiert wurden und deshalb im Jahr 2005 für neue Forschungsprojekte praktisch handlungsunfähig wurden, können wir ab Beginn 2006 wieder an neue Projekte denken. Das Prozedere ist immer noch gleich: Sie stellen über meine Adresse einen Antrag ans BFE. Dieser wird in unserer Begleitgruppe besprochen. Nach Bewilligung des Projektes durch das BFE kann ein Vertrag ausgearbeitet und gegenseitig unterschrieben werden. Alle Projekte werden mit einem öffentlichen Schlussbericht abgeschlossen. Alle Berichte der UAW-Forschungsprogramme werden auf der Website www.waermepumpe.ch publiziert.

Quellen

- [1] Erb Markus, Hubacher Peter, Ehrbar Max: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996 - 2003, Schlussbericht im Forschungsprogramm Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamtes für Energie (BFE), April 2004.
- [2] Rognon Fabrice: Energetische Potenziale von Wärmepumpen kombiniert mit Wärme-Kraft-Kopplung für maximale CO₂-Reduktion und für fossile Stromerzeugung mit CO₂-Reduktion, Bundesamtes für Energie (BFE), Bern, 2005.
- [3] Kopp Thomas: Ausblick in die zukünftigen F+E-Aktivitäten im UAW-Programm, 10. Tagung des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamtes für Energie (BFE), 25. Juni 2003.
- [4] Santarella Graziano: Experimentelle und theoretische Untersuchung des Verbesserungspotentials von L/W-Wärmepumpen bei Frost- und Eisbildung am Luftkühler durch Exergieanalyse, Diplomarbeit an der Abteilung Maschinenbau der Hochschule für Technik+Architektur Luzern unter Betreuung von Prof. Dr. Karl Hilfiker, November 2003.
- [5] Turbocor, Québec, Canada www.turbocor.com
- [6] Nita Tsuyoshi: Development of a Packaged Ammonia Chiller with Hermetic Scroll Compressor:, Newsletter des Heat Pump Centers HPC, Vol.22 No. 1/2004 page 7.
- [7] Boose Jean-Pierre und Mugabi Nelson: Ammonia Refrigeration System with CO₂ as Secondary Refrigerant, Proceedings zum IIR-Kongress ‚Ammonia Refrigerating Systems, Renewal and Improvements‘, Ohrid, Mazedonien, 6. Mai 2005.
- [8] Savino Christian, Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Diplomarbeit an der Hochschule für Technik Rapperswil unter Betreuung von Prof. Dr. Th. Kopp, Dezember 2003
- [9] Geisser Ewald, Kopp Thomas: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 3, Flügelzellenverdichter mit Economizer und Schraubenverdichter, Schlussbericht Bundesamt für Energie, August 2003.
- [10] Hrnjac Predrag: Charge Minimization in Ammonia Refrigeration Systems, Proceedings zum IIR-Kongress ‚Ammonia Refrigerating Systems, Renewal and Improvements‘, Ohrid, Mazedonien, 7. Mai 2005.
- [11] Heidelck R.: Expansionsmaschinen für CO₂ auf Basis von modifizierten Hubkolbenmaschinen, DKV-Tagung in Bremen, 2000.
FKW – Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH,
D-30167 Hannover.
- [12] Konzept der Energieforschung des Bundes 2004 bis 2007, ausgearbeitet durch die Eidgenössische Energieforschungskommission CORE, Bundesamt für Energie, Januar 2004

Rasid Sahinagic,
Martin Imholz, Louis Berlinger, Heinrich Huber, Karl Hilfiker
Hochschule für Technik und Architektur Luzern
Technikumstr. 21
CH-6048 Horw
rsahinagic@hta.fhz.ch
<http://www.hta.fhz.ch/>

Luftkühler-Optimierung mit Reduktion der Eis- und Frostbildung – LOREF

Zusammenfassung

Im Forschungsprojekt LOREF wird der Lamellenluftkühler von Luft/Wasser-Wärmepumpen unter verfestenden Zuständen optimiert und, wenn möglich, seine Geometrie verbessert. In der Etappe 1 wurden Grundlagen der Stoff- und Wärmeübertragung der Abkühlung feuchter Luft und der Frostbildung erarbeitet, dies sowohl theoretisch als auch experimentell. Etappe 2 dient der Umsetzung in die Praxis.

In umfangreichen Versuchen wurden die entscheidenden Einflussgrößen bestimmt. Das mathematisch-physikalische Simulationsprogramm wurde damit verifiziert und ergänzt. In diesem Bericht wird die zeitliche Entwicklung der auftretenden Wärmeübertragungswiderstände besprochen, nämlich die zueinander parallelen Widerstände des sensiblen und latenten Wärmestromes der Luft und der dazu serielle Wärmeleitwiderstand der Frostschicht. Damit lassen sich anschaulich die Verbesserungsmöglichkeiten diskutieren. Die meisten Versuche wurden an einer ebenen Verfestungsplatte durchgeführt. Bei einigen Versuchen wurden Nocken angebracht, welche die Rolle der quer angeströmten Rohre übernehmen. Mit isolierenden Aussparungen in der ebenen Platte konnten Verstopfungen und Druckverlustzunahme bei der Frostbildung vermindert werden.

Abstract

With the research project LOREF the finned tube coolers of air water heat pumps are optimised under conditions of frost formation. If possible, the geometry of the fin shape will be improved. In phase 1 fundamentals of heat and mass transfer of the cooling humid air and of frost formation are elaborated. This study is theoretical and experimental. In phase 2 these results shall be implemented to improve the heat pump performance.

In extensive tests the relevant parameters have been analysed. The mathematical simulation program has been verified and modified according to the test results.

In this report the timely change of the resistances of the heat transfer are discussed: The two parallel resistances of the sensitive and latent heat flows of the humid air and the resistance in the frost layer. This permits to find potentials for improvements.

Most tests were carried out on a cooled flat plate. In some tests the influence of heat exchanger tubes have also been investigated. Finally the cooling plate was modified with gaps to achieve less pressure drop where frost accumulates critically.

Etappe 1: Theoretische und experimentelle Grundlagen der Frostbildung

1. Die Luft/Wasser-Wärmepumpe kann noch effizienter werden

1.1 Frostbildung und ihre Auswirkung

In Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) dient die atmosphärische Aussenluft als “*Wärmequelle*“: Die L/W-WP überträgt Wärme von der Aussenluft an das zu verdampfende Kreislauffluid, gewöhnlich in einem *Lamellenluftkühler*. Dies geschieht einerseits direkt durch die Abkühlung der Luft. Zusätzlich wird Wärme frei, indem die ausgefallte Feuchtigkeit (Wasserdampf) auskondensiert, eventuell danach gefriert oder dadurch, dass der Wasserdampf direkt desublimiert. Diese Vorgänge unterliegen einem komplexen instationären Zusammenspiel. Welcher dieser Vorgänge im Luftkühler abläuft und auf welche Weise, hängt einerseits vom jeweiligen Zustand der Aussenluft ab, ebenso vom Konzept und von der Auslegung der gesamten Wärmepumpe und dessen Kreislauffluid, aber insbesondere von der Bauart und der Dimensionierung des Lamellenluftkühlers selbst.

Es gibt aber Betriebsbedingungen, die als *kritischer Zustandsbereich für L/W-WP* zu bezeichnen sind, nämlich bei nahezu mit Wasserdampf gesättigter Umgebungsluft von etwa 2°C bis 7°C. Viel Wasserdampf wird an den Kühlflächen abgeschieden, welche eine Temperatur unterhalb vom Gefrierpunkt von Wasser haben, so dass sich daran Eis und häufiger Frost bildet. Die Frostsicht verringert den freien Strömungsquerschnitt von Luftkühlern und erhöht damit den Druckverlust. Aufgrund der Ventilator Kennlinie sinkt der Luftvolumenstrom im realen Lamellenluftkühler. Dies und die Isolationswirkung der Frostsicht haben zur Folge, dass die Heizleistung abnimmt. Zudem wird ein aufwendiges Abtauverfahren notwendig. In diesem Zustandsbereich liegt das grösste Effizienzsteigerungspotenzial für L/W-WP.

1.2 Mechanismus der Frostbildung

Damit das *Desublimieren* von in feuchter Luft enthaltenem Wasserdampf stattfinden kann, muss die Kühlwandtemperatur sowohl den Taupunkt der feuchten Luft als auch den Gefrierpunkt von Wasser unterschritten haben. Die Kühlwandtemperatur und der Zustand der Luft entscheiden beide zusammen darüber, ob das ausfallende Wasser direkt desublimiert oder zunächst kondensiert und anschliessend erstarrt. Im Einzelnen ist die Frostbildung ein äusserst komplexer Vorgang und seine mathematisch-physikalische Modellierung verlangt empirische Korrelationen.

Aus der Literatur [1] und aus eigenen Untersuchungen [2] sind verschiedene Frostbildungsstadien bekannt, vgl. Bild 1.

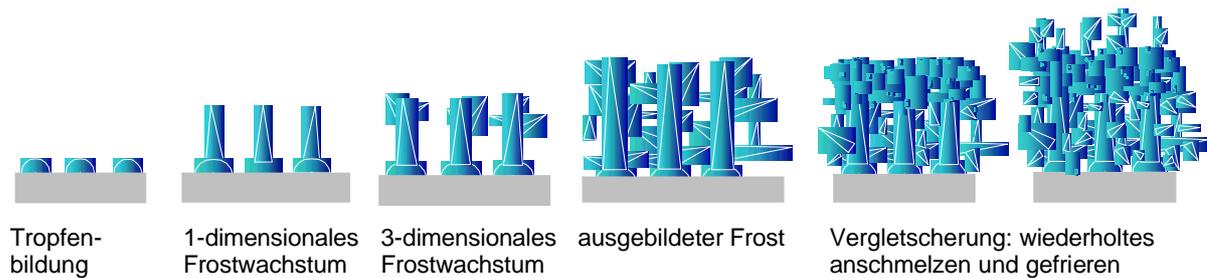


Bild 1: Phasen der Frostbildung

Die Frostbildung beginnt vorwiegend mit *Tropfenkondensation* von Wasserdampf aus der feuchten Luft an der Kühlwand. Die haftenden Tropfen beginnen dann zu wachsen und gefrieren noch nicht, obwohl die Kühlwandtemperatur unter 0°C liegt. Erst wenn die Tropfen „genügend lange Zeit“ unterkühlt sind, erstarren sie. Auf der ersten Eisschicht entstehen in einer zweiten Phase die *vertikal ausgerichteten Eiskristalle* in Form von Frostnadeln. Gleichzeitig mit der Vermehrung der Nadeln beginnen sich die Kristalle zu verzweigen. Es findet ein *dreidimensionales Frostkristallwachstum* statt, das zusammen mit dem Wasserdampf-Diffusionsstrom innerhalb der Frostschicht eine kontinuierliche Verdichtung der Frostschicht bewirkt.

Parallel zur wachsenden Frostdicke- und Dichte steigt die Frostoberflächentemperatur stetig an. Bei Taupunkttemperaturen der Luft oberhalb von 0°C kann die Frostoberflächentemperatur bis auf 0°C ansteigen. An der Frostoberfläche scheidet sich dann flüssiges Wasser ab. Durch kapillare Wirkung dringt es in den porösen Frost ein und gefriert dort aufgrund der niedrigeren Temperatur. Da die Wärmeleitfähigkeit so entstandener Schichten erheblich besser als die des porösen Frostes ist, sinkt die Frostoberflächentemperatur wieder unter den Gefrierpunkt ab und die Frostbildung beginnt von neuem. Diese Vorgänge können sich mehrfach wiederholen, wodurch abwechselnd lockere und kompakte Frostschichten entstehen. Man spricht von *Vergletscherung*.

2. Zielsetzungen und Lösungsweg von LOREF

Es zeigt sich, dass L/W-WP drei überwiegende Nachteile haben:

- Hoher Temperaturhub bei tiefen Aussenlufttemperaturen
- Erhöhter Temperaturhub bei Frostbildung
- Notwendigkeit des Abtauens

Jeder dieser Faktoren bewirkt eine Reduktion der energetischen Effizienz und eine Erhöhung der Investition für die L/W-WP. Beim zweiten Punkt, der Frostbildung, treten die grossen *Exergieverluste* auf. Aber Exergieverluste können technisch beeinflusst, vermindert werden. Im so genannten *kritischen Zustandsbereich der Aussenluft*, bei 7°C bis 2°C, ist der Exergieverlust-Anteil der Wärmepumpe im Lamellenluftkühler / Verdampfer am grössten und daher dürfte hier das grösste Verbesserungspotenzial in den folgenden Punkten liegen.

1. Durch geeignete Gestaltung des Lamellenluftkühlers sollen optimale Verhältnisse der Wärme- und Stoffübertragung und des Druckverlustes der Luft erzielt werden. Dazu gehören: Lamellenabstand und Lamellenanordnung, Rohranordnung, Strukturierung der Lamellen.
2. Mit einer möglichst steilen Ventilator Kennlinie soll der Luftstrom durch den Lamellenluftkühler auch während der Frostbildung möglichst konstant bleiben. Auch soll der Ventilator effizient laufen und einen geräuscharmen Antrieb haben.
3. Die Frostbildung ist durch geeignete Prozessführung so zu beeinflussen, dass nicht poröser und isolierender Frost, sondern kompakter und besser wärmeleitender Frost entsteht: eine *Vergletscherung* wird angestrebt.
4. Lange Zyklen im Heizbetrieb zwischen zwei Abtauungen sollen möglich sein und dies bei möglichst konstanter Heizleistung.
5. Der gebildete Frost an den Lamellen und Rohren soll gut entfernbar sein. Kompakter Frost könnte eventuell bereits durch *Anschmelzen* abgleiten, mit kleinem Energieaufwand.

Es war von Anfang an vorgesehen, das Projekt LOREF in zwei Etappen durchzuführen:

- In LOREF 1 werden Grundlagen der Frostbildung, vorwiegend im *kritischen Zustandsbereich* der feuchten Luft, sowohl experimentell als auch theoretisch ermittelt. Durch ein fein abgestuftes Versuchsprogramm wird die Frostbildung in Abhängigkeit der relevanten Einflussgrössen untersucht. Ein Berechnungsprogramm wird erstellt zur Simulation der Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft und der Frostbildung.
- In LOREF 2 sollen die Erkenntnisse und Ergebnisse aus den Grundlagen von LOREF 1 in eine verbesserte L/W-WP umgesetzt werden.

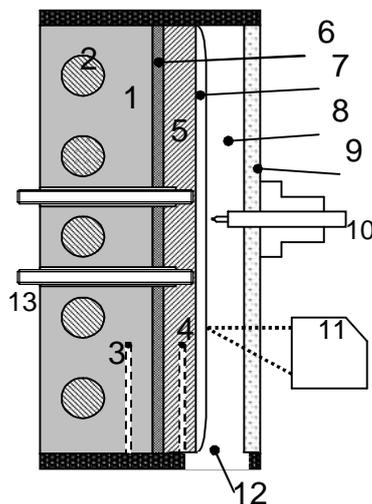
3. Versuchsanlage und Versuchsluftkühler

Die für experimentelle Untersuchung gebaute Versuchsanlage (Bild 2) besteht aus drei miteinander gekoppelten Anlageteilen: die Luftaufbereitung bzw. Luftstromsteuerung, der Versuchsluftkühler (Bild 3) und das Messsystem.



Bild 2: Versuchsanlage

Die Rolle der verfestigenden Lamellen übernimmt im Versuchsluftkühler eine *ebene Verfestigungsplatte*, die für den jeweiligen Versuch auf die gewünschte Temperatur gekühlt werden kann. Bei den Versuchen mit dieser *ebenen Verfestigungsplatte* strömt die Luft durch einen Kanal mit rechteckigem Querschnitt von 12 mm beziehungsweise 5 mm Spaltweite.



- 1: Kühlplatte für Kältesole (Aluminium)
- 2: Kühlkanäle
- 3: Bohrungen Thermoelemente Kühlplatten-Temperatur
- 4: Bohrungen Thermoelemente Verfestigungsplatten-Temperatur
- 5: Verfestigungsplatte VP (EVP, VPN 1, VPN 2 aus Aluminium)
- 6: Isolationsschicht (aus Kunststoff für Wärmestrombestimmung)
- 7: Frost-/Eisschicht
- 8: Spaltkanal
- 9: Sichtfenster (demonierbar)
- 10: Positioniervorrichtung für Thermoelemente zur Frostoberflächen-Temperaturmessung
- 11: Laserdistanzsensor
- 12: Verschlussbare Öffnung für Abtauung
- 13: (unlabeled in legend)

Bild 3: Schematischer Querschnitt des Versuchsluftkühlers

Zur Untersuchung der Frostbildung an quer angeströmten Rohren in einem Lamellenluftkühler wurden an einer *Verfestigungsplatte mit Nocken* in zwei Varianten zusätzliche Versuche durchgeführt.

4. Experimentelle Untersuchungen der Frost- und Eisbildung

4.1 Versuchsprogramm

Die wichtigsten Einflussgrößen auf die Frost- und Eisbildung und auch auf die simultane Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft an die Kühlwand sind: Luftgeschwindigkeit, Lufttemperatur, Luftfeuchte, Kühlwandtemperatur und Spaltweite ([2] Abschnitt 2.2). Mit diesen Einflussgrößen wurde das Versuchsprogramm erstellt. Es wurden die örtliche und zeitliche Entwicklung der wichtigsten Frostgrößen (Frostdicke, Frostdichte, Wärmeleitfähigkeit) und Wärme- und Stoffübertragungs-Größen (Wärmeübergangszahl, Stoffübergangszahl) ermittelt. Tabelle 1 gibt die in den Versuchen gefahrenen Versuchsparameter, die untersuchten Bereiche und die gewählten Parameterwerte an.

Versuchsparameter	Bereiche	Parameterwerte
mittlere Geschwindigkeit der anströmenden Luft w_L	0.5 ... 4 [m/s]	0.5, 0.75, 1, 2, 4 [m/s]
Temperatur der anströmenden Luft ϑ_{LE}	-7 ... 9 [°C]	-7, -2, 2.5, 4, 5, 6, 7, 9 [°C]
relative Feuchte φ am Luftkühlereintritt	60 ... 95 [%]	60, 70, 73, 80, 85, 95 [%]
Temperaturdifferenz $\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$	5 ...12 [K]	5, 6.5, 8, 9, 10, 12, 13 [K]
Spaltweite	5 ...12 [mm]	5, 12 [mm]

Tabelle 1: Versuchsparameter, untersuchte Bereiche und Parameterwerte

Die Frostbildung und ebenfalls die simultane Wärme- und Stoffübertragung sind *instationär* verlaufende Prozesse. Damit deren Abhängigkeit von den einzelnen Versuchsparametern klarer erkennbar wird, wurden die Eintrittszustände der feuchten Luft und die Kühlwandtemperatur während der Versuche konstant gehalten.

Im Mittelpunkt der Untersuchung steht der *kritische Zustandsbereich der Luft* (das ist bei einer Temperatur von 2°C bis 7°C und bei grosser Luftfeuchtigkeit). Dabei entsteht eine starke Verfestung. Im realen Betrieb laufen L/W-WP häufig unter den Bedingungen des *kritischen Zustandsbereiches der Luft*.

Die Spaltweiten des Versuchsluftkühlers sind 5 mm und 12 mm gewählt worden. Diese Spaltweiten sind eher grösser als bei einem realen Luftkühler. Jedoch ermöglichen sie die Untersuchung grundlegender Mechanismen der Frost- und Eisbildung, insbesondere der Vergletscherung und Verstopfung.

Als *Grundversuch* werden die folgenden Parameterwerte gewählt:

w_L	ϑ_{LE}	φ	$\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$	b
1 m/s	4 °C	85 %	8K	12 mm

Tabelle 2: Grundversuch

4.2 Ausgewertete Grössen

Aus den über Versuchszeiten von 8 Stunden gemessenen Grössen (Frostdickenverlauf, Temperaturen, Feuchte, Luftgeschwindigkeit) wurden wichtige physikalische Grössen *abgeleitet*:

- Übertragene Wärmeströme (total, sensibel, latent)
- Frostdicke und Wärmeleitfähigkeit des Frostes
- Frostoberflächentemperatur
- Wärmeübergangszahl und Stoffübergangszahl
- Wärmewiderstände (Wärmeleitwiderstand des Frostes, konvektiver Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und totaler Widerstand)

5. Beurteilung des Verbesserungspotenzials mit Wärmewiderständen

Eine übersichtliche Beurteilung von Verbesserungsvorschlägen von Luftkühlern gelingt durch den Begriff *Wärmewiderstand*. Die Wärmewiderstände sind hier definiert, in Anlehnung an das Ohmsche Gesetz, mit der jeweils massgebenden Temperaturdifferenz bezogen auf die Wärmestromdichte:

$$R_i = \frac{\vartheta_i - \vartheta_{i+1}}{\dot{Q}_i/A} \quad (5.1)$$

Bild 4 zeigt die Schaltung der im Versuchsluftkühler auftretenden Wärmeströme, ihre entsprechenden Widerstände und ihre treibenden Kräfte. Von der feuchten Luft werden parallel zueinander konvektiv der *sensible Wärmestrom* \dot{Q}_s und der *latente Wärmestrom* \dot{Q}_l übertragen. Deren Summe ergibt den totalen *Wärmestrom* \dot{Q}_0 , der nun weiter durch die Frostschicht geleitet wird.

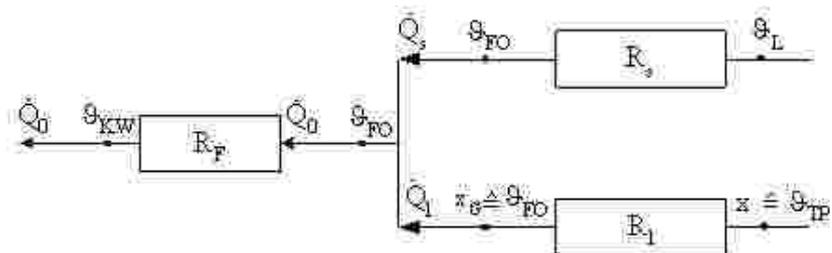


Bild 4: Schaltbild der Widerstände

Der Widerstand des sensiblen Wärmestromes R_s wird durch das Temperaturgefälle ($\vartheta_L - \vartheta_{FO}$) vom Luftstrom zur Frostoberfläche bewirkt und analog der Widerstand des latenten Wärmestromes R_l durch die entsprechende Feuchtedifferenz ($x - x_G$). Dazu in Serie geschaltet ist der *Wärmeleitwiderstand der Frostschicht* R_F , welcher durch die Temperaturdifferenz zwischen Frostoberfläche und Kühlwand, $\vartheta_{FO} - \vartheta_{KW}$, bewirkt wird.

Das treibende Gefälle ($x - x_G$) für den *latenten Wärmestrom* lässt sich durch das Temperaturgefälle ($\vartheta_{TP} - \vartheta_{FO}$) - mittels der Dampfdruckkurve – formulieren. ϑ_{TP} ist die Taupunkttemperatur der feuchten Luft. Ebenfalls kann mit diesem Gefälle ($\vartheta_{TP} - \vartheta_{FO}$) das treibende

Gefälle für den *sensiblen Wärmestrom* \dot{Q}_s sehr gut approximiert werden. Somit können die beiden konvektiven Widerstände zum *resultierenden Wärmewiderstand* R_k zusammengefasst werden (vgl. Bild 5).

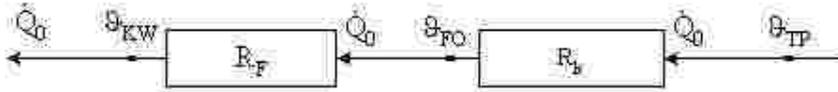


Bild 5: Das vereinfachte Schaltbild der Widerstände

Der mittlere *Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* R_F ist mit der Gleichung für quasi stationäre Wärmeleitung durch die Frostschrift δ_F und die Wärmeleitfähigkeit λ_F definiert:

$$R_F = \frac{\delta_F}{\lambda_F} \quad (5.2)$$

Damit können wir den *totalen Wärmewiderstand* R_0 für das Temperaturgefälle ($\theta_{TP} - \theta_{KW}$) zwischen gesättigter Luft und Kühlwand gemäss Bild 6 darstellen.

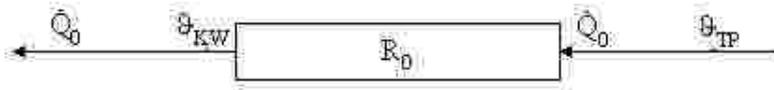


Bild 6: Schaltbild mit dem totalen Widerstand zwischen Luft und Kühlwand

6. Versuchsergebnisse und Folgerungen

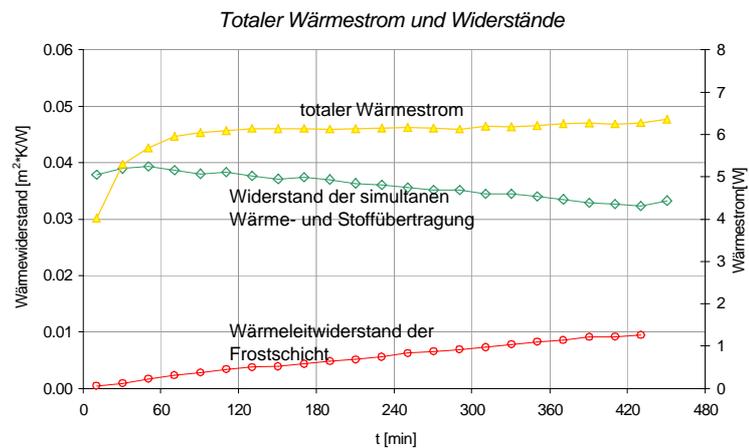
Erst werden die Ergebnisse der Grundlagenversuche, d.h. an der *einseitig gekühlten ebenen Verfröstungsplatte* beschrieben. Dann folgen Versuche an *Verfröstungsplatten mit Nocken*, welche die Verdampferrohre simulieren. Schliesslich wurde die Verfröstungsplatte mit Nocken *modifiziert*, um damit die Kanalverengung durch Frost zu reduzieren.

6.1 Einseitig gekühlte ebene Verfröstungsplatte

In Bild 7 ist das überraschende Versuchsergebnis dargestellt, dass der totale Wärmestrom bis zu 8 Stunden Versuchsdauer nicht abnimmt, sondern konstant bleibt oder in einigen Fällen zunimmt. Mit anderen Worten: Der totale Widerstand (Summe aus dem konvektiven Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und dem Wärmeleitwiderstand der Frostschicht) bleibt konstant oder nimmt ab.

Bild 7 zeigt exemplarisch die zwei *seriellen* Widerstände bei 12 mm Spaltweite: Der konvektive Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung R_k und der Wärmeleitwiderstand der Frostschicht R_F . Der Wärmeleitwiderstand des Frosts nimmt durch Anwachsen der Frostschicht zu. Der luftseitige Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung nimmt ab, da durch die Spaltverengung die Wärme- und Stoffübertragung intensiviert wird.

Bild 7: Totaler Wärmestrom und Widerstände für den Grundversuch mit 12 mm Spaltweite



Die Hauptursache für den konstanten Wärmestrom ist die Spaltverengung durch die Frostschicht. Nun wird dieses Phänomen für Versuche bei der Spaltweite von 5 mm noch detaillierter beschrieben. In Bild 8 ist die zeitliche Entwicklung des totalen Wärmestroms für die Spaltweiten von 5 mm und 12 mm mit einer Luftgeschwindigkeit von 2 m/s dargestellt. Bis etwa 180 Minuten sind beide Wärmeströme gleich gross. Danach nimmt der Wärmestrom beim Versuch mit 5 mm Spaltweite stark zu. Einerseits nimmt die Isolationswirkung der wachsenden Frostschicht bzw. der Wärmeleitwiderstand der Frostschicht zu (vgl. Bild 9). Andererseits wird durch die Spaltverengung die simultane Wärme- und Stoffübertragung intensiviert. Der konvektive Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung, auch konvektiver Wärmewiderstand genannt, nimmt ab (vgl. Bild 9).

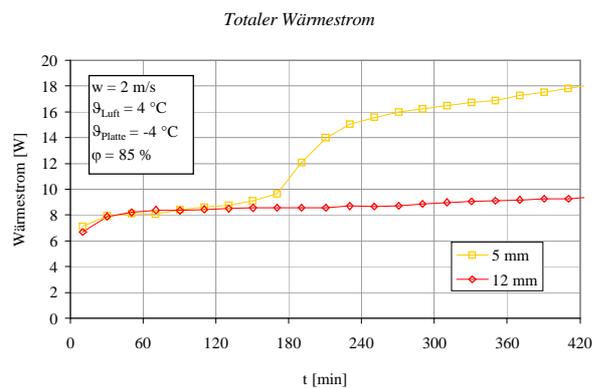


Bild 8: Totaler Wärmestrom bei 5mm und 12 mm Spaltweite

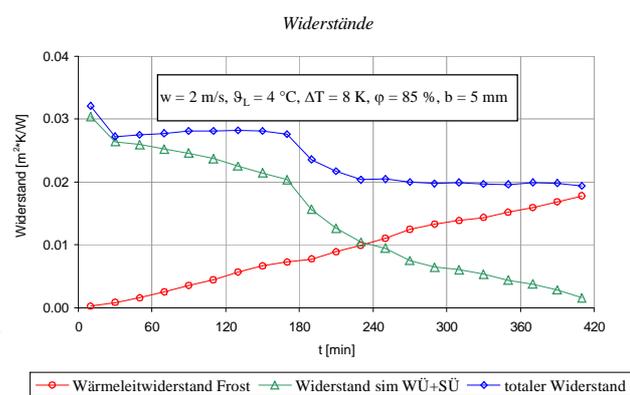


Bild 9: Widerstände bei der Kanalweite von 5 mm

Diese beiden gegenläufigen Effekte heben sich in den ersten 180 Minuten gerade auf und der totale Widerstand und der totale Wärmestrom bleiben konstant. Ab 180 Minuten überwiegt der Effekt der Intensivierung der simultanen Wärme- und Stoffübertragung die Isolationswirkung der Frostschicht. Oder anders betrachtet: Die Abnahme des Widerstandes der simultanen Wärme- und Stoffübertragung ist grösser als die Zunahme des Wärmeleitwiderstandes der Frostschicht, wodurch der totale Widerstand zwischen der feuchten Luft und der Verfröstungsplatte abnimmt (vgl. Bild 9). Nach 240 Minuten nimmt der konvektive Widerstand nicht mehr so stark ab, da die Frostschicht langsamer wächst [2].

6.2 Verfröstungsplatte mit Nocken

Um mit Grundlagenversuchen die Anforderungen des verfröstenden Luftkühlers unter realer Geometrie zu simulieren, wurden Nocken an der Verfröstungsplatte angebracht und ein Versuchsprogramm durchgeführt. Experimentell wurden damit Frostablagerung und deren Auswirkungen auf Druckverlust der Luft und Wärmeübertragung untersucht. – Der Luftstrom wurde auch hier konstant gehalten.

Bild 10: Frost am Nocken in der ersten Rohrreihe nach 8 Stunden (Strömung von links nach rechts):

$w=1\text{ m/s}$, $\vartheta_L=9^\circ\text{C}$, $\varphi=60\%$, $\Delta T=13\text{ K}$



Bild 10 zeigt einen Ausschnitt einer Verfestung in der ersten Rohrreihe nach 8 Stunden. Die Frostdicke ist konstant vom Staupunkt bis zum Ablösepunkt. Dort ist sie minimal und nimmt in Strömungsrichtung leicht zu. Dieser Frostickenverlauf widerspiegelt eindrücklich den azimutalen Verlauf der lokalen Wärmeübergangszahl α und damit auch der Stoffübergangszahl β . Dadurch erklärt sich auch, dass im Lee der Frost poröser ist [2].

Bild 11: Zugefrorene Verfestungsplatte mit Nocken nach 7 Stunden
Versuchsdauer:

$w=1\text{ m/s}$, $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$,
 $\varphi=85\%$, $\Delta T=12\text{ K}$

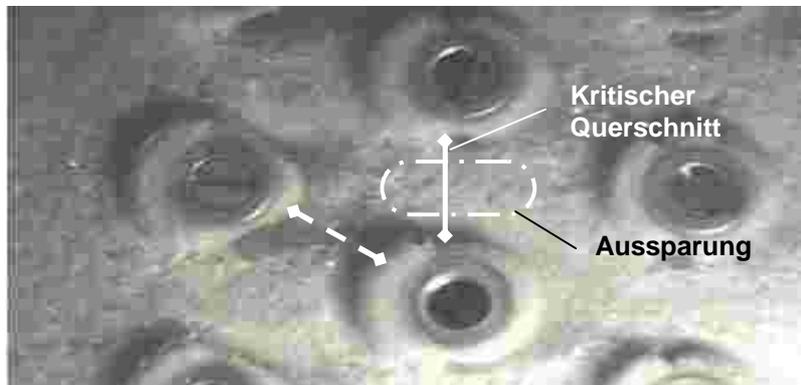


Bild 11 stellt einen grösseren Ausschnitt der Verfestungsplatte nach 7 Stunden dar. Darin ist der *kritische Querschnitt* eingetragen. Die Verstopfung durch Zufrieren ist in der ersten Rohrreihe am grössten.

Sodann wurden in diesem *kritischen Querschnitt* Aussparungen in die Verfestungsplatte gefräst (und abisoliert). In Bild 12 kann man die Auswirkung des Schlitzes sehen. Bei Versuchsbedingungen mit hoher Rate von Frostbildung ergab sich damit bis 30 % weniger Druckverlust [2].

Bild 12: Auswirkung der Aussparung auf die Frostablagerung nach 8 Stunden:

$w=2\text{ m/s}$, $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$, $\varphi=85\%$, $\Delta T=8\text{ K}$



7. Ausblick

Die Ergebnisse von LOREF 1 zeigen, dass sich in Luft/Wasser-Wärmepumpen die Frostbildung im Luftkühler vor allem durch die Zunahme des Druckverlustes und damit verbundener Abnahme des Luftvolumenstromes nachteilig auswirkt. Die Isolationswirkung der Frostschicht ist in den vielen Fällen von kleinerer Auswirkung. Im Folgeprojekt, LOREF 2, werden verschiedene Massnahmen für die Verbesserung der Geometrie des Luftkühlers untersucht, um eine gleichmässige Verteilung der Frostschicht im Luftkühler zu erzielen. In diesem Zusammenhang wird die Drehzahlregelung des Ventilators untersucht.

Der verbesserte Lamellenluftkühler soll ebenfalls ein gutes Abtauverhalten aufweisen. Dazu muss eine geeignete Bewertung der verschiedenen Luftkühler definiert werden, die sowohl Heiz- als auch Abtauzyklus berücksichtigt.

Ein mathematisch-physikalisches Simulationsprogramm der simultanen Wärme- und Stoffübertragung in Luftkühlern von Luft/Wasser-Wärmepumpen wird erstellt, basierend auf dem Simulationsprogramm aus LOREF 1. Damit sollen die Geometrie des Luftkühlers und die Zeit für die Einleitung der Abtaugung optimiert werden.

Sodann soll der optimierte Luftkühler in eine L/W-WP der Firma Steinmann eingebaut. Ihr Betriebsverhalten soll untersucht und mit der konventionellen L/W-WP verglichen werden.

Quellen

- [1] Y. Hayashi, K. Aoki, H. Yuhara; Study of Frost Formation Based on a Theoretical Model of the Frost Layer, Heat Transfer-Japanese Research 6, 79-94, 1977
- [2] R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker; LOREF 1, Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen, Bundesamt für Energie 2001

Das Projektteam bedankt sich bei dem Bundesamt für Energie und der HTA Luzern für die finanzielle Unterstützung des Projektes.

Peter Hubacher
Dipl. Ing. HTL/HLK
Hubacher Engineering
Tannenbergrasse 2
CH 9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Prof. Dr. Max Ehrbar
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB
Werdenbergrasse 4
CH-9471 Buchs SG
ehrbar.max@bluewin.ch

Abtauen – Erkenntnisse aus Prüf- und Feldmessungen

Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes „Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern“ wurden in einer dritten Phase technische Möglichkeiten zur Verringerung des Energieverbrauchs während des Abtauens untersucht. Dabei stehen vor allem zwei Massnahmen heraus, nämlich die Erhöhung der Abtauleistung bei Heissgasabtauung durch Saugdrucksteuerung und die Abtauung mittels Ventilator. Während die erste Massnahme zu einer höheren Abtauleistung bei Heissgasabtauung und verkürzten Abtauzeiten führt, verspricht die zweite Massnahme eine Energieeinsparung und Anhebung der Arbeitszahlen im Bereich von etwa 5 %. In diesem Vortrag werden nur die technischen Massnahmen und deren Wirksamkeit vorgestellt. Diese Untersuchungen zeigen, dass doch bei den Abtausystemen einiges an energetischem Verbesserungspotenzial vorhanden ist. Diese Verbesserungen können mit bescheidenem technischem Aufwand und kostengünstig realisiert werden. Wer an vertieften Informationen zu den Untersuchungen und zu weiteren Massnahmen interessiert ist, sei auf den Schlussbericht der Phase 3 des Projektes [3] verwiesen.

Abstract

As a part of the project “Improvement of the defrosting process using air-cooled evaporators” the third phase was to examine the technical possibilities of decreasing the energy consumption during defrosting. Primarily two methods were investigated, increasing the defrosting efficiency in hot-gas-bypass systems by regulating the suction pressure and secondly the use of ventilators to assist with defrosting. While the first method led to an increase in the defrosting efficiency in hot-gas-bypass systems with a corresponding reduction in the defrost time, the second method promises an energy saving and a higher COP in the range of 5%. In this paper only the technical measures and their effectiveness are introduced. The investigation shows, that there is a certain potential for improvements of the energy consumption during the defrosting process. These improvements can be realized with moderate technical measures and at low costs. More detailed information about the investigation is to be found in the final report of phase 3 of the project [3].

1. Einführung

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen setzt sich im Verdampfer unterhalb von etwa 10°C an den Verdampferlamellen Eis an. Dieses Eis muss von Zeit zu Zeit eliminiert werden. Das Abtauen des Eises ist mit Energieaufwand verbunden und reduziert dadurch die Arbeitszahl der Wärmepumpe. Darüber hinaus steht die Wärmepumpe während des Abtauprozesses nicht für die Nutzwärmeproduktion zur Verfügung.

Das Ziel dieses Projektes bestand nun darin, nach Wegen zu suchen, die zu einer Verminderung des energetischen Abtauaufwandes führen. Dazu wurden in einer ersten Phase realisierte Abtauverfahren gesucht und aufgelistet und soweit möglich auch energetisch bewertet [1]. Die Vielfalt von Abtauverfahren ist erstaunlich hoch. Allerdings zeigt es sich, dass die „Abtauzene“ im Wesentlichen von zwei Verfahren beherrscht wird, nämlich der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr. Beide Verfahren haben ihre Anhänger und ihre Vor- und Nachteile. Derzeit sind etwa je die Hälfte aller neu ausgelieferten Wärmepumpen mit Heissgas- oder Prozessumkehr-Abtauung ausgerüstet.

In einem zweiten Schritt wurden diese beiden Hauptverfahren bezüglich ihres Energieverbrauchs beim Abtauen verglichen. Es zeigte sich, dass die Unterschiede relativ gering sind. Das allgemein für energiesparender betrachtete Verfahren der Prozessumkehr erwies sich bei Berücksichtigung aller Faktoren als nicht wesentlich überlegen zur Heissgasabtauung [2].

Ein deutlicher Unterschied zwischen diesen beiden Verfahren ist die Abtaueffektivität. Die Abtauleistung der Prozessumkehr ist um Faktor 3 höher als bei der Heissgasabtauung. Umgekehrt ausgedrückt bedeutet dies, dass die Abtauzeiten bei der Heissgasabtauung etwa dreimal länger dauern. In gewissen Grenzfällen mit starker, extern induzierter Strömung durch den Verdampfer und tiefen Umgebungstemperaturen während der Abtauphase kann es bei der Heissgasabtauung sogar dazu kommen, dass die Abtauleistung nicht mehr genügt, den Verdampfer vollständig eisfrei zu bekommen. Es wäre also erwünscht, die Abtauleistung bei der Heissgasabtauung zu erhöhen. Dies wurde in der 3. Phase untersucht [3].

In dieser 3. Phase wandten wir uns auch gewissen Spezialfällen zu. Da die Wärmepumpe vor allem bei Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes u.U. über längere Zeit still steht, beginnt das angesetzte Eis von selbst abzutauen (sog. natürliche Abtauung oder „Naturabtauung“). Es galt Erfahrungswerte für diese Art der Abtauung zu sammeln.

Das zweite Spezialverfahren betrifft die Abtauung mit dem Ventilator, was ebenfalls nur bei Temperatur oberhalb des Gefrierpunktes wirksam ist. Wir nennen dieses Abtausystem „Ventilatorabtauung“. Eine Ausnahme bildet hier das Luftabtausystem der Firma Huber, Niederbüren, das über den ganzen Umgebungstemperaturbereich nur mit dem Ventilator abtaut. Dies ist in diesem Falle möglich, weil Umluft aus dem Aufstellungsraum der Wärmepumpe verwendet wird.

Von den untersuchten Massnahmen zur Erhöhung der Abtauleistung erwies sich die Ventilatorabtauung über alle Erwartungen erfolgreich und dies schon bei Umgebungstemperaturen nahe dem Gefrierpunkt. Sowohl Abtauleistung als auch Abtauenergieverbrauch waren sehr effizient (siehe Kapitel 3). In diesem Vortrag fokussieren wir uns auf die technische

Betrachtung des Abtauvorgangs, d.h. auf die technischen Möglichkeiten zur Verbesserung des Abtauens. Wer sich mehr für die wissenschaftlichen Zusammenhänge interessiert, sei auf den Schlussbericht des Projektes verwiesen¹.

Wir schätzen, dass durch die Ventilatorabtauung der Energieaufwand für die Abtauung um etwa 40 % reduziert werden kann. Damit liessen sich die Arbeitszahlen von Luft-Wasser-Wärmepumpe von durchschnittlich 2.60 (FAWA) auf etwa 2.75 erhöhen.

2. Erhöhung der Abtauleistung bei der Heissgasabtauung

Etwa die Hälfte aller Luft-Wasser-Wärmepumpen ist mit Heissgasabtauung ausgerüstet. Die Abtauleistung ist gegenüber dem Abtauverfahren mit Prozessumkehr deutlich kleiner und dementsprechend dauert die Abtauung länger. Bei extern induzierten Luftströmungen durch den Verdampfer und tiefen Quellentemperaturen kann es dazu kommen, dass die Abtauleistung nicht mehr zum vollständigen Enteisen reicht. Aus diesen beiden Gründen ist es erwünscht, die Abtauleistung bei der Heissgasabtauung zu erhöhen. Aus unseren Untersuchungen ging die Saugdruckregelung als erfolgversprechendste Lösung hervor.

Bei der Saugdruckregelung wird der Abtaukreis durch Magnetventile vollständig vom Rest der Maschine abgetrennt. Durch Zu- und Abfuhr von Kältemittel zu diesem Abtaukreis wird der Saugdruck so gesteuert, dass er knapp unterhalb des Sättigungsdruckes bei 0°C liegt. Der Enddruck wird durch konstruktive Massnahmen auf mindestens 55°C gehalten. Bild 1 zeigt eine Gegenüberstellung der klassischen Abtau-Schaltung (links) und der vorgeschlagenen Saugdruckregelung (rechts).

Die Abtauleistung, d.h. die Wärmezufuhr zum Verdampfer während des Abtauens, ist gleich der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors abzüglich einiger Wärmeverluste des Kompressorgehäuses und der Zuleitungen. Die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors und damit die Abtauleistung ist am höchsten, wenn sowohl Saug- als auch Enddruck möglichst hoch gehalten werden. Der Saugdruck darf jedoch den Sättigungsdruck des Kältemittels von 0°C nicht übersteigen, weil sonst die Gefahr der Kondensation von Kältemittel im Verdampfer droht. Der Enddruck kann im Rahmen der zulässigen Einsatzgrenzen so hoch als möglich angesetzt werden.

¹ Der Schlussbericht wird im Laufe des Sommers 2005 erscheinen.

Allerdings stellt sich die Frage, wo genau dieser Prozess im p-h-Diagramm positioniert ist. Der Abtaukreis bildet einen geschlossenen Kreislauf vom Kompressor via Abtaudrosselventil zum Verdampfer und zurück zum Kompressor. Die Druckdifferenz, die sich in diesem Kreis einstellt, besteht aus den Druckabfällen im Leitungssystem zwischen Kompressoraustritt und Kompressoreintritt. Diese Druckabfälle setzen sich zusammen aus den Druckabfällen durch Rohrreibung, dem Abtaudrosselventil und weiteren Einbauten wie etwa Magnetventilen etc. Dieser Druckabfall muss vom Kompressor wieder kompensiert werden.

Streng genommen stellt sich nicht eine *Druckdifferenz* ein, sondern ein *Druckverhältnis* zwischen End- und Saugdruck des Kompressors. Interessanterweise, und dies kann theoretisch nachgewiesen werden, ändert sich dieses Druckverhältnis mit der Lage des Prozessdreiecks im p-h-Diagramm nur wenig (solange der ganze Prozess im Gasgebiet abläuft). Die Lage des Prozessdreiecks im p-h-Diagramm ist durch zwei „Koordinaten“ festgelegt: einerseits durch den Masseninhalt an Kältemittel im Abtaukreis und andererseits durch die Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Verdampfer.

Je höher der Masseninhalt des Abtaukreises ist, desto höher steigen die absoluten Drücke im Abtaukreis, aber wie gesagt immer bei etwa gleichem Druckverhältnis. Wenn also der Saugdruck um 10 % steigt, so steigt auch der Enddruck um 10 %. Wie bereits oben erwähnt, hängt das absolute Druckniveau im Abtaukreis vom Masseninhalt ab. Die technische Massnahme zur Regulierung des Masseninhaltes und damit des Druckniveaus im Abtaukreis kann durch Zu- und Abfuhr von Kältemittel bewerkstelligt werden. Dies geschieht mit den beiden Ventilen 9 und 10 (Bild 1). Durch die Druckregelung bleibt die Abtauleistung bei allen Betriebspunkten praktisch konstant.

Bei der klassischen Heissgasabtauung bleibt die Verbindung zwischen Kompressor und Kondensator in der Abtauphase offen. Im Gegensatz zur Saugdruckregelung stellt sich hier der Masseninhalt im Abtaukreis automatisch ein, wobei das Druckniveau eben durch den Kondensatordruck festgelegt ist. Im Kondensator stellt sich der zur Kondensatortemperatur gehörende Sättigungsdruck ein, der somit auch dem vom Kompressor zu liefernden Enddruck entspricht. Läge der Enddruck höher als der Sättigungsdruck, so würde Kältemittel im Kondensator kondensieren und damit das Druckniveau senken. Läge er hingegen zu tief, so würde im Kondensator Flüssigkeit verdampfen und das Druckniveau anheben. Die Kondensationstemperatur sinkt nach dem Umschalten auf Abtauung rasch auf etwa den Wert der Rücklaufstemperatur des Senkenkreises. Damit sinkt gezwungenermassen auch der Druck im Kondensator, resp. der Enddruck am Kompressor. Dies ist der Grund, weshalb bei niedrigen Vorlaufstemperaturen die Abtauleistung meist schwach ist.

Als Referenz wurden die Abtauverhältnisse mit der Originalsteuerung aufgenommen, wobei die Tropfwannenheizung ausgeschaltet war. In Bild 3 ist ein typischer Abtropfverlauf während der Abtauphase aufgetragen. Bild 4 zeigt die Abtropfrate, d.h. die Abtropfmasse pro Minute.

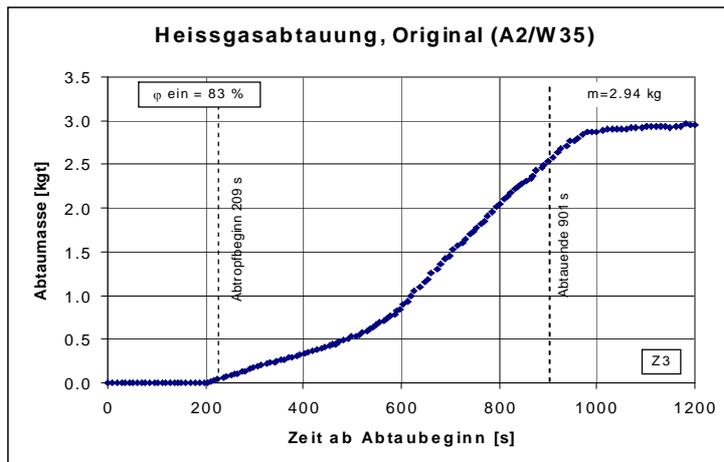


Bild 3: Beispiel eines Abtropfverlaufs bei der Referenzmaschine mit abgeschalteter Tropfwannenheizung (Beispiel)

Man erkennt aus dem Abtropfverlauf, dass nach dem Abtaubeginn zunächst kein Wasser abtropft. Dies hat seinen Grund darin, dass der Verdampfer samt der angesetzten Eismasse auf 0°C erwärmt werden muss, was einige Zeit in Anspruch nimmt³. Je tiefer die Verdampfer-temperatur, desto länger dauert diese Phase. Dann setzt eine Phase intensiven Abschmelzens ein, die gegen Ende des Abtauvorganges gegen null abnimmt.

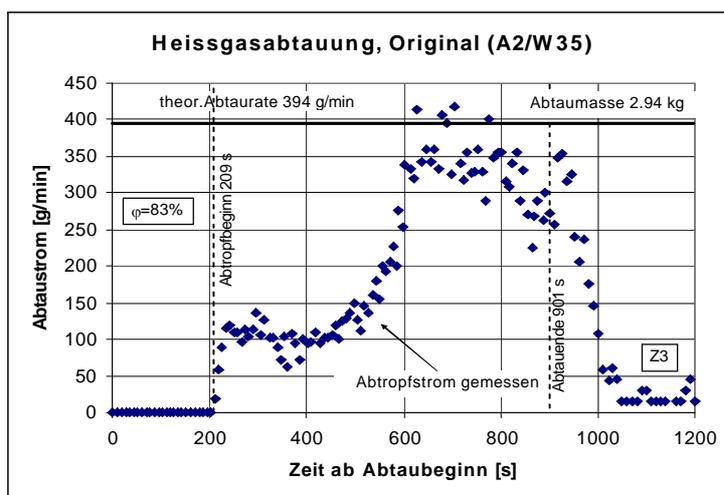


Bild 4: Verlauf des Abtropfstroms bei der Referenzmaschine mit abgeschalteter Tropfwannenheizung (Beispiel). Als theoretische Abtropfrate betrachten wir den Koeffizienten aus der Kompressorleistung dividiert durch die Schmelzenthalpie des Eises.

Man beachte, dass die aus der Abtropfmenge berechnete „theoretische Abtropfrate“ nur als Hinweis gelten kann. Zu Beginn, wenn die Abtropfrate sehr gering ist, wird der grösste Teil der zugeführten Abtauwärme für das Erwärmen der Verdampferstruktur und des Eises auf ca. 0°C abgezweigt. Erst dann beginnt das Eis zu schmelzen, wobei es wieder einige Zeit dauert, bis der erste Tropfen Wasser in der Auffangwanne erscheint. Hingegen müsste die zugeführte Abtauenergie etwa der vom Kompressor gelieferten Wärme entsprechen (= Integral unter den beiden Kurven). Die Kontrolle weist aus, dass der Kompressor 542 Wh Abtauwärme liefert, jedoch nur 269 Wh für das Schmelzen des Eises verwendet werden. Der Rest geht unterwegs verloren resp. wird für das Erwärmen der Verdampferstruktur und des Eises auf 0°C benötigt. Die für das Erwärmen der Verdampferstruktur und des Eises auf 0°C benötigte Wärme kann grob abgeschätzt werden, indem man die vom

³ Aus räumlichen Gründen musste das Abtropfwasser über eine Distanz von 1 m in einem nur leicht geneigten Abflussrohr zum Messgefäss geführt werden. Dadurch entstanden leichte Verzögerungen zwischen dem Wasseranfall in der Tropfwanne und im Messgefäss. Diese liegen aber im Sekundenbereich.

Kompressor gelieferte Wärme bis zum Erscheinen des ersten Wassertropfens in der Auffangwanne berechnet (man überschätzt dabei den Wärmebedarf). Dies wären im vorliegenden Falle 133 Wh.

Die Kompressorleistung beim Abtauen liegt beim Original etwa 20 % unter der Leistung beim Heizbetrieb. Dies müsste nicht sein und stellt ein Potenzial für höhere Abtauleistungen dar.

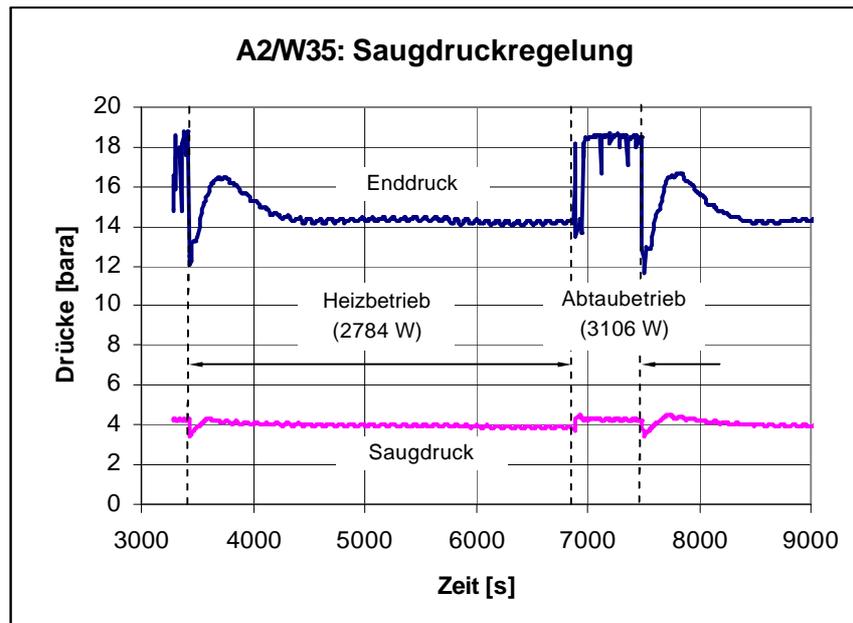


Bild 5: Druckverläufe mit geregeltm Saugdruck

Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Saugdruckregelung funktioniert. Bild 5 zeigt die Druckverläufe während der Abtauphase. Man erkennt deutlich, dass der Enddruck während des Abtaubetriebs wesentlich höher liegt als beim Heizbetrieb. Auch der Saugdruck steigt an, wird aber knapp unterhalb des Sättigungsdruckes von 0°C gehalten. Die Kompressorleistung liegt während des Abtauens bei 3053 W. Man vergleiche dies mit der Kompressorleistung ohne Saugdruckregelung (Bild 6). Notabene ist bei der Saugdruckregelung die Kompressorleistung, die in etwa der Wärmezufuhr für die Abtauung entspricht, unabhängig von den Quellen- und Vorlauftemperaturen wegen der fixierten Drücke praktisch konstant. Sie liegt für alle Betriebspunkte über der elektrischen Leistungsaufnahme im Heizbetrieb. Die Abtauzeiten liegen etwa ein Drittel tiefer als beim Original, was gut mit der höheren Abtauleistung der Kompressoren korreliert.

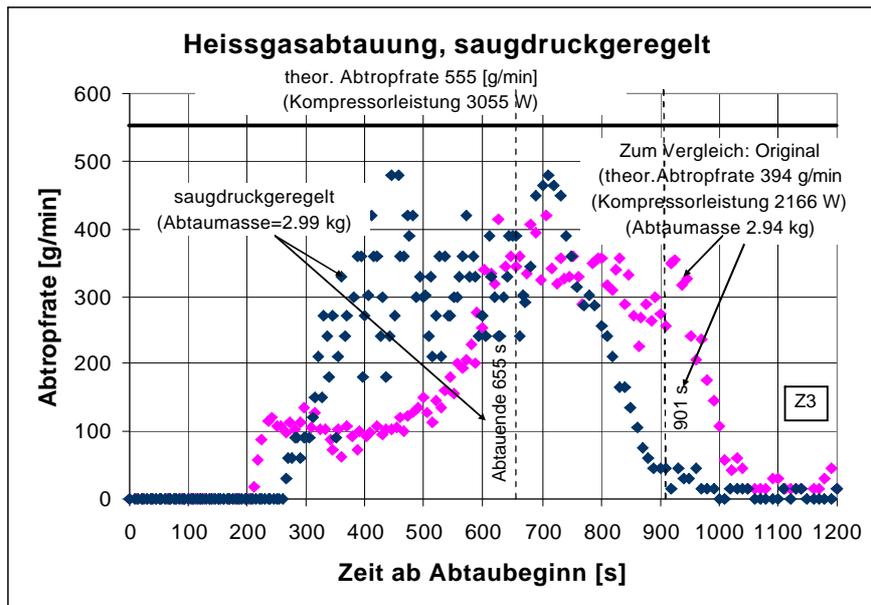


Bild 6: Abtropfverlauf mit geregelter Saugdruck. Als theoretische Abtropfrate betrachten wir den Koeffizienten aus Kompressorleistung während der Abtauung dividiert durch die Schmelzenthalpie des Eises

3. Ventilatorabtauung

Bei der Ventilatorabtauung wird während des Abtauvorganges nur der Ventilator in Betrieb gehalten. Dank der Temperaturdifferenz zwischen der zuströmenden Umgebungsluft und den Verdampferlamellen, resp. dem angesetzten Eis, wird Wärme an das Eis abgegeben, das in der Folge schmilzt. Selbstverständlich funktioniert dieses Verfahren nur bei Umgebungstemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes. Die Wärmezufuhr erfolgt direkt an die Lamellen des Verdampfers und ist sehr gross. Die Wärmezufuhr beträgt theoretisch:

$$\dot{Q}_{\text{Abt}} = \alpha * A * (\bar{T}_{\text{Luft}} - T_{\text{Eis}}) \quad (1)$$

Hier bedeuten:

Q_{Abt} = zugeführte Abtauwärme

α = Wärmeübergangszahl Luft \rightarrow Lamellen

T_{Luft} = mittlere Lufttemperatur zwischen Ein- und Austritt aus dem Verdampfer

T_{Eis} = Eistemperatur (sobald Schmelzvorgang eintritt: 0°C)

Bei der untersuchten Wärmepumpe betrug die Verdampferfläche 60 m². Bei einer geschätzten Wärmeübergangszahl zwischen Luft und Lamellen von 30 W/(m²*K) müsste die Abtauleistung folgende Werte annehmen:

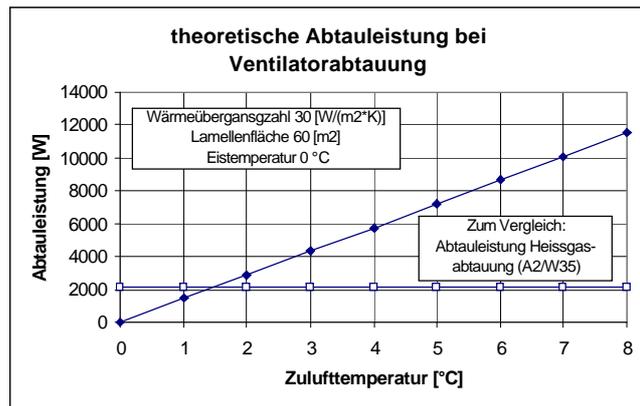


Bild 7: Theoretische Abtauleistung bei Ventilatorabtauung

Die Messungen haben gezeigt, dass die zugeführte Wärme bei Ventilatorabtauung effektiv unter diesen theoretischen Werten liegt (aber immer noch sehr hoch ist).

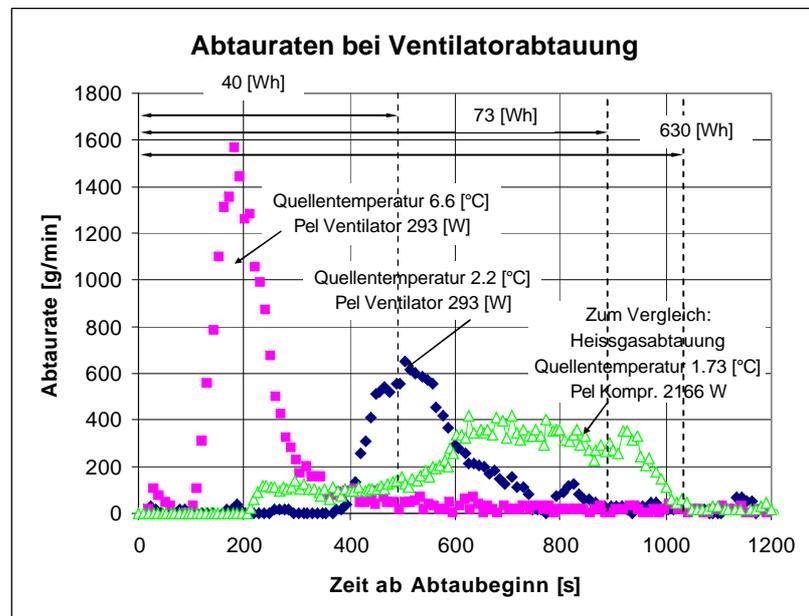


Bild 8: effektiver Abtropfstrom. Der theoretische Abtropfstrom wurde aus der Wärmezufuhr der Luft berechnet. Die horizontalen Pfeilstrecken geben den ungefähren elektrischen Energieaufwand für die Abtauung an.

Wie Bild 8 zeigt, ist die Abtaurrate schon bei wenig über dem Gefrierpunkt liegender Temperatur höher als bei der Heissgasabtauung und der Beginn des Abtropfens ist tendenziell früher. Naturgemäss wird die Abtaurrate bei höherer Quelltemperatur ebenfalls höher. Bei 6.6 °C Quelltemperatur dauert der Abtauvorgang kaum mehr länger als bei der sehr wirkungsvollen Prozessumkehr. Energetisch ins Gewicht fällt, dass die mittlere elektrische Leistungszufuhr zum Ventilator bei der untersuchten Maschine bei 293 W liegt, während die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors bei Heissgasabtauung bei 2166 W liegt.

Die Firma S+W Solar- und Wärmepumpentechnik, Niederbüren, geht noch einen Schritt weiter, indem sie für die Abtauung Umluft aus dem Aufstellungsraum verwendet. Dies hat den Vorteil, dass die Ventilatorabtauung auch bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt funktioniert. Eine detaillierte Darstellung des Verfahrens findet sich im Schlussbericht des Projektes [3].

4. Naturabtauung

Die Wärmepumpe arbeitet nur im Bereich der Auslegetemperatur über längere Zeitabschnitte. Je höher die Umgebungstemperatur ausfällt, desto geringer ist der Wärmebedarf des Hauses und desto geringer der Laufzeitanteil der Wärmepumpe. Mit anderen Worten: die Wärmepumpe steht bei höheren Umgebungstemperaturen u.U. über längere Zeit still.

Vor allem bei Umgebungstemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes ist daher anzunehmen, dass in den Stillstandszeiten das Eis ohne Zutun der Abtaueinrichtung von selbst, d.h. eben auf natürlichem Wege abtaut. Naheliegenderweise ist dies umso erfolgreicher, je länger die Maschine steht.

Da der Ventilator nicht arbeitet, ist davon auszugehen, dass die Abtauwärme nicht primär aus der Quellenluft stammt, sondern von der Wärmepumpe resp. dem Aufstellungsraum. Dies würde bedeuten, dass die Abtauleistung (bei gegebener Wärmepumpe) vorwiegend von der Temperatur im Aufstellungsraum abhängig ist. Bild 9 zeigt einen aufgenommenen Abtauverlauf bei natürlicher Abtauung.

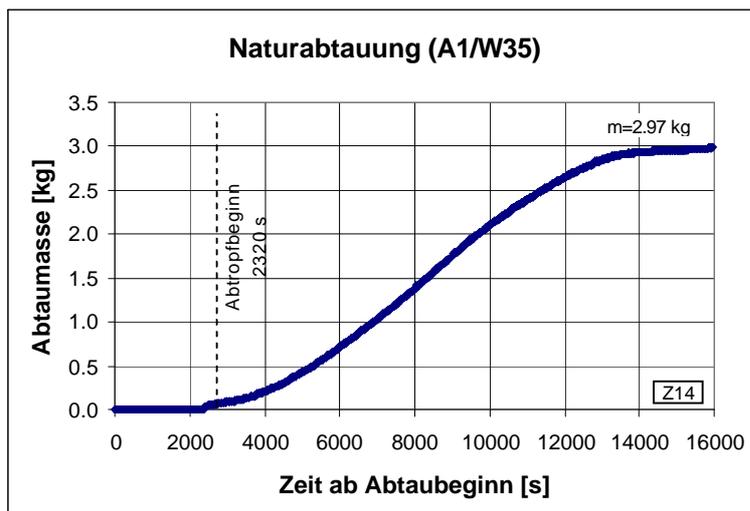


Bild 9: Verlauf der Abtropfmenge bei natürlicher Abtauung im Arbeitspunkt A1/W35

Man erkennt aus diesem Diagramm, dass es sehr lange dauert, bis die ersten Tropfen Abtauwasser im Auffanggefäß erscheinen. Dies ist nicht überraschend, weil nach dem Abstellen des Kompressors zunächst die Temperatur des Verdampfers auf 0°C erwärmt werden muss. Erst dann beginnt der eigentliche Schmelzprozess. Ein vollständiges Abtauen nur mit natürlicher Abtauung dauert gegen 4 Stunden. Mit anderen Worten müsste die Wärmepumpe solange stillstehen.

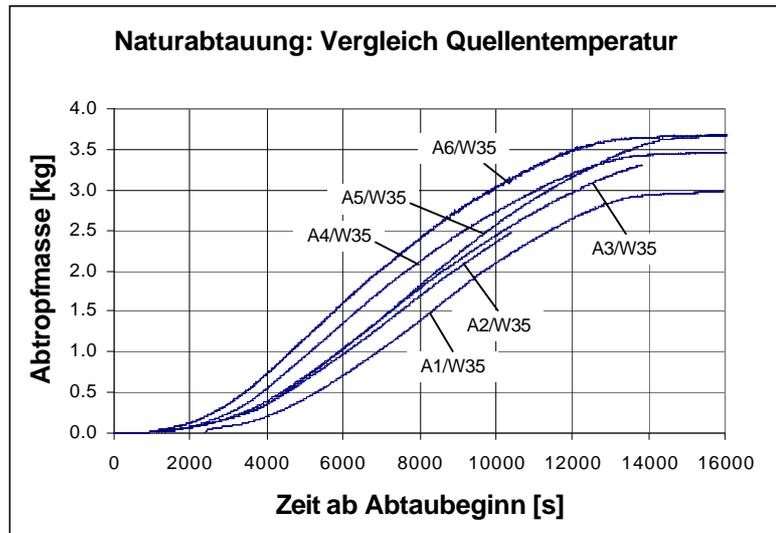


Bild 10: Abtropfverläufe für verschiedene Quellentemperaturen

Bild 10 zeigt aber auch, dass die Abtropfkurven für verschiedene Umgebungstemperaturen nicht weit auseinander liegen. Der einzige wesentliche Unterschied besteht darin, dass die Eismenge zu Beginn des Abtauvorganges Umgebungstemperatur bedingt verschieden ist und der Abtropfbeginn bei tieferen Temperaturen später einsetzt. Dies ist an sich nicht überraschend. Bei der Naturabtaugung steht der Ventilator still. Wenn keine von aussen induzierte Strömung durch den Verdampfer stattfindet, wird dem Eis praktisch nur über die Gehäusewände aus dem Aufstellungsraum Wärme zugeführt. Man sieht dies noch besser, wenn man die Abtauleistung aus der Abtropfmenge berechnet. Es gilt zwar auch hier der Vorbehalt, dass zwischen der Wärmezufuhr und der Abtropfrate eine zeitliche Verschiebung stattfindet. Aber zumindest der Maximalbetrag der Abtropfmenge dürfte gut mit der Wärmezufuhr korrelieren.

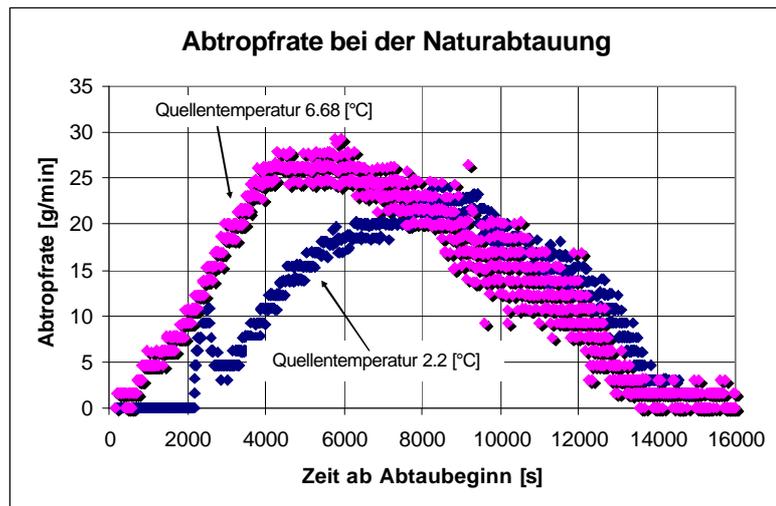


Bild 11: Vergleich der Abtropfraten für zwei Arbeitspunkte

Die Abtauleistungen liegen in der Grössenordnung von etwa 120 bis 160 W.

Die Naturabtauung kann also bei längeren Stillstandszeiten, wie sie bei Umgebungstemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes auftreten, durchaus einen massgeblichen Teil der Abtauung bewerkstelligen. Es muss allerdings darauf verwiesen werden, dass diese Abtauwärme aus dem Aufstellungsraum und der Maschine selbst stammt. Beides muss während des Heizbetriebes wieder kompensiert werden. Deshalb ist der Bedarf an elektrischer Abtauenergie bei der Naturabtauung nicht null, da der Wärmeentzug aus dem Raum indirekt einen grösseren elektrischen Energieverbrauch in der Heizphase bedingt (ähnlich der Prozessumkehr). Insgesamt jedoch liegt der elektrische Energieaufwand bei der Naturabtauung weit unterhalb jedes anderen Abtauverfahrens.

5. Feldmessungen

Zwecks genauerer Bestimmung der realen Verhältnisse wurden für die beiden gebräuchlichsten Abtausysteme, Heissgas- und Prozessumkehrabtauung, entsprechende Feldmessungen durchgeführt, um die effektiv in der Praxis auftretenden Abtauverhältnisse und Stillstandszeiten zu bestimmen. Ebenfalls wurden zwei weitere Systeme (Umluftabtauung und Retrofitsystem) messtechnisch untersucht, die bezüglich dem praktischen Einsatz auch von Interesse sind.

- a) Feldmessungen an 4 Wärmepumpenanlagen mit Heissgasabtauung
- b) Feldmessungen an 4 Wärmepumpenanlagen mit Prozessumkehrabtauung
- c) Feldmessung an 1 Wärmepumpe mit Umluftabtauung
- d) Feldmessung an 1 Swiss-Retrofit-Wärmepumpenanlage (Abtauung mit Heizwärme)

Eines der Ziele der Feldmessungen war der Vergleich des effektiven Abtaubedarfes mit den WPZ-Messungen. Dazu wurden das Verhältnis der Abtau- zur Gesamtlaufzeit des Kompressors aus den Messdaten ausgewertet und als Vergleich dieselben Daten vom WPZ herangezogen. Da nicht alle für die Feldmessungen verfügbaren Wärmepumpenanlagen auch im WPZ geprüft waren, konnte dieser Vergleich nur teilweise angestellt werden.

5.1 Versuchsaufbau

Es wurden keine kostspieligen Messkonzepte erstellt, sondern nur die wesentlichsten und für die Beurteilung benötigten Parameter aufgenommen:

- 1 Betriebs- und Stillstandszeit des Kompressors
- 2 Einschaltimpuls des Kompressors
- 3 Laufzeitzeit bei der Abtauung
- 4 Einschaltimpuls beim Abtaubeginn
- 5 Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer (Umgebungstemperatur)
- 6 rel. Luftfeuchte vor dem Verdampfer

Für die Messungen wurden Anlagen aus dem BFE-Projekt FAWA⁴ ausgewählt, bei denen das Betriebsverhalten und die Leistung bekannt waren. Es wurden je vier Anlagen mit Heissgasabtauung und mit Prozessumkehr ausgerüstet und messtechnisch erfasst.

⁴ FAWA = Projekt „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen“ [6]

5.2 Durchführung der Feldmessungen

Die Messungen wurden teilweise im Winter 01/02 und die restlichen Messungen im Winter 03/04 durchgeführt. Die Messungen konnten aus Rücksicht auf die Anlagenbesitzer nicht bei allen Anlagen gleich lang erfolgen. Es wurde jedoch darauf geachtet, dass die minimale Messdauer nicht kürzer als 4 Wochen war. Teilweise waren die Messperioden aufgrund der nicht voraussehbaren Witterungsverhältnisse nicht optimal, da während der Messperioden nicht immer auch tiefe Aussentemperaturen registriert werden konnten.

Für die Erfassung des Abtaubetriebs war die Kenntnis der Betriebsabläufe, resp. das Steuerungskonzept der betreffenden Anlagen wichtig. Es war nicht einfach, für die vorgesehenen Anlagen, die notwendigen Informationen zu erhalten. Teilweise waren die regeltechnischen Details zu wenig bekannt oder unterlagen dem Betriebsgeheimnis der Hersteller.

5.3 Analyse der Betriebs- und Abtauzeiten

Die einzelnen Messungen streuen teilweise sehr stark, es wurden deshalb für die Auswertungen die Tagesmittelwerte bestimmt. Damit werden die Streuwerte bedeutend gedämpft. Die Charakteristik des Abtauverhaltens korreliert bei den Heissgasabtauungen weniger gut als bei den Prozessumkehrabtauungen.

Im Rahmen des verfügbaren Platzes kann hier nur je eine Anlage detaillierter vorgestellt werden. Die gesamten Auswertungen werden im Bericht „Abtauen 3“ publiziert.

Wärmepumpen mit Heissgasabtauung

Bei den Wärmepumpen mit Heissgasabtauung wurde bei je zwei Anlagen ein ähnliches Verhalten festgestellt. Die beiden Maschinen mit optimaler Abtauung liegen zwischen ca. 4-9 % Abtauzeitanteil bezüglich der Gesamtbetriebszeit und die beiden schlechteren Geräte haben Anteile, die bis auf ca. 23-24 % ansteigen. Es fällt ebenso auf, dass die Abtauung nicht wie angenommen über ca. 8 [°C] nicht mehr aktiv ist, sondern bis 10 [°C] und bei einer Anlage bis über 15 [°C] immer noch läuft. Es ist schwerlich anzunehmen, dass bei diesen Anlagen über 10 [°C] die Verdampferflächen immer noch Eis ansetzen.

Die Auswertung der Stillstandszeiten pro Zyklusdauer ist insofern interessant, als der Einfluss der direkten Naturabtauung gezeigt werden kann. Für die Wirkung der Naturabtauung (gemäss Kap. 4, Bild 9 beginnt das Abtropfen erst nach etwa 40 [min]) sind die Stillstandszeiten über ca. 40 [min] Dauer interessant. Aus der Abb. 12 ist für diese ausgewertete Anlage feststellbar, dass die meisten Abtauvorgänge genügend lange dauern, um vom Einfluss der Naturabtauung profitieren zu können.

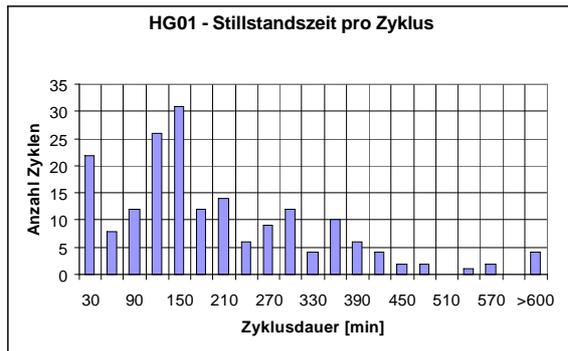


Bild 12: Häufigkeitsverteilung der Stillstandszeiten pro Zyklus mit Heissgasabtauung (Beispiel)

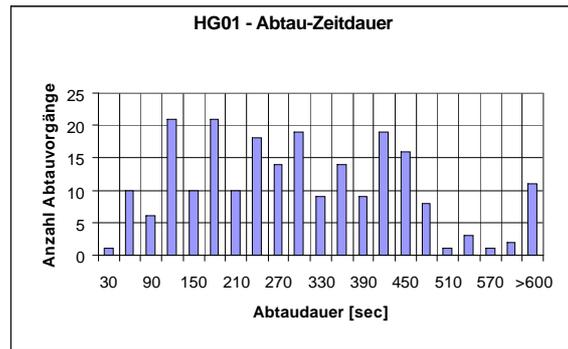


Bild 13: Verteilung der Abtauzeit bei der gleichen Anlage mit Heissgasabtauung (Beispiel)

Bild 13 zeigt die Verteilung der Abtauzeiten. Es ist keine eindeutige Charakteristik festzustellen. Die Anzahl der Abtauungen verteilt sich in diesem Beispiel über das ganze Spektrum der Abtauzeit von 60 bis ca. 600 [sec].

Sofern die Naturabtauung bei der ausgewerteten Wärmepumpenanlage entsprechend den bei den Labormessungen festgestellten Wirkungen beeinflusst würde, müssten die Abtauzeiten mit zunehmender Stillstandszeit abnehmen. Dies ist jedoch in der nächsten Grafik (Bild 14) nicht feststellbar.

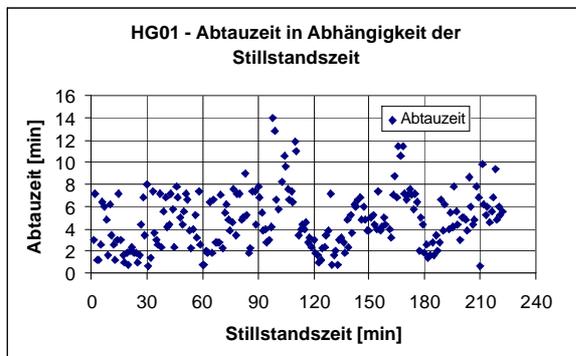


Bild 14: Abtauzeiten vs. Stillstandszeiten bei der gleichen Anlage mit Heissgasabtauung

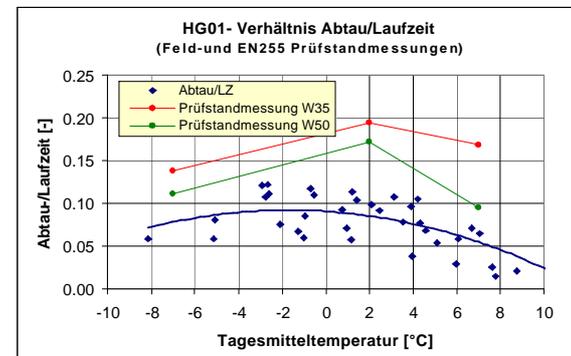


Bild 15: Vergleich des Verhältnisses der Abtau- zur Gesamtlaufzeit des Kompressors für Feld- und WPZ-Messungen

Die Verhältniszahl *Abtau- zur Gesamtlaufzeit des Kompressors* wurde bei allen vier Anlagen mit Heissgasabtauung ermittelt. Die hier gezeigte Anlage konnte zudem mit den Messwerten der WPZ-Prüfung verglichen werden. Dabei kann festgestellt werden, dass das Abtauverhalten im Feld um einiges günstiger ist als es bei den WPZ-Prüfungen (nach EN255) ermittelt worden ist. Diese Situation wurde eigentlich erwartet, da im Prüfablauf beim WPZ-Prüfverfahren keine Stillstandszeiten vorgesehen sind und höhere rel. Feuchten auftreten.

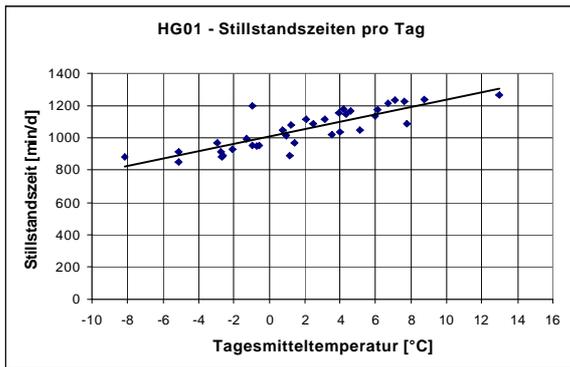


Bild 16: Stillstandszeiten pro Tag vs. der Umgebungstemperatur zeigen eine deutliche Korrelation (stark überdimensionierte Anlage)

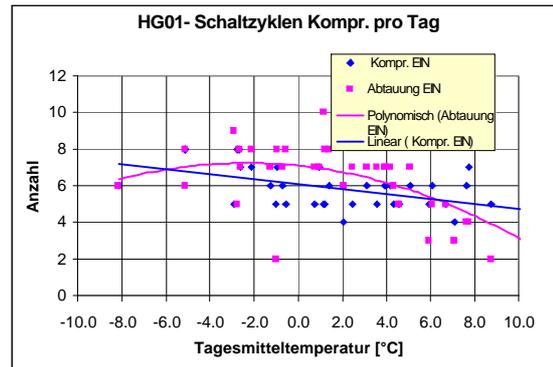


Bild 17: Die Anzahl der Einschaltungen sind sowohl bei der Kompressorlaufzeit wie auch bei den Abtauvorgängen ähnlich

Die Stillstandszeiten pro Tag (24 [h]) sind einerseits ein Hinweis für die Dimensionierung der Leistung einer Wärmepumpe und spielen andererseits auch für den Einfluss der Naturabtauung eine Rolle. Die Anzahl der Schaltzyklen pro Tag gemäss Bild 17 insbesondere die Häufigkeit der Abtausignale ist im Verhältnis zu den Schaltimpulsen der Laufzeit ungewöhnlich hoch, wobei dies von mehreren Punkten abhängen kann, wie Regulierung, etc.

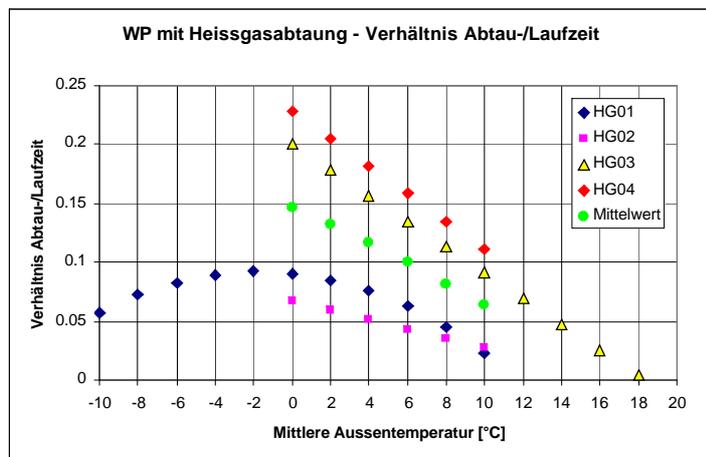


Bild 18: Vergleich aller vier ausgewerteten WP-Anlagen mit Heissgasabtauung

Die Erkenntnisse aus diesen Auswertungen sind relativ klar. Im Abtausteuernkonzept ist offenbar noch ein Verbesserungspotenzial enthalten, wie Bild 18 deutlich zeigt. Beispielsweise sollte die Abtauung bei höheren Umgebungstemperaturen über etwa 10 [°C] nicht mehr aktiv sein.

Der Energieverbrauch für die Heissgasabtauung ist etwa proportional zum Verhältnis von Abtau-/Laufzeit. Die elektrische Leistungsaufnahme während der Abtauung beträgt etwa 80 % derjenigen im Heizbetrieb. Wenn man das Laufzeitverhältnis mit dem Faktor 0.8 multipliziert, erhält man in etwa das Energieverhältnis Abtau-/Heizbetrieb.

Wärmepumpen mit Prozessumkehrabtauung

Es wurden ebenfalls an vier Wärmepumpenanlagen mit Prozessumkehr Feldmessungen durchgeführt. Es fällt hier auf, dass bei diesen Maschinen nur eine der vier Anlagen einen fast doppelt so hohen Abtauanteil hat. Die anderen drei Anlagen liegen in einem Bereich von 3-5 % Abtau-/Kompressorlaufzeit.

Für die Auswertung der Naturabtauung (gemäss Kap. 4, Bild 9) sind die Stillstandszeiten pro Zyklusdauer über ca. 40 [min] interessant. Aus der Bild 19 ist für diese ausgewertete Anlage feststellbar, dass die meisten Abtauvorgänge genügend lange dauern, um vom Einfluss der Naturabtauung profitieren zu können.

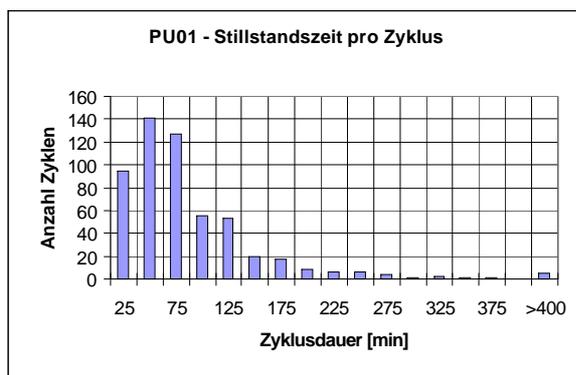


Bild 19: Häufigkeitsverteilung der Stillstandszeiten pro Zyklus mit Prozessumkehrabtauung (Beispiel)

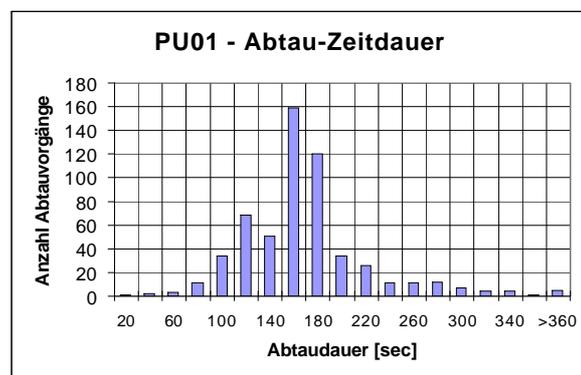


Bild 20: Verteilung der Abtaudauer bei der gleichen Anlage mit Prozessumkehrabtauung (Beispiel)

Das zweite Bild (Bild 20) zeigt die Verteilung der Abtauzeiten. Die meisten Abtauungen haben eine Abtaudauer von 100 bis ca. 200 [sec] und sind durchschnittlich viel kürzer als bei der Heissgasabtauung.

Auch bei der Prozessumkehrabtauung kann kein Zusammenhang zwischen der Abtau- und der Stillstandszeit erkannt werden (Bild 21). Es wird angenommen, dass die Regelung und Steuerung der Abtauung auch hier einen übergeordneten Einfluss hat, so dass die Naturabtauung keine Wirkung zeigt.

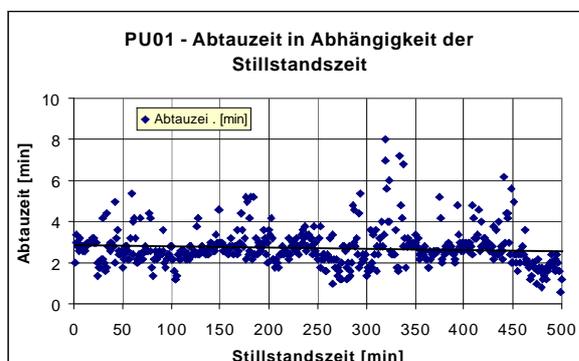


Bild 21: Abtauzeiten vs. Stillstandszeiten bei der gleichen Anlage

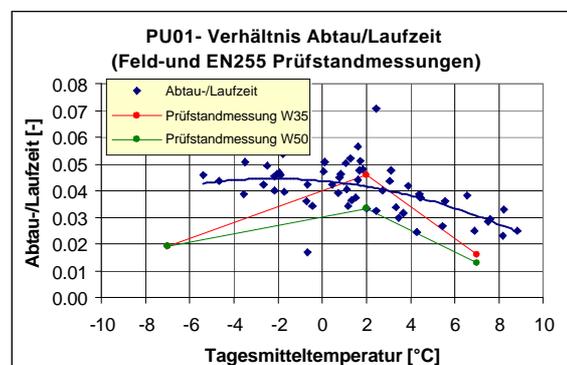


Bild 22: Vergleich des Verhältnisses der Abtau- zur Gesamtlaufzeit des Kompressors für Feld- und WPZ-Messungen

Die Verhältniszahl *Abtau-* zur *Gesamtlaufzeit des Kompressors* wurde bei allen Anlagen mit Prozessumkehrabtauung ermittelt. Beim Vergleich mit den WPZ-Messungen kann festgestellt werden, dass dieses Verhältnis im Feld ein ähnliches Verhalten zeigt.

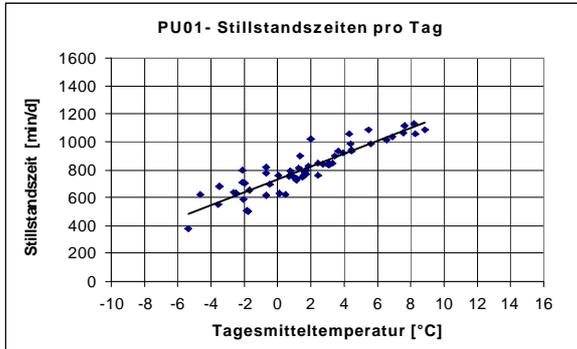


Bild 23: Stillstandszeiten pro Tag vs. Umgebungstemperatur zeigen eine deutliche Korrelation

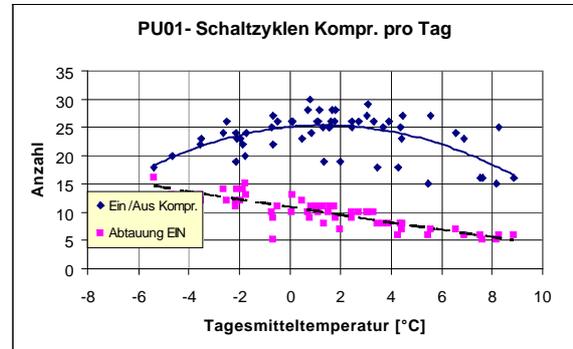
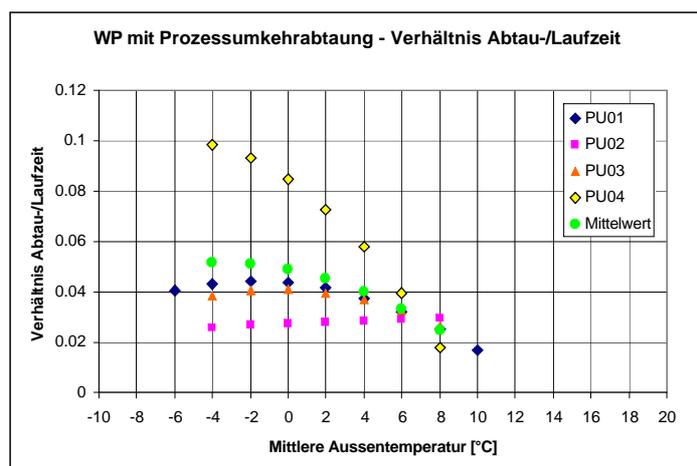


Bild 24: Die Anzahl der Einschaltungen Kompressor wie auch der Abtauungsvorgänge sind bei diesem Beispiel in normalen Bereichen

Die Stillstandszeiten pro Tag (24 [h]) sind einerseits ein Hinweis für die Dimensionierung der Leistung einer Wärmepumpe und spielen andererseits auch für den Einfluss der Naturabtauung eine Rolle.

Für die Anlagen mit Prozessumkehrabtauung sind die Erkenntnisse aus diesen Auswertungen grundsätzlich positiver. Bei der Anlage PU04 (Bild 25) besteht noch ein Verbesserungspotenzial. Die relativ langen Abtauzeiten dieser Anlage könnten aber auch auf eine zu kleine Abtauleistung zurückzuführen sein. Es muss bei dieser Anlage bezüglich der Abtausteuerung ein starker Einfluss der Umgebungstemperatur einwirken, da der Anteil der Abtauung mit sinkender Umgebungstemperatur stark ansteigt.

Bild 25: Vergleich aller vier ausgewerteten WP-Anlagen mit Prozessumkehrabtauung



6. Resumé

Diese Untersuchungen zeigen, dass doch bei den Abtausystemen einiges an energetischen Verbesserungspotenzial vorhanden ist. Diese Verbesserungen können mit bescheidenem technischem Aufwand und Kosten realisiert werden.

Wenn alle in dieser Untersuchung erwähnten Möglichkeiten, wie Ventilatoreinsatz über der Frostgrenze und die Hochhaltung des Druckniveaus bei Heissgasabtauung sowie eine optimale Abtausteuering (nur im Bereich der Umgebungstemperaturen wirksam, wo Frostansatz geschieht) und die Ausnutzung der Naturabtauung gleichzeitig wirken, wird das Optimierungspotenzial deutlich höher und kann nach unseren Schätzungen eine Energie-Einsparung von 6 – 10 % pro Heizsaison bringen.

Quellen

- [1] Hubacher Beat, Ehrbar Max; Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Analyse gängiger Abtauverfahren, 2000; Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern
- [2] Bertsch Stefan, Hubacher Peter, Ehrbar Max; Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase2: Bewertung der Abtauprozesse, 2002, Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern
- [3] Hubacher Peter, Bernal Carlos, Ehrbar Max, Schwendener Stefan; Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern. Phase 3: Technische Umsetzung, Labor- und Feldversuche. Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern, (erscheint im Sommer 2005)
- [4] Ehrbar Max; Dieselmotor-Wärmepumpe im Oberstufenschulhaus Sargans, Energetische Messungen, 1981, Amt für Wasser- und Energiewirtschaft des Kantons St. Gallen
- [5] H.R. Gabathuler, H. Mayer, J. Cizmar, E. Zahnd, M. Roschi, D. Trüssel; Messungen an Retrofit-Wärmepumpen, Schlussbericht, 2002; Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern
- [6] Erb Markus, Hubacher Peter, Ehrbar Max; Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, 1996-2003, Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern

Oskar Wanner, Dr. Dipl. Ing. ETH
Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Eidgenössische Anstalt für Wasserversorgung,
Abwasserreinigung und Gewässerschutz (Eawag)
Überlandstrasse 133
CH-8600 Dübendorf
wanner@eawag.ch
www.eawag.ch

Wärme aus Abwasserkanälen als Energiequelle

Zusammenfassung

Abwasser enthält grosse Wärmemengen, die mittels Wärmetauschern und Wärmepumpen genutzt werden können. Wird die Wärme aus der Kanalisation vor einer Kläranlage entnommen, wird deren Zulauf­temperatur abgekühlt. Das Ausmass der Abkühlung ist bestimmt durch den Umfang der Wärmeentnahme, durch den Wärmeaustausch im Kanalisationsrohr zwischen Abwasser und Umgebung, und allenfalls durch den Zusammenfluss mit andern Abwasserströmen. Da die Reinigungsleistung der Kläranlage temperaturabhängig ist, ist der Spielraum für die Abwasserabkühlung gegeben durch die Dimensionierungsreserve der Kläranlage und die Vorgaben der Gewässerschutzverordnung. Es ist empfehlenswert, diese Vorgaben und die jeweiligen Gegebenheiten in der Kanalisation und der Kläranlage schon frühzeitig in die Planung einer Anlage zur Wärmeentnahme einzubeziehen.

Abstract

Wastewater contains large amounts of heat energy, which can be recovered by means of heat exchangers and heat pumps. By heat recovery from the sewer upstream of a waste water treatment plant, the influent temperature of the latter is reduced. The reduction is determined by the amount of heat recovered, by the exchange of heat between waste water and the sewer environment and by a potential confluence with other waste streams. Since the efficiency of the treatment plant depends on the waste water temperature, its reserve capacity and the required effluent quality standards determine to what extent the waste water temperature may be reduced. It is recommended that the specific properties of the treatment plant and the sewer system are considered as early as possible when planning a heat recovery facility.

Einleitung

Abwasser aus Haushalten und Industriebetrieben wird mit teilweise recht hohen Temperaturen in die Kanalisation abgegeben. Abwasser stellt deshalb eine interessante, ständig verfügbare Energiequelle dar. Sie wird in der Schweiz auch bereits an mehr als 50 Standorten mittels Wärmepumpe und in den Abwasserstrom eingebauten Wärmetauschern genutzt. Über Anlagen zur Wärmenutzung aus Abwasser ist bereits an einer früheren UAW-Tagung berichtet worden [1] und es existiert auch ein Ratgeber [2] und ein Leitfaden [3] über das Vorgehen bei der Erstellung solcher Anlagen. Im Beitrag hier werden Ergebnisse präsentiert, die in einem vom Bundesamt für Energie (BFE) finanzierten Forschungsprojekt „Wärmerückgewinnung aus Abwassersystemen“ erarbeitet worden sind. In diesem Projekt wurden Probleme wie „Leistungseinbusse der Wärmetauscher infolge Verschmutzung“, „Temperaturhaushalt in der Kanalisation“ und „Auswirkungen der Wärmeentnahme auf nachgeschaltete Kläranlagen“ untersucht. Die erarbeiteten Ergebnisse sind in verschiedenen Publikationen veröffentlicht worden [4,5,6].

Im Beitrag hier geht es vor allem um die Frage, welche Energiemengen aus dem Abwasser in der Kanalisation zurückgewonnen werden können. Im Weiteren geht es um die Veränderung der Abwassertemperatur in der Kanalisation, die zwischen dem Wärmetauscher und der Kläranlage erfolgt. Schliesslich werden die Bedeutung der Abwassertemperatur für die Prozesse in der Kläranlage erläutert und die Auswirkungen untersucht, welche die Wärmeentnahme vor einer Kläranlage auf deren Betrieb haben kann. Der rote Faden des Beitrags ist die Abwassertemperatur und ihre Veränderung vom Wärmetauscher in der Kanalisation, auf dem Fliessweg im Kanalisationsrohr, beim Zusammenfluss verschiedene Abwasserströme bis hin zur Kläranlage.

Potenzial der Wärmequelle Abwasser

Die Veränderung der Abwassertemperatur infolge der Wärmeentnahme durch den Wärmetauscher in der Kanalisation wird durch die Formel beschrieben

$$\Delta T_w = \frac{\dot{Q}_e}{c_w \rho_w \dot{V}_w} \quad (1)$$

wo ΔT_w die Differenz der Abwassertemperaturen vor und nach dem Wärmetauscher, \dot{Q}_e die pro Zeiteinheit entnommene Wärmemenge, c_w die spezifische Wärmekapazität von Wasser, ρ_w die Dichte von Wasser und \dot{V}_w der Volumenstrom des Abwassers ist. Die spezifische Wärmekapazität hat den Wert $c_w = 4,2 \text{ kWs/kg/}^\circ\text{C}$ bei $15 \text{ }^\circ\text{C}$. Sie ändert sich mit der Temperatur von $0 \text{ }^\circ\text{C}$ bis $20 \text{ }^\circ\text{C}$ um weniger als 1 %, und wir können sie deshalb hier als Konstante ansehen. Dasselbe gilt für die Abwasserdichte, die wir als $\rho_w = 1 \text{ kg/L}$ angenommen haben. Die Temperaturabnahme des Abwassers ist demnach allein durch die beiden veränderlichen Grössen „entnommene Wärmemenge“ und „Abwasservolumenstrom“ bestimmt. Die Formel (1) sagt aus, dass die Temperaturabnahme umso grösser ist, je grösser die entnommene Wärmemenge ist, und dass die Temperaturabnahme umso kleiner ist, je grösser der Volumenstrom ist. In welcher Grössenordnung die Temperaturabnahme des Abwassers in der Praxis liegt, lässt sich am Besten anhand von Zahlenbeispielen erläutern:

Beispiel 1: Für einen kleinen Abwasservolumenstrom von 70 L/s und eine pro Zeiteinheit entnommene kleine Wärmemenge von 300 kW resultiert gemäss Formel (1) eine Abnahme der Abwassertemperatur von 1,0 °C.

Beispiel 2: Für einen sehr grossen Abwasservolumenstrom, nämlich dem mittleren Zufluss der Kläranlage der Stadt Zürich, von 2000 L/s und für eine pro Zeiteinheit entnommene grosse Wärmemenge von 8400 kW resultiert gemäss Formel (1) ebenfalls eine Abnahme der Abwassertemperatur von 1,0 °C.

Die Beispiele sind so gewählt, dass die Abkühlung des Abwassers sowohl für die kleine wie auch für die grosse Anlage in der Grössenordnung von 1 °C liegt. Es existieren Vorgaben dafür, um wie viel das Abwasser abgekühlt werden kann [3]. Wie noch zu erläutern sein wird, gibt es auch Bedenken wegen der Abwasserabkühlung von Seiten der Kläranlagenbetreiber, die es vorziehen, dass die Wärmetauscher im Kläranlagenablauf installiert werden. Wärmetauscher in der Kanalisation haben gegenüber Wärmetauschern im Kläranlagenablauf aber den Vorteil höherer Abwassertemperaturen und meistens der grösseren Nähe zu den Abnehmern.

Ist die zulässige Abkühlung vorgegeben und die Grösse des Abwasservolumenstroms bekannt, kann die Wärmemenge bestimmt werden, die dem Abwasser theoretisch entnommen werden kann. Dazu wird Formel (1) nach der entnommenen Wärmemenge \dot{Q}_e aufgelöst und die gegebenen Grössen für die Abkühlung ΔT_w und den Volumenstrom \dot{V}_w des Abwassers auf der rechten Seite der Formel eingesetzt.

Zusammenfluss verschiedener Abwasserströme

Wenn verschiedene Abwasserströme in der Kanalisation zusammenfliessen, ist die nach dem Zusammenfluss resultierende Abwassertemperatur T_{Res} durch die Grösse der Volumenströme \dot{V}_i und die Temperaturen T_i in den Teilströmen bestimmt. Rechnerisch gilt für diesen Zusammenhang:

$$T_{Res} = \frac{\sum_i (\dot{V}_i T_i)}{\sum_i \dot{V}_i} \quad (2)$$

Beispiel 3: Im Bild 1 wird für den Zusammenfluss dreier Teilströme mit verschiedenen Temperaturen und verschieden grossen Volumenströmen mit Formel (2) die nach dem Zusammenfluss resultierende Abwassertemperatur T_{Res} berechnet, die hier 12,3 °C beträgt.

$$\dot{V}_{\text{Res}} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3$$

$$T_{\text{Res}} = \frac{T_1 \cdot \dot{V}_1 + T_2 \cdot \dot{V}_2 + T_3 \cdot \dot{V}_3}{\dot{V}_{\text{Res}}}$$

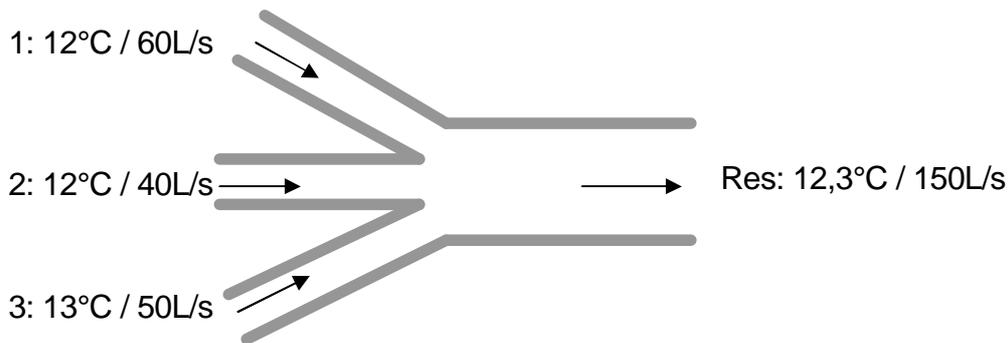


Bild 1: Veränderung der Abwassertemperatur in der Kanalisation beim Zusammenfluss von Teilströmen mit verschiedenen Temperaturen T_i und verschieden grossen Volumenströmen \dot{V}_i

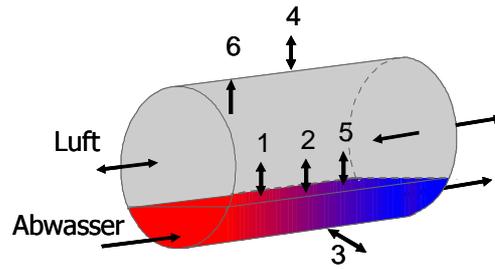
Wenn nun im Teilstrom 2 durch Wärmeentnahme die Abwassertemperatur von 12 °C auf 11,5 °C abgesenkt wird, ist die nach dem Zusammenfluss resultierende Abwassertemperatur $T_{\text{Res}} = 12,2$ °C. Die nach dem Zusammenfluss resultierende Abwassertemperatur T_{Res} mit Wärmeentnahme ist also nur um 0,1 °C tiefer als ohne Wärmeentnahme. Durch das Zusammenfliessen mit anderen Teilströmen wird die Temperaturabnahme von 0,5 °C im Teilstrom mit Wärmeentnahme zum Teil wieder kompensiert.

Die Formeln (1) und (2) beschreiben die Veränderung der Abwassertemperatur lokal, am Wärmetauscher und beim Zusammenfluss von Abwasserteilströmen. Die Abwassertemperatur verändert sich aber auch über die Länge eines Kanalisationsrohrs hinweg. Diese Veränderung ist vom Wärmehaushalt im Kanalisationsrohr bestimmt.

Wärmehaushalt im Kanalisationsrohr

Um die Veränderung der Abwassertemperatur im Kanalisationsrohr zahlenmässig abschätzen zu können, wurde ein mathematisches Modell des Wärmehaushalts in der Kanalisation erarbeitet [4]. In diesem Modell sind die für den Wärmehaushalt wichtigsten Prozesse berücksichtigt worden (Bild 2), die den Austausch von Wärme zwischen Abwasser und Umgebung beschreiben. Es sind dies der Wärmeübergang und die Verdunstung an der Wasseroberfläche, der Wärmedurchgang durch die Rohrwand und die Kondensation an der Rohrwand.

Bild 2: Die für den Wärmehaushalt im Kanalisationsrohr wichtigsten Austauschprozesse zwischen Abwasser und Umgebung



Prozesse:

- 1 Wärmeübergang
- 2 Verdunstungswärme
- 3,4 Wärmedurchgang durch Rohrwand
- 5 Verdunstung
- 6 Kondensation

In diesem Modell gibt es 3 veränderliche Grössen: Die Temperatur des Abwassers, die Temperatur der Luft in der Kanalisation und die relative Feuchtigkeit der Luft in der Kanalisation. Für diese Grössen können mit dem Modell die zeitliche und die örtliche Veränderung über den Längsverlauf eines Kanalisationsrohrs berechnet werden.

In das Modell gehen 20 Parameter ein, welche die baulichen, hydraulischen, stofflichen und meteorologischen Gegebenheiten charakterisieren. Durch die grosse Zahl von Parametern wird das Modell sehr komplex. Die Ergebnisse der Modellrechnungen sind stark von den jeweiligen Gegebenheiten abhängig. Trotzdem lassen sich aufgrund des Modells einige allgemeingültige Aussagen machen. Mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse wurde identifiziert, welche die wichtigsten Einflussgrössen für die Veränderung der Abwassertemperatur im Kanalisationsrohr sind. In der Folge wurde eine Reihe von Modellrechnungen durchgeführt, bei denen die wichtigen Einflussgrössen variiert wurden. Für die weniger wichtigen Grössen wurden dabei mittlere Werte eingesetzt. Es können hier nur einige ausgewählte Ergebnisse dieser Modellrechnungen gezeigt werden. Für die weiteren Ergebnisse, sowie die im Modell verwendeten mathematischen Gleichungen, muss auf die eingangs bereits erwähnte Publikation verwiesen werden [4].

Bild 3 zeigt die Änderung der Abwassertemperatur in einem Kanalisationsrohr in Abhängigkeit von der Abwassertemperatur nach dem Wärmetauscher und für verschiedene Rohrlängen. Je grösser die Abwassertemperatur und die Rohrlänge sind, desto grösser ist auch die Temperaturabnahme auf der Fliessstrecke. Die maximale Änderung der Abwassertemperatur über die Länge des Kanalisationsrohrs hinweg, liegt in der Grössenordnung von 1 °C. Gemäss Modellrechnung ist diese Änderung bei einer Rohrlänge von 10 km und einer Anfangstemperatur des Abwassers von 20 °C zu erwarten. Für kleine Abwassertemperaturen, findet keine Abnahme statt. Wenn die Temperatur des Abwassers durch die Wärmeentnahme unter die Temperatur des umgebenden Erdreichs abgesenkt wird, findet eine Erwärmung des Abwassers statt, was in der Praxis unter Umständen ausgenutzt werden kann. Die Temperatur des Erdreichs liegt im Winter bei etwa 8 bis 10 °C.

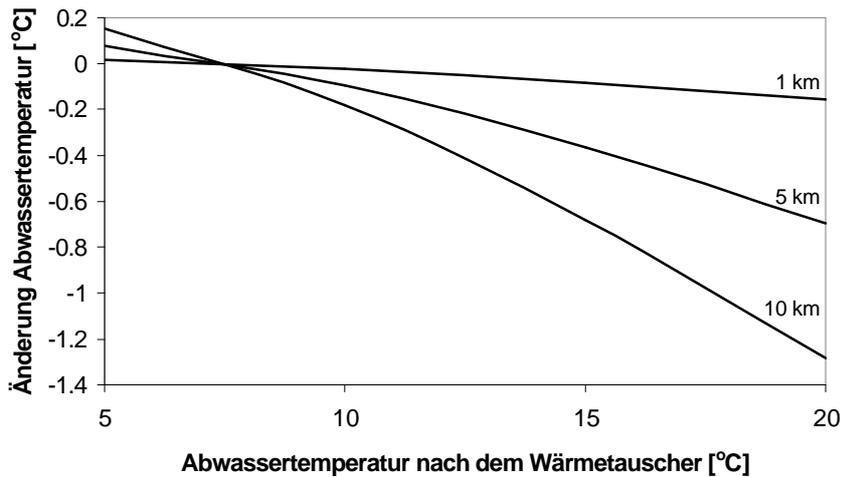


Bild 3: Mit dem Modell berechnete Änderung der Abwassertemperatur in Abhängigkeit von der Abwassertemperatur nach dem Wärmetauscher für verschiedene Kanalisationsrohr-längen

In Bild 4 ist die Änderung der Abwassertemperatur im Kanalisationsrohr in Abhängigkeit von der Grösse des Volumenstroms des Abwassers dargestellt. Für grosse Volumenströme ist die Änderung der Abwassertemperatur sehr gering. Für kleine Volumenströme von 80 L/s liegt sie zwischen 0 °C und 1 °C. Für noch kleinere Volumenströme wäre die Änderung grösser, aber nur für sehr lange Kanalisationsrohre.

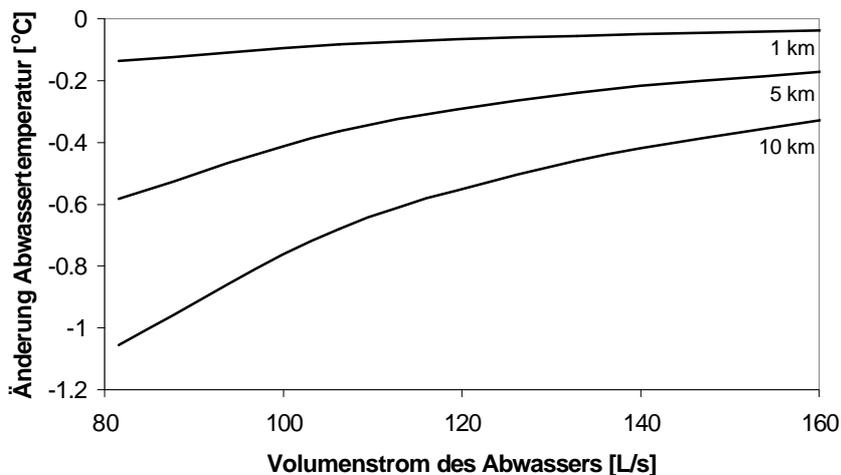


Bild 4: Mit dem Modell berechnete Änderung der Abwassertemperatur in Abhängigkeit vom Volumenstrom des Abwassers für verschiedene Kanalisationsrohr-längen

Die hier gezeigten Ergebnisse wurden mit einem Satz von mittleren Modellparameterwerten und für eine Trockenwettersituation im Winter berechnet [4]. Für andere Gegebenheiten kann sich die Abwassertemperatur in der Kanalisation mehr oder auch weniger stark ändern. Die Modellrechnungen haben uns aber gezeigt, dass es sich auf jeden Fall lohnen dürfte, die jeweiligen Gegebenheiten in der Kanalisation und in einer nachgeschalteten Kläranlage vor dem Einbau eines Wärmetauschers näher anzuschauen. Wie sich diese Gegebenheiten zahlenmässig auf die Abwassertemperatur auswirken, hängt weitgehend von der jeweiligen Grösse der Anteile an Fremdwasser, kommunalem und industriellem Abwasser ab.

Bedeutung der Abwassertemperatur für die Kläranlage

In der Kläranlage erfolgt die Abwasserreinigung durch physikalische, chemische und biologische Prozesse. Die biologischen Prozesse sind wichtig für den Abbau von organischen Inhaltsstoffen, wie Kohlenstoff- und Stickstoffverbindungen aus kommunalem Abwasser. Die Stickstoffverbindungen liegen vor allem in der Form von Ammonium vor, das von nitrifizierenden Mikroorganismen, den sog. Nitrifikanten, abgebaut wird.

Im Bild 5A ist ein Tagesgang gemessener Ammoniumkonzentrationen im Zulauf und Ablauf der Kläranlage Werdhölzli in Zürich dargestellt. Die Zulaufkonzentration beträgt im Mittel etwa $25 \text{ mgNH}_4\text{-N/L}$. Die Ablaufkonzentration liegt bei etwa $1 \text{ mgNH}_4\text{-N/L}$ und ist damit hier um Einiges tiefer als der von der Gewässerschutzverordnung vorgegebene Grenzwert für das Tagesmittel von $2 \text{ mgNH}_4\text{-N/L}$ [7]. Die Abbauleistung der Nitrifikanten in der Kläranlage ist beträchtlich. Sie ist allerdings stark temperaturabhängig und sinkt mit tiefen Abwassertemperaturen signifikant ab. Wenn die Abwassertemperatur sehr tief ist, können die Nitrifikanten sogar ausgewaschen werden, d.h. sie werden aus der Kläranlage eliminiert.

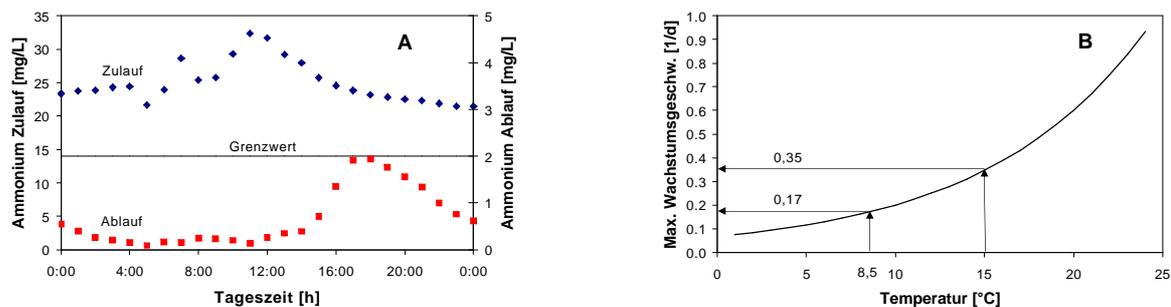


Bild 5: Ammoniumkonzentration im Zulauf und Ablauf der Kläranlage Werdhölzli in Zürich gemessen am 20. März 2003 (A) und maximale spezifische Wachstumsgeschwindigkeit der nitrifizierenden Mikroorganismen in Abhängigkeit von der Temperatur (B). Gemäss Gewässerschutzverordnung beträgt der Grenzwert für das Tagesmittel der Ablaufkonzentration von Ammonium $2 \text{ mgNH}_4\text{-N/L}$ [7]

Das Problem ist, dass Nitrifikanten im Vergleich zu anderen in der Kläranlage vorhandenen Mikroorganismenarten langsam wachsen, und dass ihr Wachstum überdies stark temperaturabhängig ist. Bild 5B zeigt die maximale spezifische Wachstumsgeschwindigkeit der Nitrifikanten in Abhängigkeit von der Temperatur. Bei einer Abnahme der Temperatur von 15 °C auf $8,5 \text{ °C}$ halbiert sich die Wachstumsgeschwindigkeit der Nitrifikanten.

Durch die Wachstumsgeschwindigkeit der Nitrifikanten wird aber deren Konzentration in der Kläranlage bestimmt. Die Konzentration stellt sich ein als Gleichgewicht zwischen Nitrifikantenwachstum einerseits und Nitrifikantenverlust durch Absterben, Schlammabzug und Auswaschen andererseits. Wenn die Wachstumsgeschwindigkeit klein ist, sind auch die Nitrifikantenkonzentration und damit die Nitrifikationsleistung klein. Das hat zur Folge, dass die Ammoniumkonzentration im Ablauf der Kläranlage ansteigt.

Tiefe Abwassertemperaturen können also den Betrieb einer Kläranlage beeinträchtigen. Es stellt sich demnach die Frage, wie viel Wärme dem Abwasser in der Kanalisation entzogen werden darf. Um diese Frage zu klären, wurde der Zusammenhang zwischen der Abwas-

sertemperatur und der Reinigungsleistung einer Belebtschlammanlage mittels mathematischen Modellen und Simulationsrechnungen untersucht [5]. Aus den Ergebnissen wurde ein Nomogramm entwickelt, mit dem der Zusammenhang zwischen Abwassertemperatur und Nitrifikationsleistung der Kläranlage aufgezeigt werden kann (Bild 6).

Aus dem Diagramm 1 im Bild 6 kann der Zusammenhang zwischen der Abwassertemperatur T_W und wichtigen Betriebsparametern wie dem Sicherheitsfaktor der Nitrifikation gegen Auswaschen der Nitrifikanten und gegen Überschreiten der Ammoniumkonzentration im Kläranlagenablauf, SF_{Nit} , und dem aerobem Schlammalter SA_{aer} herausgelesen werden. Das Schlammalter ist ein Anlagenspezifischer Parameter, der vom Beckenvolumen, vom Durchfluss und von der Mikroorganismenkonzentration abhängt. Wenn die Anlage auch denitrifiziert, d.h. unter anoxischen Bedingungen Nitrat in molekularen Stickstoff umwandelt, kann aus dem Diagramm 2 für ein gegebenes totales Schlammalter, SA_{tot} , das Verhältnis von anoxischem zu totalem Schlammalter, SA_{ano}/SA_{tot} , bestimmt werden. Dem Diagramm 3 schliesslich kann für verschiedene Verhältnisse von chemischem Sauerstoffbedarf (CSB) zu Stickstoff im Abwasser die totale Stickstoffeliminationsleistung der Kläranlage, η_{tot} , entnommen werden.

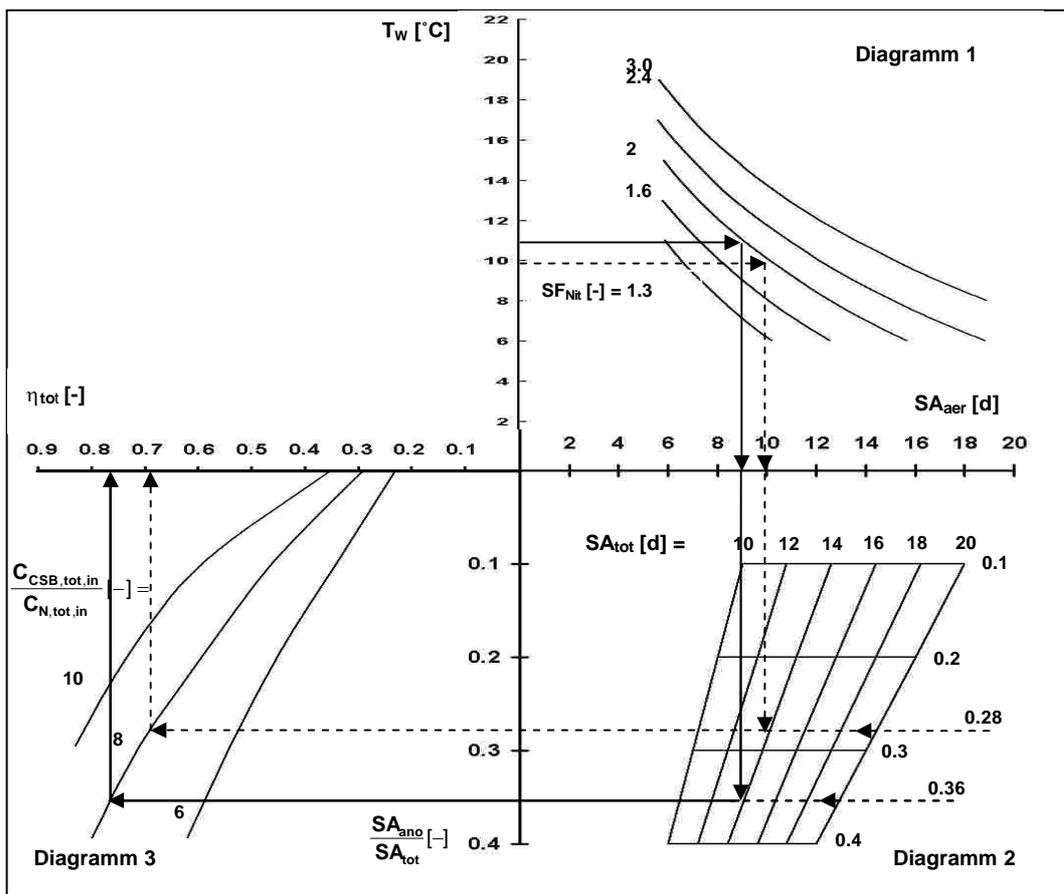


Bild 6: Zusammenhang zwischen der Abnahme der Abwassertemperatur T_W , dem aeroben und anoxischen Schlammalter, SA_{aer} und SA_{ano} , und dem totalen Wirkungsgrad der Stickstoffeliminierung, η_{tot} , für verschiedene Werte des Sicherheitsfaktors SF_{Nit} , des totalen Schlammalters SA_{tot} und der Verhältnisse von totalem chemischen Sauerstoffbedarf zu totaler Stickstoffkonzentration im ARA-Zulauf, $C_{CSB,tot,in}/C_{N,tot,in}$

Diese Zusammenhänge sollen an einem Zahlenbeispiel erläutert werden.

Beispiel 4 (durchgezogene Pfeile im Bild 6): Damit Nitrifikanten im Winter bei $T_W = 11\text{ °C}$ einwachsen und ein Sicherheitsfaktor $SF_{Nit} = 2$ erreicht wird, ist ein aerobes Schlammalter $SA_{aer} \approx 9\text{ d}$ erforderlich. Wird von einer denitrifizierenden Anlage mit totalem Schlammalter $SA_{tot} = 14\text{ d}$ ausgegangen, ist das erforderliche Verhältnis von anoxischem zu totalem Schlammalter, $SA_{ano}/SA_{tot} = 0,36$, und bei einem Verhältnis von totalem Sauerstoffbedarf zu totalem Stickstoff im Zulauf, $C_{CSB,tot,in}/C_{N,tot,in} = 8$, ist der totale Wirkungsgrad $\eta_{tot} = 0,77$.

Beispiel 5 (gestrichelte Pfeile in Bild 6): Wenn nun wegen einer Wärmeentnahme in der Kanalisation, die Abwassertemperatur T_W nur noch 10 °C und das aerobe Schlammalter SA_{aer} weiterhin 9 Tage beträgt, reduziert sich der Sicherheitsfaktor SF_{Nit} gemäss Diagramm 1 auf 1,8. Wenn die Abwassertemperatur T_W auf 10 °C absinkt und ein Sicherheitsfaktor $SF_{Nit} = 2$ beibehalten werden soll, muss das aerobe Schlammalter SA_{aer} auf 10 Tage erhöht werden, z.B. durch eine Vergrösserung der Belebungsbecken. In denitrifizierenden Kläranlagen kann das aerobe Schlammalter SA_{aer} auch auf Kosten des anoxischen Schlammalters SA_{ano} vergrössert werden, wodurch sich hier das Verhältnis von anoxischem zu totalem Schlammalter, SA_{ano}/SA_{tot} , auf 0,28 vermindert. Damit reduziert sich jedoch der totale Wirkungsgrad η_{tot} um 10 % auf 0,69.

Das Nomogramm von Bild 6 erlaubt eine stationäre Abschätzung des Effekts reduzierter Zulauftemperaturen auf den Betrieb der biologischen Anlagenteile auf der Basis von Tagesmittelwerten. Die Abwassertemperaturen in der Kanalisation weisen aber typischerweise starke periodische Schwankungen auf.

Charakteristiken der Abwassertemperatur in der Kläranlage

Bei Trockenwetter weisen die gemessenen Zulauftemperaturen der Kläranlage Werdhölzli in Zürich typische Tagesschwankungen in der Grössenordnung von 2 °C bis 3 °C auf (Bild 7A). Wegen der Durchmischung und Aufenthaltszeit des Abwassers von rund 12 bis 24 Stunden in der Kläranlage werden diese Schwankungen stark gedämpft. Wie aus dem Bild zu ersehen ist, liegen die Tagesschwankungen der Ablauftemperatur, die für die biologischen Prozesse in der Kläranlage massgebend ist, nur noch in einer Grössenordnung von $0,5\text{ °C}$. Aufgrund interner Prozesse ist die Ablauftemperatur um $0,5\text{ °C}$ bis 1 °C höher als die mittlere Zulauftemperatur.

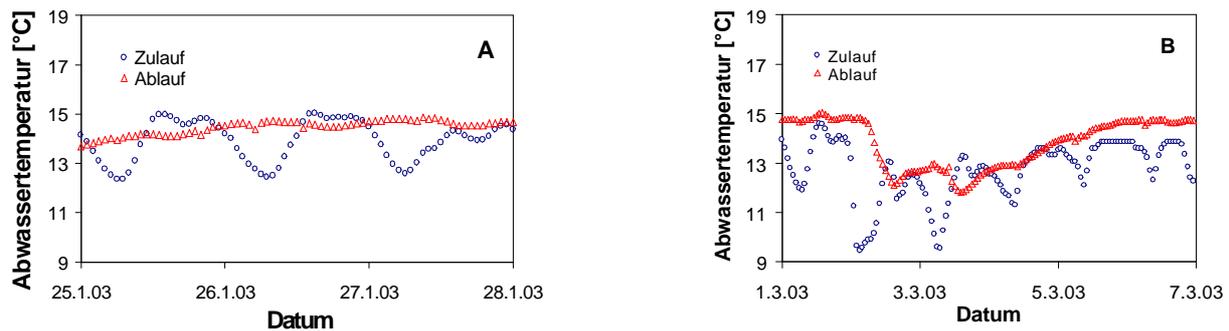


Bild 7: Typische Tagesgänge der Abwassertemperatur im Zulauf und Ablauf der Kläranlage Werdhölzli in Zürich bei Trockenwetter (A) und nach einem Regenereignis am 1. März 2003 (B)

Im Bild 7B ist einer der massivsten, im Winter 2002/03 beobachteten Einbrüche der Zulauftemperatur in der Folge eines Regenereignisses dargestellt. Auch bei Regenwetter ist eine Dämpfung der Temperaturschwankungen zu beobachten - die mittleren Ablauftemperaturen liegen um mehrere °C über den Tiefstwerten der Zulauftemperatur – doch kann hier die Ablauftemperatur für mehrere Tage nachhaltig reduziert sein.

Aufgrund saisonaler Schwankungen variiert die Abwassertemperatur zwischen rund 20 °C in den Sommermonaten und 10 °C bis 15 °C in den kalten Monaten Januar bis März (Bild 8A). Auch hier ist deutlich zu sehen, dass die Ablaufwerte im Allgemeinen über den Werten im Zulauf liegen. Interessant ist, dass die Temperaturen im Herbst, in einer Zeit, die bereits in der Heizperiode liegt, erst sehr spät unter 15 °C absinken. An einigen kalten Tagen fällt die Temperatur bis auf 10 °C ab, und es muss berücksichtigt werden, dass sich diese tiefen Temperaturen auf die Nitrifikation auswirken können.

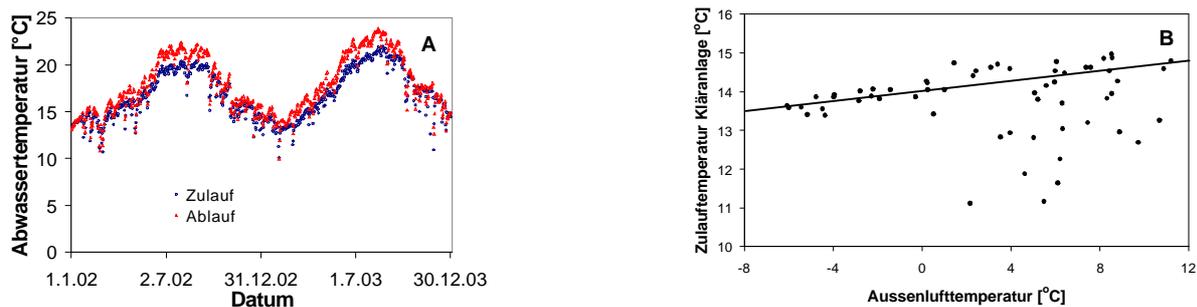


Bild 8: Tagesmittelwerte der Zulauf- und Ablauftemperatur der Kläranlage Werdhölzli in Zürich für die Jahre 2002 und 2003 (A) und der Zulauftemperatur im Januar und Februar 2002 aufgetragen gegen die Aussenlufttemperatur (B)

Das Bild 8B zeigt die gemessenen Tagesmittelwerte der Zulauftemperatur der Kläranlage Werdhölzli in Zürich für Januar und Februar 2002, aufgetragen gegen die Aussenlufttemperatur. Für die tiefsten Aussenlufttemperaturen liegt die Zulauftemperatur im Tagesmittel bei ca. 13,5 °C. Die eingezeichnete flache Gerade charakterisiert Trockenwetterwerte. Für diese Werte entspricht der Veränderung der Aussenlufttemperatur von 17 °C bloss eine Veränderung der Zulauftemperatur der Kläranlage von rund 1 °C. Bei den Punkten in der

rechten unteren Hälfte des Bildes handelt es sich um Daten, für die der Zufluss zur Kläranlage erhöht war. Die tiefsten Werte der Zulauftemperatur in diesen Wintermonaten lagen bei ca. 11 °C. Sie sind primär auf Niederschläge oder Schmelzwasser zurückzuführen.

Der Verlauf der Abwassertemperatur ist also durch periodische tägliche und saisonale Schwankungen, und durch Einzelereignisse wie Starkregen oder Schneeschmelzen geprägt. Bild 8 zeigt, dass die Abnahme der Zulauftemperatur der Kläranlage aufgrund wechselnder meteorologischer Bedingungen unter Umständen viel grösser ist als die Abnahme, die auf eine Wärmeentnahme zurückzuführen ist.

Schlussfolgerungen

Das Abwasser in der Kanalisation stellt eine interessante, ständig verfügbare Wärmequelle dar. Sie kann mittels Wärmetauscher und Wärmepumpe effizient genutzt werden. Das Abwasser wird proportional zur entnommenen Wärmemenge abgekühlt. Zwischen Wärmetauscher und Kläranlage kann sich die Abwassertemperatur nochmals ändern, im Kanalisationsrohr durch Wärmeaustausch mit der Umgebung oder beim Zusammenfluss verschiedener Abwasserströme.

Wird die Wärme vor einer Kläranlage entnommen, kann deren Reinigungsleistung beeinträchtigt werden. In diesem Fall müssen gewisse Limiten bzgl. Abkühlung des Abwassers eingehalten werden. Je grösser die Dimensionierungsreserve einer Kläranlage ist, desto kleiner ist die Gefahr, dass ihre Reinigungsleistung unzulässig beeinträchtigt wird.

Fazit ist, dass Anlagen zur Wärmeentnahme aus der Kanalisation interessant sein können, und dass es sich lohnt bei der Planung solcher Anlagen die jeweiligen Gegebenheiten in der Kanalisation und die Vorgaben von der Kläranlagenseite her frühzeitig einzubeziehen.

Quellen

- [2] B. Kobel: Vergessene Wärmequelle in der Gemeinde: ARA-Abwasser, 9. Tagung des Forschungsprogramms UAW, Bundesamt für Energie, 2002, 51/71.
Download: www.waermepumpe.ch/fe
- [3] E. A. Müller, F. Schmid: Heizen und Kühlen mit Abwasser - Ratgeber für Bauherren und Gemeinden, Bundesamt für Energie, Bern 2005.
Download: www.bundespublikationen.ch
- [3] R. Buri, B. Kobel: Wärmenutzung aus Abwasser - Leitfaden für Inhaber, Betreiber und Planer von Abwasserreinigungsanlagen und Kanalisationen, Bundesamt für Energie, Bern 2004.
Download: www.infrastrukturanlagen.ch
- [4] O. Wanner, V. Panagiotidis, H. Siegrist: Wärmeentnahme aus der Kanalisation – Einfluss auf die Abwassertemperatur, Korrespondenz Abwasser, 51 (2004), 5, 489/495.
- [5] O. Wanner: Auswirkungen der Abwasserabkühlung auf den Kläranlagenbetrieb, Gas Wasser Abwasser, 2005, 2, 111/118.
- [6] O. Wanner: Wärmerückgewinnung aus Abwassersystemen, Schlussbericht, Bundesamt für Energie, Bern 2004.
Download: www.waermepumpe.ch/fe
- [7] Gewässerschutzverordnung vom 28. Okt. 1998, SR 814.201, Bern.

Jürg Schiffmann, Dipl. Mech. Ing. ETH
Assistent / Projektleiter
EPFL – STI – ISE – LENI
CH-1015 Lausanne
jurg.schiffmann@epfl.ch
<http://leniwww.epfl.ch>

Fischer Engineering Solutions AG
CH-3360 Herzogenbuchsee
juerg.schiffmann@fischerag.com
www.fischerag.com

Radialverdichter für Wärmepumpen mit R134a

Zusammenfassung

Verkaufszahlen zeigen, dass Wärmepumpen heute eine weite Akzeptanz erreicht haben. Die FAWA-Studie belegt klar, dass Wärmepumpen-Anlagen zuverlässig und effizient sind. Sie zeigt auch auf, dass sich die Leistungszahlen der getesteten Anlagen in den letzten Jahren kaum verbessert haben. Dies wurde unter anderem zum Anlass genommen, um die technologische Sättigung zu analysieren und um Effizienz steigernde Massnahmen aufzuzeigen: mehrstufige Kreisläufe und effizientere Kompressionsprozesse. Effiziente, ölfreie Verdichter-Technologie verknüpft mit zweistufigen Kreisläufen bilden deshalb klar die Eckpfeiler der nächsten Wärmepumpen Generation. Zukünftig sollten diese höhere Leistungszahlen aufweisen, in ihrer Anwendung flexibler und kleiner sein. Dieser Bericht gibt Einblicke in die Entwicklung eines radialen ölfreien Verdichters für die Anwendung in einer zweistufigen Wärmepumpe.

Résumé

Les chiffres de vente montrent que les pompes à chaleur sont aujourd'hui acceptés comme une réelle alternative pour le chauffage. L'étude FAWA nous a clairement montré que les pompes à chaleur sont fiables et efficaces. Cette même étude nous montre aussi que les rendements des pompes à chaleur n'ont guère évolués pendant les dernières années. Ceci nous a amenés à analyser cette saturation technologique et à proposer des améliorations: des cycles multi-étage et des compresseurs plus efficaces. Pour cela des systèmes de compressions à haut rendement et sans huile, combinés avec des cycles multi-étagés, forment les piliers de la pompe à chaleur de la prochaine génération. Ce rapport donne un aperçu du développement d'un compresseur radial sans huile sur paliers à gaz pour l'application dans une pompe à chaleur bi-étagée.

Einleitung

Verkaufszahlen zeigen ganz klar, dass Wärmepumpen in der Schweiz, und zunehmend auch in den benachbarten europäischen Staaten, immer mehr an Akzeptanz gewinnen. Die FAWA-Studie [1] belegt, dass die Wärmepumpe ein gutes und zuverlässiges Heizsystem darstellt und eine hohe Effizienz aufweist. Die gleiche Studie belegt allerdings auch, dass sich die Leistungszahlen der getesteten Wärmepumpen über die letzten acht Jahre kaum verbessert haben.

Die Leistungszahlen zu verbessern, um die Technologie „Wärmepumpe“ noch attraktiver zu machen, ist unsere Aufgabe. Unsere Aufgabe ist es aber auch, eine realistische Wärmepumpe für hohe Temperaturhübe (Retrofit) zu entwickeln.

Eine detaillierte Exergie-Analyse der gängigen Wärmepumpen-Zyklen durch Zehnder [2] zeigt klar, dass die grossen internen Verluste im Kompressionsprozess entstehen. Dies ist vor allem der Fall, wenn der Kompressor in einem nicht angepassten Druckverhältnis arbeitet. Weitere Verluste entstehen im Kondensator und während dem Expansionsprozess.

Fortgeschrittene thermodynamische Zyklen erlauben es, exergetische Verluste vor allem im Expansionsprozess und im Kondensator zu mindern. Mit einem zweistufigen Zyklus kann die Jahreszahl gegenüber einem konventionellen Kreislauf um mehr als 20 % gesteigert werden. Der Nachteil mehrstufiger Zyklen, die mit konventionellen volumetrischen Kompressoren bestückt sind, ist das Schmieröl: Um sicher zu gehen, dass keiner der Kompressoren trocken läuft und beschädigt wird, muss ein aufwendiges Aggregat installiert werden, das den Ölstand misst und, falls nötig, den Stand zwischen den Kompressoren ausgleicht.

Effiziente, ölfreie Kompressoren-Technologie verknüpft mit zweistufigen Kreisläufen bilden deshalb klar die Eckpfeiler der nächsten Wärmepumpen-Generation. Unser Beitrag ist die Entwicklung eines radialen ölfreien Kompressors für die Anwendung in einer zweistufigen Wärmepumpe.

Die präsentierten Resultate basieren auf der Machbarkeitsstudie [3] sowie auf der Proof of Concept Phase [4], beides Projekte, die vom BFE mitfinanziert wurden. Die Proof of Concept Phase dient der Demonstration der Technologie „Radialverdichter auf Gaslager“ am Beispiel eines einstufigen Konzepts. Der einstufige Verdichter sollte die Spezifikationen der ersten Stufe einer zweistufigen Retrofit-Wärmepumpe treffen.

Auslegung

Wärmepumpenkreislauf

Eine Studie [2] zur Analyse verschiedener zweistufigen Wärmepumpen hat ergeben, dass für eine Anwendung mit Radialkompressoren, ein Zyklus mit zwei Kompressorstufen, zwei Expansionsstufen und mit einem Economiser die vielversprechendste Variante darstellt.

Kältemittel

Die Wahl vom Kältemittel hängt einerseits von ökologischen andererseits auch von thermodynamischen Erwägungen ab. In der Machbarkeitsstudie [2] wurden verschiedene Kältemittel untersucht, wobei R290 (Propan) sowie R134a die geeignetsten waren. R290 hat gegenüber R134a den Nachteil, dass höhere Drehzahlen notwendig sind, um die nötigen Druckverhältnisse zu erreichen. Um die Entwicklungsarbeit und auch das Testen zu erleichtern, wurde entschieden, den ersten Prototypen mit R134 a zu konzipieren. Ein späteres Umstellen auf ein anderes Kältemittel ist mit kleinen Anpassungen möglich.

Simulation und errechnete Leistungszahlen

Das Verhalten einer zweistufigen Wärmepumpe mit Radialverdichter wurde mit einem Matlab-Modell simuliert: Für eine gegebene Aussenluft-Temperatur (d.h. ein gegebenes Druckverhältnis) kann der Radialverdichter mit verschiedenen Geschwindigkeiten drehen. Begrenzt wird der Drehzahlbereich nur durch Choking und Surging. Die Möglichkeit, die Geschwindigkeit zu kontrollieren erlaubt es, den Durchfluss und damit die abgegebene Heizleistung zu modulieren und so näher an die Wärmekurve des Verbrauchers zu kommen.

Interessant ist auch, wie sich die Heizleistung mit der Aussentemperatur entwickelt: am grössten ist sie für tiefe und am kleinsten für hohe Aussenluft-Temperaturen. Dies ist eine Umkehrung der Heizleistungs-Kurve im Vergleich mit konventionellen Wärmepumpen. Bilder 1 und 2 zeigen die berechneten Leistungszahlen und die Heizleistung in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit und der Aussentemperatur.

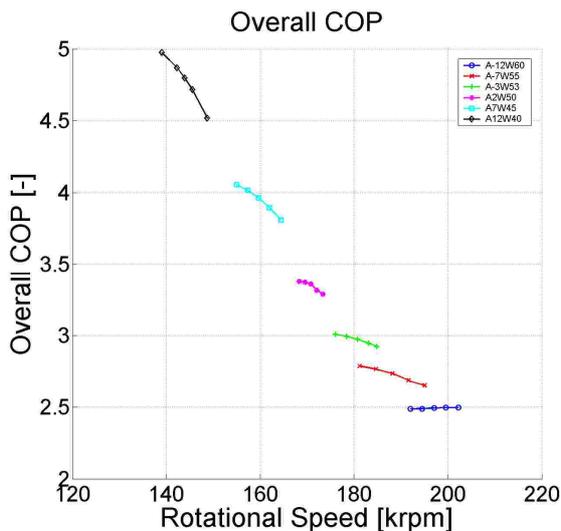


Bild 1: Entwicklung des COP in Abhängigkeit Drehzahl für verschiedene Funktionspunkte

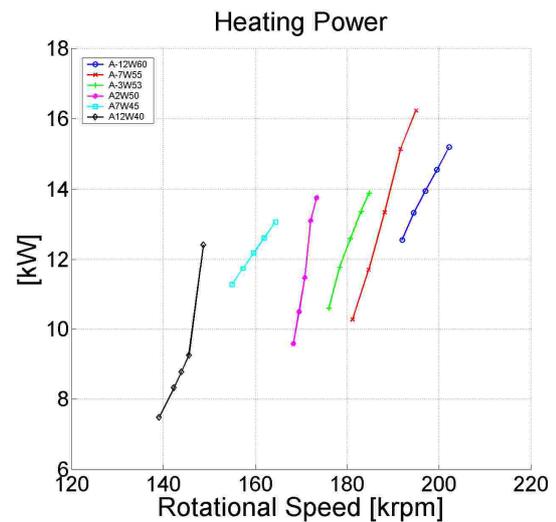


Bild 2: Entwicklung Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl für verschiedene Funktionspunkte

Die gemäss Schiffmann [3] simulierte Jahresarbeitszahl (JAZ) für eine mit Radialverdichtern angetriebene zweistufige Wärmepumpe beträgt 3.5 mit einer nominalen Leistung von 12 kW bei A-12W60. Dies ist eine JAZ-Erhöhung von 20 % gegenüber den auf dem Markt erhältlichen Retrofit-Wärmepumpen.

Konstruktion

Pflichtenheft

Das Pflichtenheft des einstufigen Verdichters basiert auf den Anforderungen an die erste Stufe einer zweistufigen Luft-Wasser-Retrofit-Wärmepumpe mit einer Basisleistung von 12 kW bei einem Betriebspunkt von A-12W60. Die Eckdaten sind in der Tabelle 1 angegeben.

		A-12W60	A-7W55	A2W50	A7W45	A12W40
T_{LUFT}	[°C]	-12	-7	2	7	12
P_{IN}	[bar]	1.4	1.7	2.4	2.9	3.5
T_{IN}	[°C]	-14	-9	0	5	10
Π	[-]	4.2	3.3	2.4	2	1.7
m	[g/s]	53	43	24	16	5

Tabelle 1: Eckdaten der Anforderungen an die erste Stufe einer zweistufigen Luft-Wasser-Retrofit-Wärmepumpe mit einer Basisleistung von 12 kW

Es ist anzumerken, dass der Ausgangsdruck der ersten Stufe auf der ganzen Bandbreite konstant bleibt, während nur der Eingangsdruck mit den Temperaturen variiert. Das Phänomen wird ausgenutzt, um die Gaslager bei diesem konstanten Zwischendruck laufen zu lassen.

Kompressor

Gemäss Pflichtenheft sollte der Verdichter ein Druckverhältnis zwischen 1.7 und 4.2 und einen Massenstrom von 5-53 g/s erreichen können. Die grosse Spreizung vom Massendurchfluss entpuppte sich hauptsächlich bei der Auslegung als zu anspruchsvoll: Entweder erreicht man die Massenströme bei tiefen Temperaturen und erreicht dafür zu hohe Ströme bei höheren Lufttemperaturen oder man erreicht die tiefen Massenströme, nicht aber die grossen bei tieferen Temperaturen. Es wurde entschieden, den Kompressor so auszulegen, dass die Massenströme bei tiefen Temperaturen (wo die grösseren Heizleistungen auch gebraucht werden) erreicht werden.

Die Grundgeometrie des Impellers wurde mit Hilfe eines 1D und eines 2D Modells errichtet. Diese beiden Modelle basieren auf empirischen Korrelationen, auf welche man sich nur in sehr beschränktem Mass abstützen kann, da sich der Verdichter nicht mehr im Bereich anderer bekannten Geometrien befindet. Deshalb wurde die feinere Definition der Geometrie mittels eines 3D N-S Solvers optimiert. Um mechanische Spannungen und kritische Frequenzen der Schaufeln zu berechnen, wurde eine 3D FE Analyse durchgeführt. Die detailliertere Vorgehensweise kann bei Schiffmann [5] nachgelesen werden. Das Bild 3 zeigt das Strömungsfeld des optimierten Kompressors. Bild 4 zeigt den einsatzbereiten Kompressor.

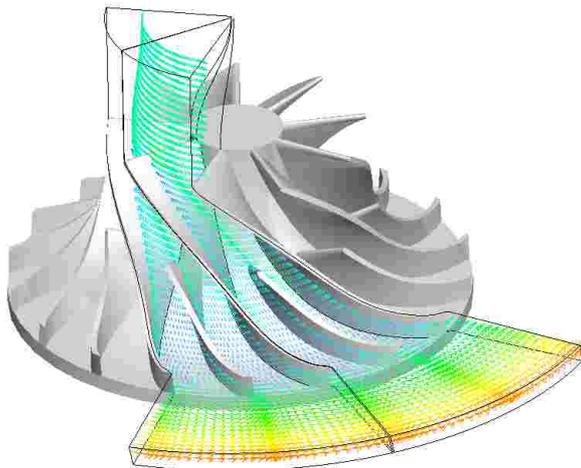


Bild 3: Ein berechnetes 3D Strömungsfeld

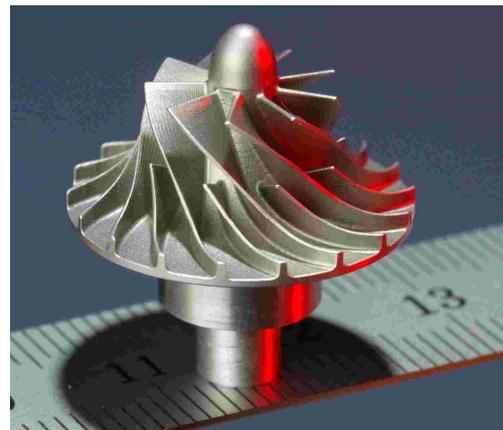


Bild 4: Der aus dem Vollen gefräste Verdichter

Der resultierende Radialverdichter hat einen Durchmesser von 20 mm, 9 Haupt- und 9 Halbschaufeln, einen Austrittswinkel von 50° radial und eine Austrittskanalhöhe von 1 mm. Die Rotationsgeschwindigkeiten befinden sich zwischen 110'000 – 220'000 U/Min. Der isentropische Wirkungsgrad wurde auf mehr als 80 % berechnet (basierend auf 3D CFD). Die nach Pflichtenheft definierten Ströme werden für Lufttemperaturen unter 2°C erreicht. Bei höheren Temperaturen liefert der Verdichter zu hohe Massenströme und wird deshalb ab 2°C im On/Off-Modus arbeiten.

Lager & Rotorlayout

Der Rotor besteht aus einem Verdichter (später zwei), der Lagereinheit und aus dem Elektromotor. Die Kriterien zur Definition des geeignetsten Layouts beinhalten Betrachtungen zu kritischen Geschwindigkeiten, dynamische Rotorstabilität, Produktion und Montage.

Der Rotor wird auf aerodynamischen Gaslagern gelagert. Diese Lagertechnologie braucht kein Öl zur Schmierung. Diese Lager weisen deshalb sehr kleine Verluste auf, die sehr hohe Rotationsgeschwindigkeiten erlauben. Ihre Nachteile sind tiefe Stabilitätsmargen durch ihre schwachen Dämpfungseigenschaften. Die Auslegung des Rotors auf Gaslager wurde mit Hilfe von genetischen Optimierungsalgorithmen auf hohe Stabilität und tiefe Verluste optimiert.

Motor & Drive

Der Elektromotor ist ein Permanentmagnet-Synchronmotor mit 2 Polen und wird mit 3 Phasen angesteuert. Der Durchmesser des Stators beträgt 50 mm. Der Wirkungsgrad wurde auf über 90 % angegeben, bei einer maximalen Leistung von 6 kW bei 250'000 U/Min. Der Motor wird mit einem eigens dafür gebauten Drive ohne Sensor angesteuert.

Einheit

Die kleinen Abmessungen des Impellers, der Lager und des Elektromotors erlauben es, eine Einheit zu bauen, die im Wesentlichen dem Volumen einer 0.33 Liter Alu-Dose entspricht. Dies für einen Kompressor, der bei einem maximalen Druckverhältnis von 4.2 einen Temperaturhub von -12°C auf 30°C erbringen kann, bei einer Leistung von ca. 2.5 kW. Die Einheit ist so ausgelegt, dass die zweite Impeller-Stufe auf der selben Seite wie der erste Radialverdichter angebracht werden kann.

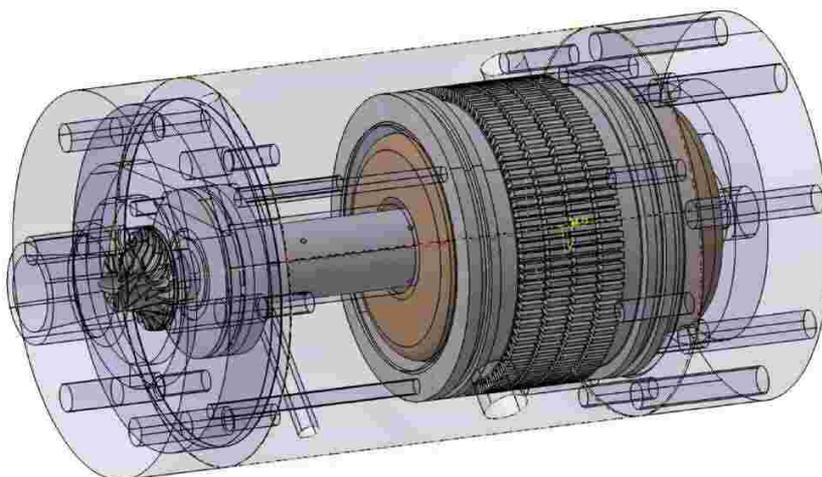


Bild 5: Schematische Ansicht der Kompressions-Einheit. Auf der rechten Seite ist der Impeller, in der Mitte die Lagereinheit und auf der linken Seite der Elektromotor zu sehen

Erste Testergebnisse

Der Endmontage geht eine aufwendige Wuchtprozedur voraus, die zum Ziel hat, Vibrationen und radiale Auslenkungen so klein wie möglich zu halten. Für das Wuchten von diesen kleinen, schnell drehenden Rotoren wurde eine spezielle Vorrichtung gebaut, die es erlaubt, den hohen Wuchtanforderungen gerecht zu werden.

Die ersten Versuche verliefen eher negativ: Bei einer Drehzahl von ca. 24'000 U/Min wurde ein Lagerschaden erlitten. Daraufhin wurde entschieden, mehreren Unbekannten auf den Grund zu gehen. So wurde ein Testsystem gebaut, welches einerseits erlaubt, die Lager mit einem Luftantrieb auf ihre Stabilität zu prüfen und andererseits den Elektromotor mit dem Drive separat zu testen und einzustellen. Im Weiteren wurden auch die bestehenden Aufnehmer mit einem Laser-Interferometer kalibriert und später, auf Grund der nicht zufriedenstellenden Messungen, mit neuen ersetzt.

Dank diesen umfassenden Massnahmen wurden unter anderem Probleme mit einem der beiden Elektromotoren identifiziert: Es wurden beim Start zu hohe radiale Kräfte entwickelt, die es den dynamischen Lagern nicht erlaubt haben, korrekt abzuheben. Dabei wurden der Rotor und die Lagerschalen durch Reibung stark aufgeheizt und beschädigt. Mit einem neuen Elektromotor und neuen Gaslagern wurden Drehzahlen von über 100'000 U/Min erreicht. Allerdings wurden die Lager auch bei diesem letzten Versuch beschädigt. Diesmal waren allerdings Wuchtkräfte die Ursache.

Neue Lagersätze wurden bestellt und werden es erlauben, die Tests bald wieder aufzunehmen. Das Endziel des Projekts ist, den Kompressor in einem Testzyklus zu prüfen.

Schlusswort

Es erfolgte die Darstellung der Eckpfeiler der Entwicklung eines ölfreien, luftgelagerten Radialverdichters für die Anwendung in zweistufigen Wärmepumpen mit hohen Temperaturhuben. Ein solches System würde es erlauben, die Leistungszahlen gegenüber den auf dem Markt erhältlichen Retrofit-Systemen um 20 % zu steigern. Diese massive Steigerung erfolgt einerseits durch thermodynamische Gewinne durch das Einsetzen von zweistufigen Kreisläufen, andererseits durch die effizientere, ölfreie Verdichter-Technologie.

Verschiedenste Probleme sind beim Testen des ersten einstufigen Prototypen aufgetaucht, wurden aber durch umfassende Massnahmen identifiziert und gelöst. Die Tests werden weitergeführt, sobald neue Lagersets erhältlich sind.

Quellen

- [4] FAWA – Feldanalyse von Wärmepumpen-Anlagen, 11. Tagung des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Koppelung, Kälte des BFE, Fabrice Rognon, 2004.
- [5] Michele Zehnder, Efficient Air-Water Heat Pumps for High Temperature Lift Residential Heating, including Oil Migration Aspects, Thèse N 2998, EPFL-LENI, 2004.
- [6] Jürg Schiffmann, Daniel Favrat, Alex Molyneaux, Compresseur Radial pour Pompe à chaleur biétagée, Phase 1, Rapport Final, Bundesamt für Energie, 2001
- [7] Jürg Schiffmann, Daniel Favrat, Alex Molyneaux, Compresseur Radial pour Pompe à chaleur biétagée, Phase 2, Rapport annuel, Bundesamt für Energie, 2004
- [8] Jürg Schiffmann, Daniel Favrat, Theoretical Design of a High Speed Low Power Radial Turbocompressor, 6th European Turbomachinery Conference in Lille, 2005.

Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend alphabetisch aufgelistet:

AZ	Arbeitszahl (COP über eine bestimmte Messdauer)
BFE	Bundesamt für Energie
BWW	Brauchwarmwasser (gleich wie WW)
COP	Coefficient of performance
eff.	effektiv
EFH	Einfamilienhaus
El. oder el.	Elektrisch
FAWA	Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen
FWS	Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz
HPP	Heat Pump Program (IEA-Wärmepumpenprogramm)
Hzg.	Heizung
IEA	Internationale Energie-Agentur
JAZ	Jahresarbeitszahl (AZ über ein Jahr oder eine Heizperiode gemessen)
L/W	Luft/Wasser
LZ	Leistungsziffer, siehe AZ
Min.	Minimum
Max.	Maximum
S/W	Sole/Wasser
SP	Technischer Speicher
Temp.	Temperatur
th	thermisch
VL	Vorlauf
WA	Wärmeabgabe (meist Radiatoren oder Fussbodenheizung)
WP	Wärmepumpe
WPZ	Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum
WW	Warmwasser (gleich wie BWW)

Nützliche Adressen

Bereichsleitung Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung und Kälte:

Bundesamt für Energie
Fabrice Rognon
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 47 56
fabrice.rognon@bfe.admin.ch

www.admin.ch/bfe oder www.energie-schweiz.ch: Alles über das Bundesamt für Energie und EnergieSchweiz

www.waermepumpe.ch: Seiten des Bereiches, Infos über Forschung und Entwicklung, Pilot- und Demonstrationsprojekte, Oekologie, inkl. Berichtbestellungen

Programmleitung Forschung und Entwicklung:

Prof. Dr. Thomas Kopp
Fachhochschule Rapperswil HSR
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
Tel. 055 222 49 23
tkopp@hsr.ch

Programmleitung Pilot- und Demonstrationsprojekte:

Prof. Dr. Max Ehrbar
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB
Werdenbergstrasse 4
CH-9470 Buchs
Tel. 081 755 33 96
ehrbar@ntb.ch

www.waermepumpe.ch/fe: alles um die Wärmepumpen-Forschung des BFE