

**Schlussbericht November 2005**

# **Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern**

## **Phase 3: technische Umsetzung, Labor- und Feldversuche**

ausgearbeitet durch  
Max Ehrbar  
Stefan Bertsch  
Stefan Schwendener  
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs  
Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs SG

Peter Hubacher  
Carlos Bernal  
Beat Hubacher  
Hubacher Engineering  
Tannenbergstrasse 2, 9232 Engelburg

# **Impressum**

Auftraggeber:

**Bundesamt für Energie (BFE)**  
**Sektion erneuerbare Energien**  
vertreten durch  
**Prof. Dr. Thomas Kopp**  
Projektbegleiter

Ausführende:

**Stefan Bertsch, dipl. Ing. FH**  
**Stefan Schwendener, dipl. Ing. FH**  
**Prof. Dr. Max Ehrbar**  
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs  
Werdenbergstrasse 4  
9471 Buchs

**Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL**  
**Beat Hubacher, dipl. Ing. FH**  
**Carlos Bernal, Techniker**  
Hubacher Engineering  
Tannenbergstrasse 2  
9032 Engelburg

Begleitgruppe:

**Prof. Dr. Thomas Kopp**, HSR Hochschule Rapperswil  
**André Montani**, Axpo AG  
**Manfred Beerhalter**, Steinmann AG  
**Helmut Reiner**, Novelan AG

## 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 und zur Erhöhung der Abtauleistung untersucht. Die bearbeiteten Abtaukonzepte umfassten die Ventilatorabtauung, die sich als besonders erwiesen hat, und bei Umgebungstemperaturen oberhalb von etwa 2°C den elektrischen Abtauaufwand auf einen Bruchteil reduziert, und die Umluftabtauung, bei der während der Abtauphase Luft aus dem Aufstellungsraum der Wärmepumpe durch den Verdampfer geblasen wird. Die Umluftabtauung kann als erweiterte Ventilatorabtauung betrachtet werden, mit dem Vorteil, dass sie im gesamten Umgebungstemperaturbereich anwendbar ist. Da bei dieser Abtauart der Aufstellungsraum abgekühlt und u.U. auch Feuchtigkeit in den Aufstellungsraum transportiert wird, wurden auch die bauphysikalischen Implikationen studiert.

Als weiteres Konzept wurde die Abtauung mit direkter Wärmeentnahme aus dem Senkenkreis mittels eines Glykol-Wasser-Zwischenkreises untersucht. Diese Abtauart reduziert den elektrischen Abtauaufwand gegenüber etwa der Prozessumkehr auf etwa einen Viertel. Ein Glykol-Wasser-Zwischenkreis zwischen Verdampfer und luftbeaufschlagtem Außen-Wärmetauscher macht etwa Sinn, wo aus Dispositionsgründen eine gesplittete Bauart gewünscht wird.

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Heissgasabtauung wird oft die mangelnde Abtauleistung kritisiert. Daher wurden Wege untersucht, die Abtauleistung bei Heissgas-Wärmepumpen zu erhöhen. Als geeignete Massnahme wurde die sogenannte Saugdruckregelung vorgeschlagen. Damit liess sich die Abtauleistung bei der untersuchten Maschine um etwa 30 % steigern.

Mit den vorgeschlagenen Massnahmen lassen sich der elektrische Energieaufwand für das Abtauen gegenüber einer Heissgasabtauung um bis zu 80% und gegenüber einer Prozessumkehr um bis zu 75 % reduzieren. Feldmessungen an 8 Anlagen zeigten auf, dass auch bei der Abtausteuerung noch einiges an Verbesserungspotential vorhanden ist.

Mehr der Vollständigkeit halber wurde auch die Naturabtauung analysiert. Unter Naturabtauung wird das natürliche Abtauen des Eises ohne äusseres Zutun verstanden. Die notwendigen Stillstandzeiten sind mit typischerweise 4 Stunden jedoch derart lang, dass eine praktische Nutzung der Naturabtauung kaum Sinn macht.

Manche Verbesserungen (z.B. die Ventilatorabtauung, oder optimierte Abtausteuerungen) können mit bescheidenem technischem Aufwand und kostengünstig realisiert werden.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

## Abstract

*As a part of the project “Improvement of the Defrosting Process using Air-Cooled Evaporators” the third stage was concerned with the examination of the technical possibilities of decreasing the energy consumption during defrosting.*

*Five topics were investigated in field and laboratory tests:*

1. *Defrosting with the evaporator fan. Above 2 °C, air is blown through the evaporator using the fan. This approach is very effective, whereby the demand of electricity is about one seventh of the amount with compressor-assisted defrosting methods. Below 2°C, an auxiliary defrosting system is needed.*
2. *Defrosting with ambient air from the room where the heat pump is installed. In this case the ambient air from the installation room is redirected to the evaporator during the defrosting period. This method is similar to the above described method (1), but can be applied over the entire outdoor temperature range. No auxiliary system is needed.*
3. *Defrosting using heat from the heat-sink-system. In this case, the evaporator is connected to an external heat exchanger by a brine circuit. During defrosting, the brine circuit is fed by heat of the heat-sink-system. This method shows some similarities to the reversed-cycle defrosting process, but its electricity demand is about 75 % lower.*
4. *Hot-gas-defrosting is often blamed for poor defrosting capacity and long defrosting times. The defrosting capacity can be improved by about 30 % by controlling the suction pressure so that the refrigerant temperature is near the freezing point of water. Furthermore, it was found that the defrosting capacity remains nearly constant for all operating conditions.*
5. *Indoor-heat-pumps experience a “natural” defrosting effect during off-periods of the compressor. The investigation showed, that this natural defrosting method requires about 4 hours for a complete defrosting of the evaporator, which in fact appears as too long for a feasible utilization.*

*Many of these improvements can be realized with moderate technical measures and at low costs.*

This project was carried out on behalf of the Swiss Federal Office of Energy (BFE). Responsibility for the content and conclusions of the report lies entirely with the authors.

## Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	4
1.1	Ausgangslage und Auftrag	4
1.2	Ziel der Arbeit	5
1.3	Projektübersicht, kurze Beschreibung des Untersuchungsgegenstands	6
2	Experimentelle Untersuchung der Naturabtauung	8
2.1	Theoretische Betrachtung	8
2.2	Messungen und Auswertungen	9
2.3	Stillstandszeiten	12
2.4	Steuerung der Abtauung	12
3	Experimentelle Untersuchung der Abtauung mit Ventilator	13
3.1	Vorgehen	13
3.2	Messungen und Auswertungen	14
4	Steigerung der Abtauleistung bei Heissgasabtauungen	16
4.1	Ziel	16
4.2	Theoretische Betrachtungen zum Mechanismus der Heissgasabtauung	16
4.3	Verbesserung der Heissgasabtauung durch Saugdruckregelung	20
5	Feldmessungen der Abtau-Betriebsphasen an LW-Wärmepumpen	23
5.1	Ziele und Methodik	23
5.2	Messungen und Auswertungen	24
6	Experimentelle Untersuchung an zwei Spezialanlagen	28
6.1	<b>Umluftabtauung</b>	28
6.1.1	Anlagenbeschreibung	28
6.1.2	Messkonzept und Versuchsaufbau	30
6.1.3	Messungen und Auswertungen	30
6.2	Retrofit-Wärmepumpe mit Aussenwärmetauscher für Wärmequelle	36
6.2.1	Anlagenbeschreibung	36
6.2.2	Ziel der Untersuchung	38
6.2.3	Theoretische Analyse der Abtauung mit direktem Wärmeentzug aus Senkenkreis	38
6.2.4	Messkonzept und Versuchsaufbau	39
6.2.5	Ergebnisse	39
7	Erarbeitung neuer Strategien zur Effizienzsteigerung der Abtauung	44
7.1	Steuerung	44
7.2	Ventilator, Heissgas mit Saugdruckregelung	44
7.3	Zusammenfassung	45
8	Offene Punkte und Hinweise	45
9	Ausblick und Dank	46
10	Literaturverzeichnis	48
11	Anhang	49

# 1 Einführung

## 1.1 Ausgangslage und Auftrag

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen setzt sich im Verdampfer unterhalb von etwa 8-10°C Lufttemperatur an den Verdampferlamellen Eis an. Dieses Eis muss von Zeit zu Zeit eliminiert werden. Dieses Abtauen des Eises ist mit Energieaufwand verbunden und reduziert dadurch die Leistungs- und Arbeitszahlen der Wärmepumpe. Darüber hinaus steht die Wärmepumpe während des Abtauprozesses nicht für die Nutzwärmeproduktion zur Verfügung.

Auf Anregung des Bundesamtes für Energie (BFE) entstand das Projekt „Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern“. Das Ziel des Projektes besteht darin, nach Wegen zur Verminderung des (elektrischen) Energieaufwandes für das Abtauen zu suchen und gleichzeitig auch den zeitlichen Unterbruch der Wärmeproduktion während des Abtauens zu reduzieren. Als Nebeneffekt sollen auch die Vorgänge beim Abtauen analysiert und besser verstanden werden

Das Projekt gliederte sich in drei Phasen. In Phase 1 wurde eine Literaturrecherche mit Darstellung der bekannten und angewendeten Abtauarten und Abtausteuerungen erstellt [1]. Phase 2 befasste sich mit den am meisten verbreiteten Abtauverfahren, der Heissgasabtauung und der Abtauung mit Prozessumkehr. In dieser Phase wurden sowohl Feldversuche als auch Laborversuche durchgeführt mit dem Ziel, die Verlustquellen beim Abtauen und die möglichen Verbesserungen in der Praxis aufzuspüren [2]. In Phase 3 schliesslich sollten Umsetzungsempfehlungen erarbeitet werden.

Die drei Arbeiten befassen sich *nicht* mit dem Mechanismus der Eisbildung selbst<sup>1</sup>. Die Zielsetzung ist vielmehr, praktisch verwertbare Empfehlungen für die Hersteller zur Auslegung des Abtausystems und der Abtausteuerung abzugeben. Die Eisbildung wird summarisch erfasst, indem die Abtauzeiten und Abtauenergieaufwände aus Feld- und Labormessungen erschlossen werden. Das Gewicht liegt auf den apparativen und konzeptionellen Verbesserungen der Abtauung.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen der Prozessumkehr-Abtauung und der Heissgasabtauung ist die *Abtaueffektivität*. Die Abtauleistung der Prozessumkehr ist um den 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 Heissgas-Abtauung zu erhöhen. Dies wurde in der hier beschriebenen dritten Phase untersucht [3]. Bei der Verbesserung der Abtauleistung der Heissgas-Abtauung ging es nicht primär um die Verminderung des Abtauauflandes. Vielmehr stand die Erhöhung der Abtauleistung und die Reduktion der Abtauzeit im Vordergrund.

In der vorliegenden dritten 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 (sogenannte natürliche Abtauung oder „Naturabtauung“). Es galt also Erfahrungswerte für diese Art der Abtauung zu sammeln.

Das zweite Spezialverfahren betrifft die Abtauung mit dem Ventilator, was ebenfalls nur bei Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes wirksam ist. Wir nennen dieses Abtausystem „Ventilatorabtauung“. Eine Ausnahme bildet hier ein Luftabtausystem<sup>2</sup>, 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.

Als weiterer Spezialfall wird noch über das Abtausystem der Retrofit-Wärmepumpe berichtet, das mit warmer Glykol-Wasser-Mischung arbeitet [5].

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 Kap. 3).

<sup>1</sup> Diese Fragestellung ist z.B. Gegenstand des Projektes LOREF [9] und anderer Studien.

<sup>2</sup> Entwickelt und eingesetzt von der Firma SOLAR UND WÄRMEPUMPENTECHNIK AG, Niederbüren

Unsere Untersuchungen deckten aber auch in vielen Fällen Verbesserungspotential in der Abtausteuerung auf (siehe Kapitel 5 und 7).

Auf Strategien zur Vermeidung oder Verminderung der Eisbildung wie die Behandlung der Vorwärmung der Quellenluft durch Schotterkoffer oder ins Erdreich vergrabene Luftansaugrohre oder Oberflächenbehandlung von Verdampfern wird hier nicht eingegangen, da entsprechende Spezialliteratur verfügbar ist (z.B. [7], [9]).

Methodisch haben wir zwei Wege gewählt. Einerseits Messungen auf dem Prüfstand unter genau bekannten Randbedingungen und andererseits Feldmessungen, um an die realistischen Randbedingungen heranzukommen. Um bei Feldmessungen zuverlässige Durchschnittswerte zu erhalten, sollte die Zahl der Anlagen möglichst hoch sein. Dies scheitert jedoch meist am verfügbaren Budget. Wir haben uns hier mit insgesamt 10 Anlagen begnügen müssen.

Wie sieht es nun mit der *Wirkung dieses Projektes* in Bezug auf das Energiesparen aus (als Rechtfertigung für den Projektaufwand)? Das Ziel besteht ja primär darin, eine Verbesserung der Arbeitszahlen durch bessere Abtauverfahren zu erreichen. Dieses Ziel wurde insbesondere mit der Ventilatorabtauung erreicht. Wenn wir davon ausgehen, dass die Jahresarbeitszahl durch das Abtauern um etwa 10 % vermindert wird, so liegt umgekehrt betrachtet das *Potential* der Arbeitszahlverbesserung bei 10 % (wenn überhaupt keine Abtauenergie benötigt wird). Da die Ventilatorabtauung nur bei Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes wirksam ist (Ausnahme: Umluftabtausystem), kann eine Verbesserung nur in diesem Temperaturbereich erwartet werden. Der Anteil der Wärmeerzeugung oberhalb des Gefrierpunktes liegt im Schweizerischen Mittelland bei etwa 50%. Damit reduziert sich das Verbesserungspotential der Arbeitszahl durch die Ventilatorabtauung von 10 auf 5 %. Wenn man die Ventilatorabtauung konsequent anwendet, kann der Abtauenergiebedarf von 10% auf 6 % gesenkt werden, oder umgekehrt die Jahresarbeitszahl von Luft-Wasser-Wärmepumpen von 2.6 (Durchschnittswert nach FAWA [6]) auf 2.75 gesteigert werden (mit der Umluftabtauung sogar noch höher).

## 1.2 Ziel der Arbeit

Die Arbeiten für die Phase 3 sind in sechs Hauptbereiche unterteilt:

- a) Experimentelle Untersuchung der Naturabtauung. Die Naturabtauung ist sehr komplex, es sollen die wichtigsten Parameter, die Einfluss auf die natürliche Abtauung haben, vertieft untersucht werden. Ziel: Strategien zum Einbezug der Naturabtauung zwecks Reduktion des Abtauaufwandes bei Lufttemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes.
- b) Experimentelle Untersuchung der Ventilatorabtauung mittels Feld- und Laborversuchen bei Lufttemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes. Ziel: Strategien zum Einbezug des Verdampfer-Ventilators zwecks Reduktion des Abtauaufwandes.
- c) neue Strategien für die Steuerung der Abtauung, basierend auf den experimentellen Versuchen und den bisherigen Erkenntnissen auf der Basis von Pos. a) und b).
- d) Effizienzsteigerung der Abtauleistung bei Heissgasabtauungen, speziell ist der Einfluss der Hochhaltung des Saug- und des Kondensationsdrucks zu untersuchen. Vertieftes Verständnis der thermodynamischen Prozesse bei der Heissgasabtauung.
- e) Experimentelle Untersuchung der in Phase 2 erwähnten Umluftabtauung, insbesondere sind die Funktion sowie die energetischen Einflüsse innerhalb eines Gebäudes (EFH) mit einzubeziehen (Wärmeklau!).
- f) Feldmessungen an je fünf Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Prozessumkehr- und Heissgas-Abtausystemen, dabei geht es um die Erfassung der effektiven Abtauzeiten und Betriebszyklen.

## 1.3 Projektübersicht, kurze Beschreibung des Untersuchungsgegenstandes

### Experimentelle Untersuchung der Naturabtauung

Bereits in Phase 2 wurde darauf hingewiesen, dass bei Umgebungstemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes während des Stillstandes der Wärmepumpe eine Wärmezufuhr zum Verdampfer stattfindet. Dies kann durch Wärmetransport innerhalb der Wärmepumpe beispielsweise durch Verlagerung von warmem Kältemittel aus dem Kondensator zum Verdampfer, Wärmezufuhr aus dem Aufstellungsraum via die Gehäusewände der Wärmepumpe oder durch extern induzierte Luftströmungen erfolgen (Wind kann zwischen den Ansaug- und Ausblasöffnungen der Luftkanäle Druckunterschiede hervorrufen, die zu einer leichten Strömung durch den Verdampfer führen. Auch eine Thermosiphonwirkung innerhalb des Verdampfer-Kanalsystems ist denkbar). Je länger die Maschine steht, desto mehr Wärme wird dem Verdampfer und damit dem Eis zugeführt. Dadurch erfolgt ein natürliches Abschmelzen des Eisansatzes an den Lamellen, was den Energieaufwand für die mechanische Abtauung vermindert. Allerdings ist zu erwarten, dass die Abtauleistungen bei der Naturabtauung sehr gering sind und lange Abtauzeiten auftreten. Eines der Ziele bestand also darin, die abgetauten Eismasse während der Stillstandszeiten zu eruieren. Es standen drei Fragen an:

- Wie gross sind die Abtauleistungen bei Naturabtauung?
- Stehen in der Praxis genügend lange Stillstandszeiten für die Naturabtauung zur Verfügung, resp. wie sehen die Stillstandszeiten in der Praxis aus?
- Welche Massnahmen müssen steuerungsseitig getroffen werden, damit die Naturabtauung voll zum Tragen kommt?

### Experimentelle Untersuchung der Ventilatorabtauung

Man kann die Wirkung der Naturabtauung bei Temperaturen über dem Gefrierpunkt massiv vergrössern, wenn man während der Stillstandszeiten der Wärmepumpe den Ventilator zwecks Abtauung einschaltet. Dank der grossen Kontaktflächen der Lamellen ist dies eine sehr wirksame Enteisungsmethode, vor allem bei höheren Quellentemperaturen. Da in diesem Fall nur die Antriebsleistung des Verdampferventilators aufgewendet werden muss, ist der elektrische Energieaufwand wesentlich geringer als bei den genannten mechanischen Verfahren. Es stellen sich folgende Fragen:

- Wie gross ist die Abtauleistung in Funktion der Quellentemperatur?
- Wie gross ist der Energieaufwand für das Abtauen?

### Steigerung der Abtauleistung bei der Heissgasabtauung

Die Heissgasabtauung ist eine bei Wärmepumpen verbreitete Art der Abtauung. Sie funktioniert so, dass das Heissgas aus dem Kompressor via ein Umsteuerventil direkt dem Verdampfer zugeleitet wird. Dieser wird dadurch erwärmt und taut ab. Die so erzeugte Abtauwärmeleistung ist allerdings eher gering (maximal die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors). Entsprechend lang ist die benötigte Abtauzeit. Die Abtauleistung kann bei tiefen Temperaturen so gering sein, dass bei Auftreten eines schon kleinen extern induzierten Luftstroms die Abtauung des Eises nicht mehr garantiert werden kann. Schon aus diesem Grund ist es geboten, die Abtauleistung so hoch wie möglich zu halten. Dies ist Gegenstand dieses Kapitels.

In diesem Kapitel wird die Thermodynamik (Prozess) der Heissgasabtauung dargelegt und die Saugdruckregelung zur Maximierung der Abtauleistung vorgestellt.

### Untersuchung zweier Spezialfälle

Zwei bekannt gewordene spezielle Abtauverfahren, die sehr geringen Abtauaufwand versprechen, werden genauer untersucht. Es sind dies die Umluftabtauung und die Abtauung mittels warmen Glykol-Wasser-Gemischs bei den Retrofit-Wärmepumpen.

Bei der Umluftabtauung soll im Besonderen auch der Einfluss auf den Aufstellungsraum der Wärmepumpe untersucht werden.

Die Abtauung mit Glykol-Zwischenkreis wird auch von der Firma Solar- und Wärmepumpentechnik bei der Baureihe Futura AIRSOL angewendet.

#### Feldmessungen an je 5 Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Prozessumkehr und Heissgasabtauung

Bei dieser Untersuchung geht es um die Ermittlung von praktischen Daten zur Abtauung unter Feldbedingungen. Teilweise handelt es sich Messungen, die in Phase 2 ausgefallen oder problematisch waren und aus zeitlichen und budgetären Gründen nicht wiederholt werden konnten. Erhoben werden sollen die Abtauzeiten, die Laufzeiten als Funktion der Umgebungstemperatur und der Luftfeuchte. Diese Daten werden als Vergleichsdaten zu den Typenprüfungen am Wärmepumpentestzentrum herangezogen. Aus Vergleichgründen werden auch die in Phase 2 des Projekts getätigten Feldmessungen an fünf Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Heissgasabtauung herangezogen und teilweise neu ausgewertet und dargestellt. Es galt zwei Fragestellungen zu beantworten:

- a) Verteilung der Stillstandszeiten (im Hinblick auf die Naturabtauung)
- b) Vergleich des effektiven Abtaubedarfs im Feld und gemäss Prüfstandmessungen nach EN-255 (im Hinblick auf das Projekt FAWA, Klärung der Abweichung der Erwartungswerte von den im Feld gemessenen Jahresarbeitszahlen)

#### Erarbeitung neuer Strategien für die Effizienzsteigerung der Abtauung

Aufgrund der Untersuchungen wird versucht neue (Steuer-) Strategien zu definieren, die den Herstellern von Luft/Wasser-Wärmepumpen zeigen sollen, mit welchen Massnahmen die Abtauungseffizienz steuerungsspezifisch gesteigert werden kann. Die Schwerpunkte liegen bei den Stillstandszeiten, dem Einsatz des Ventilators bei der Abtauung über dem Gefrierpunkt und die Hochhaltung des Saug- und Hochdrucks bei der Heissgasabtauung.

## 2 Experimentelle Untersuchung der Naturabtauung

Unter dem Begriff „Naturabtauung“ verstehen wir das Abschmelzen des Eises im Verdampfer auf rein natürliche Weise, d.h. ohne jede technische Hilfe. Verdampfergebläse und Kompressor sind ausgeschaltet. Diese Art der Abtauung nimmt während der Stillstandzeiten Wärme aus der Umgebungsluft auf (sofern ein Naturzug oder eine externe induzierte Strömung vorhanden ist), aus der Raumluft des Aufstellungsraumes oder durch Migration von warmem Kältemittel vom Kondensator zur Verdampfer während des Stillstandes. Die erste Abtauwirkung ist umgebungstemperaturabhängig, während die Wirkungen 2 und 3 von der Raumtemperatur resp. den Kondensator- und Verdampfertemperaturen abhängig sind.

Uns interessieren bei der Naturabtauung folgende Fragen:

- Wie gross sind die Abtauleistungen bei Naturabtauung
- Stehen in der Praxis genügendlange Stillstandzeiten für die Naturabtauung zur Verfügung, resp. wie sehen die Stillstandszeiten in der Praxis aus?
- Welche Massnahmen müssen steuerungsseitig getroffen werden, damit die Naturabtauung voll zum Tragen kommt?

### 2.1 Theoretische Betrachtungen

Wenn die Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes liegen, so ist grundsätzlich davon auszugehen, dass in Stillstandszeiten der Wärmepumpe das Eis auf den Verdampferlamellen auch ohne maschinelle Abtauung abzuschmelzen beginnt. Die dafür nötige Wärmezufuhr stammt bei innen aufgestellten Wärmepumpen primär aus dem Aufstellungsraum der Wärmepumpe. Als weitere Wärmequellen kommt Kältemittelmigration vom warmen Kondensator und bei extern induzierten Luftströmen durch den Verdampfer auch Wärmeabgabe der Luft an die Verdampferlamellen in Frage. Extern induzierte Luftströmungen entstehen dann, wenn Wind einen Druckunterschied zwischen Ansaug- und Ausblasakanal erzeugt. Dieser Effekt ist allerdings nur bei Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes im positiven Sinne wirksam. Liegen die Umgebungstemperaturen darunter, so wird Wärme aus dem Verdampfer abgeführt und der natürliche Abtauvorgang gebremst oder ganz unterbunden. Die Abtauleistungen sind in jedem Falle gering und die zu erwartenden Abtauzeiten lang.

Erste Untersuchungen zu diesem Sachverhalt sind bereits im Projekt „Abtauen 2“ [2] gemacht worden. Dabei wurde beobachtet, dass sich nach dem Abstellen der Maschine erst nach längerer Zeit erste Wassertropfen in der Abtropfwanne ergeben. So betrug bei der untersuchten Maschine die Zeit zwischen Abstellen der Wärmepumpe und Beginn des Abtropfens bei 2°C Umgebungstemperatur etwa 1.5 h. Die direkte Beobachtung der Eisschicht an den Verdampferlamellen führte zur Erkenntnis, dass sich zunächst eine Art Schneematsch auf der Oberfläche bildet, der an den Lamellen haften bleibt. Das Abtropfen beginnt erst, wenn die Konsistenz dieses Schneematsches einen bestimmten Wert unterschreitet. Man kann dies auch energetisch ausdrücken: das Abtropfen beginnt erst, wenn eine bestimmte minimale Wärme zugeführt worden ist. Wenn nun das Wiedereinschalten vor Erreichen des Abtropfpunktes geschieht, so gefriert der Schneematsch wieder.

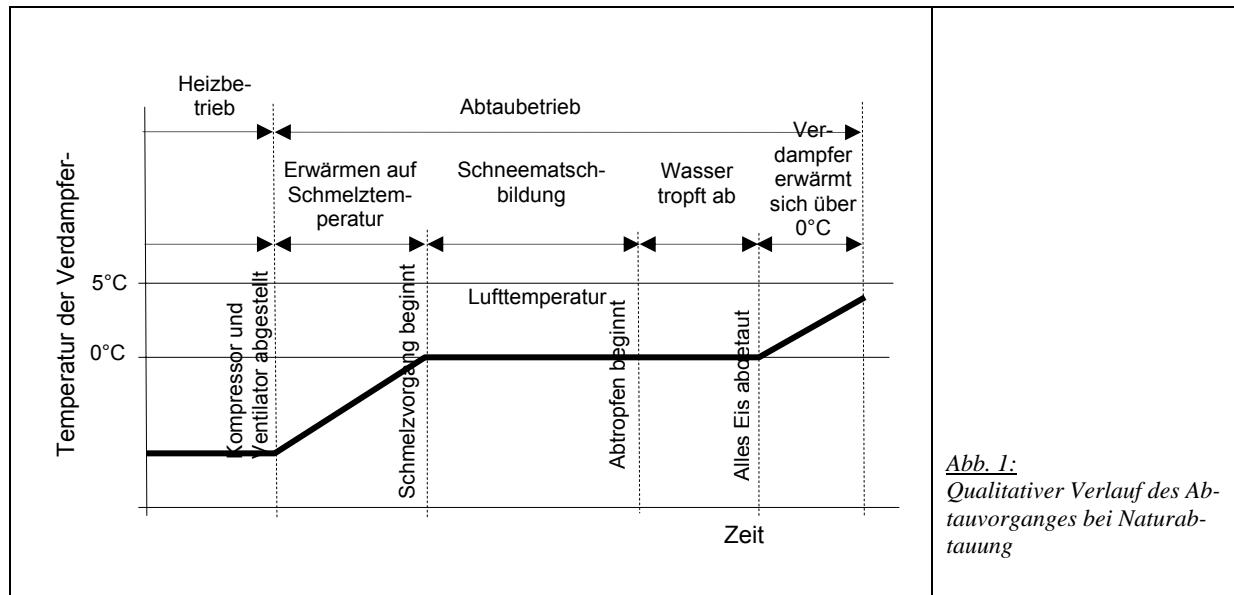
Diese Verzögerung des Abtropfbeginns hat aber noch eine zweite Ursache. Wenn sich die Umgebungstemperaturen nur wenig oberhalb der Gefriergrenze bewegen, so liegen die Verdampfertemperaturen, genauer die Temperaturen der Verdampferstruktur, unterhalb des Gefrierpunktes. Bis also der Schmelzvorgang einsetzen kann, wird die zufließende Wärme zum Erwärmen der Verdampferstruktur samt Eisansatz auf 0°C verbraucht. Dies dauert eine gewisse Zeit. Eine Abschätzung ergibt folgendes:

Bei 2°C Lufttemperatur und einer Verdampfertemperatur von -5°C unmittelbar vor dem Abstellen dauert es etwa 75 bis 125 s, um die Temperatur des Verdampfers auf 0°C anzuheben. Bei 7°C Lufttemperatur und einer Verdampfertemperatur von -2°C dauert der gleiche Vorgang etwa 25 bis 45 s.

Es ist anzunehmen, dass dies auch für die maschinelle Abtauung gilt. Nur ist es dort so, dass die Abtauleistung viel höher ist und demnach der Abtropfbeginn in sehr viel kürzerer Zeit erreicht wird.

Für den eigentlichen Schmelzvorgang einer 0.5 mm dicken Eisschicht mit einer Dichte von 200 kg/m<sup>3</sup> benötigt man dann bei 2°C Umgebungstemperatur weitere 3640 s und bei 7°C Umgebungstemperatur 1040 s.

Die Zeiten stehen in einer vergleichbaren Größenordnung zu den im Projekt „Abtauen 2“ gemessenen Werten. Allerdings war dort die Verzögerung bis zum Auftreten der ersten Tropfen in der Tropfwanne bei 2°C etwa 1.5 h und bei 7 °C etwa 0.5 h. Wir haben beobachtet, dass die Eisschicht zuerst „matschig“ wird und erst dann erste Wasserteile abtropfen, wenn die Eisschicht schon weitgehend aufgeweicht ist.



## 2.2 Messungen und Auswertungen

Die Beobachtung des Abtropfens kann nur unter Laborbedingungen in der Klimakammer gemessen werden, da zuerst ein Normalbetrieb simuliert werden muss. Die Abtauung wird durch den herstellerseitig vorgesehenen Zeitpunkt eingeleitet, jedoch der Befehl zur Beendigung der Abtauphase unterdrückt, sodass der Abtauvorgang während längerer Zeit beobachtet werden kann.

Die Frage der natürlichen Abtauung im Stillstand der Maschine wurde in zwei Messserien untersucht. Die Stillstandszeiten hängen naturgemäß von den Wärmepumpen, deren Auslastungsgrad und Betriebsweise und der Umgebungstemperatur ab. Die hier präsentierten Ergebnisse gelten demnach quantitativ nur für die untersuchte Wärmepumpe, qualitativ jedoch für alle Luft/Wasser-Wärme-pumpen.

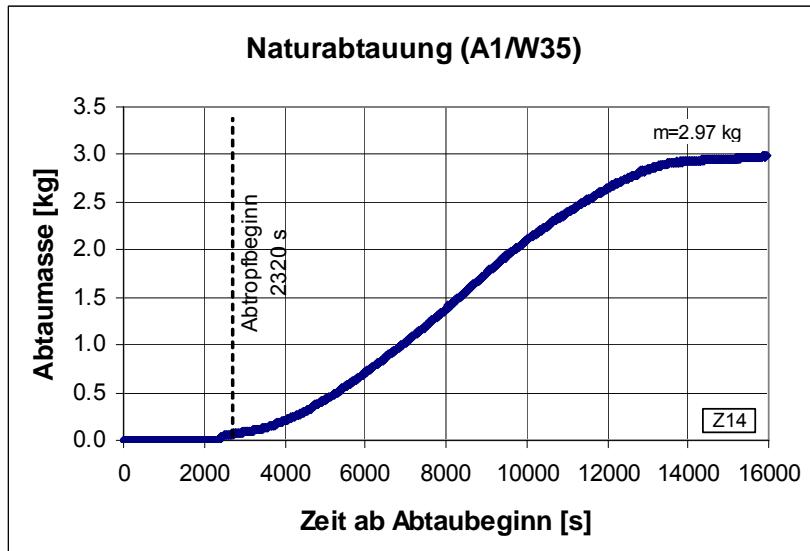
Der Kondensatanfall während des Heizbetriebs hängt in entscheidendem Maße von der Lufttemperatur und der Luftfeuchtigkeit ab. Wir haben zwei Messserien durchgeführt. Die erste Messserie ergab zwar vertrauenswürdige Resultate, allerdings nur wenige Messpunkte. Daher wurde beschlossen, eine zweite Messserie durchzuführen, um Messpunkte für weitere Umgebungstemperaturen zu erhalten.

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 resp. desto länger sind die Stillstandzeiten. 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.

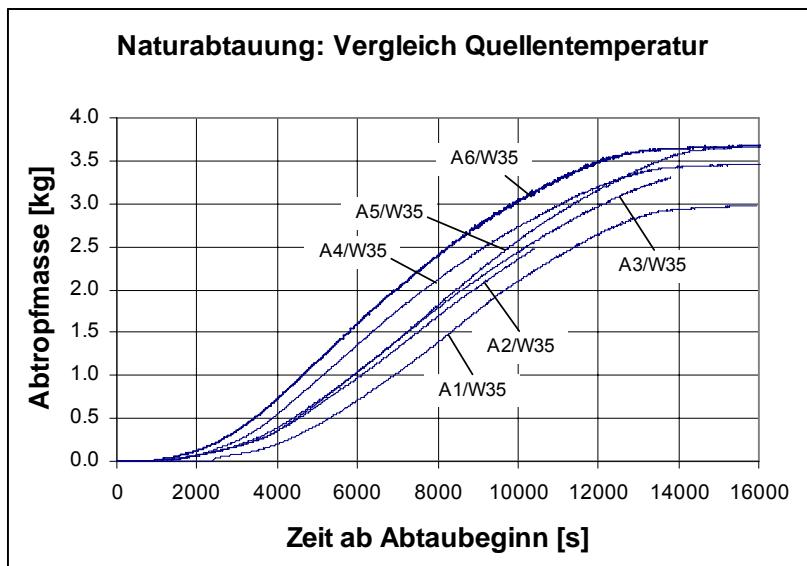
Da der Ventilator nicht arbeitet, ist davon auszugehen, dass die Abtauwärme nicht primär aus der Quellenluft stammt, sondern von der Wärmepumpe resp. dem Aufstellungsraum. Dies würde bedeuten, dass die Abtauleistung (bei gegebener Wärmepumpe) vorwiegend von der Temperatur im Aufstellungsraum abhängig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

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einer handelsüblichen Luft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 9.3 kW im Arbeitspunkt A2/W35 und ca. 60 m<sup>2</sup> Lamellenfläche im Verdampfer durchgeführt.



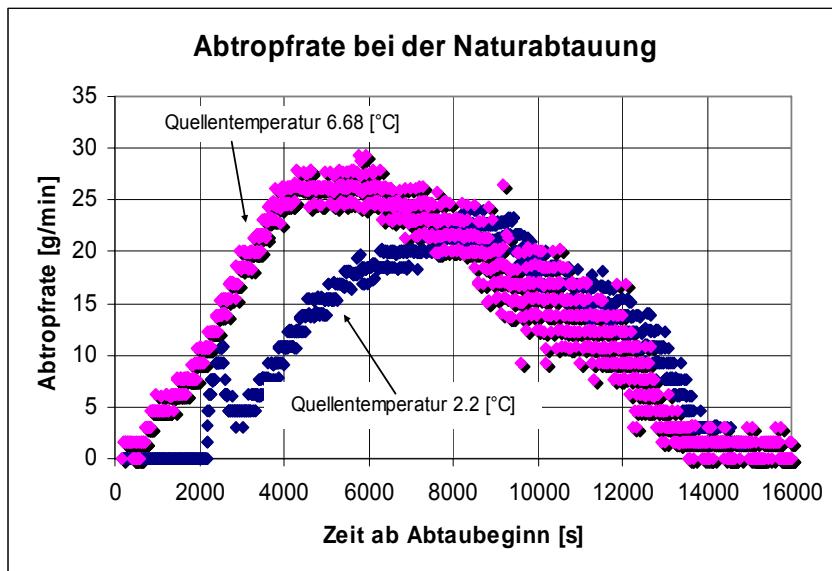
*Abb. 2:*  
Verlauf der Abtropfmenge bei natürlicher Abtauung im Arbeitspunkt A1/W35.

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.



*Abb. 3:*  
Abtropfverläufe für verschiedene Quellentemperaturen

Abb. 3 zeigt aber auch, dass die Abtropfkurven für verschiedene Quellentemperaturen 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 Naturabtauung 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.



*Abb. 4:*  
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 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.

Die Bestimmung der Abtropfraten bei Naturabtauung ist mit gewissen Unsicherheiten verbunden. Wie einleitend erläutert wurde, können bei einer Kompaktwärmepumpe drei Einflüsse auf das Abtauverhalten genannt werden. Wir wissen jedoch nicht, welche dieser drei Einflüsse effektiv aktiv waren. Dazu machen wie eine Abschätzung.

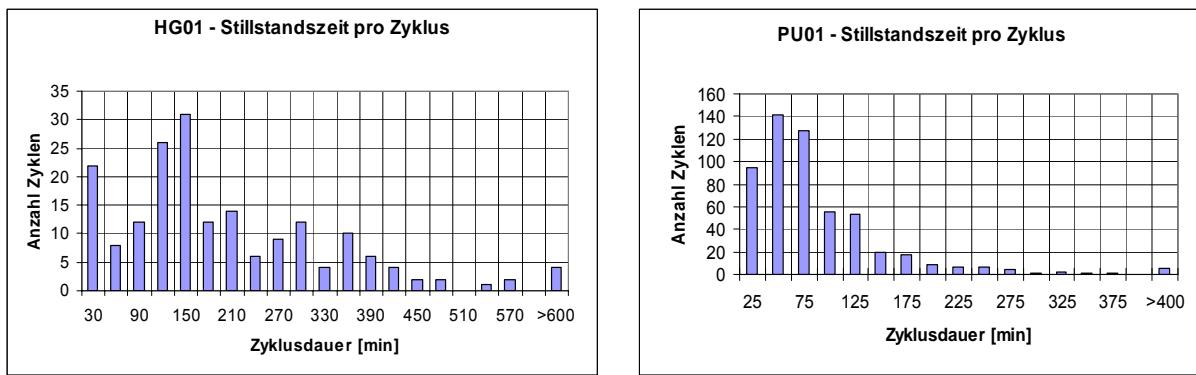
Bei extern induzierter Strömung kann der Verdampfer mit Umgebungsluft durchströmt werden. Induzierte Luftströme entstehen bei Kompaktwärmepumpen dann, wenn durch Wind eine Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslassstutzen der Wärmepumpe entsteht. Im Prüfstand herrschen bei stillstehender Wärmepumpe Windgeschwindigkeiten von maximal 1 m/s. Auf Grund der Anordnung der Einlass- und Auslassstutzen ist keine induzierte Strömung zu erwarten. Bei Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes unterstützt eine induzierte Strömung den Abtauprozess (darunter bremst sie den Abtauprozess!).

Die zweite Komponente stammt von der Kältemittelmigration vom Kondensator zum Verdampfer. Sie ist ebenfalls unterstützend. Das Kältemittel kann auf zwei Wegen vom Kondensator zum Verdampfer gelangen: einerseits via Flüssigkeitsleitung und Expansionsventil oder andererseits via Kompressor. Im Stillstand ist die Flüssigkeitsleitung durch ein Magnetventil abgesperrt. Hingegen ist der Weg via Kompressor offen (Scroll-Kompressor).

Die dritte Komponente, die Wärmezufuhr über die Gehäusewand der Wärmepumpe, ist immer vorhanden. Eine Abschätzung dieser Wärmezufuhr zum Verdampfer ergab einen Wert von etwa 140 W. Dies entspricht etwa den gemessenen Abtauleistungen. Aus diesem Grunde gehen wir davon aus, dass keine wesentliche Kältemittelmigration stattgefunden hat und dass die gemessenen Abtauverläufe den „worst case“ darstellen.

## 2.3 Stillstandszeiten

Die Naturabtauung kann nur während der Stillstandzeiten wirken, und dies auch nur dann, wenn die Stillstandsperiode genügend lang ist. Wir haben daher ergänzend zu den Labormessungen im Feld unter praktischen Arbeitsbedingungen auch die Lauf- und Stillstandszeiten der Wärmepumpen gemessen.



*Abb. 5+6 : Verteilung der Stillstandszeiten in einer Heizsaison für zwei verschiedene Wärmepumpenanlagen. Hier kommen die unterschiedlichen Steuerungsstrategien der Hersteller zum Vorschein. (Linke Abbildung: Maschinen mit Heissgasabtauung, rechtes Bild: solche mit Prozessumkehr). Der Unterschied der Abtauart hat mit der Stillstandsverteilung an sich nichts zu tun).*

Da der Einfluss der Umgebungstemperatur auf das Abtauverhalten eher gering ist, wurde in den beiden Abb. 5+6 der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Verteilung nicht berücksichtigt.

Aus Abb. 3 erkennt man, dass es im ungünstigsten Fall etwa 60 Minuten dauert, bis das Eis abzutropfen beginnt und 240 Minuten, bis das Eis komplett abgeschmolzen ist. Mit anderen Worten tragen nur Stillstandzeiten von mindestens 1 Stunde dazu bei, dass Eis auf natürlichem Wege abzutauen beginnt.

## 2.4 Steuerung der Abtauung

Wie sollen nun die Erkenntnisse aus diesem Kapitel steuerungstechnisch umgesetzt werden? Das Fazit unserer Untersuchungen lautet:

- Die benötigten Stillstandszeiten sind sehr lang. Es ist steuerungstechnisch kaum möglich, die Naturabtauung sinnvoll in ein Abtausteuerkonzept zu integrieren.
- Die in Kapitel 3 vorgestellte Abtauung mit Ventilator ist viel wirksamer und lässt sich sehr einfach in ein Abtausteuerkonzept integrieren. Der Abtauenergieaufwand ist nur unweesentlich grösser als bei der Naturabtauung. Unter diesen Voraussetzungen entfällt der Anreiz zur gezielten Nutzung der Naturabtauung.

### 3 Experimentelle Untersuchung der Abtauung mit Ventilator

#### 3.1 Vorgehen

Es ist an sich nahe liegend, bei Lufttemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes den Ventilator als Abtauhilfe heranzuziehen. Unterhalb des Gefrierpunktes muss jedoch weiterhin mit Heissgasabtauung oder Prozessumkehr oder einem anderen Abtauverfahren gearbeitet werden. Beide Verfahren lassen sich auch kombinieren. In Kapitel 6 wird ein Abtauverfahren mit Umluft beschrieben, das in mancher Beziehung mit der hier besprochenen Ventilatorabtauung verwandt ist, jedoch unabhängig von der Umgebungslufttemperatur, d.h. auch bei Minusgraden, betrieben werden kann.

#### 3.2 Messungen und Auswertungen

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:

$Q_{\text{Abt}}$  = zugeführte Abtauwärme

$\alpha$  = Wärmeübergangszahl Luft->Lamellen

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

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

Bei der untersuchten Wärmepumpe betrug die Verdampferfläche ca. 60 m<sup>2</sup>. Bei einer geschätzten Wärmeübergangszahl zwischen Luft und Lamellen von 30 W/(m<sup>2</sup>\*K) müsste die Abtauleistung folgende Werte annehmen:

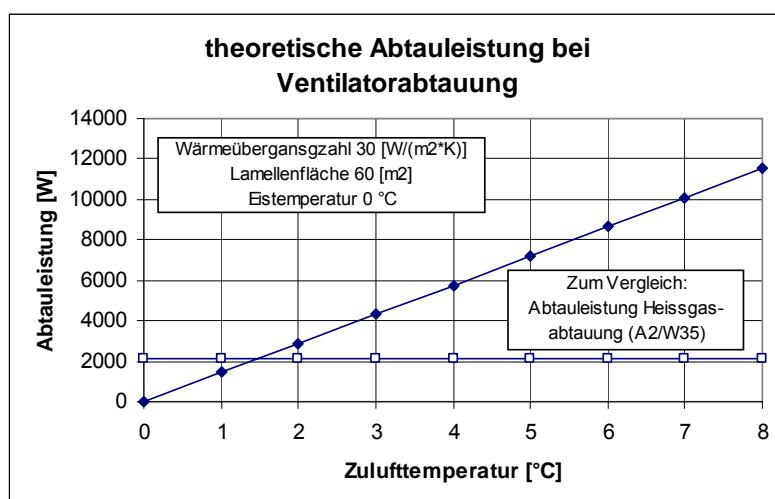
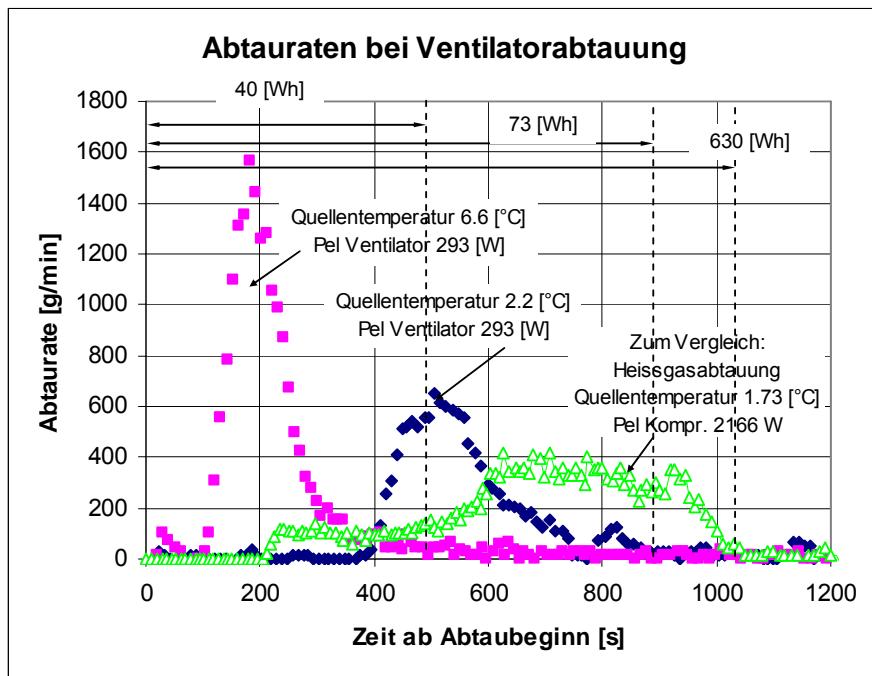


Abb. 7: Theoretische Abtauleistung bei Ventilatorabtauung

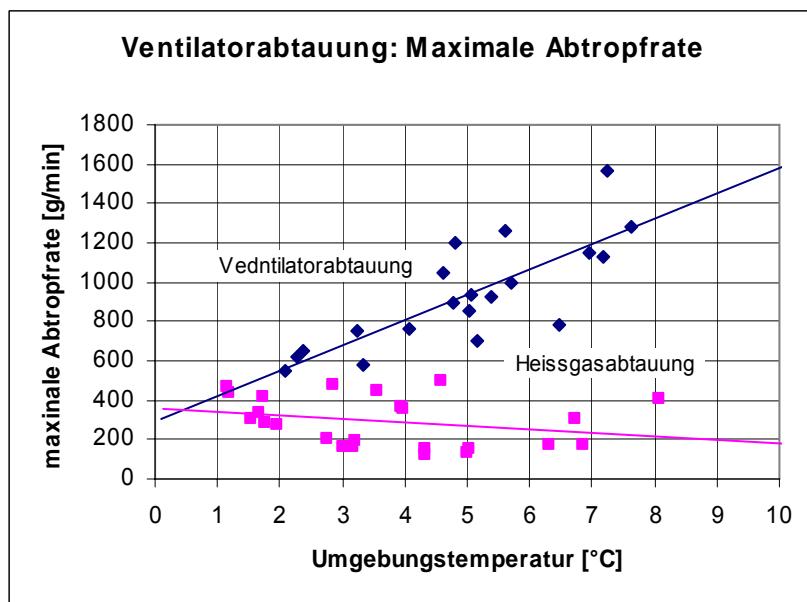
Die Messungen haben gezeigt, dass die zugeführte Wärme bei Ventilatorabtauung effektiv unter diesen theoretischen Werten liegt (aber immer noch sehr hoch ist).



**Abb. 8:**  
effektiver Abtropfstrom.  
Die horizontalen Pfeilstrecken geben den ungefähren elektrischen Energieaufwand für die Abtauung an.

Wie Abb. 8 zeigt, ist die Abtaurate schon bei wenig über dem Gefrierpunkt liegender Temperatur höher als bei der Heissgasabtauung und der Beginn des Abtropfens ist tendenziell früher. Naturgemäß wird die Abtaurate bei höherer Quellentemperatur ebenfalls höher. Bei 6.6 °C Quellentemperatur 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 2166 W beträgt (mit Originalabtausteuerung).

Einen generellen Vergleich der maximalen Abtropfraten von Ventilator- und Heissgasabtauung zeigt Abb. 9. Die Streuungen bei der Heissgasabtauung sind erstaunlich gross.



**Abb. 9:**  
Vergleich der maximalen Abtropfraten für Ventilator- und Heissgasabtauung.

Die leicht abnehmende Tendenz der maximalen Antropfraten bei der Heissgasabtauung können wir uns nicht erklären, da die Abtauleistungen in etwa konstant sind.

Die Ventilatorabtauung arbeitet selbstverständlich nur bei Umgebungstemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes. Wenn man berücksichtigt, dass im schweizerischen Mittelland als für die Schweiz typischem Siedlungsgebiet etwa 50 % der Heizwärmebedarfs oberhalb des Gefrierpunktes anfällt, so ist das Potential der Einsparung an Abtauenergie beträchtlich.

Die mittlere während der Ventilatorlaufzeit anfallende Abtauleistung wurde aus mehreren Versuchen ermittelt. Abb. 9 zeigt diesen Verlauf für die untersuchte Maschine (Lamellenfläche  $60 \text{ m}^2$ ). Diese Abtauleistung wurde wie folgt berechnet: Abtropfmasse mal Schmelzenthalpie des Eises dividiert durch die Abtropfzeit. Da in dieser Rechnung die Erwärmung für das Eis und die Verdampferstruktur nicht berücksichtigt wurde, ist die Abtauleistung effektiv noch etwas grösser. Eine Abschätzung ergibt etwa 10 % Mehrleistung durch diesen Effekt.

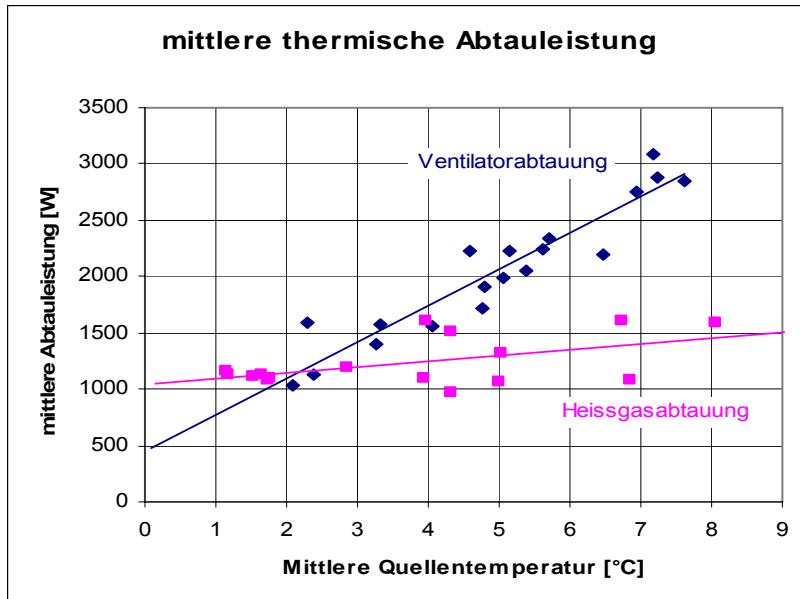


Abb. 10:

Mittlere thermische Abtauleistung in Funktion der Zulufttemperatur.

Man beachte, dass die gemessene Abtauleistung bei Ventilatorabtauung um etwa Faktor 4 unter dem berechneten Wert liegt.

Die Gründe für diese Differenz liegen einerseits bei der Abtauzeit, die überschätzt wird (Abschmelzzeit des Eises wurde gleich der Abtropfzeit gesetzt), andererseits wird vermutet, dass durch die forcierte Strömung ein Stoffübergang von der Flüssigkeit an die Luft stattfindet, der einen Teil der Abtauwärme absorbiert.

In Abb. 10 ist auch die Abtauleistung der Referenzmaschine eingetragen. Bei diesem Vergleich muss beachtet werden, dass die Wärmezufuhr zum Verdampfer bei der Referenzmaschine effektiv höher ist, da ein Teil der vom Kompressor produzierten Wärme unterwegs verloren geht. Bei der Ventilatorabtauung ist dies nicht der Fall. Hier dürfte die Wärmezufuhr aus der Luft ziemlich genau der abgegebenen Abtauleistung entsprechen.

Wird nun die Ventilatorabtauung mit der Heissgasabtauung kombiniert, so ergibt sich folgendes Bild bezüglich des Abtauenergieaufwandes bei der untersuchten Maschine:

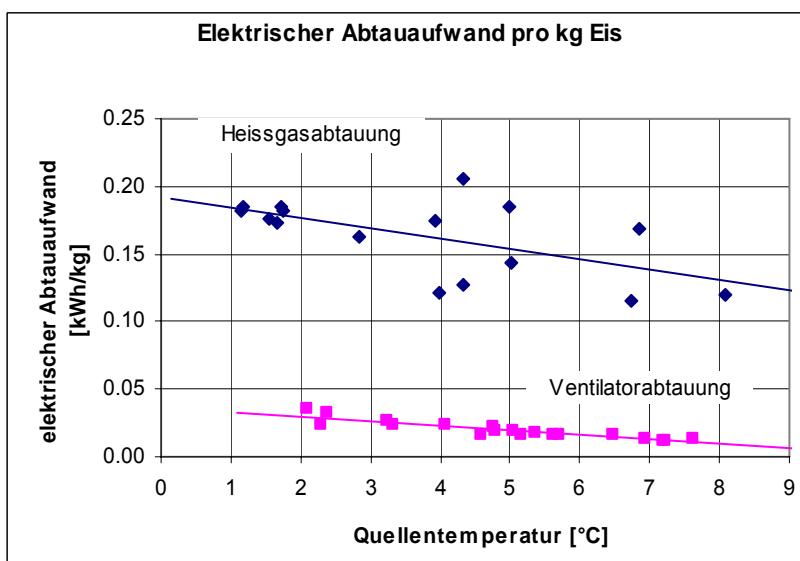


Abb. 11:

Elektrischer Abtauenergieaufwand in Funktion der Quellentemperatur bei der Kombination Ventilatorabtauung und Heissgasabtauung

Eine Firma 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 Kapitel 6.1.

## 4 Steigerung der Abtauleistung bei Heissgasabtauungen

### 4.1 Ziel

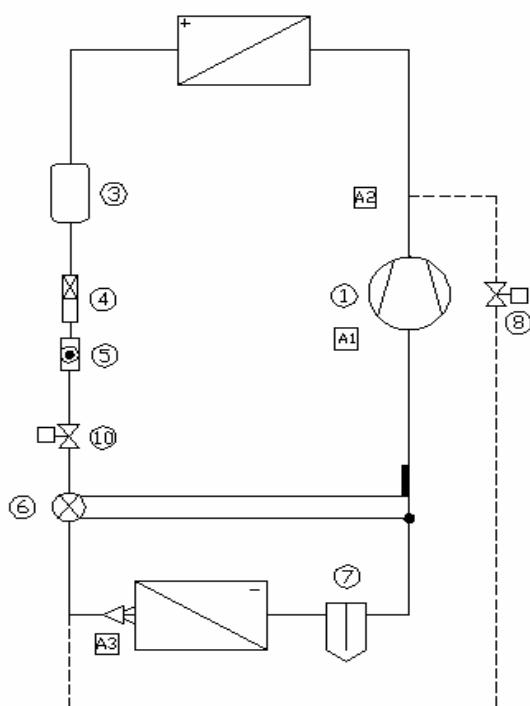
Etwa die Hälfte aller Luft/Wasser-Wärmepumpen in der Schweiz wird derzeit mit Heissgasabtauung ausgeliefert. Die Abtauleistung ist gegenüber dem Abtauverfahren mit Prozessumkehr deutlich kleiner und dementsprechend dauert die Abtauung länger. Bei extern induzierten Luftströmungen durch den Verdampfer 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 Heissgas-Abtauung zu erhöhen.

Dieses Kapitel behandelt die Untersuchung der Steigerung der Abtauleistung bei Heissgasabtauung durch verschiedene Massnahmen. Die dazu notwendigen Daten wurden an einer Luft/Wasser Wärmepumpe während jeweils drei Heiz/Abtauzyklen in den Arbeitspunkten A2/W50, A2/W35, A7/W35 und A-7/W35 im Original- und modifizierten Zustand ermittelt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen soll ein Lösungsansatz zur weiteren Optimierung der Heissgasabtauung ausgearbeitet werden, welcher durch entsprechende Modifikation der genannten L/W-Wärmepumpe messtechnisch untersucht wird.

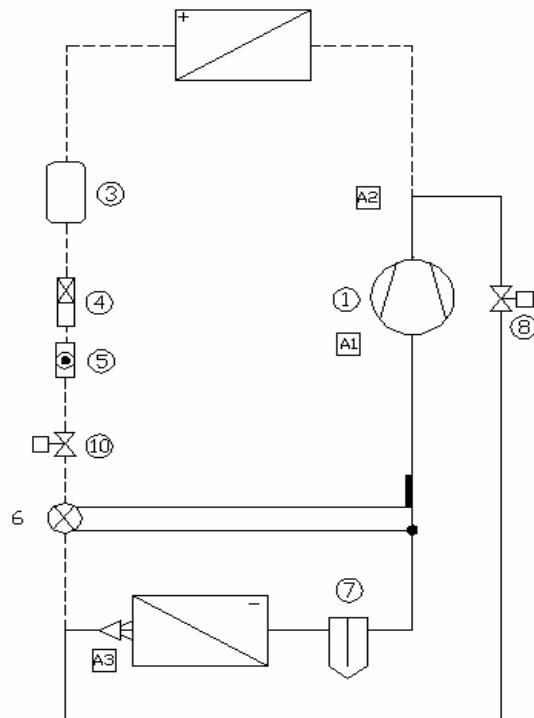
### 4.2 Theoretische Betrachtungen zum Mechanismus der Heissgasabtauung

Das Prinzip der Heissgasabtauung beruht auf der Umleitung der aus dem Verdichter (Arbeitspunkt B) austretenden Heissgase über einen Bypass auf den vereisten Verdampfer. In Abb. 12 ist eine typische Ausführung der Heissgasabtauung dargestellt. Das linke Prinzipschema zeigt den Heizbetrieb und das rechte den Abtaubetrieb. Die dicken Linienzüge stellen den Kältemittelweg für das jeweilige Betriebsregime dar.

Heizbetrieb



Abtaubetrieb



Legende:

- |   |                                  |       |                              |
|---|----------------------------------|-------|------------------------------|
| 1 | Verdichter                       | 6     | Thermisches Expansionsventil |
| 2 | Magnetventil Flüssigkeitsleitung | 7     | Sauggasakkumulator (Option)  |
| 3 | Kältemittelsammler               | 8     | Magnetventil Bypassleitung   |
| 4 | Filtertrockner                   | A,B,C | Zustandpunkte                |
| 5 | Schauglas                        |       |                              |

*Abb. 12: Kältetechnisches Schema der Heissgasabtauung (der Sauggasakkumulator ist optional). Linkes Bild Heizbetrieb, rechtes Bild Abtaubetrieb*

Das Heissgas strömt durch die Bypassleitung und tritt beim Venturikältemittelverteiler (Arbeitspunkt C) in den Verdampfer ein. Der Venturiverteiler unterteilt den Heissgasstrom in einige kleine, parallele Teilströme, welche die verschiedenen Zonen des Verdampfers abtauern sollen. Das Heissgas heizt zuerst den Verdampfer und dessen Lamellen bis auf etwa 0°C auf und anschliessend setzt ein Wärmestrom zum Eisansatz ein, welcher diesen dann zum Schmelzen bringt. Vereinzelt kondensiert das Kältemittel im Verdampfer. Somit ist ein Saugakkumulator (7) oder ein Heissgasüberheitzer von Vorteil, damit der Verdichter nicht Kältemitteltröpfchen ansaugt. Ist das Heissgas wieder beim Verdichteransaugstutzen angekommen (Arbeitspunkt A) wird es wieder verdichtet und der Abtauvorgang wiederholt sich wie oben beschrieben. Meistens wird der Verdampfer solange abgetaut bis die Heissgastemperatur am Verdampferaustritt einen Wert von ca. 20 bis 30°C angenommen hat.

Der thermodynamische Zustandsverlauf während der Abtauung ist in Abb. 13 dargestellt. Das Kältemittel verlässt den Kompressor mit hohem Druck und hoher Temperatur (Zustandspunkt B) und wird in der Bypassdrossel isenthalp auf niedrigen Druck (Zustandspunkt C) gedrosselt (die Temperatur des Kältemittels bleibt bei der Drosselung fast konstant) und gelangt so zum Verdampfer, wo es unter Abgabe von Wärme (für die Abtauung) auf nahe über dem Gefrierpunkt abgekühlt und dann zum Saugstutzen des Kompressors zurück gelangt (Zustandspunkt A). Wenn man von den Wärmeverlusten an die Umgebung in der Bypassleitung, dem Gehäuse des Kompressors oder zusätzlichen Aufgaben wie der Tropfwannenbeheizung absieht, ist die Abtauleistung gleich der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors.

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 Rohreibung, dem Abtaudrosselventil und weiteren Einbauten wie etwa Magnetventilen etc. Dieser Druckabfall muss vom Kompressor wieder kompensiert werden.

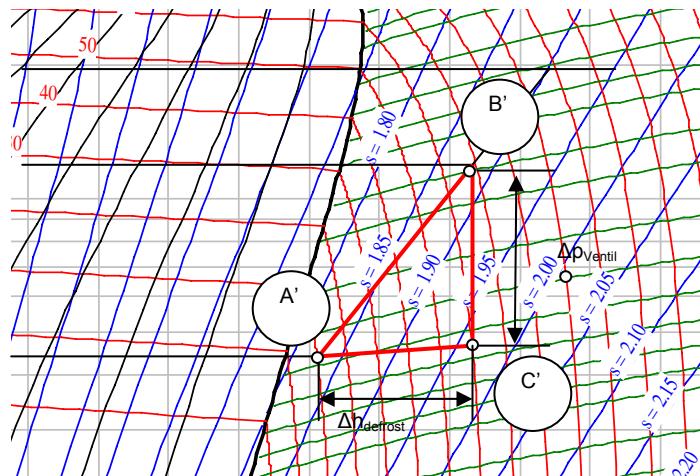


Abb. 13:  
thermodynamischer Zustandsverlauf  
während der Heissgasabtauung.

Streng genommen stellt sich nicht eine Druckdifferenz ein, sondern ein Druckverhältnis zwischen End- und Saugdruck des Kompressors ein. 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.

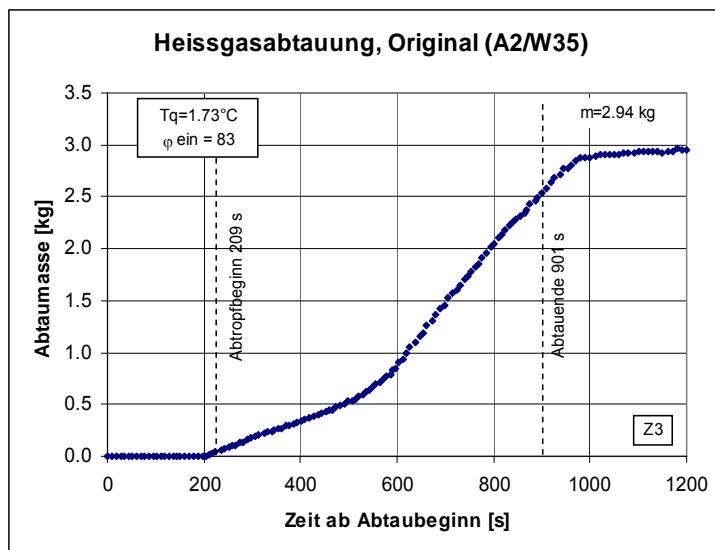
Je höher der Masseninhalt des Abtaukreises ist, desto höher steigen die absoluten Drücke im Abtaukreis, aber wie gesagt immer bei etwa gleichem Druckverhältnis. Wenn also der Saugdruck um 10 % steigt, so steigt auch der Enddruck um 10 %. Wie bereits oben erwähnt, hängt das absolute Druckniveau im Abtaukreis 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 (Abb. 17). Durch die Druckregelung bleibt die Abtauleistung bei allen Betriebspunkten praktisch konstant.

Bei festgehaltener Sauggastemperatur „wandert“ das Zustandsdreieck entlang der Isothermen der Sauggastemperatur mit zunehmender Kältemittelmasse nach oben, also in Richtung höherer Drücke. Das sich einstel-

lende Druckverhältnis ergibt sich aus den Druckabfällen zwischen Kompressoraustritt und Saugstutzen, welche wiederum von der (unveränderlichen) Geometrie des Abtaukreises abhängig sind.

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 Rücklauftemperatur des Senkenkreises. Damit sinkt gezwungenermaßen auch der Druck im Kondensator, resp. der Enddruck am Kompressor. Dies ist der Grund, weshalb bei niedrigen Vorlauftemperaturen die Abtauleistung meist schwach ist.

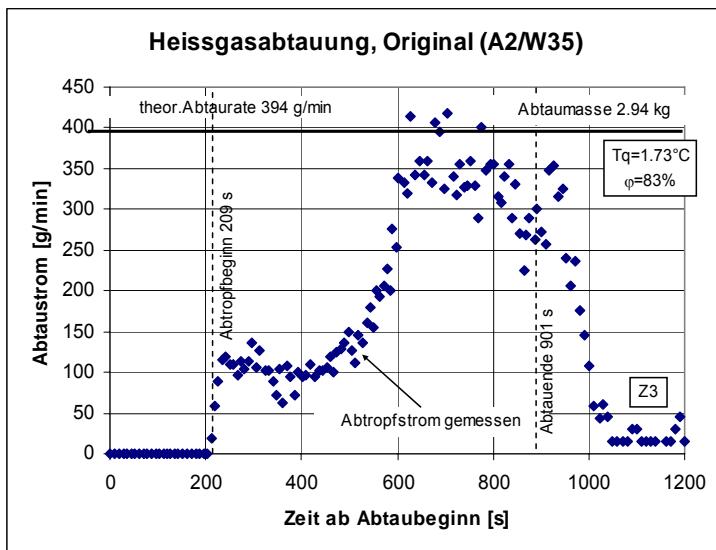
Als Referenz wurden die Abtauverhältnisse mit der Originalsteuerung aufgenommen, wobei die Tropfwannenheizung ausgeschaltet war. In Abb. 14 ist ein typischer Abtropfverlauf während der Abtauphase aufgetragen. Abb. 15 zeigt die Abtropfrate, d.h. die Abtropfmasse pro Minute.



*Abb. 14:  
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 nimmt<sup>3</sup>. Je tiefer die Verdampfertemperatur desto länger dauert diese Phase. Dann setzt eine Phase intensiven Abschmelzens ein, die gegen Ende des Abtauvorganges gegen null abnimmt.

<sup>3</sup> Aus räumlichen Gründen musste das Abtropfwasser über eine Distanz von 1m 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.

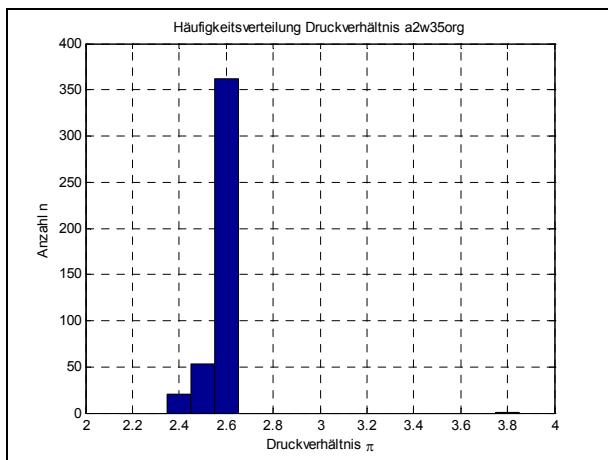


**Abb. 15:**  
Verlauf des Abtropfstroms bei der Referenzmaschine mit abgeschalteter Tropfwannenheizung (Beispiel). Als theoretische Abtropfrate betrachten wir den Koeffizienten aus der Kompressorleistung dividiert durch die Schmelzenthalpie des Eises.

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 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 liegt beim Abtauen der Originalmaschine etwa 20 % unter der Leistung beim Heizbetrieb. Dies müsste nicht sein und stellt ein Potential für höhere Abtauleistungen dar.

Wir haben diesen Sachverhalt auch experimentell geprüft. Die Abb. 16 zeigt das Druckverhältnis bei der untersuchten handelsüblichen Wärmepumpe bei verschiedenen absoluten Drücken. Die Variation des Druckverhältnisses im Abtaukreis ist tatsächlich gering (siehe Anhang A).



**Abb. 16:**  
Variation des Druckverhältnisses im Abtaukreis bei verschiedenen Saugdrücken

Nun stellt sich die Frage, welche Masse im Abtaukreis bei der Originalschaltung vorhanden ist. Wenn wir von der Abtauschaltung in Abb. 12 ausgehen, so ist die Verbindung zwischen Kompressoraustritt und Kondensator auch im Abtaubetrieb offen. In diesem Fall wird der Enddruck des Kompressors den Kondensationsdruck nicht überschreiten können, da bei einer tendenziellen Ueberschreitung sofort Kältemittel im Kondensator kondensieren würde und damit den Enddruck auf dem Sättigungsdruck im Kondensator halten würde.

Nun kann man zu Recht argumentieren, dass ja auch die Verbindung zum Verdampfer offen ist. Warum wird also nicht der Verdampfungsdruck zum bestimmenden Parameter? Wir sind bislang stillschweigend davon ausgegangen, dass der eingestellte Druckabfall resp. das eingestellte Druckverhältnis so gross ist, dass der Saugdruck nie den Sättigungsdruck bei Gefriertemperatur überschreitet. Wäre dies der Fall, besteht die Gefahr, dass Kältemittelgas im Verdampfer kondensiert und der Kompressor nass ansaugt. Dies wird der Hersteller zu verhindern versuchen, indem er eben den Druckabfall resp. das Druckverhältnis so gross wählt, dass auch beim höchsten denkbaren Enddruck (in diesem Falle Kondensationsdruck) der Saugdruck noch unter dem Sättigungsdruck liegt. Solange aber auf der Niederdruckseite kein flüssiger Phasenanteil vorhanden ist, wird die Saugseite nicht „lagebestimmend“ (ausser bezüglich der Temperatur im Punkt A).

Was passiert nun aber, wenn im Verdampfer tatsächlich Kältemittel kondensiert? Dann würde einerseits der Kondensator versuchen, den Enddruck auf Kondensationsdruck zu halten und gleichzeitig würde im Verdampfer der Saugdruck auf Verdampfungsdruck gehalten. Da kann nicht gleichzeitig das Druckverhältnis auf dem ursprünglichen Wert verbleiben. In der Tat gibt im diesem Fall „das Druckverhältnis nach“. Da nun Flüssigkeit zum Kompressor gelangt, ändert sein Massendurchsatz nun nicht mehr proportional zum Saugdruck, sondern überproportional stark, was sich auch auf den Druckabfall im Abtaukreis auswirkt.

Das Verständnis dieser Zusammenhänge ist entscheidend für die Verbesserungsschritte in Richtung höherer Abtaueffizienz bei der Heissgasabtauung.

#### 4.3 Verbesserung der Heissgasabtauung durch Saugdruckregelung

Der Betrag der Abtauleistung ist hauptsächlich von Saug- und Kondensationsdruck abhängig. Die Konsequenz aus den oben dargelegten Zusammenhängen führt nun zu folgenden Verbesserungsmöglichkeiten zur Anhebung der Abtaueffektivität:

- Hochhalten des Enddrucks
- Hochhalten des Saugdruckes (knapp unterhalb des Sättigungsdruckes im Verdampfer)
- Genügend grosser Druckabfall in der Bypassleitung (grosses Druckverhältnis)

Wir haben folgende Konfigurationen untersucht:

- a) Kombination von Hochdruckhochhaltung und festem Druckverhältnis

Bei dieser Konfiguration wurde in der Abtauphase die Verbindung zum Kondensator unterbrochen, um den Enddruck vom Kondensationsdruck abkoppeln zu können. Ebenso wurde die Flüssigkeitsleitung vor dem Expansionsventil durch ein Magnetventil geschlossen. Das Druckverhältnis zwischen End- und Saugdruck war fix und so eingestellt, dass auch beim höchsten zu erwartenden Enddruck der Sättigungsdruck im Verdampfer nicht überschritten wurde. Der Enddruck (Hochdruck) war nicht geregelt. Er stellte sich entsprechend der beim Umschalten auf Abtauung zufälligerweise im Abtaukreis befindlichen Masse ein. Wir erwarteten, dass sich dank der Abkopplung vom Kondensator ein eher höherer Enddruck einstellen würde. Dies war nicht der Fall.

- b) Kombination gesteuerter Enddruck und festes Druckverhältnis

Die Konsequenz aus den nicht erfüllten Erwartungen aus der Kombination a) war die aktive Steuerung von Hochdruck und Druckverhältnis. Dazu musste die im Abtaukreis befindliche Masse gesteuert werden. Wieder wurde der Abtaukreis durch je ein Magnetventil zwischen Kompressor und Kondensator und vor dem Expansionsventil abgetrennt. Durch wahlweise Öffnen der beiden Ventile (jedoch nie beide zusammen geöffnet) konnte dem Abtaukreis Kältemittel zu oder abgeführt werden. Mit dieser Zu- und Abfuhr von Kältemittel zum Abtaukreis konnte der Kältemittelinhalt und damit auch der Enddruck geregelt, d.h. auf ein Niveau entsprechend etwa 55 °C Kondensationsdruck eingestellt werden. Aus nicht ganz abgeklärten Gründen (vermutlich wegen eines nicht dicht schließenden Magnetventils vor dem Expansionsventil) ergab sich starke Kondensation von Kältemittel im Verdampfer und damit Nassansaugen.

- c) Kombination gesteuerter Saugdruck und fixes Druckverhältnis

Nach den Erfahrungen mit Kombination b) wurde das Abtaukonzept insofern umgekehrt, als nun nicht mehr der Hochdruck, sondern der Saugdruck geregelt wurde. Anfänglich bestand sogar die Idee auch das Druckverhältnis zu regeln. Diese Idee wurde zwecks einfacherer Umsetzung nicht wei-

ter verfolgt. Die Steuerung der Kältemittelmasse im Abtaukreis erfolgte wie in Kombination b). Auf dieses Verfahren wird im folgenden Abschnitt vertieft eingegangen.

Aus unseren Untersuchungen ging die Saugdruckregelung als erfolgsversprechendste 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. Abb. 17 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 des Kompressors so hoch als möglich angesetzt werden.

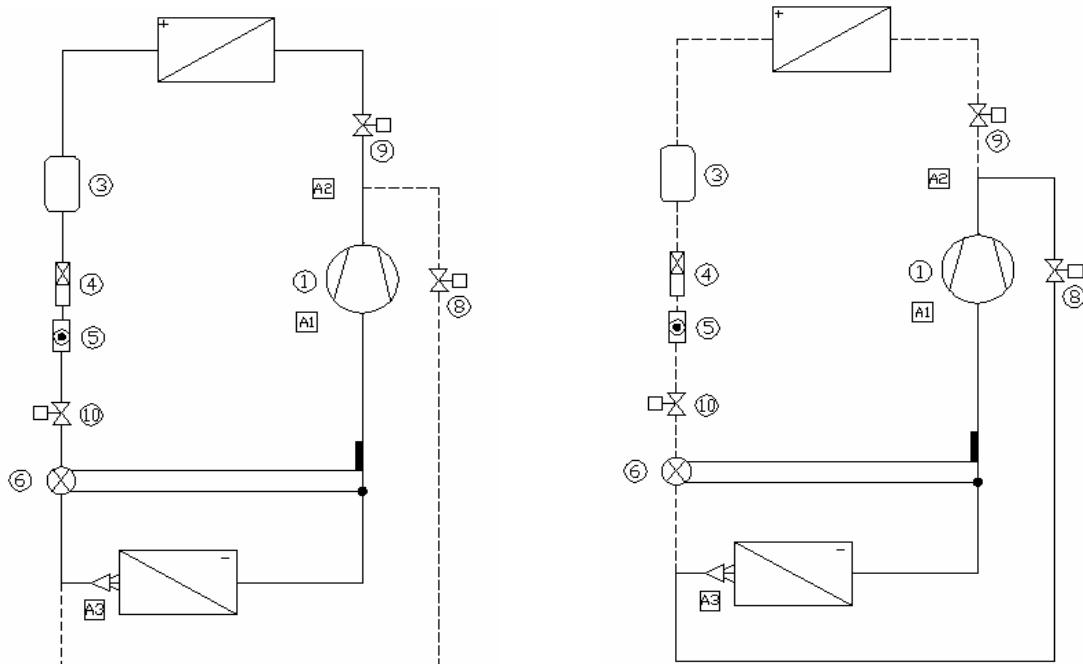
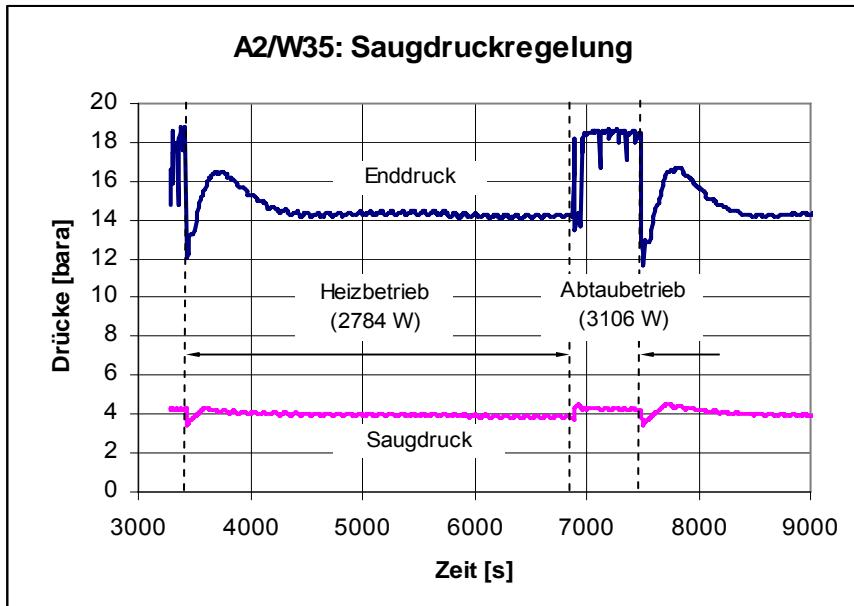
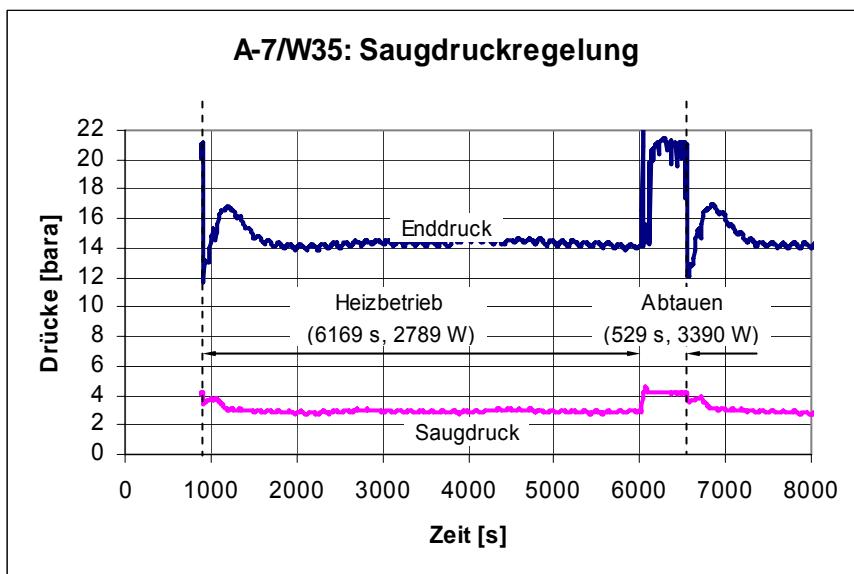


Abb.17: Abtauschaltungen. Links die klassische Heissgasabtauung (Ventil 10 geschlossen, Ventil 8 offen), rechts die Heissgasabtauung mit Saugdruckregelung (Ventile 9 und 10 geschlossen, Ventil 8 offen).

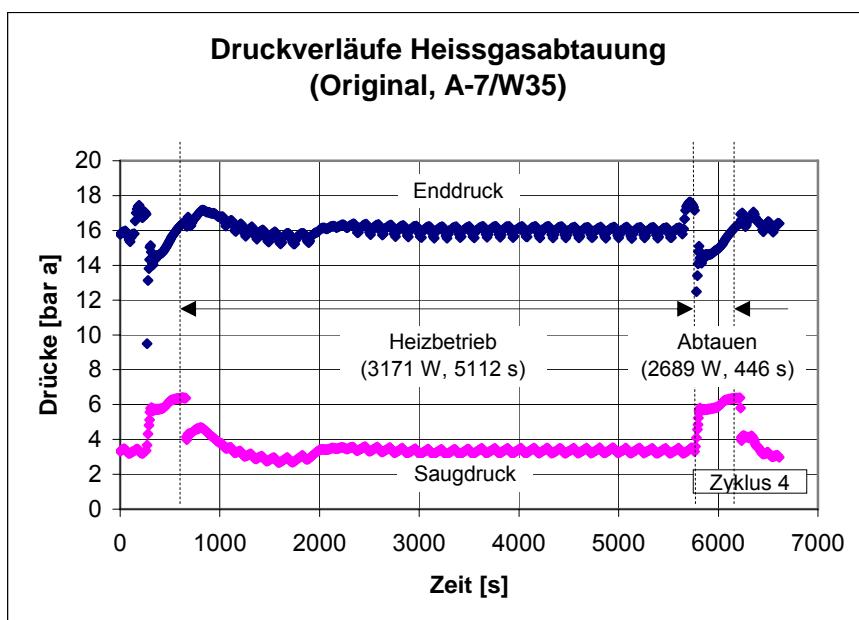
Abb. 18+19 zeigen einen Verlauf der Saug- und Enddrücke im Heiz- und Abtaubetrieb. Insbesondere die Enddrücke reagieren sehr deutlich auf die Anhebung des Saugdruckes. Das Druckverhältnis wird dadurch wesentlich höher und damit auch die Abtauleistung. Die Messungen zeigen, dass die Kompressorleistung im Abtaubetrieb etwa 3100 W betrug, während dies ohne Saugdruckregelung beim Original im gleichen Arbeitspunkte nur 2166 W waren (vgl. Abb. 21).



*Abb. 18:*  
Druckverläufe mit geregeltem  
Saugdruck im Arbeitspunkt  
A2/W35.

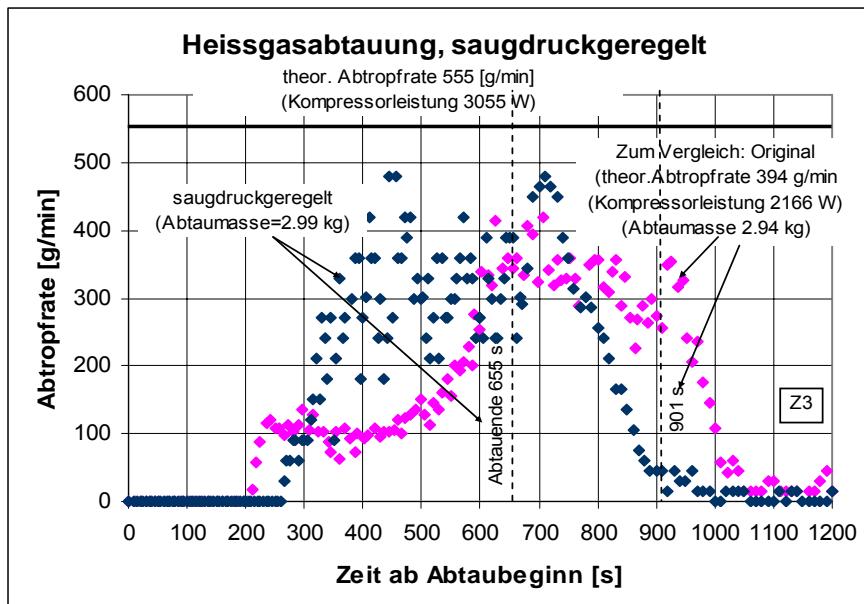


*Abb. 19:*  
Druckverläufe mit geregeltem  
Saugdruck im Arbeitspunkt A-  
7/W35.



*Abb. 20:*  
Druckverläufe im Originalzustand  
ohne Saugdruckregelung im Arbeits-  
punkt A-7/W35. Man beachte den  
hohen Saugdruck während des Ab-  
tauens. Tatsächlich wurde Konden-  
sation des Kältemittels beobachtet.  
Der Enddruck sinkt in der Abtaupha-  
se wie erwartet.

Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Saugdruckregelung funktioniert. Abb. 18 bis 20 zeigen die Druckverläufe für zwei Arbeitspunkte 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 Abtaus bei 3053 resp. 3560 W. Man vergleiche dies mit der Kompressorleistung ohne Saugdruckregelung (Abb.7). 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.



**Abb. 21:**  
Abtropfverlauf mit geregeltem Saugdruck. Als theoretische Abtropfrate betrachten wir den Koeffizienten aus Kompressorleistung während der Abtauung dividiert durch die Schmelzenthalpie des Eises.

Ein wesentlicher Unterschied der saugdruck geregelten Abtauung zur ungeregelten Abtauung besteht darin, dass die Abtauleistung bei allen Arbeitspunkten die gleiche ist. Während bei der ungeregelten Heissgasabtauung die Abtauleistung bei tiefer Kondensationstemperatur abfällt, ist dies hier nicht der Fall.

## 5 Feldmessungen der Abtau-Betriebsphasen an LW-Wärmepumpen

### 5.1 Ziele und Methodik

Die Feldmessungen sollen veranschaulichen, wie sich die Abtauung von Anlagen im praktischen Betrieb darstellt. Dazu wurden, als Ergänzung zu den bereits vor einem Jahr im Rahmen der Phase 2 ausgemessenen Heissgas-Wärmepumpenanlagen, einige Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Umkehrabtauung in weiteren Feldversuchen ausgewertet.

Es standen zwei Fragestellungen im Raum:

- Verteilung der Stillstandszeiten (im Hinblick auf die Naturabtauung)
- Vergleich des effektiven Abtaubedarfs im Feld und gemäss Prüfstandmessungen nach EN-255 (im Hinblick auf das Projekt FAWA, Klärung der Abweichung der Erwartungswerte von den im Feld gemessenen Anlagen)

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 Retrofitssystem) messtechnisch untersucht, die bezüglich dem praktischen Einsatz auch von Interesse sind.

Analyse von Anlagen, die im Feld messtechnisch untersucht wurden:

- a) Feldmessungen an 4 Wärmepumpenanlagen mit Heissgasabtauung,
- b) Feldmessungen an 4 Wärmepumpenanlagen mit Prozessumkehrabtauung
- c) Feldmessung an 1 Wärmepumpe mit Umluftabtauung und
- 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 Gesamlaufzeit 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.

Für die Messungen wurden Anlagen aus dem BFE-Projekt FAWA<sup>4</sup> ausgewählt. Bei den Anlagen mit Heissgas-Abtauung konnten die Messwerte von vier Anlagen, die im Bericht Phase 2 aufgenommen wurden, in die neue Auswertung integriert werden. Eine fünfte Anlage mit Heissgas-Abtauung wurde in diesem Winter analysiert. Vier Anlagen mit Prozessumkehr wurden ebenfalls in diesem Winter untersucht und ausgewertet.

Der Versuchsaufbau war einfach. Die Betriebszeiten sowie die Abtauung wurden an den entsprechenden Steuerungselementen im Schalt- und Steuerschrank abgenommen und über potentialfreie Kontakte an die eingesetzten Kleindatenlogger (Fabrikat ELPRO Hotbox-Be3) übermittelt. Für die Datenerfassung wurden pro Anlage zwei Datenlogger mit je vier Aufnahmekanälen (3 analoge und 1 digitaler) eingesetzt. Die Messfühler wurden vor den Messungen mittels geeichter Vergleichsmessungen kontrolliert.

Die Anlagen wurden so ausgewählt, dass verschiedene Geräte und Steuerungsabläufe evaluiert wurden. Dadurch ist es möglich, auch Vergleiche bei denselben Abtauprinzipien anzustellen. Die Analyse war jedoch nicht einfach, da bei praktisch allen Messungen grosse Streuungen auftreten. Trotzdem wurden interessante Erkenntnisse gefunden, die zumindest ansatzweise zur Optimierung eines Wärmepumpenbetriebs mit Luft/Wasser-Wärmepumpen dienen können.

## 5.2 Messungen und Auswertungen

Es wurden keine kostspieligen Messkonzepte erstellt, sondern nur die wesentlichsten und für die Beurteilung benötigten Parameter aufgenommen. Die nachstehenden Parameter wurden für die Untersuchung der Abtausysteme aufgenommen:

- 1 Betriebs- und Stillstandszeit des Kompressors
- 2 Laufzeit der Abtauung
- 3 Aussentemperatur (Umgebung)
- 4 Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer
- 5 rel. Luftfeuchte vor dem Verdampfer
- 6 Vor- und Rücklauftemperatur Kondensator (tw.)

Für die Messungen wurden Anlagen aus dem BFE-Projekt FAWA ausgewählt, bei denen das Betriebsverhalten und die Leistung bekannt waren. Es wurden je fünf Anlagen mit Heissgasabtauung und mit Prozessumkehr ausgerüstet und messtechnisch erfasst. Für die Analyse standen wegen diversen Ausfällen (Fühler, etc.) nur je vier Anlagen zur Verfügung.

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 tw. keine tiefen 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 zuwenig bekannt oder unterlagen dem Betriebsgeheimnis der Hersteller.

---

<sup>4</sup> FAWA = Projekt „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen“ [6]

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.

### 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. 2, Bild 2 beginnt das Abtropfen erst nach etwa 40 [min]) sind die Stillstandszeiten über ca. 40 [min] Dauer interessant. Aus der Abb. 22 ist für diese ausgewertete Anlage feststellbar, dass die meisten Stillstandszeiten genügend lange dauern, um vom Einfluss der Naturabtauung profitieren zu können.

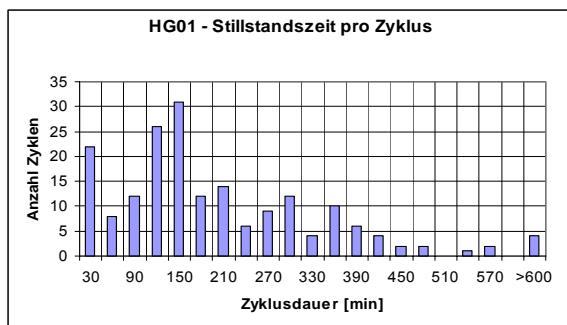


Abb. 22: Häufigkeitsverteilung der Stillstandszeiten pro Zyklus mit Heissgasabtauung (Beispiel)

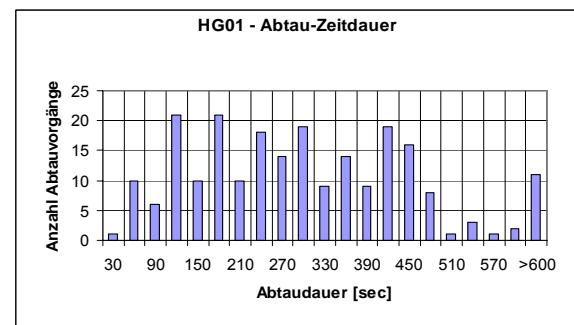


Abb. 23: Verteilung der Abtaudauer bei der gleichen Anlage mit Heissgasabtauung (Beispiel)

Die Abbildung (23) 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 Abtaudauer von 60 bis ca. 600 [sec].

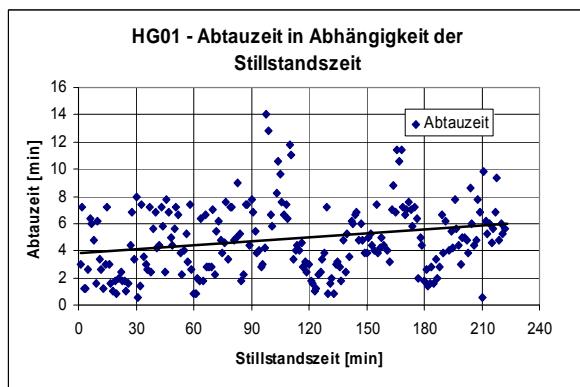


Abb. 24: Abtauzeiten vs. Stillstandszeiten bei der gleichen Anlage mit Heissgasabtauung

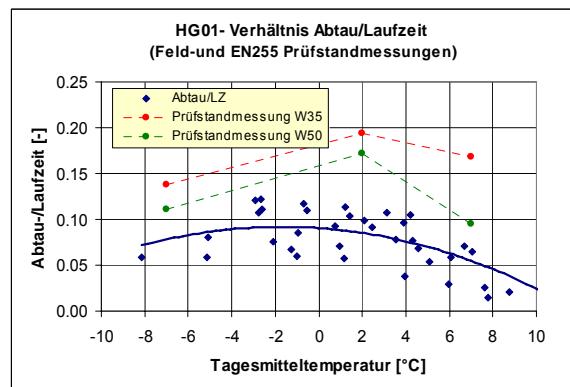
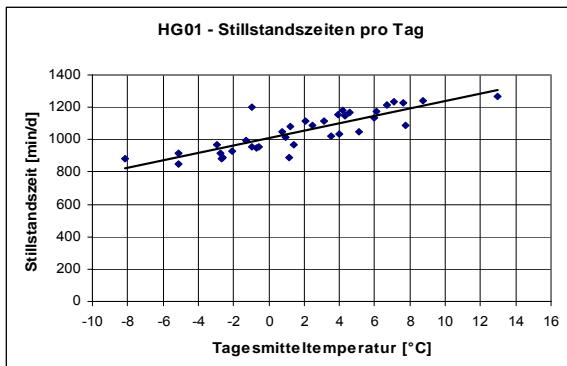


Abb. 25: Vergleich des Verhältnisses der Abtau- zur Gesamlaufzeit des Kompressors für Feld- und WPZ-Messungen

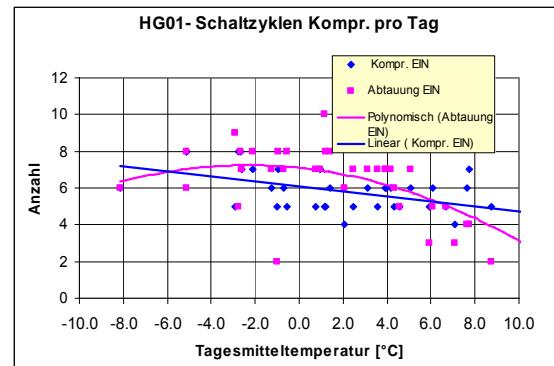
Sofern die Naturabtauung bei der ausgewerteten Wärmepumpenanlage entsprechend den bei den Labormessungen festgestellten Wirkungen beeinflusst würde, müssten die Abtauzeiten mit zunehmender Stillstandszeit abnehmen. Dies ist jedoch in der Grafik (Abb. 24) nicht feststellbar.

Die Verhältniszahl *Abtau- zur Gesamlaufzeit 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.



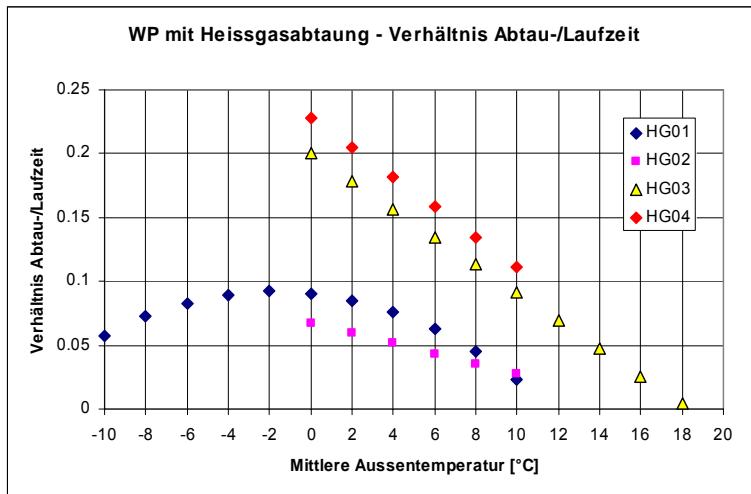
*Abb. 26: Stillstandszeiten pro Tag vs. Umgebungstemperatur zeigen eine deutliche Korrelation (stark überdimensionierte Anlage)*



*Abb. 27: Die Anzahl der Einschaltungen sind sowohl bei der Kompressorlaufzeit wie auch bei den Abtauungsvorgängen 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 Abb. 27 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.

Die Erkenntnisse aus diesen Auswertungen sind relativ klar. Im Abtausteuerungskonzept ist offenbar noch ein Verbesserungspotential enthalten, wie Abb. 28 deutlich zeigt. Beispielsweise sollte die Abtauung bei höheren Umgebungstemperaturen über etwa 10 [°C] nicht mehr aktiv sein.



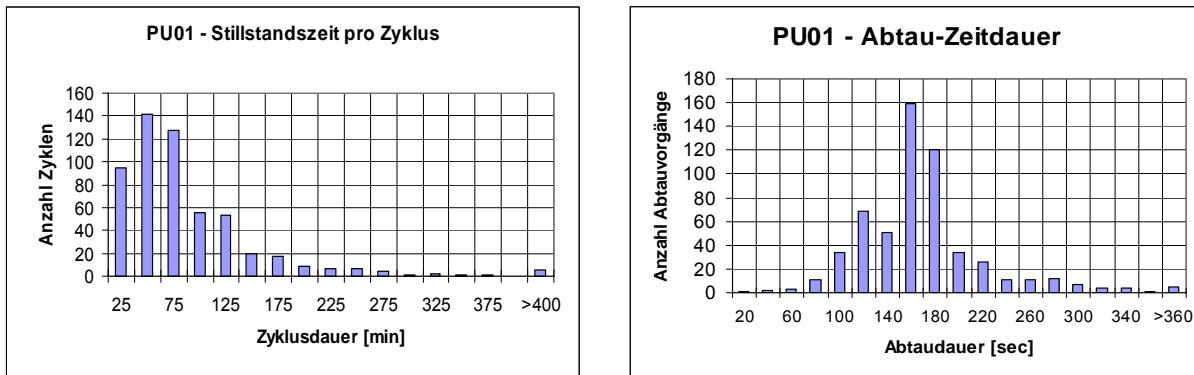
*Abb. 28:  
Vergleich aller vier ausgewerteten WP-Anlagen mit Heissgasabtaung*

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 fünf 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. 2, Abb. 2) sind die Stillstandszeiten pro Zyklusdauer über ca. 40 [min] interessant. Aus der Abb. 29 ist für diese ausgewertete Anlage ebenfalls feststellbar, dass die meisten Abtauvorgänge genügend lange dauern, um vom Einfluss der Naturabtauung profitieren zu können.

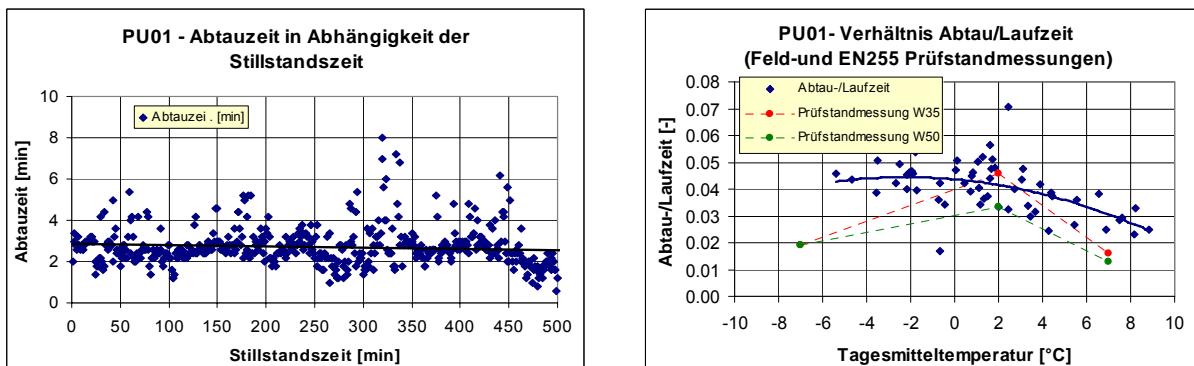


*Abb. 29: Häufigkeitsverteilung der Stillstandszeiten pro Zyklus mit Prozessumkehrabtauung (Beispiel)*

*Abb. 30: Verteilung der Abtaudauer bei der gleichen Anlage mit Prozessumkehrabtauung (Beispiel)*

Das zweite Bild (Abb. 30) zeigt die Verteilung der Abtauzeiten. Die meisten Abtauvorgänge 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 (Abb. 31). Es wird angenommen, dass die Regelung und Steuerung der Abtauung auch hier einen übergeordneten Einfluss hat, sodass die Naturabtauung keine Wirkung zeigt.



*Abb. 31: Abtauzeiten vs. Stillstandszeiten bei der gleichen Anlage*

*Abb. 32: Vergleich des Verhältnisses der Abtau- zur Gesamtaufzeit des Kompressors für Feld- und WPZ-Messungen*

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

Warum sich bei den PU-Abtausystemen im Gegensatz zu der HG-Abtauung, wo die WPZ-Werte (Verhältnis Abtau-/Laufzeit) einiges höher waren gegenüber den Feldmessungen, ein ähnliches Verhalten zeigte, konnte nicht eruiert werden.

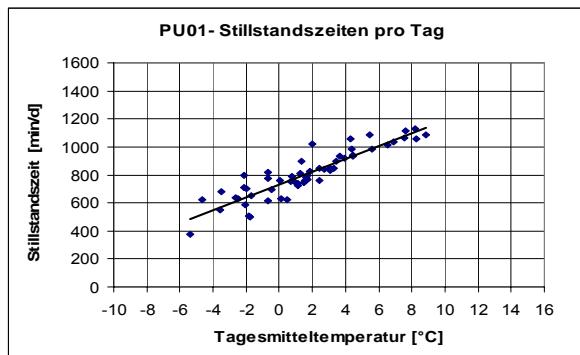


Abb. 33: Stillstandszeiten pro Tag vs. Umgebungstemperatur zeigen eine deutliche Korrelation

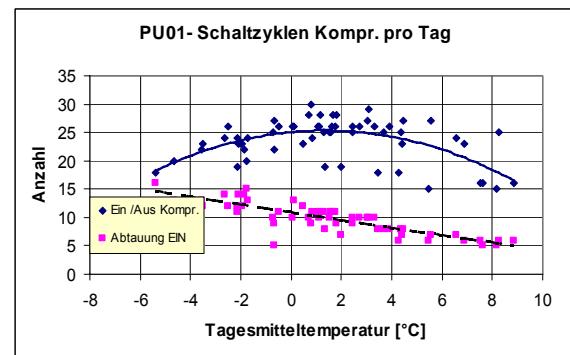


Abb. 34: Die Anzahl der Einschaltungen Kompressor wie auch der Abtauungsvorgänge sind bei diesem Beispiel in normalen Bereichen

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.

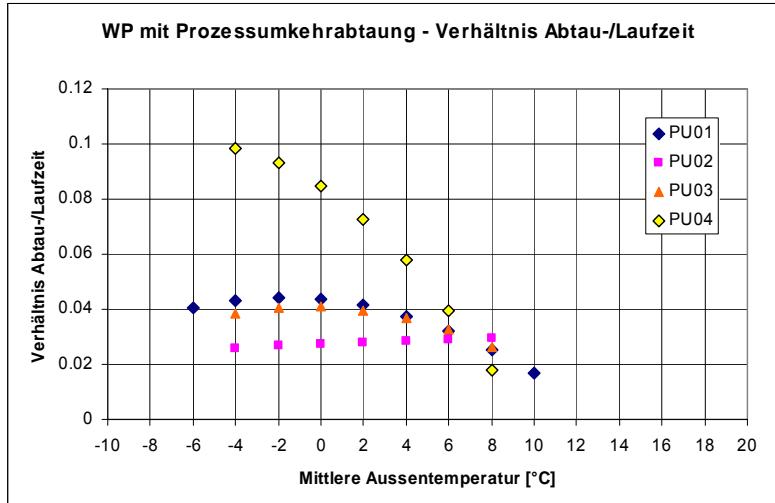


Abb. 35:  
Vergleich aller vier ausgewerteten  
WP-Anlagen mit Prozessumkehr-  
abtauung

Für die Anlagen mit Prozessumkehrabtauung sind die Erkenntnisse aus diesen Auswertungen grundsätzlich positiver. Bei der Anlage PU04 (Abb. 35) besteht noch ein Verbesserungspotential. 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.

## 6 Experimentelle Untersuchung von zwei Spezialanlagen

### 6.1 Umluftabtauung

#### 6.1.1 Anlagenbeschreibung

Bei der hier vorgestellten und untersuchten Anlage handelt es sich um eine Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Umluftabtauung. Man kann diese Abtauart als Weiterentwicklung der Ventilatorabtauung nach Kap. 3 betrachten. Während bei der Ventilatorabtauung für die Abtauung Umgebungsluft verwendet wird und diese daher nur für Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes eingesetzt werden kann, bezieht das Umluftsystem die Luft für das Abtauen aus dem Aufstellungsraum der Wärmepumpe. Die Temperatur dieser Luft ist i.a. dauernd deutlich über 0°C und somit das ganze Jahr einsetzbar.

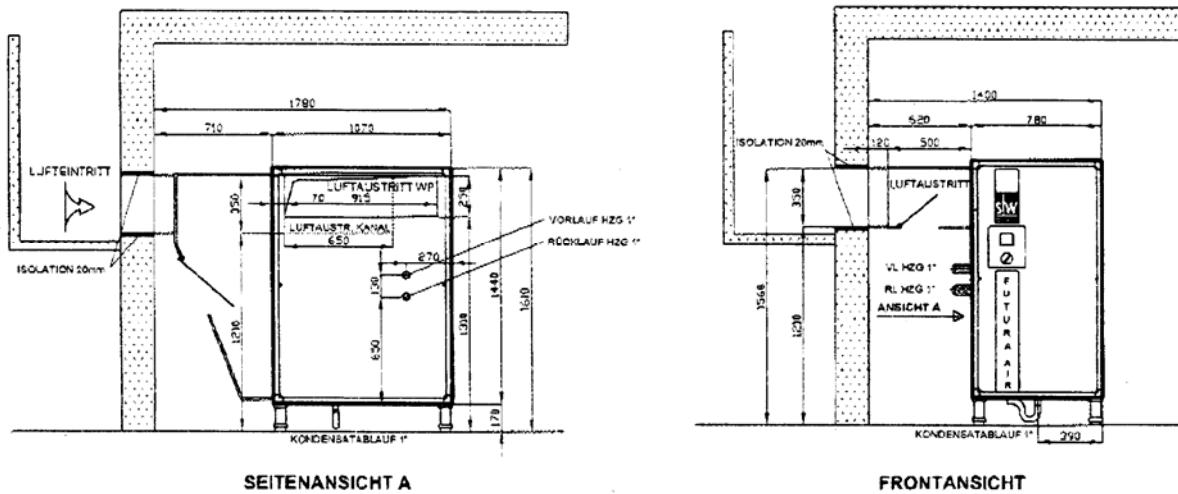


Abb. 36: Disposition der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Umluft-Abtauung. Umluftklappe offen, d.h. in Abtaustellung gezeichnet (Zeichnung Solar- und Wärmepumpentechnik, Niederbüren).

Man erkannt aus Abb. 36, dass die Wärmepumpe im Heizmodus Umgebungsluft via Kanäle aus der Umgebung ansaugt und wieder ausstößt. Im Abtaubetrieb wird die Zuluft zum Verdampfer aus dem Aufstellungsraum bezogen und auch wieder an diesen abgegeben. Dazu werden zwei Klappen in den Einlass- und Auslasskanälen umgestellt (In Abb. 36 in Abtaustellung, d.h. offen gegen den Aufstellungsraum gezeigt).

Tabelle 1: Maschinen- und Raumdaten

Nennwärmeleistung A2/W35	9.39	[kW]
Kältemittel	R290	
Bodenmasse	5.40x3.20	[m]
Raumhöhe	2.30	[m]
Volumen	39.7	[m <sup>3</sup> ]
Wandfläche beheizt	29.4	[m <sup>2</sup> ]
Wandfläche unbeheizt	44.6	[m <sup>2</sup> ]
Wandfläche total	74.0	[m <sup>2</sup> ]

Die Steuerung der Abtauung erfolgt gemäss nachstehender Vorgehensweise:

- Bereitschaft, dass Abtauung eingeleitet wird
  - Aussentemperatur ist tiefer als die Einstellung Grenzwert  $t_a$
  - und Verdampfungstemperatur ist tiefer als Einstellung Grenzwert  $V_a$
- Abtauung wird eingeleitet, wenn
  - Mindestbetriebszeit abgelaufen ist oder
  - die Differenztemperatur zwischen Verdampfung und Aussentemperatur grösser ist als der eingestellte Differenzwert
- Abtauung wird beendet, wenn
  - die max. eingestellte Abtauzeit (Begrenzung normal 20 min) abgelaufen ist oder
  - die Verdampfungstemperatur höher als die Einstellung Grenzwert  $V_a$  ist und
  - die Verdampfungs- und Sauggastemperatur den gleichen Wert erreichen.

Die Umstell-Luftklappen bleiben in der Umluftstellung bis die Maschine wieder gestartet wird.

Die Vorteile dieser Abtauart liegen auf der Hand. Während der Abtauung läuft nur der Ventilator, was den elektrischen Energiebezug gegenüber einer Heissgasabtauung um etwa Faktor 6-8 reduziert. Wegen der hohen Zulufttemperatur aus dem Heizraum (typischerweise um 12 - 15 °C), verkürzt sich die Abtauzeit massiv, was ebenfalls zur Energieersparnis beiträgt.

Das Verfahren wirft aber auch zwei Fragen auf:

- a) Der Aufstellungsraum wird durch das Abtauen abgekühlt. Hat dies einen Wärmeklau zur Folge und welche Auswirkungen ergeben sich auf die Raumnutzung?
- b) Es wird u.U. Feuchtigkeit in den Aufstellungsraum getragen. Ist dies bauphysikalisch zulässig?

Ziele der Untersuchung:

Folgende Fragen sollen durch diese Untersuchung beantwortet werden:

- Funktionen der Abtauung (Abtauzeiten, Abtauleistungen, relative Abtauzeiten und relative Abtauleistungen)
- Nebenwirkungen auf Raum (Abkühlung, Feuchtehaushalt, Wärmeklau)

Funktionen der Abtauung:

Abtauleistungen, Heizleistungen, Systemtemperaturen (Raumtemperatur, Umgebungstemperatur, Vorlauf-temperatur, Raumfeuchte, Feuchte Umgebungsluft, Zeiten, Laufzeiten, Stillstandszeiten, Abtauzeiten, Restlaufzeiten, Abtropfmenge).

### 6.1.2 Messkonzept und Versuchsaufbau

Messmethodik:

- Bestimmung der **Eismenge**:

Die örtlichen Verhältnisse liessen eine direkte Messung der Abtropfmenge nicht zu. Daher musste die Eismenge aus der Zulufttemperatur und der Zuluftfeuchte ermittelt werden.

- Die **Abtauleistung** kann wie folgt gemessen werden:

Bei der direkten Messung wird der Luftmengenstrom durch den Verdampfer und die Luftenthalpie vor und nach dem Verdampfer gemessen. Die Luftmenge soll wegen des kleineren Aufwandes nur einmal mit einem Anemometer (Hitzdraht- oder Flügelradanemometer) über den ganzen Querschnitt ausgemessen werden.

Bei der indirekten Messung wird die Abtauleistung aus der der Raumluft entnommenen Wärme berechnet.

- Die **Verdampferleistung** im Heizbetrieb wird als Differenz von Kondensatorleistung minus elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors bestimmt. Es müssen also die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors und die Wärmeabgabe des Kondensators gemessen werden.
- Die **Kondensatorleistung** wird klassisch mit Wärmezähler gemessen.

Die zeitlichen Parameter (Laufzeit, Stillstandszeit, Abtauzeit) werden mittels Zustandsrelais erfasst und vom PC ausgewertet. Es wurden drei Relais für die Erfassung des Betriebszustandes von Kompressor, Ventilator und Umluftklappen eingesetzt.

### 6.1.3 Messungen und Auswertungen

#### a) Einleitung

Es wurden vom 28.01.2004 bis am 11.05.2004 Messdaten an einer Wärmepumpenanlage mit Umluftabtauung erfasst, wobei für die Auswertungen erst Daten ab dem 08.02.2004 verwendet wurden. Dies entspricht 83 Tagen mit Außenlufttemperaturen im Bereich von -4 bis +16°C. Die mittlere Außentemperatur beträgt in diesem Zeitraum 7.5°C. Der Temperaturverlauf und die Temperaturverteilung sind in den Abb. 1 und 2 für die ganze Messperiode dargestellt. Dabei fällt auf, dass nur wenige Messpunkte unterhalb von 0°C vorhanden sind. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Auswertungen mit 24-Stunden Mittelwerten durchgeführt wurden. Die 24-Stundenmittelung hat den Vorteil, dass die grossen Streuungen, bedingt durch diverse, unkontrollierbare Einflussfaktoren, reduziert werden, schränkt jedoch den Spreizungsbereich der Temperatur gegenüber den Originalwerten ein.

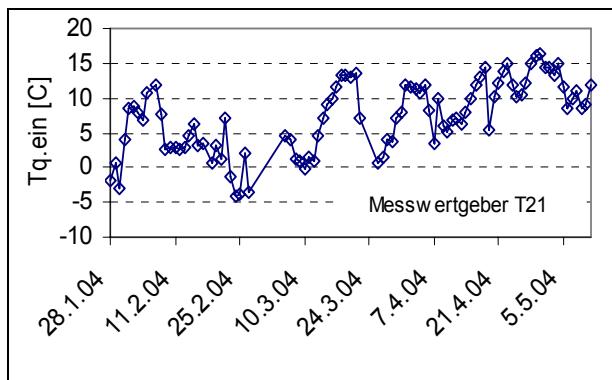


Abb. 37: Aussentemperaturverlauf

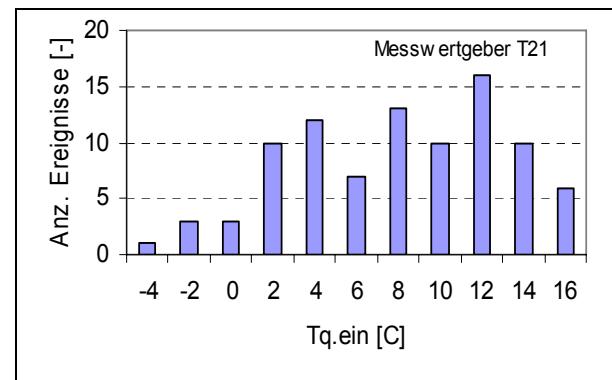


Abb. 38: Aussentemperaturverteilung

Die Resultate sind in zwei Unterkapitel gegliedert. In einem ersten Teil werden die allgemeinen Betriebsparameter wie Heizgesetz, Leistungszahl, Laufzeiten und andere diskutiert, während im zweiten Teil die abtauspezifischen Größen behandelt werden. Der zweite Teil bildet gleichzeitig auch den Schwerpunkt dieser Auswertungen, da die neuartige Luftabtauung im Vergleich zu konventionellen Abtauprozessen dargestellt werden sollte.

### b) Allgemeine Betriebsparameter

In einem ersten Schritt sind in Tab. 1 die wichtigsten statistischen Eckbetriebswerte der WP-Anlage aufgeführt. So ist daraus die mittlere Arbeitszahl der Betrachtungsperiode mit 3.46 für eine mittlere Quellentemperatur von 4°C aufgeführt. Die Aussentemperatur war in der gleichen Zeit 7.5°C. Dies röhrt daher, dass die Wärmepumpe (WP) vorwiegend in der Nacht betrieben wurde.

Tab. 2: Betriebsdaten der WP-Anlage (vom 08.02. – 11.05.2004)

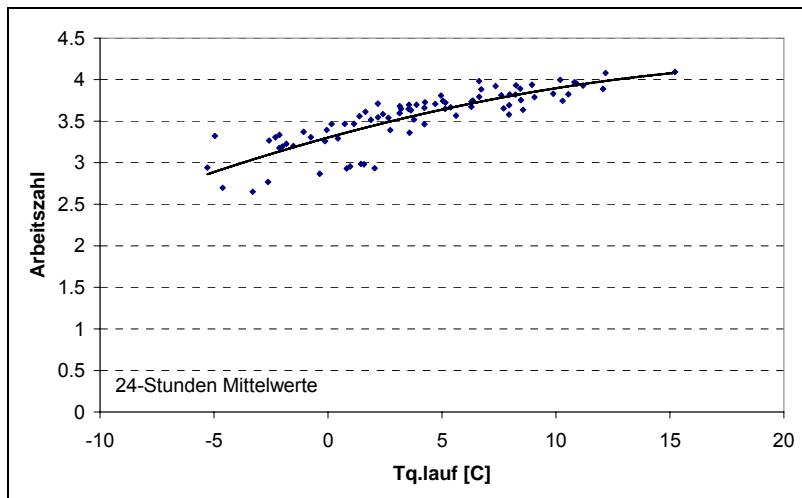
Parameter	Einheit	Wert
Produzierte Wärme	[kWh]	6408
Elektrischer Energieverbrauch Ventilator	[kWh]	283
Elektrischer Energieverbrauch Kompressor	[kWh]	1568
Elektrische Energieaufnahme total	[kWh]	1851
Arbeitszahl für Messperiode	[‐]	3.46
Mittlere Quellentemperatur <sup>5</sup>	[C]	4.0
Mittlere Aussentemperatur <sup>6</sup>	[C]	7.5
Messperiode	[h]	1932
Laufzeit Kompressor	[h]	702
Laufzeit Ventilator	[h]	781
Abtauzeit	[h]	79
Luftmassenstrom durch den Verdampfer	[m <sup>3</sup> /h]	
Dauer Klappen offen	[h]	1192
Mittlerer Auslastungsgrad Wärmepumpe (Laufzeit zu Kalenderzeit)	[‐]	0.36
Mittlerer Auslastungsgrad Abtauung (Laufzeit Ventilator zu Kalenderzeit)	[‐]	0.041
Akkumulierte Eismenge am Verdampfer	[kg]	1694.5
Mittlere Eismenge pro Stunde Laufzeit	[kg/h]	2.41
Schmelzwärme (inkl. 10% Zuschlag für das Aufheizen auf 0°C)	[kWh]	171

Während die Wärmepumpe einen mittleren Auslastungsgrad von 36 % im Betrachtungszeitraum aufweist, war der Abtauanteil 4.1 % (vgl. Abb. 41). Die nachfolgenden Diagramme zeigen die Arbeitszahl, das Heizgesetz und die Auslastung der WP. Die Arbeitszahl wurde aus den aufsummierten Energien von jeweils einer

<sup>5</sup> Quellentemperatur gemessen am Lufteintritt zum Verdampfer während WP-Heizbetrieb

<sup>6</sup> Quellentemperatur gemessen am Lufteintritt zum Verdampfer während ganzer Messperiode

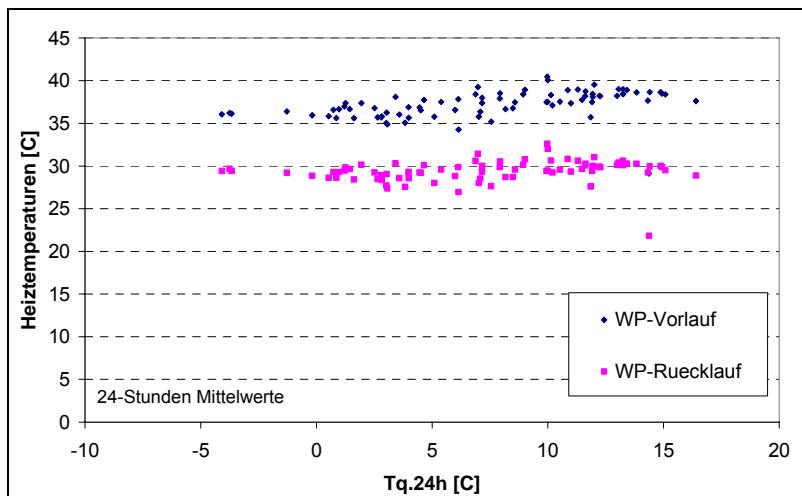
24-Stundenbetrachtungsperiode<sup>7</sup> ermittelt, indem die abgegebene Kondensatorwärme dem elektrischen Verbrauch des Kompressors und des Ventilators gegenübergestellt wurde (vgl. Abb. 39).



*Abb. 39:*  
Tägliche Arbeitszahl der Wärme-pumpe in Funktion der Quellentemperatur  $T_q$  (gemittelt für die Laufzeit), ermittelt für 24-Stundenwerte.

Die Heiztemperaturen des Wärmepumpenvorlaufs und –Rücklaufs wurden über 24-Stunden gemittelt und über der Quellentemperatur (24-Stunden Mittelwert) dargestellt. Das gemessene Heizgesetz der Anlage ist in Abb. 40 dargestellt. Auffallend an dem Diagramm ist der Umstand, dass die Vorlauftemperaturen ab Kondensator mit der Umgebungstemperatur sogar leicht ansteigen. Überhöhte Vorlauftemperaturen sind bei Luft/Wasser-Wärmepumpen bei höheren Außentemperaturen ein oft beobachtetes Phänomen und hängen tw. mit der grösser werdenden Leistung zusammen.

Bei normalen Verhältnissen (Bodenheizung und min. Massenstrom gewährleistet) wird auf einen Speicher verzichtet und die Vorlauftemperatur vom Regler dem Bedarf angepasst.



*Abb. 40:*  
Heizgesetz der WP-Anlage. Die Vor- und Rücklauftemperatur ab der WP ist in Funktion der Quellentemperatur dargestellt.  
Die etwas unübliche Heizkurve wird gemäss Auskunft beim Hersteller vom Regler selbst generiert, da die Maschine vorwiegend in der Nacht (Niedertarif) läuft. Das daraus entstehende Energiemanko wird vom Regler durch eine Korrektur der Vorlauftemperatur automatisch kompensiert.

In Abb. 41 sind die Auslastungen des Heiz- und des Abtaubetriebes über der Quellentemperatur (24-Stunden Mittelwert) dargestellt. Die Auslastung des Heizbetriebes zeigt eine gute Korrelation mit der Außentemperatur, wobei die üblichen Streuungen feststellbar sind. Die Auslastung der Abtauung wurde nach folgender Gleichung bestimmt:

$$\Lambda_{abt} = \frac{t_{vent.} - t_{comp.}}{t_{intervall}} \quad (2)$$

wobei die Ventilatorlaufzeit  $t_{vent.}$ , die Kompressorlaufzeit  $t_{Komp}$  und die Betrachtungsperiode  $t_{Intervall}$  verwendet wurden. Letztere betrug mehrheitlich 24 Stunden. Es wird in obiger Gleichung davon ausgegangen, dass die zusätzliche Laufzeit des Ventilators immer auf eine Abtauung zurückgeführt werden kann.

<sup>7</sup> Mittelwertbildung über 24 h ist ein Kompromiss zwischen Reduzierung der Streuung und der Reduktion des Umgebungstemperaturbereichs

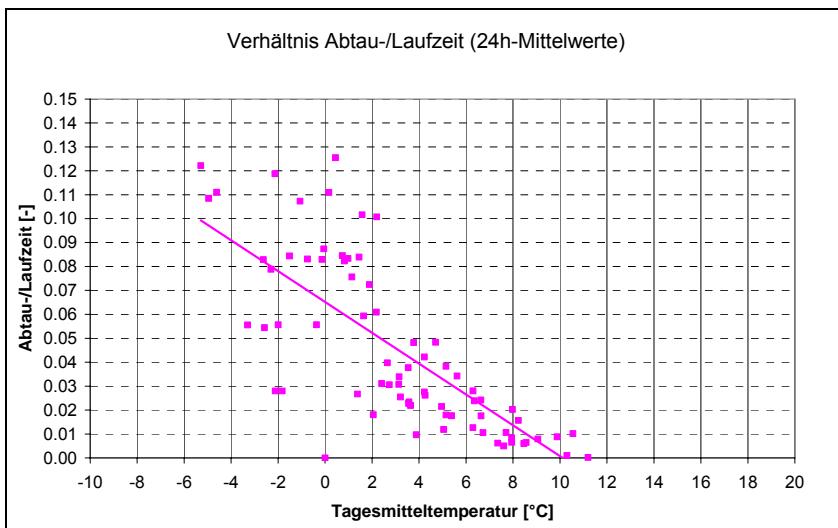


Abb. 41:

Verhältnis der Abtau- zur Laufzeit des Kompressors für die untersuchte Umluftabtauung. Abtauzeit = Laufzeit des Ventilators während der Abtauung.

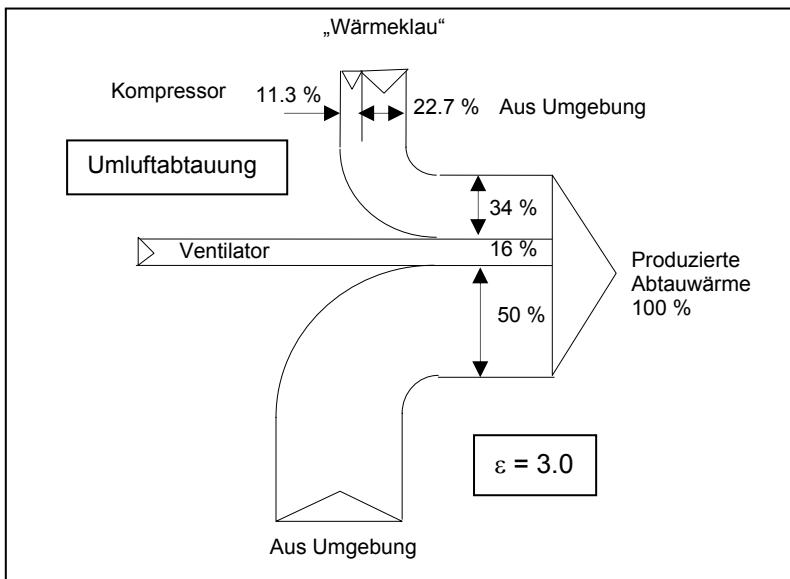
Die effektive Zeit für das Abschmelzen des Eises dürfte wesentlich kürzer sein.

### c) Elektrischer Abtauaufwand

Der direkte elektrische Abtauaufwand besteht einzig aus der Leistungsaufnahme des Ventilators mal dessen Laufzeit während der Abtauung. Der indirekte Abtauaufwand ergibt sich aus dem Wärmeklau aus angrenzenden Wänden zu *beheizten* Räumen. Durch die Abkühlung des Aufstellungsraumes während der Abtauung fliesst zusätzlich Wärme aus diesen Räumen an den Aufstellungsraum. Dieser Wärmeabfluss muss durch eine entsprechend längere Laufzeit des Kompressors kompensiert werden. Da diese zusätzliche Wärmeproduktion mit der Leistungszahl der Wärmepumpe erfolgt, gilt der Ansatz, dass pro kWh Wärmeklau im Mittel 1/JAZ kWh an zusätzlichem elektrischem Energiebedarf des Kompressors notwenig ist. Im vorliegenden Fall beträgt die AZ in der Messperiode 3.46. Damit sind also 0.29 kWh an elektrischer Energie pro kWh Wärmeklau notwendig. Der beheizte Anteil der Wandfläche des Aufstellungsraums beträgt 40 %. Damit kommen 40% der benötigten Abtauwärme aus beheizten Räumen (Wärmeklau). Mit anderen Worten beträgt die für die Abtauung zusätzlich aufzuwendende elektrische Energiezufuhr zum Kompressor  $0.4 \cdot 0.29 = 0.116$  kWh pro kWh Abtauwärmebedarf.

Tab. 3: Ermittelte Kennwerte der Umluftabtauung (vom 08.02. – 11.05.2004)

Parameter	Einheit	Wert
Elektrischer Energieverbrauch Ventilator, Anteil Heizbetrieb	[kWh]	265
Elektrischer Energieverbrauch Ventilator, Anteil Abtauung	[kWh]	28
Elektrischer Energieverbrauch Kompressor	[kWh]	1568
Elektrische Energieaufnahme total	[kWh]	1851
Verhältnis der Abtauenergie zur Energieaufnahme des Kompressors	[-]	0.015
Akkumulierte Eismenge im Verdampfer	[kg]	1694.5
Direkter elektrischer Abtauaufwand pro kg Eis	[kWh/kg]	0.0165
Indirekter elektrischer Abtauaufwand (aus Wärmeklau)	[kWh/kg]	0.0117
Totaler elektrischer Abtauaufwand pro kg Eis	[kWh/kg]	0.0282

*Abb. 42: Energieflüsse im Abtaubetrieb.*

Man beachte, dass die produzierte Abtau-wärme grösser als die effektiv dem Eis zugeführte Wärme ist, da ein Teil der produzierten Wärme verloren geht.

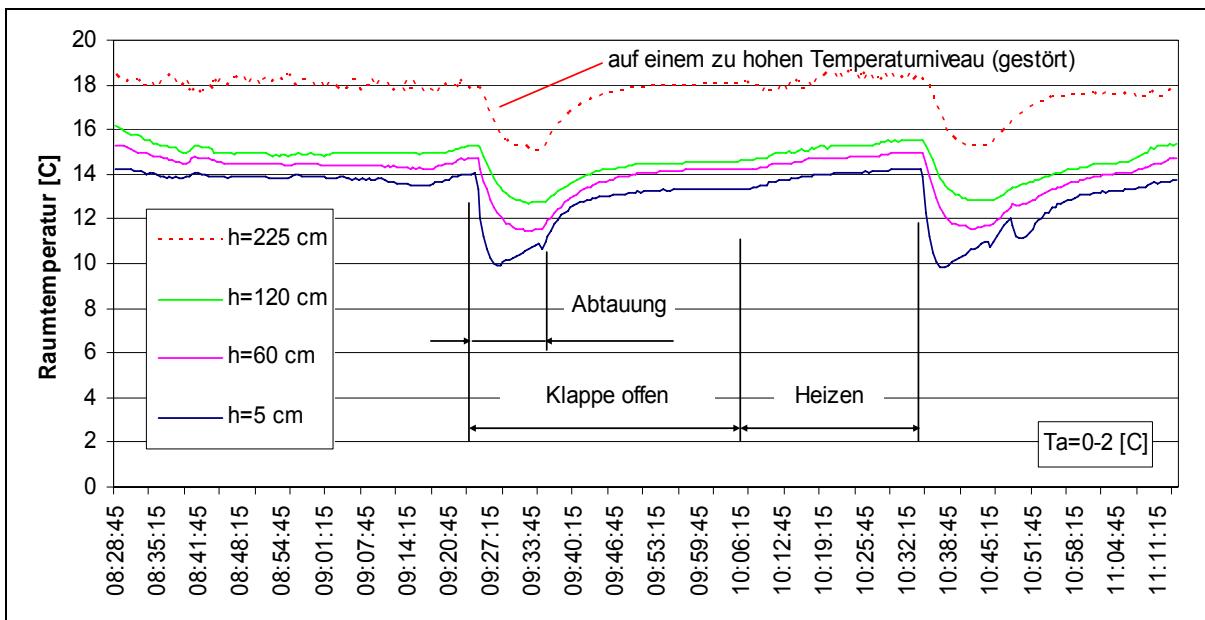
Man vergleiche mit Abb. 47 und 48:

Um gleiche Bedingungen zu erhalten, wurde  $E$  einheitlich auf 3.0 gesetzt

#### d) Beeinflussung des Raumklimas

Während der Abtauphase wird der Raumluft Wärme entnommen und zugleich u.U. zusätzliche Feuchtigkeit an den Raum abgegeben.

Die Größenordnung der Raumtemperaturabsenkung wurde auch anhand von Zusatzmessungen bestätigt, wie man von Abb. 42 sehen kann. Das Diagramm zeigt die Raumtemperatur während zwei Abtauvorgängen für vier verschiedene Höhen über Boden.



*Abb. 43: Raumtemperaturmessung während ca. 3 Stunden auf vier verschiedenen Höhen über Boden: 5 cm, 60 cm, 120 cm und 225 cm. Die Aussentemperatur am Messtag betrug zwischen 0 bis 2°C.*

Die gemessene Temperatur 225 cm über Boden im obigen Diagramm ist in jedem Fall über der Oberflächentemperatur der Decke. Dies ist von einem physikalischen Standpunkt her nicht erklärbar. In einer Nachmessung wurde bei etwa gleichen Aussentemperaturen eine Oberflächentemperatur an der Decke von 15°C und am Boden von 13°C gemessen. Damit ist davon auszugehen, dass die gemessene Raumtemperatur 225 cm über Boden durch eine Störquelle verfälscht wurde. Dies verändert aber nichts am Raumtemperaturverlauf während des Heiz- resp. Abtaubetriebes.

Die Temperaturabsenkung der Raumluft ist relativ gering. Vorteilhaft ist auf alle Fälle der relativ grosse Heizraum mit 17.3 m<sup>2</sup> Grundfläche. Der Anteil an beheizten Wänden dürfte etwa dem Durchschnitt von Heizanlagen entsprechen.

Es muss davon ausgegangen werden, dass im Abtaubetrieb zusätzliche Feuchte in den Heizraum durch den Luftstrom befördert wird. Darum wurde auch untersucht, ob und wie häufig die Taupunkttemperatur unterschritten wurde. Häufige Taupunktunterschreitungen würden bezüglich der Bauphysik nachteilig für das vorliegende Abtaukonzept sein.

Ob die Raumluft durch die Abtauung be- oder entfeuchtet wird, hängt auch von der relativen Feuchtigkeit der Raumluft ab. Wenn der Partialdruck des Wasserdampfes im Raum höher liegt als der Sättigungsdruck der aus dem Verdampfer austretenden Luft, so kondensiert Wasserdampf im Verdampfer und trocknet die Raumluft tendenziell. Ist umgekehrt der Partialdruck der Raumluft geringer als der Sättigungsdruck des Wasserdampfes, so kann und wird die Luft beim Durchströmen durch den Verdampfer Feuchtigkeit aufnehmen. Im vorliegenden Fall verlässt die Luft den Verdampfer mit etwa 4 K tieferer Temperatur als die Raumtemperatur. Wenn wir die austretende Luft als gesättigt betrachten, so würde sich die Raumfeuchtigkeit im Extremfall auf etwa 77 % einspielen. Bei dieser Feuchtigkeit würde die Gefahr einer Kondensation im Wandinnern erst bei einem Temperaturabstand Raum zu Wandoberfläche von weniger als 2.0 K bestehen<sup>8</sup>.

Die Taupunkttemperatur wurde anhand von Gleichung (3) in Funktion der Raumtemperatur T<sub>R</sub> (Messfühler T13) und der relativen Raumfeuchte φ<sub>R,%</sub> (Messfühler r.F.13) ermittelt.

$$T_{tp} = b \cdot \frac{\alpha}{a - \alpha} \quad (3)$$

wobei die beiden Konstanten als  $a = 17.27$  und  $b = 237.7$  gesetzt werden können. Im Weiteren ist das Argument  $\alpha$  gemäss nachfolgender Gleichung definiert.

$$\alpha = a \cdot \frac{T_R}{b + T_R} + \ln\left(\frac{\varphi_{R,\%}}{100}\right) \quad (4)$$

Der Vorteil obiger Approximationsgleichung ist die geschlossene Form, welche eine einfache Auflösung nach jeder gewünschten Variablen ermöglicht. Im Weiteren ist der Approximationsfehler im Bereich von 0 - 20°C nur gerade 0.2 K.

Die Taupunkttemperatur wurde für alle Messungen bestimmt und anschliessend über 24-Stunden gemittelt. Gleichzeitig wurde jeweils die tiefste Oberflächentemperatur bestimmt, wo effektiv am ehesten eine Taupunktunterschreitung stattfinden könnte. Abb. 43 zeigt die 24-Stunden Mittelwerte der Taupunkttemperatur und der tiefsten Oberflächentemperatur in Funktion der Aussentemperatur. Dabei ist erkennbar, dass die Oberflächentemperaturen immer oberhalb der Taupunkttemperatur lagen. Die 24-Stunden-Werte könnten ver einzelte Unterschreitungen durch die Mittelwertbildung eliminieren. Die Auswertungen haben diesem Aspekt Rechnung getragen, indem jeweils die Zeit von eventuellen Abtauunterschreitungen anhand der 5-Sekunden Messwerte ermittelt wurde und die totale Unterschreitungszeit anschliessend für 24 Stunden aufsummiert wurde. Das Resultat war, dass der Taupunkt nie unterschritten wurde.

---

<sup>8</sup> Die Berechnungen wurden nach [10], Kap. 25 durchgeführt. Die Stoffübergangskoeffizienten auf der Innen- und Aussenseite der Wand wurden vernachlässigt.

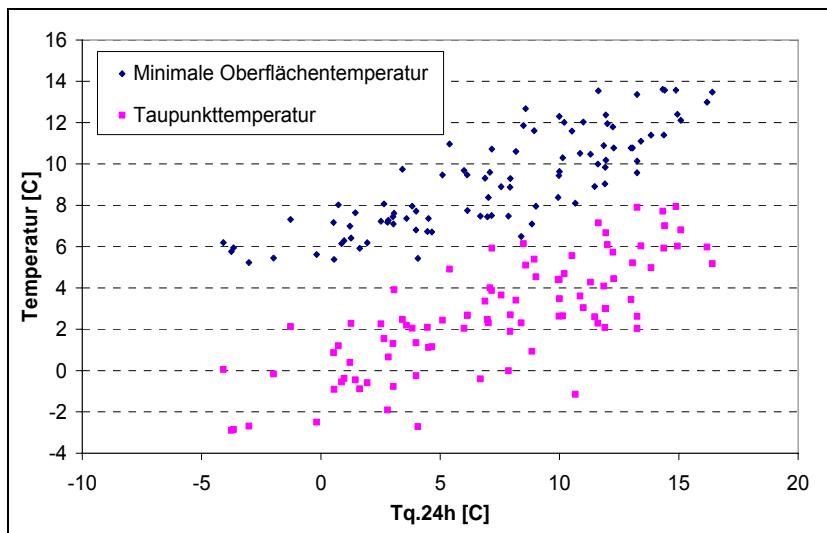


Abb. 44: Vergleich zwischen minimalen Oberflächentemperaturen und Taupunkttemperatur der Raumluft

In einer zusätzlichen Untersuchung wurde anhand der 24-Stunden Werte die Verteilung der Temperaturdifferenz zwischen der tiefsten Oberflächen- und der Taupunkttemperatur ermittelt. Die Resultate sind in Abb. 45 dargestellt, worin gezeigt wird, dass die grösste Häufigkeit bei einer Temperaturdifferenz von 7 K liegt. Dies zeigt, dass mehrheitlich ein sicherer Abstand zur Taupunkttemperatur vorhanden ist.

Der Taupunkt befindet sich normalerweise innerhalb der Wand. Er liegt aber maximal 2 K unter der inneren Wandoberflächentemperatur.

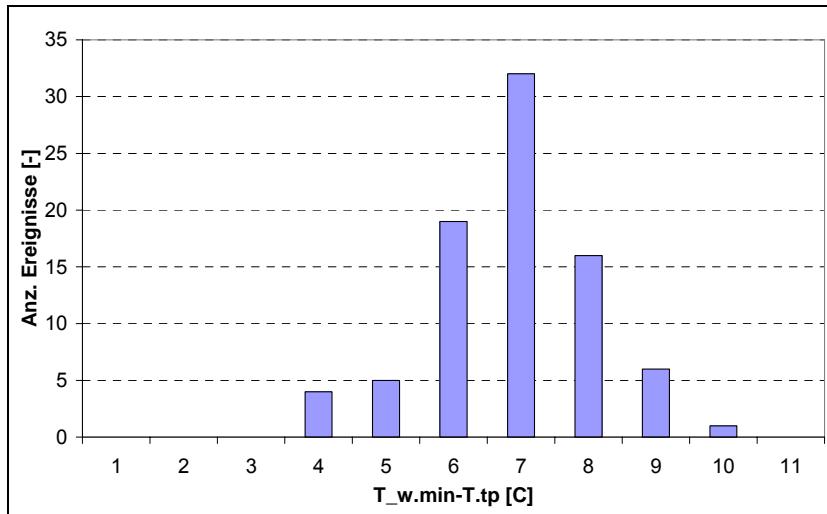


Abb. 45: Verteilung der Temperaturdifferenz zwischen der tiefsten Oberflächentemperatur der Umschliessungsflächen und der Taupunkttemperatur der Raumluft.

## 6.2 Retrofit-Wärmepumpe

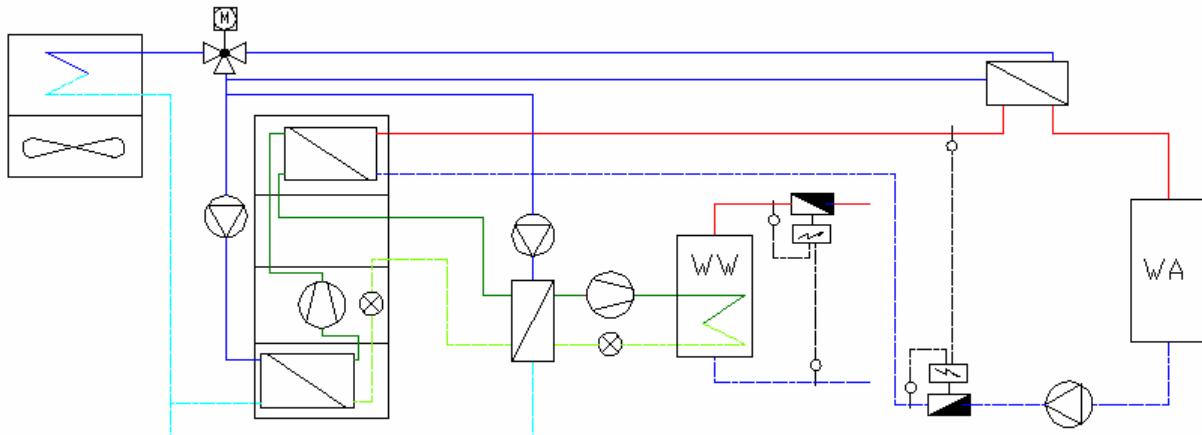
### 6.2.1 Anlagenbeschreibung

Die Retrofit-Wärmepumpe wurde bereits in anderem Zusammenhang [5] sowie auch in der Phase 2 des Abtauprojekts [2] untersucht. Die Retrofit-Wärmepumpe wurde vom Bundesamt für Energie initiiert mit dem Ziel, eine für Sanierungszwecke geeignete Wärmepumpe mit Vorlauftemperaturen bis 65°C anbieten zu können<sup>9</sup>. Hier geht es nur um die Abtauung dieser speziell für den Sanierungsbereich entwickelten Luft/Wasser-Wärmepumpe. Die Konstruktion der Ausseneinheit wurde gegenüber dem Bericht [5] aus verschiedenen Gründen überarbeitet. Es war somit erwünscht, dass die Funktion und die Effizienz der Abtauung neu beurteilt werden<sup>10</sup>. Da die Abtauenergie direkt aus dem Heizkreislauf entzogen wird, ist eine gut funktionierende Abtauung wichtig. Bei schlechter Funktion kann über diesen Aussenwärmetauscher relativ viel Energie ungenutzt ins Freie abgeführt werden.

<sup>9</sup> Das Splitsystem mit Wasser/Glycol (keine Kältemittelleitungen) hat bei Sanierungen den Vorteil einer grösseren Dispositionsfreiheit (z.B. bei begengten Raumverhältnissen)

<sup>10</sup> Eine diesbezügliche Besprechung hat mit dem Lieferanten im Herbst 04 stattgefunden

Dieser Wärmepumpentyp besteht aus zwei Hauptkomponenten, einerseits aus dem Wärmepumpenteil mit dem kompletten Kältemittelkreislauf samt Verdampfer und Kondensator, sowie aus dem Aussenkühler, der über Soleleitungen mit dem Wärmepumpenteil hydraulisch verbunden ist. Die Abtauung erfolgt durch den Glykol-Zwischenkreislauf, der während des Abtaus durch warmes Wasser aus dem Heizverteilsystem erwärmt wird. Dies führt zu einem relativ kleinen Abtauaufwand. Sie lässt sich energetisch mit der Prozessumkehr vergleichen.



*Abb. 46: Schema der verbesserten Retrofit-Wärmepumpe (Zeichnung KWT, Belp)*

Dieses Wärmepumpensystem hat weiter den Vorteil, dass die zentrale Wärmepumpeneinheit eigentlich einer Sole/Wasser-Wärmepumpe entspricht, die als solche auch direkt vermarktet werden kann. Der Vorteil liegt in der Fertigungsoptimierung, da für die Herstellung von Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpen die gleichen Stücklisten und Herstellpläne gelten. Dies führt, dank der Vereinheitlichung, zu grösseren Stückzahlen in der Herstellung und damit zu einer Kostensenkung.

Das Auslösen der Abtauung erfolgt mittels Druckdifferenz Pressostat. Dieser misst die luftseitige Differenz zwischen Eintritt und Austritt. Danach wird die Abtauung über eine fixe Zeit in Betrieb genommen. d.h. die Wärmepumpe steht in dieser Zeit still und die Abtauung des Aussenwärmatauschers geschieht durch direkten Wärmeentzug aus dem Heizungsnetz über einen Wärmetauscher. Der Differenzdruckpressostat muss sein Signal während 3 Sekunden sauber ansteckend haben damit die Abtauung ausgelöst wird, um ein Auslösen durch Windböen o.ä. zu vermeiden.

Das Konzept wurde in ähnlicher Form bereits früher angewendet. Im Jahre 1981 wurden im Oberstufenschulhaus Sargans zwei dieselmotor-getriebene Wärmepumpen mit Luft als Wärmequelle eingebaut. Die Verdampfer standen im Freien und transportierten die Wärme via einen Glykol-Zwischenkreis zum Verdampfer [4]. Die Abtauung erfolgte ebenfalls über diesen Glykol-Zwischenkreis, wobei die Wärme aus dem Senkenkreis entnommen wurde. Die Anlage arbeitete mit sehr geringem Abtauaufwand.

Einen weiteren Grund für dieses Konzept liefert die Stoffverordnung. Will man die jährliche Dichtheitsprüfung der Wärmepumpe und die damit verbundenen Kosten vermeiden<sup>11</sup>, so muss der Kältemittelinhalt bei nicht natürlichen Kältemitteln unter 3 kg gehalten werden. Bei gesplitteten Luft-Wasser-Wärmepumpen kann mit einem Glykol-Zwischenkreis die Füllmenge an Kältemittel reduziert werden. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Anlage aus mehreren parallelen und völlig getrennten Kältekreisläufen besteht. Hier kann man quellenseitig dank des Glykol-Zwischenkreises beide Verdampfer mit nur einem Aussenwärmatauscher speisen. Zumindest ein Hersteller baut auch Wärmepumpen, die zwecks Leistungsabstufung in ein und demselben Gehäuse zwei völlig getrennte Kältekreisläufe besitzen. Wenn diese Bauart vom Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft (BUWAL) als zwei getrennte Anlagen betrachtet würde (was sie dem Sinn nach aus sind), so kann auf diese Weise die Grenze der Füllmittelmenge, ab der eine jährliche Dichtheitsprüfung durchgeführt werden muss, pro Wärmepumpe verdoppelt werden. Mit anderen Worten kann mit nur einer

<sup>11</sup> Die jährliche Dichtheitsprüfung verursacht zusätzliche Wartungskosten. Sie verschlechtert die Wettbewerssituation der Wärmepumpe erheblich. Neuere Untersuchungen (noch unveröffentlicht) zeigen, dass die Wartungskosten bei Kleinwärmepumpen bis etwa 30 kW Heizleitung ohne Dichtheitsprüfung praktisch null sind.

Wärmepumpe, aber doppelten Kältekreis die doppelte Wärmeleistung erbracht werden (statt etwa 12 kW sind dann bis 24 kW Heizleistung möglich).

### 6.2.2 Ziel der Untersuchung

Das Hauptziel der Untersuchung ist wiederum ein Vergleich dieses speziellen Wärmepumpensystems mit den bekannten Geräten hinsichtlich des Abtauenergiebedarfs. Da diese Retrofit-Wärmepumpe bereits im Zusammenhang mit dem Wettbewerbsprojekt des BFE ausgewertet worden ist und im Zuge der Optimierung auch der Außenwärmetauscher samt dessen Steuerung nochmals verändert worden ist, war die nochmalige messtechnische Überprüfung im Interesse des Retrofitprojekts.

### 6.2.3 Theoretische Analyse der Abtauung mit direktem Wärmeentzug aus dem Senkenkreis

Aus energetischer Sicht müsste diese Abtauart sehr günstig sein, da die gesamte Abtauwärme dem Senkenkreis entnommen wird. Die dem Senkenkreis entzogene Wärme muss zwar wieder kompensiert, d.h. durch eine längere Laufzeit des Kompressors zugeführt werden. Diese zusätzliche notwenige Wärmeproduktion erfolgt jedoch mit der Leistungszahl der Anlage. An direkter elektrischer Energiezufluss fällt also nur die Energie der Umwälzpumpe im Solezwischenkreis an. Der indirekte elektrische Energiebedarf für die Abtauung besteht aus dem Energiebedarf des Kompressors zur Kompensation der bezogenen Wärme aus dem Senkenkreis (vgl. Abb. 47).

Die Situation ist ähnlich der Prozessumkehr-Abtauung, mit dem Unterschied, dass praktisch kein direkter elektrischer Energieaufwand vorhanden ist. Bei der Prozessumkehr arbeitet der Kompressor während der Abtauung mit und verbraucht somit direkt elektrische Energie. Aus diesem Blickwinkel ist der elektrische Abtauaufwand der Abtauung mit Glykol-Zwischenkreis tatsächlich um etwa ein Drittel geringer<sup>12</sup>.

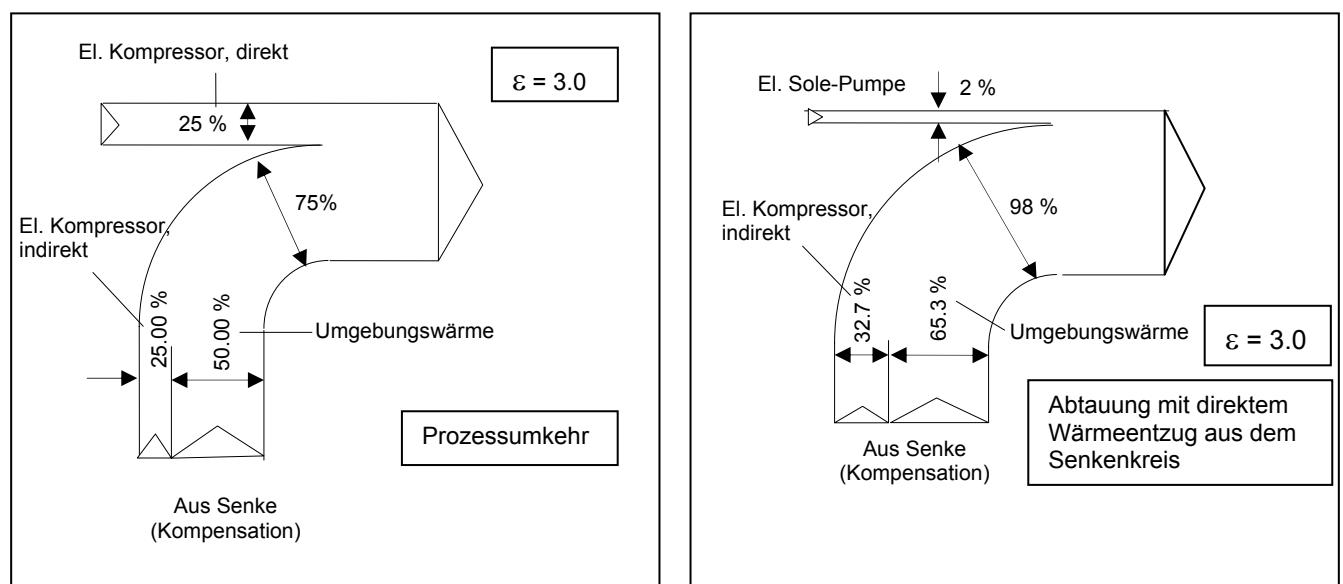


Abb. 47+48: Vergleich der Energieflüsse beim Abtauen zwischen Prozessumkehr (links) und Glykol-Zwischenkreislauf (rechts). Man beachte, dass die produzierte Abtauwärme grösser als die effektiv dem Eis zugeführte Wärme ist, da ein Teil der produzierten Wärme verloren geht. Die Leistungszahl wurde aus Vergleichgründen gleich gesetzt.

Bei der Prozessumkehr bestand der indirekte elektrische Energieaufwand für die Abtauung u.a. aus der Kompensation für die dem Senkenkreis entnommenen Wärme und den Druckverlusten im Vier-Weg-Ventil, das zur Umsteuerung des Prozesses während der Abtauung nötig ist. Bei der Abtauung mit Glykol-Zwischenkreis ist ebenfalls indirekter elektrischer Energieaufwand in Form der Kompensation für die dem Senkenkreis entnommenen Wärme für die Abtauung vorhanden. Zusätzlich und im Gegensatz zur Prozessumkehr kann der Glykolzwischenkreis wegen des vierfachen Wärmeübergangs eine Absenkung der Ver-

<sup>12</sup> Der Unterschied im elektrischen Energieverbrauch röhrt daher, dass im Falle der Prozessumkehr etwa ein Viertel der Abtauwärme direkt vom Kompressor stammt. Bei der Abtauung mit Glykol-Zwischenkreis stammt *alle* Wärme aus dem Senkenkreis, auch das Viertel des Kompressors. Dieses Viertel muss in der Heizphase wieder gedeckt werden, was jedoch wegen der Leistungszahl nur einen Dritteln der elektrischen Energie der Prozessumkehr ausmacht.

dampfungstemperatur in der Heizphase verursachen<sup>13</sup>. Das Problem besteht allerdings darin, wie dieser Aufwand zu gewichten ist, resp. ob und wie er dem Abtauprozess zugeordnet werden kann.

Diese Frage hängt mit dem Gesamtkonzept zusammen. Ein Glykol-Zwischenkreislauf senkt die Verdampfungstemperatur im Heizmodus bei sonst gleicher Quellentemperatur gegenüber einem Direktverdampfer um etwa 0-4 K. Dies bedeutet eine um etwa 0-8 % schlechtere Leistungszahl. Wem ist nun diese schlechtere Leistungszahl, resp. der Mehraufwand an elektrischer Energie anzulasten? Wählt man beispielsweise diesen Glykol-Zwischenkreis, um einen kälteseitig gesplitteten Kreislauf zu vermeiden, so benötigt man den Zwischenkreislauf in jedem Fall. In einem solchen Falle ist der Mehraufwand an elektrischer Energie durch den Zwischenkreislauf nicht dem Abtauprozess, sondern dem Heizprozess anzulasten. Wie eingangs erwähnt gibt es mehrere Gründe, die zur Wahl eines Glykol-Zwischenkreises führen können. Zusammengefasst gilt, dass der indirekte Abtauauaufwand nur dann dem Abtauprozess zugeordnet werden darf, wenn dieser allein aus dem Wunsch eingebaut wird, für die Abtauung ausschliesslich Wärme aus dem Senkenkreis zu verwenden, wenn dieser also aus rein abtaukonzeptionellen Gründen so gewählt wird. In allen anderen Fällen muss die Verschlechterung der Leistungs- und Arbeitszahlen dem Heizbetrieb zugeordnet werden.

Die Stoffverordnung liefert aber einen weiteren Grund für die Verwendung eines Glykol-Zwischenkreislaufs bei Luft-Wasser-Wärmepumpen. Bei der Verwendung von natürlichen Kältemitteln kommen u.a. Propan und Ammoniak in Frage. In beiden Fällen zwingen Sicherheitsüberlegungen zu einem absolut dichten Kreislauf. Dies verbietet bei Kleinwärmepumpen jegliche Bearbeitung auf dem Bauplatz. Die Anlagen müssen bereits ab Werk komplett zusammengebaut und gefüllt sein. Ist aus irgendwelchen Gründen eine Splitanlage notwendig oder gewünscht, so kommt in diesem Falle fast nur ein Aussenwärmetauscher mit Glykol-Zwischenkreislauf in Frage.

Die Gründe, die für die Verwendung eines Aussenwärmetauschers mit Glykol-Zwischenkreislauf sprechen, sind also weit zahlreicher als man anfänglich glaubt. Damit rückt aber die hier vorgestellte Abtauart automatisch ins Blickfeld.

#### 6.2.4 Messkonzept und Versuchsaufbau

Die Anlage steht im Seelandbereich am Jurafuss, wo mit einer eher hohen Luftfeuchtigkeit gerechnet werden muss. Die Messungen erfolgten aus Kostengründen mit einer einfachen Messeinrichtung, bestehend aus drei Kleindatenloggern (Fabrikat Elpro Hotbox B3). Die Messdaten wurden in den Wintermonaten vom 25.11.03 bis 1.3.04 erfasst und ausgewertet. Die Datenaufnahme erfolgte in Sekundenabständen und wurde als Mittelwert über 20 min im Datenfile gespeichert. In der Zeit vom 18.12.03 bis 7.1.04 wurde die Mittelwertbildung auf zwei Minuten reduziert, um die Abtauvorgänge genauer analysieren zu können.

#### 6.2.5 Ergebnisse

Als Einstieg in die Auswertung wird ein Diagramm mit den Temperaturverläufen, Abb. 49, unmittelbar vor, während und nach dem Abtauen gezeigt.

Auffallend ist, dass die Soletemperatur T7, die während des Abtaubetriebs vom Senkenkreis erwärmt wird, etwa 4 min benötigt, um von -10°C auf +10°C anzusteigen (Senkentemperatur um ca. 40°C).

Der überraschend langsame Anstieg der Soletemperatur nach dem Umschalten auf Abtauung lässt sich auf die thermische Trägheit des Abtausystems und Totzeiten zwischen Abtau-Wärmetauscher und Aussenwärmetauscher (Gesamtleitungslänge ca. 14m) zurückführen. Die aufzuwärmenden Konstruktionsteile (Aussenwärmetauscher, Verdampfer der Wärmepumpe, Rohrleitungen und Armaturen samt deren Flüssigkeitsinhalt) haben eine thermische Kapazität von etwa 93 [kJ/K] (Aussen-Wärmetauscher 56 [kJ/K], restlicher Zwischenkreis 37 [kJ/K]). Auch das sehr langsame Absinken der Soletemperatur nach dem Wiedereinschalten des Heizbetriebs deutet darauf hin.

---

<sup>13</sup> Der durch den zusätzlichen zweifachen Wärmeübergang verursachte höhere Wärmedurchgangswiderstand zwischen Aussenwärmetauscher und Verdampfer kann durch einen grösseren Aussenwärmetauscher weitgehend kompensiert werden

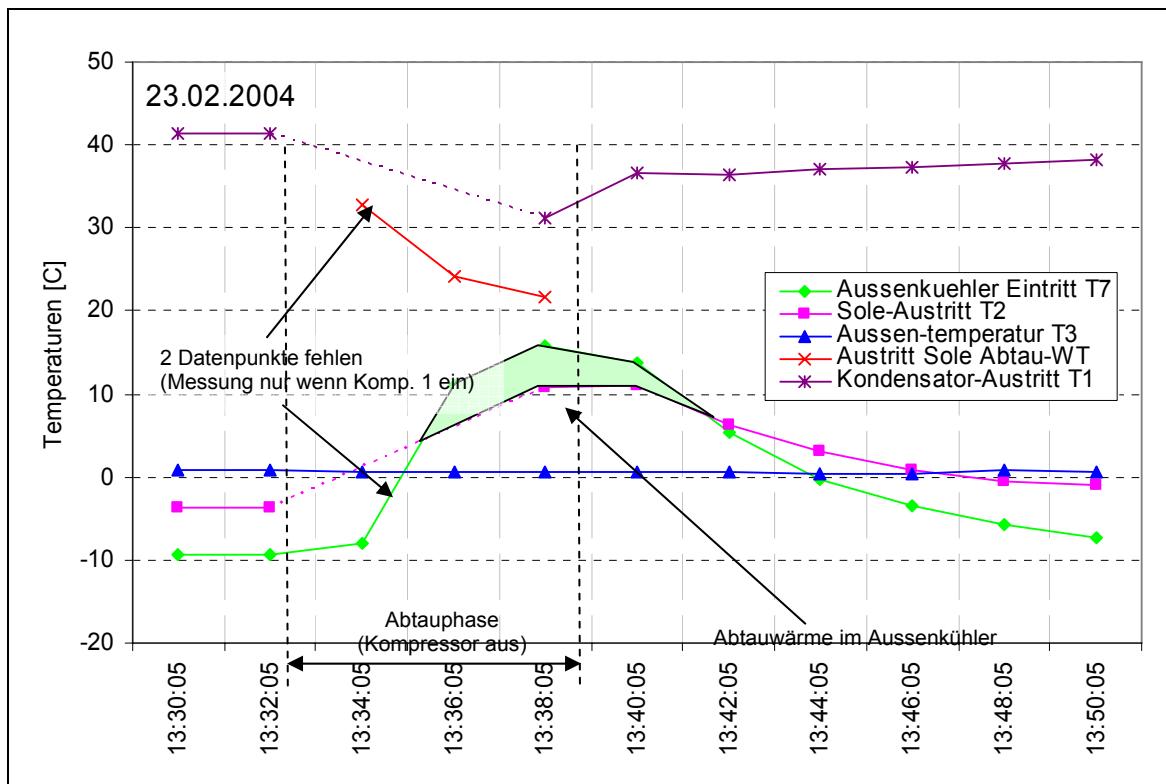


Abb.49: Temperaturverläufe rund um die Abtauphase bei Abtauung mit Glykol-Zwischenkreislauf (direkter Wärmeentzug aus der Senke). Pro Abtauvorgang werden etwa 0.35 kWh Wärme an den Wärmetauscher abgegeben.

Die Erwärmung des ganzen Abtausystems um 25 °C, wie in Abb. 49 dargestellt, beansprucht etwa 3575 [kJ] (ca. 1.0 kWh). Diese Wärme ist weitgehend als verloren zu betrachten. Zum Vergleich: Der Eisansatz einer etwa gleich grossen LW-WP beträgt etwa 3.0 kg pro Heiz-/Abtauzyklus. Um diese Eismenge abzuschmelzen, werden rund 1000 [kJ] (0.28 kWh) benötigt.

Es wurden auch die Abtauzeiten ermittelt. Abb. 50 zeigt, dass diese praktisch für alle Quellentemperaturen konstant sind. Dies röhrt daher, dass die Abtauung über den Differenzdruck eingeschaltet wird und danach über eine fixe Zeit (ca. 5min) läuft. Insgesamt ist die über die Messperiode kumulierte Abtauzeit mit 22.4 h sehr gering. Dies ist, bezogen auf die Laufzeiten des Kompressors, nur 1.7 %.

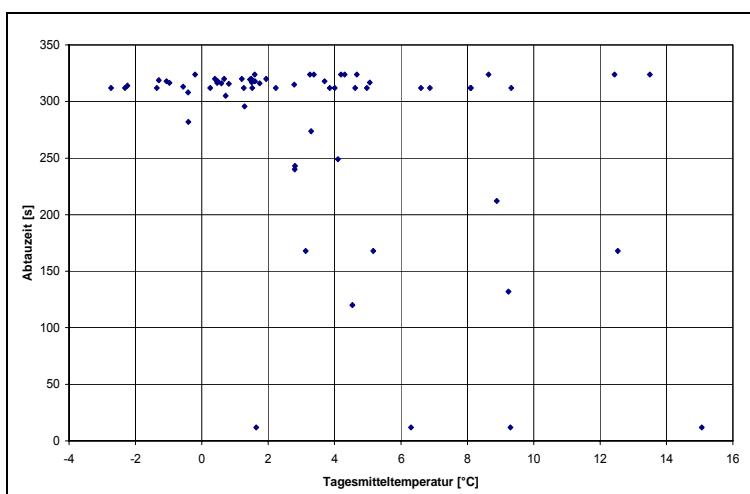
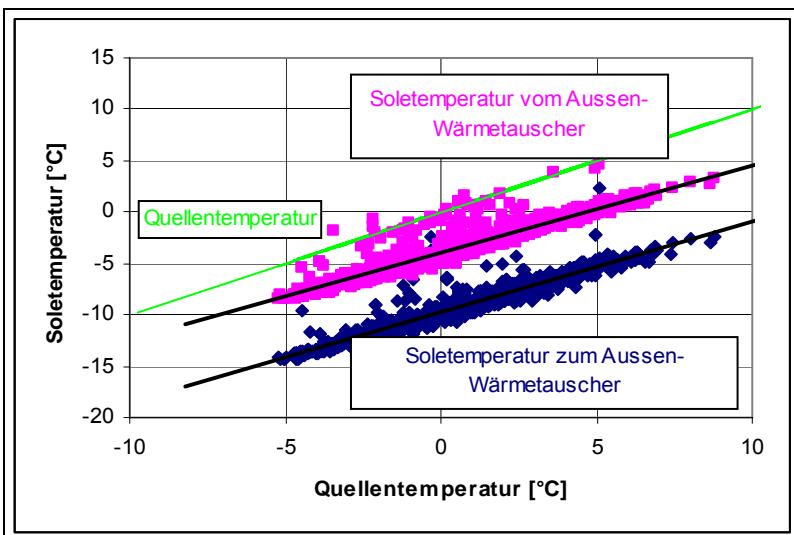
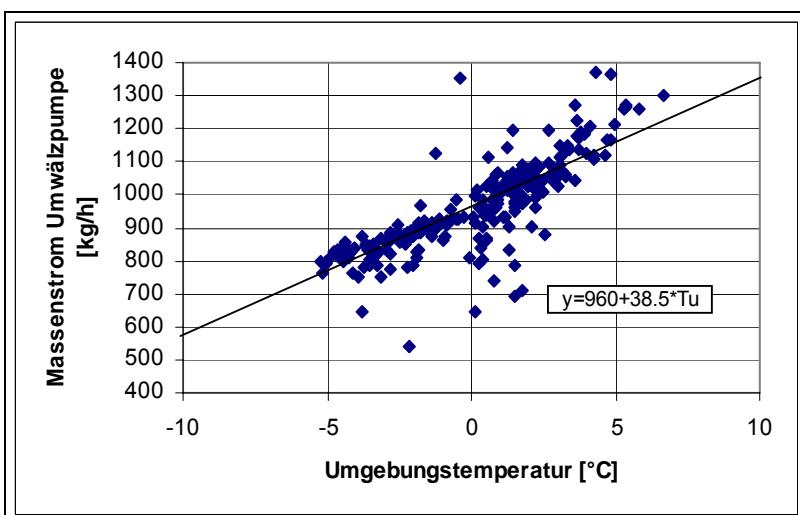


Abb. 50:  
Abtauzeiten (= Einschaltzeit der Umlölpumpe während Abtauphase).  
Die kürzeren Abtauzeiten sind abgebrochene Abtauzeiten, bei denen die WP abgestellt wurde

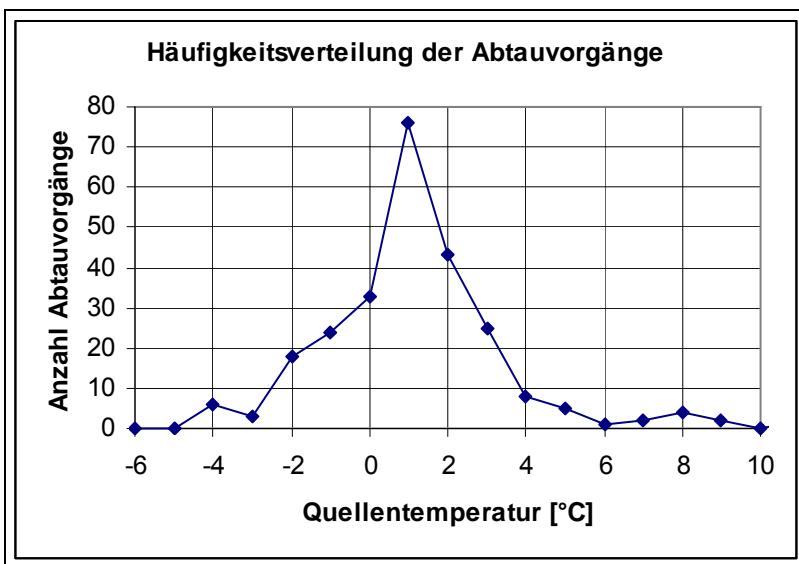


**Abb. 51:**  
Temperaturen im Solekreis.  
Temperaturwerte oberhalb der  
Umgebungstemperatur treten  
vor allem nach dem Umschal-  
ten von Abtauen auf Heizbe-  
trieb auf.



**Abb. 52:**  
Massenstrom im Sole-Zwischen-  
kreis. Auffallend sind die grossen  
Streuungen des Massenstroms. Der  
Massenstrom wurde indirekt aus  
der Verdampferleistung und der  
Temperaturspreizung berechnet.

Interessant in Abb. 51 ist der Umstand, dass die Temperaturspreizung der Sole über dem Aussen-Wärmetauscher praktisch konstant ist. Eine detailliertere Abklärung ergab, dass der Solemassenstrom mit sinkender Temperatur abnimmt und somit die Temperaturspreizung tendenziell vergrößert. Wir führen diesen Effekt auf die mit sinkender Temperatur zunehmende Viskosität der Glykol-Wasser-Mischung zurück.



**Abb. 53:**  
Verteilung der Abtauvorgänge. Oberhalb von  
etwa 6 °C erfolgen nur noch sporadisch Ab-  
tauvorgänge. Wir vermuten, dass diese Ab-  
tauvorgänge durch Fehlinformation der Druck-  
fühler hervorgerufen werden.

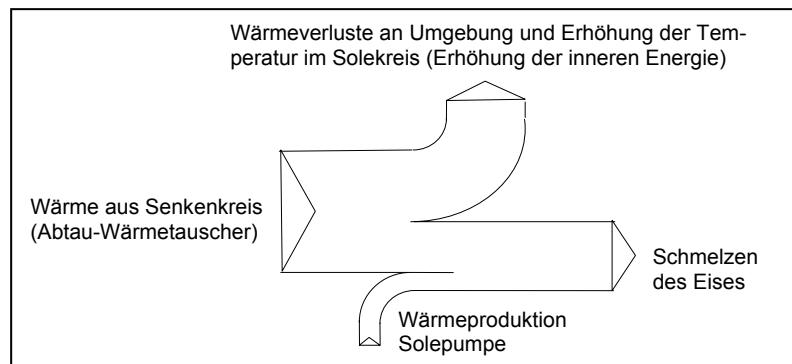
Für die Bestimmung der spezifischen Abtau kennzahlen wird die produzierte Eismenge benötigt. Die Wasserdampfkondensation wird aus den Quellenluftdaten und dem Luftvolumenstrom bestimmt. Es ergibt sich

allerdings die Schwierigkeit, dass die Wasserdampfkondensation nicht identisch mit der Eisbildung ist. Erfahrungsgemäss setzt sich oberhalb von etwa 7°C nur noch wenig oder gar kein Eis mehr an. Im vorliegenden Fall wird die Abtauung durch die luftseitige Druckdifferenz vor und nach dem Aussen-Wärmetauscher eingeleitet. Dies hat den Vorteil, dass die obere Grenze der Eisbildung relativ genau beziffert werden kann, nämlich, wenn keine Abtauvorgänge mehr eingeleitet werden. Abb. 53 zeigt den Verlauf der Abtauvorgänge als Funktion der Quellen- resp. Umgebungstemperatur. Man erkennt, dass die Zahl der Abtauungen oberhalb von 6°C praktisch auf null sinkt.

### Abtauleistung und Abtauenergie

Die für die Abtauung benötigte elektrische Energie setzt sich wiederum aus einem direkten und einem indirekten Anteil zusammen. Der direkte Anteil stammt von der Solepumpe (250 W), der indirekte Anteil von der elektrischen Energiezufuhr zum Kompressor zur Kompensation der aus dem Senkenkreis entnommenen Abtauwärme. Während die elektrische Leistungsaufnahme der Solepumpe einfach bestimmt werden kann, war es bei der aus dem Senkenkreis bezogenen Wärme komplizierter. Eine direkte Wärmemessung kam aus anlagetechnischen Gründen nicht in Frage. Wir haben daher die Wärmeentnahme auf indirektem Wege bestimmt. Die Abtauwärme setzt sich aus der dem Aussen-Wärmetauscher mit dem Solekreis zugeführten Wärme und der Wärme für das Erwärmen des Abtaukreises (ohne Aussen-Wärmetauscher) zusammen. Der erste Anteil wurde nach Abb. 49 errechnet, indem man die Enthalpiedifferenz der Sole vor und nach dem Aussen-Wärmetauscher mal den Massenstrom der Sole gerechnet hat. Der zweite Anteil wurde aus der Anhebung des Temperaturniveaus der Sole und der temperaturmässig „mitbewegten“ Komponenten im Abtaukreis bestimmt.. Die Anhebung der mittleren Temperatur des Aussen-Wärmetauschers (Anhebung der inneren Energie) ist bereits in der Enthalpiedifferenz der Sole berücksichtigt). Die thermische Kapazität des Solekreises wurde auf ca. 37 kJ/kg errechnet, diejenige des Aussen-Wärmetauschers auf 56 [kJ/kg].

Die Bestimmung der Wärmeabgabe an den Aussen-Wärmetauscher erfolgt grundsätzlich nach den in Abb. 49 dargestellten Temperaturverläufen. Um die Datenmengen in Grenzen zu halten, wurde nur an einigen ausgewählten Tagen der Aufzeichnungsrhythmus auf 2-Minuten-Intervalle erhöht (sonst 20-Min-Intervalle). Der Verlauf der Soleaustrittstemperatur aus dem Aussen-Wärmetauscher zeigt aus messtechnischen Gründen zwischen den Aufnahmezeiten 13:32:05 und 13:38:05 eine Lücke. Wir haben diese Lücke wie folgt ergänzt. Infolge der Totzeit zwischen Soleein- und -austritt von etwa 60 Sekunden muss die Sole-Austrittstemperatur im Zeitpunkt 13:35:05 noch auf dem Wert -3 °C verharren. Anschliessend haben wir einen Anstieg analog zur Sole-Eintrittstemperatur angenommen und so den Punkt 13:36:05 erhalten. Diese Korrektur beinhaltet eine gewisse Unsicherheit bezüglich der Berechnung der abgegebenen Wärmemenge. Wir schätzen diese Unsicherheit auf Grund einer Variationsrechnung auf etwa 30 %. Die Wärmeentnahme aus dem Abtau-Wärmetauscher der Senke erfolgt nur bis 13:38:05. Daher wurde auch die Wärmeentnahme aus der Sole nur bis zu diesem Zeitpunkt berechnet.



*Abb. 54: Energieflüsse beim Abtauen. Man vergleiche mit Abb. 47 rechts. Die Wärme aus dem Senkenkreis plus die von der Solepumpe produzierte Wärme ergeben in Abb. 47 die Abtauwärme (100%).*

Wie ist aber der Temperaturverlauf ab Abtaubeginn bis etwa 13:35:05 zu bewerten? Es wird der Struktur des Aussen-Wärmetauschers weiterhin Wärme entzogen. Da der Ventilator still steht, wird auch keine Wärme mehr an diese Struktur geliefert. Die Temperatur der Verdampferstruktur fällt tendenziell in dieser Phase sogar ab und tendiert zu einem Temperaturausgleich mit der Sole. Ein Abschmelzen des Eises kann erst dann erfolgen, wenn zumindest eine der beiden Soletemperaturen über 0°C liegt. Andererseits gibt die Sole noch

Wärme an den Aussen-Wärmetauscher ab, wenn die Abtauung bereits beendet ist. Diese Wärme stammt von der Aufheizphase zu Beginn des Abtausens. Hier besteht ein methodisches Problem, weil die Wärmeabgabe des Abtau-Wärmetauschers im Senkenkreis nicht gemessen werden konnte. Wenn wir die an den Aussen-Wärmetauscher abgegebene Wärme bis zum Zeitpunkt 13:41:35 berechnen (hier kreuzen sich Ein- uns Ausrittstemperatur der Sole), so besteht eine Doppelzählung der aufgebrachten Abtauwärme. Um dies zu vermeiden, integrieren wir nur bis zum Ausschaltzeitpunkt der Abtauung.

*Tab. 4: Betriebsdaten der Luft/Wasser-Wärmepumpen-Anlage mit Glykol-Zwischenkreis (vom 19.12.03 – 10.05.04)*

Parameter	Einheit	Wert
Mittlere Quellentemperatur während den Heizphasen der WP	[°C]	4.7
Mittlere Vorlauftemperatur während den Heizphasen der WP	[°C]	38.0
Mittlere elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors	[W]	3059
Leistungsaufnahme der Solepumpe	[W]	250
Leistungsaufnahme Heizungspumpe	[W]	90
Leistungsaufnahme Ventilator Aussenkühler	[W]	890
Mittlere Heizleistung	[W]	9907
Produzierte Wärme	[kWh]	13187
Elektrischer Energieverbrauch Solepumpe	[kWh]	332
Elektrischer Energieverbrauch Kompressor	[kWh]	4176
Elektrischer Energieverbrauch Ventilator	[kWh]	1185
Elektrische Energieaufnahme total (ohne Heizungspumpe)	[kWh]	5693
Arbeitszahl während Messperiode	[‐]	2.32
Messperiode	[h]	3428.5
Kumulierte Laufzeit Kompressor	[h]	1331.1
Kumulierte Laufzeit Solepumpe	[h]	1353.5
Kumulierte Abtauzeit	[h]	22.4
Anzahl Abtauzyklen	[‐]	262
Anzahl Kompressoranläufe	[‐]	3254
Wasserausscheidung während ganzer Messperiode	[kg]	1897
Kumulierte Eismenge <sup>14</sup>	[kg]	1205
Eismenge pro Abtauung	[kg]	4.60
Abtauwärmebedarf für das Hochfahren des Zwischenkreises (ohne Aussen-Wärmetauscher), kumuliert für 262 Abtauvorgänge	[kWh]	49.8
Abtauwärmebedarf Aussen-Wärmetauscher, kumuliert	[kWh]	152.0
Total Wärmeverbrauch, kumuliert	[kWh]	201.8 <sup>15</sup>
Elektrischer Energieverbrauch Solepumpe während Abtauung, kumuliert	[kWh]	5.6
Elektrischer Energieverbrauch WP zur Kompensation der Abtauwärmeentnahme aus dem Senkenkreis, kumuliert	[kWh]	66
Elektrischer Energieverbrauch für Abtauen, total	[kWh]	72
Elektrischer Energieverbrauch pro kg Eis	[kWh/kg]	0.060
Maximale Abtauleistung	[W]	6780

Die Abtauzeiten sind im Vergleich zu anderen Abtauarten sehr kurz (1.7 % der Kompressorlaufzeit). Dies dürfte davon herröhren, dass ein überdurchschnittlich grosser Aussen-Wärmetauscher eingebaut ist. Damit wird absolut weniger Wasserdampf ausgeschieden (geringere Abkühlung der Luft) und die Abtauung erfolgt auf grösserer Fläche. Auch die relativ grosse Abtauleistung begründet die kurzen Abtauzeiten.

## 7 Erarbeitung neuer Strategien zur Effizienzsteigerung der Abtauung

### 7.1 Steuerung

Die Feldmessungen (Kapitel 5) haben deutlich gezeigt, dass auch im Bereich der Abtausteuerung energetisch noch einiges verbessert werden kann. So ist eine reine Zeitsteuerung energetisch nicht optimal. Eine Kombi-

<sup>14</sup> Da die Abtropfmenge im Feld nicht direkt gemessen werden konnte, wurde die Eismenge gleich der Wasserdampfkondensation unterhalb einer Umgebungstemperatur von 5 °C gesetzt. Es gibt Abtauzyklen bis zu einer Umgebungstemperatur von 15 °C. Wir gehen jedoch davon aus, dass diese Fehlschaltungen sind. Praktisch hören die Abtauzyklen bei etwa 5 °C auf.

<sup>15</sup> Zur Kontrolle wurde der Abtauwärmebedarf auch aus der Schmelzwärme des kumulierten Eisansatzes und dem Wärmebedarf zum Hochfahren des Solekreises und des Aussen-Wärmetauschers abgeschätzt. Danach ergibt sich ein Abtauwärmebedarf von 207.2 [kWh] (Erwärmung Solekreis (ohne Aussen-WT) 49.8 [kWh], Erwärmung Aussen WT 46.9 [kWh], Abschmelzen Eis 110.5 [kWh]).

nation von periodisch wiederkehrenden und temperaturabhängigen (Quellen-, Verdampfungstemperatur, etc.) Steuermechanismen sind bereits sehr effizient.

## 7.2 Ventilator, Heissgasabtauung mit Saugdruckregelung

Mit der Ventilatorabtauung lassen sich auf sehr kostengünstige Weise etwa 50 % der Abtauleistung einsparen und zwar bei allen Abtauverfahren. Mit dem Spezialfall der Umluftabtauung sind es sogar 90 %. Für diese Art der Abtauung bedarf es keiner zusätzlichen baulichen Mittel. Es genügt die Anpassung der Steuerungssoftware. Die Einleitung der Abtauung erfolgt wie bei einer konventionellen Abtauung entweder durch zeitperiodische Abtauung, durch die Verdampfungstemperatur, durch die luftseitige Druckdifferenz am Verdampfer oder eine andere Methode. Die Abschaltung hingegen erfolgt am besten zeitgesteuert, indem man den Ventilator nach einer gewissen Laufzeit ausschaltet. Die benötigte Laufzeit kann experimentell bestimmt werden. Sie nimmt mit steigender Umgebungstemperatur ab.

Die Ventilatorabtauung kann allerdings erst ab Quellentemperaturen von 2°C aufwärts eingesetzt werden. Darunter ist nach wie vor eine andere Abtauart nötig.

Für Umgebungstemperaturen unterhalb von etwa 2°C muss mit einem konventionellen Abtauverfahren gearbeitet werden. Sofern man die Heissgasabtauung wählt, welche energetisch gegenüber etwa der Prozessumkehr nur wenig abfällt (siehe [2]), preislich günstiger ist und die Wärmetauscherstrukturen bezüglich der abrupten Temperaturwechsel beim Regimewechsel weniger beansprucht, kann die Wirksamkeit noch erhöht werden, indem man die Saugdruckregelung anwendet (was allerdings die Kosten wieder erhöht).

Bei konsequenter Umsetzung und Anwendung der hier postulierten Massnahmen lässt sich der Energieaufwand für das Abtauern beträchtlich senken:

*Tab. 5: Energieverbrauch für die Abtauung*

Abtauverfahren	Erhöhung Abtauleitung gegenüber Referenz (Heissgasabtauung) ca.	Energieverbrauch für Abtauung [% der Kompressor-energieaufnahme]
Heissgasabtauung (Referenz)	0	~10 %
Heissgasabtauung mit Saugdruckregelung	~30 %	~10 %
Heissgasabtauung mit Saugdruckregelung und Ventilatorabtauung	~30...200 %	~6 %
Prozessumkehr	~200...300 %	~8 %
Direkte Wärmeentnahme aus Senke	~200 %	~1.8 %
Prozessumkehr mit Ventilatorabtauung	0...200 %	~4 %
Umluftabtauung	~200 %	~2.8 %

## 7.3 Zusammenfassung

Um die Ergebnisse der verschiedenen untersuchten Abtauarten direkt miteinander vergleichen zu können, seien hier die energetischen Daten zusammengefasst.

*Tabelle 6: Vergleich des elektrischen Abtauauflandes für verschiedene Abtauarten*

Abtauart	Direkter elektrischer Abtauaufland	Indirekter elektrischer Abtauaufland durch Kompensation Wärmeentnahme aus Sen-	Indirekter elektrischer Abtauaufland während Heizbetrieb, andere Ursachen	Gesamter elektrischer Abtauaufland

		ke		
	[kWh <sub>el</sub> /kWh <sub>Abtauwärme</sub> ]			
Heissgasabtauung	1.00	0	0	1.00
Prozessumkehr	0.25	0.25	0.20 <sup>16</sup>	0.70
Glykol-Zwischenkreis	0.08	0.31	0 <sup>17</sup>	0.39
Umluftabtauung	0.14	0.12 <sup>18</sup>	0	0.26
Ventilatorabtauung	0.14	0	0	0.14 <sup>19</sup>
Naturabtauung	0	0.12 <sup>20</sup>	0	0.12

Man beachte, dass die für das Abtauen zugeführte Wärme nicht höher als die minimal benötigte Wärme für das Aufheizen der Verdampferstruktur und des Eises auf 0°C und das Abschmelzen ist, weil ein Teil der Abtauwärme ungenutzt verloren geht. Wenn man die Eismenge im Verdampfer kennt, so kann die Schmelzwärme berechnet werden. Wenn man nun noch etwa 60...100 % Zuschlag macht, erhält man die effektiv für das Abtauen zuzuführende Wärme (siehe auch [2]).

<sup>16</sup> Gemäss [2], Seite 23

<sup>17</sup> Falls der Glykol-Zwischenkreis nur wegen des Abtaus gewählt wurde, entsteht ein indirekter elektrischer Energieaufwand von ca. 0.80 [Wh<sub>el</sub>/Wh<sub>Abtauwärme</sub>] durch die um etwa 4 [K] tiefere Verdampfungstemperatur wegen des doppelten Wärmeübergangs auf der Quellenseite.

<sup>18</sup> Annahme 40% Wärmeklau

<sup>19</sup> Wert nur gültig für reine Ventilatorabtauung. Bei Temperaturen unter etwa 2 [°C] kommt eine andere Abtauart zur Anwendung

<sup>20</sup> Annahme 40% Wärmeklau

## 8 Offene Punkte und Hinweise

Die hier dargelegten Untersuchungen konnten aus Kostengründen nur an wenigen Maschinen durchgeführt werden. Sie lassen somit einen gewissen Mangel an statistischer Relevanz erkennen. Jede Wärmepumpe reagiert etwas anders und würde unter vergleichbaren Bedingungen etwas andere Ergebnisse liefern. Trotzdem sind wir überzeugt, dass zumindest die Trends richtig wieder gegeben werden.

Bei der Naturabtauung ist der Abtaueffekt bei jeder Anlage vorhanden, hängt jedoch wie im Kapitel 2 ausgeführt eben auch von der Gehäuseisolation der Wärmepumpe ab. Interne Kältemittelmigration während des Stillstandes beeinflusst die Abtauwirkung ebenfalls positiv, während andererseits extern induzierte Luftströmungen durch den Verdampfer bei Temperaturen unterhalb des Gefrierpunktes die natürliche Abtauung behindern oder gar stoppen. Wegen der insgesamt geringen Wirkung der Naturabtauung sind wir der Auffassung, dass deren gezielte Anwendung etwa durch entsprechende Steuerstrategien (bewusst lange Stillstandszeiten) wenig bringt. Die Eingriffsmöglichkeiten des Wärmepumpenherstellers sind zudem begrenzt, da lange Stillstandszeiten auch Massnahmen auf der Seite der Wärmeverteilung (Speicher, Bodenheizung) bedingen.

Ein Nebenaspekt betraf auch den Vergleich mit den Typenprüfungen von Wärmepumpen. Beim Projekt FAWA entstand die Vermutung, dass zwischen den Prüfstandsmessungen nach EN-255 und den Feldbedingungen bei Luft-Wasser-Wärmepumpen doch spürbare Unterschiede herrschen. Bei den Prüfstandsmessungen werden die Leistungen durch Dauermessungen festgelegt. Dies bedeutet für die Abtauung, dass keine Stillstandszeiten vorhanden sind, in denen u.U. Naturabtauung stattfinden kann. Auch andere Einflüsse, wie extern induzierte Luftströmungen durch den Verdampfer oder abweichende Feuchtigkeitswerte der Quellenluft, lassen erwarten, dass Unterschiede im Abtaubedarf bestehen. Tendenziell erwarteten wir eher geringere Abtauaufwände im Feld als auf dem Prüfstand. Dies konnte jedoch nicht eindeutig geklärt werden. Während bei Maschinen mit Heissgasabtauung deutliche Unterschiede festzustellen waren, war dies bei den Maschinen mit Prozessumkehr-Abtauung nicht der Fall. Die genannten Einflüsse müssten jedoch unabhängig von der Art des Abtauverfahrens auftreten. Hier könnte die statisch geringe Anzahl von untersuchten Anlagen eine Rolle spielen. Es können aber auch andere Erklärungen vorhanden sein.

Es konnten nicht alle Ziele erreicht werden. Feldmessungen können auch bei sorgfältiger Planung zu Misserfolgen führen. Ausfallende Messdatenerfassungsgeräte, räumliche Disposition, Einschränkungen durch den Objektbesitzer usw. Eine ausgefallene Messung kann grundsätzlich wiederholt werden, benötigt aber viel Zeit (meist ein Jahr Verschiebung wegen des Jahresganges der Temperaturen) und zusätzliche Geldmittel. Wir haben den Aufwand massiv unterschätzt, sodass für eine Wiederholung von Messungen kein Spielraum vorhanden war.

## 9 Ausblick und Dank

Am Ende eines Projektes stellt sich immer die Frage, was man noch alles hätte tun können resp. was noch zu tun wäre. Es liegt in der Natur der Sache, dass sich aus den Untersuchungen neue Fragestellungen ergeben.

Eine dieser Fragen betraf das Ende des Abschmelzens des Eises. Diese konnte selbst auf dem Prüfstand nicht zuverlässig ermittelt werden. Das Ende des Abtropfens ist nicht identisch mit dem Ende des Abschmelzens des Eises.

Da das Splitsystem bei Luft-Wasser-Wärmepumpen in Zukunft mehr Beachtung finden könnte, wäre eine eingehendere Untersuchung dieses Systems im Sinne eines besseren Verständnisses (vor allem der thermischen Trägheit im Abtausystem) und der Optimierung noch wünschbar. Auf den ersten Blick erwartet man wegen des zusätzlichen doppelten Wärmeübergangs im Zwischenkreis ein Absinken der Verdampfungstemperatur gegenüber den Direktverdampfern. Dies und die notwendige Solepumpe verschlechtern die Leistungszahlen. Andererseits wissen wir aus einer anderen Anwendung des Splitsystems, dass zumindest das Absinken der Verdampfungstemperatur bei entsprechender Dimensionierung des Außenwärmetauschers verhindert werden kann. Auch die Solepumpe kann bezüglich ihres elektrischen Leistungsaufwandes noch optimiert werden.

Trotz sorgfältiger Vorbereitung des Versuchsdesigns ergaben sich während der Messungen und Auswertungen neue Erkenntnisse bezüglich der günstigsten Darstellung der Ergebnisse. Ursprünglich sollten anfänglich für alle Abtauarten als Vergleichgröße die Abtauleistung (absolut und relativ zur Kompressorleistung) und der relative, auf die Kompressorleistung bezogene elektrische Energieaufwand dargestellt werden. Es hat sich aber gezeigt, dass dies allein nicht genügt. Die Abtauenergie hängt auch von der Eisbildung ab und die kann auch bei identischer Auslegeleistung je nach Bauart der Maschine verschieden sein. Daher wurde auch der elektrische Energieaufwand pro kg Eis eingeführt.

Es war auch beabsichtigt, die oben genannten Kennzahlen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur darzustellen. Dies war bei den Feldmessungen nur unvollkommen möglich, weshalb wir teilweise auf aggregierte, d.h. für eine Winterperiode geltende Darstellungen ausweichen mussten. Man muss sich aber bewusst sein, dass weitergehende Feldmessungen, die diese Fragestellungen beantworten könnten, sehr aufwendig sind.

Aus rein grundlagentheoretischer, d.h. wissenschaftlicher Sicht, sind Fragen zur Eisbildung von Interesse, wie sie etwa mit dem Projekt LOREF [8] angepeilt werden. In diese Kategorie gehören auch Ansätze zur generellen Vermeidung von Eisbildung wie Beschichtung der Verdampferoberflächen, oder das Verfahren von Ecopac mit Li-Br-Lösung, das sich bereits in der konkreten Umsetzung befindet, oder die Luftvorwärmung mit Schotterkoffer und dergleichen [9].

Abschliessend ist es uns ein Bedürfnis, dem BFE für die Anregung dieser Arbeit und die finanzielle Unterstützung besten zu danken. Dieser Dank gilt auch der Begleitgruppe, die uns mit ihren wertvollen und unverzichtbaren Beiträgen und Fragestellungen auf Kurs gehalten hat.

Buchs, Engelburg, 04.09.2005

M. Ehrbar  
P. Hubacher

## 10 Literaturverzeichnis

[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, Phase 2: 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
[7]	Ehrbar, Max Spitzli, Edi	Messungen an der Wärmepumpen-Heizanlage im Kindergarten Brunnadern, 1997 Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern
[8]	Sahinagic R. Imholz M. Berlinger L. Hilfiker K.	LOREF: Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung. Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen, 2004 Bundesamt für Energie BFE, CH-3003 Bern
[9]	Huber Arthur Müller Christoph Berchtold Oliver Eggenberger Hansjakob	Luftvorwärmung für Wärmepumpen in Erdregistern, 1996 Bundesamt für Energie, CH-3003 Bern
[10]	Sagelsdorff, Ralph	Wärmeschutz im Hochbau. Element 23 Schweizerische Ziegelindustrie, 8006 Zürich

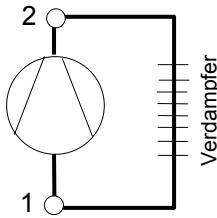
## 11 Anhang

### Nachweis der Konstanz des Druckverhältnisses über dem Kompressor beim Abtauprozess mit Heissgas

Bei der Theorie des Abtauprozesses mit Heissgas wird immer wieder darauf verwiesen, dass das Druckverhältnis zwischen End- und Saugdruck am Kompressor unabhängig von der Lage des Prozessdreiecks konstant bleibt. Diese Aussage wird einschränkend an die Bedingung geknüpft, dass im Abtaukreis nirgends Kondensation stattfindet, resp. das Sauggas nicht in den Zweiphasenbereich eintaucht. Der Nachweis dieser Aussage soll anhand eines idealen Gases und

unter der Annahme, dass der Liefergrad unabhängig vom Saugdruck konstant bleibt, geführt werden. Der Einfluss dieser Annahmen auf das Ergebnis wird am Schluss diskutiert.

Wir reduzieren den Abtaukreislauf auf folgendes Schema:



Den Druckverlust zwischen den Zustandspunkten 2 und 1 berechnen wir analog dem innen durchströmten Rohr:

$$\begin{aligned} dp &= -\zeta * \frac{\rho}{2} * c^2 * \frac{dL}{d} = -\frac{\zeta}{2 * \rho} * \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 * \frac{dL}{d} = \frac{\zeta}{2 * \rho} * \left(\frac{\dot{m} * 4}{d^2 * \pi}\right)^2 * \frac{dL}{d} = \\ &= -\frac{\zeta * 8 * R * T}{\rho * d^5 * \pi^2} * \dot{m}^2 * dL \end{aligned} \quad (1)$$

Hier bedeuten:

p	Druck
z	Druckabfallbeiwert im Rohr
r	Dichte des Kältemittelgases
c	Geschwindigkeit des Gases
L	Rohrkoordinate, Rohrlänge
D	Innendurchmesser Rohr
m	Massenstrom Kältemittel
A	Rohrquerschnitt
T	Temperatur des Gases

Durch Variablentrennung erhalten wir:

$$p * dp = -\frac{8 * \zeta * R}{d^5 * \pi^2} * \dot{m}^2 * T * dL \quad (2)$$

Die Integration von (2) liefert:

$$\frac{p^2}{2} \Big|_{p_2}^{p_1} = -\frac{8 * \zeta * R}{d^5 * \pi^2} * \dot{m}^2 * \int_0^L T * dL = -\frac{8 * \zeta * R}{d^5 * \pi^2} * \dot{m}^2 * \bar{T} * L \quad (3)$$

Der Massenstrom m wird durch den gewählten Kompressor und den Liefergrad  $\lambda$  bestimmt. Er beträgt:

$$\dot{m}_R = \lambda * \rho_1 * \dot{V}_{th} = \lambda * \frac{p_1}{R * T_1} * \dot{V}_{th} \quad (4)$$

Eingesetzt in (3) erhält man:

$$p_1^2 - p_2^2 = -2 * \frac{8 * \zeta * R}{d^5 * \pi^2} * \frac{\lambda^2 * p_1^2 * \dot{V}_{th}^2}{R^2 * T_1^2} * \bar{T} * L \quad (5)$$

Wir dividieren (5) durch den Saugdruck  $p_1$  und erhalten:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt{1 + \frac{16 * \zeta * \lambda^2 * \dot{V}_{th}^2}{d^5 * R * T_1^2} * \bar{T} * L} \quad (6)$$

Für die Mitteltemperatur schreiben wir:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \Rightarrow \frac{\bar{T}}{T_1} = \frac{1}{2} * \left( \frac{T_2}{T_1} + 1 \right) = \frac{1}{2} * \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + 1 \right) \quad (7)$$

Dies in (6) eingesetzt ergibt:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt{1 + \frac{8 * \zeta * \lambda^2 * \dot{V}_{th}}{d^5 * R * T_1} * \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + 1 \right) * L} \quad (8)$$

Diese Gleichung enthält implizite die Lösung für das gesuchte Druckverhältnis  $\pi$ . Gemäss unseren Annahmen zu Beginn sind alle Größen unter der Wurzel bei gegebener Geometrie konstant. Dies gilt praktisch auch für die Sauggastemperatur  $T_1$ . Sie bewegt sich während des Abtaus nur in sehr engen Grenzen knapp über dem Gefrierpunkt.

Nun muss noch der Einfluss der eingangs getätigten Annahmen diskutiert werden. Es wurde u.a. angenommen, dass der Liefergrad des Kompressors unabhängig vom Saugdruck konstant bleibe. In Wirklichkeit verbessert sich der Liefergrad bei festgehaltenem Druckverhältnis leicht mit dem Saugdruck. Dies würde tendenziell dazu führen, dass das Druckverhältnis nach (8) mit steigendem Saugdruck leicht ansteigt. Der Druckverlustbeiwert  $\zeta$  ist von der Reynoldszahl abhängig. Diese erhöht sich mit steigendem Druck im Abtaukreis, während der Druckverlustbeiwert sinkt. Schliesslich ist die Annahme, dass ideales Gas vorliegt nicht erfüllt. Das Verhalten eines realen Gases führt in diesem Zustandsbereich dazu, dass das Druckverhältnis mit steigendem Druck tendenziell ansteigt. Das Realverhalten eines Gases kann mit dem Realgasfaktor  $\gamma$  erfasst werden. Dieser wird mit grösser werdendem Druck kleiner. Der Realgasfaktor müsste in Gleichung (8) im Nenner des Bruches eingeführt werden. Ein kleinerer Realgasfaktor führt demnach zu einem grösseren Druckverhältnis.

Alle diese Effekte sind klein, teilweise gegenläufig und werden durch die Wurzel noch weiter abgeschwächt. Die Behauptung, dass das Druckverhältnis unabhängig vom Saugdruck praktisch konstant bleibt ist somit theoretisch nachgewiesen. Die Messungen des Druckverhältnisses während des Abtauvorganges bestätigen dies:

