

Forschungsprogramm  
Umgebungswärme, Kälte

# **Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern**

## **Analyse gängiger Abtauverfahren**

ausgearbeitet durch  
**Beat Hubacher, dipl. Ing. HTL**  
**Prof. Dr. Max Ehrbar**  
**Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs**  
**Labor für Thermodynamik und Kältetechnik**  
**Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs**  
**ehrbar@ntb.ch**

im Auftrag des  
**Bundesamtes für Energie**

## Zusammenfassung

Bei luftgekühlten Verdampfern stellt man unterhalb von etwa 5°C ein Vereisen der Verdampferlamellen fest. Luft-Wasser-Wärmepumpen sind genau von diesem Problem betroffen. Dies hat zur Folge, dass die Heizleistung absinkt und der Verdampfer abgetaut werden muss. An der Interstaatlichen Hochschule für Technik in Buchs wird der Problemkreis *Abtauen von luftbeaufschlagten Verdampfern* im Auftrag des Bundesamtes für Energie untersucht. Die Untersuchung ist in drei Phasen unterteilt. In einer ersten Phase wurde eine allgemeine Analyse der Abtauung durchgeführt. In einer zweiten Phase wird eine energetische Abklärung anhand von etwa 30 Luft-Wasser-Wärmepumpen durchgeführt. In der letzten Phase soll dann anhand von den Erkenntnissen aus den ersten beiden Phasen eine praxisorientierte Handlungsanweisung erstellt werden.

Zusammenfassend kann erwähnt werden, dass die Abtaueinrichtung einen bedeutenden Einfluss auf den störungsfreien und effizienten Heizbetrieb einer Luft-Wasser-Wärmepumpe ausübt. So macht der Abtauanteil zwischen 10 und 15 % am gesamten, elektrische Energiebedarf einer Wärmepumpe aus.

In diesem Zwischenbericht der ersten Etappe wurde ein Überblick über die bestehenden Abtauverfahren und -steuerungen geschaffen. Es zeigte sich, dass neben den bewährten Abtauverfahren, Heissgasabtauung und Prozessumkehr, Ideen für neue Verfahren vorhanden sind. Diese wurden aber nur zum Teil umgesetzt. Auf dem Schweizer Wärmepumpenmarkt werden fast ausschliesslich die Heissgasabtauung und die Prozessumkehr eingesetzt. Die letztere erfuhr in den letzten zwei Jahren einen starken Zuwachs. Bei den Abtausteuerungen ist die Vielfalt deutlich grösser. Sie reicht von der einfachen Einleitung der Abtauung über eine Zeitschaltuhr, über die luftseitige Druckabfallmessung, bis hin zur bedarfsgesteuerten Einleitung und Beendigung der Abtauung über die Verdampfungstemperatur.

Hinsichtlich der zweiten Phase wurde ein Berechnungsalgorithmus entwickelt, welcher eine stationäre Betrachtung des elektrischen Abtauenergieaufwandes zulässt. In einem ersten Schritt wird die Eismenge während eines definierten Heizbetriebes ermittelt. Bei der Bypassabtauung wird mit den Heissgasen diese Eismenge geschmolzen. Dies macht den Hauptanteil an dem Abtauenergieaufwand aus. Die Prozessumkehr schaltet den Prozess mit Hilfe eines Vierwegventils um, und macht den Verdampfer zum Kondensator. So kann mit der Kondensationswärme das Eis an den Verdampferlamellen abgeschmolzen werden. Durch den Einsatz des Vierwegventils entstehen indirekte Abtauenergieaufwände, welche auch berücksichtigt werden müssen. Diese entstehen durch die zusätzlichen Druckverluste, die Leckage und der auf der Senkenseite entzogenen Wärme, welche während dem nächsten Heizzyklus wieder ins Heiznetz zurückgespiessen werden muss.

Unter Berücksichtigung all dieser Aspekte sind die Abtauenergieaufwände der Prozessumkehr deutlich grösser als immer angenommen wurde. Die indirekten Verluste, welche während dem Heizbetrieb entstehen machen bei einer Senkentemperatur von 50°C zwischen 60 und 80 % vom Gesamtabtauenergiebedarf aus. Bei den hier betrachteten Betriebsbedingungen (Kap. 9.9.2) haben die Heissgasabtauung und die Prozessumkehr über den ganzen Abtautemperaturbereich den gleichen elektrischen Energieaufwand. Bei tieferen Senkentemperaturen reduzieren sich die indirekten Anteile der Prozessumkehr und diese schneidet energetisch besser ab. In diesen Resultaten sind aber Nebenerscheinungen, wie die Verluste durch das Umschalten des Kältekreislaufes und das anschliessende Aufheizen der abgekühlten Komponenten bei der Prozessumkehr nicht berücksichtigt. In der zweiten Phase können dann solche Nebeneffekte auch berücksichtigt werden.

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

## Abstract

Air-cooled evaporator lamellas freeze around below 5°C. Heat pumps are using the environment air as the energy source, which causes in a heat drop. The evaporator has to be defrosted. The project's goal focuses on investigations in the field of defrosting of air-cooled evaporators. The project is sponsored by the Swiss Federal Office of Energy (BFE) and is executed at the Interstate University of Applied Science Buchs (NTB). The investigation is divided into three stages. In the first stage a state of the art analysis of the defrosting was conducted. The second stage will focus on energetically investigations, which will be based on 30 different types of air-water heat pumps from several manufactures. The purpose of the final stage is to process the collected information into a guideline for heat pump manufactures.

This is the interim report for the first stage. It shows the state of the art of defrosting methods, which are currently in use. It was shown that apart from the proven defrosting methods hot-gas-bypass- and reversed-cycle-defrosting are available ideas for new procedures. These were however only partially transferred. The Swiss heat pump market uses almost exclusively the hot-gas-bypass- and reversed-cycle-defrosting. A strong increase in using the reversed cycle process could be noticed in the last two years. Defrost controllers have a clearly larger variety. Defrosting with a time switch clock, measuring the airside pressure drop or even using the evaporation temperature to determine the need to start the defrosting cycle are systems to defrost the evaporator lamellas.

Regarding the second stage a calculation algorithm was developed to permits a stationary view of the electrical power demand of the defrosting. In a first step the ice quantity is determined during a defined heating period. This ice quantity is melted with the hot-gas-bypass-defrost method by the hot gas. The reversed cycle process uses a four-way valve to reverse the heat-pump cycle. Accordingly, the evaporator works as a condensator to defrost the ice layer. From the application of the four-way control valve results indirect power demand, which must be considered. This results from the additional pressure losses, the leakage and the extracted heat of the heating network, which will be returned during the next heating period.

With consideration of all these aspects, the power demand of the reversed cycle process is more large than always assumed. The heat losses, which occurs during the heating process for a depression temperature of 50°C is between 60 an 80 % of the entire energy used for the defrosting process. With such operating conditions the hot-gas-bypass defrosting and the reversed cycle process have over the entire temperature band the same electrical energy expenditure. At lower depression temperatures the indirect proportions of the reversed cycle process are reduced and the energy consumption of the reversed cycle process is lower than for the hot-gas-bypass defrost method. Side effects, like the losses by switching of the defrost operation and heating of the cooled down components are not included in these results. This kinds of effects will be considered in the next stage.

Finally it is to be noted that the defrost process has a significant impact on the trouble free and efficient heating operation of an air-water heat pump. Thus the defrost proportion constitutes between 10 and 15 % at the entire, electrical power requirement of a heat pump.

This work developed on behalf of the Swiss Federal Office of Energy (BFE). For contents and the conclusions the authors of this report are excluding responsible

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einführung .....</b>	<b>7</b>
1.1	Ausgangslage und Auftrag	7
1.2	Projektübersicht	8
1.3	Energetischer Stellenwert der Abtauung	10
<b>2</b>	<b>Eisbildung und Abtauung .....</b>	<b>14</b>
2.1	Einführung	14
2.2	Stoffwerteigenschaften	14
2.3	Vereisungsvorgang	15
2.4	Der Verlauf des Abtauprozesses	15
2.5	Nebenerscheinungen der Abtauung	16
<b>3</b>	<b>Verhalten einer bereifenden Wärmepumpe .....</b>	<b>18</b>
3.1	Zusammenhang zwischen Bereifung und der Kondensationstemperatur	18
3.2	Das Verhalten von vereisenden Verdampfern	18
<b>4</b>	<b>Abtauprozesse .....</b>	<b>20</b>
4.1	Überblick	20
4.2	Alternative Abtauverfahren zu Heissgasabtauung und Prozessumkehr	22
<b>5</b>	<b>Abtausteuerung .....</b>	<b>26</b>
5.1	Überblick	26
5.2	Abtaueinleitung - Beendigung	26
5.3	Abgrenzung zur Heizungssteuerung	27
5.4	Bedarfsabhängige Einleitkriterien	29
<b>6</b>	<b>Marktübersicht nach Abtauarten .....</b>	<b>37</b>
6.1	Schweizer Wärmepumpenmarkt	37
6.2	Marktübersicht anhand des Wärmepumpentestzentrums Töss	37
<b>7</b>	<b>Heissgasabtauung .....</b>	<b>40</b>
7.1	Aufbau und Funktion	40
7.2	Hubkolbenverdichter oder Scrollverdichter	41
7.3	Verbesserung der Heissgasabtauung	43
7.4	Nacherwärmung der Heissgase mit einer Widerstandsheizung	44
<b>8</b>	<b>Prozessumkehr .....</b>	<b>46</b>
8.1	Aufbau und Funktion	46
8.2	Verlauf der Aufnahmleistung im Vergleich mit demjenigen der Heissgasabtauung	48
8.3	Indirekte, elektrische Energieaufwände	49
8.4	Vierweg-Umkehrventil	50
<b>9</b>	<b>Berechnen des Abtauenergieaufwandes .....</b>	<b>51</b>
9.1	Zielsetzung	51
9.2	Methodik	51
9.3	Bezeichnungen des Kältekreisprozesses im log(p)-h-Diagramm	54
9.4	Berechnungen im Kältekreislauf	54
9.5	Vereisungsmodell des Verdampfers	57
9.6	Abtauenergieaufwände für Prozessumkehr	61
9.7	Abtauenergieaufwände für die Heissgasabtauung	65
9.8	Messen des $\xi$ -Wertes und der Leckage eines Vierweg-Umkehrventiles	67
9.9	Erkenntnisse aus den Berechnungen	70
<b>10</b>	<b>Abtauenergieaufwand aus Tössmessdaten .....</b>	<b>79</b>
10.1	Zielsetzung	79
10.2	Methodik	79
10.3	Messplan Tössprüfstand	81

<b>11</b>	<b>Abtauung in der Praxis .....</b>	<b>83</b>
11.1	Einführung	83
11.2	Prozessumkehr	83
11.3	Bypassabtauung	85
11.4	Bypassabtauung mit Kondensationsdruckhochhaltung	87
11.5	Anordnung des Verdampfers	88
11.6	Abtausteuerung	88
<b>12</b>	<b>Symbole .....</b>	<b>90</b>
<b>13</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>93</b>
13.1	Bücher	93
13.2	Fachzeitschriften	94
13.3	Nachschlagewerke	96
<b>A</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>97</b>
A.1	Tössangaben	97
A.2	Herleitung des Zusammenhangs zwischen der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur	99
A.3	Berechnung der spezifischen Volumina, resp. der Kältemitteldichten, der Temperaturen und der Enthalpiegehalte am Verdichteransaugstutzen und am Verdichteraustritt	102
A.4	Zwischenrechnung für den Mehrenergiebedarf des Verdichters mit und ohne Druckverlust des Vierwegventils	105
A.5	Zwischenrechnung für den Mehrenergiebedarf des Verdichters mit und ohne Leckage	106
A.6	Herleitung des theoretischen Verlaufes des Leckagevolumenstromes des Vierwegventiles Ranco V3-1004	108
A.7	Angaben zur Messungen und der Auswertung der Widerstandszahl $\xi$ des Vierwegventiles Ranco V3-1004	109
A.8	Messdaten von den Vierwegventilmessungen	113
A.9	Daten zu der Abtauenergieberechnung unter Berücksichtigung der Laufzeiten in den verschiedenen Temperaturbereichen	115
A.10	Auswertungsdaten auf Basis des Berechnungsalgorithmus aus Kapitel 9	116
A.11	Aufnahmeprotokolle der Kältekreisläufe von Luftwasser-Wärmepumpen	124
A.12	Approximierung der Herstellerdaten für die verwendeten Verdichtertypen	135

# 1 Einführung

## 1.1 Ausgangslage und Auftrag

Die Luft-Wasser-Wärmepumpe hat den Nachteil, dass der luftgekühlte Verdampfer bei Umgebungstemperaturen von weniger als 5°C bereift. Dies hat zur Folge, dass die Heizleistung im Betrieb zusehends sinkt. Durch den Wärmeentzug aus der Luft wird diese abgekühlt und meist der Taupunkt unterschritten. Dieses gefriert dann an den Lamellen, wenn diese Temperaturen unter 0°C aufweisen. Das gefrorene Wasser haftet in der Gestalt von Schnee oder Reif an den Lamellen des Verdampfers und hat zur Folge, dass die Heizleistung im Betrieb zusehends sinkt.

Wird diese Reifschicht nicht von der Oberfläche entfernt, geht die Wärmepumpe über den Niederdruckpressostaten auf Störung. Für das Entfernen dieses Eisansatzes wurden verschiedene Verfahren entwickelt. Alle uns bekannten Systeme basieren auf dem Verfahren des Abschmelzen des Eises durch Wärmezufuhr. Im Temperaturbereich zwischen 5°C und -10°C muss die Luft-Wasser-Wärmepumpe periodisch den bereiften Verdampfer abtauen und so diesen vom Eis befreien. Früher taute man die luftgekühlten Verdampfer mehrheitlich mit Elektroheizstäben ab, in den letzten Jahren haben sich dann fast ausschliesslich zwei Abtauverfahren etabliert:

### a) Heissgas-Bypassabtauung (kurz: Heissgasabtauung)

die Heissgase nach dem Verdichter werden über eine Bypassleitung direkt dem Verdampfer zugeführt und dieser wird so aufgeheizt und abgetaut.  
(vgl. Abb. 25)

### b) Prozessumkehr

der Kältekreisprozess wird so umgesteuert, dass die Kondensation des Kältemittels im Verdampfer abläuft und dieser durch die freigesetzte Wärme abgetaut wird. Die Verdampfung findet im Kondensator statt, welcher die Wärme für die Verdampfung dem Heizkreis entzieht.

(vgl. Abb. 32)

Die Qualität eines Abtausystems ist natürlich nicht nur abhängig vom Abtauprozess. Die Abtausteuerung leistet einen grossen Beitrag zum Einsparen von Abtauenergie, indem sie zur richtigen Zeit die Abtauung auslöst und wieder beendet. Es wurden unterschiedliche Steuerungen entwickelt, von der einfachen Zeitschaltuhr über die bedarfsgerechte Auslösung über eine luftseitige Druckabfallmessung oder das Vergleichen der Verdampfungs- und der Quellentemperatur, um nur einige zu nennen.

Der Abtaumechanismus umfasst einen weiten Kreis von Problemen von der Eisbildung über die Abtauverfahren bis hin zur Temperaturverteilung in den Lamellen. Das Gebiet der Abtauung ist sehr weitreichend, von der Wissenschaft der Eisbildung über mechanische Beanspruchungen durch Temperaturwechselwirkungen bis hin zur Wirtschaftlichkeit. All diese Punkte werden in der Tab. 1 zusammengestellt und kurz erläutert.

In dieser Untersuchung im Auftrag des Bundesamtes für Energie BFE sollen diese Problemkreise untersucht werden. Das Projekt ist in drei Phasen gegliedert und reicht von der allgemeinen Analyse der Abtauprozesse und -steuerungen über die energetische Analyse in der zweiten Phase bis zur Ausarbeitung einer Handlungsanweisung in der letzten Phase. Diese soll dann allen Interessierten zugänglich gemacht werden.

### Phase 1

In dieser Phase wird in einem ersten Schritt eine Literaturrecherche durchgeführt, um abzuklären, was für Untersuchungsergebnisse auf diesem Gebiet bereits existieren. Die gebräuchlichen Abtauverfahren sollen aufgeführt und bewertet werden. Die Anteile der Abtauverfahren angebotener, resp. installierter Wärmepumpen sollen aufgezeigt werden. Anhand von ersten Berechnungen sind Sensitivität und Einflüsse der diversen Randbedingungen

zu untersuchen. Für diese Berechnungen und für die Auswertungen der zweiten Phase sind zwei Vierwegventile auf Druckverlust und Leckage auszumessen.

### Phase 2

Diese Phase wird verwendet, um den Istzustand von rund 30 Wärmepumpen aus dem Wärmepumpentestzentrum Töss zu untersuchen. Anhand von den Messdaten sollen Kennzahlen gebildet und so die verschiedenen Abtauungen miteinander verglichen werden. Die Resultate sollen Hinweise liefern, wie die Abtauung optimiert werden kann und zudem Aufschluss darüber geben, ob die Heissgasabtauung oder die Prozessumkehr energetisch besser ist.

### Phase 3

In einer letzten Phase sollen die Erkenntnisse aus den beiden vorhergehenden Phasen aufgrund eines technischen und wirtschaftlichen Vergleichs in einer Handlungsanweisung ausgearbeitet werden. Zusätzlich sollen die Erfahrungen aus dem FAWA-Projekt<sup>1</sup> auch einbezogen werden.

Die Abtauproblematik ist weit verbreitet, da in der gewerblichen Kälte jeder Kühlraum und jede Kühltruhe periodisch abgetaut werden müssen. Dort wird heute immer noch vorwiegend die elektrische Abtauung verwendet. Der entscheidende Unterschied zur Abtauung einer Wärmepumpe ist, dass die Verdampfungstemperatur bei dieser von etwa –30 bis 0°C schwankt. Ein Kühlaggregat arbeitet im Gegensatz dazu bei recht konstanten Bedingungen auf der Verdampferseite. So genügt mehrheitlich das Einleiten der Abtauung über eine Zeitschaltuhr. Bei der Wärmepumpe hingegen kann viel Energie eingespart werden durch ein bedarfsgesteuertes Einleiten der Abtauung. Aus dieser Sicht ist ein vertieftes Abklären der Zusammenhänge von Interesse.

## 1.2 Projektübersicht

In der Einarbeitungsphase hat sich immer mehr gezeigt, dass die Abtauung ein sehr vielschichtiges Thema ist. Die ganze Problematik kann von ganz verschiedenen Seiten betrachtet werden. So gehört zu einem gut funktionierenden Abtausystem auch eine ausgeklügelte Tropfwanne, damit das geschmolzene Eis abgeführt werden kann, und nicht in der Tropfwanne von neuem gefriert. Es kann auch passieren, dass flüssiges Kältemittel nach der Abtauphase sich noch im Verdampfer befindet. Dadurch kann der Verdichter in Mitleidenschaft gezogen werden, wenn die flüssigen Kältemitteltropfen nicht mit einer zusätzlichen Verdampfungseinrichtung eliminiert werden. Man muss auch in Betracht ziehen, dass induzierte Strömungen in der Lage sind, die Lamellen abzukühlen und so nicht genügend Abtauleistung vorhanden ist, um den Verdampfer sauber abzutauen.

All diese Überlegungen sind in der Tab. 1. in 14 verschiedene Begriffe gegliedert worden. Die grau hinterlegten Felder beinhalten die genauer zu untersuchenden Punkte, welche dem Wunsch der Mehrheit der Begleitgruppe entsprechen.

<sup>1</sup> Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen (FAWA); Untersucht im Auftrag des BFE an einer grossen Anzahl von installierten Wärmepumpen die Qualität der Anlagen im Feld.

	Begriff	Umschreibung	Phase	Literaturhinweis <sup>1)</sup>
1	<b>Abtauprozess</b>	Aufführen aller bekannten und zukunftsreichen Ideen wie zum Beispiel das Abtauen mit heißem Öl. Je nach Abtausystem wird der Eisansatz abgetaut oder im Fall der Umkehrabtauung, wo genügend Leistung vorhanden ist, dass das Eis förmlich abgesprengt wird. Was ist besser?	1	[1, 3, 5, 6, 8, 9, 10, 17, 19, 27] Innovativ [2, 30, 34]
2	<b>Abtausystem</b>	Aufführen aller bekannter und zukunftsreicher Abtausteuerungen mit oder ohne bedarfsgesteuerter Abtaueinleitung und Abschaltung (Viele verschiedene Ansätze in Literatur)	1	[20, 21, 24, 26, 29, 33]
3	<b>Betriebsverfahren</b>	Werden die Verdampferlamellen gleichmässig abgetaut? Ist das Abtausystem störungsanfällig auf induzierte Strömungen?	1 – 3	[18]
4	<b>Markanteile</b>	Wie gross ist der Marktanteil von der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr anhand einer Herstellerumfrage; eventuell mit Stückzahlen gewichtet. (Töss- und FAWA-Erhebung)	1	Töss, FAWA
5	<b>Frost, Eis, Schnee</b>	Betrachtung der Bildung von Eis; In welchen unterschiedlichen Formen tritt dieses auf? Was für einen Einfluss hat derer Beschaffenheit auf die Abtauung? Zeigen die tieferen Verdampfungstemperaturen der Kältemittel mit einem Temperaturlide negative Auswirkungen auf die Eisausbildung?	1	[23, 25, 28, 31, 32, 36]
6	<b>Ermittlung des Ablauenergieaufwandes</b>	Diese setzen sich zusammen aus der Ablauenergie und den indirekten Verlusten während des Heizbetriebes durch die zusätzlichen Apparate im Kältekreislauf. Durch den Einbau eines Vierwegventiles, Rückschlagventilen und anderen Aumaturen für die Ablauung entsteht ein erhöhter Druckverlust, Leckage und Wärmeverluste vor allem bei der Prozessumkehr. Diese zeigen sich durch einen höheren Energieverbrauch während den Heizphasen.	1 (Berechnungsmodell) 2 (Auswertungen Töss)	
7	<b>Verdampferbauart</b>	Die Konstruktion der Lamellen, die Anordnung der Röhre, der Lamellenabstand, die mittlere Temperatordifferenz und die Auspeisung des Verdampfers von oben oder unten haben einerseits einen Einfluss auf die Eisbildung und andererseits auf die Ablauwirkung. Was passiert bei einem mit der Luft von unten angesetzten Verdampfer? Je nach Konstruktionsart des Verdampfers bleibt das Öl im Verdampfer und verschlechtert den Wärmedübergang. Dies verschlechtert auch die Wirkung der Ablauung.	3	[14, 16, 21, 27, 36]
8	<b>Mechanische Beanspruchung</b>	Beim Abtauen mit Heissgas sind vor allem die Wärmetauscher innert kürzester Zeit grossen Temperaturschwankungen ausgesetzt von –20 bis gegen 100°C. Diese verursachen unterschiedlich grosse Spannungen im Metall und Sprödigkeit tritt bei den Gummidichtungen auf.	3	(Interessant für Hersteller)
9	<b>Kältemittelmigration</b>	Das Verlagern von Kältemittel, speziell bei dem Umkehrprozess, kann dazu führen, dass sich flüssiges Kältemittel in die Ansaugleitung verlagert. Gefährdung des Verdichters!	3	Info von Alfa Laval
10	<b>Induzierte Strömungen</b>	Untersuchungen von Prof. Ehrbar zeigten, dass bereits ab Luftströmungen von 4 m/s und Lufttemperatur unter 0°C von den Lamellen soviel Wärme abgeführt wird, dass die Heissgasabtauung nicht mehr im Stande ist den Verdampfer abzulaufen	3	Andere Hersteller
11	<b>Tropfwannenbewirtschaftung</b>	Das durch Wärmezufuhr abgeschmolzene Eis muss durch geeignete Einrichtungen aus der kühlen Umgebung des Verdampfers fortgeschafft werden. Wie soll die Tropfwanne beheizt werden? Gibt es geeignete Tropfwannenkonstruktionen? Wann fällt Eis direkt in die Tropfwanne und was passiert dort mit diesem? Sollte die Tropfwanne isoliert werden?	3	(Erwähnen im Bericht)
12	<b>Vermeiden von Eisbildung</b>	Durch das Vorwärmen der Umgebungsluft auf Temperaturen von etwa 4 bis 5°C kann Eisbildung am Verdampfer vermieden werden. Gleichzeitig verbessert sich die Leistungszahl durch die höhere Verdampfungstemperatur. Eine solche Vorwärmung finanzielle Aufwand?	1	(Erwähnen im Bericht)
13	<b>Klimatischer Einfluss</b>	Die Luft-Wasser-Wärmepumpe ist massgeblich abhängig vom Außenklima. Unter diesem Punkt soll der Stellenwert des Klimas auf die Ablauung untersucht werden. Während wie vielen Stunden im Jahr kann der Verdampfer vereisen? Wie gross sind die regionalen Unterschiede? (Summenhäufigkeitsverteilungen)	1	
14	<b>Wirtschaftlichkeit</b>	Herstellungskosten für ein Abtausystem, Betriebskosten (Energieverbrauch, Punkt 6), Anlagendimensionierung (durch die lange Ablauzeit bei der Heissgasabtauung muss die Wärmepumpe grösser dimensioniert werden)	3	

Tab. 1 Projektübersicht, Vielfalt der Aufgabenstellung

## PROJEKTÜBERSICHT VALUV

### 1.3 Energetischer Stellenwert der Abtauung

An dieser Stelle soll aufgezeigt werden, wie oft der Abtauungsfall während den Betriebszeiten einer Luft-Wasser-Wärmepumpe vorkommt. Würde dieser Fall, dass die klimatischen Randbedingungen das Vereisen der Verdampferoberfläche zulassen, nur während 5 bis 10 % der Betriezeiten auftreten, würde der energetische Aufwand nur einen kleinen Stellenwert am ganzen Energiekonsum der Wärmepumpe einnehmen. Wie das Summenhäufigkeitsdiagramm in der Abb. 1 aber zeigt, ist der Anteil bedeutend grösser.

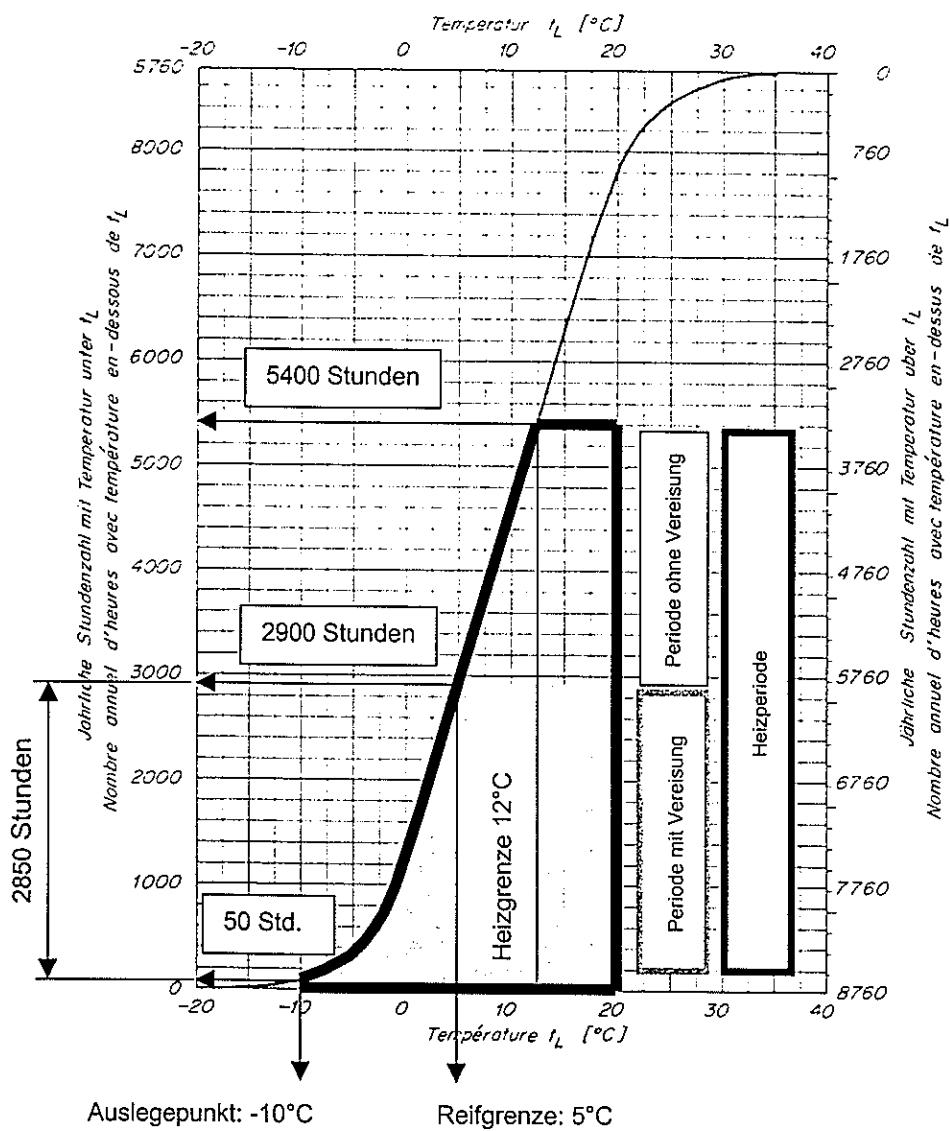


Abb. 1 Temperatur-Häufigkeit für Zürich (24 Stunden/Tag)

Das obige Summenhäufigkeitsdiagramm bezieht sich auf Zürich. Auf der Abszisse ist die Außenlufttemperatur aufgetragen und auf der linken Ordinate die jährliche Stundenanzahl mit Außenlufttemperaturen unter der jeweiligen Bezugstemperatur. Nimmt man für die Wärmepumpenanlage eine Heizgrenze von 12.5°C und eine Auslegetemperatur von -10°C an, dann muss während dem ganzen Jahr von 8760 Stunden 5400 Stunden geheizt werden. Geht man davon aus, dass auf dem Verdampfer hauptsächlich Vereisung zwischen 5 und -10°C entsteht, kann die Wärmepumpe während 2850 Stunden im Jahr vereisen.

In der Abb. 2 wurde die effektive Laufzeit ermittelt, indem die in Abb. 1 unter der Kurve integrierte Heizenergie mit einer mittleren Heizleistung der Wärmepumpe in dieser Periode dividiert wurde. Der mathematische Ansatz hierfür lautet wie folgt:

$$t_{\text{heatingperiod}} = \frac{Q_{\text{Building}}}{\bar{Q}_H} = \frac{\int_{t_1(T_A=-10^\circ\text{C})}^{t_2(T_A=12.5^\circ\text{C})} \dot{Q}_{\text{Building}}(t) \cdot dt}{\bar{Q}_H} = \frac{A \cdot k \cdot \int_{t_1(T_A=-10^\circ\text{C})}^{t_2(T_A=12.5^\circ\text{C})} (T_i - T_A(t)) \cdot dt}{\bar{Q}_H} \quad (1)$$

$$t_{\text{defrostperiod}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Building,def.}}}{\bar{Q}_H} = \frac{\int_{t_1(T_A=-10^\circ\text{C})}^{t_2(T_A=5^\circ\text{C})} \dot{Q}_{\text{Building}}(t) \cdot dt}{\bar{Q}_H} = \frac{A \cdot k \cdot \int_{t_1(T_A=-10^\circ\text{C})}^{t_2(T_A=5^\circ\text{C})} (T_i - T_A(t)) \cdot dt}{\bar{Q}_H} \quad (2)$$

Hier bedeuten:

- $t_{\text{heatingperiod}}$ : Laufzeit während Heizperiode
- $t_{\text{defrostperiod}}$ : Laufzeit während Zeit, wo Abtauung möglich
- A: Wärmeaustauschfläche des Gebäudes (konstant)
- k: Wärmedurchgangskoeffizient (konstant)
- $T_i$ : Raumlufttemperatur
- $T_A$ : Aussenlufttemperatur
- t: Jährliche Stundenzahl mit Temperaturen unter  $T_A$
- $\dot{Q}_{\text{Building}}$ : Wärmeleistungsbedarf des Gebäudes während Heizperiode
- $\dot{Q}_{\text{Building,def.}}$ : Wärmeleistungsbedarf des Gebäudes, wo Abtauung möglich
- $\bar{Q}_H$ : Mittlere Heizleistung der Wärmepumpe während der Betrachtungsperiode

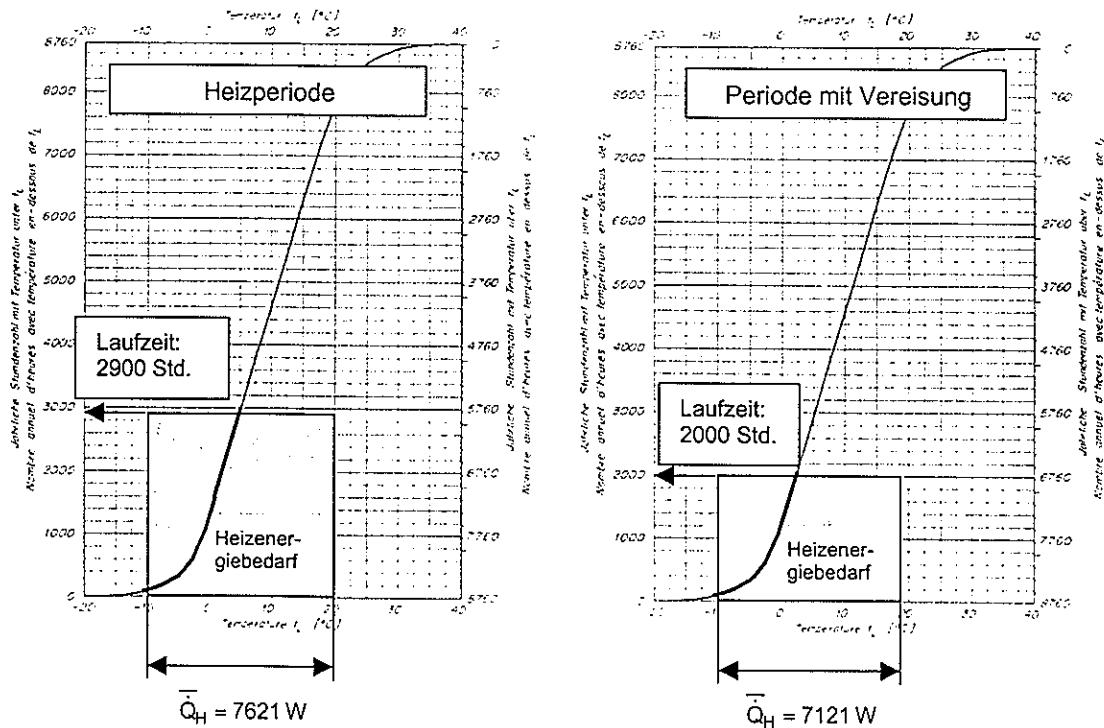


Abb. 2 Temperatur-Häufigkeit für Zürich (24 Stunden/Tag). Links Heizenergiebedarf für die ganze Heizperiode. Rechts: Heizenergiebedarf für die Periode mit Vereisung.

Daraus resultiert eine Laufzeit von 2900 Stunden für die Wärmepumpe für die ganze Heizperiode. Im Bereich von  $-10$  bis  $5^\circ\text{C}$ , also der Periode mit Vereisung läuft die Wärmepumpe 2000 Stunden. Die passiven Wärmegewinne sind bei dieser Betrachtung vernachlässigt. Für diese Berechnungen wurden Herstellerangaben von einem Hubkolbenverdichter verwendet, welche in der Tab. 3 aufgeführt sind. Tab. 2 zeigt die unter den Kurven integrierten Flächen, welche stellvertretend für den Heizenergiebedarf stehen. Auf der linken Seite ist die Heizenergie für die ganze Heizperiode aufgetragen, auf der rechten Seite ist der Heizenergiebedarf dargestellt, welcher in der Periode mit Vereisungsmöglichkeit benötigt wird

Bei einer Heissgasabtauung beträgt die relative Abtaudauer im Durchschnitt etwa 20 %. Somit berechnet sich aus der folgenden Gleichung die Abtaudauer über die ganze Heizperiode wie folgt:

$$t_{\text{rel}} = \frac{t_{\text{defrost}}}{t_{\text{defrost}} + t_{\text{heating}}} \quad (3)$$

Wir übernehmen den aus dem Summenhäufigkeitsdiagramm erhaltenen Wert von 2000 Stunden für die Heizdauer  $t_H$  in der Periode, in welcher Vereisung auftreten kann. Für die relative Abtaudauer  $t_{\text{rel}}$  wird ein Wert von 20 % angenommen und in die Gleichung 3 eingesetzt. Daraus resultiert für die Abtaudauer  $t_A$  in der Vereisungsperiode ein Wert von 500 Stunden. Die Tab. 2 zeigt die elektrische Leistungsaufnahme und die Heizleistung eines Hubkolbenverdichters bei der Auslegetemperatur von  $-10^\circ\text{C}$  (A-10W40) und bei der Heizgrenze von  $12.5^\circ\text{C}$  (A13W40). Die hinterste Spalte enthält die mittlere Leistungsaufnahme und die mittlere Heizleistung in diesem Temperaturbereich und der Vereisungsperiode.

Betriebsbedingungen	Leistungsaufnahme Verdichter [W]	Heizleistung [W]	Mittlere Leistungsaufnahme Verdichter in der Periode [W]	Mittlere Heizleistung in der Periode [W]
A-10W40	2202	5084		
A13W40	2830	10158	2516	7621
A-5W40	2335	6053		
A-5W40	2611	8253	2473	7153

Tab. 2 Elektrische Leistungsaufnahme und Heizleistung von einem Hubkolbenverdichter bei den aufgeführten Betriebszuständen (Copeland CRMQ-0400-TFD, R22)

In dem nachfolgenden Beispiel wird nun aufgezeigt, wie viel der Energieanteil der Abtauung vom Jahresgesamtenergieanteil ausmacht. Dafür wird die mittlere Leistung mit den jeweiligen Betriebsstunden multipliziert.

Periode	Mittlere Leistungsaufnahme Verdichter [W]	Betriebsstunden [h]	Jahres-Energieaufwand [kWh]
Heizperiode	2516	2900 (Heizen)	7296
Periode mit Vereisung	2473	500 (Abtauern)	1236

Tab. 3 Jahresenergiebedarf der Wärmepumpe (1. Zeile) und der Abtauung (2. Zeile)

Die Tab. 3 zeigt die aus den vorgängigen Erläuterungen resultierenden Ergebnisse. In der ersten Zeile wird der Jahresenergieaufwand der Wärmepumpe nur für das Heizen berechnet. In der zweiten Zeile wird der Jahresverbrauch der Abtauung mit 1236 kWh aufgeführt. Wie bereits erwähnt, bezieht sich dieses Beispiel auf eine Heissgasabtauung. Zudem wurde die Annahme gemacht, dass der Verdichter während der Abtauung gleichviel Strom konsumiert wie im Heizbetrieb. Trotz diesen Annahmen erhält man eine Größenordnung des Energiebedarfes einer Abtauung. In diesem Beispiel beanspruchen alle Abtauzyklen während einem Jahr einen Anteil von rund 15 % an dem gesamten Jahresenergieaufwand einer Wärmepumpe. Die im Kapitel 9.6.2 beschriebenen indirekten Abtauverluste sind hier noch nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund wurde das Beispiel für eine Heissgasabtauung berechnet, welche vernachlässigbar kleine indirekte Abtauverluste aufweist.

Dieses Kapitel und das Resultat daraus sollen den Stellenwert der Abtauung bei der Luft-Wasser-Wärmepumpe aufzeigen und die Forschung und Weiterentwicklung eines optimierten Abtausystems rechtfertigen.

## 2 Eisbildung und Abtauung

### 2.1 Einführung

Die physikalischen Eisbildungsvorgänge an Verdampferlamellen wurden von verschiedenen Wissenschaftlern untersucht. Die Zusammenhänge sind komplex und ein Gebiet für sich. An dieser Stelle wird der Reif- oder Eisbildungsvorgang rein qualitativ betrachtet. In Fachkreisen werden verschiedene Ausdrücke verwendet für die Beschreibung des Vereisungsprozesses, wie Reifbildung, Schneearnsatz, Vereisung, Reifansatz und andere Begriffe. Aber immer sind die Wörter Schnee, Reif, Eis in den Ausdrücken enthalten. Nachfolgend werden die drei Zustände anhand deren Lexikoneinträge in Meyers Lexikon für Technik und exakte Naturwissenschaften [50] genauer erklärt:

#### 2.1.1 Schnee

Fester Niederschlag aus meist verzweigten kleinen Eiskristallen, den Schneekristallen. Die Kristallform hängt unter anderem von der Lufttemperatur während der Bildung ab: Bei Temperaturen um 0°C fällt Schnee. Meist in Form grosser, lockerer Schneeflocken, bei grösserer Kälte in Form von Eisplättchen, Eisnadeln oder Schneesternchen. Trockener, feinkörniger Schnee, setzt sich als Pulverschnee, feuchter, grossflockiger Schnee als Pappschnee ab. Der frischgefallene Neuschnee wird unter dem Einfluss von Temperatur, Wind und Druck vielfältig verändert.

#### 2.1.2 Reif

Abgesetzter Niederschlag in Form von leichten schuppen-, feder- oder nadelförmigen Eiskristallen, der durch Sublimation von Wasserdampf entsteht, wenn die Lufttemperatur unter 0°C liegt.

#### 2.1.3 Eis

Wasser in festem Aggregatzustand, kristallin in Form hexagonaler Eiskristalle erstarrt (gefroren), Dichte bei 0 °C und 1013,25 hPa 0,91674 g/cm<sup>3</sup>; Eis schwimmt auf Wasser. Der Schmelzpunkt von Eis dient zur Definition des Nullpunkts der Celsius-Temperaturskala. Die Bildung und das Wachsen von Eiskristallen in der Atmosphäre stellt einen wichtigen Faktor bei der Entstehung von Niederschlag dar (Schnee, Graupeln, Hagel). An der Erdoberfläche entsteht Eis durch Gefrieren des Wassers von Flüssen, Seen und Meeren (Eisgang, Treibeis, Packeis), durch Gefrieren von Bodenfeuchtigkeit (Bodenfrost, Glatteis) und durch Anhäufung von Schnee (z. B. Gletscher).

### 2.2 Stoffwerteigenschaften

Die Bedingungen der Quellenluft haben einen entscheidenden Einfluss auf die Reifbildung am Verdampfer. Per Fahlen [24] untersuchte solche Zusammenhänge auf einem Prüfstand.

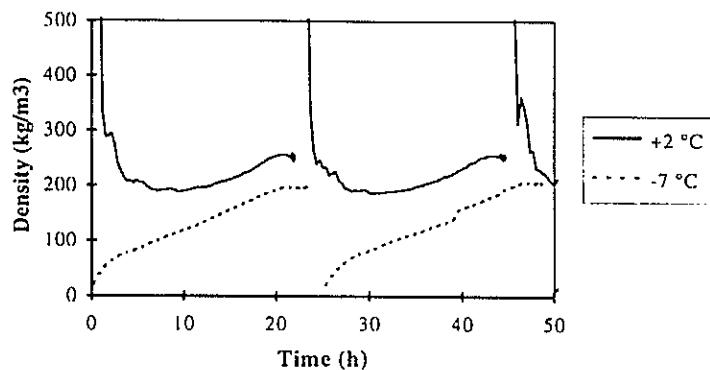


Abb. 3 Dichte des Reifansatzes an einem Verdampfer in Abhängigkeit der Zeit und der Lufteintrittstemperatur; Rel. Luftfeuchtigkeit 85 % rF; Luftgeschwindigkeit 2 m/s; Entzugsenthalpie 100 W/m<sup>2</sup>; Per Fahlen [24]

Er stellte fest, dass der Reifansatz, welcher bei höheren Temperaturen gebildet wird, eine feine Struktur aufweist als bei tiefen Temperaturen. Die Dichte ist im Gegenzug jedoch grösser bei höheren Lufttemperaturen. Die Abb. 3 zeigt den Verlauf der Dichte in Abhängigkeit der Zeit. Die Abbildung veranschaulicht, dass die Dichte bei tiefen Temperaturen (-7°C) von fast Null auf eine Dichte von rund 200 kg/m<sup>3</sup> ansteigt. Bei höheren Temperaturen (2°C) ist die Dichteänderung nicht so gross. Aber die Dichte nimmt mit zunehmender Temperatur zu. Dies hat nach unserer Ansicht zur Folge, dass die Verdampferlamellen langsamer vereisen, da durch die grössere Dichte das Eis ein kleineres Volumen einnimmt. Somit werden die Luftspalte bei höheren Temperaturen langsamer verkleinert als bei tiefen Temperaturen.

### 2.3 Vereisungsvorgang

Im Verdampfer wird die benötigte Verdampfungsenergie aus dem Luftstrom entzogen. Bei Lufttemperaturen über 5°C<sup>2</sup> wird die Luft abgekühlt und im Fall einer Taupunktunterschreitung auch Kondensat aus der Luft ausgeschieden. Dieses Kondensat rinnt nun an den Lamellen hinunter und fällt in die Tropfwanne. Sinkt die Umgebungstemperatur jedoch unter 5°C<sup>2</sup> ab, fällt auch die Verdampfungstemperatur deutlich unter 0°C. Dadurch beginnt auch die Oberflächentemperatur der Lamellen unter 0°C zu sinken. Nehmen diese Temperaturen unter dem Gefrierpunkt an, beginnt das Kondensat auf den Lamellen zu gefrieren. Zuerst in Form von Schnee und Reif. Kommt jedoch zusätzliches Kondensat zum Reif, saugt dieser die ausgeschiedene Feuchtigkeit auf und wird bei weiterem Wärmeentzug zu Eis. Machielsen [16] hat festgestellt, dass dies zu Beginn der Bereifung der Lamellen einen positiven Effekt auf die Wärmeübertragung hat. Weil zum einen die latente Wärme die Wärmeübergangszahl verbessert und zum anderen durch die raue Reifoberfläche und die Oberflächenvergrösserung der Wärmeübergang zusätzlich verbessert wird.

Aber diesen Vorteilen der Reifbildung folgen nach kurzer Zeit folgende Nachteile:

- Die wachsende Reifschicht mindert den Wärmefluss von der Luft zu den Verdampferlamellen. Als Folge sinkt die Verdampfungstemperatur um den Wärmefluss durch einen grösseren Temperaturabstand<sup>3</sup> wieder auszugleichen.
- Der Reifansatz verkleinert den freien Querschnitt zwischen den Lamellen, was mit einem luftseitigen Druckverlustanstieg resultiert. Der Luftvolumenstrom sinkt infolge des grösseren Druckverlustes.

Die Wärmepumpe geht über den Niederdruckpressostaten auf Störung, wenn der Verdampfer nach einer gewissen Zeit nicht abgetaut wird.

### 2.4 Der Verlauf des Abtauprozesses

Auch hier muss unterschieden werden, mit welchem Prozess abgetaut wird. Da die Heissgasabtauung die meistverbreitetste ist, wird an dieser Stelle auf diese genauer eingegangen. Machielsen [16] unterteilt den Abtauprozess mit Wärmezufuhr von der Kältemittelseite in drei Phasen wie in Abb. 4 dargestellt ist:

- Phase 1: Die Kühlwand<sup>4</sup> und die Reifschicht werden zuerst bis auf 0°C aufgeheizt.
- Phase 2: Die Reifschicht beginnt zu schmelzen. Durch Wärmeabgabe der Reifschicht an die Luft entsteht an der Aussenseite dieser eine dünne Eisschicht. Durch Abschmelzen der Reifschicht mittels Wärmezufuhr entsteht ein Luftspalt zwischen Reifschicht und Kühlerlamelle.

<sup>2</sup> Diese Temperatur ist ein Erfahrungswert

<sup>3</sup> Mittlerer Temperaturabstand zwischen Verdampfungstemperatur und Luftein- und austrittstemperatur

<sup>4</sup> Kühlwand entspricht in der Realität der Verdampferlamelle

Phase 3: Die Stärke der reinen Eisschicht nimmt zu und das Abschmelzen Reifschicht wird beendet. Schliesslich muss noch die Eisschicht abgeschmolzen werden.

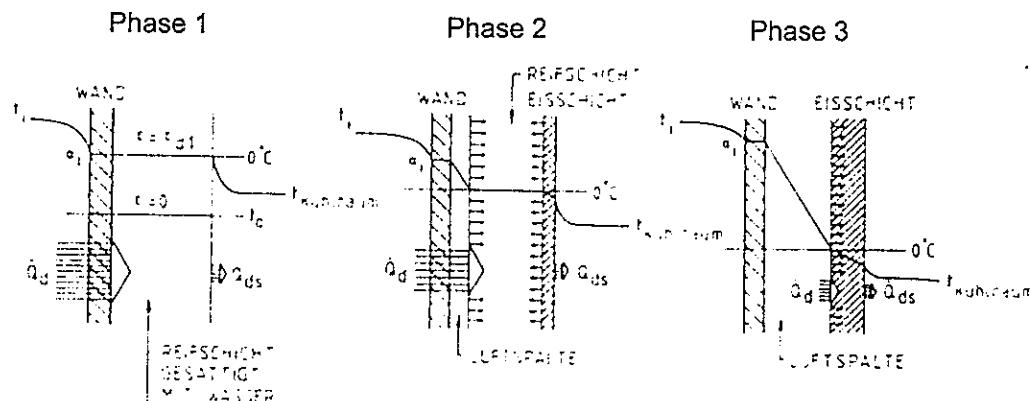


Abb. 4 Modell der drei Phasen des Abtauprozesses beim Abtauen von der Kältemittelseite aus. Die Abtauwärme  $Q_d$  wird von Phase zu Phase kleiner und die Wärmeverluste  $Q_{ds}$  an die Umgebung bleiben in etwa gleich. Im weiteren ist das Temperaturprofil zwischen der Heissgastemperatur  $T_1$  und der Kühlraumtemperatur  $T_{Kühlraum}$  (im Fall der Wärmepumpe = Umgebungstemperatur) dargestellt [16].

Wir erklären uns die Beobachtungen von Machielsen wie folgt:

Die Reifschicht beginnt bei der aufgeheizten Lamelle zu schmelzen. Es entsteht ein Wasserfilm zwischen den Lamellen und der Reifschicht. Infolge der Adhäsionskräfte kann das Schmelzwassers nicht ablaufen. In der Phase zwei entsteht ein Luftspalt zwischen den Lamellen und der Reifschicht, weil das Wasser eine vier- bis fünffach grössere Dichte aufweist als das Eis. Somit nimmt das geschmolzene Eis auch ein vier- bis fünffach kleineres Volumen ein. Wir gehen davon aus, dass die Eisschicht an den Rohren zwischen den Lamellen anhaftet und nach einer gewissen Abtaudauer abbricht und in die Tropfwanne fällt. Machielsen geht von einem Kühlraum aus, dort besteht zwischen der Temperatur der Eisschicht in Phase 3 und der Kühlraumtemperatur ein Temperaturunterschied. Es entsteht ein Wärmestrom von der Eisschicht zur Umgebung. Dies könnte ein Grund sein, warum die äusserste Schicht des Reifes sich in Eis verwandelt.

In Abb. 4 ist weiter zu erkennen, dass zu Beginn der Abtauung die ganze Abtauwärme der Reifschicht zugeführt werden kann. Der entstehende Luftspalt zwischen Kühllamelle und Reifschicht wirkt isolierend und hemmt so den Wärmefluss zur Bereifung. Nur noch ein Teil der zugeführten Wärme kann für das Schmelzen des Reifansatzes verwendet werden. In der Phase 3 nimmt die Luftsichtdicke zu und die wirksame Abtauwärme wird deutlich kleiner. Der Betrag der an die Umgebung abgegebenen Wärme bleibt über den ganzen Abtauzyklus in diesem Fall in etwa gleich. Anders verhält es sich natürlich, wenn die Umgebungstemperatur über dem Gefrierpunkt ist. Dann ist von der Umgebung zusätzlich noch ein Wärmefluss zur Eisschicht festzustellen.

## 2.5 Nebenerscheinungen der Abtauung

Der unter Kapitel 2.4 aufgezeigte Abtauverlauf entspricht nicht bei allen Abtauungen der Realität. Nebenerscheinungen können die Wirkung der Abtauung stark vermindern.

### 2.5.1 Dampfschwadenbildung

Wird mit grossen Leistungen abgetaut, so können Dampfschwaden entstehen. Wird Abtauwärme zugeführt und Schmelzwasser befindet sich noch auf den Lamellen wird Dampf erzeugt. Dieser setzt sich an den Umschliessungsflächen ab und gefriert wieder, wenn diese Temperaturen unter dem Gefrierpunkt liegen oder die Umgebungsluft die Tautropfen zum gefrieren bringt. Die Verdampferlamellen sind dann nach der Abtauung von Eis befreit,

aber die Umschliessungsflächen sind immer noch vereist. In diesem Fall spricht man von einer Vergletscherung der angrenzenden Flächen.

### 2.5.2 Induzierte Strömungen

Die Abtauleistung kann auch durch induzierte Luftströmungen stark vermindert werden. Wenn während der Abtauung ein Luftzug an der Verdampferoberfläche vorbeizieht, wird bei Lufttemperaturen unter 0°C Abtauwärme abgeführt oder die Eisschicht wird stetig abgekühlt, so dass diese gar nicht tauen kann. Solche induzierten Strömungen entstehen durch ein Druckgefälle zwischen der Umgebungsluft ausserhalb des Verdampferkanalnetzes und der innenliegenden Luft. Untersuchungen von Prof. Dr. M. Ehrbar<sup>5</sup> zeigten, dass bereits bei Luftströmungsgeschwindigkeiten ab 4 m/s und Lufttemperaturen von -10°C von den abzetauenden Lamellen soviel Wärme abgeführt werden kann, dass die Lamellen nicht mehr abgetaut werden können. Besonders anfällig für eine solche Störung ist die Heissgasabtauung, da sie gegenüber anderen Abtauverfahren eine eher kleine Abtauleistung erzeugt. Folglich kann sie stärker durch solche Strömungen beeinflusst werden als zum Beispiel die Prozessumkehr mit ihrer deutlich grösseren Abtauleistung.

---

<sup>5</sup> Prof. Dr. Max Ehrbar: Dozent und Leiter des Labors für Thermodynamik und Kältetechnik an der Interstaatlichen Hochschule für Technik, Buchs

### 3 Verhalten einer bereifenden Wärmepumpe

#### 3.1 Zusammenhang zwischen Bereifung und der Kondensationstemperatur

In diesem Kapitel wird der Zusammenhang der Bereifung in Abhängigkeit der Verdampfungs- und der Kondensationstemperatur erklärt. J. Reichelt [19] sammelte Erfahrungen an rund 30 Wärmepumpen anhand von Messungen. Dabei war auch die Bereifung ein zu untersuchender Punkt.

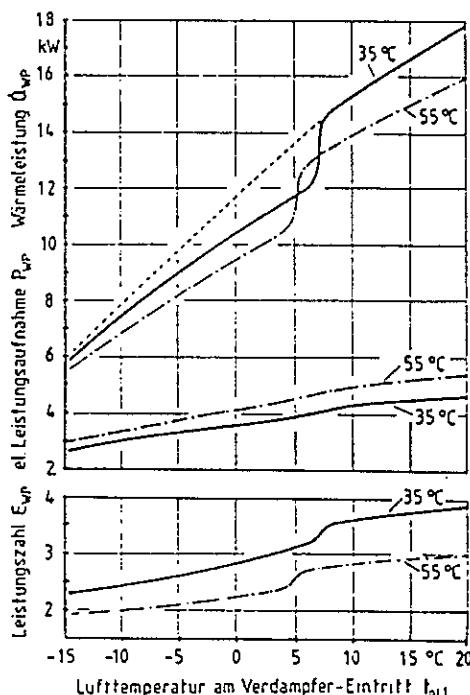


Abb. 5 Wärmeverlust, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl einer Luft-Wasser-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur für die beiden Heizwasseraustrittstemperaturen W35 und W55 [19].

Im Diagramm aus der Abb. 5 wird die elektrische Leistungsaufnahme, die Heizleistung und die Leistungszahl in Funktion der Außenlufttemperatur dargestellt. In diesem Diagramm wird der Einfluss der Abtauung im Bereich um 5 bis 7°C Lufttemperatur deutlich. Bei 35°C Heizwasseraustrittstemperatur tritt dieser Knick der Heizleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme bereits bei höheren Außenlufttemperaturen auf als bei 55°C. Dies ist dadurch zu erklären, dass bei 35°C der Verdichter einen größeren Kältemittelmassenstrom fördert und die Verdampferleistung steigt. Die Folge daraus ist das Absinken der Verdampfungstemperatur, was wiederum den Vereisungsvorgang beschleunigt. In diesem Diagramm zeigt sich dieser Abtauknick bei der Heizleistung bei der Heizwasseraustrittstemperatur von 55°C bei einer zwei Grad tieferen Außentemperatur, also bei 5°C.

Bei tiefen Außentemperaturen (-15°C) nähert sich die Kurve der Heizleistung wieder dem Verlauf der Heizleistungskurve „ohne Abtauung“ (gestrichelte Kurve). Dies ist der Fall, da bei so tiefen Außentemperaturen die Luftfeuchtigkeit sehr gering ist und der Abtaubedarf sinkt.

#### 3.2 Das Verhalten von vereisenden Verdampfern

Die Auswirkungen der Vereisung auf die Wärmeverluste und dessen Abfall sind stark von dem Wärmepumpentyp und deren Konstruktion abhängig, wie J. Reichelt [19] feststellte. In den drei nachfolgenden Darstellungen wird bei verschiedenen Betriebsbedingungen und an verschiedenen Wärmepumpen gezeigt, wie die Heizleistung dieser infolge der Verdampfervereisung während eines Heizzyklus absinkt. Die Abb. 6 verdeutlicht, dass bei einer Aus-

senlufttemperatur von 7°C bei einer Senkentemperatur von 55°C noch keine Vereisung die Heizleistung vermindert, bei 35°C sinkt die Heizleistung nach 1,2 Stunden von 14.5 auf 12.5 kW ab und eine Abtauung muss eingeleitet werden.

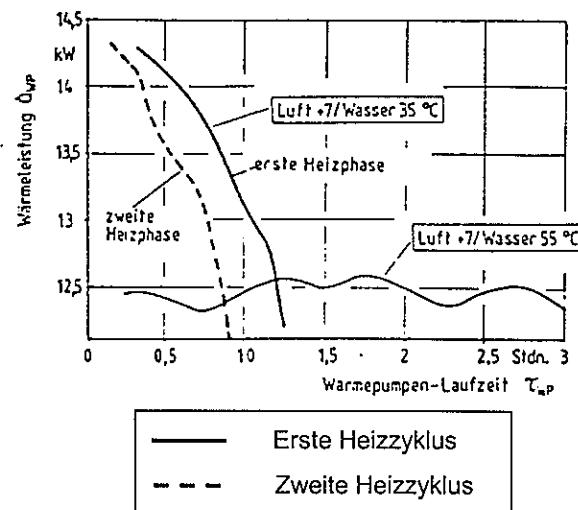


Abb. 6 Abfall der Wärmeleistung infolge der Verdampfervereisung bei A7W35; kein Leistungsabfall bei A7W55 [19]

Der zweite Heizzyklus zeigt einen noch stärkeren Heizleistungseinbruch und der Verdampfer wird nach weniger als einer Stunde wieder abgetaut. Die Ursache dafür kann ein grösserer Feuchtigkeitsgehalt der Luft oder unvollständige Abtauung<sup>6</sup> nach dem ersten Heizzyklus sein. In den beiden Darstellungen in der Abb. 7 wurden zwei verschiedene Wärmepumpen bei den Bedingungen A-3W35 und A-3W55 betrieben. Im linken Diagramm produziert die Wärmepumpe im zweiten Heizzyklus nur noch eine Leistung von gut 4 kW anstelle von 4.4 kW. Das deutet darauf hin, dass nach dem ersten Heizzyklus der Verdampfer unzureichend abgetaut worden ist. Die Wärmepumpe vom rechten Diagramm zeigt einen Heizleistungsanstieg um 0.2 kW bevor die Leistung dann absinkt. Wie im Kapitel 2.3 beschrieben wird verbessert sich zu Beginn der Bereifung des Verdampfers die Wärmedurchgangszahl für kurze Zeit, bevor sie dann schlechter wird. Dieser Anstieg könnte ein Indiz dafür sein.

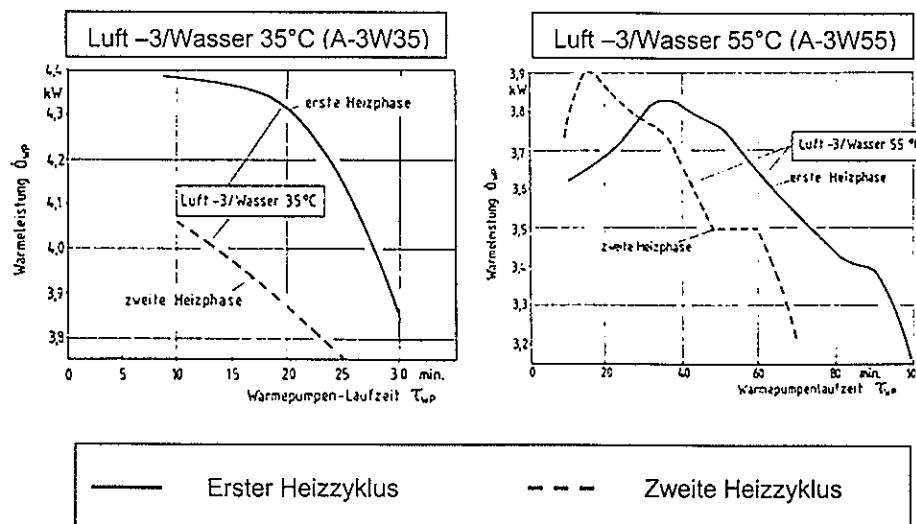


Abb. 7 Abfall der Wärmeleistung infolge Verdampfervereisung bei A-3W35 und A-3W55 [19]

<sup>6</sup> verbleibende Flüssigkeit gefriert wieder auf den Lamellen. Die Dichte des Eises ist stark abhängig von der Eisstruktur (siehe Kapitel 2.2)

## 4 Abtauprozesse

### 4.1 Überblick

In diesem Kapitel wird auf den Abtauprozess eingegangen. Darunter versteht man das Verfahren, welches den bereiften Verdampfer wieder vom Eisansatz befreit. Hierfür gibt es grundsätzlich viele Methoden. Vom mechanischen Entfernen des Eises bis zum Vermeiden der Wasserdampfkondensation durch Luftvorwärmung (zB. In einem Erdregister).

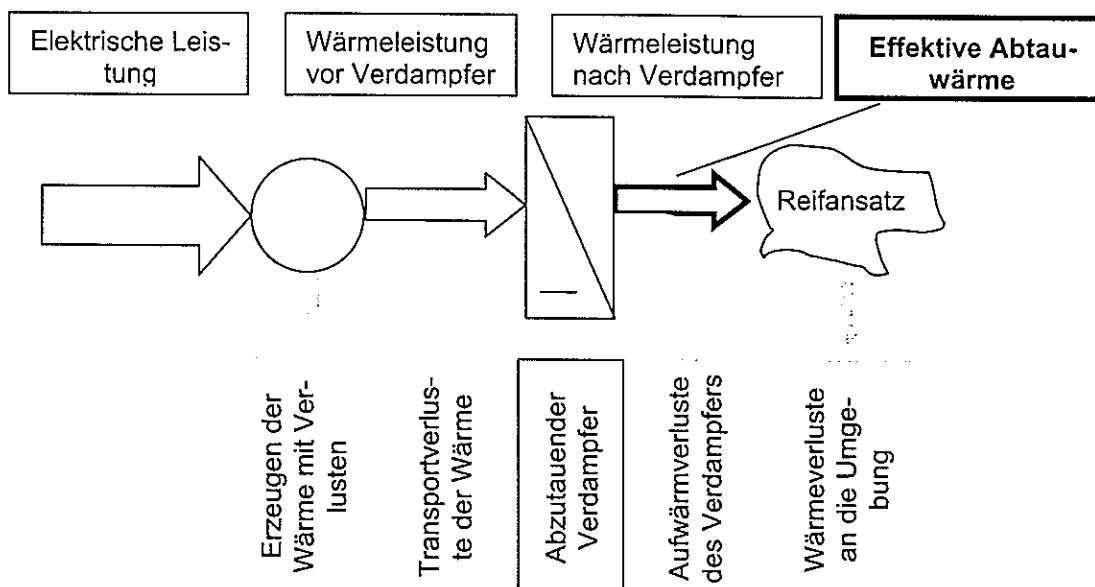


Abb. 8 Schematische Darstellung des Abtauprozesses mit den verschiedenen Verlusten

Das Verfahren, mit Wärme das Eis zum Schmelzen zu bringen, hat sich seit den Pionierzeiten der Wärmepumpe durchgesetzt. Die Abb. 8 stellt den Abtauprozess mit Wärmeenergie schematisch dar. Die grauen Pfeile zeigen die Wärmeverluste, welche vorwiegend durch den Wärmetransport und Verluste an die Umgebung entstehen. Zusätzlich zu den Verlusten kommt ein Betrag an Wärme für die Aufheizung des Verdampfers auf 0°C. Das Verhältnis der zum Schmelzen des Eises benötigten Schmelzwärme zur zugeführten Abtauwärme wird Abtauwirkungsgrad genannt. Die ersten Luft-Wasser-Wärmepumpen wurden mit elektrischen Heizstäben abgetaut. Erst später entwickelte man Abtauprozesse, welche den Verdampfer mit heißen Kältemitteldämpfen erwärmen und so abtauten. Heute ist dieses Verfahren der Stand der Technik. Man trifft fast ausschliesslich folgende Abtauprozesse an:

- Heissgasabtauung
- Prozessumkehr

Auf diese beiden Verfahren wird in den Kapiteln 7 und 8 genauer eingegangen. Nebenbei wurden Versuche gemacht mit natürlicher Abtauung, mit warmem Wasser, Sole, um nur die wichtigsten zu nennen. In der nachfolgenden Tab. 4 sind die uns bekannten Abtauprozesse aufgeführt. Sie sind unterteilt in kostenpflichtige und nicht kostenpflichtige Energiezufuhr. Die zwei verbreitetsten Methoden sind in der Kategorie „kostenpflichtige Energiezufuhr“ eingeteilt. Dies, da ja nicht nur der Energieverbrauch entscheidend ist, sondern auch die Investitionskosten, die Betriebssicherheit und die Machbarkeit.

Die Recherche hat gezeigt, dass die meisten Abtausysteme aus der gewerblichen Kälte-technikindustrie für die Wärmepumpe übernommen wurden. Und so beziehen sich auch die meisten Publikationen auf Kälteanlagen für Kühlräume oder Kühltrühen.

Systemein- teilung		Prozess	Beschreibung	Literatur- hinweis
Wärme innerhalb Verdampferrohre zugeführt Wärme außerhalb Verdampferrohre zugeführt  Mit Kostenpflichtiger Energiezuführ	1	Heissgas-Bypass Abtäuung	Die heißen Kältemitteldämpfe werden nach dem Kompressor durch eine Bypassleitung dem Verdampfer zugeführt. Das Kältemittel teilkondensiert im Verdampfer. Diese Abtäuung ist empfindlich auf induzierte Strömung. (Abladeleistung entspricht ca. elektr. Leistung vom Verdichter)	[3, 4, 6, 8, 10, 18, 19, 27, 34]
	2	Heissgas-Bypass Abtäuung mit Widerstandsheizung	Die heißen Kältemitteldämpfe werden vor oder nach dem Kompressor zusätzlich mit einer Widerstandsheizung aufgeheizt und dem Verdampfer zugeführt.	[19]
	3	Umkehrprozess- abtäuung	Mittels eines Vierwegventiles wird der Kältekreislauf umgeschaltet, damit der Verdampfer zum Kondensator und der Kondensator zum Verdampfer wird. (Die Wärme wird dem Heiznetz entzogen und die Abladeleistung ist um die Leistungszahl grösser als die elektrische Leistungsaufnahme.)	[3, 4, 6, 8, 9, 10, 17, 19, 27]
	4	elektrische Widerstandsheizung	Die Elektroheizstäbe werden auf oder in dem Verdampfer angebracht. Die elektrische Leistung wird praktisch ohne Verluste in Wärme umgewandelt. Diese Abtäuung ist empfindlich auf induzierte Strömung	[4, 5, 6, 8, 9, 14, 18]
	5	warmes Wasser	Der Verdampfer wird mit Wasser berieselten oder besprührt. Die wasserführenden Teile müssen so angeordnet sein, dass das Wasser ablaufen kann und nicht dort antrifft. (Nur bei $ta > 0^\circ\text{C}$ möglich)	[13, 5, 8, 27, 42]
	6	Besprühen mit Öl	Durch das Besprühen der vereisten Lamellen schmilzt der Eisansatz und das Schmelzwasser vermischt sich mit dem Öl. Diese lassen sich einfach in einem Behälter trennen wegen des Dichteunterschiedes. Es wird aber eine Umlöpfpumpe benötigt. Ölreste in der Fortluft	Idee B. Hinder WPZ
	7	Besprühen mit Sole	Der Verdampfer wird durch Brausen oder gelochte Verteilrinnen mit Sole berieselten. Die Solelösung wird durch das Schmelzwasser stetig verdünnt und muss wieder regeneriert werden. Die solebeaufschlagten Teile müssen karrosionsbeständig sein. (Energieaufwendig, ökol. Problem., Solespuren in der Fortluft)	[7, 8]
	8	Sole in Rohrschlängen	Die Sole wird mit Rohrleitungen durch den Verdampferblock geführt. Diese muss während des Heizbetriebes durch die Kondensatorwärme oder eine Widerstandsheizung aufgeheizt werden. Bei Kettenschaltern werden Solebehälter mit der Kondensatorwärme aufgeheizt und diese Wärme später für das Abtauen benötigt (Thermobank).	[3, 5, 7, 8]
	9	warme Luft	Mit Aussenluft, welche eine Temperatur über dem Nullpunkt aufweist kann der Verdampfer abgetaut werden. Allerdings steht wärmere Abluft für die Abtäuung zur Verfügung.	[8, 34]
	10	natürliche Luftströmung	Nach einer genügend langen Stillstandszeit und Umgebungslufttemperaturen bei dem Verdampfer über dem Nullpunkt genügt die natürliche Luftströmung, um den Verdampfer über eine längere Zeit abzutauen.	
	11	Schwerkraft	Bei der Verwendung eines senkrecht angeordneten Kanalplattenverdampfers mit speziell weit geschwiesenen Aluminiumplatten, kann sich der Eisansatz durch die eigene Schwerkraft des Eises von den Platten lösen. Das heruntergefallene Eis könnte durch die Wärme der Kondensatunterkühlung geschmolzen und weggeschafft werden.	[7]
	12	Erd-Luftregister	Die Aussenluft wird durch Rohre, welche im Erdreich verlegt sind angesogen. Die Erdwärme wärmt die Luft auf, damit diese auch bei tiefen Witterungstemperaturen über der Taupunktemperatur liegt.	TZWP, NTB
	13	zwei Verdampfer	Durch Luftvorwärmung mit der Wärme des flüssigen Kältemittels nach dem Kondensator, kann ein zweiter Verdampfer abgetaut werden. Vereist der Verdampfer, welcher im Betrieb ist, wird der Kältekreislauf so umgeschaltet, dass der abgetaute Verdampfer wieder in Betrieb geht.	[34]
	14	Entfeuchten der Außenluft	Wird dem Verdampfer eine mit Trocknungsmittel behandelte Wabe vorgeschaltet kann der Verdampfer über längere Zeit nicht vereisen und eine Abtäuung wird gar nicht benötigt (Regeneration vom Sorptionsmittel benötigt Wärme).	[2]
Ohne kostenpflichtige Energiezuführ				

## ABTAUPROZESSE

Tab. 4 Übersicht Abtauprozesse

Die Literaturrecherche brachte für die Wärmepumpe keine neuartigen Verfahren hervor. Im Gespräch mit Wärmepumpenherstellern zeigte sich, dass zum Teil an neuen Systemen gearbeitet wird. Nachfolgend werden einige interessante Ideen erläutert. Zum Teil sind dies nur Ideen, andere sind schon im Pilotanlagenstadium. Auf die bekanntesten zwei Verfahren, die Heissgasabtauung und die Prozessumkehr wird in den Kapiteln 7 und 8 noch genauer eingegangen.

## 4.2 Alternative Abtauverfahren zu Heissgasabtauung und Prozessumkehr

#### 4.2.1 Abtauen mit Glykolzwischenkreislauf

Ein Hersteller hat die Solewasser- (S/W) und die Luftwasserwärmepumpe (L/W) in Module aufgeteilt, indem er mit einem Zusatzmodul die SW-Wärmepumpe zu einer LW-Wärmepumpe erweitert. Dieses Zusatzmodul beinhaltet einen Luftkühler (5) mit einem Glykolkreislauf und einer Umwälzpumpe (3), wie in der Abb. 9 zu erkennen ist. Das Modul wird mit zwei Schläuchen an den Verdampfer der S/W-Wärmepumpe gekoppelt. Die Überlegung des Herstellers besagt, dass Wärmepumpen mit einer Heissgasabtauung viel Anlaufenergie benötigen, da nach der Abtauung einerseits flüssiges Kältemittel im Verdampfer bleibt und andererseits die ausgekühlten Teile zuerst wieder aufgeheizt werden müssen. Mit dem Modulsystem wird der vereiste Luftkühler mit Warmwasser (6) aus dem Heizkreis abgetaut. Die Anlaufverluste wegen den Kältemittelverlagerungen in den Verdampfer sind nicht existent. Die Abtauenergieverbräuche setzen sich lediglich aus den Energieverbräuchen der Umwälzpumpe und den längeren Laufzeiten des Verdichters für das Produzieren der dem Heizkreis entzogenen Wärme zusammen.

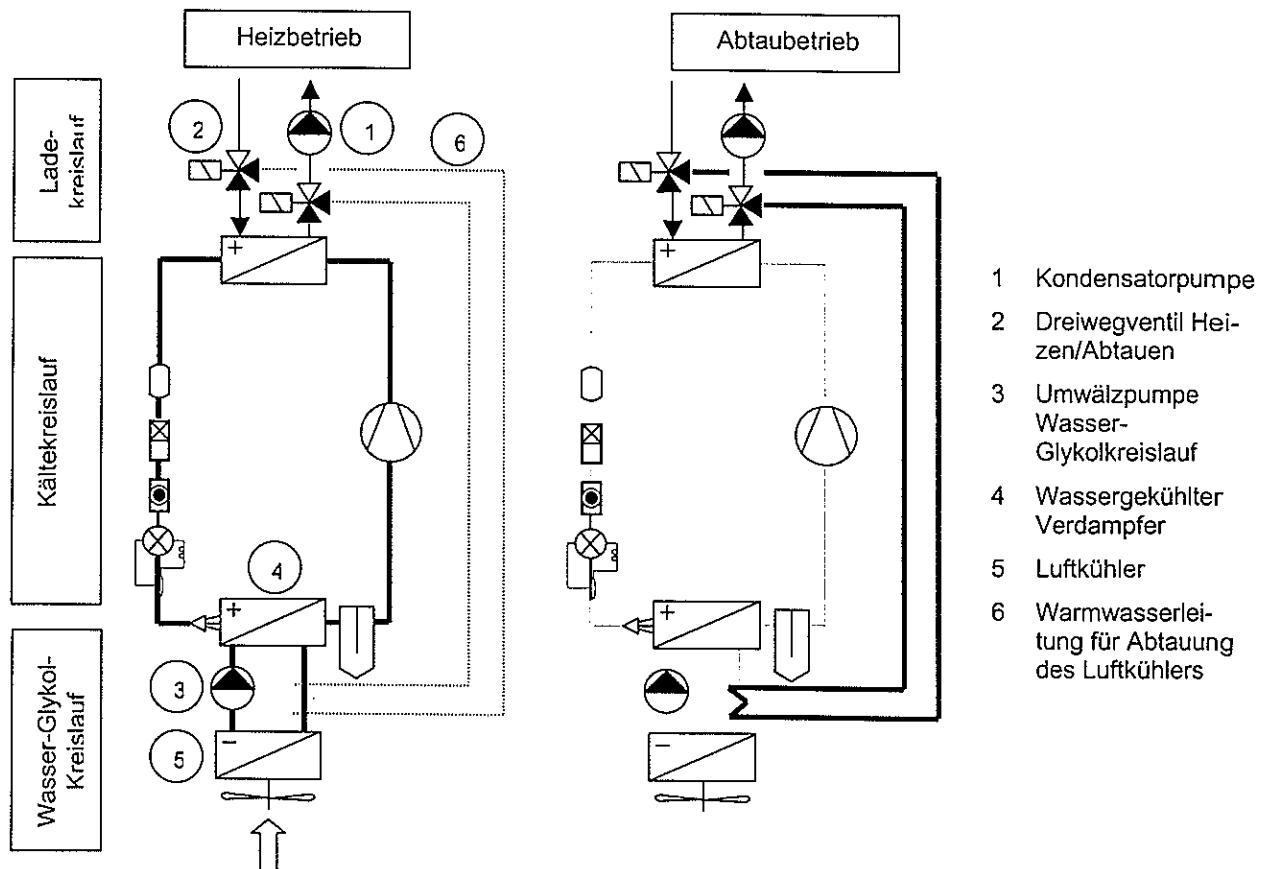


Abb. 9 Prinzipschema der Wärmepumpe mit einem Wasser-Glykol-Zwischenkreislauf

Die in Abb. 9 dicken, ausgezogenen Linien zeigen die Kältemittel- und die Wasserzirkulation der Wärmepumpe für den Heiz- und den Abtaubetrieb.

Neben der Lösung der Abtauungsproblematik bringt dieses Modulsystem zusätzliche Vorteile, wie grössere Stückzahlen der S/W-Wärmepumpen und die Flexibilität, dass ein Wärmepumpenbetreiber in einer späteren Phase problemlos auf eine Erdsonde als Quelle umsteigen kann.

#### 4.2.2 Besprühen des Verdampfers mit Öl

Dieses Verfahren wurde noch nie realisiert. Die Idee basiert auf dem bereits bekannten Verfahren des Besprühens des bereiften Verdampfers mit einer Solelösung. Doch bei der Solelösung besteht das Problem, dass sich die Sole durch das Schmelzwasser verdünnt und so die Salzkonzentration stetig abnimmt. Das Regenerieren der Sole ist energieintensiv, da viel Wärme und hohe Temperaturen für das Ausdampfen der Flüssigkeit benötigt werden. Öl hingegen hat einen Schmelzpunkt<sup>7</sup> von  $-5$  bis  $-70^{\circ}\text{C}$ , je nach Art des Öls. Dadurch ist ein Medium gefunden, welches nicht wie Sole noch Zusätze enthält. Die Trennung von Öl und Schmelzwasser ist durch den Dichteunterschied<sup>8</sup> einfach zu realisieren. Wasser setzt sich in einer unteren Phase ab und das Öl in einer oberen. Mittels einer Umwälzpumpe wird das Öl wieder über dem Verdampfer versprührt.

#### 4.2.3 Wechselseitiges Abtauen von zwei Verdampfern

Chawla und Rohrmüller [34] haben Versuche mit einer Wärmepumpe gemacht, welche mit zwei parallel geschalteten Verdampfern bestückt war. Die Abb. 10 zeigt das Prinzipschema der erwähnten Wärmepumpenanlage. Die Idee für die Abtauung daran ist, dass die beiden Verdampfer (e,h) abwechselnd im Betrieb abgetaut werden, indem das Kältemittel nach dem Kondensator (b) in einem Kältemittelunterkühler (f,g) abkühlt und gleichzeitig ein Luftstrom auf Temperaturen von  $0$  bis  $5^{\circ}\text{C}$  aufheizt. Mit dieser erwärmten Luft kann der nachgeschaltete Verdampfer (h) abgetaut werden. Das unterkühlte Kältemittel wird nach dem Luftheritzer im Expansionsventil (i,k) entspannt und anschliessend dem zweiten Verdampfer (e) zugeführt. Ist der erste Verdampfer (f) vom Eis befreit, kann der Kältekreislauf umgeschaltet werden, um nun das Kältemittel im ersten Verdampfer zu verdampfen.

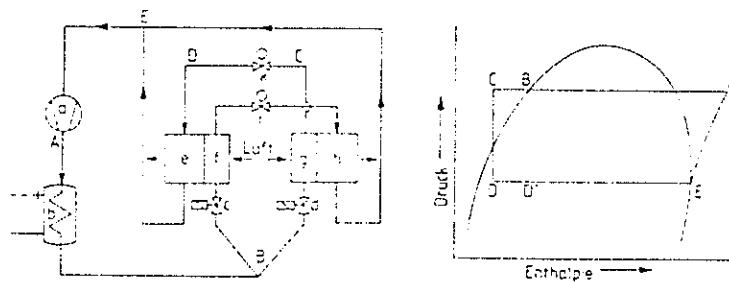


Abb. 10 Prinzipschema einer Wärmepumpe mit zwei Verdampfern, welche wechselweise abgetaut werden mit warmer Luft. Diese wurde mittels Kältemittelunterkühlung in einem Luftheritzer (f,g) erwärmt [34].

Ein Nachteil dieses Verfahrens sind die Herstellungskosten. Durch einen zusätzlichen Ventilatoren und zwei zusätzliche Kältemittelunterkühler fallen diese höher aus, als für ein By-passabtauverfahren.

#### 4.2.4 Vermeiden von Eisbildung mit Erdregistern

Sind wir in der Lage, der Wärmepumpe immer Quellenlufttemperaturen zuzuführen, welche etwa 5 Kelvin wärmer als die Umgebungstemperaturen sind, bereifen die Verdampferlamellen

<sup>7</sup> Taschenbuch der Physik [51]: Schmelzpunkte von Petroleum:  $-70^{\circ}\text{C}$ , Gasöl:  $-30^{\circ}\text{C}$ , Maschinenöl ist ungeeignet mit einem Schmelzpunkt von  $-5^{\circ}\text{C}$

<sup>8</sup> Taschenbuch der Physik [51]: Dichte von Petroleum bei  $20^{\circ}\text{C}$ :  $810 \text{ kg/m}^3$ , Wasser:  $1003 \text{ kg/m}^3$

len nicht und das Abtauen entfällt. Das Bundesamt für Energie [48] hat in einem Projekt die Luftvorwärmung in Erdregistern<sup>9</sup> und Schotterkoffern<sup>10</sup> für Wärmepumpen untersuchen lassen.

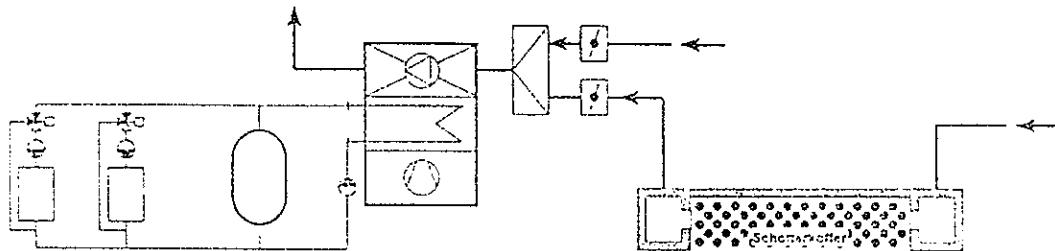


Abb. 11 Prinzipschema einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einem Schotterkoffer [48]

Die Untersuchung zeigte, dass das in den Schotterkoffer eindringende Wasser aus dem Erdreich den Feuchtigkeitsgehalt der durchströmenden Luft erhöht und den Verdampfer zusätzlich vereisen lässt. Der Schotterkoffer und das Erdregister bringen den Vorteil, dass durch diese die Lastspitzen gebrochen werden und so die Wärmepumpe kleiner dimensioniert werden kann. Das ungünstige Oberflächen-Volumenverhältnis des Schotterspeichers bringt mit sich, dass die Eindringtiefe für die periodischen Lade-Entladezyklen<sup>11</sup> zu klein ist. Der Schotterdurchmesser begrenzt die Eindringtiefe und folglich stellen sich bei einem Schotterkoffer drei Zonen ein: geladener Teil, gerade geladener Teil und ein entladener Teil. Trotz des kleinen aktiven Teiles muss der ganze Schotterkoffer durchströmt werden. Um den Druckverlust nicht zu sehr anwachsen zu lassen, werden die meisten Schotterkoffer somit mit einer sehr kleinen Luftgeschwindigkeit durchströmt.

Abb. 12 zeigt den Quellentemperaturverlauf (B) eines Schotterkoffers in den Monaten Februar und März. In den mit „A“ bezeichneten Perioden sind Quellenlufttemperaturen von deutlich über 10°C vorhanden, welche ein Vereisen des Verdampfers nicht zulassen. Bei diesen hohen Umgebungstemperaturen ist die Lufttemperatur höher als die Temperaturen des Schotterkoffers oder des Erdregisters. Folglich stellt sich ein Wärmestrom von der Quellenluft zum Erdregister oder zu den Schottersteinen ein. Die Luft wird abgekühlt und der Taupunkt der Luft wird schneller unterschritten. Doch es besteht keine Vereisungsfahr.

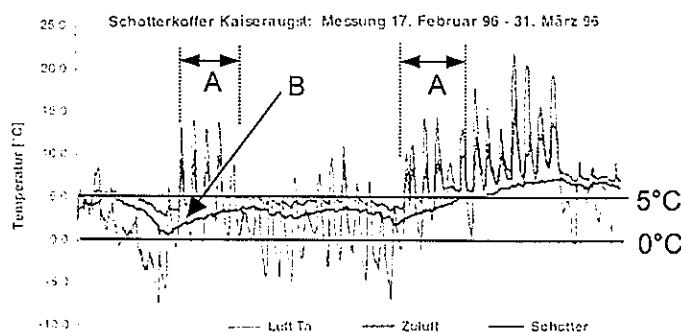


Abb. 12 Temperaturverlauf eines Schotterkoffers aus einer Messung im Februar/März 1996 [48]

Das Erdregister weist eine grössere Eindringtiefe auf und muss in der Heizperiode nicht regeneriert werden. Das ganze Erdregister ist als eine aktive Zone anzusehen und vermag so die Luft genügend vorzuwärmen. Das beschriebene Eindringen von Wasser in das Erdregister, wie beim Schotterkoffer bleibt aus. So ist nicht mit einer Feuchtigkeitserhöhung der Luft zu rechnen. Durch das Erwärmen der Luft sinkt die relative Feuchtigkeit der Luft und es

<sup>9</sup> Messungen an einer Wärmepumpe mit Erdregister (BFE: Kindergarten Brunnadern)

<sup>10</sup> Schotterkoffer: die Quellenluft wird anstelle eines Erdregisters über ein mit Schotter gefülltes Bett angesogen.

<sup>11</sup> Eindringtiefe für festes Gestein beträgt: ca. 1 m für einen Tageszyklus, ca. 20 m für einen Jahreszyklus

wird weniger Wasserdampf auskondensiert. Zusätzlich durch die höhere Quellenluft arbeitet die Wärmepumpe mit besseren Leistungszahlen.

Das Erdregister stellt eine Alternative zum aktiven Abtauen dar, indem die Taupunkttemperatur nur wenig oder gar nicht unterschritten wird und so das Vereisen des Verdampfers verhindert werden kann. Im Gegensatz dazu ist der Schotterkoffer ungeeignet, da einerseits die Luft zusätzlich befeuchtet wird und andererseits dieser einer stetigen Regeneration unterworfen ist. Das heisst, nur ein kleiner Teil des Schotters erwärmt die Luft. Der Luftwiderstände im Schotterkoffer beträgt etwa 300 – 400 Pa.

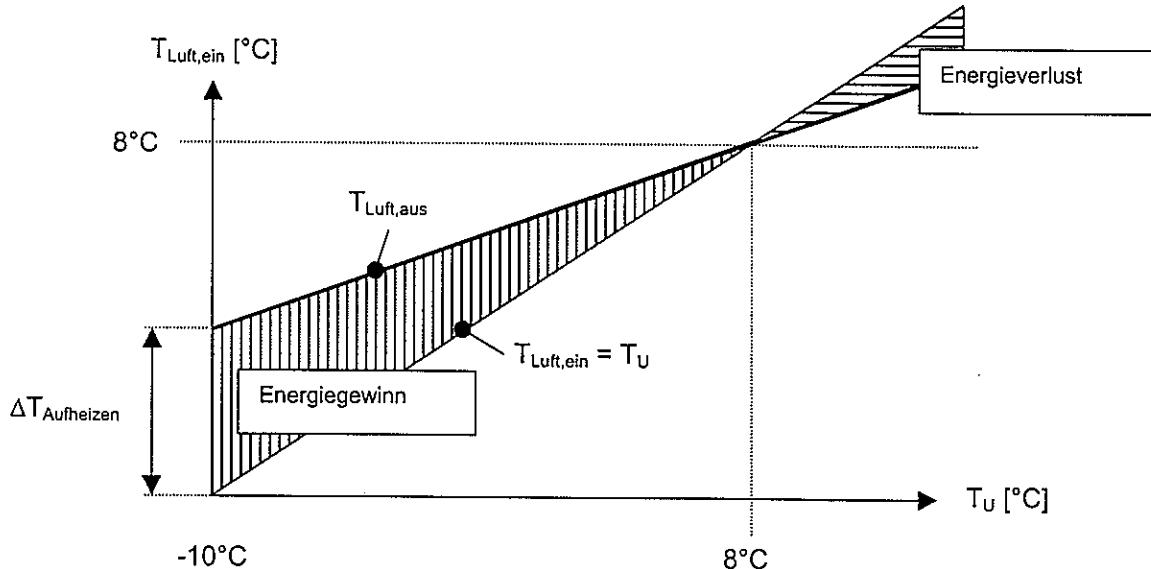


Abb. 13 Vereinfachte Darstellung des Temperaturverlaufes in einem Erdregister in Funktion der Umgebungstemperatur  $T_U$ .

Abb. 13 zeigt vereinfacht den Temperaturverlauf der Ein- und Austrittstemperatur bei einem Erdregister in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. Die Temperaturen sind vereinfacht mit einem linearen Verlauf dargestellt. Da die Temperatur des Erdreiches (in dieser Darstellung 8°C) einen ziemlich konstanten Temperaturverlauf über die ganze Heizperiode hat, kann die Quellenluft bei tiefen Umgebungstemperaturen stark aufgeheizt werden. Mit ansteigender Außentemperatur wird die Aufheizung  $\Delta T_{\text{Aufheizen}}$  kleiner. Steigt die Umgebungslufttemperatur gar über diejenige des Erdreiches, wird die eintretende Luft gar abgekühlt. Die beiden schraffierten Flächen zeigen den Energiegewinn und den Energieverlust beim Einsatz eines Erdregisters. Vergleicht man diese beiden Flächen, stellt sich heraus, dass der Energiegewinn deutlich höher ist als der Verlust. Durch die kurzen Laufzeiten der Wärmepumpe bei hohen Umgebungstemperaturen ist der Energieverlustanteil noch kleiner.

## 5 Abtausteuerung

### 5.1 Überblick

Zu einem guten Abtausystem gehört neben einem effizienten Abtauprozess auch eine dazupassende Abtausteuerung. Der elektrische Energieaufwand für die Abtauung steht in einer direkten Relation zur Abtaudauer. Folglich ist es wichtig, die Abtauphase im richtigen Zeitpunkt einzuleiten und nicht zu spät zu beenden. Wie bereits im Kapitel 4.1 erwähnt wurde, ist die Wärmepumpentechnik aus dem Bereich der gewerblichen Kälte heraus entstanden. Die beiden Anwendungsbereiche unterscheiden sich darin, dass die Wärmepumpe bei verschiedenen Betriebsbedingungen bezüglich der Quellentemperatur und der Feuchtigkeit betrieben wird und eine Kälteanlage für einen Kühlraum bei fast stationären Bedingungen arbeitet. Dies hat zur Folge, dass man bei solchen Kälteanlagen voraussagen kann, wann und für wie lange die nächste Abtauung eingeleitet werden muss. Dadurch kann bei solchen Kälteanlagen mit einer einfachen Zeitschaltuhr der Verdampfer periodisch abgetaut werden.

Bei der Wärmepumpe sind die Betriebsbedingungen auf der Quellen-, wie auf der Senkeiseite vom Außenklima abhängig. Je nach Feuchtigkeit und Temperatur setzt sich schneller oder langsamer Eis am Verdampfer an. Für einen sparsamen Abtaubetrieb kommt die Forderung für eine bedarfsabhängige Abtaueinleitung und Beendigung auf. Grundsätzlich gibt es vier verschiedene Arten von Abtausteuerphilosophien:

- Bedarfsunabhängig Einleitung und Beendigung
- Bedarfsabhängige Einleitung
- Bedarfsabhängige Einleitung und Beendigung
- Bedarfsunabhängige Einleitung und bedarfsabhängige Beendigung
- Selbstadaptive Regelung

Die klassische, elektrische Abtauung mit einer Zeitschaltuhr ist heute bei Wärmepumpenanwendungen durch raffiniertere Abtausteuerungen abgelöst worden. Die Vielfalt der eingesetzten Abtausteuerungen ist fast so gross wie die Anzahl der Wärmepumpenhersteller. Fast jeder Fabrikant hat seine eigene Steuerungsstrategie entwickelt, was zur Folge hat, dass keine Standards vorhanden sind.

Die indirekten Abtausteuerungen erfassen den Vereisungszustand indirekt über den luftseitigen Druckabfall oder die Verdampfungstemperatur. Bei direkten Steuerungen wird die Eisschichtdicke beispielsweise durch optische Messung oder durch Gewichtsbestimmung erfasst. Solche wurden erfolgreich getestet, indem die Reifschichtdicke optisch ermittelt wurde. Die Tab. 5 gibt einen Überblick über die uns bekannten Abtausteuerungen. Sie sind zudem in die oben erwähnten Kriterien eingeteilt. Grundsätzlich werden aber nur zwei Messgrößen für die Detektion des Bereifungszustandes verwendet:

- Temperatur (oder Verdampfungsdruck stellvertretend für Temperatur)
- luftseitiger Differenzdruck

### 5.2 Abtaueinleitung - Beendigung

Das Einleiten und das Beenden der Abtauphase ist einer der zentralsten Punkte einer Abtausteuerung. Mit zunehmender Vereisung der Verdampferlamellen nimmt die Heizleistung ab. Also gilt es den richtigen Zeitpunkt zu erkennen, um die Abtauung einzuleiten. Wird dies verpasst, sinkt die Heizleistung so stark, dass die Wärmepumpe sehr ineffizient arbeitet. Abb. 14 zeigt den Verlauf von drei Heiz- und Abtauperioden. Die abfallende Linie (A) beschreibt den Verlauf der Heizleistung für den Fall, dass die Abtauung nicht eingeleitet werden würde. Erstens befindet sich nach der Abtauung teilweise flüssiges Kältemittel im Ver-

dampfer, welches zuerst verdampft werden muss. Zweitens hat sich der Kondensator während der Abtauung abgekühlt und muss zuerst wieder aufgeheizt werden. Dies sind die Gründe für das Nichterreichen der Normheizleistung<sup>12</sup> direkt nach dem Beenden der Abtauung. Dieser Effekt tritt hauptsächlich bei der Prozessumkehr auf. Dieser Verlauf der Heizleistung wird mit einer mit „B“ gekennzeichneten Kurve beschrieben.

Die Wahl des Abtaubeginns und des Abtauendes stellt eine Optimierungsaufgabe dar, bei welcher als Zielgröße unter anderem eine möglichst hohe, mittlere Leistungszahl über einen vollständigen Heiz- und Abtauzyklus angestrebt wird.

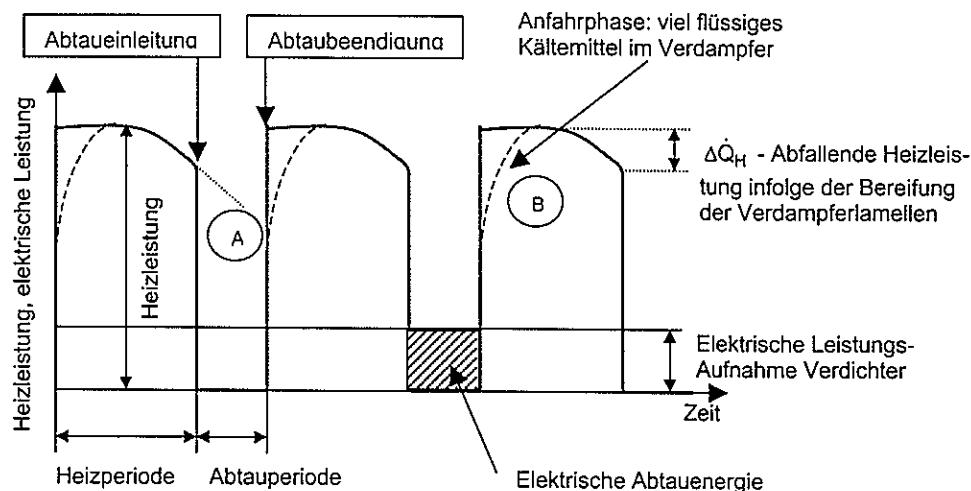


Abb. 14 Heizzyklus, Abtauzyklus

Die Beendigung der Abtauung sollte auch im richtigen Zeitpunkt erfolgen. Wird zu lange abgetaut, sind alle Lamellen vom Eis befreit und die Abtauwärme wandert infolge des Temperaturgefälles zur Umgebungsluft ab. Das Schmelzwasser wird teilweise verdampft und setzt sich dann in Form von Kondensattropfen an den Umschließungsflächen wieder ab. Wird anschliessend der Ventilator wieder in Betrieb genommen und ist die Lufttemperatur unter dem Gefrierpunkt, wandeln sich die Tropfen wieder in eine Eisschicht um. Bedeutend schlimmer ist jedoch, wenn die Abtauung zu früh beendet wird. Dann verbleibt nach wie vor eine Eisschicht auf dem Verdampfer. Diese vergrössert sich von Mal zu Mal und verursacht im Extremfall eine Betriebsstörung.

### 5.3 Abgrenzung zur Heizungssteuerung

Man trifft verschiedenartige Ausführungen von Abtausteuerungen an. Vom einfachen Einschaltkontakt bei der Druckdose bis zur Implementierung eines Abtaualgorithmus in einer SPS-Steuerung mit Druck- und Temperatureingangssignalen. Die Lösungen sind so vielfältig, wie Wärmepumpenhersteller existieren. Einige bevorzugen autonome Steuereinheiten, damit die Abtau- oder die Heizungssteuerung separat ersetzt werden kann. Andere setzen auf eine kompakte Steuereinheit, in welcher die Abtaufunktion fest integriert ist. Anhand von verschiedenen Parametern kann dann die Steuerung auf das verwendete Abtauverfahren angepasst werden. Diese Kompaktregler zeigen sich im Einsatz als schwierig zu programmieren. Zu viele Parameter müssen eingegeben werden, die oft gar nicht bekannt sind

<sup>12</sup> Heizleistung für eisfreie Verdampferlamellen bei einem bestimmten Betriebspunkt.

## ABTAUSTEERUNGEN

ABTAUSTRÜNGEN							
Systementeilung	Steuerung	Einleitung	Bedendung	Beschreibung			Literaturhinweis
periodisch	1 Timersteuerung	Zeit	Zeit	Eine Schaltuhr leitet die Abtauung nach einer vordefinierten Laufzeit der Wärmepumpe ein und beendet diese nach der eingestellten Abtauzeit.			[18]
direkte Methode	2 optisch	Schichtdicke	Schichtdicke	Mittels einer optischen Einrichtung kann direkt die Schichtdicke des Eisansatzes ermittelt werden.			[29]
	3 Luftdruck	Druckabfall	Zeit	Der Eisansatz verkleinert den freien Querschnitt zwischen den Lamellen. Dies vergrößert wiederum den Druckabfall über den Verdampfer. Die Abtauung wird über einen Timer gesteuert und nach Ablauf dieser wird die Abtauung beendet. Die Abtauung wird nur eingeleitet, wenn die Druckdifferenz über einen Zeitraum konstant bleibt (z.B. 60 Sek.).			[7, 8, 10, 29]
4 Luftdruck	Druckabfall	Sauggastemperatur		Diese Steuerung funktioniert wie unter Nummer 3. Der Beendungspunkt wird jedoch auch bedarfshängig bestimmt. Wenn die Sauggastemp. auf einen bestimmten Wert ansteigt, ist die Abtauung beendet und der Abtaubetrieb wird beendet.			[7, 10, 29]
	5 Luftfeintrittstemperatur-od. Verdampfungstemperatur-od. Lamellentemp.	Temperaturdifferenz	Sauggast-od. Lameltemp.	Beim Vereisen des Verdampfers beginnt die Verdampfungstemperatur zu sinken. Dadurch wird die Temperaturdifferenz zwischen Aussenluft und Verdampfungstemperatur grösser.			[21]
	6 Luftfeintrittstemperatur-Verdampfungsdruk	Temperaturdifferenz	Sauggastemperatur	Diese Steuerung funktioniert wie diese unter Nummer 5. Stellvertretend für die Verdampfungstempl. wird der Verdampfungsdruk gemessen.			Herstellerinfo
	7 Sauggasttemperatur	Temperaturdifferenz	Sauggastemperatur	Diese Steuerung funktioniert wie unter Nummer 5. Stellvertretend für die Verdampfungstempl. wird die Sauggasttemperatur oder -druck gemessen.			Herstellerinfo
	8 Luftfeintrittstemperatur-Luftaustrittstemperatur	Temperaturdifferenz	Sauggastemperatur	Durch den kleineren Luftvolumenstrom infolge der Vereisung des Verdampfers vergrößert sich die Temperaturdifferenz zwischen des Luftfein- und Austrittes. Da während der Abtauung der Ventilator abgeschaltet ist, kann dieses Kriterium nicht für die Beendigung der Abtauung verwendet werden.			[20]
9 Gewicht		Gewicht		Der ganze Verdampfer ist mit einer Federwaage oder einer Waage gekoppelt und durch das grössere Gewicht des Eisansatzes kann die Abtauung eingeleitet und später wieder beendet werden.			NTB, 1980
10 Heizleistung	Heizleistung	Zeit		Die Abtauung wird eingeleitet, wenn die Heizleistung um mehr als 20 % einbricht und die Ablaufphase wird durch einen Timer beendet.			[30]
11 Berechnung der Eismenge	Eismenge	Zeit		Durch das Ermitteln der Luftfeintrittstemperatur, der Luftfeintrittsfeuchte und der Enthalpedifferenz der Luft kann die Eismenge technisch ermittelt werden.			[32]
12 Leistungszahl	Leistungszahl	Sauggast	Zeit	Die momentane Leistungszahl (COP) wird über einen Heizzzyklus gemittelt. Wenn nun der momentane COP unter diesen Mittelwert fällt wird die Abtauung eingeleitet. Die Ablaufdauer wird mit einem Timer gesteuert.			[24, 33]
13 Multistage				Nach dem Abtauzeitintervallbefehl wird der Verdichter für 5 Min. abgespult und nachher für 10 Min. mit dem Verdichter abgetaut. Oder der Verdichter wird für 10 Min. gestoppt und für 5 Min. abgetaut.			[30]
14 Ventilator-unterstützung				Es besteht die Möglichkeit den Ablauuprozess durch den Ventilator zu unterstützen, wenn die Außentemperatur oberhalb von 0°C ist.			
15 selbstadaptiv				Durch Messen der Außentemperatur, Luftfeuchtigkeit, Abtauungsdauer und Bestimmen des Vereisungsgrades (z.B. Verlauf Verdampfungstempl.) kann die Dauer von Abtauung zu Abtauung optimiert werden.			Herstellerinfo

Tab. 5 Übersicht Abtauprozesse

## 5.4 Bedarfsabhängige Einleitkriterien

Nachfolgend wird auf einige typische, bedarfsabhängige Abtausteuerungen eingegangen. Abb. 15 veranschaulicht anhand eines Flussdiagramms wie der Ablauf bei einer Abtausteuerung aussehen kann. Zum Beispiel hängt die Frage, ob die Kondensatorpumpe abgeschaltet wird oder nicht massgeblich vom Abtauprozess ab. Eine Abtauung mit Prozessumkehr bezieht die Wärme aus dem Heizkreis. Bei der Heissgasabtauung begegnet man beiden Lösungen. Dort kann durch das Beheizen des Kondensators mit Heizwasser verhindert werden, dass die Kondensationstemperatur absinkt und sich so die Abtauleistung stark mindert.

### 5.4.1 Einleitung mittels Druckabfall über Verdampfer

Eine sehr einfach zu realisierende Steuerung, kann mit der Messung des luftseitigen, gesamten<sup>13</sup> Druckabfalls über den Verdampfer erreicht werden. Eine Druckdose nimmt den statischen Druck vor und nach dem Verdampfer auf. Im Fall der Bereifung der Verdampferlamellen steigt der Druckverlust infolge der grösseren Spaltgeschwindigkeit an und der Differenzdruck wird mit einer Druckdose aufgenommen. Steigt dieser über einen eingestellten Wert, wird die Abtauung eingeleitet. Der Vorteil dieser Steuerung besteht darin, dass sie sehr einfach aufgebaut ist.

**Vorteil:**

- billig
- einfacher Aufbau
- schnelle Installation
- direkte Erfassung der Eismenge

**Nachteil:**

- nur Einschaltsignal
- schwierige Einregulierung
- manchmal Nachjustierung nötig
- benötigt Kanalsystem
- Störanfällig auf Laub, Verunreinigungen und Winddruck

Diese Methode kann nur bei Wärmepumpen mit einem Ansaug- und Ausblasakanalnetz verwendet werden. Je nach Luftführung in der Wärmepumpe kann mit einem kleinen, internen Kanalnetz eine Druckdifferenzmessung realisiert werden. Wie unter den Nachteilen aufgeführt wurde, kann diese Messung nur für das Einleiten der Abtauung verwendet werden, da im Normalfall der Ventilator zu Beginn der Abtauung abgeschaltet wird und so keine Druckdifferenz mehr existiert. Die Beendung der Abtauphase kann mit einer Zeitschaltuhr gesteuert werden. Diese Abtaudauer muss an der Zeitschaltuhr eingestellt werden. Dadurch wird diese auf den „Worst case“<sup>14</sup> eingestellt und bei geringerer Vereisung ist die Abtaudauer zu lange.

<sup>13</sup> Gesamt Druckabfall: statischer und dynamischer Druck; dadurch sind allfällige Luftgeschwindigkeitsänderungen auch berücksichtigt.

<sup>14</sup> Worst Case: Abtaudauer ist auf die maximale Vereisung des Verdampfers eingestellt

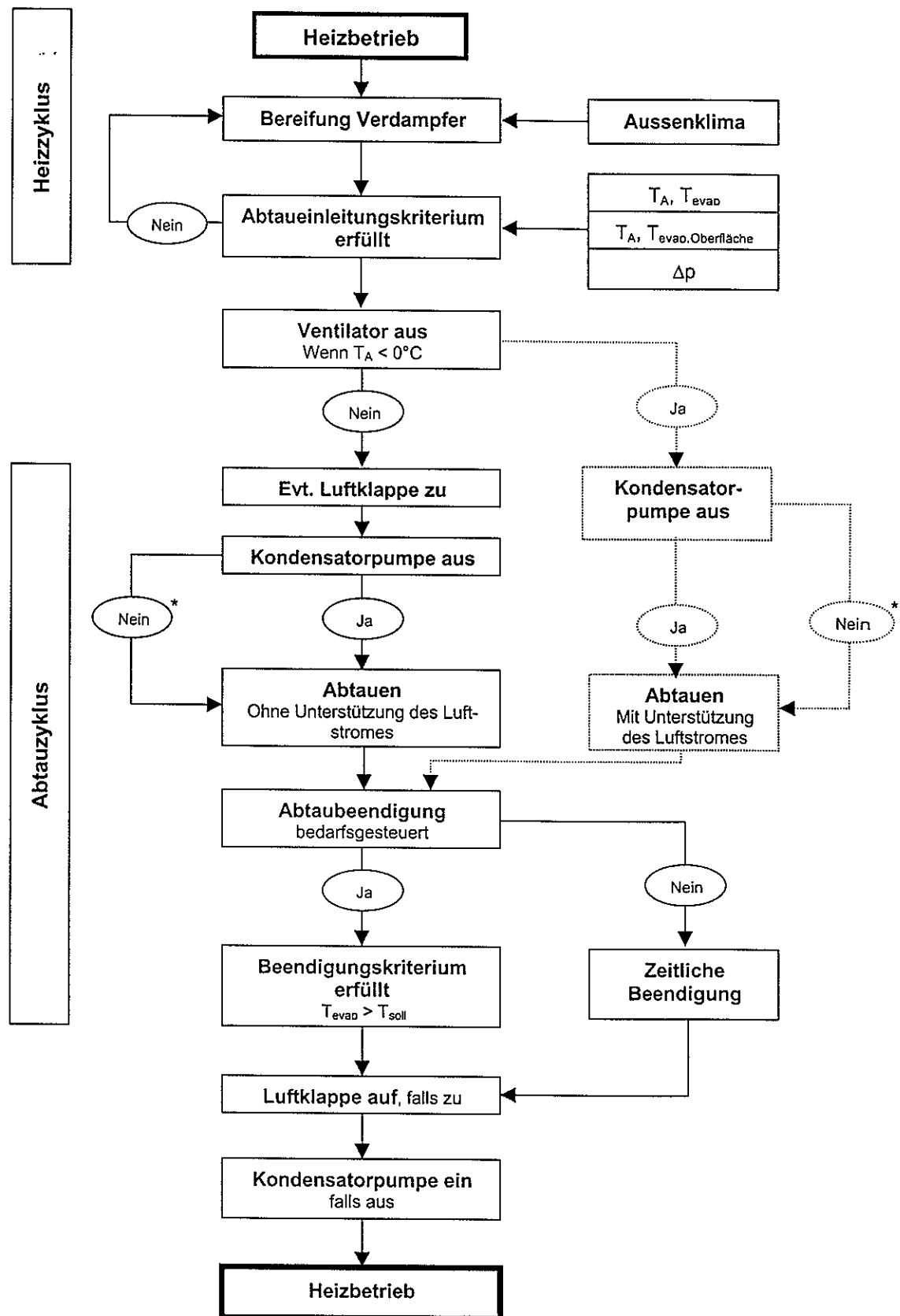


Abb. 15 Blockflussdiagramm eines Abtauverlaufes, wie er in den meisten Abtausteuerungen in etwa vorkommt  
 (\*) Kondensatorpumpe ja/nein: hat einen Einfluss auf den Hochdruck und somit auf die Abtauleistung → Dauer)

Die Differenzdruck-Methode arbeitet mit einer möglichst grossen Druckdifferenz über den Verdampfer besser, da dann die externen Störgrößen wie Verunreinigungen auf dem Verdampfer, angesogenes Laub oder Winddruck die Druckmessung verfälschen und eine Vereisung vortäuschen. Ein grosser, luftseitiger Druckverlust ist aber bezüglich dem Stromverbrauch des Ventilators nicht erwünscht. Die Störgrößen können durch periodisches „reseten“ des Referenzdruckverlustes nach der Abtauung teilweise ignoriert werden. Dies erfordert jedoch eine aufwendigere Steuerung.

## 5.4.2 Einleitung über Temperaturabstand Quelle - Verdampfung

### 5.4.2.1 Abtaueinleitung über Temperaturabstand zwischen Lufteintritts- und Verdampfungs-temperatur

Die neuesten Wärmepumpentypen sind mehrheitlich mit bedarfsgesteuerten Abtausteuerungen ausgestattet, welche als Inputgrößen die Quellen- und die Verdampfungstemperatur verwenden. Alle Temperatur-Methoden basieren auf der Überlegung, dass infolge der Verdampfervereisung einerseits der Luftvolumenstrom sinkt und andererseits der Wärmedurchgang schlechter wird. Das thermostatische Expansionsventil reagiert darauf und drosselt den Kältemittelmassenstrom. Gleichzeitig sinkt die Verdampfungstemperatur. Diese Veränderung der Verdampfungstemperatur bei gleichen Randbedingungen (Aussenklimabedingungen) wird für die Beurteilung des Bereifungszustandes des Verdampfers herangezogen. Da sich die Verdampfungstemperatur aber auch in Abhängigkeit der Aussenlufttemperatur verändert, wird diese als zusätzliches Kriterium herangezogen (siehe Abb. 17).

Die Verdampfungstemperatur kann an verschiedenen Stellen gemessen werden:

- Verdampferoberflächentemperatur auf den Rippen
- Verdampferoberflächentemperatur an einem Bogen
- Verdampfungsdruckmessung

Die Ermittlung der Verdampfungstemperatur ist nicht ganz problemlos. Da im Verdampfer drei verschiedene Phasen vorhanden sind: flüssig, dampfförmig und überhitzt. Viel genauer ist dagegen das Messen des Verdampfungsdruckes. Diesem kann dann anhand der Dampfdruckkurve genau die dazugehörige Verdampfungstemperatur zugeordnet werden. Da aber die Temperaturmessung preisgünstiger ist und mit einem Rohranlegefühler realisiert werden kann, trifft man diese vorwiegend an.

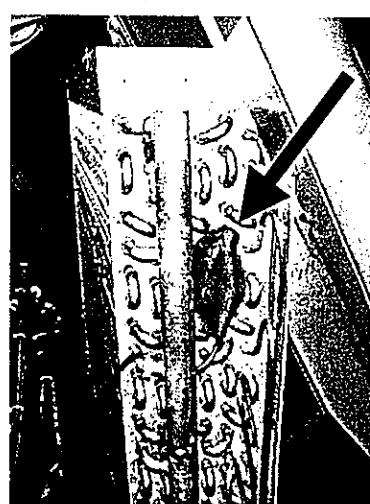


Abb. 16 Verdampferstirnseite mit dem, an einem Kupferrohrbogen angebrachten, Verdampfungstemperaturfühler

Abb. 16 zeigt die Stirnseite eines luftgekühlten Verdampfers mit dem an einem Kupferrohrbogen angebrachten Temperaturfühler (siehe Pfeil). Am problematischsten ist sicher das Messen der Verdampfungstemperatur an den Rippen des Verdampfers, da dort die Temperatur durch diejenige des Eisansatzes verfälscht werden kann.

Wenn die Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur das Kriterium für die Auslösung der Abtauung ist, kommt zusätzlich die Abhängigkeit dieser Temperaturdifferenz zur Aussentemperatur zum tragen wie dies Abb. 17 zeigt. Das heisst, dass nicht eine konstante Temperaturdifferenz als Sollwert verwendet werden sollte. Das Diagramm zeigt anhand von Beispielzahlen, wie der vereinfachte, linear dargestellte Temperaturverlauf bei einer Aussentemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  einen Temperaturabstand zwischen der Quellentemperatur und der Verdampfungstemperatur von 12 K aufweist. Bei  $5^{\circ}\text{C}$  beträgt dieser Abstand jedoch 18 K. Dies ist die Folge der höheren Kälteleistung.

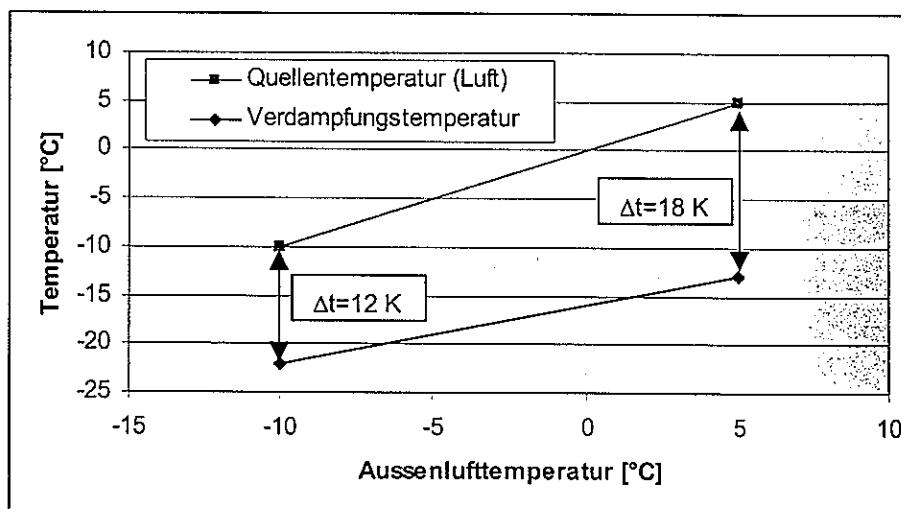


Abb. 17 Veränderung der Referenztemperaturdifferenz im eisfreien Zustand des Verdampfers in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur

In der Praxis trägt man dem Rechnung, indem man beispielsweise nach jeder Abtauung die Referenztemperaturdifferenz von neuem erfasst.

#### 5.4.2.2 Einleitung in Abhängigkeit der letzten Abtaudauer

Zwischen der Abtaudauer und dem Vereisungsgrad besteht ein Zusammenhang. Je länger der Verdampfer abgetaut werden muss, desto mehr Eis wird abgetaut und demzufolge hafte mehr Eis an den Lamellen. Dieser Zusammenhang kann verwendet werden für eine Abtaueinleitung, indem dass die Zeitdauer von Abtauung zu Abtauung verkürzt oder verlängert wird in Abhängigkeit der letzten Abtaudauer. Die Zeitdauer bis zum Einleiten der nächsten Abtauung wird verkürzt, wenn die letzte Abtauung länger als die letzte war. Der Abtauzyklus wird in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur beendet. Steigt diese über einen bestimmten Wert (zB. 20 bis  $30^{\circ}\text{C}$ ), wird die Abtauung beendet. Die Abtaudauer wird dann gespeichert und dient als zeitliches Mass für die nächste Einleitung der Abtauung. Schnelle Klimaänderungen können ein starkes Vereisen der Lamellen verursachen bis die nächste Abtauung eingeleitet wird. Nimmt die Luftfeuchtigkeit ab oder verändert sich die Außenlufttemperatur entsprechend aus dem Vereisungsbereich, dann ist mit einer überflüssigen Abtauung zu rechnen.

### 5.4.2.3 Aufsummieren von Betriebsstunden unterhalb einer eingestellten Verdampferoberflächentemperatur

Die Firma Tem<sup>15</sup> entwickelte einen Wärmepumpenregler, welcher die Zeiten aufsummiert, während denen der Kompressor läuft und die Verdampferoberflächentemperatur unter den einstellbaren Wert (TVO ABT) abgesunken ist. Sobald die aufsummierte Betriebszeit die einstellbare Betriebszeit bis Abtauern (ABT BZ) überschritten hat, wird die betriebsstundenabhängige Abtauung ausgelöst. Die Abtauung läuft entweder bis die maximale Abtautemperatur (END ABT) oder die maximale Abtaudauer (ABT MAX) erreicht ist. Die Abtauzeit wird ab dem Zeitpunkt registriert, wo die Verdampferoberflächentemperatur den eingestellten Wert (TVO ABT) überschritten hat. Die Abb. 18 stellt die erklärten Zusammenhänge nochmals übersichtlich dar.

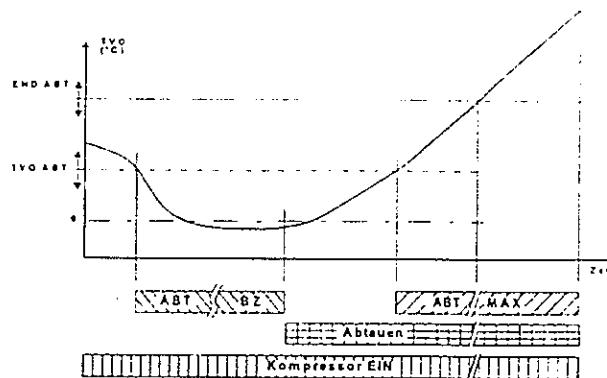


Abb. 18 Bedarfsabhängige Abtausteuerung der Firma Tem (PM 2969 W) [49]

Legende:  
 TVO ABT = Verdampferoberflächentemperatur  
 END ABT = Maximale Abtautemperatur  
 ABT MAX = Maximale Abtaudauer  
 ABT BZ = Betriebszeit bis Abtauern

### 5.4.3 Einleitung über Leistungszahl

A. Bratt [33] hat in einer Untersuchung festgestellt, dass durch vergleichen der Momentankälteleistung mit dem gebildeten Mittelwert der Kälteleistung auch eine Aussage gemacht werden kann bezüglich der Abtaueinleitung.

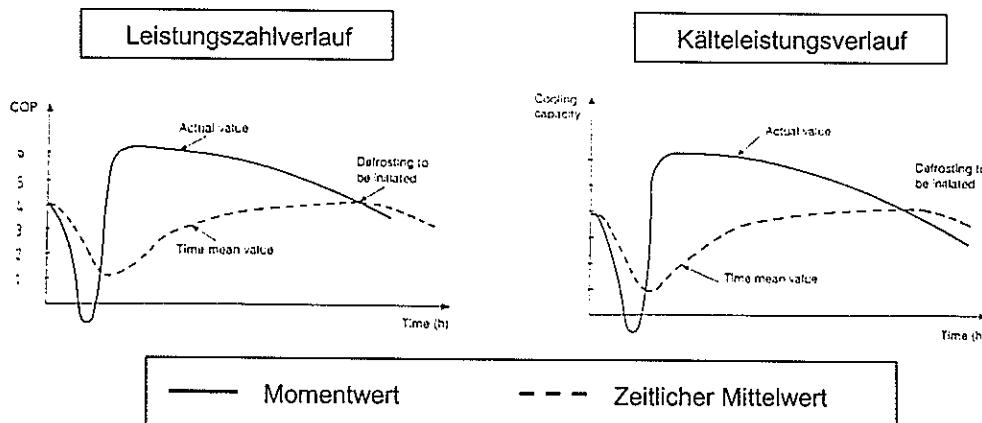


Abb. 19 Leistungszahl- (COP) und Kälteleistungsverlauf während der Bereifung des Verdampfers. Die Ausgezogene Kurve stellt den aktuellen Wert dar und die gestrichelte Kurve den jeweils gebildeten Mittelwert [33]

Er hat herausgefunden, dass der Heizbetrieb unwirtschaftlich ist, wenn die Momentanleistung unter den gleitenden Mittelwert der Leistung fällt. Aus diesem Aspekt heraus, kann die Abtauung dann eingeleitet werden. Die Abb. 19 zeigt links den Verlauf für die Leistungszahl

<sup>15</sup> Tem AG für Elektronik, Chur: Wärmepumpenregler PM 2969 W

und rechts denjenigen für die Kälteleistung. Die ausgezogene Kurve stellt den Momentanwert dar und die gestrichelte den zeitlichen Mittelwert. Die beiden Diagramme zeigen, dass die Kälteleistung oder die Leistungszahl als Kriterium für die Abtaueinleitung herangezogen werden können. Es ist indes möglich, mit einem geringen messtechnischen Aufwand die Leistungszahl zu ermitteln, ohne dass die Heizleistung und die elektrische Leistung bekannt sein müssen. Per Fahlen [12] verwendet folgenden Zusammenhang zwischen der Leistungszahl des idealen Kaltdampfkompressionskreisprozess und der realen Leistungszahl:

$$\text{COP} = \eta_e \cdot [\eta_m + \eta_{is} \cdot (\text{COP}_{1R} - 1)] \quad (4)$$

Hier bedeuten:

$\eta_e$	Wirkungsgrad Elektromotor	[ - ]
$\eta_m$	Mechanischer Übertragungswirkungsgrad	[ - ]
$\eta_{is}$	Isentroper Wirkungsgrad	[ - ]

Die theoretische Leistungszahl des idealen Kreisprozesses berechnet sich wie folgt:

$$\text{COP}_{1R} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_1} \quad (5)$$

Das Abb. 20 zeigt die in der obigen Gleichung verwendeten Stoffwerte. Die drei Enthalpiewerte können anhand der Verdampfungstemperatur und der Kondensationstemperatur ermittelt werden. Die Wirkungsgrade  $\eta_e$ ,  $\eta_m$  und  $\eta_{iso}$  können gemäss Per Fahlen [12] für einen

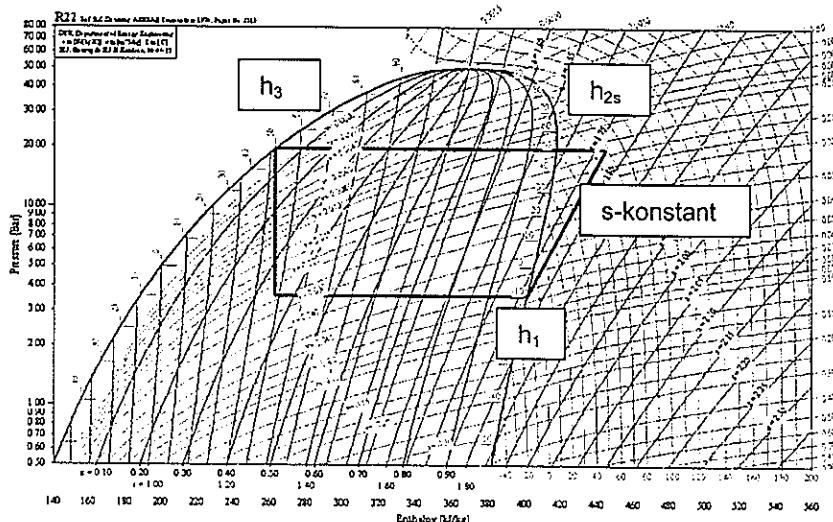


Abb. 20  $\log(p)$ -h-Diagramm stellt die Enthalpiebezeichnungen im Kältekreislauf für die obige Gleichung dar bestimmen Verdichtertyp als konstant angenommen werden. Somit müssen für diese Abtausteuerung lediglich zwei Temperaturen gemessen werden. Die Sauggasttemperatur kann zusätzlich für die Beendigung der Abtauung verwendet werden.

#### 5.4.4 Einleitung über Wärmedurchgangskoeffizient beim Verdampfer

Wie im Kapitel 2.3 im Zusammenhang mit dem Vereisungsvorgang bereits erklärt wurde, sinkt der Wärmedurchgangskoeffizient beim Verdampfer infolge der wachsenden Reifschicht und reduziert so den Wärmefluss von der Luft zum Kältemittel. Je stärker der Verdampfer bereift ist, desto kleiner wird der Wärmedurchgangskoeffizient. Folgedessen kann dieser Wert als Indikator für die Abtaueinleitung verwendet werden.

An der ETH Zürich wurde im Auftrag des Bundesamtes für Energie eine Methode für die automatische Betriebsüberwachung einer Wärmepumpe ausgearbeitet. Mit dieser Kurztestmethode, wie sie offiziell genannt wird, können Fehlfunktionen der Wärmepumpe detek-

tiert werden. Dieses Verfahren ermittelt auch den Wärmedurchgangskoeffizienten des Verdampfers, womit auch die Möglichkeit für die Verwendung bei der Abtaueinleitung vorhanden ist. Es existieren zwei verschiedene Überwachungssysteme:

- Heat Watch
- Fuzzy Watch

#### 5.4.4.1 Heat Watch (physikalisches Modell, White Box)

Heat Watch erfasst und verarbeitet auf Basis der detaillierten Physik mit maximal zehn Sensoren die benötigten Größen, darunter auch die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters und kann daraus maximal 12 Parameter und 18 Kennzahlen generieren. Diese Modellierung wurde für einstufige Wärmepumpen für den getakteten Betrieb entwickelt.

Es wurde mit folgendem Ergebnis abgeklärt, ob eine Verwendung dieser Kurztestmethode für die Abtaueinleitung in Frage kommt. Reduziert man diese Methode auf die Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten, benötigt man noch drei Messgrößen:

- Hochdruck
- Niederdruck
- Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer

Zusätzlich wird die Kennlinie des eingesetzten Verdichtertyps benötigt, was in der Praxis zusätzliche Eingaben durch den Hersteller voraussetzt. Will man dies umgehen, kann man die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters erfassen. Dann benötigt man folgende Messwerte:

- Elektrische Leistungsaufnahme
- Heissgasttemperatur
- Überhitzungstemperatur
- Flüssiggasttemperatur
- Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer

Herkömmliche Abtausteuerungen kommen mit minimal zwei Temperaturmessungen aus. Folglich ist es naheliegend, dass Heat Watch mit drei bis fünf Messstellen in der Anschaffung deutlich teurer kommt.

#### 5.4.4.2 Fuzzy Watch (Fehlercode, Grey Box)

Fuzzy Watch wurde ebenfalls für die Betriebsüberwachung entwickelt und basiert auf mathematischen Ansätzen, welche die zusätzlichen Informationen bei den instationären Anfahrphasen des getakteten Wärmepumpenbetriebes nutzt, und mit wesentlich weniger Messgrößen auskommt. Diese Methodik arbeitet auf der Basis der Fuzzy-Technologie und liefert direkt „Fehlercodes“, die als Nutzsignal für die Abtaueinleitung verwendet werden können. Im Fall der Abtauung gibt dieses System die Meldung heraus: Verdampfer vereist oder Verdampfer nicht vereist (bzw. Grad der Vereisung). Fuzzy Watch kann auch auf den Einsatz für die Abtaueinleitung reduziert werden und benötigt weniger Sensoren als Heat Watch. Wieviele und welche Sensoren für den Abtaueinsatz benötigt werden, müsste näher untersucht werden<sup>16</sup>.

#### 5.4.4.3 Ausblick, Erkenntnis

Es hat sich herauskristallisiert, dass nur die Kombination der Kurztestmethode und der Abtausteuerung eine sinnvolle und wirtschaftliche Alternative zu den bestehenden Steuerungen darstellt. Unter diesem Aspekt kann durchaus auch bei den Herstellern ein Anreiz ge-

<sup>16</sup> David Zogg, ETHZ: Kann nur im Zusammenhang mit einer konkreten Untersuchung in diese Richtung abgeklärt werden, da dies mit einem beträchtlichen Aufwand verbunden ist.

schaffen werden, dass diese für unwesentlich mehr Geld eine Betriebsüberwachung und eine bedarfsgesteuerte Abtaueinrichtung bekommen.

Gemäss D. Zogg ist der Umprogrammieraufwand recht gering. Der grosse Unterschied ist, dass für die Betriebsüberwachung pro Einschaltzyklus nur ein stationärer Parametersatz erfasst wird und für die Vereisungserkennung laufend neue Parametersätze benötigt werden.

#### 5.4.5 Einleiten über theoretische Ermittlung der Eismenge

Die Eismenge, welche im Heizbetrieb entsteht kann auch über ein physikalisches Modell berechnet werden. Anhand der Lufteintrittstemperatur, der Feuchtigkeit und dem Volumenstrom kann der Feuchtestrom über den Verdampfer ermittelt werden. Anhand der Entzugsleistung ergibt sich dann die Kondensatmenge, welche durch die Taupunktunterschreitung der Luft ausgeschieden wird. Mit einem Algorithmus, wie er beispielsweise im Kapitel 9.5 erklärt wurde, kann die Eismenge während einem Heizzyklus aufsummiert werden. Die Auslösung der Abtauung geschieht beim erreichen eines Eismengensollwertes.

## 6 Marktübersicht nach Abtauarten

### 6.1 Schweizer Wärmepumpenmarkt

Die Wärmepumpe hat in der Schweiz die verkauften Stückzahlen<sup>17</sup> von 2420 im Jahr 1993 auf 6499 im Jahr 1999 fast verdreifacht. Der Anteil der Luft-Wasser-Maschinen betrug im letzten Jahr 53 % oder 3440 Stück. Einen repräsentativen Überblick, bezüglich der Anteile der Abtausysteme auf dem Schweizer Wärmepumpenmarkt zu erhalten, ist unmöglich. Dies da einerseits kein solches Zahlenmaterial existiert und andererseits die Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz keine Angaben bezüglich der Herstelleranteile an den Verkaufszahlen macht.

### 6.2 Marktübersicht anhand des Wärmepumpentestzentrums Töss

#### 6.2.1 Anteil an Heissgasabtauung und Prozessumkehr

Da heute die Mehrheit der Hersteller, respektive Lieferanten ihre Wärmepumpen auf dem Prüfstand in Töss testen lassen, kann mit den Angaben vom Wärmepumpentestzentrum in Töss auch eine Aussage über die Marktanteile der Abtauarten gemacht werden. Wir beschränken uns auf die Kategorien Heissgasabtauung und Prozessumkehr. Das statistische Zahlenmaterial basiert auf den Angaben von Töss, welches im Anhang unter Tab. 13 und Tab. 14 beigefügt ist. In den Jahren von 1993 bis Anfang 2000 wurden in Töss 62 Luft-Wasser-Wärmepumpen auf dem Prüfstand getestet.

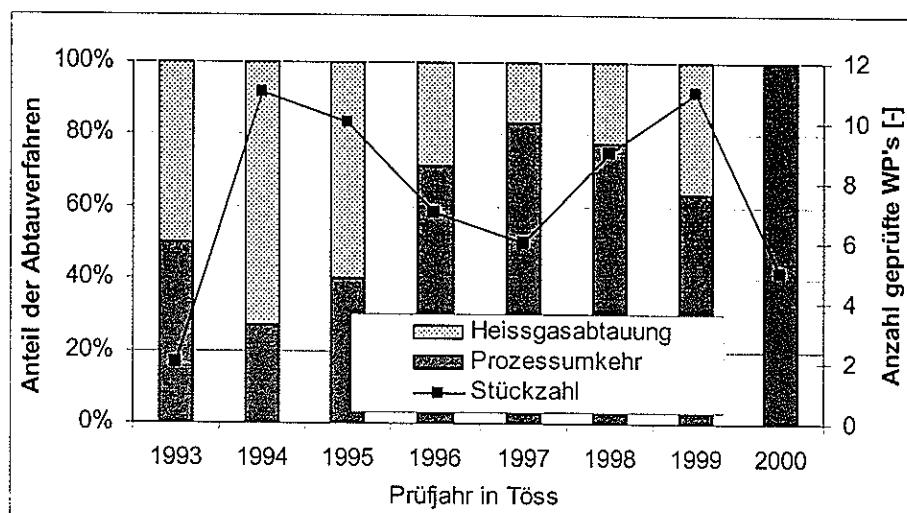


Abb. 21 Verteilung der eingesetzten Umkehrprozess- und Heissgasabtauungen, der im Wärmepumpentestzentrum Töss geprüften Wärmepumpen in den Jahren 1993 bis Anfang 2000 (vgl. Tab. 13 und Tab. 14)

Es ist anzunehmen, dass die in den letzten Jahren verkauften Wärmepumpen mehrheitlich durch diese 62 verschiedenen, geprüften Wärmepumpen vertreten werden. Das Diagramm in Abb. 21 zeigt die prozentuale Verteilung von Heissgasabtauung und Prozessumkehr von den in den letzten sieben Jahren in Töss geprüften Wärmepumpen. In dieser Zeit wurde neben diesen zwei Abtauverfahren nur eine Maschine ohne Abtausystem geprüft. Das Diagramm zeigt für die Jahre 1994 bis 2000 einen Trend Richtung Abtauung mit Umkehrprozess. Der Wert aus dem Jahr 1993 hat keine Aussagekraft, da in diesem Jahr nur gerade zwei Luft-Wasser-Wärmepumpen getestet wurden. Der Wert vom Jahr 2000 ist nur berücksichtigt bis Mitte Jahr und ist auch noch mit Vorbehalt zu beurteilen. Der Kurvenverlauf („Stückzahl“) zeigt zudem, dass die Stückzahl in den Jahren 1994 bis 1999 zwischen 5 und 11 geprüften Typen variiert hat.

<sup>17</sup> Angaben von Homepage Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS)

Zum Vergleich zeigt das Diagramm in Abb. 22 wie viele Lieferanten welches Abtausystem bevorzugen. Als Basis wurde wieder das Zahlenmaterial aus dem Tössprüfzentrum verwendet. Die Anzahl der Wärmepumpen werden für diese Statistik nicht verwendet. Lediglich die Anzahl der Lieferanten wird den beiden Abtauverfahren zugeordnet. So dominierte im Jahr 1994 unter den Lieferanten noch die Heissgasabtauung. Der Stand des letzten Jahres zeigt den gleichen Trend wie im letzten Diagramm, dass die Umkehrabtauung von mehr als zwei Drittel der Lieferanten bevorzugt wird.

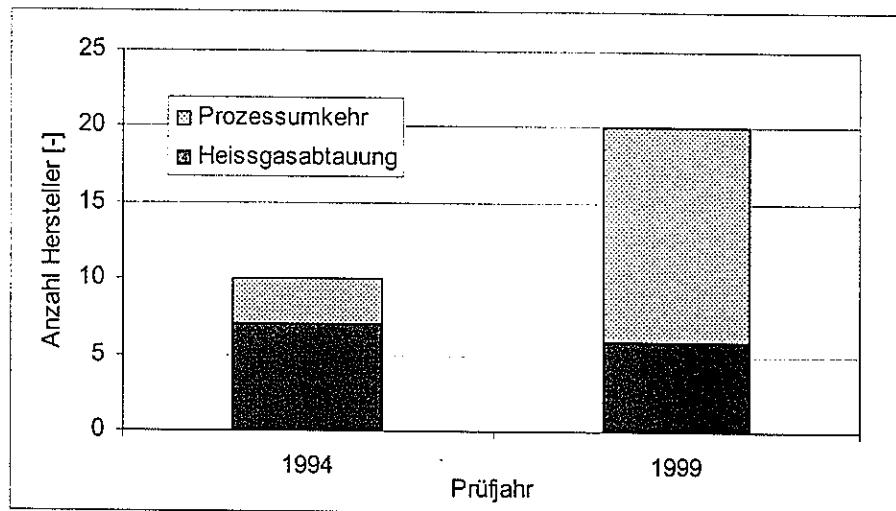


Abb. 22 Zeigt wie viele Lieferanten resp. Hersteller Heissgasabtauung und wie viele Prozessumkehr eingesetzt haben in den Jahren 1994 und 1999; Statistikmaterial Tössprüfzentrum (vgl. Tab. 13 und Tab. 14)

Die Anteile aus dem Diagramm in Abb. 21 zeigen nur einen Trend anhand von Töss. Es ist anzunehmen, dass die letzte Diagrammdarstellung mit den Anteilen von Heissgasabtauung und Prozessumkehr anhand von den Lieferanten der Realität bedeutend näher kommt. Wir sind leider nicht in der Lage, diese Anteile noch mit den Verkaufszahlen zu gewichten, da solches Zahlenmaterial, wie bereits erwähnt, nicht erhältlich ist. Seit 1998 haben acht Lieferanten die gleiche Wärmepumpentype im Programm und diese auch zusammen in Töss testen lassen. Einige von ihnen sind sehr namhafte Lieferanten mit grossen Verkaufsstückzahlen. Da diese alle der Prozessumkehr den Vorrang geben, ist davon auszugehen, dass der Anteil der neuinstallierten Wärmepumpen mit Prozessumkehr heute deutlich über 75 % liegt.

### 6.2.2 Einschaltstrategie für die Kondensatorpumpe

Die Angaben von den Typenprüfungen in Töss geben auch Auskunft über die Einschaltstrategie der Kondensatorpumpe während der Abtauung. Für die Prozessumkehr erübrigt sich eine solche Statistik, da die Umwälzpumpe immer eingeschaltet ist. Die Resultate aus dem Diagramm in Abb. 23 verdeutlichen diese Aussage. Alle der geprüften Abtauungen mit Prozessumkehr benötigen den Betrieb der Kondensatorpumpe. Anders sieht es bei der Heissgasabtauung aus. Wie im Kapitel 7 noch genauer erklärt wird, nimmt die Abtauleistung durch das Absinken des Kondensationsdruckes deutlich ab. Das Diagramm zeigt, dass ein Drittel der geprüften Bypassabtau-Wärmepumpen die Kondensatorpumpe nicht abschalten und so mit der Wärme aus dem Heizkreis das Abkühlen des Kondensators einschränken. Als Folge steht eine grössere Abtauleistung zur Verfügung und es ist mit einer kürzeren Abtauzeit zu rechnen.

Wärmepumpen mit einer tiefen Senkentemperatur bringt das Umwälzen des Heizwassers durch den Kondensator nicht mehr einen grossen Nutzen, da die Kondensationstemperatur sich schnell auf das Rücklauftemperatureniveau senkt. Bei Niedertemperaturheizungen bewegt sich diese Temperatur zwischen 25 und 30°C. Bei solchen Anlagen bringt das Nach erwärmen der Heissgase bedeutend mehr, wie unter Kapitel 7.4 noch genauer erklärt wird.

In einem solchen Fall ist zu prüfen, ob das frühzeitige Abschalten der Kondensatorpumpe gegenüber der Abtaueinleitung und der resultierende Kondensatordruckanstieg nicht einen grösseren Nutzen für die Abtauleistung bringt.

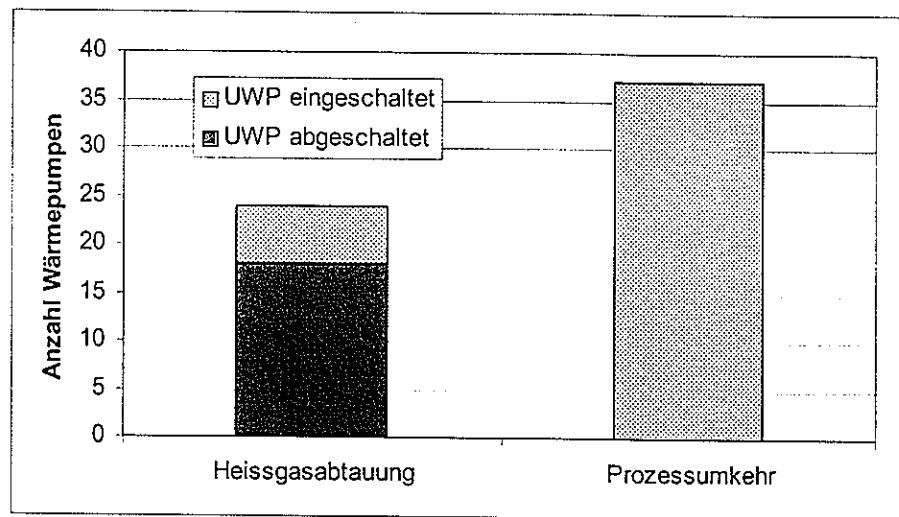


Abb. 23 Zeigt wie viele Wärmepumpen die Kondensator-Umwälzpumpe (UWP) während der Abtauung eingeschaltet oder abschalten, anhand der geprüften Wärmepumpen im Wärmepumpentestzentrum Töss in den Jahren 1993 bis Anfang 2000 (vgl. Tab. 13 und Tab. 14)

### 6.2.3 Verdichterbauart und Abtauverfahren

Bis 1996 wurden in Töss fast ausschliesslich Wärmepumpen mit Hubkolbenverdichtern getestet. Doch ab dann hat sich der Scrollverdichter stark verbreitet. Heute hält er einen dominierenden Marktanteil unter den Wärmepumpen. Das Diagramm in der Abb. 24 stellt die Anteile der verschiedenen Bauarten während den Jahren 1993 bis 2000 an den beiden Abtauverfahren dar. Das Diagramm veranschaulicht, dass Wärmepumpen mit einem Scrollverdichter meistens mit einer Prozessumkehr ausgestattet werden.

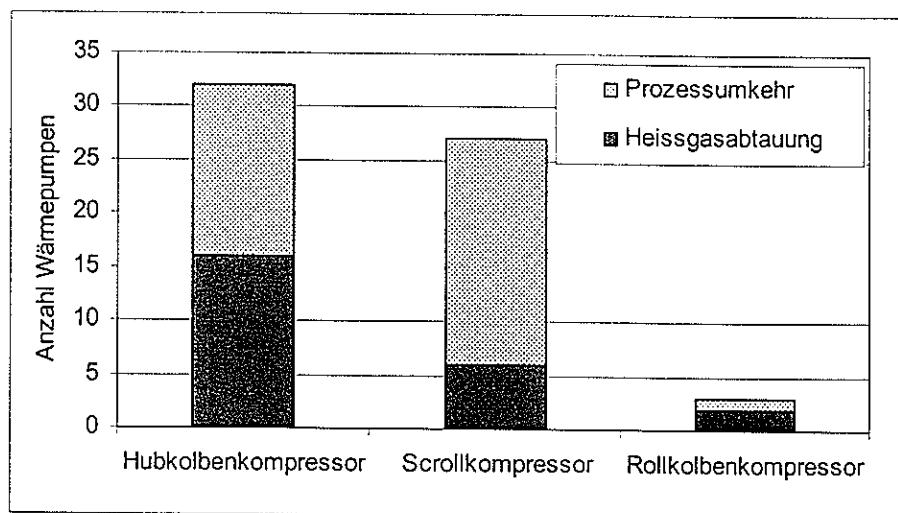


Abb. 24 Verteilung der verwendeten Verdichterbauarten, der im Wärmepumpentestzentrum Töss geprüften Wärmepumpen in den Jahren 1993 bis Anfang 2000 (vgl. Tab. 13 und Tab. 14)

## 7 Heissgasabtauung

### 7.1 Aufbau und Funktion

Die Heissgasabtauung heizt den Verdampfer mit den Heissgasen auf, welche nach dem Verdichtungsprozess aus dem Verdichter (7) austreten. Wird eine Abtauung eingeleitet, öffnet das Magnetventil in der Bypassleitung (8) welches in Abb. 25 eingezeichnet ist. Das zweite Magnetventil (4) in der Flüssiggasleitung schliesst, damit kein Kältemittel mehr durch den Kondensator strömen kann.

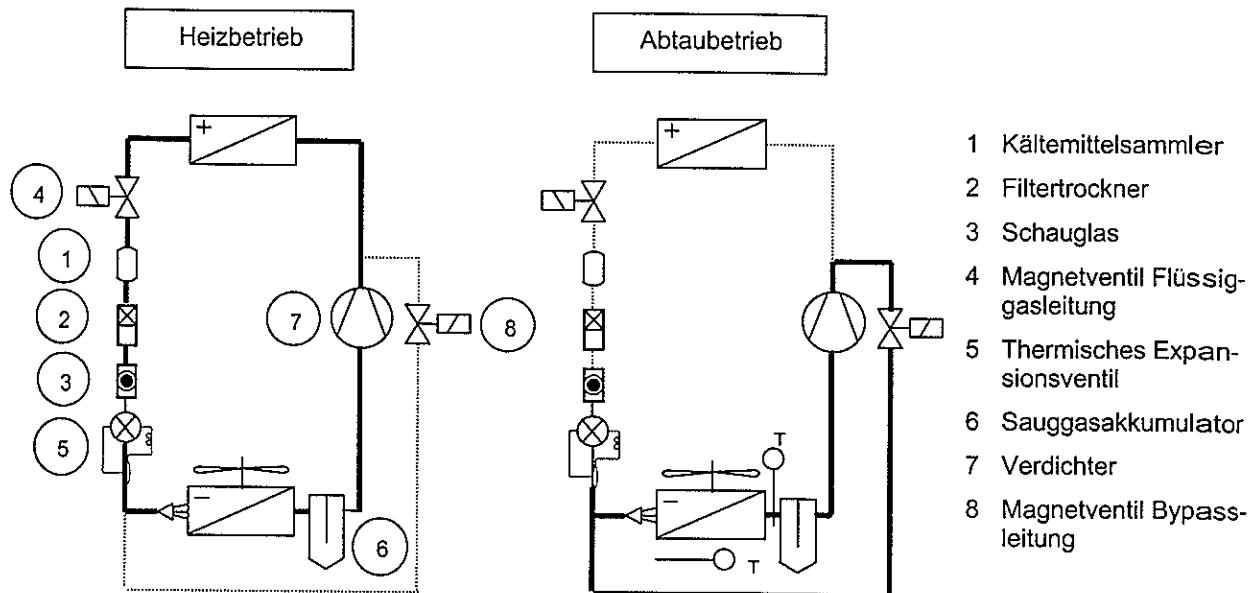


Abb. 25 Typischer Kältekreislauf einer Heissgasabtauung

Das Heissgas strömt dann durch die Heissgasleitung und tritt beim Venturikältemittelverteiler in den Verdampfer ein. Der Venturiverteiler unterteilt den Heissgasstrom in einige kleine Ströme, welche die verschiedenen Zonen des Verdampfers abtauuen sollen. Das Heissgas heizt zuerst den Verdampfer und dessen Lamellen auf und anschliessend setzt ein Wärmestrom zum Reifansatz ein, welcher diesen dann zum Schmelzen bringt. Vereinzelt kondensiert das Kältemittel im Verdampfer. Somit ist ein Saugakkumulator (6) oder ein Heissgasüberhitzer von Vorteil, damit der Verdichter nicht Kältemitteltröpfchen ansaugt. Ist das Heissgas wieder beim Verdichteransaugstutzen angekommen wird es wieder verdichtet und der Abtauvorgang wiederholt sich wie oben beschrieben. Meistens wird der Verdampfer bis die Heissgastemperatur am Verdampferaustritt einen Wert von 20 bis 30°C angenommen hat abgetaut. In Abb. 25 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 den jeweiligen Betriebszustand dar.

In Abb. 26 werden zwei Bypassabtauprozesse in je einem  $\log(p)$ -h-Diagramm dargestellt. Im linken Diagramm wird der Abtauprozess dargestellt, wie er direkt nach der Einleitung abläuft. Der Kondensator ist noch auf Betriebstemperatur, die Heissgase werden im Verdampfer gekühlt und kommen mit einer Temperatur von leicht über 0°C aus dem Verdampfer. Die elektrische Aufnahmleistung des Verdichters sinkt leicht infolge des kleineren Druckverhältnisses. Da die Abtauwärmeleistung bei einem halb- oder vollhermetischen Verdichter näherungsweise mit der elektrischen Aufnahmleistung gleichgesetzt werden kann, sinkt in diesem Fall auch die Abtauleistung. Nach dem Verdichtungsprozess wird das Kältemittel im Magnetventil oder einer speziellen Drossel gedrosselt ( $\Delta p_{ventil}$ ) und anschliessend im Verdampfer abgekühlt ( $\Delta h_{def}$ ). Im Verdampfer erfährt das Kältemittel nochmals einen Druckabfall ( $\Delta p_{evap}$ ), wie es in der linken Abbildung gezeigt wird. Der Kondensationsdruck sinkt stetig infolge der Abkühlung des Kondensators. Je tiefer dieser Druck sinkt, desto kleiner wird die elektrisch Leistungsaufnahme und

desto kleiner wird die elektrisch Leistungsaufnahme und folgedessen auch die Abtauleistung.

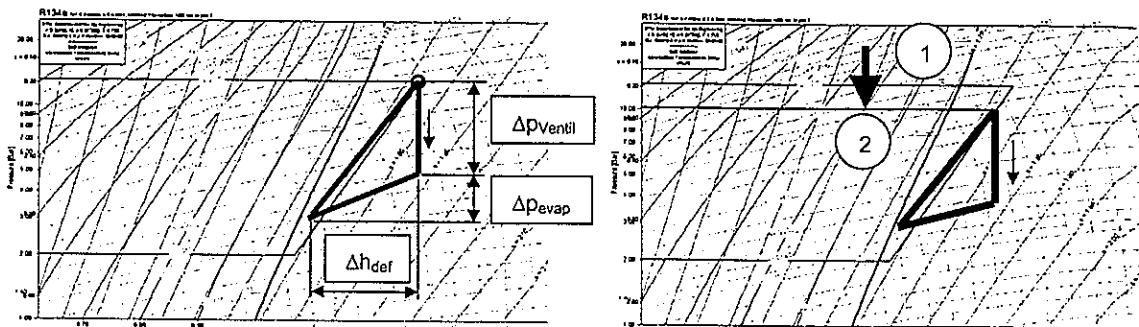


Abb. 26 Log(p)-h-Diagramm: Ausschnitt aus Heissgasabtauung: links zu Beginn der Abtauung, rechts: Kondensationsdruck sinkt stetig ab.

Im rechten Diagramm der Abb. 26 symbolisiert der Pfeil das Absinken des Kondensationsdruckes vom Punkt 1 zu Punkt 2. Je nach Abtaudauer sinkt die Kondensationstemperatur bis auf etwa 30°C. Die daraus resultierende kleinere Abtauleistung wird noch zusätzlich durch die Wärmeverluste in der Bypassleitung verkleinert. Die ungünstigen Prozessbedingungen, wie sie in der Abb. 27 dargestellt sind, können dazu führen, dass die Heissgase eine Teilkondensation im Verdampfer erfahren.

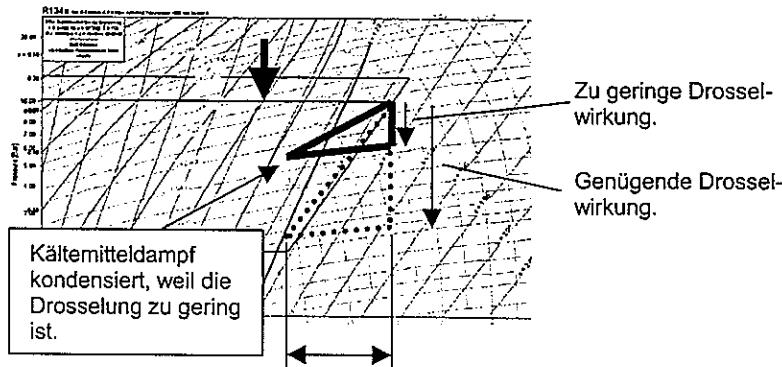


Abb. 27 Log(p)-h-Diagramm: Schlecht funktionierende Heissgasabtauung. Während Abkühlung der Heissgase kondensiert das Kältemittel teilweise.

Der gestrichelte Abtauprozess im obigen Diagramm zeigt den Unterschied zwischen einem gut funktionierenden Abtauprozess und dem teilweise im Dampfgebiet ablaufende Abtaubetrieb (dicke Linie).

## 7.2 Hubkolbenverdichter oder Scrollverdichter

In den letzten Jahren hat sich der Scrollverdichter in der Wärmepumpenbranche stark verbreitet. Dieser Verdichtertyp benötigt im Hauptabtautemperaturbereich weniger elektrische Aufnahmeleistung. Dies hat zur Folge, dass weniger Abtauleistung zur Verfügung steht. Dafür sind die Verdampfer grösser geworden und es muss eine grössere Fläche abgetaut werden. Diese beiden Entwicklungen sind gegenläufig und verursachen eine längere Abtaudauer. Abb. 28 zeigt die elektrische Leistungsaufnahme eines Hubkolbenverdichters in Abhängigkeit der Verdampfungs- und der Kondensationstemperaturen. Als Beispiel wird bei der Einleitung der Abtauung eine Kondensationstemperatur von 60°C angenommen und eine Verdampfungstemperatur von 0°C. Daraus resultiert eine elektrische Aufnahmeleistung von rund 3900 Watt, was in etwa auch der Abtauleistung entspricht. Während der Abtauung sinkt die Kondensationstemperatur auf 30°C und bei einem konstanten Druckverhältnis<sup>18</sup> der Verdampfungsdruck. Die Abtauleistung sinkt um 1000

verhältnis<sup>18</sup> der Verdampfungsdruck. Die Abtauleistung sinkt um 1000 Watt auf einen Wert von 2900 W. Dies entspricht einer Leistungseinbusse von 25 %.

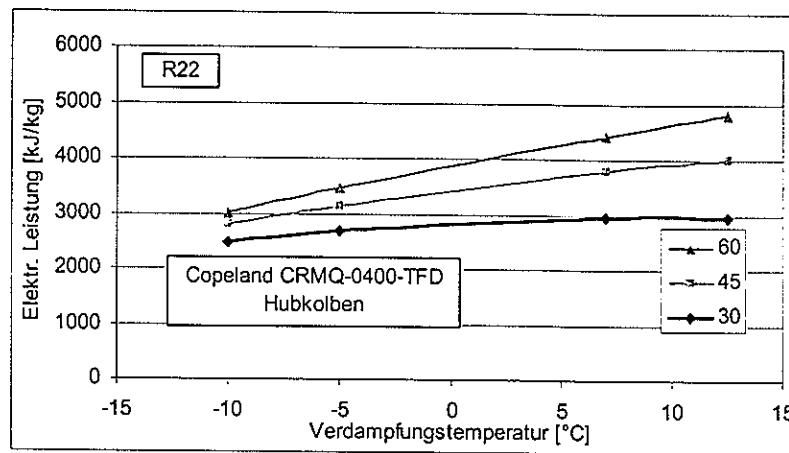


Abb. 28 Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme eines Hubkolbenverdichters (Überhitzung und Unterkühlung je 5 K); vgl. Anhang A.12 Abb. 90 (Verdichterdaten)

Der Scrollverdichter in der Abb. 29 zeigt einen anderen Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme. Diese verläuft fast unabhängig von der Verdampfungstemperatur. Die Daten dieses Typs gelten für annähernd die gleiche Heizleistung<sup>19</sup> wie diejenige des Hubkolbenverdichters. Sinkt beim Scrollverdichter während der Abtauung die Kondensation von 50°C auf 30°C, so sinkt die elektrische Leistungsaufnahme bei 0°C Verdampfungstemperatur von 3500 auf 2100 Watt, eine Einbusse von 40 %.

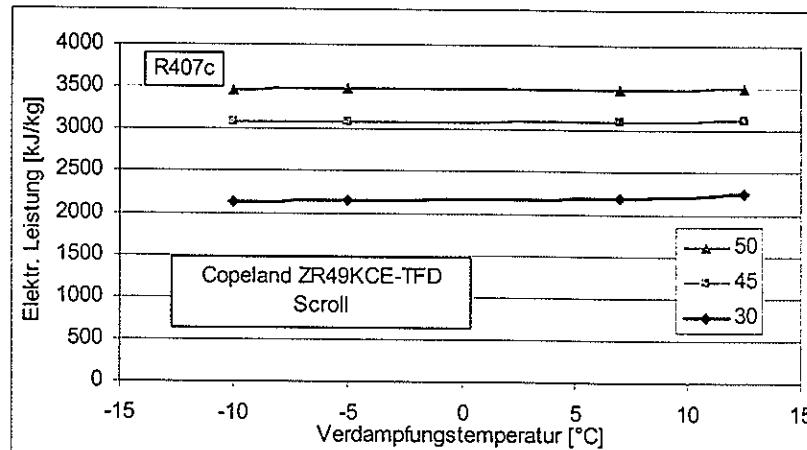


Abb. 29 Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme eines Scrollverdichters (Überhitzung und Unterkühlung je 5 K); vgl. Anhang A.12 Abb. 91 (Verdichterdaten)

Weil der Scrollverdichter eine tiefere Aufnahmleistung als der Hubkolbenverdichter hat, hat dies zur Folge, dass Heissgasabtauungen in Kombination mit einem Scrollverdichter sehr lange Abtauzeiten haben. Dies bringt mit sich, dass die Wärmepumpe grösser dimensioniert werden muss. Da diese durch die längeren Abtauzeiten in einer kürzeren Zeitspanne die gleiche Wärmemenge produzieren muss. Folglich resultieren höhere Investitionskosten. Oberhalb von 5°C wird die grössere Heizleistung kurze Laufzeiten aufweisen, was grosse Anfahrverluste zur Folge hat. Aus diesem Grund sind einige Hersteller der Meinung, dass in Verbindung mit einer Heissgasabtauung nur ein Hubkolbenverdichter mit einer grösseren Aufnahmleistung in Frage kommt.

<sup>18</sup> Die Heissgas-Bypassabtauung ist ein reiner Heissgaskreislauf. In einem Heissgaskreislauf sinkt der Verdampfungsdruck bei einem konstanten Druckverhältnis gleichzeitig mit dem Kondensationsdruck ab.

<sup>19</sup> Heizleistung bei  $t_{cond}=45^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{evap}=-10^{\circ}\text{C}$ : Hubkolben = 8950 W und Scroll = 9370 W

An dieser Stelle sollte als Gegenargument erwähnt werden, dass die grösste Vereisung des Verdampfers im Temperaturbereich von etwa 5 bis  $-5^{\circ}\text{C}$  stattfindet. Darunter muss nicht mehr häufig abgetaut werden. Eine monovalent betriebene Luft-Wasser-Wärmepumpe wird aber auf Aussentemperaturen von  $-10$  bis  $-15^{\circ}\text{C}$  ausgelegt. Das heisst wiederum, dass die Wärmepumpe im Hauptabtaubereich genügend Heizleistungsreserven aufweist. Diese muss somit wegen den langen Abtauzeiten der Heissgasabtauung nicht grösser dimensioniert werden,. Eine Notheizung bietet zudem Gewähr, dass auch im Abtaubereich genügend Heizleistung zur Verfügung steht.

### 7.3 Verbesserung der Heissgasabtauung

Die obigen Ausführungen über die Probleme bei der Heissgasabtauung zeigen, dass die grösste Abtauleistung beim Erreichen folgender Punkte erzielt wird:

- Hochhalten der Kondensationstemperatur
- Grosser Druckabfall in der Bypassleitung (grosses Druckverhältnis)
- Kleine Wärmeverluste in der Bypassleitung
- Abtauprozess soll ausschliesslich in der Gasphase ablaufen (Kann mit Druckverhältnis gesteuert werden)

Die Verminderung der Abtauleistung ist hauptsächlich von der Kondensationstemperatur abhängig, wie die Abb. 28 und Abb. 29 zeigen. Ein genügender Druckabfall zwischen dem Verdichteraustritt und dem Verdampfereintritt ist demgegenüber hauptverantwortlich, dass im Verdampfer das Kältemittel nicht teilkondensiert wird.

#### 7.3.1 Hochhalten der Kondensationstemperatur

Wie das Diagramm der Abb. 23 zeigt, wird bei sieben von 24 Heissgasabtauungen die Kondensatorpumpe während der Abtauung eingeschalten gelassen. Die Wasseraustrittstemperatur senkt sich allmählich auf das Niveau der Wassereintrittstemperatur. Der Kondensationsdruck sinkt auf ein Niveau, welches etwa der Wassereintrittstemperatur, respektive der Rücklauftemperatur der Heizungsanlage entspricht. Sinkt beispielsweise der Druck in der Bypassleitung, strömt da ein Druckgefälle vorhanden ist Kältemittel aus dem Kondensator in die Bypassleitung,. Ein Teil des flüssigen Kältemittels beginnt wieder zu verdampfen, bis der Druck im Kondensator wieder dem Kondensationsdruck bei der Rücklauftemperatur entspricht. Wird nun die Kondensatorpumpe abgeschaltet, kühlst der Kondensator ab und der Kondensatordruck sinkt deutlich ab auf ein Kondensationsniveau, welches der Umgebungstemperatur entspricht.

Auf Grund dieses thermodynamischen Umstandes, gilt dass der Kondensator möglichst eine hohe Temperatur haben sollte während der Abtauung. Dies hat zur Folge, dass die elektrische Aufnahmeleistung des Verdichters ansteigt und damit gleichzeitig die Abtauleistung. Die Abtaudauer kann so verkürzt werden.

#### 7.3.2 Drosselung der Heissgase

Die gängigen Abtauschaltungen drosseln die Heissgase nach dem Verdampfer nur im Magnetventil, in der Bypassleitung und im Abzweigstück vor dem Verdampfer. Für eine einwandfreie Funktion der Heissgasabtauung ist es aber zwingend, dass eine genügende Drosselung der Heissgase vorhanden ist. Ist diese zu gering, kann es vorkommen, dass die Heissgase im Verdampfer bis zum Sättigungspunkt abgekühlt werden. Da das Kältemittel aber immer noch eine Temperatur von zum Beispiel  $10^{\circ}\text{C}$  aufweist, ist immer noch ein Wärmefluss zum nullgrädigen Eis möglich und die restliche Wärme wird dem Kältemittel in Form der Kondensationswärme entzogen. Die Folge daraus ist, dass eine Teilkondensation des Kältemittels stattfindet. Aus diesem Grund ist anzustreben, dass das Heissgas auf einen Druck gedrosselt werden kann, welcher dem Verdampfungsdruck bei etwa  $0^{\circ}\text{C}$  entspricht. Um dies zu gewährleisten, sollte ein Druckregler in die Bypassleitung eingebaut

werden. Dieser hält dann einen eingestellten Ausgangsdruck unabhängig vom Eingangsdruck.

#### 7.4 Nacherwärmung der Heissgase mit einer Widerstandsheizung

Wie bereits erwähnt, kann bei der Heissgasabtauung die elektrische Aufnahmleistung annähernd mit der Abtauleistung gleichgesetzt werden. Somit wird die Leistungszahl durch eine elektrische Nachheizung der Heissgase nicht verschlechtert. Die Abtaudauer kann aber deutlich verkürzt werden. An der Fachhochschule Karlsruhe wurden Messungen an einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Heissgasabtauung und einer elektrischen Widerstandsheizung gemacht. J. Reichelt [19] hat Messungen an einer Wärmepumpe mit einer Schaltung, wie sie in der Abb. 30 dargestellt ist durchgeführt. Die Widerstandsheizung kann nach Auffassung von Reichelt vor oder nach dem Verdichter platziert werden. Seine Messungen wurden mit einer Widerstandsheizung in der Bypassleitung durchgeführt. Es ist sinnvoll diese möglichst nahe am Verdampfereintritt zu platzieren, da sonst ein Teil der zusätzlich zugeführten Wärme bereits in der Bypassleitung durch Verluste verloren geht.

Es muss aber darauf geachtet werden, dass die Temperatur der Heizeinrichtung die Temperatur von 120°C nicht überschreitet, weil sonst Öl- oder Kältemittelveränderungen verursacht werden können.

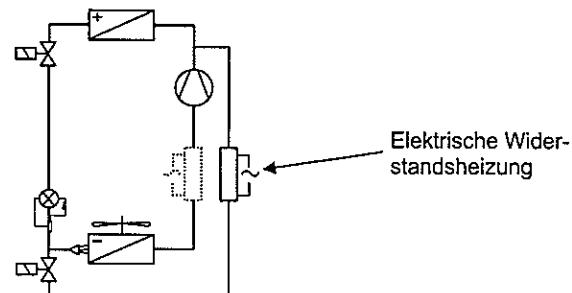


Abb. 30 Kältekreislauf mit Heissgasabtauung und einer elektrischen Widerstandsheizung auf der Hochdruck- oder Niederdruckseite.

Abb. 31 zeigt die benötigte elektrische Energie für einen Abtauzyklus bei einer Außenlufttemperatur von 2°C und einer Heizwasservorlauftemperatur von 35°C. Die Untersuchungen von Reichelt hat gezeigt, dass mit verschiedenen grossen Heizelementen mit elektrischen Leistungen von 250 bis 2000 Watt der gesamte elektrische Energiebedarf für eine Abtauung minimal grösser ist.

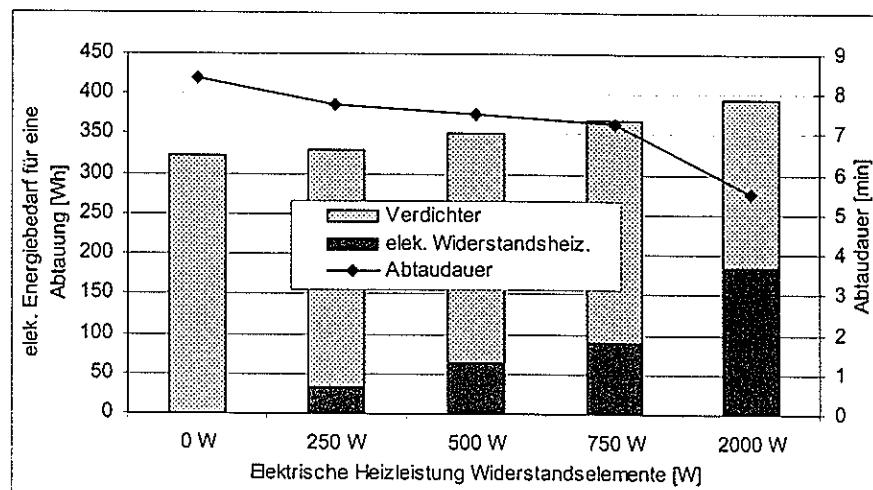


Abb. 31 Dauer der Abtauung und elektrischer Energiebedarf bei verschiedenen starken Heizelementen in der Bypassleitung; bei L2W35 [19]

Vergleicht man eine Heissgasabtauung mit einer elektrischen Zusatzheizung von 2000 Watt mit einer ohne Zusatzheizung, so beträgt der Mehrenergiebedarf für einen Abtauzyklus ca. 20 %. Die Abtaudauer reduziert sich jedoch von 8.5 auf 5.5 Minuten, also um gut 35 %. Reichelt stellte weiter fest, dass die Leistungszahlen bei Heizwassertemperaturen von 55°C mit und ohne Zusatzheizung (750 Watt) fast identisch ausfallen. Bei Heizwassertemperaturen von 35°C ist die Leistungszahl mit der Zusatzheizung bei Aussenlufttemperaturen von 7°C um etwa 0.04 Leistungspunkte besser, bei -10°C um 0.03 Leistungspunkte schlechter. Somit kann abschliessend gesagt werden, dass mit einer Widerstandsheizung von einer mittleren Leistung die Abtaudauer in diesem Beispiel von 8.5 auf 7 Minuten verkürzt werden kann ohne merkliche Veränderung der Leistungszahl.

## 8 Prozessumkehr

### 8.1 Aufbau und Funktion

Bei der Prozessumkehr wird der Kältekreislauf umgekehrt. Die verdichteten Heissgase nach dem Verdichter werden dem bereiften Verdampfer zugeführt und kondensieren dort. Dadurch wird im Verdampfer genügend Wärme freigesetzt, um diesen abzutauen. Das verflüssigte Kältemittel wird dann in einem separaten Ventil gedrosselt (meistens ein thermostatisches Expansionsventil) und geht in den Kondensator. Dort wird das Kältemittel mit der Wärme vom Heizkreislauf verdampft. Anschliessend wird dieses vom Verdichter wieder angesaugt und verdichtet. Damit die Richtung des Kältekreislaufes gekehrt werden kann, wird zwischen dem Kondensator und dem Verdampfer ein Vierweg-Umschaltventil eingebaut, welches wiederum mit dem Ansaug- und Austrittsstutzen des Verdichters gekoppelt ist. Die Abb. 32 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Wärmepumpe mit Prozessumkehr. Auf der linken Seite ist der Kältemittelumlauf mit einer dicken, schwarzen Linie gekennzeichnet. Die dünn, gestrichelten Linien sind die Umgehungsstrecken für den Abtaubetrieb. Im rechten Prinzipschema zirkuliert zum einen das Kältemittel im Uhrzeigersinn durch den Kreislauf und zum anderen strömt das Kältemittel durch die Umgehungsstrecken. Dadurch wird das thermostatische Expansionsventil (6) umgangen. Dafür wird im Abtaubetrieb zum entspannen des Kältemittels ein Drosselventil benötigt. In den meisten Fällen wird ein thermostatisches Expansionsventil (1) verwendet, wie auch in diesem Beispiel eingezeichnet ist.

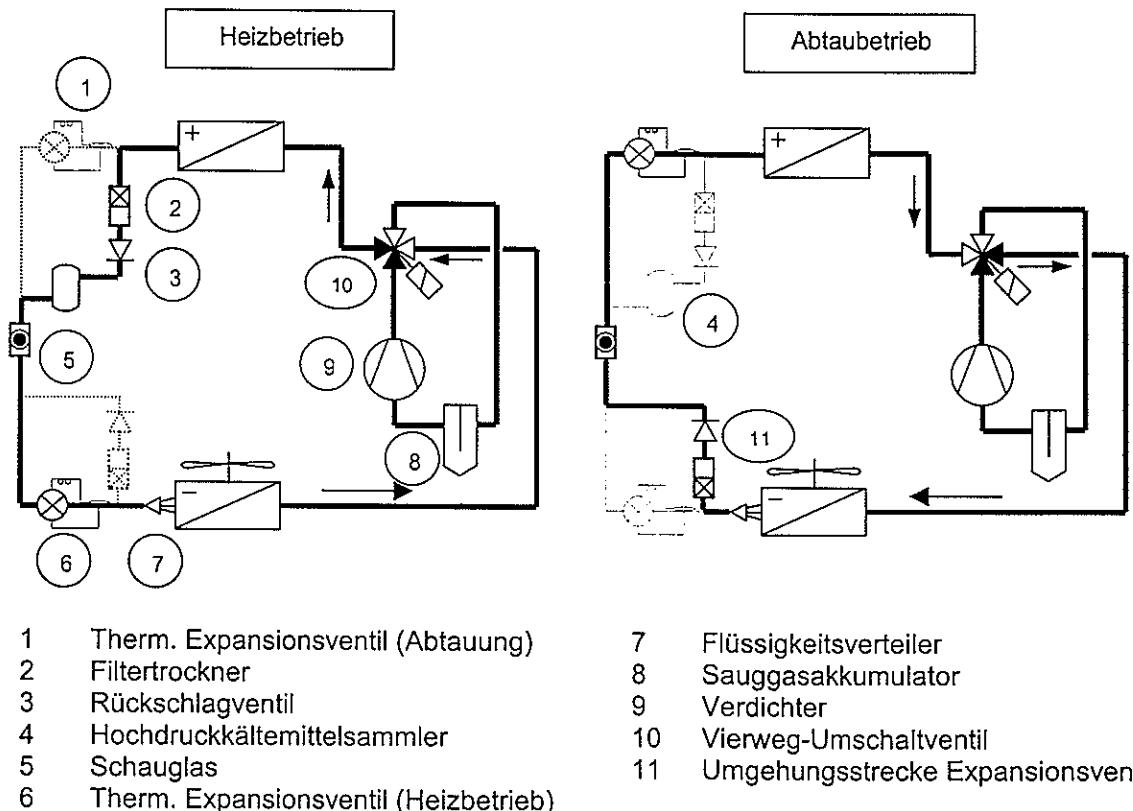


Abb. 32 Typischer Kältekreislauf einer Prozessumkehr

Es ist ratsam ein Sauggasakkumulator (8) vor dem Verdichter zu platzieren, da nach dem Abtaubetrieb noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer ist. Der Kältemittelsammler (4) befindet sich im Heizkreislauf und ist während dem Abtaubetrieb wirkungslos. Die Umgehungsstrecken werden mit je einem Rückschlagventil abgesperrt, dass das entsprechende Teilstück nur im Heizbetrieb, respektive im Abtaubetrieb durchströmt wird.

Wenn die Prozessumkehr umschaltet, wechselt innerhalb kurzer Zeit die Kältemittelrichtung im Kältekreislauf und demzufolge auch die Druckniveaus. Dadurch steigt zum Beispiel bei R22 der Druck im Verdampfer rasch von 3 bar auf 20 bar an. Die Kondensations- und Verdampfungstemperaturen ändern sich demzufolge auch. Im obigen Fall steigt die Temperatur im Verdampfer von  $-10^{\circ}\text{C}$  auf  $40^{\circ}\text{C}$ . Im Kondensator sinkt die Kondensationstemperatur von etwa  $55^{\circ}\text{C}$  auf eine Verdampfungstemperatur von rund  $25 - 35^{\circ}\text{C}$ , je nach Rücklauftemperatur vom Heizkreis.

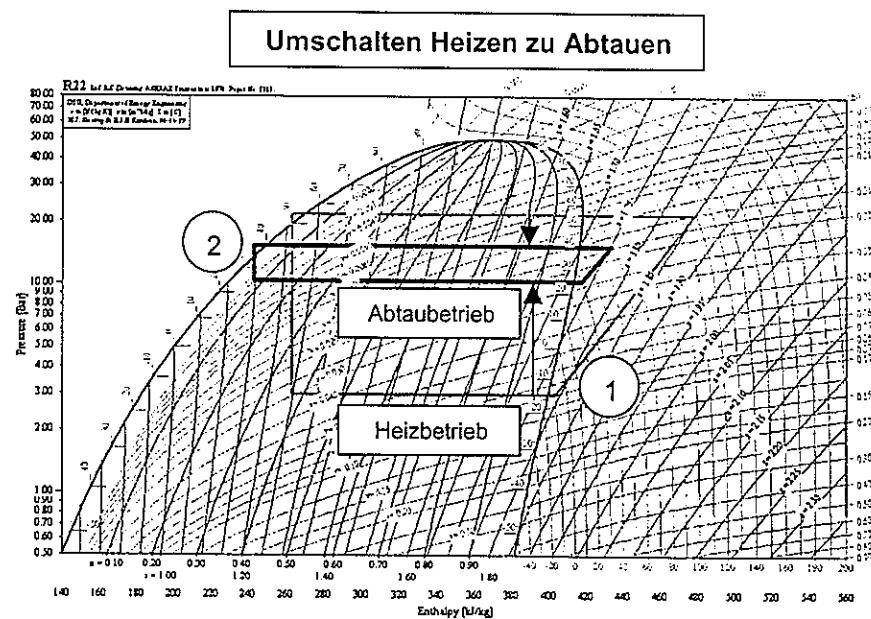


Abb. 33 Log(p)-h-Diagramm für R22 beim Umschalten von Heizbetrieb auf Prozessumkehr

Die Abb. 33 zeigt im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm einen Heizkältekreisprozess (1) bei Aussenluftbedingungen um  $0^{\circ}\text{C}$ . In dem Moment, in welchem von Heizen auf Abtauen geschaltet wird, beginnt im Kondensator das Kältemittel bei hohen Temperaturen von etwa  $25 - 35^{\circ}\text{C}$  zu verdampfen. Die Pfeile im Diagramm zeigen, wie der Verdampfungsdruck ansteigt und gleichzeitig werden zu Beginn der Abtauung die Heissgase nach der Verdichtung im Verdampfer stark abgekühlt und dieser dafür aufgeheizt.

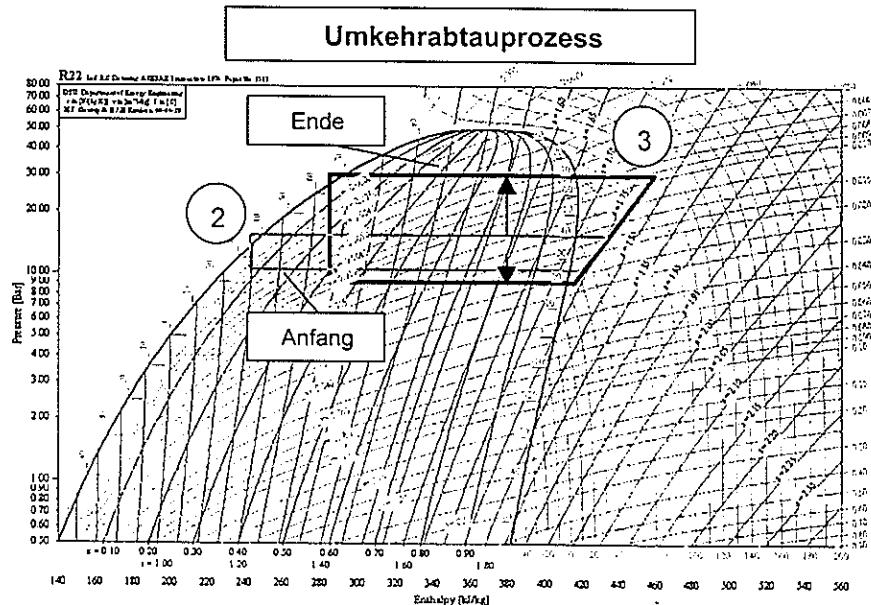


Abb. 34 Log(p)-h-Diagramm für R22 am Anfang und am Ende einer Prozessumkehr

Mit zunehmender Temperatur des Verdampfers steigt der Kondensationsdruck wieder an und somit das Druckverhältnis des Abtauprozesses. Abb. 34 zeigt in einem logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm für R22 die zweite Phase der Abtauung. Der Kältekreisprozess am Anfang der Abtauung (2) korrespondiert mit demjenigen im obigen Diagramm. Die beiden Pfeile stellen dar, wie der Verdampfungsdruck infolge des Absinkens der Rücklauftemperatur leicht sinkt. Der Kondensationsdruck steigt dafür während der Abtauung deutlich an, wie der Kreisprozess (3) zeigt. Es besteht die Gefahr, dass die beschriebenen Temperatur- und Drucksprünge die Lebensdauer der Komponenten verkürzen, insbesondere diejenige des Verdampfers.

## 8.2 Verlauf der Aufnahmleistung im Vergleich mit demjenigen der Heissgasabtauung

An der Fachhochschule Karlsruhe wurden durch J. Reichelt [19] Messungen an zwei Wärmepumpen des selben Typs mit einer Umkehrabtauung und mit einer Heissgasabtauung durchgeführt. Das Diagramm in der Abb. 35 zeigt die Resultate aus diesen Messungen. Beide Abtauverfahren beginnen beim Zeitpunkt 0 abzutauen. Die elektrische Aufnahmleistung der Heissgasabtauung sinkt, in diesem Fall um etwa 10 % während der Abtauung ab. Während die Prozessumkehr von 2500 auf 1500 Watt Aufnahmleistung absinkt. Dies entspricht einer Reduktion von 40 %. Dies ist darauf zurückzuführen, dass wie unter Kap. 8.1 beschrieben, die Verdampfungstemperatur auf etwa 25 – 35°C ansteigt und die Kondensationstemperatur anfänglich infolge des kalten Verdampfers tief ist.

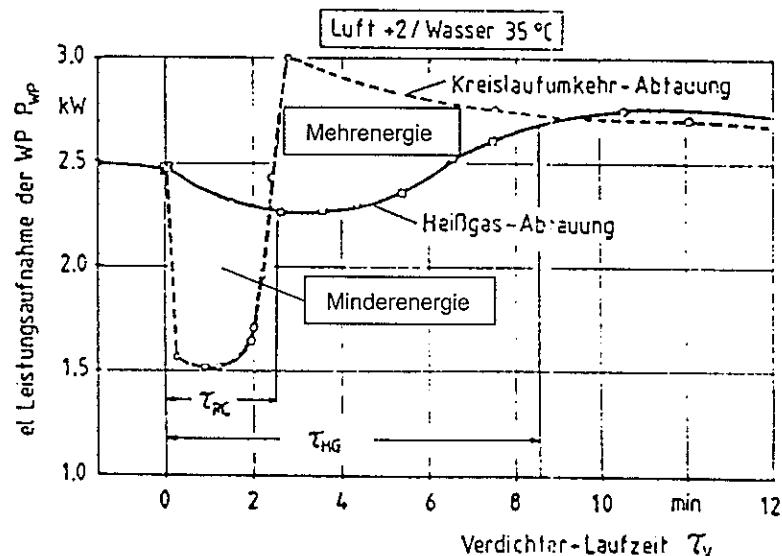


Abb. 35 Leistungsaufnahme der Prozessumkehr im Vergleich mit der Heissgasabtauung [19]

Nachdem die Eisschicht abgetaut ist, geht Wärme an die Umgebung und der Verdampfer wird aufgeheizt. Als Folge steigt gegen Ende der Prozessumkehr die Aufnahmleistung deutlich an bis die Abtauung beendet wird. Danach steigt die elektrische Leistungsaufnahme schlagartig bis auf 3000 Watt an und beginnt dann langsam zu sinken, bis diese nach rund 8 Minuten etwa wieder die gleiche Leistung benötigt, wie die Heissgasabtauung.

Vergleicht man nun die beiden Verläufe der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr, fällt auf, dass die Prozessumkehr nach der Beendigung der Abtauung mehr Energie konsumiert. Der Grund dafür ist vermutlich, dass beim Umschalten vom Abtau- in den Heizbetrieb der Kondensator zuerst wieder aufgeheizt werden muss und zudem noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer vorhanden ist, welches zuerst verdampft werden muss. Dieser Mehrenergieanteil, wie er in der Abb. 35 dargestellt ist, entspricht etwa dem Minderenergieanteil, welchen die Umkehrprozess während dem Abtaubetrieb gegenüber der Heissgasabtauung einspart. Während der Zeitdauer vom Beenden der Abtauung bis zum Zeit-

punkt, bei welchem die Wärmepumpe wieder normale Betriebsbedingungen erfährt, produziert die Wärmepumpe weniger Heizwärme. Dies hat zur Folge, dass Wärmepumpen mit Prozessumkehr im Heizbetrieb leicht längere Laufzeiten aufweisen als diejenigen mit einer Heissgasabtauung. Dies, da Wärmepumpen mit Heissgasabtauung schneller wieder den normalen Heizbetrieb einnehmen. Dies kann damit begründet werden, dass bei der Heissgasabtauung nach dem Schliessen des Magnetventils in der Bypassleitung, die Heissgase sofort wieder in den Kondensator geschickt werden und bei einer korrekt ausgeführten Heissgasabtauung kein flüssiges Kältemittel im Verdampfer vorhanden ist. Bei der Prozessumkehr muss im Gegensatz zur Heissgasabtauung, wie vorhin bereits beschrieben, zusätzlich nicht verdampftes Kältemittel aus dem Verdampfer gesaugt werden. Für diesen Vorgang schliesst das Expansionsventil und der Verdampfungsdruck sinkt.

### 8.3 Indirekte, elektrische Energieaufwände

Das Vierweg-Umschaltventil für die Umkehrung des Kältekreisprozesses verursacht während dem Heizbetrieb zusätzliche, elektrische Energieaufwendungen. Diese Aufwände werden „Indirekte Abtauenergieaufwände“ genannt und werden durch folgende Faktoren verursacht:

- Druckverlust
- Leckage
- Wärmeentnahme auf der Senkenseite während der Abtauung

Die strömungstechnisch ungünstige Bauweise der Vierwegventile verursacht bei Kältemittelgeschwindigkeiten von etwa 8 – 12 m/s erhebliche Druckverluste über dem Ventil. Vor allem auf der Hochdruckseite entstehen grosse Druckverluste. Somit saugt der Verdichter bei einem tieferen Verdampfungsdruck an und verdichtet das Heissgas auf ein höheres Druckniveau. Das grössere Druckverhältnis verursacht eine grössere spezifische Aufnahmefähigkeit des Verdichters, während der Liefergrad und der geförderte Massenstrom abnehmen. Durch den verminderten Kältemittelmassenstrom resultiert eine kleinere Heizleistung, und die Wärmepumpe benötigt längere Laufzeiten für das Produzieren der benötigten Heizwärme.

Von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite des Vierwegventils entsteht infolge der grossen Druckdifferenz und der einfachen Konstruktionsweise des Ventils zusätzlich ein Leckagevolumenstrom. Somit strömt verdichtetes Heissgas von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite und vermischt sich mit demjenigen Kältemittel, welches vom Verdampfer kommt. Der Enthalpiegehalt des mit Heissgas vermischten Kältemittels nimmt zu. Folglich wird das Kältemittel mit einer höheren Temperatur angesaugt und es entsteht eine höhere Verdichtungsendtemperatur. Durch den reduzierten Kältemittelmassenstrom über den Kondensator resultiert eine kleinere Heizleistung. Diese Tatsache führt, wie beim grösseren Druckverlust zu längeren Laufzeiten der Wärmepumpe.

Durch das Umkehren des Kältekreislaufes bei der Prozessumkehr wird während der Abtauphase für das Verdampfen des Kältemittels Wärme benötigt. Diese wird aus dem Heizkreis geholt. Die Kondensatorpumpe sollte während der Abtauung in Betrieb bleiben. Die entzogene Wärme muss während dem Heizbetrieb wieder produziert und ins Heiznetz zurückgeschickt werden. Auch dieser Umstand führt zu längeren Heizlaufzeiten einer Wärmepumpe mit Umkehrabtauung.

#### 8.4 Vierweg-Umkehrventil

Die bei Luft-Wasserwärmepumpen verwendeten Vierweg-Umkehrventile weisen alle eine gleiche oder ähnliche Bauart auf, wie die Abb. 36 zeigt. Die Ventile sind mit einem Pilotventil ausgerüstet und schalten so den eigentlichen Schieber (6) mit der Druckdifferenz zwischen der Hoch- und Niederdruckseite. Auf der linken Seite ist eines der gängigsten Vierwegventile abgebildet. Das verdichtete Kältemittel strömt im Heizbetrieb vom Verdichteraustritt über den Eintrittsstutzen (1) ins Umkehrventil und strömt über den Gasraum (7) durch ein Loch in den Austrittsstutzen (2) und von dort zum Kondensator. Das vom Verdampfer kommende Kältemittel tritt über den Eintrittsstutzen (4) in das Umkehrventil ein, und wird umgelenkt auf den Austrittsstutzen (3) und von dort zurück zum Verdichteransaug. Beim Einleiten der Abtauung wird das Magnet vom Pilotventil erregt und schaltet. Über die Kapillarleitungen (5) wird mittels der Druckdifferenz, welche über dem Ventil herrscht, der Schieber (6) verschoben und der Stutzen (1) wird neu mit dem Stutzen (4) verbunden. So strömen die Heissgase direkt zum Verdampfer und nicht wie im Heizbetrieb zum Kondensator.

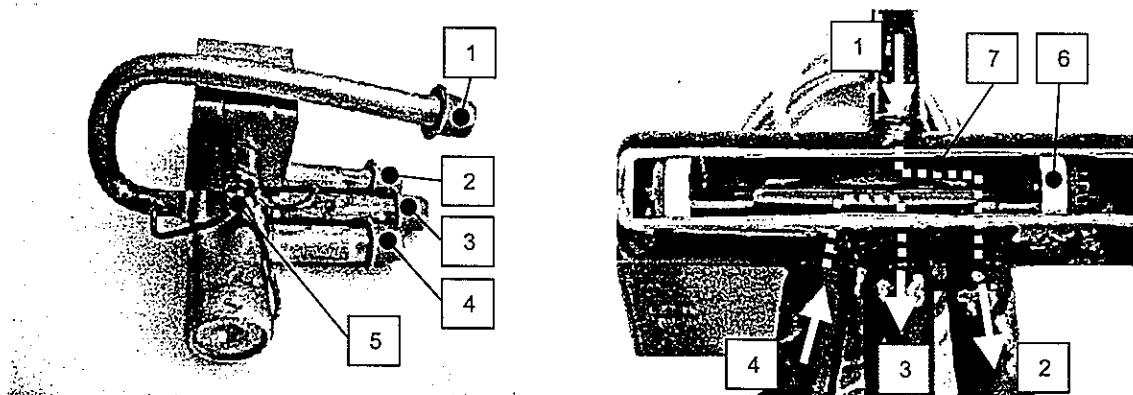


Abb. 36 Linkes Bild: Ranco Umkehr-Vierwegventil V1-15; rechtes Bild: Schnittmodell eines Vierwegventils

Die sehr einfache, kostengünstige Bauweise dieses Vierweg-Umkehrventils bringt mit sich, dass das Ventil infolge der nicht strömungsgünstigen Konstruktion Druckverluste aufweist. Zusätzlich strömt Kältemittel von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite und verringert so den zum Kondensator führenden Kältemittelmassenstrom (Leckage).

Ein Umkehrventil mittlerer Leistung wird im Rahmen dieser ersten Phase auf einem Prüfstand auf Druckverlust und Leckage ausgemessen. Die Resultate aus diesen Messungen werden im Kapitel 9.6.1 vorgestellt und für die Berechnungen benötigt.

Die selben Vierwegventile werden für Kompaktklimageräte mit Heiz- und Kühlbetrieb eingesetzt und für Wärmepumpen mit Heiz- und Kühlbetrieb verwendet. Die Funktion des Vierweg-Umschaltventils kann durch vier Magnetventile ersetzt werden. Diese Alternative weist einerseits weniger Druckverlust auf und andererseits wird die Leckage vermieden. Dafür ist die Realisierung teurer.

## 9 Berechnen des Abtauenergieaufwandes

In diesem Kapitel werden die Abtauenergieaufwände für die beiden gebräuchlichen Abtau-Prozesse Heissgasabtauung und Prozessumkehr berechnet und verglichen. Für die Berechnungen wurden einige Annahmen getroffen, welche erst mit den Tössmessdaten bestätigt werden können. Auf diese wird später noch genauer eingegangen. Unseres Wissens wurden bis heute keine Zahlen publiziert, welche die beiden Abtauprozesse energetisch bewerten. Aufgrund unserer Berechnungen können wir erste Voraussagen machen und diese später anhand von den Auswertungen von den Tössdaten vergleichen. Durch eine Parametervariation können wir den Einfluss der verschiedenen Größen feststellen. Die Berechnungen im Kapitel 9 bilden die Basis für die Auswertungen in der zweiten Phase, doch dieser Algorithmus muss noch auf die Inputgrößen von den Tössmessungen angepasst werden. Auf diese Auswertungen wird im Kapitel 10 genauer eingegangen.

### 9.1 Zielsetzung

In den nachfolgenden Kapiteln wird ein Algorithmus für die Ermittlung der produzierten Eismenge während einem Heizzyklus entwickelt. Im weiteren interessieren uns die benötigten Energieaufwände für das Abtauen des Eisansatzes (direkter Energieaufwand) und die zusätzlichen Energieverluste (indirekte Energieaufwände), welche durch die benötigten Abtaukomponenten im Kältekreislauf verursacht werden. Diese Verluste werden speziell bei der Prozessumkehr durch die Druckverluste und die Leckage des Vierweg-Umkehrventils im Heizbetrieb verursacht. Die Umkehrung des Kältekreislaufes für die Abtauung zieht während der Abtauung Wärme aus dem Heizkreis. Dies hat zur Folge, dass im nächsten Heizzyklus diese Wärme wieder produziert und dem Heizkreis zugeführt werden muss. Bei der Heissgasabtauung sind diese indirekten Abtauverluste vernachlässigbar. Kennen wir diese Anteile, sind wir in der Lage, die beiden gebräuchlichen Abtauprozesse zu vergleichen und zu bewerten. Wir können mit den erhaltenen Werten den spezifischen Abtauenergieaufwand „e“ berechnen, welcher aussagt, wie viel elektrische Energie benötigt wird um ein Kilogramm Eis abzutauen. Für diese Berechnungen müssen wir einen Abtauwirkungsgrad<sup>20</sup> annehmen, da die Literatur keine solche Werte nennt. In der zweiten Phase möchten wir aber diesen Abtauwirkungsgrad aus den Messdaten von Töss ermitteln und so feststellen, ob es Unterschiede gibt. Sind solche vorhanden, können vielleicht Erkenntnisse daraus abgeleitet werden.

### 9.2 Methodik

In einem ersten Schritt werden die Eckpunkte im Kältekreislauf anhand der Randbedingungen berechnet. Das Verhalten des Verdichters wird in Abhängigkeit des Druckverhältnisses aus Herstellerangaben approximiert. So kann für verschiedene Kompressorbauarten und Kältemittel die elektrische Leistungsaufnahme, sowie der Kältemittelmassenstrom anhand des Liefergrades und des theoretischen Ansaugvolumens des Verdichters berechnet werden.

Mit der Theorie der feuchten Luft werden die Eintrittskonditionen ermittelt. Die Eintrittsfeuchtigkeit wird mit dem gleichen Ansatz, wie er für die Typenprüfung in Töss verwendet wird berechnet. Die Austrittsbedingungen werden über die Entzugsenthalpie aus der Luft berechnet. Im Fall von Kondensatausscheidung wird eine relative Luftfeuchtigkeit von 95 % in der Austrittsluft angenommen, da im Austritt erfahrungsgemäß nicht 100 % rel. Luftfeuchtigkeit zu erwarten ist. So ist der Austrittszustand nach dem Verdampfer definiert. Für die nachfolgenden Berechnungen wird mit einem Normluftvolumenstrom gerechnet. In der Realität sinkt dieser infolge des Anstieges des Druckverlustes über den Verdampfer mit zunehmender Vereisung. Da wir aber keine Relation zwischen der Eismenge und dem Druckverlust kennen, idealisieren wir den Luftvolumenstrom als konstant.

<sup>20</sup> Def. Abtauwirkungsgrad: Verhältnis zwischen der zum Schmelzen des Eises benötigten Schmelzwärme und der zugeführten Abtauwärme

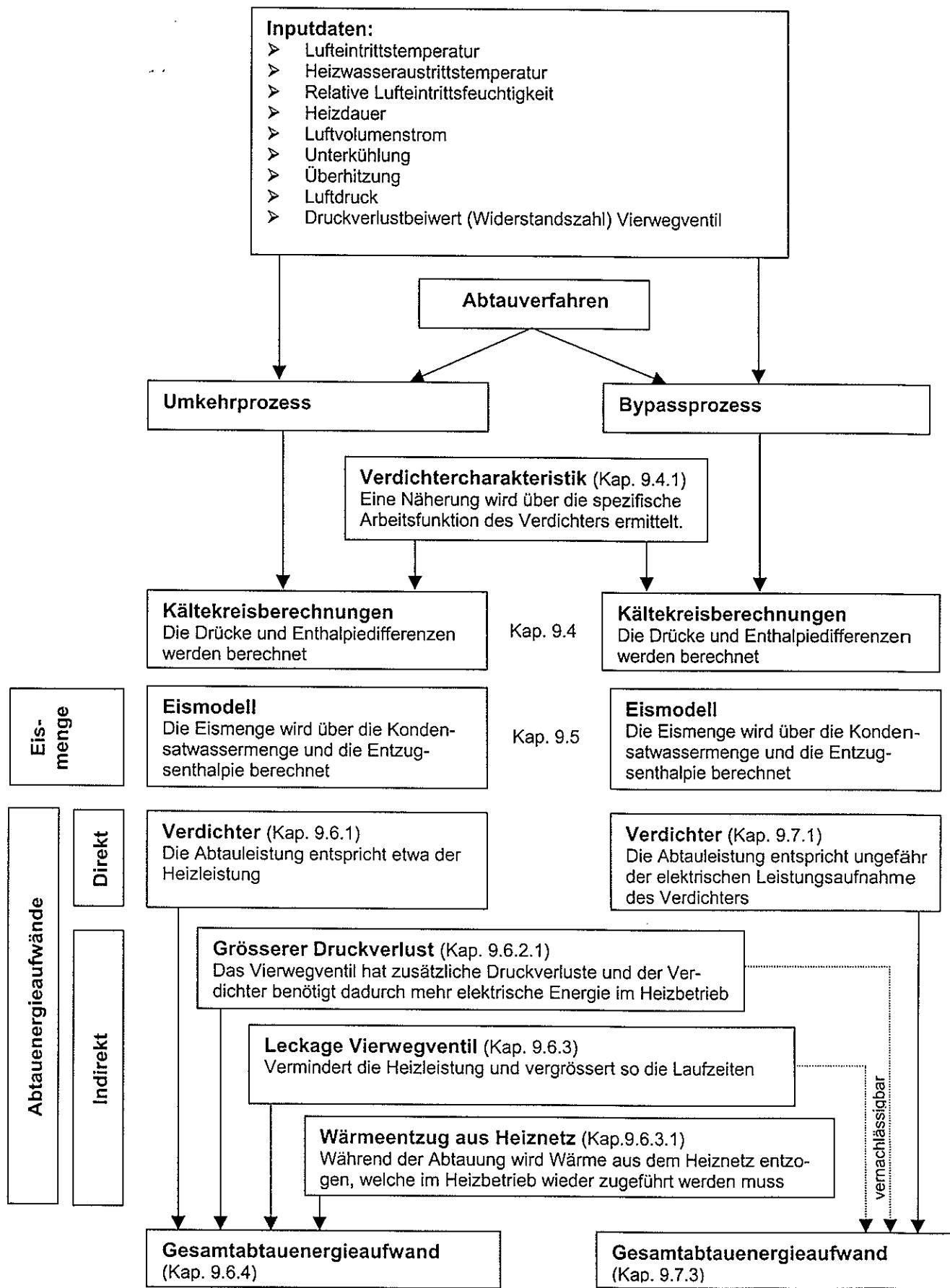


Abb. 37 Schematische Darstellung des Berechnungsalgorithmus

Die Energieaufwände für die Abtauung setzen sich aus direkten und indirekten Anteilen zusammen. Der direkte Anteil wird verursacht durch die elektrische Stromaufnahme des Verdichters während des Abtauprozesses. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Abtaudauer der Heissgasabtauung deutlich länger ausfällt, als jene der Prozessumkehr. Dies ist die Folge der unterschiedlichen Abtauleistungen. Die indirekten Anteile sind nur bei der Prozessumkehr relevant, da dort das zusätzlich in den Kältekreis eingebaute Vierweg-Umkehrventil Zusatzenergieaufwendungen verursacht. Der Druckverlust des Ventils verursacht ein grösseres Druckverhältnis, welches der Verdichter zu überwinden hat. Gleichzeitig fördert dieser einen kleineren Kältemittelmassenstrom und so steht eine kleinere Heizleistung zur Verfügung. Die Leckage des Umkehrventils reduziert die Heizleistung durch den Kurzschlussmassenstrom zwischen dem Verdichteraus- und Eintritt. Als letztes wird für die Abtauung bei der Prozessumkehr Wärme aus dem Heizkreis entzogen und für die Verdampfung des Kältemittels verwendet. Diese Wärme muss im Heizbetrieb wieder zugeführt werden. Alle diese indirekten Zusatzenergieaufwände werden über die Wärmemenge berechnet. Durch die Heizminderleistung ergeben sich längere Laufzeiten für die Produktion des Wärmeäquivalents einer Wärmepumpe ohne Vierwegventil. Diese längeren Laufzeiten verursachen folglich auch grössere Verdichterenergieaufwendungen. Für die folgenden Berechnungen wird von einer Wärmepumpe mit einer Prozessumkehr ausgegangen. Die indirekten Energieaufwendungen für die Abtauung werden auf eine Wärmepumpe ohne indirekte Abtauverluste bezogen. Als Referenz wird die Heizwärmemenge verwendet. Diese ist für beide Wärmepumpen gleich. Für die indirekten Verluste wird dann immer die verkleinerte Heizleistung berechnet und so kann die Laufzeit von neuem bestimmt werden. Die Laufzeit multipliziert mit der mittleren, elektrischen Aufnahmleistung des Verdichters und die Differenz zur Wärmepumpe ohne indirekte Verluste ergibt die indirekten Verluste einer Wärmepumpe mit Vierwegventil.

Vereinfachend wird der gleiche Verdampfungsdruck für die Berechnungen mit und ohne Leckage verwendet, obwohl dieser in der Realität infolge des kleineren Massenstromes über den Verdampfer leicht ansteigen würde.

Die Abb. 37 verdeutlicht die Methodik schematisch für die beiden Abtauverfahren.

### 9.3 Bezeichnungen des Kältekreisprozesses im log(p)-h-Diagramm

Die Bezeichnungen der Punkte 1 bis 6 im Kältekreislauf korrespondieren mit den unter Kapitel 9 verwendeten Nummern. Diese werden später für die Bezeichnungen in den Berechnungen verwendet.

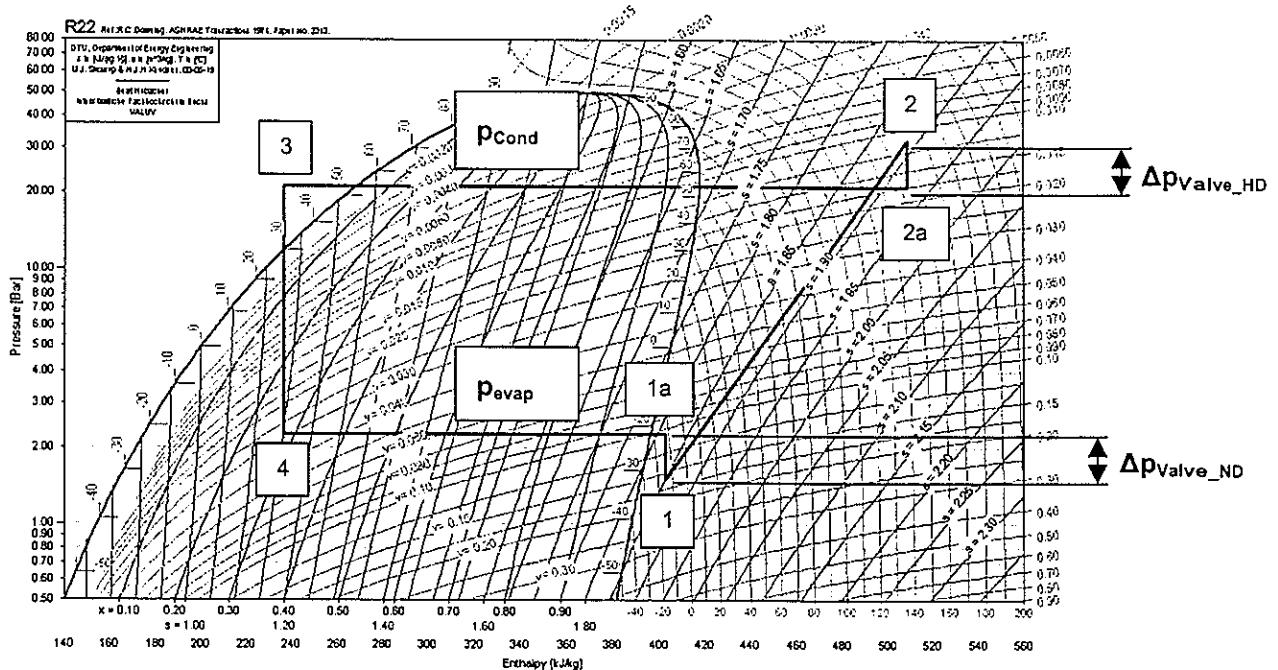


Abb. 38 Bezeichnung des Kältekreisprozesses für ein Kältemittel ohne Temperaturglide; zB. R22

### 9.4 Berechnungen im Kältekreislauf

Der Verdichter wird in dieser Phase des Projektes anhand von Herstellerunterlagen eingebunden. Mit der Theorie der Arbeitsfunktion  $\sigma$  und dem Liefergrad  $\lambda$  können über die spezifische Arbeit des Verdichters alle erforderlichen Größen im Kältekreislauf bestimmt werden.

#### 9.4.1 Verdichtercharakteristik

Die Arbeitsfunktion  $\sigma$  und der Liefergrad  $\lambda$  werden mittels elektrischer Leistungsaufnahme und Kälteleistung bei verschiedenen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen in Funktion des Druckverhältnisses anhand von Herstellerdaten ermittelt und dargestellt. Die Funktion des Liefergrades wird mit einer Ausgleichsgerade ermittelt, diejenige für die Arbeitsfunktion mit einer Ausgleichskurve. Der Liefergrad berechnet sich wie folgt:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{\text{eff}}}{\dot{V}_{\text{th}}} \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{P_{\text{el,Comp,manufacture}}}{p_1 \cdot \dot{V}_{\text{th}}} \quad (7)$$

Die spezifische Arbeit, welche beschreibt wie viel elektrische Arbeit benötigt wird, um ein Kilogramm Kältemittel zu verdichten, ist wie folgt definiert:

$$w_e = \frac{P_{el,Comp,manufacture}}{\dot{m}_R} = \frac{\sigma \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{th}}{\lambda \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{th}} = \frac{\sigma \cdot p_1}{\lambda \cdot p_1} = \frac{\sigma}{\lambda} \cdot z_1 \cdot R \cdot T_1 \quad (8)$$

$$\dot{m}_R = \lambda \cdot \dot{V}_{th} \cdot p_1 \quad (9)$$

$$P_{el,Comp} = w_e \cdot \dot{m}_R \quad (10)$$

Die beiden Diagramme in der Abb. 39 zeigen den Verlauf der Arbeitsfunktion in Relation zum Druckverhältnis und die erhaltene Ausgleichskurve. Anhand dieser wird die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters mit den Gleichungen 8 bis 10 berechnet und im rechten Diagramm mit den Herstellerdaten verglichen.

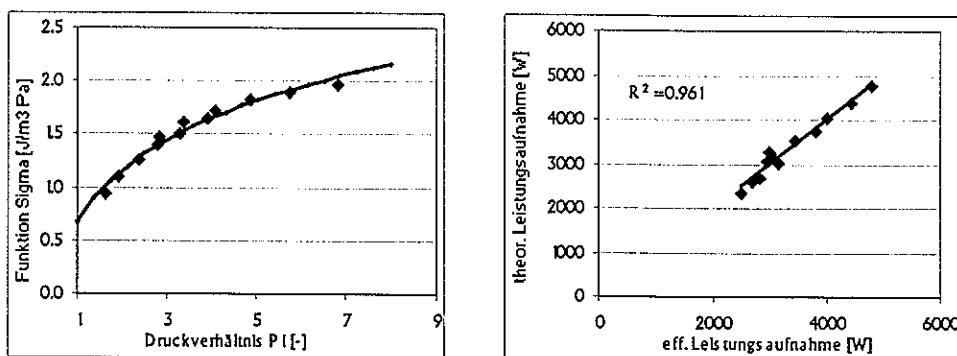


Abb. 39 Das linke Diagramm zeigt die Arbeitsfunktion  $\sigma$  in Funktion des Druckverhältnisses. Rechts wird die approximierte mit der effektiven Leistungsaufnahme verglichen (Verdichtertyp: Copeland CRMQ-0400-TFD, Hubkolbenverdichter, Kältemittel R22)

#### 9.4.2 Heizleistung

Die Verdampferleistung wird unter der Annahme, dass die Serienwärmepumpen alle mit einem voll- oder halbhermetischen Verdichter bestückt sind, ermittelt. Wärmeverluste an die Umgebung werden als vernachlässigbar betrachtet. Damit gilt:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + P_{el,Comp} \quad (11)$$

#### 9.4.3 Kondensator

Die Kondensationstemperatur wird über die Heizwasseraustrittstemperatur berechnet. Die mittlere Kondensationstemperatur wird 4 K wärmer als der Heizwasseraustritt angenommen. Es wird mit der mittleren Kondensationstemperatur gerechnet, damit dieser Algorithmus auch für Kältemittelgemische mit einem Temperaturlgleide verwendet werden kann.

$$\bar{T}_{cond} = T_{HA} + 4 \text{ K} \quad (12)$$

Der mittlere Kondensationsdruck wird bei einem Dampfgehalt von  $x=0.5$  ermittelt. Für Kältemittel ohne Temperaturlgleide ist diese Annahme hinfällig, da der Kondensationsdruck bei jeder Temperatur im Nassdampfgebiet gleich ist, sofern der Druckverlust im Kondensator vernachlässigt wird.

$$p_{cond} = f(\bar{T}_{cond}, x = 0.5) \quad (13)$$

#### 9.4.4 Verdampfer

Die Verdampfungstemperatur wird in Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur berechnet. Durch Vereinfachungen erhält man untenstehenden Ansatz. Die ausführliche Herleitung der Gleichung 15 ist im Anhang A.2 zu finden.

$$\frac{\Delta T_{\text{Abst}}}{\Delta T_{\text{Abst,Ausl.}}} \approx \left( \frac{T_{\text{evap}}}{T_{\text{evap,Ausl.}}} \right)^n \quad (14)$$

Hier bedeuten:

$\Delta T_{\text{Abst}}$	$= T_{\text{LE}} - T_{\text{evap}}$ ; Temperaturabstand zwischen Lufteintrittstemperatur und Verdampfungstemperatur [K]
$\Delta T_{\text{Abst,Ausl.}}$	Temperaturabstand im Auslegungsfall [K]
$T_{\text{evap}}$	Verdampfungstemperatur [K]
$T_{\text{evap,Ausl.}}$	Verdampfungstemperatur im Auslegungsfall [K]
$n$	Exponent aus Dampfdruckkurve

Die Abb. 40 gibt den Exponenten für die obige Gleichung für die wichtigsten Kältemittel an. Da der Exponent sich nur innerhalb von ca.  $\pm 7\%$  vom Mittelwert 9 bewegt. Wird verallgemeinernd der Mittelwert von 9 als Exponent für die obige Gleichung verwendet.

Kältemittel	R22	R134a	R407c	R404a
n	8.65	9.59	9.15	8.43

Abb. 40 Exponent für die Dampfdruckkurve aus Gleichung A83 für die wichtigsten Kältemittel

Die Abb. 41 zeigt die Verdampfungstemperatur zwischen  $-10$  und  $+10^\circ\text{C}$ . Diese wurde mit obigem Ansatz und Exponent  $n=9$  berechnet. Der Temperaturabstand  $\Delta T_{\text{Abst}}$  gibt die Temperaturdifferenz zwischen Lufteintrittstemperatur  $T_{\text{LE}}$  und der Verdampfungstemperatur  $T_{\text{evap}}$  an.

Lufteintrittstemp. [°C]	-10	-5	0	5	10
Verdampfungstemperatur [°C]	-22.0	-18.6	-15.2	-12.0	-8.9
Temperaturabstand [K]	12.0	13.6	15.2	17	18.9

Abb. 41 Verdampfungstemperatur für Lufteintrittstemperaturen von  $-10$  bis  $10^\circ\text{C}$  und der resultierende Temperaturabstand  $T_{\text{LE}} - T_{\text{evap}}$

Aus obenstehender Gleichung kann nun anhand der Außentemperatur die Verdampfungstemperatur ermittelt werden. Für die Berechnung des Kältemittelmassenstromes unter Kapitel 9.4.1 wird zusätzlich die Kältemitteldichte am Verdichteransaugstutzen  $\rho_1$  benötigt. Diese kann mit folgendem Ansatz ermittelt werden.

$$\rho_1 = f(p_{\text{evap}}, T_1) \quad (15)$$

Wie aus der obigen Gleichung hervorgeht wird der Verdampfungsdruck  $p_{\text{evap}}$  und die Temperatur  $T_1$  am Verdichteransaugstutzen benötigt. Da dieser Berechnungsgang auch für Kältemittelgemische mit einem Temperaturglide verwendet werden soll, sind die Berechnungen für den Verdampfungsdruck aufwendiger. Der Berechnungsgang dafür ist im Anhang unter A.3 zu finden. In diesem Anhang werden ausserdem die Enthalpien am Verdampfereintritt  $h_3 = h_4$  und diejenige am Verdampferaustritt  $h_1$  berechnet. Aus diesen ergibt sich dann die Kälteleistung. Die untenstehende Gleichung beschreibt die Kälteleistung.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4) = \dot{m}_R \cdot q_{\text{evap}} \quad (16)$$

## 9.5 Vereisungsmodell des Verdampfers

### 9.5.1 Feuchte Luft vor und nach dem Verdampfer

#### 9.5.1.1 Luftkonditionen am Verdampfereintritt

Die relative Luftfeuchtigkeit wird mit dem gleichen mathematischen Ansatz in Funktion der Außenlufttemperatur ermittelt, wie dies bei den Tössmessungen<sup>21</sup> gemacht wird.

$$\text{wenn } T_{LA} < -7^\circ\text{C} \Rightarrow \varphi_{LE} = 75\% \text{ rF.} \quad (17)$$

$$\text{wenn } -7 < T_{LA} < 20^\circ\text{C} \Rightarrow \varphi_{LE} = -0.17 \cdot T_{LE}^2 + 0.96 \cdot T_{LE} + 90.26 \quad (18)$$

Nachfolgend werden anhand der vorhandenen Messwerte die Eintrittszustände Sättigungsdampfdruck  $p_s$ <sup>22</sup>, absolute Feuchtegehalt  $x$  und Enthalpiegehalt  $h$  der feuchten Luft berechnet.

$$p_{s,LE} = 288.68 \cdot \left( 1.098 + \frac{T_{LE}}{100} \right)^{8.02} \quad (19)$$

$$x_{LE} = 0.622 \cdot \frac{\varphi_{LE} \cdot p_{s,LE}}{p_L - \varphi_{LE} \cdot p_{s,LE}} \quad (20)$$

$$h_{LE} = c_{PL} \cdot T_{LE} + x_{LE} \cdot (r_0 + c_{PW} \cdot T_{LE}) \quad (21)$$

Hier bedeuten:

$c_{PL}$	Spezifische Wärmekapazität von Luft	1.006 kJ/kg
$c_{PW}$	Spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf	1.86 kJ/kg
$r_0$	Verdampfungswärme bei 0°C	2501.6 kJ/kg

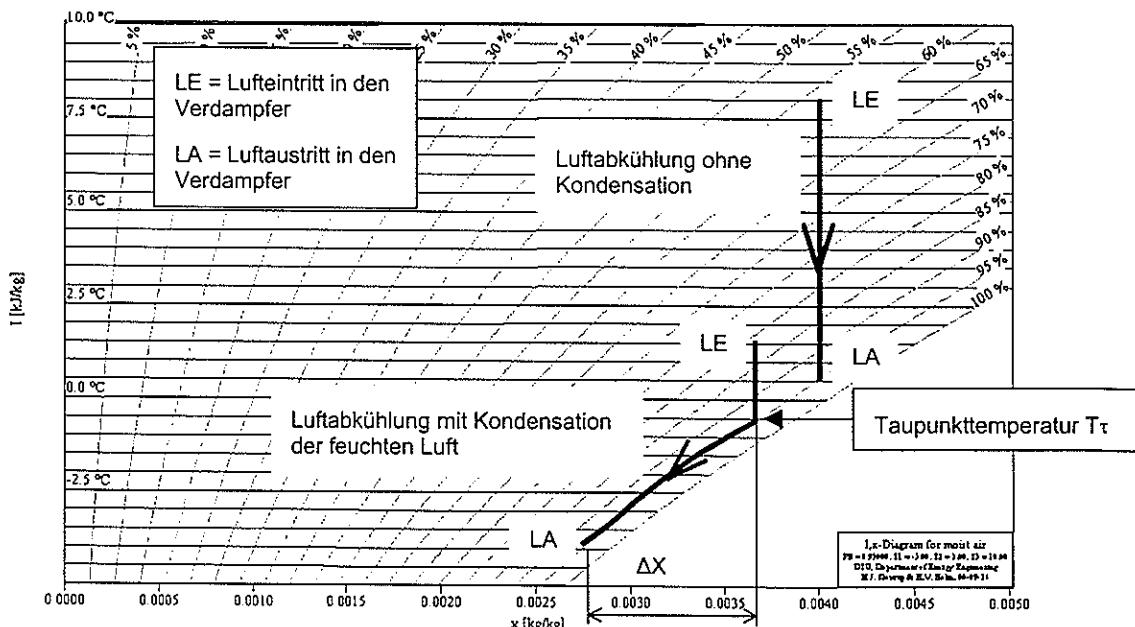


Abb. 42 h-x-Diagramm der feuchten Luft – Verlauf der Luftkühlung im Verdampfer

<sup>21</sup> Wärmepumpentest- und –Ausbildungszentrum Töss, Prüfreglement für Luft/Wasser-Wärmepumpen auf dem Prüfstand Töss; Kapitel 7.2 Prüfbedingungen

<sup>22</sup> Handbuch der Klimatechnik, Band 1, C.F. Müller Verlag, Karlsruhe; Gültigkeitsbereich von -50°C bis +50°C

Bei der Abkühlung der feuchten Luft muss zwischen zwei Fällen unterschieden werden. Falls die Taupunkttemperatur bei der Abkühlung nicht unterschritten wird, findet kein Auskondensieren der Luft statt. Beim Unterschreiten von diesem kondensiert Wasserdampf in der Luft. Die Abb. 42 zeigt diese beiden Abkühlverläufe. Da die Luft bei der Abkühlung den Zustand mit einer relativen Luftfeuchtigkeit von  $\varphi = 100\%$  in der Realität gar nie erreicht, wird für dieses Modell die Annahme gemacht, dass die Luft abgekühlt wird, bis eine Luftfeuchtigkeit am Verdampferaustritt von  $\varphi = 95\%$  erreicht wird. Wird der Luft noch mehr Energie entzogen, beginnt die Feuchtigkeit in der Luft auszukondensieren. Die Luftfeuchtigkeitsdifferenz  $\Delta x$  beschreibt die auskondensierte Feuchtigkeit. Für die Unterscheidung, ob Feuchtigkeit aus der Luft auskondensiert wird oder nicht, wird zunächst die Taupunkttemperatur für den jeweiligen Eintrittszustand berechnet.

$$p_{D,\tau} = \frac{x_{LE} \cdot R_D \cdot p_L}{\varphi \cdot (R_L + x_{LE} \cdot R_D)} \quad (22)$$

Hier bedeuten:

$R_L$	Gaskonstante der trockenen Luft	287.0 J/kg K
$R_D$	Gaskonstante des Wasserdampfes	461.5 J/kg K

Mit Hilfe einer Iteration kann anhand des Wasserdampfdruckes der feuchten Luft bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 95 % die Temperatur in diesem Zustand ermittelt werden. Diese entspricht der Taupunkttemperatur und wird wie folgt berechnet:

$$T_\tau = f(p_{D,\tau} = p_{s,\tau}) \quad (23)$$

Anhand der absoluten Feuchtigkeit  $x_{LE}$  und der Taupunkttemperatur kann die Taupunktenthalpie ermittelt werden:

$$h_\tau = c_{PL} \cdot T_\tau + x_{LE} \cdot (r_0 + c_{PW} \cdot T_\tau) \quad (24)$$

Hier bedeuten:

$c_{PL}$	Spezifische Wärmekapazität von Luft	1.006 kJ/kg
$c_{PW}$	Spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf	1.86 kJ/kg
$r_0$	Verdampfungswärme bei 0°C	2501.6 kJ/kg

#### 9.5.1.2 Luftkonditionen am Verdampferaustritt

Die Austrittsenthalpie wird über die der Luft effektiv entzogenen Wärme berechnet. Diese Wärmeinhaltsdifferenz wird anhand der Verdampferleistung und dem Luftmassenstrom berechnet.

$$h_{LA} = h_{LE} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{V}_L \cdot p_{LE}} \quad (25)$$

Falls die Enthalpie beim Verdampferaustritt grösser ist als die Taupunktenthalpie, entspricht die Eintritts- der Austrittsfeuchtigkeit. Folgedessen wird keine Feuchtigkeit aus der Luft ausgeschieden.

$$\text{wenn } h_{LA} > h_\tau \Rightarrow \Delta x = 0 \Rightarrow x_{LA} = x_{LE} \quad (26)$$

$$\text{wenn } h_{LA} < h_\tau \Rightarrow \Delta x \neq 0 \Rightarrow x_{LA} = 0.622 \cdot \frac{0.95 \cdot p_{s,LA}}{p_L - 0.95 \cdot p_{s,LA}} \quad (27)$$

Der Sättigungsdampfdruck  $p_{s,LA}$  bei der Verdampferaustrittstemperatur für die Gleichung 28 berechnet sich wie folgt:

$$p_{s,LA} = 288.68 \cdot \left( 1.098 + \frac{T_{LA}}{100} \right)^{8.02} \quad (28)$$

Die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer wird anhand des Wärmeinhaltes und der relativen Luftfeuchtigkeit in einer Iteration ermittelt.

$$T_{LA} = f(h_{LA}, \varphi_{LA} = 0.95, p_L) \quad (29)$$

### 9.5.2 Modell für die Eisbildung am Verdampfer

Die Eismenge wird über ein Energiemodell ermittelt. Da der Luft im Verdampfer Energie entzogen wird, kühlt sie sich ab und im Fall einer Taupunktunterschreitung wird zusätzlich Feuchtigkeit auskondensiert. Dies wiederum setzt Verdampfungswärme  $r_0 = 2501.6 \text{ kJ/kg}$  (bei  $0^\circ\text{C}$ ) frei. Befindet sich die Verdampferoberflächentemperatur unterhalb von  $0^\circ\text{C}$ , gefriert das Eis auf den Lamellen und es wird zusätzlich Schmelzwärme  $r_e = 333.4 \text{ kJ/kg}$  frei. Ermittelt man nun das Verhältnis der latenten zur gesamten Enthalpiedifferenz über den Verdampfer, kann man den Anteil der Verdampferleistung ausrechnen, welcher durch das Kondensieren und Gefrieren der ausgeschiedenen Feuchtigkeit erzeugt wird. Anschließend kann die Kondensatmenge mit Hilfe der Verdampfungs- und der Erstarrungswärme ermittelt werden. Wird der Kondensatmassenstrom mit der Betriebszeit der Wärmepumpe multipliziert, erhält man eine Kondensatmenge, welche mit der erzeugten Eismenge am Verdampfer gleichgesetzt werden kann, wenn die Verdampferoberflächentemperatur unterhalb von  $0^\circ\text{C}$  liegt.

#### Latente Enthalpiedifferenz

$$\Delta h_{\text{latent}} = (x_{LE} - x_{LA}) \cdot (r_0 + r_e) \quad (30)$$

#### Sensible und latente Enthalpiedifferenz (Gesamte Enthalpiedifferenz)

$$\Delta h_{\text{tot}} = h_{LE} - h_{LA} \quad (31)$$

#### Verhältnis der latenten zur gesamten Enthalpiedifferenz

$$\Psi = \frac{\Delta h_{\text{latent}}}{\Delta h_{\text{tot}}} \quad (32)$$

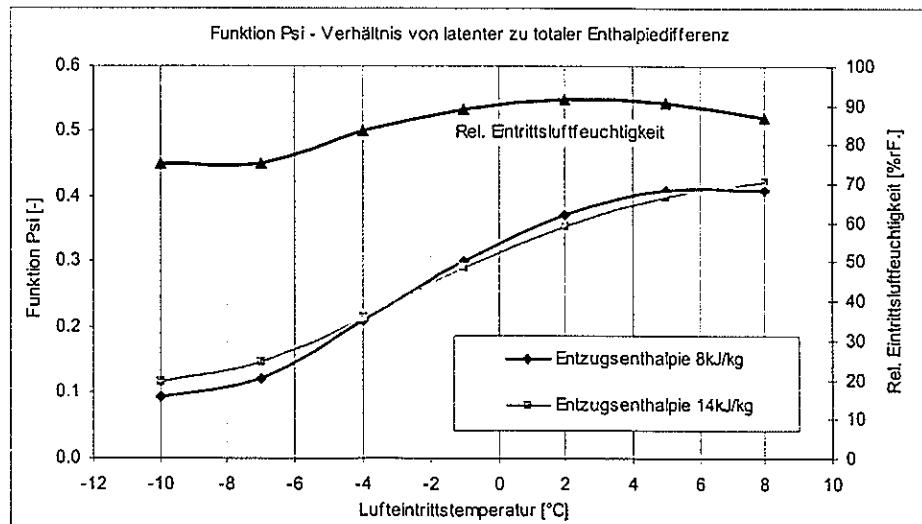


Abb. 43 Diagramm mit der Verhältniszahl  $\Psi$  in Funktion der Lufteintrittstemperatur für zwei verschiedene Entzugsenthalpien

Die Abb. 43 veranschaulicht den Zusammenhang der Funktion  $\Psi$  und der Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer. Bei höheren Außentemperaturen ist der latente Anteil an der Entzugsenthalpie der Luft grösser und folglich auch die Funktion  $\Psi$ . Da bei höheren Außentemperaturen die Heizleistung grösser ist und somit auch die Kälteleistung, bildet sich auch mehr Eis am Verdampfer.

*Ausgeschiedener Wassermassenstrom*

$$\dot{m}_w = \frac{\Psi \cdot \dot{Q}_{\text{evap}}}{r_e + r_0} \quad (33)$$

Hier bedeuten:

$r_e$  Schmelzwärme: 333.4 kJ/kg

$r_0$  Verdampfungswärme bei 0°C: 2501.6 kJ/kg

*Ausgeschiedene Wassermenge - Eismenge*

$$m_w = \dot{m}_w \cdot t_H \quad (34)$$

$$\text{wenn } \bar{T}_{\text{evap}} < 0^\circ\text{C} \Rightarrow m_{\text{Eis}} = m_w$$

*Entnommene Wärme aus der Luft*

$$Q_{\text{air}} = Q_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{evap}} \cdot t_H \quad (35)$$

## 9.6 Abtauenergieaufwände für Prozessumkehr

### 9.6.1 Direkte Abtauenergieaufwände

In einer ersten Näherung wird die Abtaudauer für die unter Kapitel 9.5.2 berechnete Eismenge während des Heizbetriebes über die zum Schmelzen des Eises benötigte Schmelzwärmemenge ermittelt. Die Abtauleistung wird mit der Heizleistung gleichgesetzt und man geht davon aus, dass ein Abtauwirkungsgrad<sup>23</sup>  $\eta_{\text{defrost}}$  von 50 % vorhanden ist.

$$t_{\text{defrost}} = \frac{Q_{\text{Eis}}}{\dot{Q}_{\text{defrost}}} = \frac{m_{\text{Eis}} \cdot r_e}{\dot{Q}_{\text{Cond}} \cdot \eta_{\text{defrost}}} \quad (36)$$

Hier bedeuten:

$$\begin{aligned} r_e & \quad \text{Schmelzwärme: } 333.4 \text{ kJ/kg} \\ E_{\text{direkt}} & = P_{\text{el,Comp}} \cdot t_{\text{defrost}} \end{aligned} \quad (37)$$

### 9.6.2 Indirekte Abtauenergieaufwände

Die Abtaueinrichtung verursacht durch die zusätzlichen Komponenten im Kältekreislauf einen Mehrenergiebedarf für den Verdichter. Diese zusätzlichen Energieverbräuche werden im Heizbetrieb verursacht und müssen den direkten Abtauenergieverbräuchen hinzugerechnet werden. Diese werden wie folgt verursacht:

1. *durch den erhöhten Druckverlust des Vierwegventils im Heizbetrieb*
2. *durch Kältemittelleckage des Vierwegventils*
3. *durch die Wärme, welche während der Abtauung aus dem Heiznetz entzogen wird*

Die indirekten Abtauenergieaufwände, welche oben von Punkt 1 bis 3 aufgeführt sind, werden immer umgerechnet auf die elektrischen Verdichteraufwände und dann zu den direkten, elektrischen Abtauenergieaufwänden dazuaddiert.

#### 9.6.2.1 Durch zusätzliche Druckverluste

Die zusätzlichen Druckverluste werden hauptsächlich durch das Vierwegventil verursacht. In der Tab. 6 sind diese zusätzlichen Druckverluste aufgeführt. Der Druckverlust durch das zusätzliche Expansionsventil nach dem Kondensator hat auf den Verdichter kaum einen Einfluss, einzige Wirkungsbereich des Expansionsventils für den Heizbetrieb wird verkleinert. Diese Druckverluste nach dem Kondensator werden für die Berechnungen nicht berücksichtigt, da sie einen geringen Einfluss auf den Energieverbrauch des Verdichters haben.

Punkt 1a→1	Vierwegventil $\Delta p_{\text{VALVE\_ND}}$
Punkt 2→2a	Vierwegventil $\Delta p_{\text{VALVE\_HD}}$

Tab. 6 Komponenten, welche zusätzliche Druckverluste im Kältekreis verursachen

Die  $\xi$ -Werte für das Vierwegventil werden durch Messungen bestimmt. Diese Messungen werden genauer erläutert im Kap. 9.8.2.

Der Druckverlust des Vierwegventiles wird separat für die Hoch- und die Niederdruckseite berechnet. Der Druckverlust kann mit der Dichte und dem Kältemittelmassenstrom berech-

<sup>23</sup> Wirkungsgrad zwischen effektiv zur Verfügung stehender Abtauleistung und der Wärmeleistung, welche zum Schmelzen des Eises verwendet wird.

net werden. Der  $\xi$ -Wert hängt nur von der Geometrie des Vierwegumschaltventils ab und der Strömungsquerschnitt bezieht sich auch auf das Ventil. In unserem Fall werden diese Werte auf den Eintrittsquerschnitt bezogen. Die Auswahl der Hersteller beschränkt sich nach unserem Wissen auf vier verschiedene Baugrößen des gleichen Typs<sup>24</sup>. Aus diesem Grund können wir die Messwerte dieser Ventile für den Schweizer Markt allgemeingültig anwenden.

$$\Delta p_{\text{VALVE}} = \Delta p_{\text{dyn}} \cdot \zeta_{\text{VALVE}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2 \cdot \zeta = \frac{1}{2 \cdot \rho} \cdot \left( \frac{\dot{m}_R}{A_{\text{VALVE}}} \right)^2 \cdot \zeta_{\text{VALVE}} \quad (38)$$

Durch den Druckabfall  $\Delta p_{\text{VALVE}}$  (siehe Abb. 38) über das Vierweg-Umschaltventil vor und nach dem Verdichter ist das Druckverhältnis grösser und der Kältemittelmassenstrom kleiner. Folglich ist die Heizleistung kleiner und die Leistungszahl schlechter.

Durch den Druckabfall vor dem Ansaugstutzen und nach dem Verdichteraustritt arbeitet der Verdichter mit einem neuen Druckverhältnis.

$$\pi_{\Delta p} = \frac{p_{\text{Cond}} + \Delta p_{\text{VALVE\_HD}}}{p_{\text{evap}} - \Delta p_{\text{VALVE\_ND}}} \quad (39)$$

Die nachfolgende Abhandlung basiert auf der Theorie „Verdichtercharakteristik“ vom Kapitel 9.4.1. Anhand der spezifischen Verdichterleistung und der zu produzierenden Wärme menge, wird der Mehrenergiebedarf für den Verdichter von einem Kältekreisprozess mit einem Vierwegventil ermittelt. Abb. 44 zeigt einen vereinfachten Kältekreisprozess mit einem Vierwegventil, und einen ohne Vierwegventil. Durch den Druckabfall im Vierwegventil saugt der Verdichter bei einem tieferen Druck an, und fördert das Kältemittel auf ein höheres Druckniveau. Dies da die Heissgase auf der Hochdruckseite im Vierwegventil nochmals gedrosselt werden. Die nachfolgenden Berechnungen verwenden die im Diagramm dargestellten, spezifischen Leistungen.

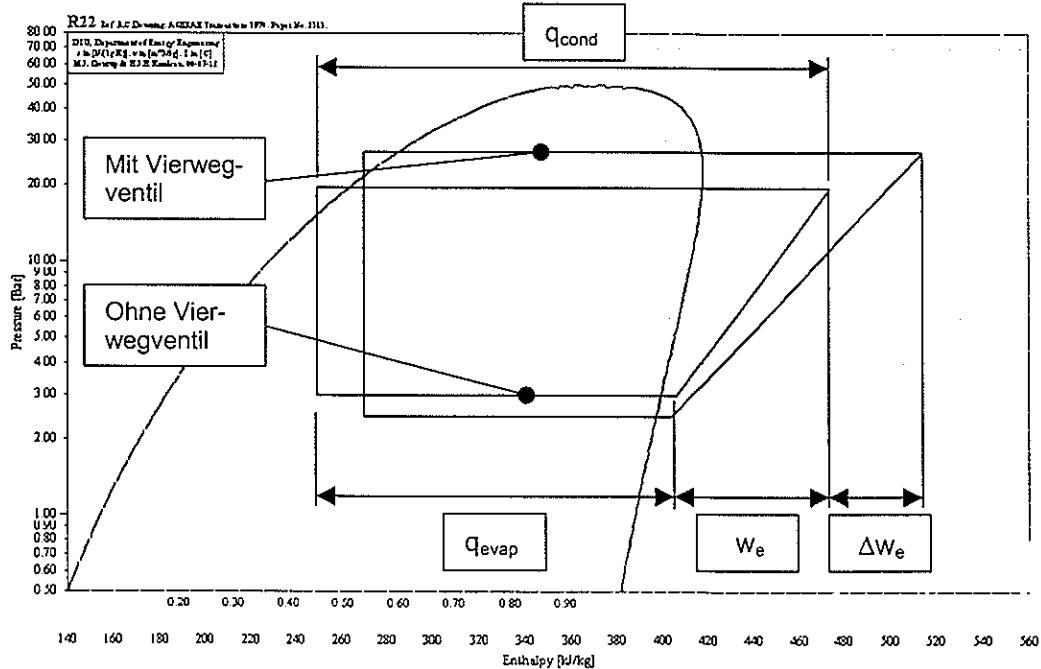


Abb. 44 Log(p)-h-Diagramm mit den Kältekreisprozessen mit und ohne Vierwegventil.

<sup>24</sup> Charles Hasler, Vierweg-Umschaltventil Ranco V1-158, V2-150, V3-1004, V6-2101

Die Wärmemenge  $Q_{\text{cond}}$  bleibt gleich, da eine Wärmepumpe unabhängig von deren Abtauverfahren die benötigte Wärmemenge produzieren muss. So kann diese Grösse als einzige gleichbleibende Grösse verwendet werden. Der Energiebedarf für den Verdichter eines Kältekreislaufes ohne Vierwegventil kann mit folgendem Ansatz berechnet werden:

$$E = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{1}{\varepsilon} = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} \quad (40)$$

Für einen Kältekreisprozess mit einem Vierwegventil liegt der Energiebedarf höher. Dieser kann mit nachfolgender Gleichung bestimmt werden.

$$E_{\Delta p} = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\Delta p}} = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{cond},\Delta p}} \quad (41)$$

Da nur der elektrische Mehr- oder Minderenergiebedarf von Interesse ist, wird die Differenz der beiden elektrischen Verdichterenergieaufnahmen berechnet.

$$\Delta E_{\Delta p} = Q_{\text{cond}} \cdot \left[ \frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{cond},\Delta p}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} \right] \quad (42)$$

Durch umformen der obigen Gleichung erhält man folgenden Ausdruck. Die Zwischenrechnung liegt im Anhang A.4 bei.

$$\Delta E_{\Delta p} = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{\bar{q}_{\text{cond}}^2} \cong Q_{\text{cond}} \cdot \frac{\Delta W_e \cdot q_{\text{evap}}}{\left( q_{\text{cond}} + \frac{\Delta W_e}{2} \right)^2} \quad (43)$$

Vereinfachend kann die mittlere, spezifische Verdampferleistung  $\bar{q}_{\text{evap}}$  mit der spezifischen Verdampferleistung ohne Druckverluste durch ein Vierwegventil  $q_{\text{evap}}$  gleichgesetzt werden. Der Mehrenthalpiehub  $\Delta W_e$  des Verdichters kann wie folgt berechnet werden. Die detailliertere Theorie hierfür ist im Kapitel 9.4.1 beschrieben.

$$\Delta W_{e,\Delta p} = W_{e,\Delta p} - W_e = \frac{\sigma_{\Delta p}}{\lambda_{\Delta p}} \cdot \frac{p_{1,\Delta p}}{p_{1,\Delta p}} - \frac{\sigma}{\lambda} \cdot \frac{p_1}{p_1} \quad (44)$$

### 9.6.3 Durch Leckage im Vierweg-Umschaltventil

Die Leckage des Vierweg-Umschaltventiles verursacht einen Kurzschluss zwischen Verdichteraustritt und -eintritt. Dies wiederum erhöht die Enthalpie am Ansaugstutzen des Verdichters. Die Enthalpie des Kältemittels am Verdichteraustritt wird nun ebenfalls grösser und der Massenstrom über den Kondensator kleiner. Dies hat zur Folge, dass die Heizleistung der Wärmepumpe sinkt. Der Ventilhersteller gibt die Leckage  $V_{\text{Leak}}$  des Vierwegventiles für den schlechtesten Fall an. Dies ist der Fall beim grössten Druckverhältnis. Die Leckage ist wie folgt definiert:

$$\xi = \frac{\dot{V}_{\text{Leak}}}{\dot{V}} = f(\pi) \quad (45)$$

Die spezifische, elektrische Arbeit des Verdichters eignet sich ideal, um die Veränderung der elektrischen Energieaufnahme in Bezug auf die Leckage zu zeigen.

$$\Delta W_{e,\text{Leak}} = \frac{\sigma}{\lambda} \cdot z_1 \cdot R \cdot \underbrace{\left( T_{1,\text{Leak}} - T_1 \right)}_{\text{Ändernde Grösse}} \quad (46)$$

Wie die obige Gleichung zeigt, ist die Änderung der spezifischen Verdichterleistung nur von der Ansaugtemperatur abhängig. Diese kann auch durch das spezifische Volumen ersetzt werden dann sieht die Gleichung wie folgt aus:

$$\Delta W_{e,Leak} = \frac{\sigma}{\lambda} \cdot p_1 \cdot \underbrace{(v_1 - v_{1,Leak})}_{\text{Ändernde Grösse}} \quad (47)$$

Für die Berechnung des elektrischen Energiebedarfes des Verdichters für einen Heizzyklus kann der gleiche Ansatz, wie er für die indirekten Verluste infolge der Druckverluste verwendet wurde, genommen werden. Dieser sieht folgendermassen aus:

$$E = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{1}{\varepsilon} = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} \quad (48)$$

Durch Umformen dieses Ausdrückes erhält man die nötige Gleichung, damit der Mehrenergiebedarf für den Verdichter infolge der Leckage bestimmt werden kann. Die Zwischen-schritte von der obigen zur nachfolgenden Gleichung sind im Anhang A.5 aufgeführt.

$$\Delta E_{\text{Leak}} = Q_{\text{cond}} \cdot \left[ \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{q_{\text{cond,Leak}} \cdot q_{\text{cond}}} \right] \cdot \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{R,Leak}} \quad (49)$$

#### 9.6.3.1 Wärmeentnahme aus der Senke während der Abtauung

Die Umkehrung des Kältekreislaufes verursacht, dass der Kondensator als Verdampfer arbeitet und seiner Umgebung Wärme entzieht. In seinem Fall ist dies das Heiznetz. Diese entnommene Wärme muss während der nächsten Heizphase zusätzlich zum Heizbedarf auch noch produziert werden und dem Heiznetz zurückgespeist werden. Dies zeigt sich, indem die Wärmepumpe längere Laufzeiten aufweist. Vereinfachend wird die Leistungszahl für die Abtauung mit der Leistungszahl aus dem Heizbetrieb gleichgesetzt. Der Wärmeentzug  $\Delta Q_{\text{HK,defrost}}$  aus dem Heizkreis berechnet sich wie folgt

$$\Delta Q_{\text{HK,defrost}} = \Delta Q_{\text{evap,defrost}} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (50)$$

Dieser Wärmeentzug wird im Heizbetrieb kompensiert. Der Verdichter benötigt dafür folgende elektrische Energiemenge.

$$\Delta E_{\text{Senke}} = \frac{\Delta Q_{\text{HK,defrost}}}{\varepsilon} \quad (51)$$

Ersetzt man in der obigen Gleichung die Entzugswärme durch die Gleichung 50, erhält man folgenden Ausdruck.

$$\Delta E_{\text{Senke}} = \Delta Q_{\text{evap,defrost}} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^2} \quad (52)$$

#### 9.6.4 Gesamte Abtauenergieaufwände

Die Abtauenergieaufwände setzen sich aus einem direkten und einem indirekten Teil zusammen. Der direkte Anteil entsteht durch die Leistungsaufnahme des Verdichters während des Abtauvorganges, der indirekte Anteil setzt sich zusammen aus dem erhöhten Energieaufwand durch den Druckverlust des Vierwegventiles und dessen Leckage. Im weiteren ergeben sich längere Laufzeiten, um den Wärmeentzug während der Abtauung aus dem Heiznetz wieder zu decken. Der gesamte Abtauenergieaufwand setzt sich wie folgt zusammen:

$$E_{\text{defrost}} = E_{\text{direkt}} + \Delta E_{\text{Indirekt}} \quad (53)$$

$$\Delta E_{\text{Indirekt}} = \Delta E_{\Delta p} + \Delta E_{\text{Leak}} + \Delta E_{\text{Senke}}$$

## 9.7 Abtauenergieaufwände für die Heissgasabtauung

Bei der Heissgasabtauung setzt sich der gesamte Abtauenergieaufwand fast zu 100 % durch den direkten Anteil zusammen, also durch die elektrische Energie, welche der Verdichter während der Abtauung konsumiert.

### 9.7.1 Direkte Abtauenergieaufwände

Der direkte Anteil berechnet sich ähnlich, wie für die Prozessumkehr im Kap. 9.6.1. Wie gehen auch hier wie bei der Prozessumkehr von einem Abtauwirkungsgrad  $\eta_{defrost}$  von 50 % aus. Erst die zweite Phase wird zeigen wie gross diese Abtauwirkungsgrade sind und ob ein Unterschied zwischen dem Abtauwirkungsgrad der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr besteht. Es ist anzunehmen, dass die Verluste der bereits blanken Lamellen an die Umgebung bei der Heissgasabtauung mehr ins Gewicht fallen, als bei der Prozessumkehr. Bei der Heissgasabtauung beginnt die Abtauung der Lamellen vom Eintritt des Heissgases Richtung Austritt. Bis die Lamellen in der Nähe des Austrittes abgetaut sind, sind die vorderen Lamellen bereits blank und geben Wärme an die Umgebung ab. Im Gegensatz dazu läuft bei der Prozessumkehr eine gleichmässigere Abtauung ab da der Kondensationsprozess fast über die ganze Verdampferlänge abläuft. So trifft auf der ganzen Verdampferoberfläche gleichzeitig Wärme auf, welche ein regelmässiges Abtauen der veresten Lamellen ermöglicht und Verluste an die Umgebung reduziert.

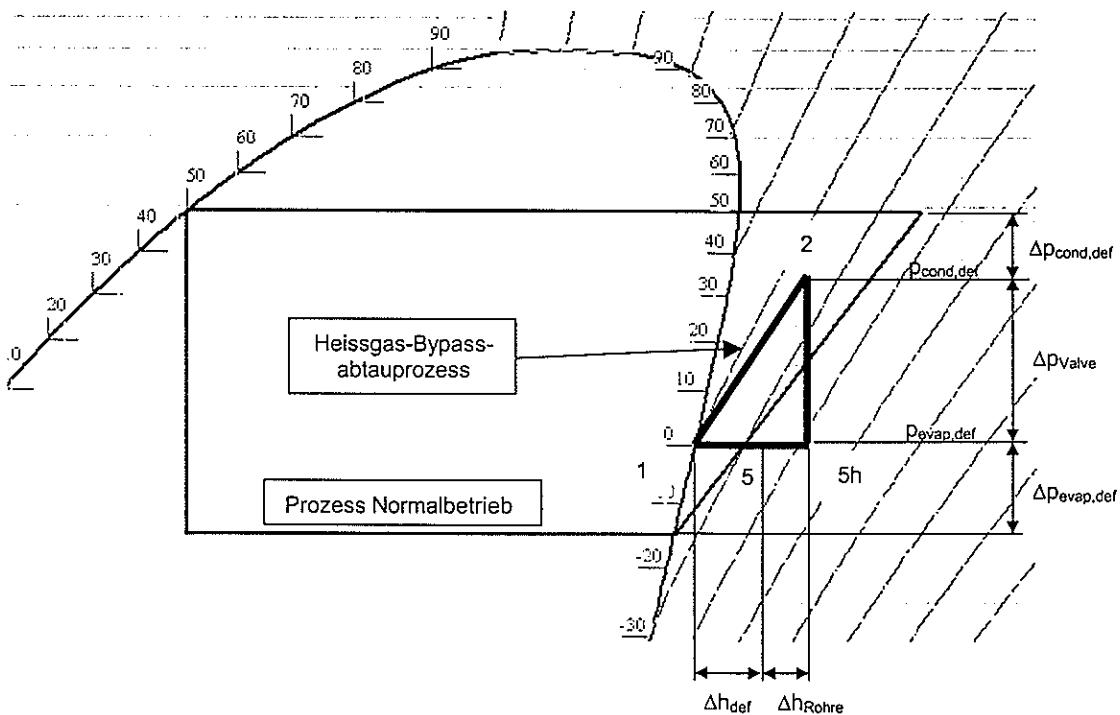


Abb. 45 Ausschnitt Log(p)-h-Diagramm von R22; Normal- und Abtauprozess

Die Abb. 45 zeigt den Kältekreisprozess für den Bypassabtauprozess 2-3-5. Da der Kondensator während des Abtaubetriebes abkühlt, sinkt der Kondensationsdruck. In der nachfolgenden Berechnung wird dies durch einen Temperaturabstand  $\Delta T_{cond,def}$  [ $f(\Delta p_{cond,def})$ ] definiert. Für unsere Betrachtung wird ein mittlerer Temperaturabstand eingesetzt, obwohl sich diese in der Realität dynamisch verhält. Wir gehen davon aus, dass die Heissgase während des Abtauvorganges die Temperatur des Eises annehmen. Diese beträgt 0°C. Somit entsteht auf der Niederdruckseite auch ein Temperaturabstand  $\Delta T_{evap,def}$  [ $f(\Delta p_{evap,def})$ ] zwischen der Verdampfungstemperatur und der Heissgastemperatur am Punkt 1. Gegen Ende der Abtauphase steigt die Heissgastemperatur im Verdampfer an und wird beim Er-

reichen eines vordefinierten Sollwertes beendet. Die Abkühlung der Heissgase in der Bypassleitung wird über die Leitungslänge und einen Temperaturgradienten berücksichtigt. Der Punkt 8h in der Abb. 45 zeigt den idealen Verlauf ohne Wärmeverluste in der Bypassleitung mit der Enthalpiedifferenz  $\Delta h_{Rohre}$  wird die Abkühlung wiederspiegelt sich dieser Verlust im log(p)-h-Diagramm. Somit steht für die Abtauung die Enthalpiedifferenz  $\Delta h_{def}$  zur Verfügung. Die Heissgase kühlen sich somit im Verdampfer zwischen dem Punkt 5 auf den Punkt 1 ab. Diese Abtauwärme wird zusätzlich durch den Abtauwirkungsgrad vermindert, welcher die Verluste an die Umgebung berücksichtigt.

Die Temperatur am Punkt 5h im obigen Diagramm beschreibt die Temperatur am Ende der Bypassleitung resp. nach der Drosselung auf Verdampfnivea. Mit der Leitungslänge  $l_{Rohre}$  und dem Abkühltemperaturgradient kann die Temperatur am Punkt 5 bestimmt werden.

$$T_5 = T_{5h} - l_{Rohre} \cdot \frac{dt}{dx} \quad (54)$$

$$h_5 = f(p_{evap,def}, T_5) \quad (55)$$

$$t_{defrost} = \frac{Q_{Eis}}{\dot{Q}_{defrost}} = \frac{m_{Eis} \cdot r_e}{\dot{m}_{R,def} \cdot (h_5 - h_1) \cdot \eta_{defrost}} \quad (56)$$

Hier bedeuten:

$r_e$  Schmelzwärme: 333.4 kJ/kg

$$E_{direkt} = P_{el,Comp} \cdot t_{defrost} \quad (57)$$

### 9.7.2 Indirekte Abtauenergieaufwände

Die indirekten Energieverbrauche durch Druckverlust und Leckage im Heizbetrieb sind bei der Heissgasabtauung kaum feststellbar, da im Kältekreislauf nur ein Abzweigstück für die Bypassleitung und ein Magnetventil in der Bypassleitung eingebaut werden. Erfahrungsgemäss sind die Magnetventile dicht und der  $\xi$ -Wert des Verzweigungsstückes beträgt etwa 0.05 bis 0.1<sup>25</sup>. Der Druckverlust und die Leckage werden mit dem gleichen Algorithmus berechnet, wie in den Kapiteln 9.6.2.1 und 9.6.3 beschrieben ist. Doch die Resultate zeigen, dass diese indirekten Anteile vernachlässigbar klein sind, wie später noch erläutert wird.

### 9.7.3 Gesamte Abtauenergieaufwände

Die gesamten Energieaufwendungen setzen sich wie folgt zusammen:

$$E_{defrost} = E_{direkt} + E_{Indirekt} \quad (58)$$

$$E_{Indirekt} = \Delta E_{\Delta p} + \Delta E_{Leak}$$

<sup>25</sup> Prof. M. Ehrbar, Technische Strömungslehre, 2. Auflage, 1997, Anhang

## 9.8 Messen des $\xi$ -Wertes und der Leckage eines Vierweg-Umkehrventiles

Da wir für die Berechnungen im Kapitel 9.6.2 den Druckverlust und die Leckage des Vierweg-Umkehrventiles benötigen und der Hersteller nur bezüglich der Leckage Angaben macht, haben wir uns entschieden Messungen durchzuführen.

Wir haben hierfür ein handelsübliches Modell der Firma Ranco genommen. Dieses Ventil weist folgende Ventildaten auf:

Fabrikat	Ranco
Typ	V3-1004
Min. Kältenennleistung (R22)	3.5 kW
Max. Kältenennleistung (R22)	10.5 kW
Min. Umschaltdruckdifferenz	1.05 bar
Max. Umschaltdruckdifferenz	28.0 bar
Sauggasstutzendurchmesser	16.9 mm
Heissgasstutzendurchmesser	10.9 mm
Maximal zulässiger Druck	34 bar
Maximale Betriebstemperatur	120°C
Maximale Leckage zur Saugseite	2000 cm <sup>3</sup> /min

Tab. 7 Technische Daten des Vierweg-Umkehrventiles Ranco V3-1004

Da wir keine genaueren Angaben bezüglich der Leckage, als die obigen aus der Tabelle erhalten haben, gehen wir davon aus, dass der Leckagevolumenstrom von 2000 cm<sup>3</sup>/min bei der maximalen Umschaltdruckdifferenz von 28 bar erreicht wird.

### 9.8.1 Leckage

Für die Berechnungen im Kapitel 9.6.3 gehen wir vom Leckagewert aus der Tab. 7 aus. Anhand der Theorie und zwei Stützwerten, der maximalen Leckage und der Leckage beim Nullpunkt, konstruieren wir einen theoretischen Verlauf der Leckage. Dieser Verlauf basiert auf einer Wurzelfunktion. Abb. 46 zeigt den theoretischen Verlauf des Leckagevolumenstromes in Funktion der Druckdifferenz zwischen dem Kondensations- und dem Verdampfungsdruck.

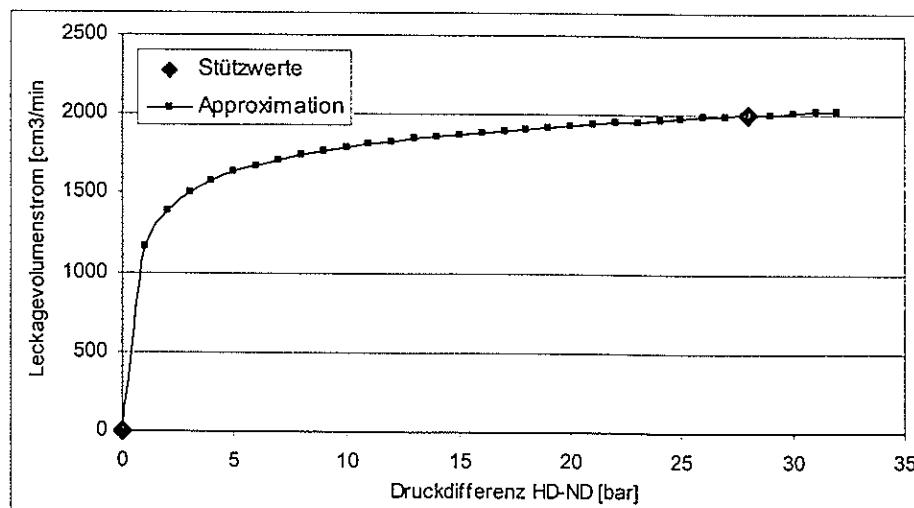


Abb. 46 Leckagevolumenstrom des Vierwegventiles Ranco V3-1004

Die genaue Herleitung des theoretischen Verlaufes ist im Anhang A.6 detailliert aufgeführt.

### 9.8.2 Widerstandszahl $\xi$

Für den Druckabfall über das Vierwegventil macht der Hersteller gar keine Angaben. Aus diesem Grund haben wir das Vierwegventil ausgemessen. Aus Zeit- und Kostengründen haben wir auf einen Heissgaskreislauf verzichtet. Wir haben die Messungen mit Druckluft ausgeführt. Stellt man die Widerstandszahl  $\xi$  in Funktion der Reynoldszahl dar, ist die Widerstandszahl  $\xi$  allgemeingültig verwendbar. Die Widerstandszahl wurde für die Hoch- und die Niederdruckseite ermittelt.

**Alle publizierten Widerstandszahlen in diesem Bericht sind auf den Querschnitt der Eintrittsseite des Vierwegventiles bezogen.**

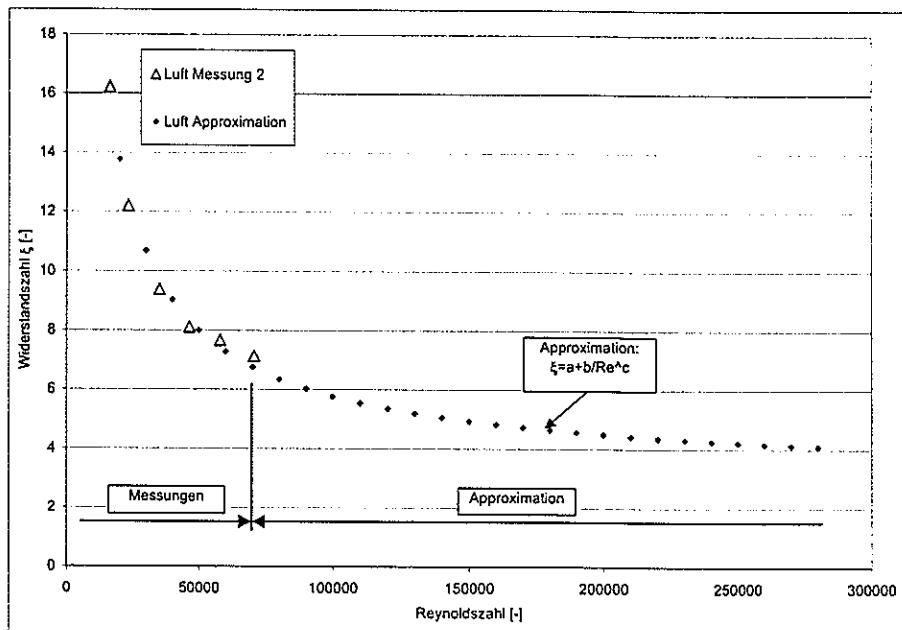


Abb. 47 Verlauf der Widerstandszahl  $\xi$  auf der Hochdruckseite des Vierwegventils Ranco V3-1004 (bezogen auf die Eintrittsquerschnittsfläche)

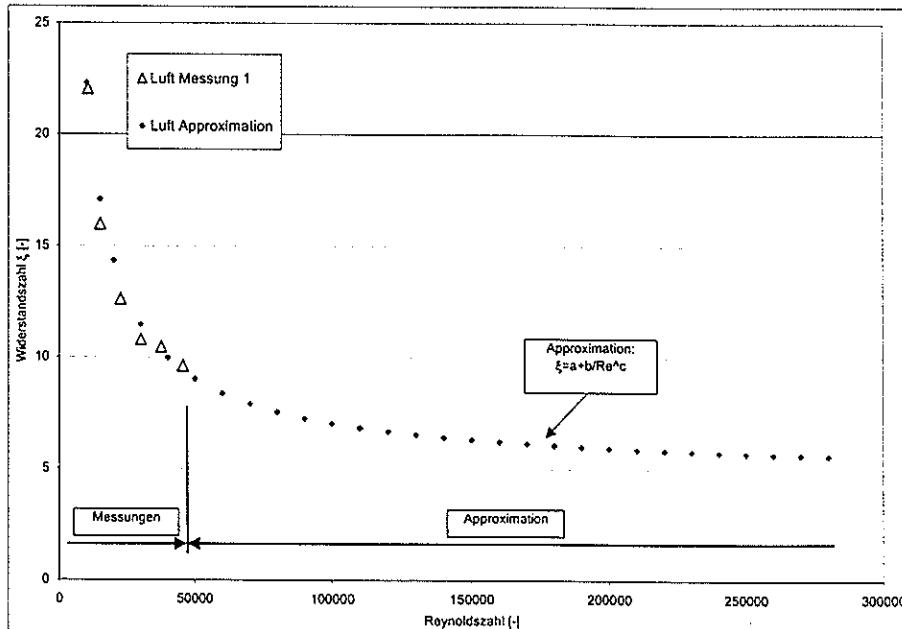


Abb. 48 Verlauf der Widerstandszahl  $\xi$  auf der Niederdruckseite des Vierwegventils Ranco V3-1004 (bezogen auf die Eintrittsquerschnittsfläche)

Abb. 47 und Abb. 48 zeigen die Widerstandszahlverläufe für die Hoch- und die Niederdruckseite des ausgemessenen Vierwegventiles. Wie aus den Diagrammen hervorgeht kann nur ein kleiner Reynoldsahlbereich mit den Messungen abgedeckt werden. Der restliche Bereich wurde mit einer geeigneten Ausgleichsgerade approximiert. Der Prüfstand und die Druckluftversorgung setzten Grenzen bezüglich dem Volumenstrom und folglich der Reynoldsahl. Anhand der Messergebnisse ist die Approximation nach unserer Ansicht für die obigen Berechnungen genügend. In der Phase 2 muss eine aufwendigere Messreihe in Betracht gezogen werden, damit die Widerstandszahl  $\xi$  auch für höhere Reynoldsahlen ermittelt werden kann. Die Widerstandszahlverlauf zeigt bei hohen Reynoldsahlen ein annähernd konstantes Verhalten. Somit werden für die Berechnungen im Kapitel 9.6.2.1 konstante Werte für die Widerstandszahl  $\xi$  verwendet.

Position	Widerstandszahl $\xi$
Hochdruckseite 2 → 2a	$4.0 \pm 0.5$
Niederdruckseite 1a → 1	$5.5 \pm 0.5$

Tab. 8 Idealisierte Widerstandszahlen  $\xi$  für die Hoch- und Niederdruckseite des Vierwegventiles Ranco V3-1004

In der obigen Tabelle sind die Widerstandszahlen  $\xi$  aufgeführt, welche für die Berechnungen verwendet werden. Der mittlere Mess- und Approximationsfehler beträgt rund  $\pm 10\%$ . In diesem Fehler ist nicht berücksichtigt, dass nur im kleineren Reynoldsahlbereich Messwerte vorhanden sind. Die mittlere Reynoldsahl bezogen auf den Eintrittsquerschnitt des Vierwegventiles bewegt sich um 250'000. Genaue Angaben zur Messeinrichtung und den Auswertungen sind im Anhang A.7 zu finden.

## 9.9 Erkenntnisse aus den Berechnungen

### 9.9.1 Ausgangslage

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus den Vergleichsrechnungen zwischen der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr diskutiert. Die Berechnungen basieren auf den Grundlagen des Kapitels 9 „Berechnen des Abtauenergieaufwandes“. Wir mussten für diese Berechnungen einige Annahmen treffen, wie der Abtauwirkungsgrad, Temperaturabfall in der Bypassleitung, Verdampfungstemperatur während Heissgasabtauung, Abfall der Kondensationstemperatur während der Heissgasabtauung und dem Luftvolumenstrom. In der zweiten Phase hoffen wir in der Lage zu sein, einige der aufgezählten Annahmen statistisch zu ermitteln. Diese Vergleichsrechnung ist eine rein statische Betrachtung der Abtauung. Verluste und Mehrenergieaufwände im instationären Zustand, also zum Beispiel beim Umschalten<sup>26</sup> vom Abtau- in den Heizbetrieb, sind nicht berücksichtigt.

### 9.9.2 Parameter

Nachfolgend werden alle Parameter, welche für die Vergleichsberechnungen verwendet wurden aufgeführt. Die Resultate aus den Berechnungen werden für einen Scrollverdichter mit dem Kältemittel R407c und einen Hubkolbenverdichter mit dem Kältemittel R22 gezeigt.

Parameter	Heissgasabtauung	Umkehrprozessabt.
Lufteintrittstemperaturen (Quelle)	A-6, A-4, A-2, A0, A2, A4	
Wasseraustrittstemperaturen (Senke)	W35, W50	
Heizdauer	60 min.	
Luftdruck	965 mbar	
Überhitzung	5 K	
Temperatur nach Kältemittelunterkühlung	35°C (W50), 25°C (W35)	
Abtauwirkungsgrad	0.5	
Maximale rel. Austrittsfeuchtigkeit nach Verdampfer	95 %	
Durchm. Eintrittsstutzen Vierwegventil (HD)	-	10.92 mm
Durchm. Eintrittsstutzen Vierwegventil (ND)	-	16.93 mm
Widerstandszahl Eintrittsstutzen HD-Seite	-	4
Widerstandszahl Eintrittsstutzen ND-Seite	-	5
Mittlere Temperatur des Kältemittels im Verdampfer während Abtauung	0°C	-
Temperaturabfall im Kondensator während Abtauung	10 K	-
Länge der Bypassleitung	1.5 m	-
Temperaturgradient der Auskühlung in der Bypassleitung	5 K/m	-

Tab. 9 Allgemeine Parameter für Vergleichsrechnung

<sup>26</sup> Kapitel 8.2: Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters nach der Abtauung

Wir gehen davon aus, dass die Tropfwanne beim Verdampfer in unserer Vergleichsrechnung durch Kältemittelunterkühlung beheizt wird. In der Praxis wird die Kältemittelleitung nach dem Kondensator durch die Tropfwanne geführt. Dadurch kühlt sich das Kältemittel ab. In diesen Berechnungen wird diesem Zustand Rechnung getragen, indem eine fixe Temperatur nach der Kältemittelunterkühlung angenommen wird. Diese Temperatur ist von der Senkentemperatur abhängig. Wir nehmen bei einer Senkentemperatur von W50 eine Temperatur nach der Unterkühlung von 35°C an, bei W35 setzen wir 25°C ein.

Parameter	R22	R407c
Verdichterfabrikat	Copeland	Copeland
Typ	CRMQ-0400 TFD	ZR49KCE-TFD
Bauart	Hubkolben	Scroll
Theor. Fördervolumenstrom	15.6 m <sup>3</sup> /h	11.7 m <sup>3</sup> /h
Heizleistung bei A-2W50	5825 W	8448 W
Elektr. Leistung bei A-2W50	2542 W	4031 W
Luftvolumenstrom Verdampfer	1500 m <sup>3</sup> /h	2000 m <sup>3</sup> /h

Tab. 10 Herstellerdaten und Luftvolumenstrom

Die Luftmengen wurden so ausgewählt, dass die Temperaturabstände zwischen Luftein- und Luftaustrittstemperatur für die beiden Kälteprozesse von R22 und R407c annähernd gleichgross sind.

### 9.9.3 Scrollverdichter mit R407c

#### 9.9.3.1 Direkter und indirekter Abtauenergieaufwand der Prozessumkehr

Der Vergleich zwischen der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr ist besonders von Interesse, wenn man wie in dieser Untersuchung die indirekten Abtauanteile durch grössere Druckverluste, Leckage und Wärmeentzug aus der Senke berücksichtigt.

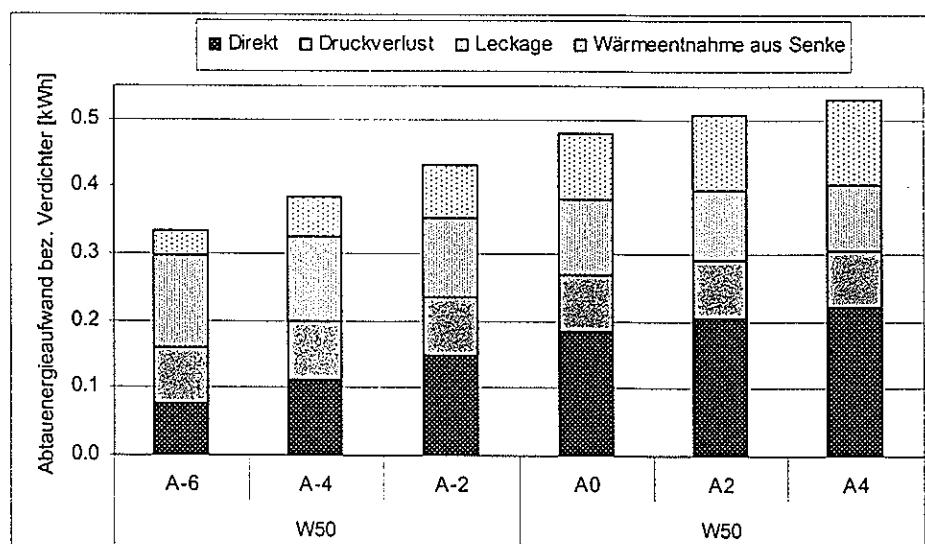


Abb. 49 Direkte und indirekte elektrische Abtauaufwände für eine Prozessumkehr bei einer Senkentemperatur W50 mit einem Scrollverdichter (R407c), Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

Bei der Heissgasabtauung treten die indirekten Anteile durch Druckverluste, welche durch das Abzweigstück der Bypassleitung verursacht werden auf. Diese sind aber kleiner als ein Prozent des Abtauauaufwandes. Bei der Umkehrabtauung machen jedoch diese indirekten Aufwände einen markanten Anteil an dem gesamten Abtauauaufwand aus.

Abb. 49 zeigt die effektiven Abtauenergieaufwände<sup>27</sup> für die Umkehrabtauung. Die direkten Abtauauaufwände (unterster Teil der Balken im Diagramm) stellen den elektrischen Energiebedarf für den Verdichterbetrieb während eines Abtauzyklusses dar. Dieser Anteil ist direkt von der Eismenge abhängig und nimmt wiederum mit steigender Quellentemperatur zu. Der zweitunterste Teil der Balken im Diagramm stellen die zusätzlichen Aufwendungen infolge der Druckverluste des Vierwegventils dar. Der Mehrenergiebedarf ist unwesentlich zunehmend mit höheren Quellentemperaturen. Bezieht man aber den Druckverlustanteil auf die totalen Abtauauaufwendungen, dann ist dieser bei tiefen Quellentemperaturen am grössten, da in diesem Fall die absoluten Abtauauaufwendungen am kleinsten sind. Der zweitoberste Balkenteil stellt den Abtauauaufwand infolge der Leckage des Vierwegventils von der Heissgas- auf die Sauggasseite dar. Dieser Anteil ist hauptsächlich abhängig vom Druckverhältnis. Bei der im Diagramm tiefsten Quellentemperatur A-6 beträgt der Anteil an den gesamten Abtauauaufwendungen ca. 40 %. Bei A4 beträgt dieser nur noch 18 %. Der oberste Balkenteil stellt den Abtauenergieanteil dar, welcher durch die Wärmeentnahme während der Abtauung in der Senke verursacht wird. Diese Wärme muss während dem Heizbetrieb wieder produziert werden und zurück in den Heizkreislauf geschickt werden. Dieser Anteil nimmt mit der Eismenge zu. Das heisst, dass dieser Anteil bei hohen Quellentemperaturen, bei welchen Vereisung noch vorkommt am grössten ist.

Senke	W50					
Quelle	A-6	A-4	A-2	A0	A2	A4
Wärmeentnahme aus Senke [kWh]	0.0370	0.0575	0.0785	0.0999	0.1146	0.1269
Leckageanteil [kWh]	0.1374	0.1281	0.1194	0.1113	0.1037	0.0966
Druckverlustanteil [kWh]	0.0845	0.0847	0.0849	0.0852	0.0857	0.0862
Indirekter Anteil [kWh]	0.2589	0.2703	0.2828	0.2964	0.3040	0.3097
Direkter Anteil [kWh]	0.0755	0.1133	0.1495	0.1843	0.2053	0.2210
Totaler Abtauenergieaufwand [kWh]	0.3345	0.3835	0.4323	0.4807	0.5093	0.5307

Tab. 11 Zahlenwerte der in Abb. 49 beschriebenen Abtauenergieaufwände

Im Vergleich zu den absoluten Energieaufwendungen einer Prozessumkehr, wie sie in Tab. 11 aufgeführt sind, benötigt dieselbe Wärmepumpe im Betriebspunkt A-6W50 für einen einstündigen Heizbetrieb 4.032 kWh. Für das Abtauen des entstandenen Eisansatzes wird nochmals eine Energiemenge von total 0.335 kWh benötigt. Das Abtauen macht somit ca. 8 % von der elektrischen Energie während des Heizbetriebes aus. Für den Betriebspunkt A4W50 ist der Abtauenergieanteil<sup>28</sup> an der Heizenergie 13 %.

Abb. 50 stellt für die gleichen Werte, wie sie in der obigen Tabelle aufgeführt sind, die prozentualen Anteile dar. In diesem Diagramm ist nun zu erkennen, dass die Druckverluste

<sup>27</sup> In den Diagrammen sind folgende Beschriftungen verwendet worden: Direkt= direkte Abtauauaufwändungen, Druckverlust= Abtauenergieaufwändungen infolge des Druckverlustes des Vierwegventils, Leckage= Abtauenergieaufwändungen infolge der Leckage des Vierwegventils, Wärmeentzug aus der Senke=Abtauenergieaufwändungen infolge der Wärmeentnahme aus der Senke während dem Abtaubetrieb

<sup>28</sup> Siehe hierzu auch Kapitel 1.3

des Vierwegventils bei tiefen Quellentemperaturen einen grösseren Einfluss auf die Abtauenergieaufwände bewirkt, als bei hohen Quellentemperaturen.

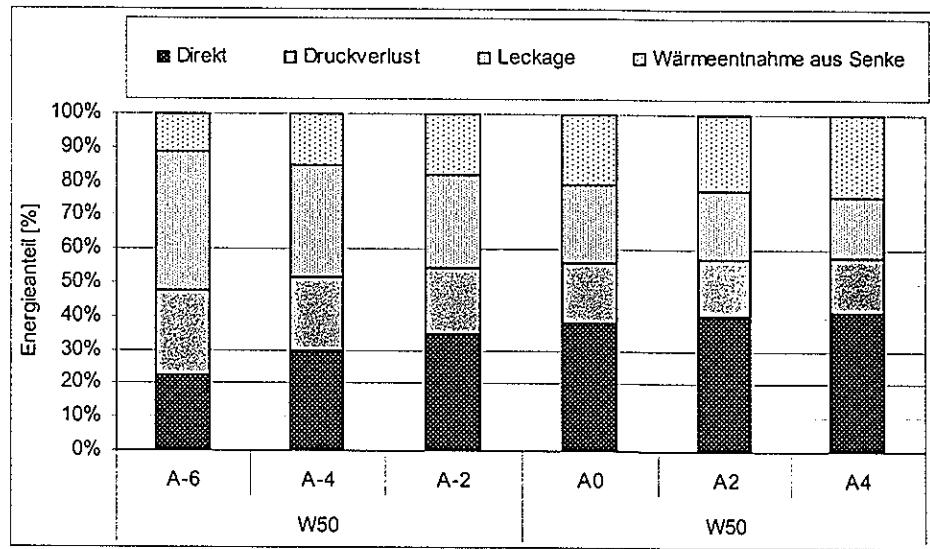


Abb. 50 Direkte und indirekte prozentuale Abtauaufwände für eine Prozessumkehr bei einer Senkentemperatur W50 mit einem Scrollverdichter (R407c), Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

#### 9.9.3.2 Vergleich der energetischen Abtauaufwände zwischen der Bypass und der Prozessumkehr

In diesem Unterkapitel werden die totalen Abtauenergieaufwände der Prozessumkehr (linker Balken im Diagramm) und der Heissgasabtauung (rechter Balken im Diagramm) verglichen. Hierfür sind in den nachfolgenden Diagrammen die Abtauenergien für einen Abtauzyklus nach einem einstündigen Heizbetrieb aufgeführt. Abb. 51 stellt den Heizbetrieb für eine Senkentemperatur von 35°C (W35) dar, Abb. 52 zeigt das Diagramm für eine Senkentemperatur von 50°C (W50). Die von links unten nach rechts oben verlaufende Kurve stellt die im einstündigen Heizbetrieb entstandene Eismenge dar. Diese variiert zwischen 1.1 kg bei A-6W35 und 3.5 kg bei A4W35.

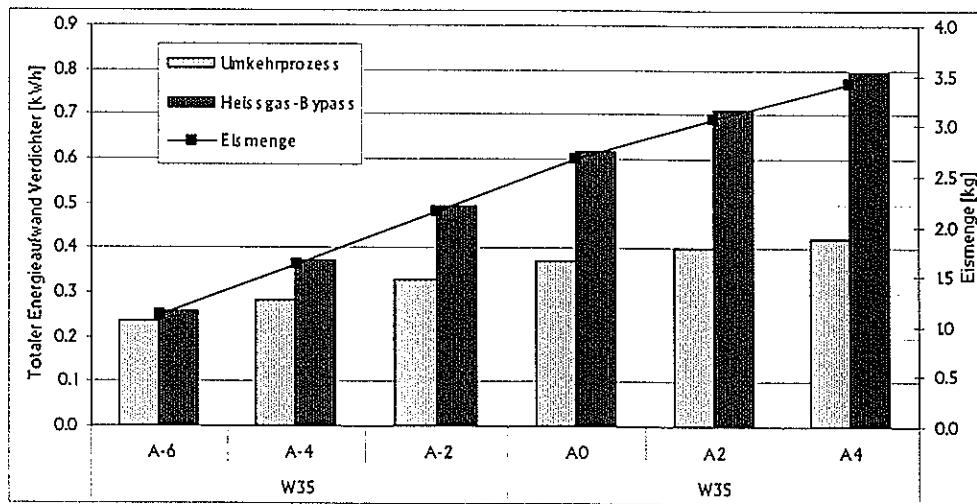


Abb. 51 Totale elektrische Abtauaufwände bei einer Senkentemperatur W35 mit einem Scrollverdichter für das Kältemittel R407c. Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

Die grössere Kälteleistung bei der tieferen Senkentemperatur ist der Grund, dass bei der tieferen Senkentemperatur mehr Eis gebildet wird als bei der höheren Senkentemperatur

von W50. Als Beispiel bildet sich im Betriebspunkt A4W50 2.8 kg Eis. Dass ist 20 % weniger als im Betriebspunkt A4W35. Die mit steigender Quellentemperatur zunehmende Eismenge ist von dem zunehmenden Feuchtegehalt der Luft bei steigenden Temperaturen abhängig. Die Heissgasabtauung ist massgeblich von der Eismenge abhängig. Dieses Verhalten zeigen auch die beiden Diagramme. Die Prozessumkehr ist einerseits von der Eismenge (direkter Anteil) und andererseits vom Druckverhältnis abhängig. Bei tiefen Senkentemperaturen, wie in Abb. 51 mit einer Senkentemperatur von 35°C ist auch das Druckverhältnis kleiner. Die indirekten Verluste der Prozessumkehr reduzieren sich. Somit benötigt die Prozessumkehr in jedem Betriebspunkt weniger Abtauenergie. Da die Abtauleistung der Prozessumkehr etwa zwei Drittel grösser ist, als diejenige der Heissgasabtauung, nimmt der Mehrenergiebedarf der Heissgasabtauung mit zunehmender Quellentemperatur zu.

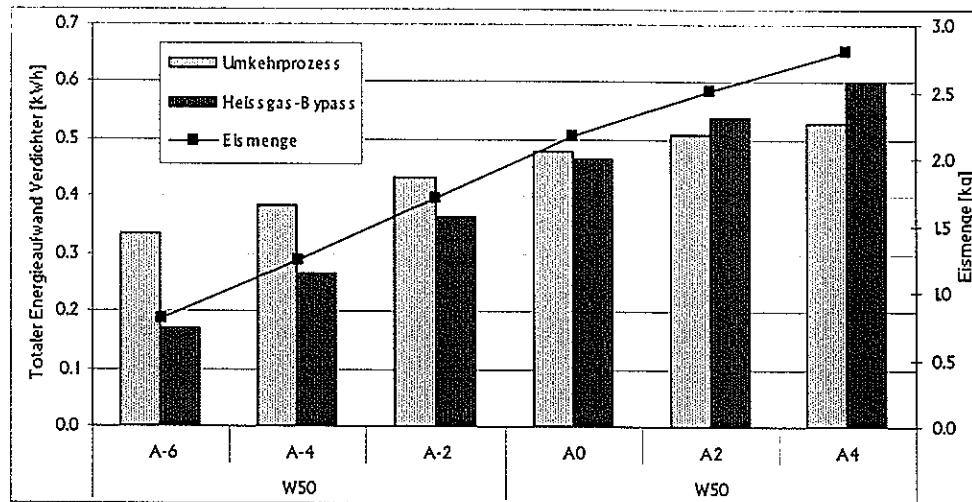


Abb. 52 Totale elektrische Abtauaufwände bei einer Senkentemperatur W50 mit einem Scrollverdichter für das Kältemittel R407c. Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

Vergleicht man nun den Betrieb bei einer Senkentemperatur von 35°C (W35) und von 50°C (W50), wie in Abb. 52 dargestellt, nehmen die Abtauenergieaufwände der Prozessumkehr deutlich zu. Obwohl die abzutauende Eismenge kleiner ist, nimmt der Abtauenergieaufwand bei einer Quellentemperatur von -6°C (A-6) von 0.234 auf 0.335 kWh zu. Dies entspricht einer Zunahme um 43 %. Im Gegensatz nimmt der Abtauenergiebedarf der Heissgasabtauung von 0.2568 auf 0.1767 ab. Um 0°C benötigen beide Abtauverfahren etwa gleich viel Energie. Bei noch höheren Quellentemperaturen, ist die Eismenge dann so gross, dass die Heissgasabtauung wieder mehr Energie für einen Abtauzyklus benötigt.

### 9.9.3.3 Vergleich der energetischen Abtauaufwände zwischen der Heissgasabtauung und der Prözessumkehr unter Berücksichtigung der Laufzeiten

Damit man ein umfassendes Bild der Abtauenergiebedarfe der beiden Abtauverfahren bekommt, muss man auch die Laufzeiten der Wärmepumpe berücksichtigen. Diese Laufzeiten wurden über den Wärmebedarf in den jeweiligen Temperaturbereichen ermittelt. Die mittleren Quellentemperaturen von A-6 bis A4 bilden die Mittelwerte der Temperaturbereiche. So erhält man zwischen  $-7$  und  $+5^{\circ}\text{C}$  sechs verschiedene Temperaturbereiche mit einer Temperaturspreizung von  $2\text{ K}$ .

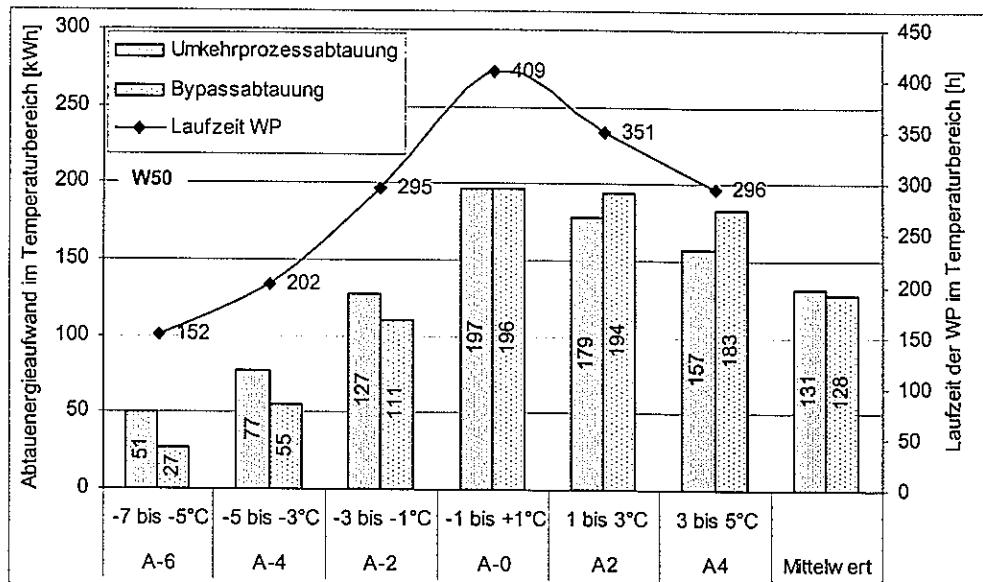


Abb. 53 Totaler Abtauenergieaufwand unter Berücksichtigung der mittleren Laufzeiten in den jeweiligen Temperaturbereichen. Auswertungen für eine Senkentemperatur von  $50^{\circ}\text{C}$  (Daten dazu unter Anhang A.9 in Tab. 16)

Anhand eines Summenhäufigkeitsdiagramms<sup>29</sup> für Zürich, welches die jährlichen Stundenzahlen angibt, welche unterhalb einer gewissen Umgebungstemperatur vorkommen, konnte der Wärmebedarf in den vorhin erwähnten Temperaturbereichen bestimmt werden. Aus diesem Wärmebedarf und der Heizleistung der Wärmepumpe resultierten dann die Laufzeiten der Wärmepumpe für den jeweiligen Temperaturbereich. Mit Hilfe der spezifischen, elektrischen Abtauenergie aus den Diagrammen der Abb. 51 und Abb. 52, welche auf einen einstündigen Heizbetrieb bezogen sind, konnte der gesamte Abtauaufwand für die jeweiligen Temperaturbereiche berechnet werden. Die Berechnungsgrundlagen sind unter Anhang A.9 in der Tab. 16 zu finden.

Abb. 53 zeigt die aus den obigen Ausführungen resultierenden Gesamtabtauenergiebedarfe. Die obere Kurve stellt die Wärmepumpenlaufzeiten für die Heizzyklen der entsprechenden Temperaturbereiche dar. Um  $0^{\circ}\text{C}$  erreichen diese ein Maximum mit 409 Stunden und werden mit zunehmender Umgebungstemperatur kleiner. Dieses Diagramm stellt die Resultate für eine Senkentemperatur von  $50^{\circ}\text{C}$  dar. Infolge der hohen Druckverhältnissen verbraucht die Prözessumkehr bis  $0^{\circ}\text{C}$  mehr Energie. Darüber ist der Energieverbrauch der Heissgasabtauung grösser. In der letzten Spalte des Diagramms ist der Mittelwert über alle Temperaturbereiche dargestellt. Die Prözessumkehr benötigt unwesentlich mehr Abtauenergie gegenüber der Heissgasabtauung. Reduzieren wir die Senkentemperatur von  $50$  auf  $35^{\circ}\text{C}$ , ändert sich das Resultat. Durch das kleinere Druckverhältnis reduzieren sich die Abtauenergieaufwendungen für die Prözessumkehr, wie bereits in Abb. 52 gezeigt wurde. Die Heissgasabtauung benötigt deutlich mehr Abtauenergie. Im Temperaturbereich mit ei-

<sup>29</sup> Summenhäufigkeitsdiagramm siehe Kapitel 1.3: In Abb. 1 ist das verwendete Diagramm dargestellt

ner mittleren Quellentemperatur von 0°C verbraucht die Heissgasabtauung 65 % mehr Energie. Im Mittel über alle Temperaturbereiche benötigt die Heissgasabtauung rund 63 % mehr Abtauenergie gegenüber der Prozessumkehr.

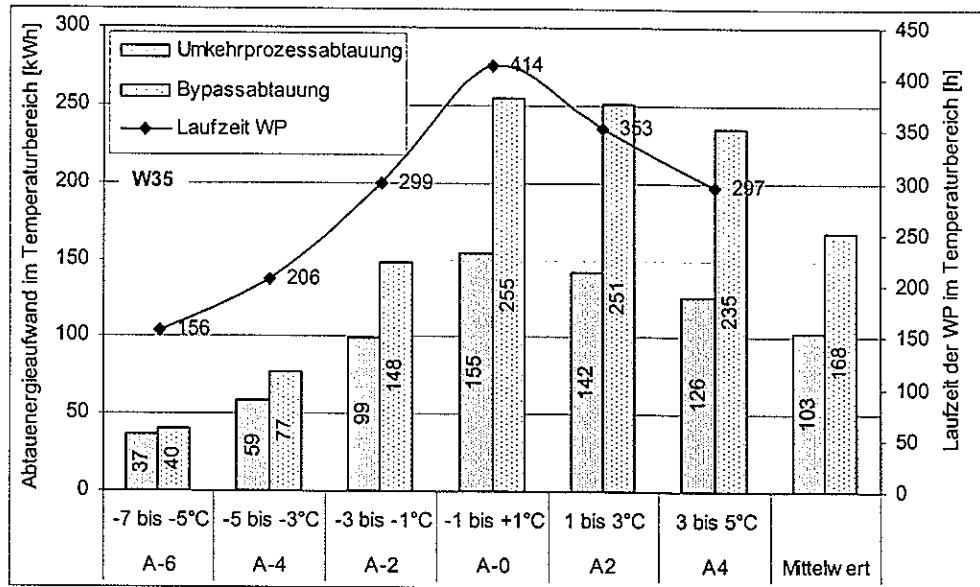


Abb. 54 Totaler Abtauenergieaufwand unter Berücksichtigung der mittleren Laufzeiten in den jeweiligen Temperaturbereichen. Auswertungen für eine Senkentemperatur von 35°C (Daten dazu unter Anhang A.9 in Tab. 16)

#### 9.9.3.4 Abtaudauer

Wie bereits bekannt ist, sind die Abtauzeiten der Heissgasabtauung deutlich länger als diejenigen der Prozessumkehr. In der Abb. 55 sind die Abtaudauer für die Heissgasabtauung und die Prozessumkehr dargestellt für die sechs verschiedenen Quellentemperaturen. Diese Abtauzeiten sind hauptsächlich von der Eismenge und der Abtauleistung abhängig.

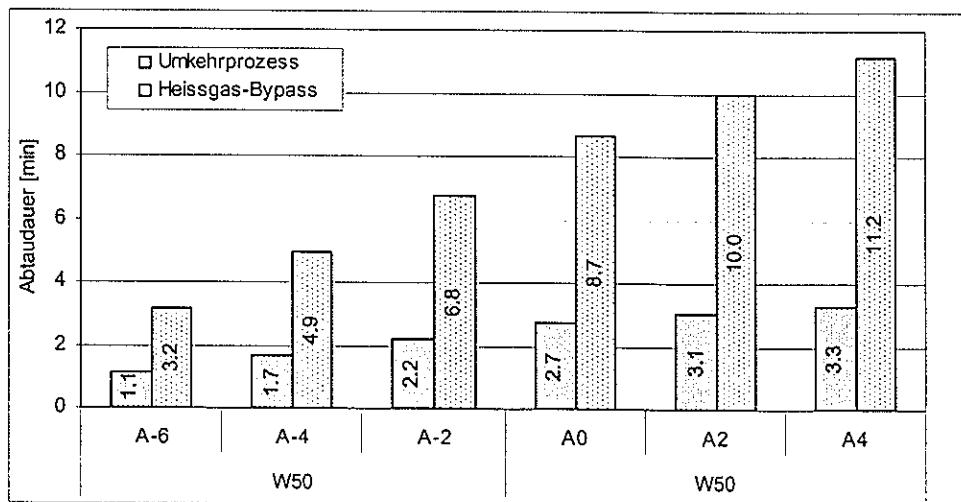


Abb. 55 Abtauzeiten bei einer Senktemperatur W50 mit einem Scrollverdichter für das Kältemittel R407c. Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

### 9.9.3.5 Spezifischer Abtauenergieaufwand für das Schmelzen von einem Kilogramm Eis.

An dieser Stelle wird die Abtauenergie der beiden Abtauverfahren immer auf ein Kilogramm geschmolzenes Eis bezogen. Diese Grösse ist besonders hinsichtlich der zweiten Phase interessant. Mit dem spezifischen Abtauenergieaufwand „e“ können verschiedene Wärmepumpen untereinander verglichen werden. Je kleiner dieser Betrag ist, desto effizienter ist das Abtauverfahren. Das untenstehende Diagramm zeigt die spezifischen Abtauenergieaufwände für die Prozessumkehr. Infolge der kleinen Eismenge bei tiefen Quellentemperaturen und den eher grossen indirekten Abtauenergieaufwendungen bei der Prozessumkehr, resultiert ein grosser spezifischer Abtauenergieaufwand von etwa 0.42 kWh pro Kilogramm geschmolzenem Eis. Mit zunehmender Eismenge nimmt dieser Wert gegenläufig ab. Die spezifischen, direkten Abtauenergieaufwände sind über den ganzen Temperaturbereich bei einem Wert von etwa 0.1 kWh annähernd konstant.

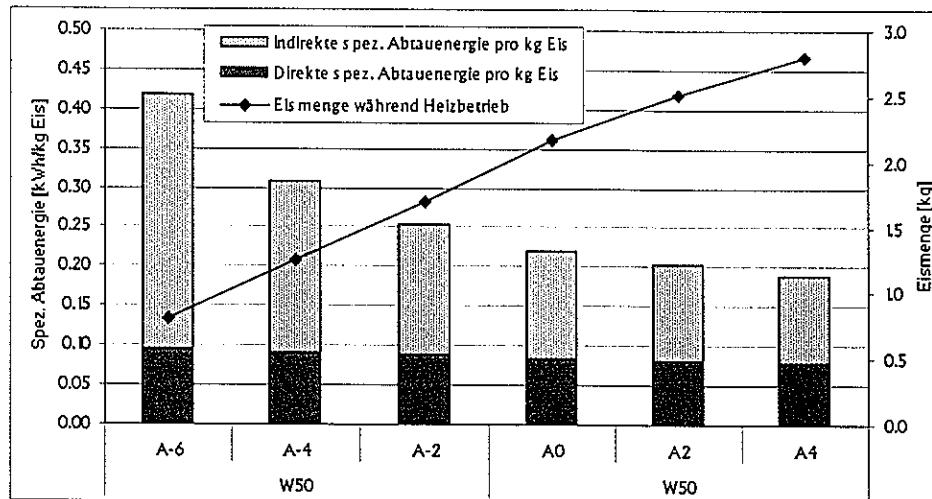


Abb. 56 Spezifische Abtauenergie bezogen auf ein Kilogramm geschmolzenes Eis für die Prozessumkehr bei einer Senkentemperatur W50 mit einem Scrollverdichter für das Kältemittel R407c. Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

Abb. 57 zeigt die spezifischen Abtauenergieaufwände für die Heissgasabtauung. Da diese keine relevanten, indirekten Abtauenergieaufwände aufweist, sind diese hauptsächlich von der Eismenge abhängig. Die spezifischen Abtauenergieaufwände betragen über den ganzen Temperaturbereich etwa 0.2 kWh pro Kilogramm geschmolzenem Eis.

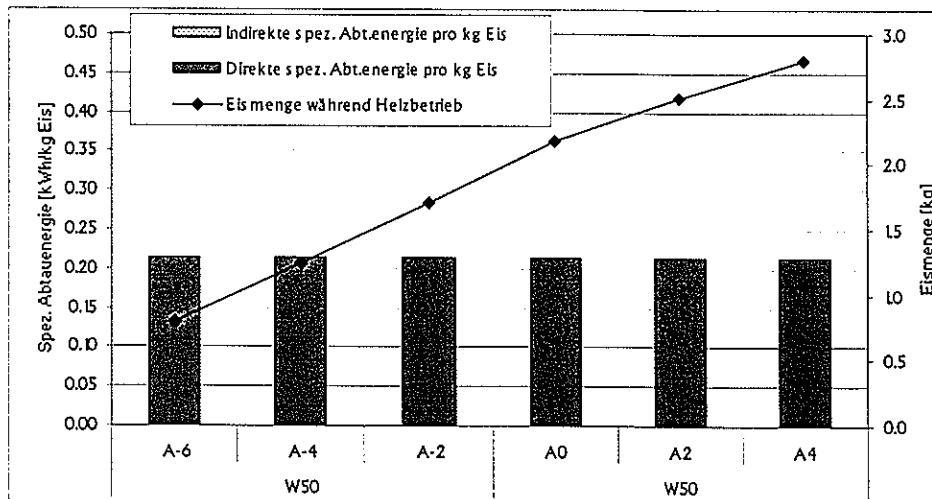


Abb. 57 Spezifische Abtauenergie bezogen auf ein Kilogramm geschmolzenes Eis für die Heissgasabtauung bei einer Senkentemperatur W50 mit einem Scrollverdichter für das Kältemittel R407c. Parameter nach Tab. 9 und Tab. 10.

#### 9.9.4 Vergleich zwischen dem Scrollverdichter mit R407c und einem Hubkolbenverdichter mit R22

Die Resultate von einem Hubkolbenverdichter mit R22 verhalten sich recht ähnlich. Da aber ein Hubkolbenverdichter eine andere Verdichtercharakteristik hat, fallen die spezifischen Abtauenergieaufwände generell grösser aus, als bei Scrollverdichtern. Interessant ist, dass trotz dem kleineren Druckabfall über das Vierwegventil der Mehrabtauenergiebedarf einen grösseren Anteil an dem ganzen Abtauauaufwand einnimmt, als beim Scrollverdichter mit dem grösseren Druckabfall. Da das Kältemittel anders und die Heizleistung verschieden gross ist, ist ein aussagekräftiger Vergleich schwierig. Die Auswertungen sind aber im Anhang beigelegt.

#### 9.9.5 Auswertungen im Überblick

Die in den Unterkapiteln 9.9.3.1 bis 9.9.3.5 gezeigten Resultate aus den Auswertungen vergleichen die Heissgasabtauung und die Prozessumkehr auf deren elektrische Energieaufwände. Abschliessend kann festgestellt werden, dass die Prozessumkehr nicht so viel sparsamer im Energieverbrauch ist, wie immer angenommen wurde. Der Grund dafür sind die indirekten Abtauenergieaufwände, welche auch in die Bilanzierung einbezogen werden müssen. Diese werden durch den Einsatz des Vierwegventils verursacht und können bis 80 % des Abtauenergiebedarfes der Prozessumkehr ausmachen. Besonders bei tiefen Quellen- und hohen Senkentemperaturen steigen diese indirekten Energieverbrauche deutlich an. Abb. 53 zeigt, dass um 0°C die beiden Abtauverfahren etwa gleich viel elektrische Energie verbrauchen. Bei tiefen Quellentemperaturen benötigt die Heissgasabtauung weniger Energie als die Prozessumkehr, bei höheren Quellentemperaturen arbeitet die Prozessumkehr effizienter. Mit einer Senktemperatur von 50°C konsumiert diese etwa gleich viel elektrische Energie wie die Heissgasabtauung. Bei tieferen Senktemperaturen reduzieren sich dann die indirekten Abtauenergieanteile und die Prozessumkehr benötigt deutlich weniger Abtauenergie als die Heissgasabtauung.

Die detaillierten Auswertungsdaten, auf welchen die Diagramme im obigen Kapitel 9.9 basieren sind im Anhang A.9 und A.10 in den Tabellen „Tab. 16 bis Tab. 24“ zu finden.

## 10 Abtauenergieaufwand aus Tössmessdaten

Wie bereits im Kapitel 9 erwähnt wurde, können die Tössdaten nicht mit dem gleichen Algorithmus ausgewertet werden, wie er entwickelt wurde für die Vorausberechnung und den Vergleich der Heissgasabtauung und Prozessumkehr. Aber er bildet die Ausgangslage für die Auswertung der Messdaten der Typenprüfung in Töss. In den folgenden Unterkapiteln wird beschrieben, wie der Auswertungsalgorithmus aussehen sollte und wo die Unterschiede zum bestehenden Berechnungsgang liegen.

### 10.1 Zielsetzung

Aus den Resultaten aus den Tössmessungen kann man Kennwerte für die Abtauung bilden und durch die Vielfalt der verschiedenen Wärmepumpentypen erhalten wir einen Überblick über den Stand der Abtauungsqualität. Damit die Abtauung charakterisiert werden kann, wollen wir folgende Kennwerte ermitteln:

- a. Spezifischer, elektrischer Energieaufwand pro kg Eisansatz am Verdampfer
- b. Direkte und indirekte Abtauenergieanteile
- c. Abtauwirkungsgrad; Verhältnis der theoretisch nötigen zur effektiven Abtauleistung
- d. Absolute und relative Abtaudauer

Wenn diese erhaltenen Werte dann in einer Klassenhäufigkeitsverteilung dargestellt werden, erhält man Hinweise über den Stand der Abtautechnik. Große Streuungen der Werte sind ein Indiz, dass grosse Unterschiede unter den Abtausystemen vorhanden sind und kleine Streuungen lassen vermuten, dass es nicht so entscheidend ist, mit welchen Verfahren abgetaut wird. Natürlich steht bei diesen Auswertungen der Vergleich zwischen der Heissgasabtauung und der Prozessumkehr im Vordergrund.

### 10.2 Methodik

Mit den gemessenen Werten aus der Typenprüfung in Töss erhalten wir Daten von genau definierten Betriebszuständen. Die Messdaten werden über drei Heiz- und drei Abtauzyklen erfasst und gemittelt. So liefern diese Messungen die Heizdauer und die produzierte Heizwärme, sowie die mittlere, elektrische Aufnahmleistung des Verdichters und die konsumierte elektrische Energie.

#### 10.2.1 Eismenge

Die für uns relevante Eismenge am Verdampfer wird bei den Tössmessungen nicht erfasst und muss deshalb auf einem anderen Weg ermittelt werden. Hierfür verwenden wir das unter dem Kapitel 9.5 beschriebene Eismodell. Aus den Tössmessungen geht die Lufteintrittstemperatur und deren relative Feuchtigkeit hervor. Doch die Austrittstemperatur wird nur bei Kompaktanlagen mit einem Kanalanschluss gemessen. Das selbe gilt für den Luftvolumenstrom.

Im Fall, dass weder die Austrittstemperatur, noch der Luftvolumenstrom bekannt sind, muss der Luftvolumenstrom angenommen werden. Daraus kann dann die Entzugsenthalpie und mit dieser die Austrittsenthalpie berechnet werden. Mit der Unterscheidung der beiden Fälle mit und ohne Auskondensation der Luft, kann somit die Austrittstemperatur und deren Feuchtigkeit bestimmt werden wie im Kapitel 9.5 beschrieben wurde.

Im Fall, dass die Wärmepumpe einen Ansaug- und Ausblasakanal hat, sind die Austrittstemperatur und der Luftvolumenstrom vorhanden. Der letztere wird bei einem nicht vereisten Verdampfer gemessen. Dadurch können die Austrittsbedingungen genau ermittelt werden. Es ist vorgesehen die Auswertung so zu gestalten, dass diese Werte verwendet werden, wenn sie gemessen wurden. Sonst wird eine Annahme für den Luftvolumenstrom getroffen und die Austrittsbedingungen berechnet. Diese Annahmen können zusätzlich im Fall des

Vorhandenseins der Austrittstemperatur und des Luftvolumenstromes mit dem realen Fall überprüft werden. So sind wir in der Lage die Ungenauigkeit der Annahme abzuschätzen.

### 10.2.2 Direkter und indirekter Energieaufwand für die Abtauung

Die direkten elektrischen Energieaufwendungen können direkt aus den Tössmessungen für die Abtauphase entnommen werden.

Für die indirekten Anteile sollte der Kondensations- und der Verdampfungsdruck bekannt sein, in wenigen Fällen wurden diese Drücke bei den Tössmessungen zusätzlich erfasst. Sind diese nicht vorhanden, können sie mit der im Kapitel 9.4 aufgezeigten Relation aufgrund der Quellen- und der Senkentemperatur approximiert werden. Diese Annahme kann auch validiert werden mit Tössmessungen, in welchen Hoch- und Niederdruckwerte vorhanden sind. Laut Angaben des Prüfleiters vom Wärmepumpentestzentrums in Töss sind seit zwei Jahren auch die Verdichtertypen erfasst worden. Mit dieser Angabe kann die elektrische Aufnahmleistung und der Massenstrom des Verdichters mit der Theorie der Arbeitsfunktion  $\sigma$  und dem Liefergrad  $\lambda$  (siehe Kapitel 9.4.1 „Verdichtercharakteristik“) für den Fall ohne Vierwegventil bestimmt werden.

Der indirekte Energieaufwand für das Produzieren der dem Heiznetz entzogenen Wärme während der Abtauung kann aus der Entzugswärmemenge und der mittleren Leistungszahl aus der letzten Heizperiode bestimmt werden.

### 10.2.3 Druckverlust und Leckage von Vierwegventilen

Da nur ein Lieferant in der Schweiz Vierwegventile anbietet, kommen nur gerade vier Baugrössen des selben Typs zum Einsatz bis zu einer maximalen Kälteleistung von 19 kW. Wie bereits erwähnt im Kapitel 9.6.2.1, messen wir in unserem Labor zwei dieser Baugrössen auf Druckverlust und Leckage aus und können so anhand der Kälteleistung die Ventile den Wärmepumpen mit Prozessumkehr zuordnen.

### 10.2.4 Abtauwirkungsgrad

Ein Teil der bereitgestellten Abtauwärme gelangt nicht zum Eis, sondern wird direkt an die Umgebung abgegeben. Dazu gehören die Wärmeverluste in den Zuleitungen zum Verdampfer sowie jene Wärme, die von den bereits blanken Verdampferlamellen an die Umgebungsluft abgegeben werden.

Bei der Heissgasabtauung kann davon ausgegangen werden, dass die elektrische Aufnahmleistung mit der Abtauleistung gleichgesetzt werden kann. In diesem Leistungsbereich werden fast ausschliesslich voll- oder halbhermetische Verdichter eingesetzt. Die Wärmeabgabe des Kompressorgehäuses an die Umgebung ist gering. Folglich entspricht die konsumierte, elektrische Energie des Verdichters innerhalb eines Abtauzyklus der Abtauenergie. Mit der Eismenge vom letzten Heizzyklus kann über die Schmelzwärme die benötigte Wärmemenge zum abtauen des Eisansatzes ermittelt werden. Die Verhältniszahl zwischen dieser Schmelzwärme und der produzierten Abtauwärme bildet den Abtauwirkungsgrad. Dieser Wert gibt Aufschluss darüber, wie viel Wärme wirklich zum Eis gelangt.

Bei der Prozessumkehr kann die dem Heizkreis entzogene Wärmemenge den Messungen entnommen werden. Die Abtauwärme ergibt sich dann aus der Summe der Wärmemenge und dem elektrischen Energiekonsum des Verdichters. Der Abtauwirkungsgrad rechnet sich dann wie für die Heissgasabtauung.

### 10.3 Messplan Tössprüfstand

Untenstehend ist in der Abb. 58 links ein Schema der Heissgasabtauung dargestellt mit den in den Berechnungen korrespondierenden Nummern 1 bis 7. Auf der rechten Seite befindet sich das Schema für die Prozessumkehr. In den Schemata sind auch die Größen eingezeichnet, welche aus den Tössprüfungen hervorgehen. Dies sind alle Größen, welche ausserhalb der Systemgrenze liegen.

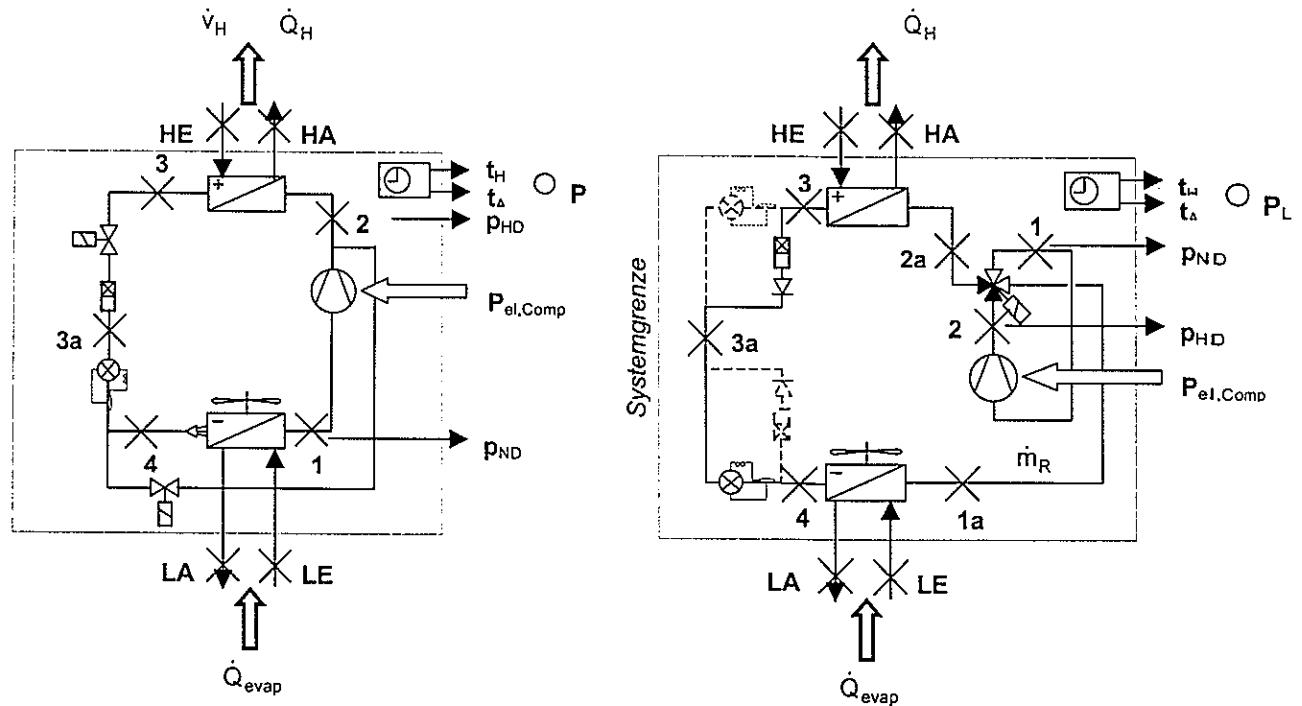


Abb. 58 Messplan Wärmepumpentypenprüfung Töss, links: Heissgasabtauung, rechts: Prozessumkehr

	Bez. VALUV	Bez. WPZ	Messgrösse	Einheit
	$T_{heating}, t_{defrost}$	Datum Zeit	Zeit	[hh:mm:ss]
	A	Abtauen	Betriebsstatus	[ - ]
Verdampfer	$T_{LE1}$	Q611 TV51	Lufteintrittstemperatur 1	[°C]
	$T_{LE2}$	Q611 TV52	Lufteintrittstemperatur 2	[°C]
	$T_{LE3}$	Q611 TV53	Lufteintrittstemperatur 3	[°C]
	$T_{LE4}$	Q611 TV54	Lufteintrittstemperatur 4	[°C]
	$T_{LE5}$	Q611 TV55	Lufteintrittstemperatur 5	[°C]
	$T_{LA1}$	Q617 TR51	Luftaustrittstemperatur 1	[°C]
	$T_{LA2}$	Q617 TV51	Luftaustrittstemperatur 2	[°C]
	$\phi_{LE1}$	Q617 F%51	Eintrittsfeuchte (Kapazitivfeu.)	[% rF.]
	$\phi_{LE2}$	N721 F%51	Eintrittsfeuchte (Taupunktsp.)	[% rF.]
	$p_{ND}$	ND 51	Niederdruck (fakultativ)	[bar]
Kondensator	$T_{HA}$	N227 TV51	Heizwasservorlauftemperatur	[°C]
	$T_{HE}$	N227 TR51	Heizwasserrücklauftemperatur	[°C]
	$\dot{V}_H$	N223 WZ51	Heizwasservolumenstrom	[m³/h]
	$p_{HD}$	HD 51	Hochdruck (fakultativ)	[bar]
	$P_{el,comp}$	PE50	Elektrische Wirkleistung Verd.	[W]
	$p_L$	Q611 PU51	Luftdruck	[bar]

Tab. 12 Spezifikation der Messgrößen Wärmepumpentestzentrum Töss, WPZ

In der Tab. 12 sind alle Messgrößen, welche aus den Tössmessungen hervor gehen aufgelistet. In der ersten Spalte sind die in diesem Bericht verwendeten Größenbezeichnungen aufgeführt und in der zweiten Spalte die im Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum verwendeten Bezeichnungen.

## 11 Abtauung in der Praxis

### 11.1 Einführung

In den vorangehenden Kapiteln wird die Abtauung von der theoretischen Seite analysiert und betrachtet. Jetzt stellt sich aber die Frage, wie werden die beiden Abtauverfahren, Heissgasabtauung und Prozessumkehr in der Praxis realisiert? Um diese Frage zu beantworten, sind neun Wärmepumpenanlagen aufgenommen worden. Es sind alles verschiedene Produkte und alle Wärmepumpen sind für das Beheizen von Einfamilienhäusern und dergleichen eingesetzt. Die aufgenommenen Anlagen lassen sich in folgende Gruppen ein-teilen:

#### Nach Abtauverfahren:

- 2 Prozessumkehr
- 6 Heissgasabtauungen
- 1 Natürliche Abtauung, manuelle Abtauung

#### Nach Kältekreisprozess:

- 8 Einstufige Anlagen
- 1 Kaskaden Anlage

#### Nach Kältemittel:

- 3 Anlagen mit R22
- 3 Anlagen mit R407c
- 1 Anlage mit R404a
- 1 Anlage mit R290
- 1 Anlage mit R1270

Aus zeitlichen Gründen konnten die Anlagen nur in einem begrenzten Rahmen untersucht werden. Die Funktionsweise wurde anhand der kältetechnischen Schaltungen und der Führeranordnung hergeleitet. Trotzdem gab dieses Kapitel aufschluss über die Realisation der Abtauung in der Praxis. In den nächsten Unterkapiteln werden die Fakten aus den Aufnahmen zusammenfassend erwähnt. Was wird bei den Abtauungen auffallend oft gleich gemacht und wo liegen die Unterschiede. Zum Schluss werden dann auch noch neue Ansätze präsentiert. Die Daten zu den aufgenommenen Anlagen befinden sich im Anhang A.11.

### 11.2 Prozessumkehr

Für die Prozessumkehr standen uns nur zwei Aufnahmeobjekte zur Verfügung. Somit ist die Aussagekraft dieses Unterkapitels nur sehr gering. Die aufgenommenen Lösungen decken sich mehrheitlich mit der Literatur und den Aussagen von Fachleuten. Das Vierweg-Umschaltventil kann nur in der bekannten Art und Weise eingebaut werden.

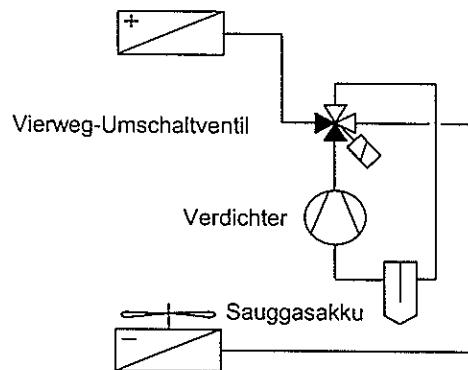


Abb. 59 Einbau des Vierweg-Umschaltventils bei Wärmepumpen mit Umkehrprozess-Abtauung

Abb. 59 zeigt die Anordnung des Vierweg-Umkehrventils bei der Prozessumkehr. Die beiden untersuchten Fälle, haben beide einen Saugakku vor dem Saugstutzen des Verdichters. Der Saugakku verhindert das Ansaugen von flüssigem Kältemittel. Besonders wenn die Wärmepumpe vom Abtaubetrieb wieder auf den Heizbetrieb wechselt, kann sich noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer befinden, welches diesen nur unverdampft verlässt. Ein Sauggasüberhitzer zeigt in diesem Moment noch keine Wirkung, da die Kältemittelflüssigkeit noch kalt ist.

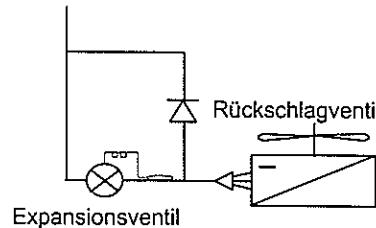


Abb. 60 *Expansionsventil mit Umgehungsstrecke bei der Prozessumkehr (siehe Anhang A.11.1 und A.11.2)*

Der Einbau des Expansionsventils vor dem Verdampfer geschieht auch meistens nach einer Standartlösung. Abb. 60 zeigt das Expansionsventil und die Umgehungsstrecke mit dem Rückschlagventil. Dieses sperrt die Umgehungsstrecke im normalen Heizbetrieb. So strömt jegliches Kältemittel über das Expansionsventil. Fachleute haben aber festgestellt, dass diese Rückschlagventile nicht immer einwandfrei funktionieren. Es wurde auch entdeckt, dass diese Ventile nicht ganz dicht sind. Im Abtaubetrieb strömt dann das Kältemittel über die Umgehungsstrecke und wird vor dem Kondensator gedrosselt<sup>30</sup>, welcher im Abtaubetrieb als Verdampfer arbeitet. Als Alternative zu der Lösung in Abb. 60 können heute Expansionsventile eingesetzt werden, welche in beide Richtungen durchströmt werden können. In der einen Richtung arbeiten jene als Expansionsventil und in die andere Richtung als Umgehungsstrecke.

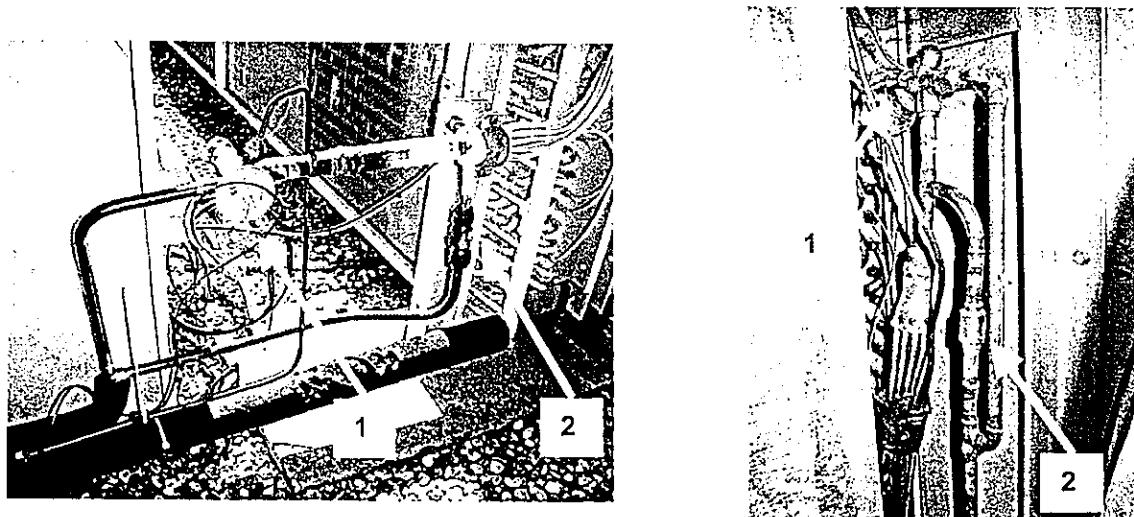


Abb. 61 *Das Expansionsventil und die Umgehungsstrecke mit dem Rückschlagventil der Wärmepumpen A + B (siehe Anhang A.11.1 und A.11.2)*

Abb. 61 zeigt die Umgehungsstrecken von zwei verschiedenen Wärmepumpen. Im linken Bild ist der aussen aufgestellte Verdampfer einer Splitanlage abgebildet, auf der rechten Seite ist der Verdampferanschluss eines in einen Luftkanal eingebauten Verdampfers zu sehen. In ihrem Prinzip ist die Umgehungsstrecke immer gleich ausgeführt, doch die Konstruk-

<sup>30</sup> Drosselung mit Expansionsventil, Verdampfungsdruckregler oder mit dem natürlichen Druckverlust der Leitungen und Komponenten (vgl. Abb. 62). Dazu mehr auf der nachfolgenden Seite

tion ist jeweils den Gegebenheiten angepasst. Die Nummer 1 zeigt jeweils das thermische Expansionsventil und die Nummer 2 das Rückschlagventil.

Die grössten Unterschiede sind bei den Verbindungen zwischen dem Kondensator und dem Expansionsventil festzustellen. Im Abtaubetrieb arbeitet der Kondensator als Verdampfer. Das heisst, dass das Expansionsventil vor dem Verdampfer nicht verwendet werden kann, um den Druck des Kältemittels zu drosseln. Aus diesem Grund wird vor dem Kondensator ebenfalls eine Einrichtung benötigt, um im Abtaubetrieb das Kältemittel zu entspannen.

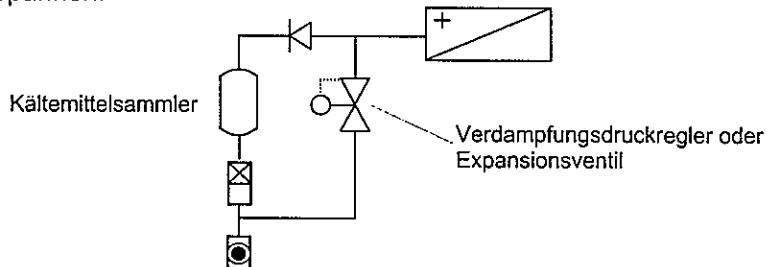


Abb. 62 Sammler, Verdampfungsdruckregler, Umgehungsstrecke bei der Prozessumkehr (siehe Anhang A.11.1)

Dies wird meistens durch ein zweites Expansionsventil oder einen Verdampfungsdruckregler gemacht. Eine der aufgenommenen Anlagen hat nichts von beidem (Wärmepumpe B; Anhang A.11.2). Die Drosselung erfolgt in jenem Fall über den natürlichen Druckverlust der Leitungen und Komponenten. Zusätzlich kann der benötigte Druckabfall mit einer Drossel zusätzlich erhöht werden. Abb. 62 zeigt die prinzipielle Schaltung der Wärmepumpe A. Dort wird der Verdampfungsdruck mit einem Verdampfungsdruckregler konstant gehalten. Anstelle dieses Druckreglers kann am selben Ort auch ein thermisches Expansionsventil eingesetzt werden. Die beiden aufgenommenen Wärmepumpen besitzen beide einen Kältemittelsammler. Bei einer Anordnung des Sammlers, wie in Abb. 62, wird er nicht mehr durchströmt, hat aber immer noch eine Wirkung als Sammler. Beim Umschalten der Wärmepumpe von Heiz- auf Abtaubetrieb bleibt der Sammler auf der Hochdruckseite. Je nach Kältemittelumlauf, wird im Sammler Kältemittel verdampft oder kondensiert. So kann aus dem Sammler Kältemittel verschoben werden, ohne dass er durchströmt wird. Ordnet man den Kältemittelsammler an, wie es in Abb. 63 dargestellt ist, wird dieser auch im Abtaubetrieb durchströmt. Die Verrohrung ist nur geringfügig aufwendiger.

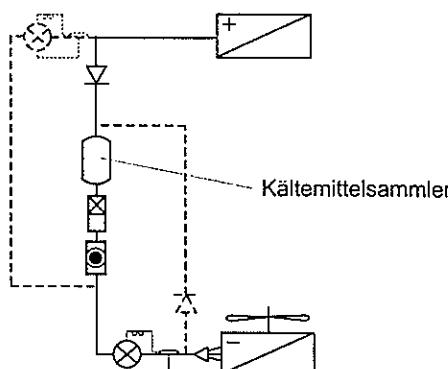


Abb. 63 Anordnung des Kältemittelsammlers, dass er auch im Abtaubetrieb durchströmt wird

### 11.3 Bypassabtauung

Von den neun aufgenommenen Wärmepumpen sind sechs mit einer Heissgasabtauung ausgerüstet. Die Unterschiede bei der Realisierung der Heissgasabtauung sind sehr klein. Die Heissgase werden immer nach dem Verdichter in die Bypassleitung umgeleitet und die Bypassleitung wird kurz vor dem Venturiverteiler eingeleitet. Die Unterschiede sind vor allem bei der Beheizung der Tropfwasserwanne zu finden. Diese wird mit der warmen Kälte-

mittelflüssigkeit während des Betriebes geheizt, mit den Heissgasen während der Abtauung, mit einem Heizkabel oder einer Kombination aus Heizkabel und Flüssigkeitsunterkühlung. Auffallend ist, dass von den sechs Wärmepumpen nur gerade zwei mit einem Sauggasaku ausgerüstet sind und noch eine mit einer Heissgasüberhitzung. Die anderen Wärmepumpen haben keine aktive Einrichtung, um die flüssigen Kältemittelanteile nach dem Verdampfer noch zu verdampfen. Dann kann man nur noch davon ausgehen, dass die unverdampften Anteile durch die Sauggaskühlung des Verdichters verdampft werden. Abb. 64 zeigt stellvertretend für alle aufgenommenen Wärmepumpen mit Heissgasabtauung zwei verschiedene Lösungen. Die linke Abbildung zeigt eine Heissgasabtauung mit einem Sauggasüberhitzer. Wegen des Sauggasüberhitzers kann die Tropfwanne während des Heizbetriebes nicht mit der warmen Kältemittelflüssigkeit aus dem Kondensator beheizt werden. Aus diesem Grund wird die Tropfwanne mit den Heissgasen während der Abtauung beheizt. Der Heissgas-Bypass wird durch die Tropfwanne geführt und wird dann vor dem Verdampfer eingespeist. Ein Sammler ist vorhanden. Dieser wird aber nur während des Heizbetriebes durchströmt. Ein Magnetventil vor dem Expansionsventil schliesst die Kältemittelflüssigkeitsleitung, damit das Heissgas nur durch den Verdampfer strömt.

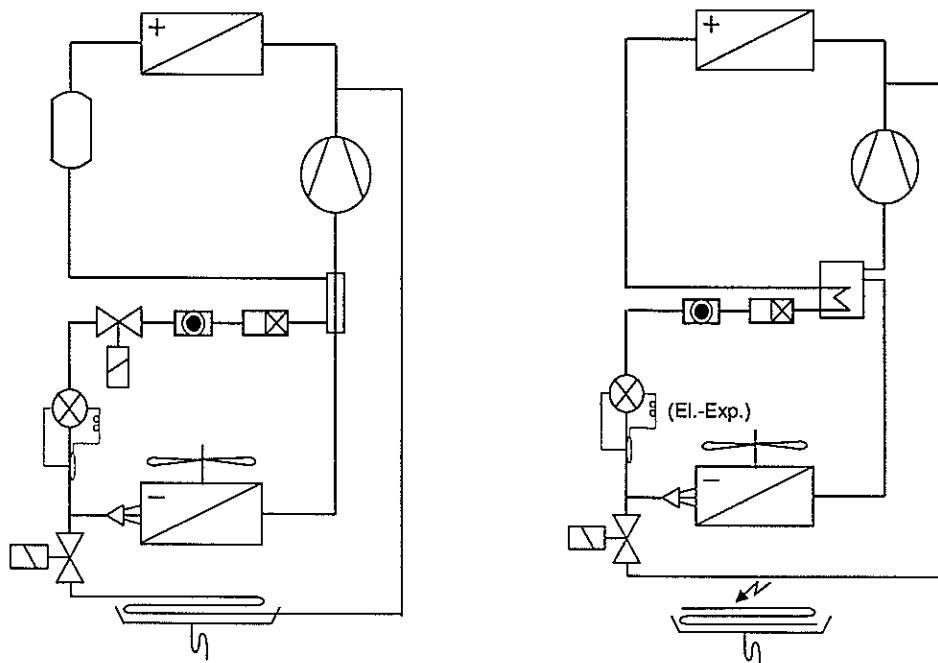


Abb. 64 Prinzip von zwei Wärmepumpen mit Heissgasabtauung  
(links: Wärmepumpe D; rechts: Wärmepumpe E; siehe Anhang A.11.4 und A.11.5)

Im Gegensatz zur linken Abbildung ist der Kältekreislauf der rechten Abbildung mit einem Sauggasaku versehen, welcher zusätzlich mit der warmen Kältemittelflüssigkeit beheizt wird. Dieser bietet auch während der Abtauung oder im kalten Zustand einen Schutz gegen das Ansaugen von Kältemitteltropfchen. Dafür kann die warme Kältemittelflüssigkeit nicht zur Beheizung der Tropfwanne verwendet werden. Diese wird mit einem Elektroheizkabel beheizt. Das elektronische Expansionsventil ersetzt eines der zusätzlichen Magnetventile, da es die Absperrfunktion selbst übernehmen kann. Abb. 65 zeigt die beiden erwähnten Ausführungsmethoden. Auf der linken Seite wird der Heissgas-Bypass durch die Tropfwanne geführt. Auf der rechten Seite wird mit einem selbstregulierenden Elektroheizkabel die Wanne von Vereisung freigehalten. Die Konstruktion der Bypassleitung und deren Anordnung ist etwa gleich realisiert. Der Hersteller der Wärmepumpe E hat auf den Kältemittelsammler verzichtet.

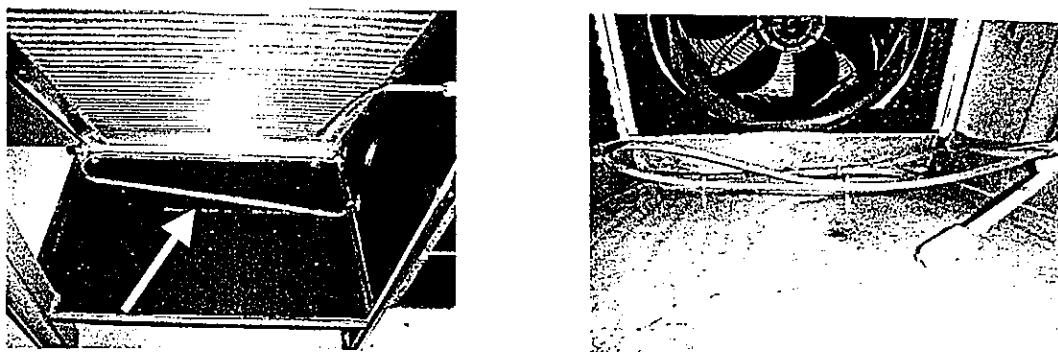


Abb. 65 Links: Beheizen der Tropfwanne mit Heissgas-Bypass; Rechts: Beheizen der Tropfwanne mit selbst-regulierendem Elektroheizkabel

#### 11.4 Bypassabtauung mit Kondensationsdruckhochhaltung

Eine der aufgenommenen Wärmepumpen ist mit einer Kondensationsdruckhochhaltung ausgerüstet, damit eine grössere Abtauleistung zur Verfügung steht. Während der Heissgas-Abtauung wird ein kleiner Kältemittelmassenstrom durch den Kondensator geführt. Das kondensierende Kältemittel heizt bei abgestellter Kondensatorpumpe den Verflüssiger auf und hält den Kondensationsdruck auf einem hohen Niveau. Das verflüssigte Kältemittel wird mit einem separaten Expansionsventil gedrosselt und beim Verdichtersauggasstutzen mit dem bereits verflüssigten Kältemittel vermischt. Durch diese Vermischung verschiebt sich der Ansaugpunkt ins Zweiphasen-Dampfgebiet. Der sauggasgekühlte Verdichter sollte aber die restlichen Flüssigkeitspartikel verdampfen, bevor diese verdichtet werden. Wenn die Wärmepumpe wieder auf den Heizbetrieb umschaltet, wird das zusätzliche Expansionsventil abgesperrt und das Kältemittel wird wieder durch den Verdampfer geführt.

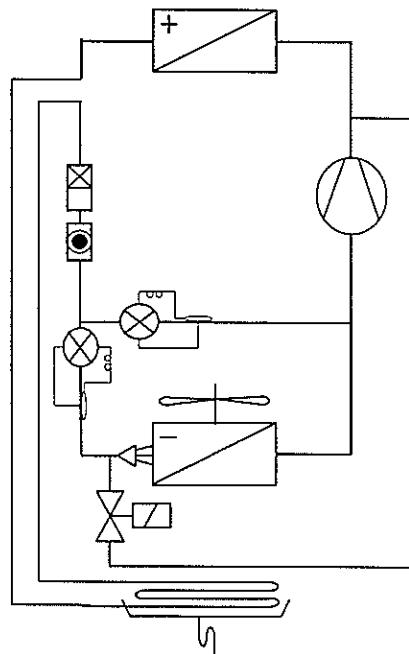


Abb. 66 Heissgasabtauung mit Kondensationsdruckhochhaltung (siehe Wärmepumpe C, Anhang A.11.3)

Während der Abtauung wird durch die Kältemittelunterkühlung gleichzeitig die Tropfwasserwanne beheizt. Im Kapitel 7.3.1 wird der Zusammenhang zwischen dem Hochhalten des Kondensationsdruckes und der grösseren Abtauleistung genauer beschrieben.

## 11.5 Anordnung des Verdampfers

Während den Aufnahmen haben wir an einer Wärmepumpe festgestellt, dass das Tauwasser nicht richtig von der Verdampferbatterie ablaufen kann. Das Tauwasser bleibt infolge der Kapillarität an der Verdampferbatterie hängen, wie in Abb. 68 gezeigt wird. Dieser physikalische Effekt ist wiederum auf den kleinen Luftspalt zwischen den Verdampferlamellen zurückzuführen. Das Wasser konnte selbst durch den Betrieb des Ventilators nur zum Teil entfernt werden. Abb. 67 zeigt den horizontal angeordneten Verdampfer. Der schräge Einbau des Verdampfers hindert die Tropfen nicht am hinunterrinnen. So können die Tropfen besser über die Tropfwanne abgeführt werden. Ist dies, wie oben beschrieben, nicht der Fall, friert das verbleibende Wasser wieder am Verdampfer an und dieser muss nach einer kurzen Heizdauer wieder abgetaut werden.

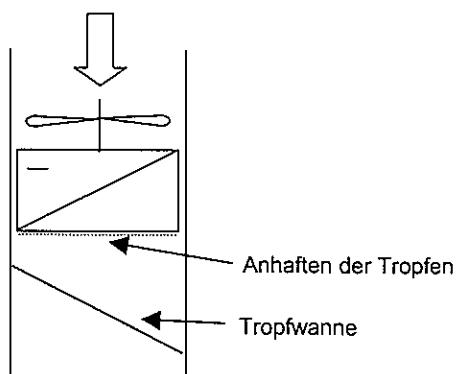


Abb. 67 Anordnung des horizontal eingebauten Verdampfers

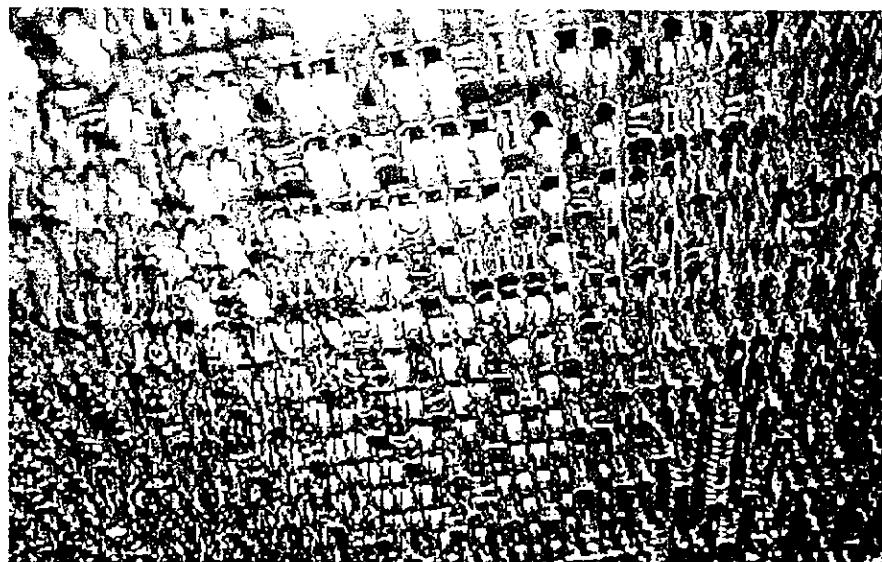


Abb. 68 Der mit Tauwasser gefüllte Luftverdampfer (siehe Wärmepumpe G; Anhang A.11.7)

## 11.6 Abtausteuerung

Die Steuerung konnte nur anhand der Anordnung der Temperatur- und Druckfühler beurteilt werden. Trotzdem zeigt sich, dass von den elf Wärmepumpen zwei anhand des luftseitigen Druckverlustes über die Verdampferbatterie die Abtauung einleiten, die restlichen Wärmepumpen starten die Abtauung in Abhängigkeit des sinkenden Verdampfungsdruckes bei gleichbleibender Quellentemperatur, bzw. der Berücksichtigung der Quellentemperatur. Dies wird realisiert durch das Messen der Außenlufttemperatur, der Verdampfungstemperatur

ratur über die Lamellen, an den seitlichen Bögen des Verdampfers oder nach dem Verdampfer durch das Messen der überhitzen Sauggase. Beendet wird die Abtauung meistens durch einen Temperatur- oder Druckfühler, welcher nach dem deutlichen Ansteigen der Sauggastemperatur die Abtauung beendet.

## 12 Symbole

Symbol	Grösse	Einheit
A	Wärmeaustauschfläche des Gebäudes	[m <sup>2</sup> ]
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W / m <sup>2</sup> K]
A <sub>VALVE</sub>	Querschnittsfläche am Vierwegventileintritt	[m <sup>2</sup> ]
E <sub>direkt</sub>	Elektr. Energiebedarf für Verdichter während Abtauung	[kWh]
E <sub>indirekt</sub>	Elektr. indirekter Energiebedarf für den Verdichter	[kWh]
E <sub>Δp</sub>	Elektr. indirekter Energiebedarf durch Druckverlust	[kWh]
E <sub>Leak</sub>	Elektr. indirekter Energiebedarf durch Leckage	[kWh]
E <sub>Senke</sub>	Elektr. indirekter Energiebed. durch Wärmeentnahme Senke	[kWh]
COP	Reale Leistungszahl	[–]
COP <sub>IR</sub>	Theoretische Leistungszahl des Rankine Prozesses	[–]
Δh <sub>def</sub>	Spezifische Abtauwärmeleistung	[kJ/kg]
ṁ <sub>R</sub>	Liefergrad des Verdichters	[kg/s]
ṁ <sub>w</sub>	Kondensatmassenstrom	[kg/s]
m <sub>w</sub>	Kondensatmenge	[kg]
m <sub>Eis</sub>	Eismenge	[kg]
p <sub>1a</sub>	Druck vor dem Vierwegventil, falls vorhanden (ND)	[bar(a)]
p <sub>1</sub>	Druck am Verdichteransaugstutzen (ND)	[bar(a)]
p <sub>2</sub>	Druck am Verdichterausblasstutzen (HD)	[bar(a)]
p <sub>2a</sub>	Druck nach dem Vierwegventil, falls vorhanden (HD)	[bar(a)]
p <sub>3</sub>	Druck vor Expansionsventil (HD)	[bar(a)]
p <sub>4</sub>	Druck nach Expansionsventil (ND)	[bar(a)]
p <sub>evap</sub>	Verdampfungsdruck	[bar(a)]
p <sub>cond</sub>	Kondensationsdruck	[bar(a)]
p <sub>L</sub>	Luftdruck	[Pa]
p <sub>s</sub>	Sättigungsdampfdruck	[Pa]
p <sub>D</sub>	Wasserdampfdruck	[Pa]
Δp <sub>VALVE_ND</sub>	Druckverlust des Vierwegventiles auf der Niederdruckseite	[bar]
Δp <sub>VALVE_HD</sub>	Druckverlust des Vierwegventiles auf der Hochdruckseite	[bar]
Δp <sub>cond,def</sub>	Kondensationsdruckabfall während Heissgasabtauung	[bar]
Δp <sub>evap,def</sub>	Verdampfungsdruckanstieg während Heissgasabtauung	[bar]
Δp <sub>VALVE</sub>	Druckabfall in Bypassleitung und Drossel	[bar]
P <sub>el,Comp,manufacture</sub>	Elekt. Leistungsaufnahme des Verdichters gem. Hersteller	[W]
P <sub>el,Comp</sub>	Elekt. Leistungsaufnahme des Verdichters	[W]
Q̄ <sub>cond</sub>	Thermische Kondensatorleistung	[W]
Q̄ <sub>evap</sub>	Thermische Verdampferleistung	[W]
Q̄ <sub>H</sub>	Mittlere Heizleistung der Wärmepumpe	[W]

$Q_{\text{Eis}}$	Schmelzwärme für das Abtauen des Eisansatzes	[J]
$Q_{\text{cond}}$	Heizleistungsbedarf	[J]
$q_{\text{cond}}$	Spezifische Kondensatorleistung	[kJ/kg]
$q_{\text{evap}}$	Spezifische Verdampferleistung	[kJ/kg]
$R$	Individuelle Gaskonstante	[–]
$T_{\text{evap}}$	Verdampfungstemperatur	[°C]
$T_{\text{cond}}$	Kondensationstemperatur	[°C]
$T_{\text{HE}}$	Temperatur Heizwassereintritt	[°C]
$T_{\text{HA}}$	Temperatur Heizwasseraustritt	[°C]
$T_{\text{LE}}$	Temperatur Lufteintritt in den Verdampfer	[°C]
$T_{\text{LA}}$	Temperatur Luftaustritt aus dem Verdampfer	[°C]
$T_{\tau}$	Taupunkttemperatur der Luft	[°C]
$T_A$	Aussenlufttemperatur	[°C]
$T_i$	Raumlufttemperatur	[°C]
$t_{\text{heatperiod}}$	Laufzeit der Wärmepumpe für eine Heizperiode	[h]
$t_{\text{defrostperiod}}$	Laufzeit der Wärmepumpe in der Vereisungsperiode	[h]
$t_{\text{rel}}$	Relative Abtaudauer	[–]
$t_{\text{defrost}}$	Abtaudauer für einen Abtauzyklus	[h]
$t_{\text{Heating}}$	Heizdauer für einen Heizzyklus	[h]
$\dot{V}_{\text{eff}}$	Effektives Fördervolumen des Verdichters	[m <sup>3</sup> / s]
$\dot{V}_{\text{th}}$	Theoretisches Fördervolumen des Verdichters	[m <sup>3</sup> / s]
$\dot{V}_L$	Luftvolumenstrom durch den Verdampfer	[m <sup>3</sup> / s]
$\dot{V}_{\text{Leak}}$	Leckagevolumenstrom im Vierwegventil	[m <sup>3</sup> / s]
$\dot{V}$	Kältemittelvolumenstrom durch das Vierwegventil	[m <sup>3</sup> / s]
$W_e$	Spezifische Verdichteraufnahmleistung	[J/kg]
$x$	Dampfgehalt im Zweiphasengebiet	[–]
$z$	Realgasfaktor	[–]
$\lambda$	Liefergrad des Verdichters	[–]
$\sigma$	Arbeitsfunktion Sigma	[J/m <sup>3</sup> · Pa]
$\eta_e$	Wirkungsgrad Elektromotor	[–]
$\eta_m$	Mechanischer Übertragungswirkungsgrad	[–]
$\eta_{\text{is}}$	Isentroper Wirkungsgrad	[–]
$\eta_{\text{defrost}}$	Abtauwirkungsgrad	[–]
$\theta$	Abtau-Heizverhältnis	[–]
$\varphi$	Relative Luftfeuchtigkeit	[–]
$\psi$	Verhältniszahl der latenten zur gesamten Enthalpie der Luft	[–]
$\zeta_{\text{VALVE}}$	Widerstandszahl	[–]
$\pi$	Druckverhältnis Verdichter	[–]

<b>Index</b>	<b>Grösse</b>
1a	Punkt vor dem Vierwegventil, falls vorhanden (ND)
1	Punkt am Verdichteransaugstutzen (ND)
2	Punkt am Verdichterausblasstutzen (HD)
2a	Punkt nach dem Vierwegventil, falls vorhanden (HD)
3	Punkt vor Expansionsventil (HD)
4	Punkt nach Expansionsventil (ND)

## 13 Literaturverzeichnis

Die Literaturrecherche wurde mit Hilfe von folgenden Bibliothekdatenbanken durchgeführt:

- **FIZ Technik WEB**, Konsortium der FH-Bibliotheken der Schweiz
- **NEBIS**, Netzwerk von Bibliotheken und Informationsstellen in der Schweiz
- **FRIDOC**, Datenbank des „International Institute of Refrigeration
- **ASRHAE**, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
- **ETDEWEB**, World Energy Base

Die gefundenen Titel sind nachfolgend in zwei Rubriken, Bücher und Fachzeitschriften unterteilt worden.

### 13.1 Bücher

- |      |                                     |   |
|------|-------------------------------------|---|
| [1]  | A. R. Trott                         | Refrigeration and Air-Conditioning, 2. Aufl., Butterworths, London, 1989, Englisch  |
| [2]  | Kondepudi, Murali, Lorsch, Bhalerao | Avoiding Heat Pump Evaporator Frosting through the Use of Desiccants, Vol 1, International Solar Energy Conf., 1995, Englisch                           |
| [3]  | H. L. von Cube                      | Lehrbuch der Kältetechnik, Band 2, 3. Aufl., C.F. Müller, Karlsruhe, 1981, Deutsch  |
| [4]  | Hans-Jürgen Ullrich                 | Kältetechnik, Band 1, 1. Aufl., Cool, Augsburg, 1991, Deutsch   |
| [5]  | Rudolf Plank                        | Handbuch der Kältetechnik, Band 6, 1. Aufl., Springer Verlag, Berlin, 1969, Deutsch   |
| [6]  | Heinrich Drees, Alfred Zwicker      | Kühllanlagen, 12. Aufl., VEB Verlag Technik, Berlin, 1979, Deutsch  |
| [7]  | Hermann Halozan                     | Die Außenluftwärmepumpen-Heizung Abtauproblematik und Spitzenlastdeckung, 1. Aufl., dbv Verlag, Graz, 1978, Deutsch                                     |
| [8]  | Walter Maake, Hans-Jürgen Eckert    | Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, Band 1, 17. Aufl., C.F. Müller, Karlsruhe, 1988, Deutsch   |
| [9]  | Matts Bäckström, Eduard Emblik      | Kältetechnik, 3. Aufl., G. Braun, Karlsruhe, 1965, Deutsch  |
| [10] | Werner Lüching                      | Einführung in die Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik Wärmepumpen/Kältemaschinen; Band 3, 1. Aufl., Technische Rundschau Hallwag, Bern, 1985, Deutsch |
| [11] | Breidenbach                         | Der Kälteanlagenbauer, Band 2, 3. Aufl., Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1990, Deutsch   |
| [12] | Per Fahlén                          | Frosting and defrosting of air-coils, Teknologtryck Calers, Göteborg, 1996, Englisch  |

### 13.2 Fachzeitschriften

- [13] Claus John, Jorgen Holst Bedarfsabtauung in der Ladenkühlung, DKV Tagungsbericht Nürnberg, 1993, 20, S. 297 – 308, Deutsch
- [14] M. Petz, J. Reichelt, P. Franke Die Leistung bereifender Ventilator-Luftkühler mit verschiedenen Rohrsystemen, DKV-Tagungsbericht Nürnberg, 1993, 20, S. 281 – 295, Deutsch
- [15] Holland, Bührig, Clausthal-Zellerfeld Wie verhalten sich Luftverdampfer in Wärmepumpen bei niedrigen Temperaturen? Vereisungsgefahr, Industrie-anzeiger, 1988, 40, S. 36/38, Deutsch
- [16] Cees H. M. Machielsen Bereifung und Abtauung von Luftkühlern: Theoretische Gesichtspunkte, Versuchsergebnisse, Standart NEN 1876, Systemoptimierung; Ki Klima - Kälte - Heizung, 1988, 4, S. 178 - 183, Deutsch
- [17] Hans-Ulrich v. Barby Heissgas-Abtaueinrichtung bei Luft-Wasser-Wärme-pumpen, Ki Klima - Kälte - Heizung, 1982, 10, S. 361 - 363, Deutsch
- [18] Harald Ortner Kältemittel-Ein- Heissgas-HeissgasabtauungAbtauung bei FCKW- zelkälteanlagen, Ki Klima - Kälte - Heizung, 1989, 5, S. 235 - 237, Deutsch
- [19] J. Reichelt Verdampfer-Abtauung - am Beispiel von Heizwärme-pumpen, Ki Klima - Kälte - Heizung, 1987, 2, S. 72 - 75, Deutsch
- [20] Eckart D. Müller Möglichkeiten der Energieeinsparung durch Einsatz von Bedarfsabtaureglern in gewerblichen Umluft Kühlanlagen Ki Klima - Kälte - Heizung, 1977, 4, S.131 - 134,Deutsch
- [21] Roland Handschuh Die Entwicklung von Luftkühlern, Ki Klima - Kälte – Heizung, 1999, 2, S. 94 - 100, Deutsch
- [22] Machielsen, Kerschbaumer Influence of frost formation and defrosting on the per formance of air coolers: standards and dimensionless coefficients for the system designer, International journal of refrigeration, 1989, 12, S. 283 - 290, Englisch
- [23] K. A. R. Ismail, C. S. Salinas Modeling of frost formation over parallel cold plates, International journal of refrigeration, 1999, 22, S. 425 - 441, Englisch
- [24] Per Fahlén Defrosting - an approach to optimal control, Scandinavian Refrigeration, 1988, 4, S. 35 - 39, Englisch
- [25] Ake Mälhammar Frost growth in evaporators, Scandinavian Refrigeration, 1986, 6, S. 314 - 323, Englisch
- [26] K. Schwamberger Modellbildung und Regelung von Gebäudeheizanlagen mit Wärmepumpen, Heizung Lüftung Klimatechnik, 1992, 3, S. 155 - 156, Deutsch
- [27] R. H. Stamm Industrial refrigeration: frost removal, Heating/Piping/ Air Conditioning, 1985, 5, S. 73 - 80, Englisch

- [28] Bejan, Vargas, Lim  
When to defrost a refrigerator, and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant, Intern. Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, 3, S. 523 - 532, Englisch
- [29] B. Jäger  
Abtauschaltung mit optischem Sensor und elektrischer Regeleinheit für Luft/Wasser-Wärmepumpen, Elektro wärme im Technischen Ausbau, 1986, 3, S. 101 - 103, Deutsch
- [30] V. Payne, O. Neal  
Examination of alternate defrost strategies for an air-source heat pump:multi stage defrost, Recent Research in Heat Pump Design, 1992, 28, S. 71 - 77, Englisch
- [31] H. Barrow  
A note on frosting of heat pump evaporator surfaces, Journal of Heat Recovery Systems, 1985, 3, S. 195 - 200, Englisch
- [32] F.J.-Martinez, M. A.-Salvador  
Effects of evaporator frosting on the performance of an air-to-air heat pump, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 1997, 37, S. 357 - 363, Englisch
- [33] A. Bratt  
Controlling the Defrosting of Air Evaporators for Heat Pumps, IEA Heat Pump Center, 1988, 6, S. 22 - 24, Englisch
- [34] J. M. Chawla, E. Rohrmüller  
Monovalente Wärmepumpe zum Heizen und zum Kühlen in grossen Klimagesystemen, Maschinenmarkt, 1987, 32, S. 24 - 27, Deutsch
- [35] L. Mardorf, T. Peter  
Experimentelle Untersuchung und mathematische Simulation der Wärme- und Stofftransportvorgänge an bereiteten Luftkühlern, DKV-Tagungsbericht Bremen, 1992, Band 2/1, S. 321 - 334, Deutsch
- [36] DIN8900  
Anschlussfertige Heiz-Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern;Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, DIN 8900, Teil 4, 1982, Taschenbuch 164, Deutsch
- [37] Ake Mälhammar  
Monitoring frost growth in evaporators is a complex process, Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating; April 1988, S. 21 - 29, Englisch
- [38] Dave Fearnow  
Equipping for normal off-cycle defrost; Air Conditioning- Heating and Refrigeration News; Juli 1988, S. 30 - 31, Englisch
- [39] Gordon Duffy  
Inventor claims flat-plate evaporators boost heat pump's cold weather output; Air Conditioning, Heating, Januar 1987, S. 99 - 101, Englisch
- [40] Klaus Schwamberger  
Vereisung des Wärmepumpenverdampfers, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6, Nr. 263, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991, S. 139 - 179, Deutsch
- [41] Max Ehrbar  
Dieselmotor – Wärmepumpe Oberstufenschulhaus Sargans Energetische Messungen, Amt für Wasser- und Energiewirtschaft des Kt. St. Gallens
- [42] Roland Handschuh  
Anordnung der Abtaufühler und Regelung der Abtauung für Ventilatorluftkühler, Forum Extra, GEA Küba,

- Baierbrunn (D), 1996
- [43] GEA Küba  
Heissgasabtausysteme, Broschüre GEA Küba  
Kältetechnik, Baierbrunn (D)
- [44] Petz, Reichelt, Franke  
Leistung und Messung von Ventilatorluftkühlern,  
Forum, GEA Küba, Ausgabe 2, Baierbrunn (D), 1995
- [45] GEA Küba  
Die Sauggasttemperatur ist ein Mass für die Kältemittel-  
Füllung im Luftkühler, Forum, GEA Küba, Ausgabe 3,  
Baierbrunn (D), 1999
- [46] Ranco  
Bedienungsanleitung Umkehrventile der Serien V25,  
V26, V30, Deutsche Ranco GMBH, Speyer (D)
- [47] D. Zogg, E. Shafai  
Kurztestmethode für Wärmepumpenanlagen, Phase 4:  
Parameteridentifikation und Fehlerdiagnose für das Teilsystem  
Wärmepumpe, Bundesamt für Energie 1999,  
Enet-Nummer 9817822
- [48] Huber, Müller, Berchtold  
Luftvorwärmung für Wärmepumpen in Erdregistern,  
Phase 4: Kosten – Nutzen - Analyse, Bundesamt für  
Energie 1996, Enet-Nummer 9554499-1
- [49] Firma Tem  
Produktebeschreibung Wärmepumpenregler  
PM 2969 X 1 W, Tem Chur, 1997

### 13.3 Nachschlagewerke

- [50] J. Kunsemüller  
Meyers Lexikon der Technik und der exakten Naturwissenschaften, Bibliographisches Institut, Mannheim, 1969
- [51] Stöcker  
Taschenbuch der Physik, 2. Aufl., Verlag Harri Deutsch,  
Frankfurt, 1994

## A Anhang

### A.1 Tössangaben

## © WPZ-Töss

## Projekt "Abtauung"

Prüfnummer	Bauart	Art der Abtauung		Umwätpumpe während Abt. eingeschaltet	Kompressor- typ	Hersteller
		Umkehrbetrieb	Heissgasabtauung			
WPZ-LW-001-93-01	Splitmaschine	Verdampfer,Kompressor aussen	Kondensator innen			Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-002-93-05						?
WPZ-LW-003-93-11	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Keine Daten		?
WPZ-LW-004-94-01	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-005-94-05	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-006-94-03	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Heissgasabtauung	abgeschaltet	?
WPZ-LW-007-94-05	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-008-94-06	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-009-94-07	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-010-94-08	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-011-94-09	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-012-94-10	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Heissgasabtauung	eingeschaltet	?
WPZ-LW-013-94-11	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kondensator innen	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	?
WPZ-LW-014-94-12	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	?
WPZ-LW-015-95-01	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung mit	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-016-95-02	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung mit	2 Verdichtern	Heissgasabtauung	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-017-95-03	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung mit	2 Verdichtern	Heissgasabtauung	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-018-95-03	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Heissgasabtauung	abgeschaltet	?
WPZ-LW-019-95-05	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-020-95-07	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Heissgasabtauung	abgeschaltet	?
WPZ-LW-021-95-08	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-022-95-09	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-023-95-10	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	keine Abtauvorrichtung	eingeschaltet	vollhermischer	Danfoss
WPZ-LW-024-95-11	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-025-95-12	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-026-96-01	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-027-96-03	Kompaktklimmaschine für Aussenauflistung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor
WPZ-LW-028-96-06	Splitmaschine	Verdampfer aussen	Kompressor,Kondensator innen	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	?
WPZ-LW-029-96-07	Kompaktklimmaschine für Innenauflistung ohne	Kanalanschluss	Heissgasabtauung	abgeschaltet	vollhermischer	Hubkolbenkompressor

Tab. 13 Tössprüfbereitdaten für Luft-Wasser-Wärmepumpen der Nummern 1 - 29

## Projekt "Abtauung"

Prüfnummer	Bauart		Art der Ablauung	Umwälzpumpe während Abt.	Kompressor- typ	Hersteller
WPZ-LW-030-96-08	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-031-96-09	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	?
WPZ-LW-032-96-12	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	?
WPZ-LW-033-97-03	Kompaktmaschine für Aussenaufstellung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-034-97-07	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-035-97-09	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-036-97-10	Splitmaschine Verdampfer aussen	Kompressor-Kondensator innen	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-037-97-10	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	Bristol
WPZ-LW-038-97-12	Kompaktmaschine für Aussenaufstellung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-039-98-01	Splitmaschine Verdampfer aussen	Kompressor-Kondensator innen	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	Maneurop
WPZ-LW-040-98-01	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-041-98-03	Kompaktmaschine für Aussenaufstellung ohne	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-042-98-05	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	Copeland
WPZ-LW-043-98-06	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol
WPZ-LW-044-98-07	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-045-98-08	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-046-98-09	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-047-98-10	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	Bristol
WPZ-LW-048-98-12	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol
WPZ-LW-049-99-01	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-050-99-02	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-051-99-04	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-052-99-05	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-053-99-07	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-054-99-07	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	Bristol
WPZ-LW-055-99-08	Kompaktmaschine für Aussenaufstellung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Hubkolbenkompressor	Bristol
WPZ-LW-056-99-08	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-057-99-09	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-058-99-10	Kompaktmaschine für Aussenaufstellung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-059-99-11	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Heissgasablaufung	abgeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Copeland
WPZ-LW-060-00-01	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol
WPZ-LW-061-00-02	Kompaktmaschine für Aussenaufstellung ohne	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol
WPZ-LW-062-00-03	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol
WPZ-LW-063-00-04	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol
WPZ-LW-064-00-05	Kompaktmaschine für Innenaufstellung mit	Kanalanschluss	Umkehrbetrieb	eingeschaltet	vollthermischer Scrollkompressor	Bristol

Tab. 14 Tössprüfbereitdaten für Luft-Wasser-Wärmepumpen der Nummern 30 - 64

## A.2 Herleitung des Zusammenhangs zwischen der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur

An dieser Stelle wird ein vereinfachter Zusammenhang zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur hergeleitet. So kann die Verdampfungstemperatur ohne Messung ermittelt werden. Der Temperaturabstand zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur wird immer als Verhältnis zu dem Temperaturabstand im Auslegungsfall dargestellt. So wird in einem ersten Schritt der Temperaturabstand anhand der Verdampferleistung dargestellt.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{evap,Ausl.}}} = \frac{A \cdot k \cdot \Delta T_m}{A \cdot k_{\text{Ausl.}} \cdot \Delta T_{m,\text{Ausl.}}} \quad (\text{A59})$$

In der obigen Gleichung kann die Austauschfläche als konstant angenommen werden. Die Wärmedurchgangszahl wird idealisierend auch als gleichbleibend angenommen. So erhält man einen einfachen Zusammenhang zwischen der Verdampferleistung und dem mittleren Temperaturabstand.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{evap,Ausl.}}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{m,\text{Ausl.}}} \quad (\text{A60})$$

Die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  wird anstelle der mittleren, logarithmischen Temperaturdifferenz näherungsweise durch den Temperaturabstand zwischen Lufteintritts- und Verdampfungstemperatur ermittelt. Da diese Theorie nur Verhältnisse bildet, wird im Zähler, wie auch im Nenner der gleiche Fehler verursacht. Somit erhalten wir folgende Vereinfachung.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{evap,Ausl.}}} = \frac{T_{\text{LE}} - T_{\text{evap}}}{T_{\text{LE,Ausl.}} - T_{\text{evap,Ausl.}}} = \frac{\Delta T_{\text{Abst}}}{\Delta T_{\text{Abst,Ausl.}}} \quad (\text{A61})$$

In einem nächsten Schritt wird ein Zusammenhang zwischen der Verdampferleistung und dem Verdampfungsdruck hergestellt. Hierfür wird die Verdampferleistung durch die Entzugsenthalpie und den Kältemittelmassenstrom ersetzt. Von den beiden Größen ist der Massenstrom grösseren Änderungen unterworfen, als die Entzugsenthalpie  $\Delta h$ .

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{evap,Ausl.}}} = \frac{\dot{m}_R \cdot \Delta h_L}{\dot{m}_{R,\text{Ausl.}} \cdot \Delta h_{L,\text{Ausl.}}} \quad (\text{A62})$$

In der obigen Gleichung kann idealisierend  $\Delta h_L = \Delta h_{L,\text{Ausl.}}$  gesetzt werden. Der Kältemittelmassenstrom hängt von dem theoretischen Fördervolumen, dem Liefergrad und der Kältemitteldichte ab.

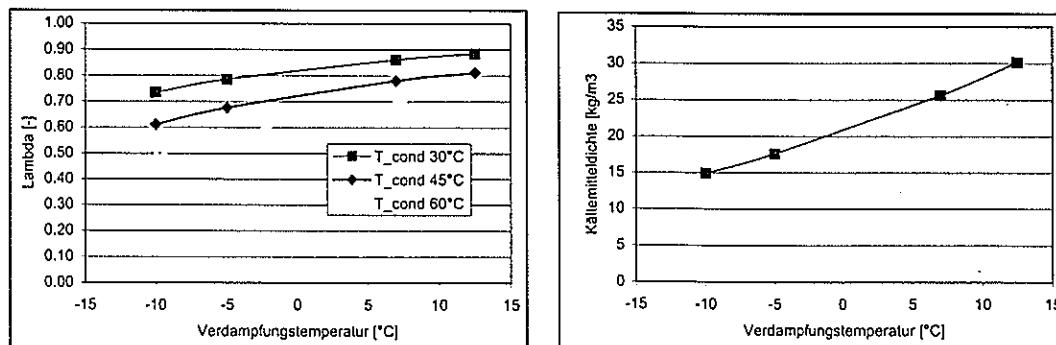


Abb. 69 Veränderung von  $\Lambda$  und der Kältemitteldichte in Funktion der Verdampfungstemperatur für einen Hubkolbenverdichter (Copeland CRMQ-0400-TFD, Kältemittel R22)

Der Liefergrad variiert im betrachteten Temperaturbereich bis 25 %. Für Kältemittelgemische wie R407c und R404a verändert sich der Liefergrad nur um etwa 15%. Im Sinne einer Vereinfachung wird der Liefergrad aber als konstant angenommen. Abb. 69 zeigt die Veränderung des Liefergrades in Funktion der Verdampfungs- und der Kondensationstemperatur. Auf der rechten Seite der Abbildung wird die Veränderung der Kältemitteldichte am Verdichteransaugstutzen in Funktion der Verdampfungstemperatur dargestellt. Diese Größe variiert bis zu 50 %. Aus diesem Grund hat die Dichte einen grösseren Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom. Diese Vereinfachungen haben folgenden Einfluss auf die Gleichung A80.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{evap,Ausl}}} \cong \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{R,\text{Ausl}}} = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_{\text{lh}} \cdot p_1}{\lambda_{\text{Ausl}} \cdot \dot{V}_{\text{lh}} \cdot p_{1,\text{Ausl}}} \cong \frac{p_1}{p_{1,\text{Ausl}}} \quad (\text{A63})$$

Die Dichte aus obiger Gleichung ist massgebend vom Verdampfungsdruck und folglich auch von der Verdampfungstemperatur abhängig wie unten gezeigt wird.

$$\frac{p_1}{p_{1,\text{Ausl}}} = \frac{p_{\text{evap}}}{p_{\text{evap,Ausl}}} = \frac{f(T_{\text{evap}})}{f(T_{\text{evap,Ausl}})} \quad (\text{A64})$$

Die Dampfdruckkurve stellt den Zusammenhang zwischen dem Dampfdruck und der Temperatur dar. Abb. 70 zeigt eine Dampfdruckkurve für R22. Die Potenzfunktion hat einen Exponenten von 8.6, wie aus der Kurvengleichung hervorgeht.

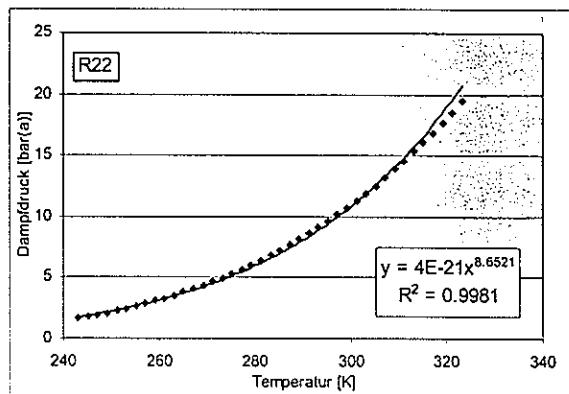


Abb. 70 Das Diagramm zeigt die Dampfdruckkurve für das Kältemittel R22.

Die untenstehende Gleichung beschreibt mit einer Potenzfunktion die Dampfdruckkurve. Der Exponent ist Kältemittelabhängig und wird nachfolgend für die wichtigsten Kältemittel angegeben.

$$\frac{p_{\text{evap}}}{p_{\text{evap,Ausl}}} = \left( \frac{T_{\text{evap}}}{T_{\text{evap,Ausl}}} \right)^n \quad (\text{A65})$$

Somit kann der ganze Ansatz zusammengehängt werden und man erhält folgenden Ausdruck für den Zusammenhang zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur. Die Gleichung A83 wird in A82 eingesetzt und diese wiederum gleichgesetzt mit der Gleichung A79.

$$\frac{\Delta T_{\text{Abst}}}{\Delta T_{\text{Abst,Ausl}}} \cong \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{evap,Ausl}}} \cong \frac{p_1}{p_{1,\text{Ausl}}} \cong \frac{p_{\text{evap}}}{p_{\text{evap,Ausl}}} = \left( \frac{T_{\text{evap}}}{T_{\text{evap,Ausl}}} \right)^n \quad (\text{A66})$$

Für die unteren Kältemittel beträgt der Exponent n wie folgt:

Kältemittel	R22	R134a	R407c	R404a
n	8.65	9.59	9.15	8.43

*Abb. 71 Exponent für die Dampfdruckkurve aus Gleichung A83 für die wichtigsten Kältemittel*

Der Exponent n variiert zwischen 8.43 und 9.59. Da dieser sich in einer kleinen Bandbreite bewegt, kann wird der Exponent verallgemeinert mit einem Wert 9 verwendet.

### A.3 Berechnung der spezifischen Volumina, resp. der Kältemitteldichten, der Temperaturen und der Enthalpiegehalte am Verdichteransaugstutzen und am Verdichteraustritt

Für die Berechnungen unter Kapitel 9.4.1 wird für die spezifische, elektrische Leistung und den Massenstrom die Dichte  $\rho_1$  am Verdichteransaugstutzen benötigt. Zudem werden die Enthalpien an den Punkten 1, 2, 3 und 4 benötigt, um die Kälteleistung zu bestimmen. Diese Größen werden nachfolgend berechnet. Damit der Algorithmus auch für Kältemittelgemische verwendet werden kann, wird der Verdampfungsdruck bei der mittleren Verdampfungstemperatur bestimmt. Das heisst, dass die unter Kapitel 9.4.4 anhand der Lufteintrittstemperatur ermittelte Verdampfungstemperatur, der mittleren Temperatur am Verdampfereintritt (Punkt 6) und dem Sättigungspunkt entspricht. Für die Kältemittel ohne Temperaturglide hat diese Berechnung mit der mittleren Verdampfungstemperatur keinen Einfluss.

#### A.3.1 Enthalpiegehalt nach der Unterkühlung

Die Temperatur des Kältemittels nach dem Verdampfer wird aus der Überhitzung und der Temperatur am Sättigungspunkt ermittelt.

$$T_{1a} = T_{\text{evap}} + \Delta T_{\text{superheat}} \quad (\text{A67})$$

$$T_{\text{evap}} = f(\bar{p}_{\text{evap}}) \quad (\text{A68})$$

Damit der Verdampfungsdruck bei der mittleren Verdampfungstemperatur ermittelt werden kann, müssen folgende Größen ermittelt werden:  $T_3$ ,  $h_3$ ,  $p_3$ ,  $x_3$ . Die Kältemitteltemperatur nach der Unterkühlung im Kondensator oder durch das Kühlen des Kältemittels in der Tropfwanne berechnet sich wie folgt:

$$T_3 = T_{\text{cond}} - \Delta T_{\text{Subcooling}} \quad (\text{A69})$$

Die Temperatur  $T_3$  geht aus den Tössmessungen<sup>31</sup> nicht hervor. Die meisten Hersteller heizen aber durch die Kältemittelunterkühlung die Tropfwanne während des Heizbetriebes. Wir nehmen aus diesem Grund eine Temperatur nach der Unterkühlung von 35°C an. Diese Annahme ist wichtig, da durch die Kältemittelunterkühlung der Luft mehr Wärme entzogen wird und so sich die Entzugsenthalpie vergrössert. Dies führt wiederum zu einer grösseren Kondensation, resp. Eisbildung. Der Enthalpiegehalt des flüssigen Kältemittels ergibt sich dann wie folgt. Die Temperatur nach der Unterkühlung, in diesem Fall bei 35°C, bestimmt den Druck am Siedepunkt:

$$h_3 = f(p_{\text{cond}}, x = 0) \quad (\text{A70})$$

Bei Kältemittelgemischen sind die Temperaturen  $T_{\text{cond}}$  und  $T_{\text{evap}}$  gemäss der Abb. 72 definiert.

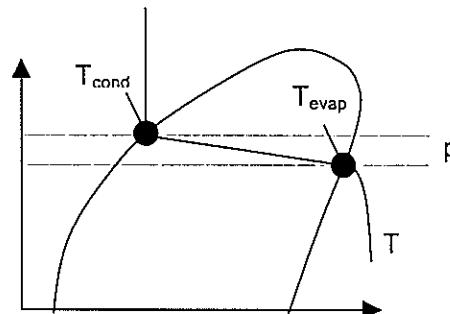


Abb. 72 Bezeichnung der Temperaturen bei Kältemittelgemischen.

<sup>31</sup> Messdaten von Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum Töss, 8406 Winterthur

### A.3.2 Verdampfungsdruck anhand der mittleren Verdampfungstemperatur

Vernachlässigt man den Druckabfall im Verdampfer, kann der Verdampfungsdruck als konstant angenommen werden. Bei Kältemitteln mit einem Temperaturglide ist jedoch die Temperatur am Verdampfereintritt kleiner als am -austritt. Die mittlere Verdampfungstemperatur wird anhand der Lufteintrittstemperatur bestimmt. In diesem Abschnitt wird nun der Verdampfungsdruck anhand dieser mittleren Verdampfungstemperatur bestimmt.

Beim Verdampfungsprozess beträgt der mittlere Dampfgehalt mehr als  $x=0.5$ . Dies da der Verdampfungsprozess nicht beim Siedepunkt beginnt, sondern durch die Drosselung vom Punkt 3 auf 4 bereits ins Nassdampfgebiet gerät. Aus diesem Grund muss der Dampfgehalt am Punkt 4 (Verdampfereintritt) zuerst bestimmt werden, damit anschliessend der mittlere Dampfgehalt des Verdampfungsprozesses bestimmt werden kann. Wenn dieser Wert bekannt ist, kann dann anhand der mittleren Verdampfungstemperatur und dem mittleren Dampfgehalt der Verdampfungsdruck bestimmt werden.

In den nächsten Schritten wird der mittlere Dampfgehalt bestimmt.

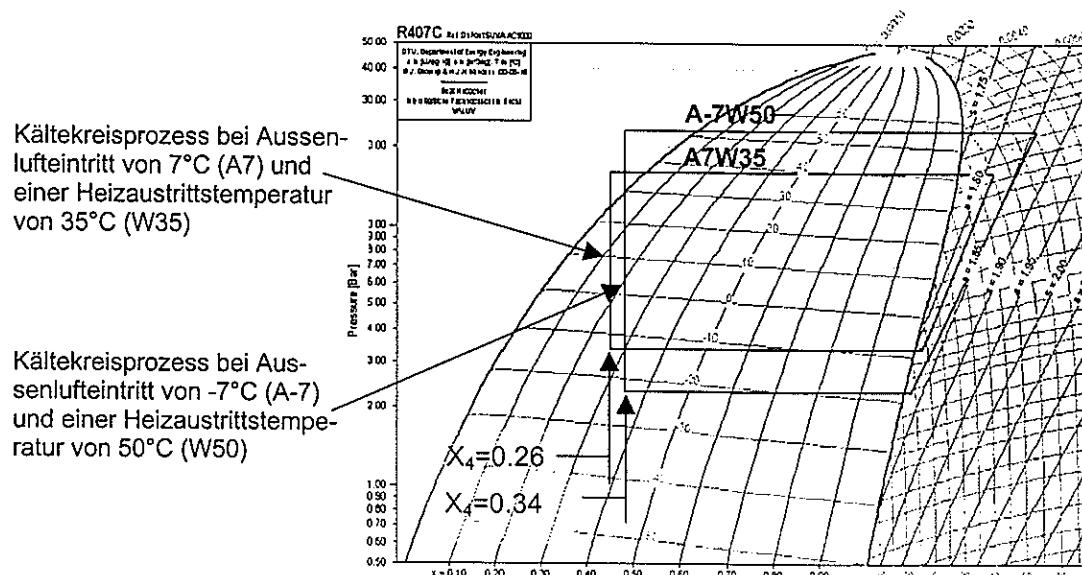


Abb. 73 Log( $p$ )- $h$ -Diagramm von R407c mit zwei Kältekreisläufen für die Darstellung des Dampfgehaltes

Der Dampfgehalt am Punkt 4 bei den Kältemittelgemischen mit einem Temperaturlglide wird über die vorhandene Enthalpie  $h_3$  und den Dampfdruck bestimmt. Für die Bestimmung des Dampfdruckes wird wiederum der Dampfgehalt benötigt. Die Abb. 73 zeigt, dass sich der Dampfgehalt am Punkt 4 in einem kleinen Bereich bewegt. So kann für die Berechnung des Dampfdruckes am Punkt 4 annähernd  $x_4 = 0.35$  verwendet werden.

$$p_4 = f(T_{\text{evap}}, x = 0.35) \quad (A71)$$

Der Dampfgehalt am Punkt 4 wird nun durch die Enthalpie und den Dampfdruck aus obiger Gleichung bestimmt:

$$x_4 = f(p_4, h_4) = f(p_4, h_3) \quad (A72)$$

Der mittlere Dampfgehalt zwischen Punkt 4 und dem Sättigungspunkt rechnet sich wie folgt. Der Dampfgehalt am Sättigungspunkt hat den Wert 1.

$$\bar{X}_{\text{evap}} = \frac{X_{\text{saturation point}} + X_4}{2} = \frac{1 + X_4}{2} \quad (\text{A73})$$

Der Verdampfungsdruck  $p_{\text{evap}}$  kann nun aufgrund der mittleren Verdampfungstemperatur und dem mittleren Dampfgehalt ermittelt werden.

$$p_{\text{evap}} = f(\bar{x}_{\text{evap}}, \bar{T}_{\text{evap}}) \quad (\text{A74})$$

### A.3.3 Enthalpie am Verdampferaustritt $h_1$

Die Enthalpie am Punkt 1 wird für ein gegebenes Kältemittel über folgende Größen bestimmt:  $p_{\text{evap}}$ ,  $T_1$ . Diese werden wie folgt berechnet. Zuerst wird die Temperatur am Sättigungspunkt mit dem Verdampfungsdruck ausgerechnet.

$$T_{\text{evap}} = f(p_{\text{evap}}) \quad (\text{A75})$$

Die Kältemitteltemperatur am Verdampferaustritt wird durch die Sättigungstemperatur und die Überhitzung bestimmt.

$$T_{1a} = T_{\text{evap}} + \Delta T_{\text{superheat}} \quad (\text{A76})$$

$$v_{1a} = f(p_{\text{evap}}, T_{1a}) \quad (\text{A77})$$

$$h_{1a} = f(p_{\text{evap}}, T_{1a}) \quad (\text{A78})$$

Das spezifische Volumen am Punkt 1 nach dem Druckabfall im Vierwegventil berechnet sich wie folgt.

$$h_1 = h_{1a} \quad (\text{A79})$$

$$v_1 = f(p_1, h_1) \quad (\text{A80})$$

### A.3.4 Kältemitteldichte an den Punkten 1 und 2

Für die spätere Berechnung der Reynoldszahlen sind die Kältemitteldichten an den Punkten 1 und 2 nötig. Die Dichte  $\rho_1$  wird aber hauptsächlich für die Berechnung des Kältemittelmassenstromes benötigt. Wie dies aus den Berechnungen unter Kapitel 9.4.1 hervorgeht. Nachfolgend wird die Dichte am Punkt 1 aus dem spezifischen Volumen ermittelt:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} \quad (\text{A81})$$

Für die Dichte am Punkt 2 muss zuerst die Enthalpie an diesem Punkt berechnet werden. Dies geschieht über den Enthalpiehub  $w$  des Verdichters.

$$h_2 = h_1 + w = h_1 + \frac{P_{\text{el,comp}}}{m_R} \quad (\text{A82})$$

Mit der Enthalpie und dem Kondensationsdruck kann man nun das spezifische Volumen und wiederum daraus die Dichte im Punkt 2 bestimmen.

$$v_2 = f(p_2, h_2) \quad (\text{A83})$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} \quad (\text{A84})$$

#### A.4 Zwischenrechnung für den Mehrenergiebedarf des Verdichters mit und ohne Druckverlust des Vierwegventils

In diesem Kapitel des Anhangs werden die Zwischenschritte der Umformung der untenstehenden Gleichung aufgezeigt.

$$\Delta E_{\Delta p} = Q_{\text{cond}} \cdot \left[ \frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{cond},\Delta p}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} \right] \quad (\text{A85})$$

Der Klammerausdruck aus obiger Gleichung wird umgeformt. In einem ersten Schritt wird die spezifische Kondensationsleistung durch die spezifische Verdampferleistung und den Enthalpiehub ersetzt.

$$\frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{cond},\Delta p}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{evap},\Delta p} + W_{e,\Delta p}} - \frac{W_e}{q_{\text{evap}} + W_e} \quad (\text{A86})$$

Im nächsten Schritt wird der Nenner gleichnamig gemacht:

$$\frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{cond},\Delta p}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{W_{e,\Delta p} \cdot (q_{\text{evap}} + W_e) - W_e \cdot (q_{\text{evap},\Delta p} + W_{e,\Delta p})}{(q_{\text{evap},\Delta p} + W_{e,\Delta p}) \cdot (q_{\text{evap}} + W_e)} \quad (\text{A87})$$

$= q_{\text{evap},\Delta p} + W_e + \Delta W_{e,\Delta p}$

Durch ausmultiplizieren und Kürzen erhält man dann folgenden Ausdruck:

$$\frac{W_{e,\Delta p}}{q_{\text{cond},\Delta p}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{(q_{\text{evap},\Delta p} + W_e + \Delta W_{e,\Delta p}) \cdot (q_{\text{evap}} + W_e)} \quad (\text{A88})$$

Vereinfachend kann im Nenner der obigen Gleichung das Produkt aus der spezifischen Kondensationsleistung mit und ohne Druckabfall durch das Vierwegventil als das Quadrat aus der mittleren, spezifischen Kondensationsleistung angenommen werden.

$$q_{\text{cond},\Delta p} \cdot q_{\text{cond}} \cong \bar{q}_{\text{cond}}^2 \quad (\text{A89})$$

Dieses Quadrat kann auch mit der spezifischen Kondensationsleistung und dem Zusatzenthalpiehub  $\Delta W_{e,\Delta p}$  ausgedrückt werden:

$$\bar{q}_{\text{cond}}^2 \cong \left( q_{\text{cond}} + \frac{\Delta W_e}{2} \right)^2 \quad (\text{A90})$$

Wird dieses Quadrat in der Gleichung A86 und anschliessend in A84 eingesetzt, ergibt sich folgender Ausdruck:

$$\Delta E_{\Delta p} = Q_{\text{cond}} \cdot \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{\bar{q}_{\text{cond}}^2} \cong Q_{\text{cond}} \cdot \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{\left( q_{\text{cond}} + \frac{\Delta W_e}{2} \right)^2} \quad (91)$$

## A.5 Zwischenrechnung für den Mehrenergiebedarf des Verdichters mit und ohne Leckage

In diesem Kapitel des Anhanges werden die Zwischenschritte der Umformung der untenstehenden Gleichung aufgezeigt. Die Gleichungen A90 bis A93 sind gleich wie die Umformungen für die Gleichung zur Ermittlung des elektrischen Mehrenergiebedarfes infolge des Druckverlustes des Vierwegventils. Diese Umformungen sind im Anhang A.4 zu finden.

### A.5.1 Term $E_{\Delta T}$ für den Mehrenergiebedarf verursacht durch die Temperaturänderung

$$\Delta E_{\Delta T} = Q_{\text{cond}} \cdot \left[ \frac{W_{e,\text{Leak}}}{q_{\text{cond,Leak}}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} \right] \quad (\text{A92})$$

Der Klammerausdruck aus obiger Gleichung wird umgeformt. In einem ersten Schritt wird die spezifische Kondensationsleistung durch die spezifische Verdampferleistung und den Enthalpiehub ersetzt.

$$\frac{W_{e,\text{Leak}}}{q_{\text{cond,Leak}}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{W_{e,\text{Leak}}}{q_{\text{evap,Leak}} + W_{e,\text{Leak}}} - \frac{W_e}{q_{\text{evap}} + W_e} \quad (\text{A93})$$

Im nächsten Schritt wird der Nenner gleichnamig gemacht:

$$\frac{W_{e,\text{Leak}}}{q_{\text{cond,Leak}}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{W_{e,\text{Leak}} \cdot (q_{\text{evap}} + W_e) - W_e \cdot (q_{\text{evap,Leak}} + W_{e,\text{Leak}})}{(q_{\text{evap,Leak}} + W_{e,\text{Leak}}) \cdot (q_{\text{evap}} + W_e)} \quad (\text{A94})$$

Durch ausmultiplizieren und kürzen erhält man dann folgenden Ausdruck:

$$\frac{W_{e,\text{Leak}}}{q_{\text{cond,Leak}}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{(q_{\text{evap,Leak}} + W_{e,\text{Leak}}) \cdot (q_{\text{evap}} + W_e)} \quad (\text{A95})$$

Im Nenner können die beiden Klammerausdrücke noch durch die spezifischen Kondensationsleistungen ersetzt werden.

$$\frac{W_{e,\text{Leak}}}{q_{\text{cond,Leak}}} - \frac{W_e}{q_{\text{cond}}} = \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{q_{\text{cond,Leak}} \cdot q_{\text{cond}}} \quad (\text{A96})$$

Setzt man den obigen Ausdruck wieder ein in die Ausgangsgleichung erhält man den ungeformten Ausdruck, welcher wie folgt aussieht.

$$\Delta E_{\Delta T} = Q_{\text{cond}} \cdot \left[ \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{q_{\text{cond,Leak}} \cdot q_{\text{cond}}} \right] \quad (\text{A97})$$

### A.5.2 Term $E_{\Delta T}$ für den Mehrenergiebedarf verursacht durch die Heizleistungsänderung

Da nur noch ein Teil des Kältemittelmassenstromes durch den Kondensator strömt, nimmt folglich die Kondensatorleistung ab. Diesem Umstand wird durch längere Laufzeiten der Wärmepumpe Rechnung getragen. Dadurch resultiert ein zusätzlicher Energieverbrauch durch den Verdichter. Da der Massenstrom den grössten Einfluss auf den Mehrenergieverbrauch des Verdichters hat, wird nur die Massenstromänderung berücksichtigt. Die Änderung der spezifischen Kondensatorleistung wird nicht berücksichtigt.

$$\Delta E_{\text{Leak}} = \Delta E_{\Delta T} + \Delta E_{\Delta Q} \cong \Delta E_{\Delta T} \cdot \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{R,\text{Leak}}} = Q_{\text{cond}} \cdot \left[ \frac{\Delta W_e \cdot \bar{q}_{\text{evap}}}{q_{\text{cond,Leak}} \cdot q_{\text{cond}}} \right] \cdot \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{R,\text{Leak}}} \quad (\text{A98})$$

### A.5.3 Berechnen der Enthalpien

Für die Berechnung der Enthalpie am Verdichteraustrittsstutzen  $h_{2,\text{Leak}}$  benötigt man den Enthalpiehub des Verdichters. Um diesen zu ermitteln benötigt man die Temperatur  $T_{1,\text{Leak}}$  oder die Enthalpie vor dem Verdichter. Um diese Mischtemperatur zu bestimmen benötigt man aber wieder die Enthalpie  $h_{2,\text{Leak}}$ . Aus diesem Grund ist es korrekt  $h_{1,\text{Leak}}$  mit einer Iteration zu ermitteln. Die Iteration läuft wie folgt ab:

1. Iterationsschritt:

Die Leckagezahl  $\xi$  erhält anhand des Druckverhältnisses einen bestimmten Wert. Die Iteration startet, indem sie die Leckagezahl um ein kleines  $\Delta\xi$  erhöht. So wird als erster Schritt eine neue Leckagezahl bestimmt. Die Leckagezahl hat zu Beginn den Wert Null.

$$\xi_i = \xi_{i-1} + \Delta\xi \quad (\text{A99})$$

2. Iterationsschritt:

Die Leckagezahl wird nun in der untenstehenden Gleichung eingesetzt.

$$h_{1,\text{Leak}} = (1 - \xi_i) \cdot h_{1a} + \xi_i \cdot h_{2,\text{Leak}} \quad (\text{A100})$$

Als Startwert wird für  $h_{3,\text{Leak}}$  der Wert der Enthalpie  $h_3$  nach dem Verdichter ohne Leckage eingesetzt.

3. Iterationsschritt:

Mit der Enthalpie  $h_{1,\text{Leak}}$  wird nun das spezifische Volumen am Punkt 1 berechnet. Dieses ist eine Funktion vom Druck und der Enthalpie.

$$v_{1,\text{Leak}} = f(p_1, h_{1,\text{Leak}}) \quad (\text{A101})$$

4. Iterationsschritt:

In diesem Schritt wird der Enthalpiehub für den Verdichter im Leckagefall berechnet

$$W_{e,\text{Leak}} = \frac{\sigma}{\lambda} \cdot p_1 \cdot v_{1,\text{Leak}} \quad (\text{A102})$$

5. Iterationsschritt:

Mit der Enthalpie am Punkt 2 und dem Enthalpiehub kann nun die neue Enthalpie am Verdichteraustritt berechnet werden.

$$h_{2,\text{Leak}} = h_{1,\text{Leak}} + W_{e,\text{Leak}} \quad (\text{A103})$$

Abbruchkriterium

Die Iteration wird abgebrochen, wenn die Leckagezahl den Sollwert erreicht hat.

$$\text{wenn } \xi_i \geq \xi_{\text{soll}} \Rightarrow \text{Abbruch} \quad (\text{A104})$$

### Vereinfachung

Da die Leckage  $\xi$  sich zwischen 0 und etwa 10 % bewegt, sind wir der Meinung, dass es gerechtfertigt ist, für die Enthalpie  $h_{2,\text{Leak}}$  die vorhandene Enthalpie der Verdichtung ohne Leckage  $h_2$  einzusetzen. So kann die Iteration mit einer einfachen Gleichung ersetzt werden. Die Gleichung sieht dann wie folgt aus:

$$h_{1,\text{Leak}} = (1 - \xi_i) \cdot h_{1a} + \xi_i \cdot h_2 \quad (\text{A105})$$

### A.6 Herleitung des theoretischen Verlaufes des Leckagevolumenstromes des Vierwegventiles Ranco V3-1004

Durch die Druckdifferenz zwischen dem Kondensations- und dem Verdampfungsdruck ist eine treibende Kraft vorhanden, welche den Druckverlust von den kleinen Öffnungen zwischen der Hoch- und der Niederdruckseite überwinden kann. Somit kann sich ein Volumenstrom zwischen der Hoch- und Niederdruckseite einstellen. Dieser wird Leckagevolumenstrom genannt. Abb. 74 zeigt eine vereinfachte Darstellung des Vorganges.

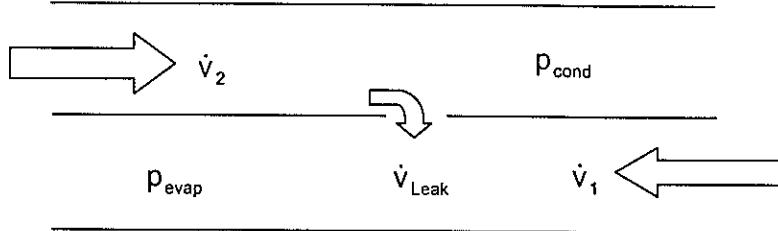


Abb. 74 Vereinfachte Darstellung des Leckagevorganges

Der Druckverlust der Öffnung, in welcher sich der Leckagevolumenstrom einstellt, berechnet sich nach folgendem Ansatz:

$$\Delta p_{\text{Leak}} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot C_{\text{Leak}}^2 \cdot p_2 \quad (\text{A106})$$

Die Strömungsgeschwindigkeit lässt sich durch den Volumenstrom und die Querschnittsfläche der Öffnung ersetzen.

$$\Delta p_{\text{Leak}} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \left( \frac{\dot{V}_{\text{Leak}}}{A_{\text{Leak}}} \right)^2 \cdot p_2 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \underbrace{\frac{1}{A_{\text{Leak}}}}_{\text{konstant} = C_{\text{Leak}}} \cdot \dot{V}_{\text{Leak}}^2 \cdot p_2 \quad (\text{A107})$$

Vereinfachend gehen wir davon aus, dass die Widerstandszahl  $\xi$  konstant ist. Die Querschnittsfläche  $A_{\text{Leak}}$  ist ebenfalls konstant. Somit kann der ganze Ausdruck als Konstante  $C_{\text{Leak}}$  eingesetzt werden. Der umgeformte Ausdruck sieht folgendermassen aus:

$$\Delta p_{\text{Leak}} \approx C_{\text{Leak}} \cdot \dot{V}_{\text{Leak}}^2 \cdot p_2 \quad (\text{A108})$$

Die Druckdifferenz zwischen dem Kondensations- und dem Verdampfungsdruck steht zur Verfügung, um den Druckverlust der Leckageöffnung zu überwinden. Somit kann die Druckdifferenz zwischen dem Kondensations- und dem Verdampfungsdruck mit dem Druckverlust der Öffnung gleichgesetzt werden.

$$\Delta p_{\text{Leak}} = \Delta p_{\text{HD-ND}} = p_{\text{cond}} - p_{\text{evap}} \quad (\text{A109})$$

Setzt man diese Druckdifferenz in der vorherigen Gleichung ein und löst diese nach dem Leckagevolumenstrom auf, erhält man folgende Wurzelgleichung:

$$\dot{V}_{\text{Leak}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{HD-ND}}}{C_{\text{Leak}} \cdot p_2}} = \underbrace{C_{\text{Leak}}^{-\frac{1}{2}}}_{C_{\text{Leak}}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{HD-ND}}}{p_2}} = C_{\text{Leak}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{HD-ND}}}{p_2}} \quad (\text{A110})$$

Diese obige Wurzelgleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{HD-ND}}$  und dem Leckagevolumenstrom. Dieser Wurzelansatz wurde durch die beiden Stützwerte gelegt und man erhält einen theoretischen Verlauf, wie er in der Abb. 46 dargestellt ist. Die Dichte  $p_2$  ist eine Funktion der Heissgastemperatur  $T_2$  und dem Druck  $p_2$ . Vereinfachend kann dieser mit dem Kondensationsdruck  $p_{\text{cond}}$  gleichgesetzt werden.

## A.7 Angaben zur Messungen und der Auswertung der Widerstandszahl $\xi$ des Vierwegventiles Ranco V3-1004

### A.7.1 Methodik und Messanordnung

Die Messungen wurden auf dem Grundsatz ausgeführt, dass die Widerstandszahl  $\xi$  allgemeingültig verwendet kann. Dies ist der Fall, wenn sie in Funktion der Reynoldszahl ausgewertet und verwendet wird. Wir entschieden uns die Versuche mit Druckluft durchzuführen. Wir haben eine Druckluftversorgung bis rund 4 bar(a). Wie die Abb. 75 zeigt, wird am Heissgasstutzen der absolute Druck und die Temperatur gemessen. Zwischen dem Ein- und Austrittsstutzen wird der Differenzdruck ermittelt. Nach dem Vierwegventil wird mit einem Rota-Durchflussmessgerät der Luftvolumenstrom gemessen. Die beiden Stutzen auf der Niederdruckseite werden luftdicht verschlossen.

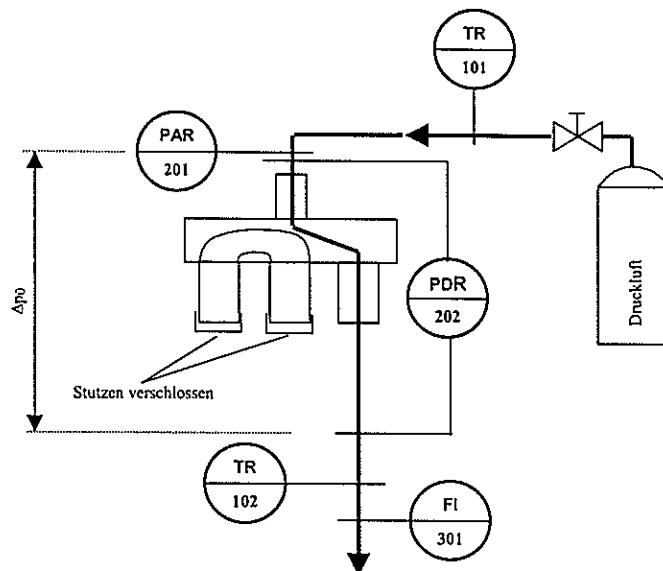


Abb. 75 Messanordnung für Messungen auf der Hochdruckseite

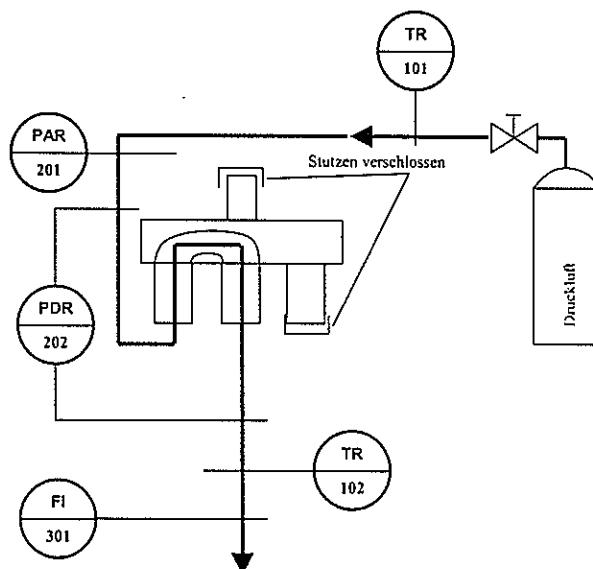


Abb. 76 Messanordnung für Messungen auf der Niederdruckseite

Abb. 76 zeigt die Messanordnung für die Niederdruckseite. Grundsätzlich ist das Prinzip das selbe. In diesem Fall wird der Ein- und Austritt der Hochdruckseite verschlossen und die Druckluft strömt auf der Niederdruckseite durch das Ventil. Nebenan ist in der Abb. 77 der Prüfstand abgebildet. Mit Verschraubungen könnten die Anschlüsse je nach Bedürfnis angebracht werden. Die Temperaturmessstellen sind mit Armaflex isoliert.

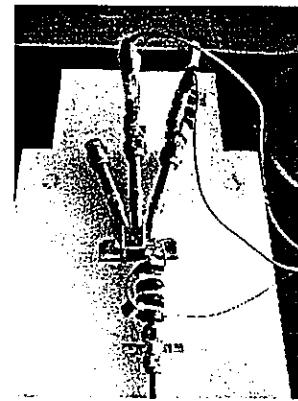


Abb. 77 Prüfstand Ranco V3-1004

#### A.7.2 Messgeräte

Die Messwerterfassung wurde mit einem HP-Datenlogger realisiert. Nachfolgend werden die Messwertaufnehmer spezifiziert:

Messgrösse	Fabrikat, Typ	Messbereich	Ungenauigkeit
TR101, TR102	Thermoelement Typ K	-40 bis +140°C	± 1.5 K
PAR201	Keller PA23/25	0 – 30 bar(a)	± 0.06 bar
PDR202	Keller PD23	0 – 0.5 bar	± 0.001 bar
FI301	Rotameter Krohne, Glaseinsatz G21.12	0 – 30000 NI/h	± 5 % v. MW

Tab. 15 Spezifikation der Messgeräte

#### A.7.3 Auswertung der Messdaten

Während den Messungen stellte sich sehr schnell ein stationärer Zustand ein. Dieser Zustand hielt auch während den Messungen an und somit war eine Messdauer von 400 Sekunden ausreichend. Das Messintervall wurde auf 5 Sekunden festgelegt. Der Druckabfall über das Vierwegventil war bei den Messungen kleiner als 200 mbar. Somit kann man idealisierend von einer inkompressiblen Drosselung reden. Anhand des gemessenen Normvolumenstromes im Rotameter „FI301“ kann der effektive Volumenstrom und der Massenstrom ermittelt werden. Der Normvolumenstrom wird mit der nachfolgenden Gleichung für die Zustandsänderung von idealen Gasen auf den effektiven Volumenstrom bei den Messbedingungen umgerechnet:

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_0 \cdot \frac{p_0}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_0} \quad (A111)$$

Dabei gilt:

- $\dot{V}_0$  Normvolumenstrom bei 20°C und 1013 mbar gemessen mit „FI301“ [NI/h]
- $\dot{V}_1$  Effektiver Volumenstrom bei Messbedingungen [l/h]
- $p_0$  Normluftdruck 1013 mbar
- $p_1$  Luftdruck beim Rotameter, entspricht dem Barometerdruck [mbar]
- $T_0$  Normlufttemperatur von 293.15 K [K]
- $T_1$  Lufttemperatur gemessen mit der Messstelle „TR102“ [K]

Mit dem Barometerdruck und der Temperatur TR102 kann die Luftdichte an der Stelle des Rotameters und somit der Luftmassenstrom durch das Vierwegventil berechnet werden. Als nächster Schritt wird die kinematische Zähigkeit in Funktion der Temperatur TR101 und des

Druckes PAR201 ermittelt. Die Luftgeschwindigkeit kann mittels dem Luftmassenstrom und dem Bezugsquerschnitt für den Ein- und Austrittsstutzen des Ventiles bestimmt werden. Die nachfolgende Gleichung beschreibt diesen Zusammenhang für den Eintrittsstutzen:

$$c_1 = \frac{\dot{V}_1}{A_1} = \frac{\dot{m}}{A_1 \cdot \rho_1} = \frac{\dot{m} \cdot 4}{d_1^2 \cdot \pi \cdot \rho_1} \quad (A112)$$

Die Reynoldszahl kann somit wie folgt bestimmt werden:

$$Re = \frac{d_1 \cdot c_1}{v_1} \quad (A113)$$

Um den Messfehler einzuschränken wurde mit einem Differenzdruckaufnehmer PDR202 direkt der Druckabfall über das Vierwegventil gemessen. Da die Druckaufnehmer nicht unmittelbar am Ein- und Austrittsstutzen platziert werden konnten, muss der Druckverlust der Rohrstrecken zwischen Druckmessstutzen und Ventilverschraubung abgezogen werden. Folglich wird der effektive Druckabfall  $\Delta p_{\text{valve}}$  wie folgt bestimmt:

$$\Delta p_{\text{valve}} = \Delta p_{\text{PDR202}} - \Delta p_{\text{Rohr1}} - \Delta p_{\text{Rohr2}} \quad (A114)$$

Der Druckabfall in den beiden Rohrstrecken wird über die dimensionslose Rohreibungszahl  $\lambda$  bestimmt:

$$\Delta p_{\text{Rohr}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{Rohr}}}{d_{\text{Rohr}}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (A115)$$

Somit kann die Widerstandszahl für die Hochdruckseite mit der nachfolgenden Gleichung bestimmt werden:

$$\xi = \frac{\Delta p_{\text{valve1}}}{p_{\text{dyn1}}} = \frac{\Delta p_{\text{valve1}} \cdot 2}{\rho_1 \cdot c_1^2} \quad (A116)$$

Die Widerstandszahl für die Niederdruckseite wird mit der selben Analogie bestimmt. In der Abb. 78 ist der Verlauf der Widerstandszahl  $\xi$  in Funktion der Reynoldszahl aufgetragen. Wir gehen davon aus, dass die Widerstandszahl  $\xi$  für grössere Reynoldszahlen praktisch konstant verläuft.

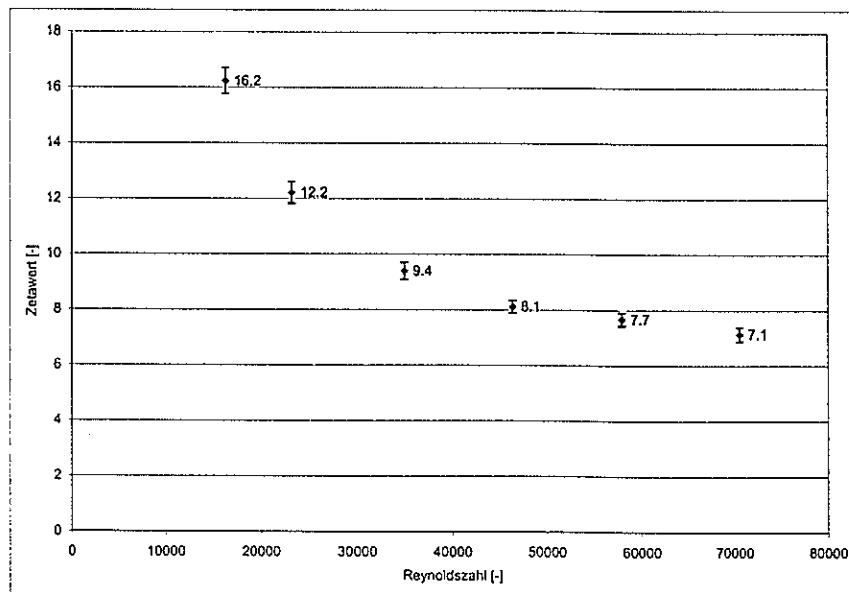


Abb. 78 Die Widerstandszahl ist in Funktion der Reynoldszahl für die Hochdruckseite dargestellt. (Auswertung2\_Druckv\_Luft\_18.07.00\_HD)

#### A.7.4 Approximation der Messdaten für grössere Reynoldszahlen

Wie im Kapitel 9.8.2 bereits erwähnt wurde, befinden sich die durch Messungen ermittelten Widerstandszzahlen  $\xi$  in einem zu kleinen Reynoldszahlbereich. Aus diesem Grund wurden die Widerstandszzahlen für höhere Reynoldszahlen nach folgendem Ansatz approximiert.

$$\xi_{\text{Approx}} = a + \frac{b}{Re^c} \quad (\text{A117})$$

Mit einer Ausgleichsberechnung wurden die Ausgleichskonstanten a, b und c anhand der Messdaten bestimmt. So konnte die Widerstandszzahl  $\xi_{\text{approx}}$  für höhere Reynoldszahlbereiche ermittelt werden. Abb. 47 und Abb. 48 zeigen den approximierten Widerstandszzahlverlauf für das Vierwegventil Ranco V3-1004.

## A.8 Messdaten von den Vierwegventilmessungen

Microsoft Excel - Auswertung2\_Druckv\_Luft\_18.07.00\_HD

Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs  
Labor für Thermodynamik  
und Kältetechnik  
Beat Hubacher

Nett	T2	PA	PD	Qmolo- strom	Luftdruck	Qmolo- strom	Massenstrom	Vol.str1	Vol.str2	C1	C2	Reynold	Rehreibung	Druckabfall 1	Druckabfall 2	ΔP	ΔP dyn	Zeita					
[°C]	[°C]	[mbar]	[mbar]	[l/h]	[kg/m3]	[m3/s]	[kg/s]	[m3/s]	[m3/s]	[m/s]	[m/s]	[·]	[lambda1][lambda2]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[·]					
5.19 PM	20.7	20.4	2208.56	206.51	968.94	30400	2.62	2.37	1.15	0.000007	0.010904	0.004167	0.0045592	44.50	20.47	70556	0.08114	0.07089	1925	240	18487	2590	7.1
5.28 PM	21.4	21.1	1908.11	172.80	967.93	25000	2.26	2.05	1.15	0.000008	0.008967	0.003976	0.004368	42.45	19.47	57931	0.08114	0.07089	1510	188	15582	2032	7.7
5.36 PM	21.3	21.0	1628.59	136.33	968.47	20000	1.93	1.77	1.15	0.000009	0.007174	0.003725	0.004061	39.78	18.10	46355	0.08114	0.07089	1132	140	12362	1523	8.1
8.42 AM	19.0	19.0	1401.69	100.98	968.44	15000	1.67	1.55	1.15	0.000011	0.0065380	0.003221	0.003471	34.39	15.47	34959	0.08114	0.07089	734	90	9274	988	9.4
8.50 AM	19.4	19.1	1195.56	67.25	968.51	10000	1.42	1.34	1.15	0.000013	0.003587	0.002521	0.002669	26.92	11.90	23282	0.08114	0.07089	383	46	6287	515	12.2
8.57 AM	19.7	19.5	1081.75	47.67	968.24	7000	1.29	1.23	1.15	0.000014	0.002511	0.001952	0.002041	20.84	9.10	16287	0.08114	0.07089	208	25	4535	279	16.2

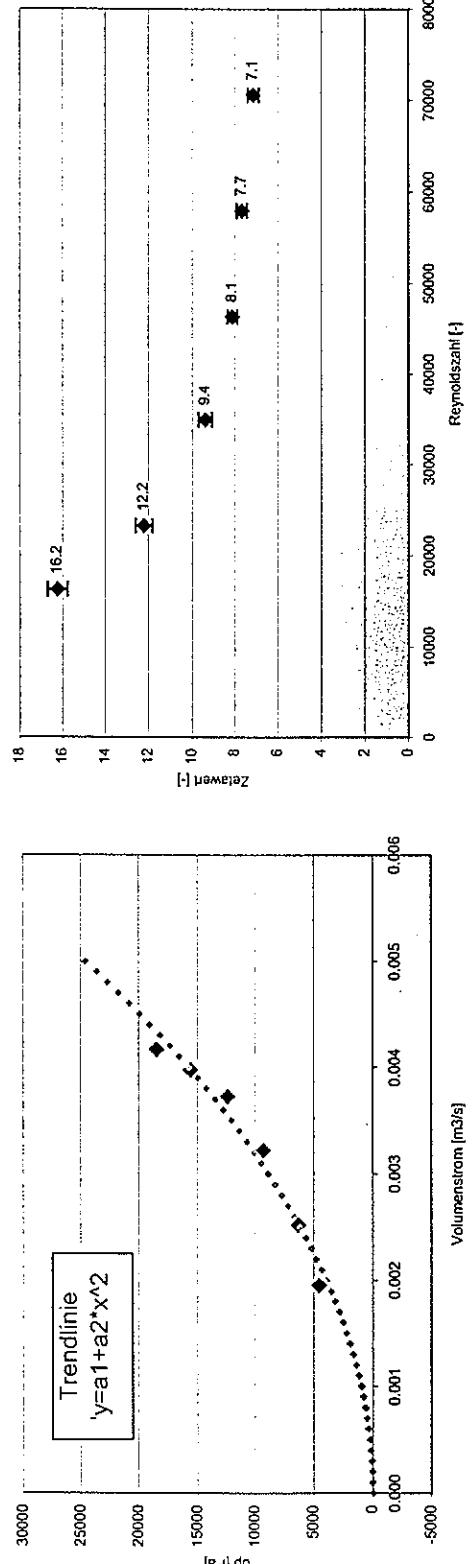


Abb. 79 Zusammengefasste Messdaten der Messung der Verwegventile des Verwegenventiles Ranco V3-1004 „Auswertung2\_Druckv\_Luft\_18.07.00\_HD“

**Microsoft Excel - Auswertung1\_Druckv\_Luft\_17.07.00\_ND\_korrigiert**

Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs  
Labor für Thermodynamik  
und Kältetechnik  
Beat Hubacher

Zeit	T <sub>1</sub> [°C]	T <sub>2</sub> [°C]	PA <sub>1</sub> [mbar]	PA <sub>2</sub> [mbar]	Luftdruck Normvoll-strom [hPa]	Luftdruck [hPa]	Dichte <sub>1</sub>	Dichte <sub>2</sub>	Dichte <sub>3</sub>	Kinem.Visk <sub>1</sub>	Massenstrom [kg/s]	Vol. Str1	Vol. Str2	Reynold	Rohrereibung	Rohrereibung	Druckabfall 1 [Pa]	Druckabfall 2 [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP <sub>-dyn</sub> [Pa]	Zeta		
10:21 AM	20.3	20.0	2105.86	49.80	965.92	30400	2.50	2.44	1.15	0.000007	0.010904	0.004365	0.004466	19.46	19.91	45637	0.07089	0.07089	198	233	4548	473	9.6
10:28 AM	20.7	20.6	1838.71	41.74	966.61	25000	2.18	2.13	1.15	0.000008	0.008967	0.004116	0.004210	18.35	18.77	37497	0.07089	0.07089	154	181	3839	367	10.5
12:00 AM	20.3	20.3	1551.00	32.51	962.55	20000	1.84	1.80	1.14	0.000010	0.020774	0.002898	0.002981	17.38	17.75	30027	0.07089	0.07089	117	137	2998	278	10.8
12:00 AM	20.4	20.4	1346.31	24.35	964.89	15000	1.60	1.57	1.14	0.000011	0.005380	0.003369	0.003431	15.02	15.30	22516	0.07089	0.07089	76	88	2271	180	12.6
12:00 AM	20.3	20.4	1160.31	15.95	964.90	10000	1.38	1.36	1.14	0.000013	0.003567	0.002605	0.002642	11.61	11.78	15013	0.09301	0.09301	51	60	1484	93	16.0
11:09 AM	20.3	20.4	1071.64	11.45	966.46	7000	1.27	1.26	1.15	0.000014	0.002511	0.001974	0.001997	8.80	8.90	10510	0.09301	0.09301	27	32	1086	49	22.0

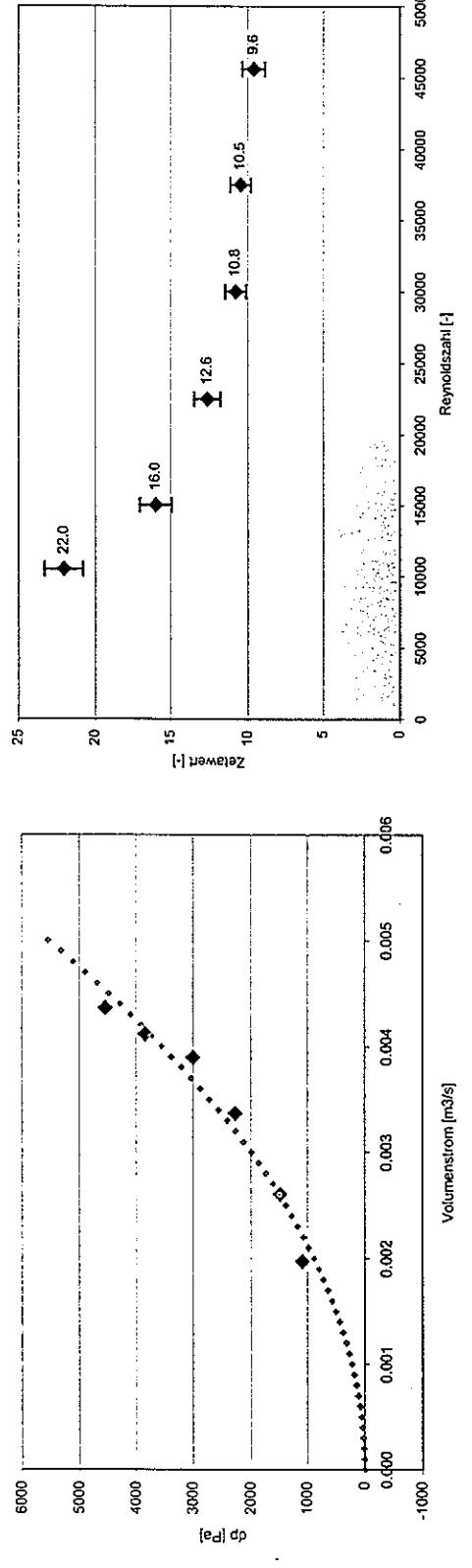


Abb. 80 Zusammengefasste Messdaten der Messung der Niederdruckseite des Vierwegventiles Ranco V3-1004 „Auswertung1\_Druckv\_Luft\_17.07.00\_ND\_korrigiert“

### A.9 Daten zu der Abtauenergieberechnung unter Berücksichtigung der Laufzeiten in den verschiedenen Temperaturbereichen

	Mittlere Quellentemperatur	[°C]	A-6	A-4	A-2	A0	A2	A4
	Temperaturbereich	[°C]	-7 bis -5°C	-5 bis -3°C	-3 bis -1°C	-1 bis +1°C	1 bis 3°C	3 bis 5°C
	Anzahl Stunden im Temperaturbereich	[h]	150	225	375	600	600	600
	Heizleistungsbedarf	[kW]	8.000	7.333	6.667	6.000	5.333	4.667
	Heizwärmebedarf	[kWh]	1200	1650	2500	3600	3200	2800
W50	Heizleistung der Wärmepumpe	[kW]	7.899	8.187	8.488	8.802	9.129	9.471
	Laufzeit der Wärmepumpe	[h]	152	202	295	409	351	296
	Spez. Abtauenergiebedarf Bypassabt.	[kWh/h <sub>Heiz</sub> ]	0.1767	0.2746	0.3757	0.4802	0.5545	0.6191
	Spez. Abtauenergiebedarf Umkehrprozessabt.	[kWh/h <sub>Heiz</sub> ]	0.3345	0.3835	0.4323	0.4807	0.5093	0.5307
	Abtauenergiebedarf für Bypassabt.	[kWh]	27	55	111	196	194	183
	Abtauenergiebedarf für Umkehrprozessabt.	[kWh]	51	77	127	197	179	157
W35	Heizleistung der Wärmepumpe	[kW]	7.691	8.013	8.348	8.698	9.062	9.441
	Laufzeit der Wärmepumpe	[h]	156	206	299	414	353	297
	Spezifischer Abtauenergiebedarf Bypassabt.	[kWh/h <sub>Heiz</sub> ]	0.2568	0.3733	0.4934	0.6159	0.71	0.7927
	Spez. Abtauenergiebedarf Umkehrprozessabt.	[kWh/h <sub>Heiz</sub> ]	0.2375	0.2843	0.3298	0.3735	0.4023	0.4245
	Abtauenergiebedarf für Bypassabt.	[kWh]	39	75	145	252	249	234
	Abtauenergiebedarf für Umkehrprozessabt.	[kWh]	36	57	97	153	141	126

Tab. 16 Daten zu den Diagrammen in Abb. 53 und Abb. 54 im Kapitel 9.9.3.3

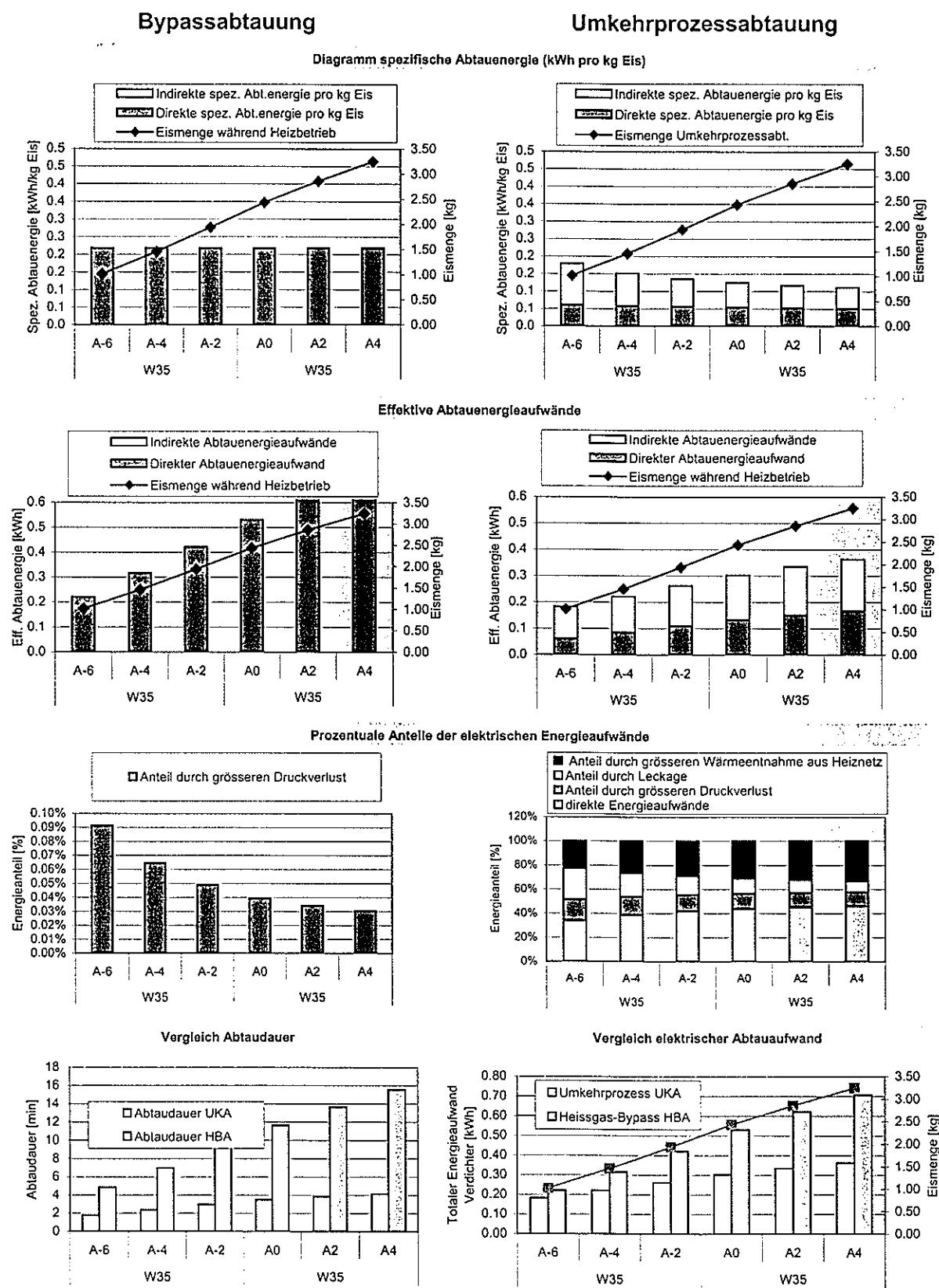
### A.10 Auswertungsdaten auf Basis des Berechnungsalgorithmus aus Kapitel 9

#### Zusammenstellung Bypassabtauung und Umkehrprozessabtauung

Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs  
Labor für Thermodynamik und Kältetechnik

Parameter							
Luftvolumenstrom:	1500	[m <sup>3</sup> /h]	Überhitzung:	5	[K]		
Heizdauer:	60.00	[min]	Temp nach Unterk.:	25	[°C]		
Verdichterfabrikat:	Copeland		Verdichtertyp:	CRMQ-0400-TFD; Hubkolben			
theor. Fördervolumenstr.:	15.6	[m <sup>3</sup> /h]	Kältemittel:	R22			
Senke:	W35						
Quelle:	A-6	A-4	A-2	A0	A2		
					A4		
Wärnepumpendaten ohne indirekte Verluste							
Verdampfungsdruck [bar]	2.50	2.62	2.74	2.87	3.00		
Kondensationsdruck [bar]	14.96	14.96	14.96	14.96	14.96		
Druckverhältnis [-]	5.99	5.71	5.46	5.22	4.99		
Liefergrad [-]	0.54	0.56	0.58	0.60	0.62		
Arbeitsfunk. Sigma [J/m <sup>3</sup> Pa]	1.9	1.9	1.9	1.8	1.8		
Kältemittelmassenstrom [kg/s]	0.025	0.027	0.029	0.032	0.034		
Enthalpiehub Verdichter [kJ/kg]	84	80	76	72	69		
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	171	171	172	172	173		
Kondensationenthalpie [kJ/kg]	255	251	248	245	242		
Elektr. Leistung Verdichter [W]	2111	2173	2236	2299	2362		
Kälteleistung [kW]	4293	4671	5063	5470	5892		
Heizleistung [kW]	6404	6844	7299	7769	8254		
Leistungszahl [-]	3.03	3.15	3.26	3.38	3.49		
Eismenge							
Rel. Lufteintrittsfeucht. [%rF.]	78	84	88	90	92		
Luftaustrittstemperatur [°C]	-12.6	-10.7	-8.8	-6.9	-5.1		
Prod. Eismenge [kg]	1.02	1.46	1.94	2.43	2.86		
Daten zur Bypassabtauung							
Ansaugdruck p1 [bar]	4.98	4.98	4.98	4.98	4.98		
Auslassdruck p2 [bar]	11.61	11.61	11.61	11.61	11.61		
Druckverhältnis [-]	2.33	2.33	2.33	2.33	2.33		
Elektr. Leistung Verdichter [W]	2731	2731	2731	2731	2731		
Verluste durch Bypasslg. [W]	409	409	409	409	409		
Abtauwirkungsgrad [-]	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50		
Abtauleistung [W]	1161	1161	1161	1161	1161		
Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.2211	0.3172	0.4216	0.5301	0.6222		
Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002		
Totaler Abtauenergied. [kWh]	0.2213	0.3174	0.4218	0.5303	0.6224		
Daten zur Umkehrprozessabtauung							
Druckverlust	Druckverlust ND [mbar]	29	33	37	41	45	50
	Druckverlust HD [mbar]	33	38	44	51	58	65
	Ansaugdruck p1 [bar]	2.47	2.59	2.71	2.83	2.96	3.09
	Auslassdruck p2 [bar]	15.00	15.00	15.01	15.02	15.02	15.03
	Druckverhältnis [-]	6.07	5.80	5.55	5.31	5.08	4.87
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	2098	2159	2220	2282	2344	2407
	Heizleistung [kW]	6294	6720	7160	7615	8084	8568
	Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0321	0.0339	0.0359	0.0380	0.0402	0.0426
Leckage	Leckageanteil [-]	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	2111	2173	2236	2299	2362	2425
	Heizleistung [kW]	6379	6819	7275	7745	8230	8732
	Mehrenergie Leckage [kWh]	0.0464	0.0431	0.0401	0.0375	0.0350	0.0329
Wärmeentnahme	Wärmeentnahme Senke [kWh]	0.1260	0.1841	0.2487	0.3174	0.3777	0.4350
	Mehrenergie Wärmeentnahme [kWh]	0.0416	0.0585	0.0762	0.0939	0.1081	0.1205
Total	Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.0620	0.0856	0.1098	0.1334	0.1514	0.1667
	Indirekte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.1200	0.1355	0.1522	0.1694	0.1833	0.1960
	Totaler Abtauenergied. [kWh]	0.1820	0.2211	0.2620	0.3027	0.3347	0.3627

Tab. 17 Auswertungsdaten Hubkolbenverdichter R22, Senkentemperatur W35



Tab. 18 Auswertungsdaten Hubkolbenverdichter R22, Senkentemperatur W35

## Zusammenstellung Bypassabtauung und Umkehrprozessabtauung

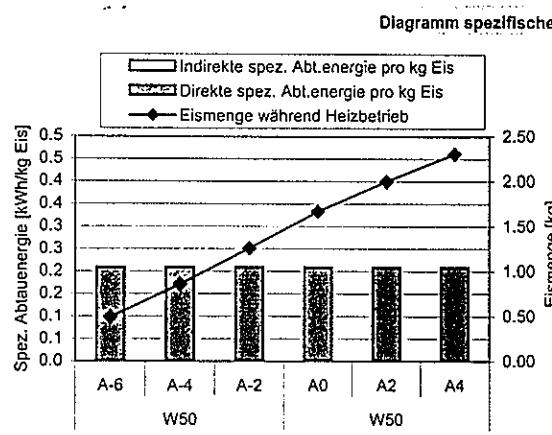
Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs

Labor für Thermodynamik und Kältetechnik

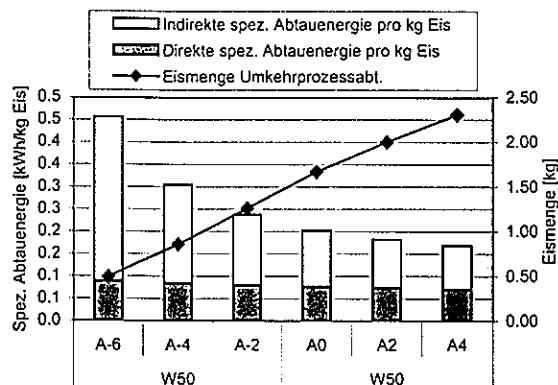
		Parameter					
Luftvolumenstrom:	1500	[m <sup>3</sup> /h]		Überhitzung:	5		
Heizdauer:	60.00	[min]		Temp nach Unterk.:	35		
Verdichterfabrikat:	Copeland			Verdichtertyp:	CRMQ-0400-TFD; Hubkolben		
theor. Fördervolumenstr.:	15.6	[m <sup>3</sup> /h]					
Senke:	W50				W50		
Quelle:	A-6	A-4	A-2	A0	A2	A4	
Wärmepumpendaten ohne Indirekte Verluste							
Verdampfungsdruck [bar]	2.50	2.62	2.74	2.87	3.00	3.14	
Kondensationsdruck [bar]	21.26	21.26	21.26	21.26	21.26	21.26	
Druckverhältnis [-]	8.51	8.12	7.76	7.41	7.08	6.78	
Liefergrad [-]	0.35	0.38	0.41	0.43	0.46	0.48	
Arbeitsfunk. Sigma [J/m <sup>3</sup> Pa]	2.2	2.2	2.1	2.1	2.1	2.0	
Kältemittelmassenstrom [kg/s]	0.016	0.018	0.021	0.023	0.025	0.028	
Enthalpiehub Verdichter [kJ/kg]	147	134	123	114	106	100	
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	158	158	159	159	160	160	
Kondensationsenthalpie [kJ/kg]	305	292	282	273	266	260	
Elektr. Leistung Verdichter [W]	2390	2465	2541	2618	2696	2774	
Kälteleistung [kW]	2570	2920	3283	3659	4050	4455	
Heizleistung [kW]	4961	5385	5824	6277	6746	7229	
Leistungszahl [-]	2.08	2.18	2.29	2.40	2.50	2.61	
Eismenge							
Rel. Lufteintrittsfeucht. (%F.)	78	84	88	90	92	91	
Luftaustritts temperatur [°C]	-10.1	-8.3	-6.4	-4.6	-2.8	-1.2	
Prod. Eismenge [kg]	0.49	0.86	1.26	1.67	2.00	2.31	
Daten zur Bypassabtauung							
Ansaugdruck p1 [bar]	4.98	4.98	4.98	4.98	4.98	4.98	
Auslassdruck p2 [bar]	16.89	16.89	16.89	16.89	16.89	16.89	
Druckverhältnis [-]	3.39	3.39	3.39	3.39	3.39	3.39	
Elektr. Leistung Verdichter [W]	3313	3313	3313	3313	3313	3313	
Verluste durch Bypasslg. [W]	373	373	373	373	373	373	
Abtauwirkungsgrad [-]	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	
Abtauleistung [W]	1470	1470	1470	1470	1470	1470	
Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.1030	0.1788	0.2624	0.3478	0.4173	0.4813	
Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	
Totaler Abtauenergiebed. [kWh]	0.1033	0.1790	0.2626	0.3481	0.4176	0.4816	
Daten zur Umkehrprozessabtauung							
Druckverlust	Druckverlust ND [mbar]	12	15	18	21	25	29
	Druckverlust HD [mbar]	12	15	18	22	26	30
	Ansaugdruck p1 [bar]	2.49	2.60	2.72	2.85	2.98	3.11
	Auslassdruck p2 [bar]	21.28	21.28	21.28	21.29	21.29	21.29
	Druckverhältnis [-]	8.55	8.17	7.81	7.47	7.15	6.85
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	2383	2465	2531	2606	2682	2759
	Heizleistung [kW]	4916	5330	5758	6200	6656	7125
Leckage	Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0292	0.0310	0.0328	0.0346	0.0366	0.0386
	Leckageanteil [-]	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	2390	2465	2541	2618	2696	2774
	Heizleistung [kW]	4934	5358	5797	6251	6719	7203
Wärmeentnahme	Mehrenergie Leckage [kWh]	0.1290	0.1173	0.1072	0.0984	0.0907	0.0839
	Wärmeentnahme Senke [kWh]	0.0474	0.0850	0.1312	0.1799	0.2223	0.2632
	Mehrenergie Wärmeentnahme [kWh]	0.0228	0.0394	0.0573	0.0750	0.0888	0.1010
	Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.0440	0.0726	0.1016	0.1287	0.1480	0.1639
Total	Indirekte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.1810	0.1877	0.1973	0.2081	0.2161	0.2235
	Totaler Abtauenergiebed. [kWh]	0.2251	0.2603	0.2989	0.3368	0.3641	0.3874

Tab. 19 Auswertungsdaten Hubkolbenverdichter R22, Senkentemperatur W50

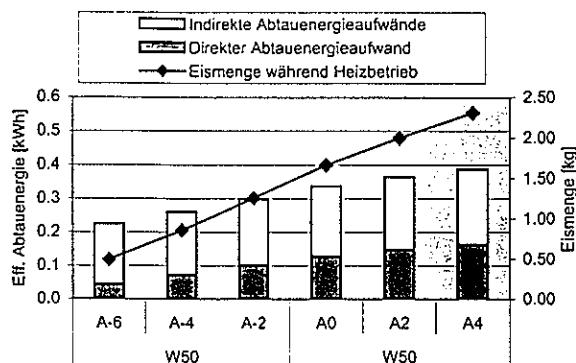
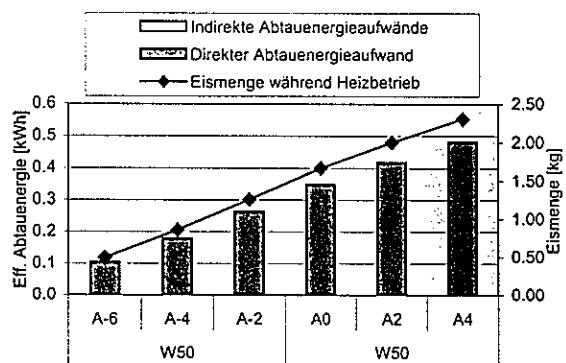
## Bypassabtauung



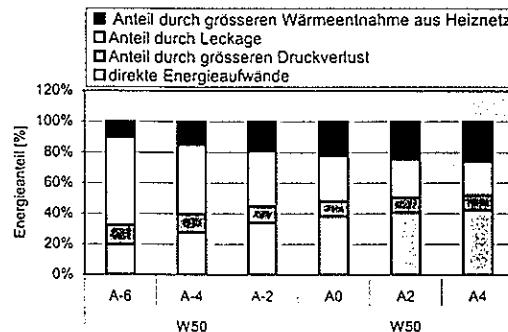
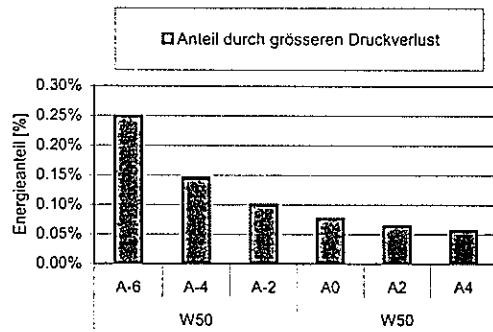
## Umkehrprozessabtauung



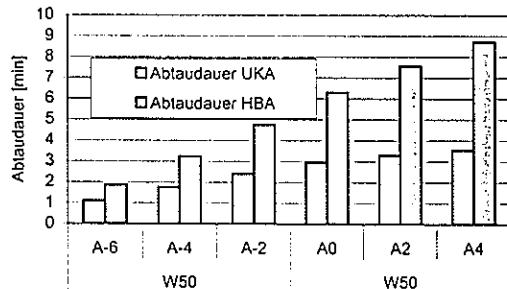
## Effektive Abtauenergieaufwände



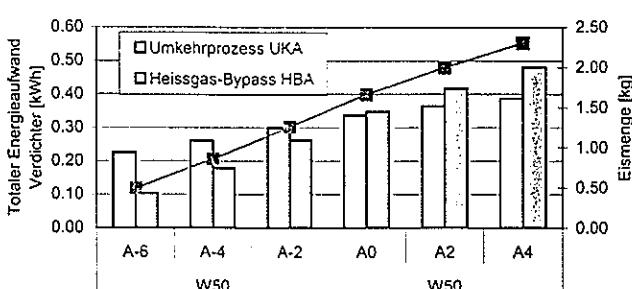
## Prozentuale Anteile der elektrischen Energieaufwände



## Vergleich Abtaudauer



## Vergleich elektrischer Abtauaufwand



Tab. 20 Auswertungsdaten Hubkolbenverdichter R22, Senkentemperatur W50

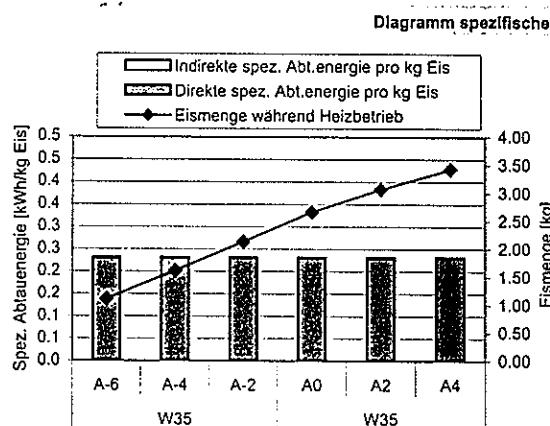
## Zusammenstellung Bypassabtauung und Umkehrprozessabtauung

Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs  
Labor für Thermodynamik und Källetechnik

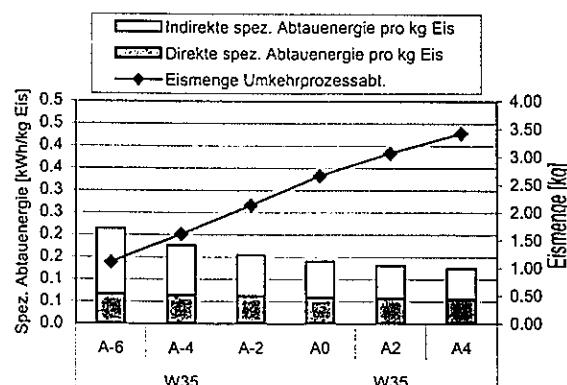
		Parameter					
Luftvolumenstrom:	2000	[m <sup>3</sup> /h]		Überhitzung:	5		
Heizdauer:	60.00	[min]		Temp nach Unterk.:	25		
Verdichterfabrikat:	Copeland			Verdichtertyp:	ZR49KCE-TFD, Scroll		
theor. Fördervolumenstr.:	11.7	[m <sup>3</sup> /h]		Kältemittel:	R407c		
Senke:	W35		W35				
Quelle:	A-6	A-4	A-2	A0	A2		
Wärmepumpendaten ohne Indirekte Verluste							
Verdampfungsdruck [bar]	2.41	2.53	2.65	2.79	2.92		
Kondensationsdruck [bar]	16.08	16.08	16.08	16.08	16.08		
Druckverhältnis [-]	6.68	6.36	6.06	5.77	5.50		
Liefergrad [-]	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91		
Arbeitsfunk. Sigma [J/m <sup>3</sup> Pa]	3.6	3.4	3.3	3.1	3.0		
Kältemittelmassenstrom [kg/s]	0.029	0.030	0.032	0.034	0.036		
Enthalpiehub Verdichter [kJ/kg]	98	93	87	83	78		
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	171	171	172	173	174		
Kondensationsenthalpie [kJ/kg]	269	264	260	256	252		
Elektr. Leistung Verdichter [W]	2807	2809	2811	2813	2816		
Kälteleistung [kW]	4884	5204	5537	5884	6246		
Heizleistung [kW]	7691	8013	8348	8698	9062		
Leistungszahl [-]	2.74	2.85	2.97	3.09	3.22		
Eismenge							
Rel. Lufteintrittsfeucht. [%rF.]	78	84	88	90	92		
Luftaustrittstemperatur [°C]	-11.7	-9.6	-7.6	-5.5	-3.6		
Prod. Eismenge [kg]	1.11	1.61	2.13	2.66	3.07		
Daten zur Bypassabtauung							
Ansaugdruck p1 [bar]	4.87	4.87	4.87	4.87	4.87		
Auslassdruck p2 [bar]	12.36	12.36	12.36	12.36	12.36		
Druckverhältnis [-]	2.54	2.54	2.54	2.54	2.54		
Elektr. Leistung Verdichter [W]	2242	2242	2242	2242	2242		
Verluste durch Bypasslg. [W]	446	446	446	446	446		
Abtauwirkungsgrad [-]	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50		
Abtauleistung [W]	898	898	898	898	898		
Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.2566	0.3730	0.4931	0.6156	0.7097		
Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003		
Totaler Abtauenergiebed. [kWh]	0.2568	0.3733	0.4934	0.6159	0.7100		
Daten zur Umkehrprozessabtauung							
Druckverlust	Druckverlust ND [mbar]	40	43	46	49	52	56
	Druckverlust HD [mbar]	39	43	48	53	58	64
	Ansaugdruck p1 [bar]	2.37	2.48	2.61	2.74	2.87	3.01
	Auslassdruck p2 [bar]	16.12	16.12	16.12	16.13	16.14	16.14
	Druckverhältnis [-]	6.81	6.49	6.18	5.89	5.62	5.36
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	2814	2816	2819	2822	2825	2828
	Heizleistung [kW]	7597	7911	8239	8581	8937	9308
Leckage	Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0622	0.0629	0.0636	0.0645	0.0655	0.0665
	Leckageanteil [-]	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	2807	2809	2811	2813	2816	2819
	Heizleistung [kW]	7693	8014	8349	8698	9062	9441
Wärmeentnahme	Mehrenergie Leckage [kWh]	0.0527	0.0487	0.0450	0.0416	0.0385	0.0356
	Wärmeentnahme Senke [kWh]	0.1305	0.1940	0.2620	0.3336	0.3918	0.4452
	Mehrenergie Wärmeentnahme [kWh]	0.0476	0.0680	0.0882	0.1079	0.1217	0.1329
Total	Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.0750	0.1047	0.1330	0.1595	0.1766	0.1895
	Indirekte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.1625	0.1796	0.1968	0.2140	0.2257	0.2350
	Totaler Abtauenergiebed. [kWh]	0.2375	0.2843	0.3298	0.3735	0.4023	0.4245

Tab. 21 Auswertungsdaten Scrollverdichter R407c, Senkentemperatur W35

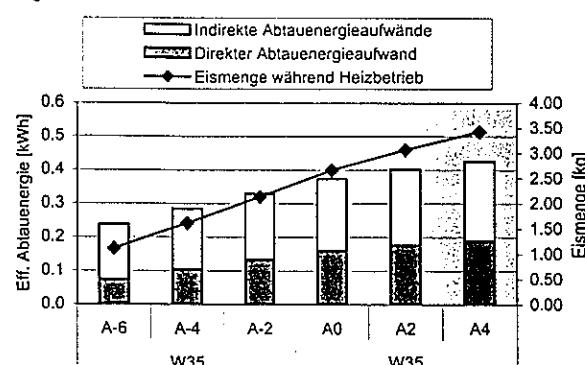
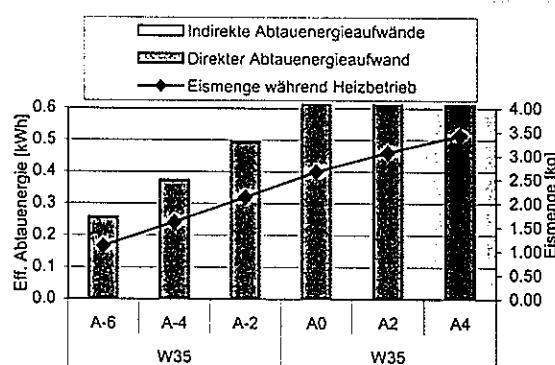
## Bypassabtauung



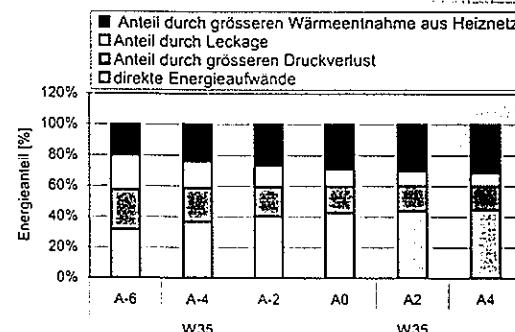
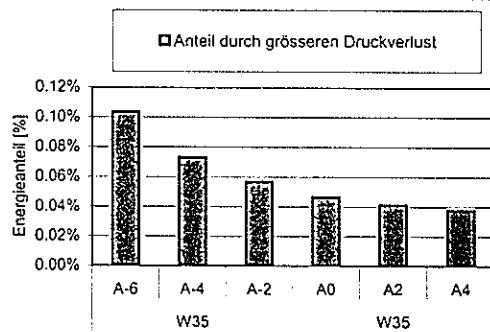
## Umkehrprozessabtauung



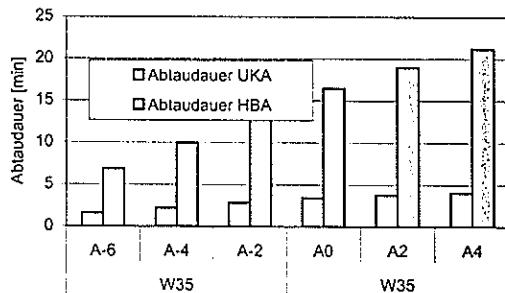
## Effektive Abtauenergieaufwände



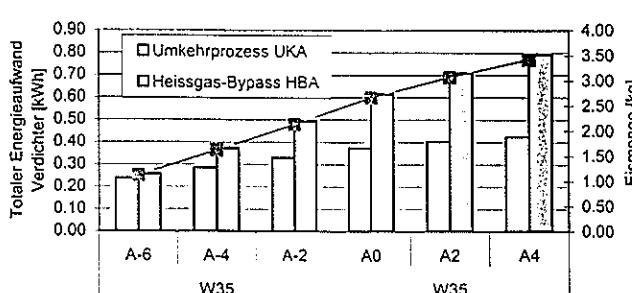
## Prozentuale Anteile der elektrischen Energieaufwände



## Vergleich Abtaudauer



## Vergleich elektrischer Abtauaufwand



Tab. 22 Auswertungsdaten Scrollverdichter R407c, Senkentemperatur W35

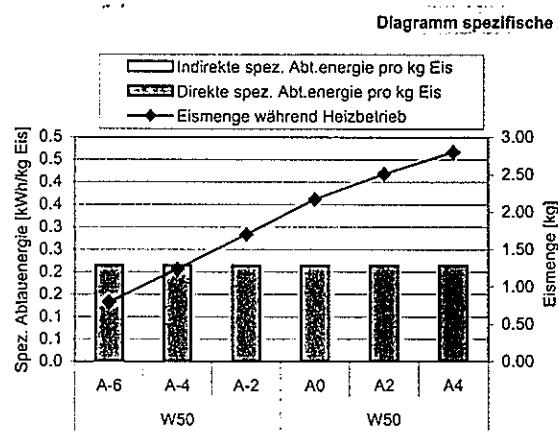
## Zusammenstellung Bypassabtauung und Umkehrprozessabtauung

Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs  
Labor für Thermodynamik und Källetechnik

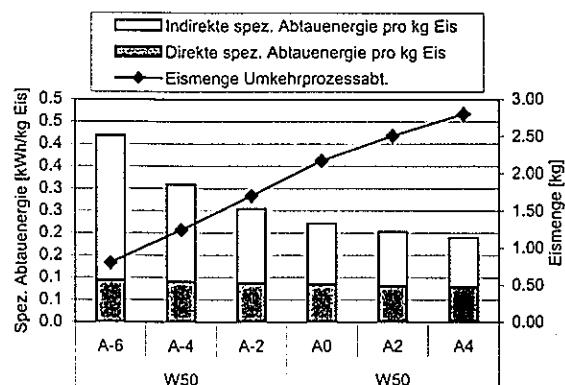
		Parameter					
Luftvolumenstrom:	2000	[m <sup>3</sup> /h]		Überhitzung:	5 [K]		
Heizdauer:	60.00	[min]		Temp nach Unterk.:	35 [°C]		
Verdichterfabrikat:	Copeland			Verdichtertyp:	ZR49KCE-TFD, Scroll		
theor. Fördervolumenstr.:	11.7	[m <sup>3</sup> /h]		Kältemittel:	R407c		
Senke:	W50		W50				
Quelle:	A-6	A-4	A-2	A0	A2		
Wärmepumpendaten ohne Indirekte Verluste							
Verdampfungsdruck [bar]	2.37	2.49	2.62	2.75	2.88		
Kondensationsdruck [bar]	23.12	23.12	23.12	23.12	23.12		
Druckverhältnis [-]	9.75	9.28	8.84	8.42	8.02		
Liefergrad [-]	0.77	0.78	0.80	0.81	0.83		
Arbeitsfunk. Sigma [J/m <sup>3</sup> Pa]	5.2	5.0	4.7	4.5	4.3		
Kältemittelmassenstrom [kg/s]	0.025	0.027	0.028	0.030	0.032		
Enthalpiehub Verdichter [kJ/kg]	162	151	142	133	125		
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	155	156	157	157	158		
Kondensationsenthalpie [kJ/kg]	317	307	298	290	283		
Elektr. Leistung Verdichter [W]	4032	4031	4031	4032	4033		
Kälteleistung [kW]	3867	4156	4457	4770	5097		
Heizleistung [kW]	7899	8187	8488	8802	9129		
Leistungszahl [-]	1.96	2.03	2.11	2.18	2.26		
Eismenge							
Rel. Luftfeintritsfeucht. [%F.]	78	84	88	90	92		
Luftaustritts temperatur [°C]	-10.6	-8.6	-6.5	-4.5	-2.6		
Prod. Eismenge [kg]	0.80	1.24	1.70	2.17	2.51		
Daten zur Bypassabtauung							
Ansaugdruck p1 [bar]	4.87	4.87	4.87	4.87	4.87		
Auslassdruck p2 [bar]	18.22	18.22	18.22	18.22	18.22		
Druckverhältnis [-]	3.74	3.74	3.74	3.74	3.74		
Elektr. Leistung Verdichter [W]	3229	3229	3229	3229	3229		
Verluste durch Bypassig. [W]	440	440	440	440	440		
Abtauwirkungsgrad [-]	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50		
Abtauleistung [W]	1395	1395	1395	1395	1395		
Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.1713	0.2663	0.3645	0.4659	0.5381		
Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003		
Totaler Abtauenergiebed. [kWh]	0.1716	0.2666	0.3648	0.4663	0.5384		
Daten zur Umkehrprozessabtauung							
Druckverlust	Druckverlust ND [mbar]	31	33	36	39	43	46
	Druckverlust HD [mbar]	24	27	30	34	37	41
	Ansaugdruck p1 [bar]	2.34	2.46	2.58	2.71	2.84	2.98
	Auslassdruck p2 [bar]	23.14	23.15	23.15	23.15	23.16	23.16
	Druckverhältnis [-]	9.89	9.42	8.97	8.55	8.16	7.78
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	4036	4036	4037	4037	4038	4040
	Heizleistung [kW]	7833	8115	8409	8717	9037	9371
Leckage	Mehrenergie Druckverlust [kWh]	0.0845	0.0847	0.0849	0.0852	0.0857	0.0862
	Leckageanteil [-]	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06
	Elektr. Leistung Verdichter [W]	4032	4031	4031	4032	4032	4033
	Heizleistung [kW]	7932	8218	8516	8828	9154	9493
Wärmeentnahme	Mehrenergie Leckage [kWh]	0.1374	0.1281	0.1194	0.1113	0.1037	0.0966
	Wärmeentnahme Senke [kWh]	0.0724	0.1168	0.1653	0.2181	0.2595	0.2980
	Mehrenergie Wärmeentnahme [kWh]	0.0370	0.0575	0.0785	0.0999	0.1146	0.1269
Total	Direkte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.0755	0.1133	0.1495	0.1843	0.2053	0.2210
	Indirekte Abtauenergiebedarf [kWh]	0.2589	0.2703	0.2828	0.2964	0.3040	0.3097
	Totaler Abtauenergiebed. [kWh]	0.3345	0.3835	0.4323	0.4807	0.5093	0.5307

Tab. 23 Auswertungsdaten Scrollverdichter R407c, Senkentemperatur W50

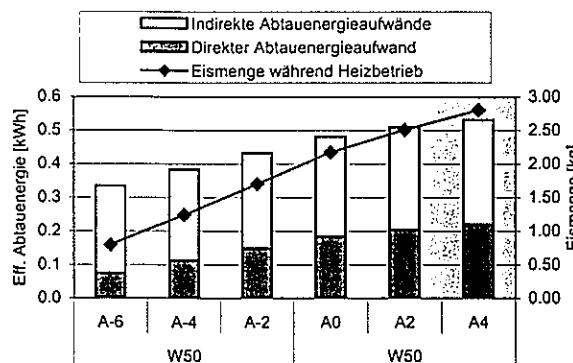
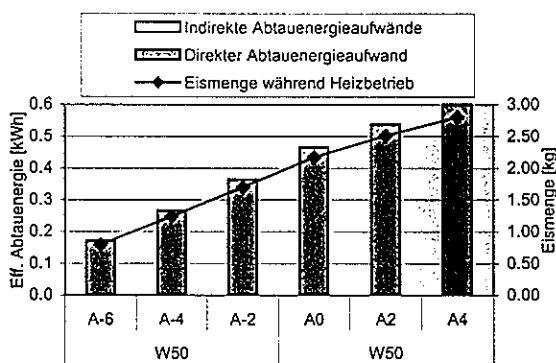
## Bypassabtauung



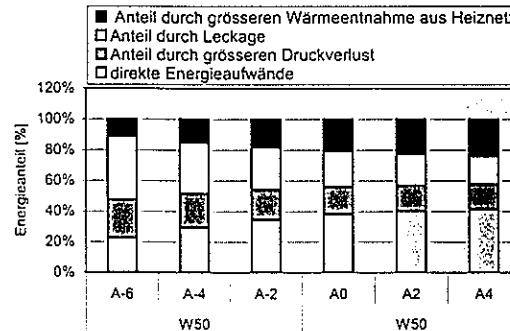
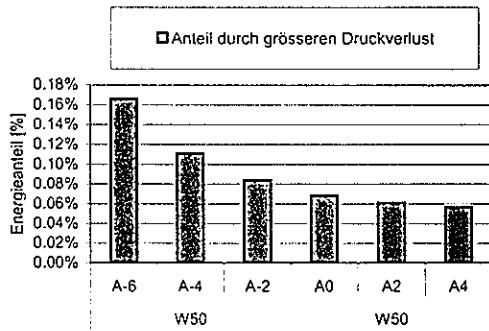
## Umkehrprozessabtauung



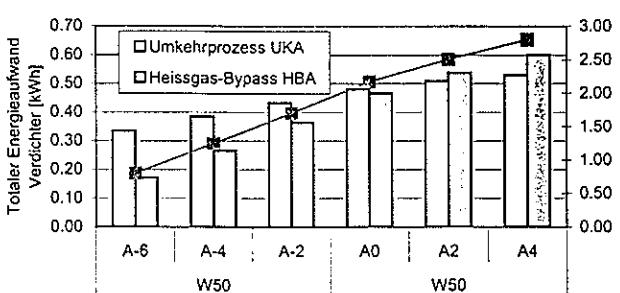
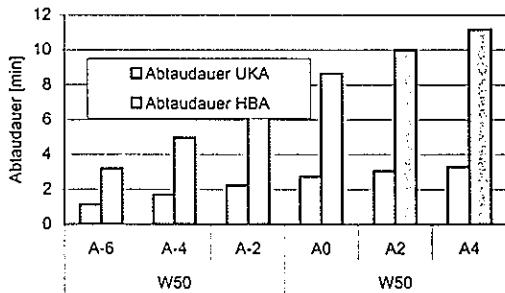
## Effektive Abtauenergieaufwände



## Prozentuale Anteile der elektrischen Energieaufwände



## Vergleich Abtaudauer



Tab. 24 Auswertungsdaten Scrollverdichter R407c, Senkentemperatur W50

### A.11 Aufnahmeprotokolle der Kältekreisläufe von Luftwasser-Wärmepumpen

Nachfolgend werden die aufgenommenen Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen aufgeführt. Jede Anlage wird auf einer separaten Seite zusammengefasst und die wichtigsten Merkmale bezüglich der Abtausteuerung und der Konstruktion der Maschine werden erwähnt. Die wichtigsten Kältekomponenten sind mit einer Nummer versehen, welche in der nachfolgenden Legende erklärt sind:

- 1 Kältemittelsammler
- 2 Filtertrockner
- 3 Schauglas
- 4 Magnetventil (auf/zu)
- 5 Thermostatisches Expansionsventil
- 6 Elektronisches Expansionsventil
- 7 Sauggasüberhitzer
- 8 Saugakku
- 9 Saugakku mit Wärmetauscher für Kältemittelunterkühlung
- 10 Verdichter
- 11 Vierweg-Umkehrventil
- 12 Verdampfungsdruckregler
- 13 Rückschlagventil
- 14 Durchflussregelventil

Diese Anlagen wurden zufällig aus dem FAWA-Projekt<sup>32</sup> ausgewählt und durch uns aufgenommen. Diese Anlagen sind aus zeitlichen Gründen ausschliesslich anhand der Aufnahmedaten analysiert und beurteilt worden, daher können Fehlinterpretationen nicht ganz ausgeschlossen werden.

<sup>32</sup> BFE-Forschungsprojekt für die Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen (FAWA)

### A.11.1 Wärmepumpe A

Kältemittel:  
R404a  
Verdichterart:  
Scroll  
Abtauart:  
Prozessumkehr

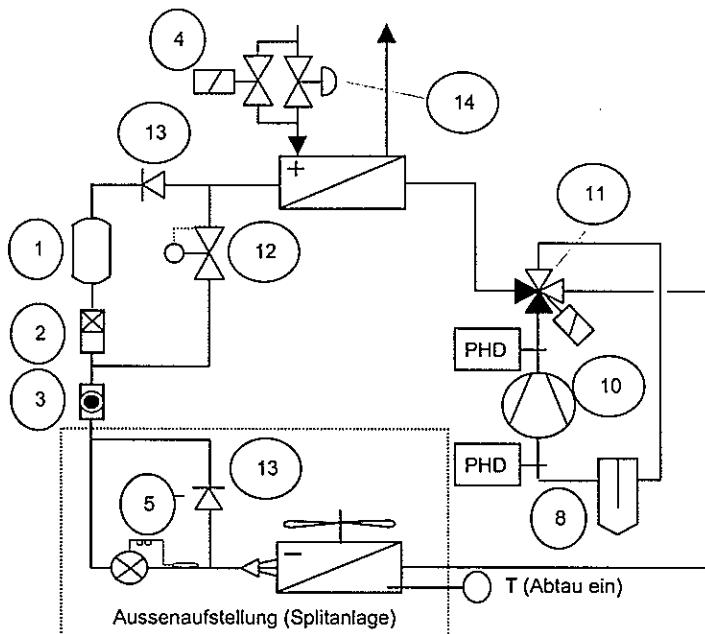
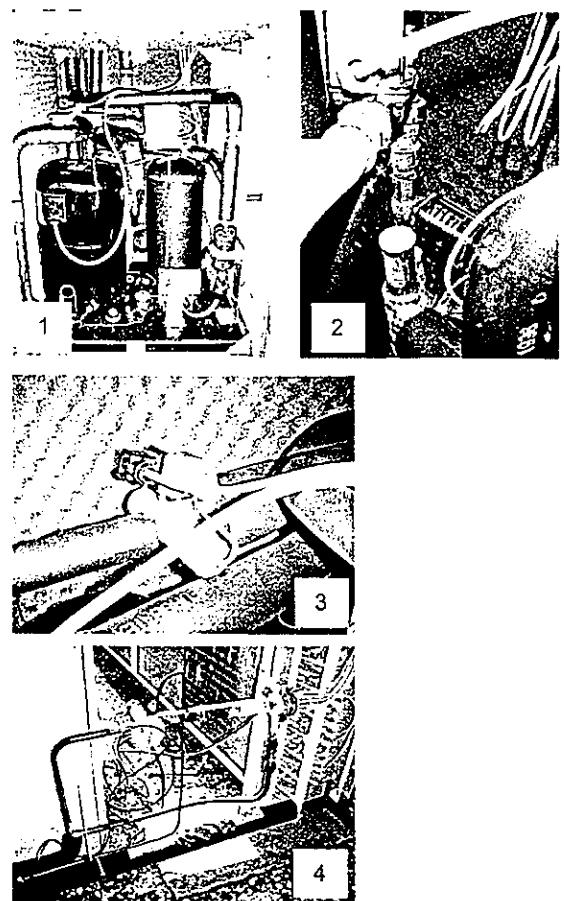


Abb. 81 Prinzip Kältekreislauf



### Abtausteuerung

Ein Temperaturfühler auf der Verdampferlamellenoberfläche misst die dort vorherrschende Temperatur, welche sich in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur verändert. Diese wird mit der Außenlufttemperatur verglichen. Mit dieser Temperaturdifferenz kann der Abtauzyklus ausgelöst werden. Wir vermuten, dass die Abtaudauer über die Zeit oder eventuell über den gleichen Temperaturfühler beendet wird. Die Abtauung erfolgt durch eine Prozessumkehr. Ein Verdampfungsdruckregler ist verantwortlich, dass während der Abtauung ein konstanter Verdampfungsdruck vorherrscht. Dieser ersetzt das Expansionsventil für den Abtaubetrieb. Im Heizbetrieb sperrt der Verdampfungsdruckregler die Umgehungsleitung und zwingt das Kältemittel durch den Sammler zu strömen. Ein druckgesteuertes Wasser-ventil regelt die Heizwassermenge durch den Kondensator. So kann der Kondensationsdruck modulierend geregelt werden, so dass dieser während des Heizbetriebes praktisch konstant gehalten werden kann.

### Erklärungen zu den Fotos

Das Bild 1 zeigt in einer Gesamtansicht, wie das Vierwegventil eingebaut ist. Im Bild 3 ist das Vierwegventil deutlicher abgebildet. Das Bild 3 zeigt das druckgesteuerte Wasserventil, welches im Rücklauf direkt nach dem Plattenauscher eingebaut ist. Im Vordergrund des selben Bildes sieht man noch einen Teil des Verdampfungsdruckreglers. Das Bild 4 veranschaulicht den Anschluss des Verdampfers ausserhalb des Heizungskellers. Das thermostatische Expansionsventil ist unmittelbar vor dem Venturiverteiler angebracht. Unterhalb ist die Umgehungsstrecke für den Abtaubetrieb zu sehen. Diese Leitung ist mit einem Rückschlagventil versehen, welches verhindert, dass im Heizbetrieb das Kältemittel nicht über die Umgehungsstrecke das Expansionsventil umgeht.

### A.11.2 Wärmepumpe B

Kältemittel:  
R407c  
Verdichterart:  
Scroll  
Abtauart:  
Prozessumkehr

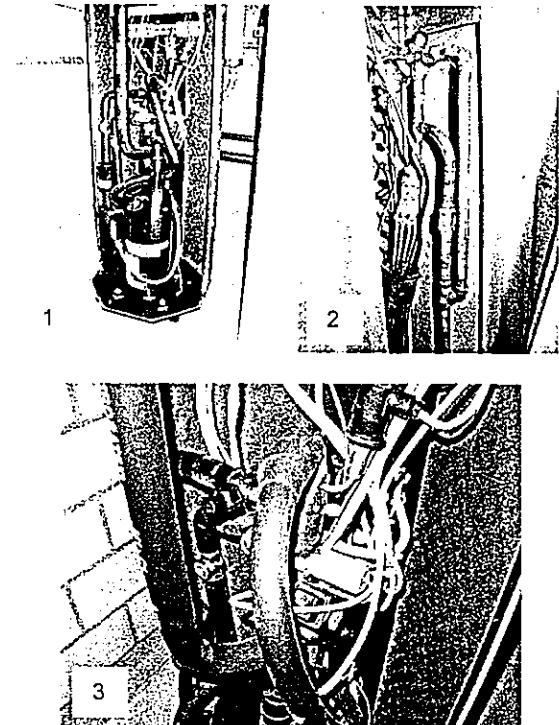
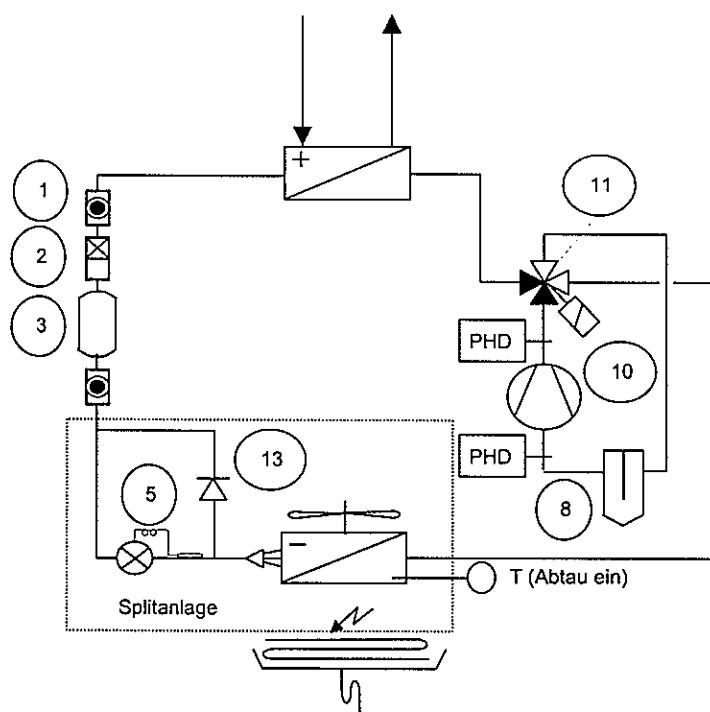


Abb. 82 Prinzip Kältekreislauf

#### Abtausteuerung

Ein Drucksensor überwacht den Verdampfungsdruck. Sinkt dieser bei gleichbleibender Außenlufttemperatur um einen definierten Betrag ab, wird die Prozessumkehr-Abtauung ausgelöst. Ein Fühler auf der Verdampferoberfläche beendet die Abtauung, wenn eine entsprechend definierte Temperatur erreicht wird. Der Hersteller dieser Wärmepumpe verwendet kein Regelorgan<sup>33</sup> um den Verdampfungsdruck im Kondensator während der Abtauung zu regeln.

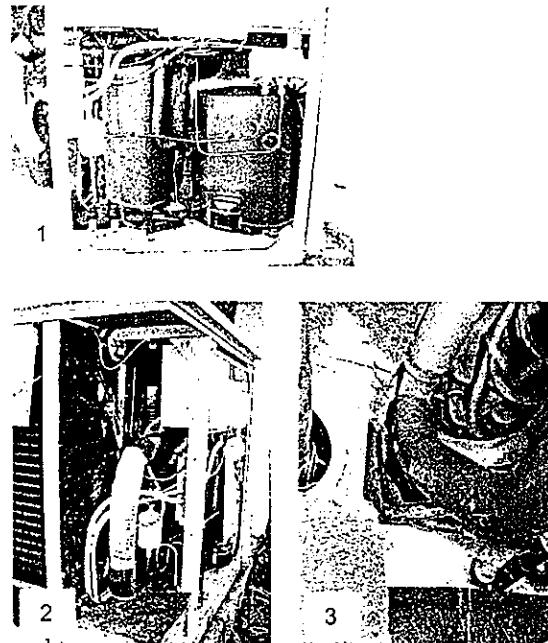
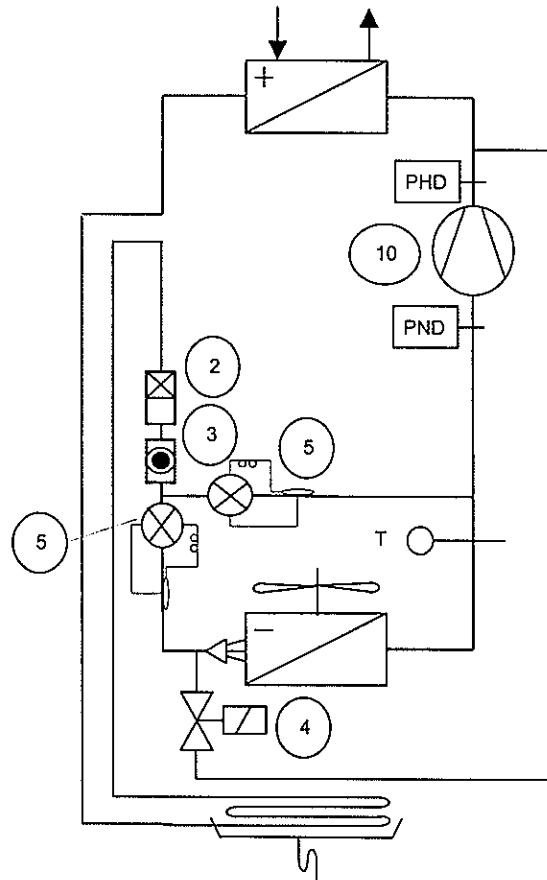
#### Erklärungen zu den Fotos

Bild 1 zeigt die ganze Wärmepumpe mit den verschiedenen Kältemittelleitungen, welche zu und von dem Vierweg-Ventil kommen und gehen. Der Kältemittelsammler ist eine stehende Ausführung. Auf dem Bild 3 ist das eingebaute Vierweg-Ventil ganz abgebildet. Der außerhalb der Wärmepumpe angebrachte Verdampfer ist mit einem Kanalnetz versehen. Auf dem Bild 2 ist das thermische Expansionsventil und die Umgehungsstrecke mit dem Rückschlagventil zu erkennen. Die Tropfwanne wird mit einem Elektroheizkabel beheizt.

<sup>33</sup> zB. Verdampfungsdruckregler, thermostatisches Expansionsventil

### A.11.3 Wärmepumpe C

Kältemittel: R22  
 Verdichterart: Hubkolben Kompressor  
 Abtauart: Heissgasabtauung



#### Abtausteuerung

Ein Fühler nach dem Verdampfer misst die Sauggasttemperatur. Sinkt diese bei gleichbleibender Außenlufttemperatur um einen bestimmten Betrag ab, wird die Abtauung eingeleitet. Es ist davon auszugehen, dass die

Abb. 83 Prinzip Kältekreislauf

Abtauung über den selben Fühler wieder beendet wird, wenn die Sauggasttemperatur zwischen 20 und 30°C ansteigt. Die Tropfwanne wird mit der warmen Kältemittelflüssigkeit nach dem Kondensator beheizt und gleichzeitig das Kältemittel abgekühlt. Die Heissgase werden über einen Bypass vor dem Venturiverteiler eingeleitet. Während des Heizbetriebes ist diese Bypassleitung durch ein Magnetventil geschlossen. Das zusätzliche Expansionsventil öffnet für den Abtaubetrieb und lässt einen kleinen Teil des Kältemittelmassenstromes über diesen Bypass strömen. Dadurch kann Kältemittel im Verflüssiger kondensieren und diesen so beheizen. Dadurch bleibt der Kondensationsdruck auf einem hohen Niveau und die Abtauleistung ist grösser. Zudem kann die Tropfwanne auch noch leicht mitbeheizt werden. Der Mischzustand verschiebt sich leicht ins Zweiphasen-Gebiet. Der Verdichter wird aber zu 100 % sauggasgekühlt und so können die flüssigen Kältemittelanteile wieder verdampft werden.

#### Erklärungen zu den Fotos

Das Bild 1 zeigt die Stirnseite der aussen aufgestellten Wärmepumpe. Der im Prinzipschema eingezeichnete Bypass, verbindet den Kondensatoraustritt mit dem Sauggasstutzen des Kompressors. Im Bild 2 ist der Kondensator und die beiden Expansionsventile zu erkennen. Die Kältemittelflüssigkeit wird durch die Tropfwanne geführt. Die Einführung der Kältemittelleitungen in die Tropfwanne ist im Bild 3 zu sehen.

### A.11.4 Wärmepumpe D

Kältemittel: R407c  
 Verdichterart: Scroll  
 Abtauart: Heissgasabtauung

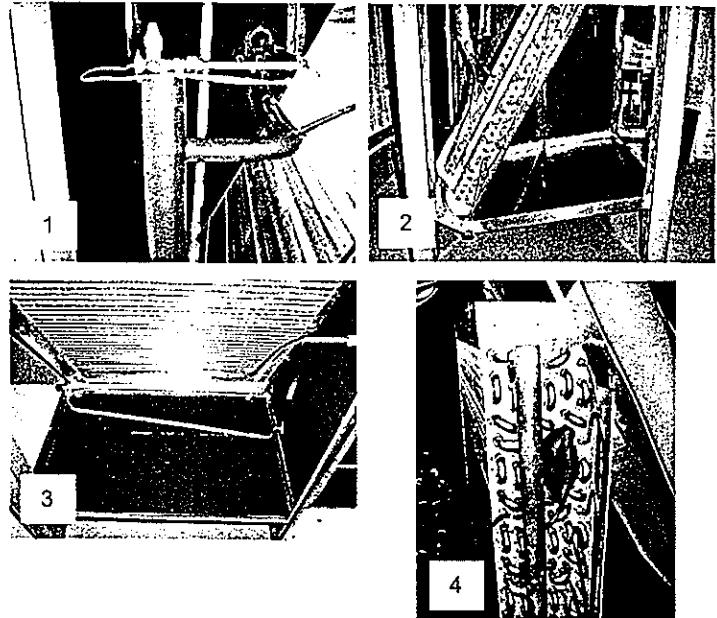
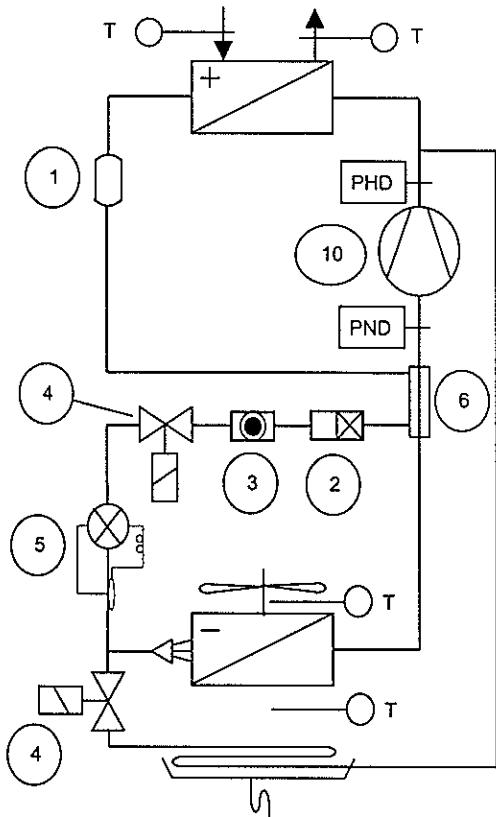


Abb. 84 Prinzip Kältekreislauf

#### Abtausteuerung

Ein Temperaturfühler misst an einem Bogen der Verdampferrohrreihen die Verdampfungs-temperatur. Sinkt diese unter 0°C ist die Abtauung freigegeben. Wird nun die minimale Abtaupause überschritten, wird die Kondensatorpumpe abgeschaltet und der Verdampfer wird abgetaut. Gegen Ende der Abtauung sinkt die Temperatur der Abtauheissgase im Verdampfer schnell über den Gefrierpunkt und bei 10°C wird die Abtauung beendet. Die Abtauung kann über eine Einstellung zeitlich begrenzt werden. Im Normalfall wird die Abtauung nach 15 Minuten beendet.

#### Erklärungen zu den Fotos

Das Bild 1 zeigt, wie der Heissgas-Bypass nach dem Expansionsventil in die Kältemittelleitung eingespeist wird. Das Bild 2 zeigt den Verdampfer von der Stirnseite. Der Kältemittelverteiler teilt das Kältemittel auf die verschiedenen Sektionen des Verdampfers auf. Die Verdampferbatterie ist schräg eingebaut. Dadurch kann das Kondensatwasser besser ablaufen. Die Wanne (Bild 3) ist isoliert und wird während dem Heizbetrieb durch die Flüssigkeitsleitung beheizt. Dadurch wird das Kältemittel unterkühlt, aber es benötigt eine grössere Verdampfungsfläche. Dies hat zur Folge, dass die grössere Fläche abgetaut werden muss. Das Bild 4 zeigt, wie der Abtaufühler an einem Kupferrohrbogen montiert und isoliert ist. Der Fühler ist etwa nach 20 % der Tauscherfläche angebracht.

### A.11.5 Wärmepumpe E

Kältemittel: R22  
 Verdichterart: Scroll  
 Abtauart: Heissgasabtauung

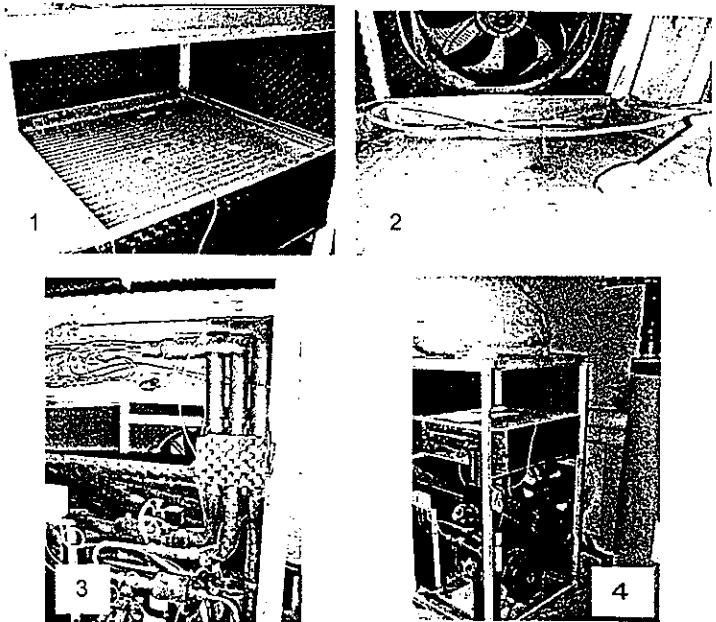
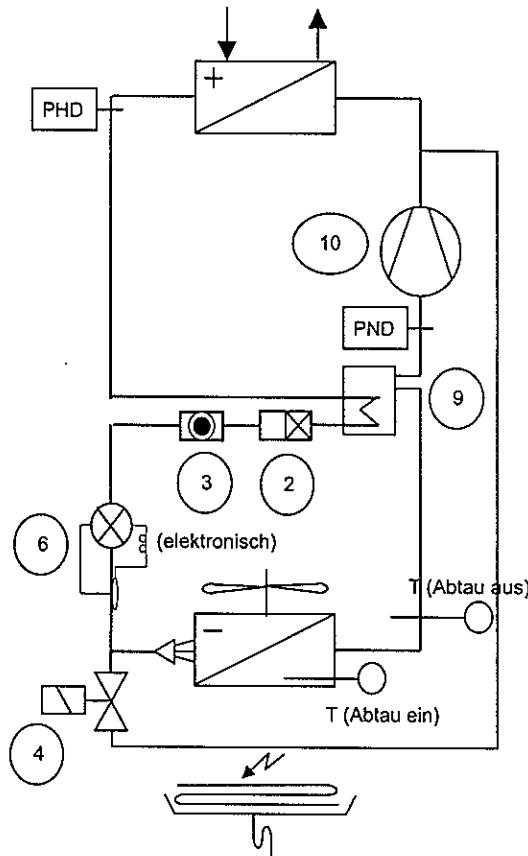


Abb. 85 Prinzip Kältekreislauf

#### Abtausteuerung

Ein Temperaturfühler misst die Temperatur an einem Kupferbogen an der Verdampferbatterie, welche etwa der Verdampfungstemperatur entspricht. Zusammen mit einem Fühler, welcher die Lufttemperatur an den Lamellen misst kann auf Vereisung geschlossen werden und der Abtauzyklus ausgelöst werden. Ein Fühler am Sammlerohr schaltet die Abtauung ab, wenn ein entsprechender Temperatursollwert der Sauggase erreicht wird. Die Tropfwanne wird durch ein Elektroheizkabel beheizt.

#### Erklärungen zu den Fotos

Das Bild 1 veranschaulicht, wie ein Temperaturfühler auf der Verdampferoberfläche angebracht ist. Dieser ist zwischen den Lamellen eingeklemmt und erfasst die Außenlufttemperatur. Auf dem Bild 2 ist das Heizkabel zu sehen, welches die Tropfwanne beheizt, damit das Kondensat nicht erneut anfriert. Das Bild 4 zeigt ergänzend, dass die Tropfwanne mit einem starken Gefälle in die Wärmepumpe eingepasst ist. Die Verdampferbatterie wird saugseitig zum Ventilator angeordnet. Das Kältemittel wird im Sauggasakkumulator unterkühlt und so werden die Sauggase gleichzeitig erhitzt. Das Bild 3 zeigt, wie der Heissgas-Bypass vor dem Venturiverteiler in die Kältemittelleitung eingespeist wird. Das elektronische Expansionsventil übernimmt gleichzeitig die Funktion des Magnetventils und schliesst für den Abtaubetrieb.

### A.11.6 Wärmepumpe F

Kältemittel: R407c  
 Verdichterart: Hubkolben Kompressor  
 Abtauart: Heissgasabtauung

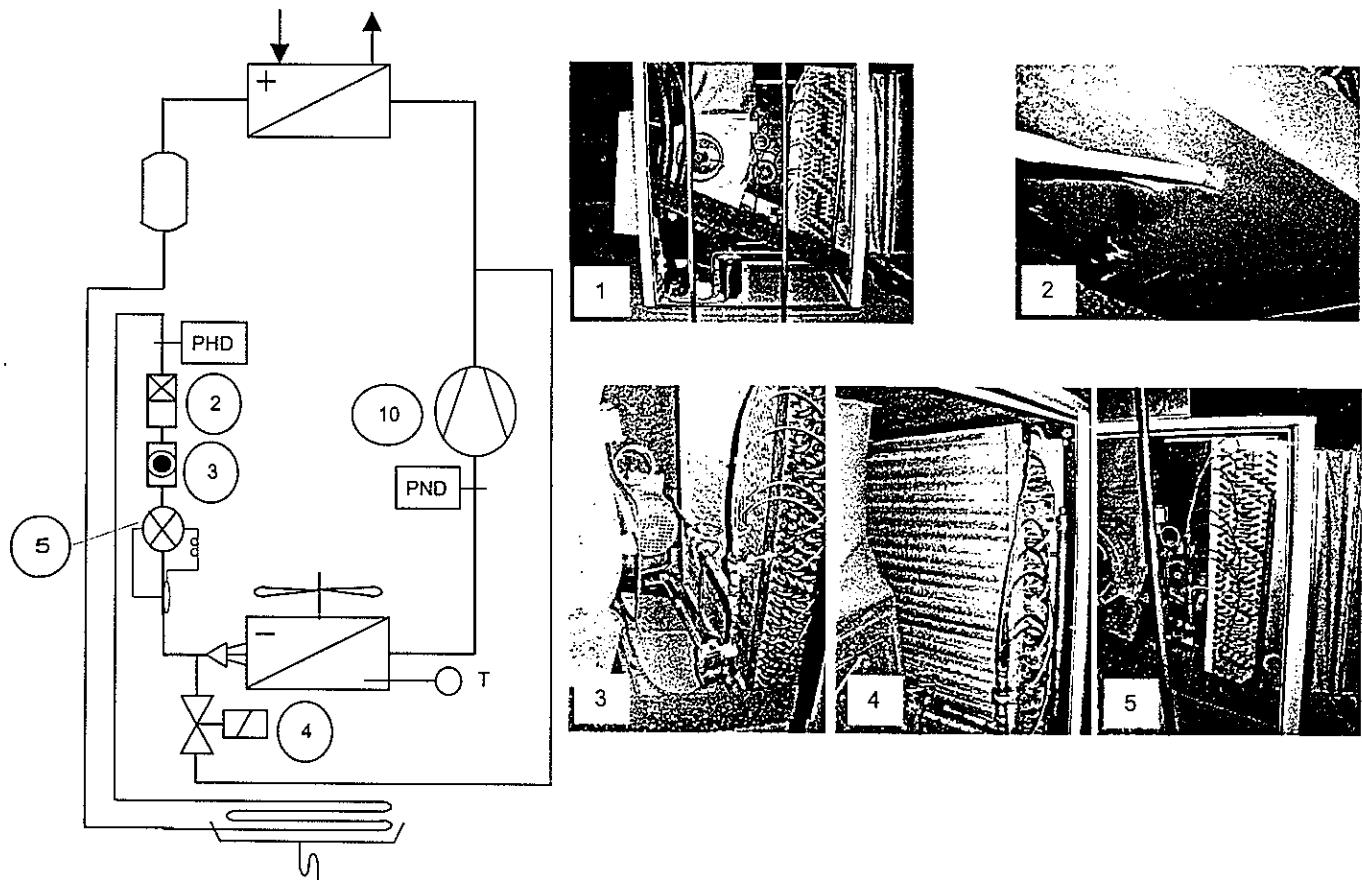


Abb. 86 Prinzip Kältekreislauf

#### Abtausteuerung

Ein Fühler auf der Verdampferoberfläche misst die Luftaustrittstemperatur am Austritt des Verdampfers. Wir nehmen an, dass dieser Temperaturwert die Abtauung unterhalb von einem Grenzwert freigibt. Wird dann zusätzlich die minimale Abtaupause überschritten, wird die Abtauung eingeleitet. Die Abtauung kann zeitabhängig oder allenfalls über den selben Temperaturfühler beendet werden. Durch das Unterkühlen der Kältemittelflüssigkeit kann gleichzeitig die Tropfwanne beheizt werden.

#### Erklärungen zu den Fotos

Bild 1 zeigt die abfallende Anordnung der Tropfwanne. So kann das Kondensat problemlos ablaufen. Die Tropfwanne ist nach unten isoliert und zwischen der Tropfwanne und der Isolation sind die Flüssigkeitsleitungen durchgeführt, wie das Bild 2 zeigt. So ist gewährleistet, dass die Wärme direkt der Beheizung der Tropfwanne zur Verfügung steht. Bild 3 zeigt die Einspeisung der Heissgas-Bypassleitung und das Absperrmagnetventil vor dem Venturiverteiler. Bild 4 und 5 zeigen den Verdampfer an einem regnerischen Tag nach einer Betriebsdauer von ca. 15 Minuten und einer Aussenlufttemperatur zwischen 5 und 10°C. Der Verdampfer setzt sehr schnell eine Reifschicht an. Auch die Kupferrohrbogen des Verdampfers vereisen.

### A.11.7 Wärmepumpe G

Kältemittel:  
Verdichterart:  
Abtauart:

R22  
Scroll  
Heissgasaabtauung

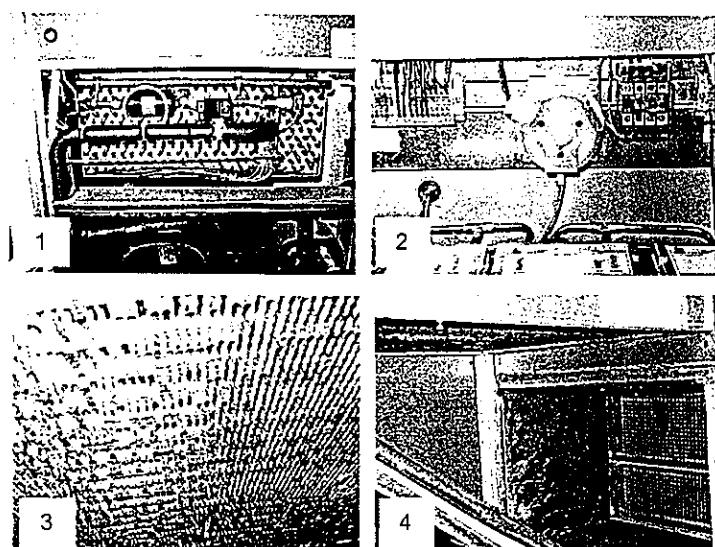
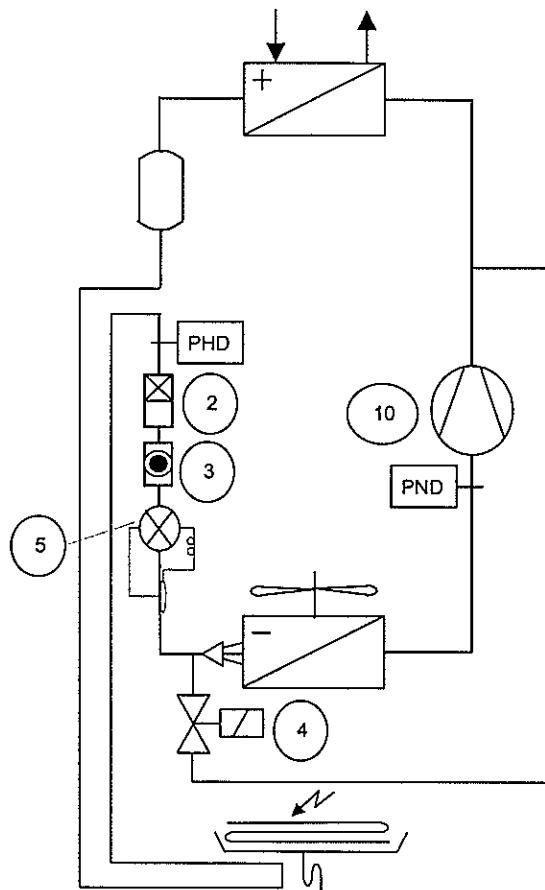


Abb. 87 Prinzip Kältekreislauf

#### Abtausteuerung

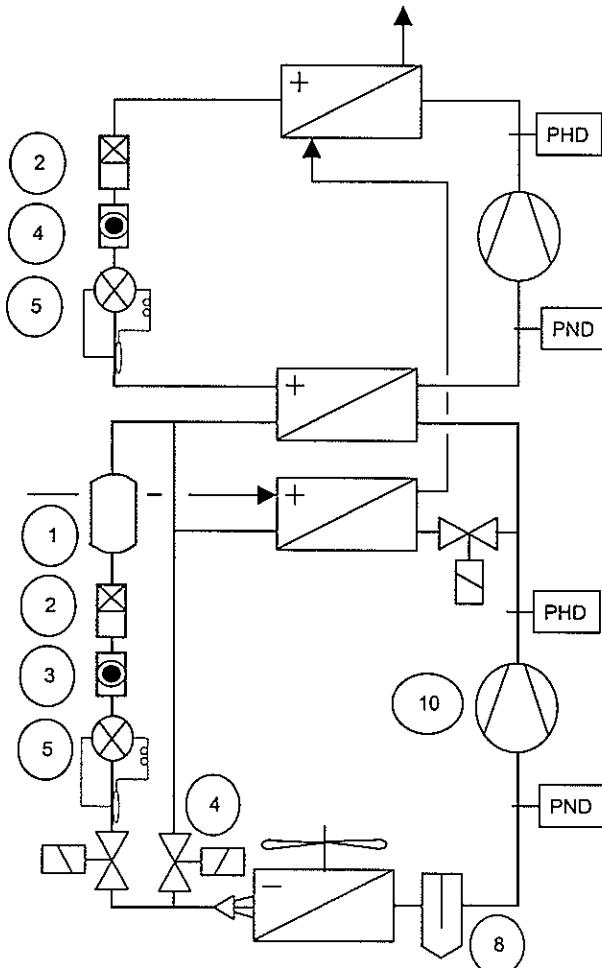
Die Abtauung wird über den luftseitigen Differenzdruck über die Verdampferbatterie eingeleitet. Steigt dieser Differenzdruck über den eingestellten Wert von 120 Pa an, wird die Abtauung eingeleitet. Aus den Aufnahmen geht nicht genau hervor, ob die Abtauung über eine Zeitsteuerung oder einen Temperaturfühler beendet wird. Die Flüssigkeitskältemittelleitungen werden nach dem Sammler unter dem Luftraum der Tropfwanne durchgeführt. So kann die Tropfwanne von unten temperiert werden. Ein Elektroheizkabel in der Tropfwanne wird bei Bedarf zugeschalten.

#### Erklärungen zu den Fotos

Bild 1 zeigt die Einspeisung der Heissgas-Bypassleitung vor dem Verdampfer. Der Bypass ist isoliert, damit die Wärmeverluste minimiert werden. Die Druckdose im Bild 2 ist im Schaltschrank installiert. Diese ist auf einen Schaltwert von 120 Pa eingestellt. Bei der Aufnahme wurde festgestellt, dass die Zwischenräume der horizontal eingebauten Verdampferbatterie mit getaumtem Wasser gefüllt war (Bild 3). Ein zu kleiner Lamellenabstand könnte der Grund sein, dass das Tauwasser nicht von der Batterie abläuft. Selbst durch Einschalten des Ventilators konnte der Verdampfer nur von einem kleinen Teil des Kondensates befreit werden (Bild 4).

### A.11.8 Wärmepumpe H

Kältemittel: R290  
 Verdichterart: Scroll  
 Abtauart: Heissgasabtauung



#### Abtausteuerung

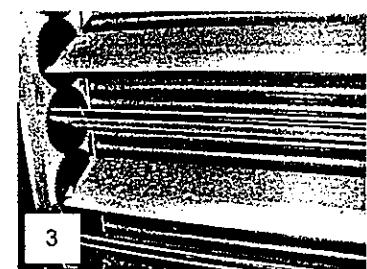
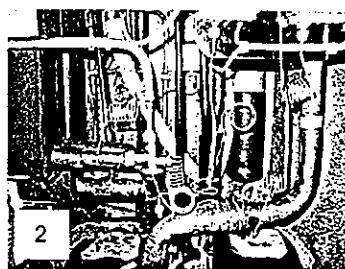
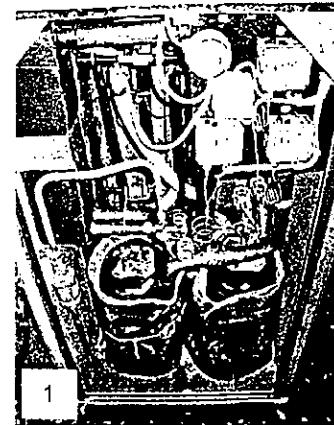
Die Abtauung wird über den luftseitigen Druckverlust über die Verdampferbatterie der 1. Stufe eingeleitet. Steigt dieser über einen vordefinierten Wert wird die Abtauung eingeleitet.

Abb. 88 Prinzip Kältekreislauf

Aus der Aufnahme geht nicht hervor, wie die Abtauung beendet wird. Es ist anzunehmen, dass die Abtauung über eine Zeitschaltuhr oder einen Temperaturfühler nach dem Verdampfer beendet wird. Der zusätzliche Wärmetauscher hat den Zweck den Kondensationsdruck während der Abtauung auf einem möglichst hohen Niveau zu halten. Dieses entspricht etwa dem Druck, welcher aus der Rücklauftemperatur resultiert. Aus diesem Grund bleibt die Kondensatorpumpe im Betrieb während der Abtauung. Im Heizbetrieb kann die Wärmepumpe auch nur auf der 1. Stufe betrieben werden. Dann wird das Heizwasser mit dem zusätzlichen Kondensator aufgeheizt.

#### Erklärungen zu den Fotos

Bild 1 zeigt die beiden Verdichter und die beiden Wärmetauscher. Im oberen, rechten Bildteil ist die Druckdose zu erkennen, welche die Abtauung auslöst. Gleichzeitig werden die Luftklappen geschlossen, dass das Abwandern der Abtauwärme reduziert werden kann.



Auf dem Bild 2 ist der Kondensator/Verdampfer zu erkennen, welcher die beiden Stufen koppelt,

### A.11.9 Wärmepumpe I

Kältemittel:

R1270

Verdichterart:

Scroll

Abtauart:

natürliche Abtauung, manuell mit Gasbrenner

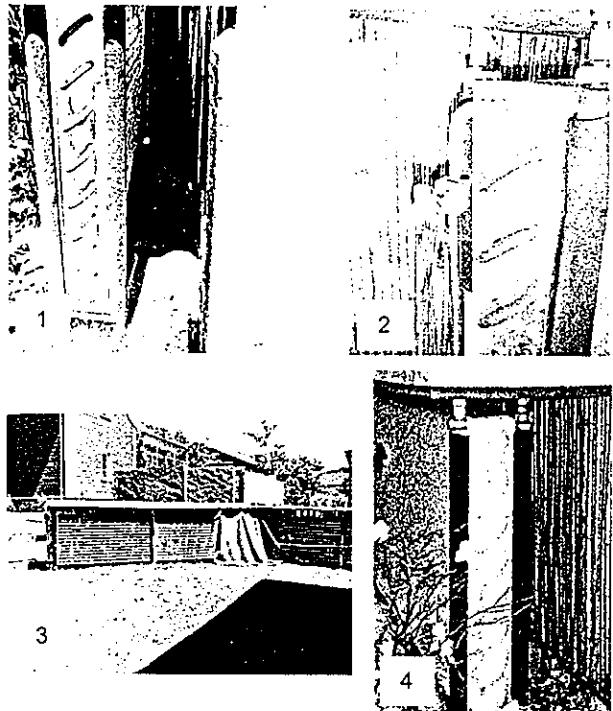
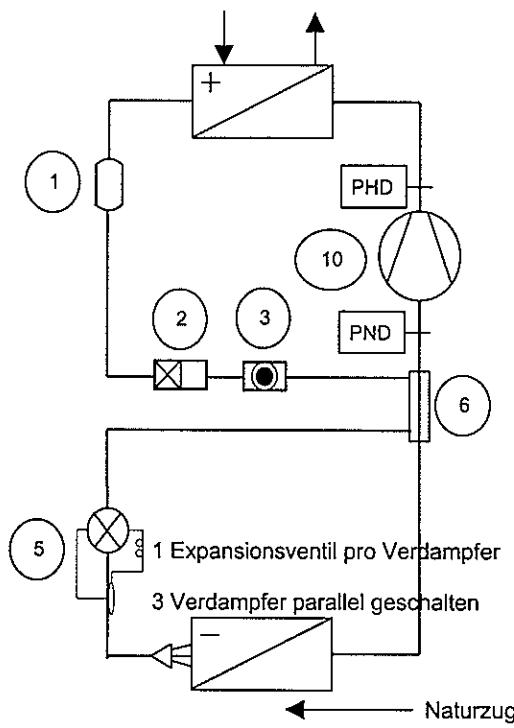


Abb. 89 Prinzip Kältekreislauf

### Abtausteuierung

Die Wärmepumpe hat drei parallel angeschlossene Naturzugverdampfer. Diese stehen im Garten. Somit entfällt der Ventilator und dessen Energieverbrauch. Die Anlage besitzt keine Abtauung. Der Rippenabstand ist recht gross ausgelegt. Der Anlagenbetreiber schilderte, dass um den Gefrierpunkt die Verdampfer täglich mit einem Gasbrenner abgetaut werden müssen, damit die Anlage keine Betriebsstörung erhält.

### Erklärungen zu den Fotos

Bild 1 zeigt einen Naturverdampfer von der Stirnseite. Zwischen dem Gartenzaun und dem Verdampfer ist der Naturzugluftkanal zu sehen. Bild 2 zeigt eines der drei thermostatischen Expansionsventile, welche unmittelbar vor dem Verdampfer angebracht sind. Die Verdampfer bilden gleichzeitig den Gartenzaun und nehmen eine beträchtliche Fläche ein, wie auf dem Bild 3 zu erkennen ist. Der Verdampfer setzt im Winter regelmässig eine dicke Reif- und Schneeschicht an, wie das Bild 4 zeigt. Wenn der Verdampfer dann nicht manuell abgetaut wird, verursacht dies eine Betriebsstörung. Der Anlagenbetreiber erklärt, dass die Anlage auch mit einer entsprechend grossen Eisschicht noch immer läuft. Die Leistungszahl ist aber dann aber sehr nahe bei 1 ist. Diese Abtauung ist für den Anlagenbetreiber nicht befriedigend.

## A.12 Approximierung der Herstellerdaten für die verwendeten Verdichtertypen

Herstellerdaten für Funktion Sigma und Lambda des Verdichters

**Copeland CRMQ-0400-TFD; Hubkolben**

Angaben von Hersteller

Hersteller	Typ	R22	15.6
Kältemittel			
th. Fördervol.		5	5
Überhitzung	[K]		
Unterkühlung	[K]		
$t_{cond}$	$t_{cond}$ [°C]		
$t_{cond}$	$t_{cond}$ [°C]		
$Q_{cond}$	$Q_{cond}$ [W]		
$P_{cond}$	$P_{cond}$ [bar]		
$v_1$	$v_1$ [m³/kg]		
$h_1$	$h_1$ [kJ/kg]		
$P_{cool}$	$P_{cool}$ [bar]		
$t_{cool}$	$t_{cool}$ [°C]		
$h_5$	$h_5$ [kJ/kg]		
$P_i$	$P_i$ [bar]		
$m_R$	$m_R$ [kg/kg]		
$\lambda_{mR}$	$\lambda_{mR}$ [J/m³ Pa]		
$\Sigma \lambda_{mR}$	$\Sigma \lambda_{mR}$ [J/kg]		
$w_e$	$w_e$ [J/kg]		
$P_o$	$P_o$ [W]		

Bei Kältemittelgemischen ist der Druck  $p_{evap} = p_{dewpoint} F(t_{evap})$  und  $p_{cond} = p_{dewpoint} F(t_{cond})$

**Interstaatliche Fachhochschule für Technik Buchs**  
Labor für Thermodynamik und Kältetechnik  
Beat Hubacher

**Diagramm 1: Funktion Sigma (J/m³ Pa) vs. Druckverhältnis PI [1]**

$y = a \cdot PI + b$

$R^2 \approx 0.994$

$a = -0.0758$   
 $b = 0.9954$

**Diagramm 2: Funktion Sigma (J/m³ Pa) vs. Druckverhältnis PI [1]**

$y = a \cdot PI + b$

$R^2 = 0.963$

$a = -19.02$   
 $b = 19.69$

**Diagramm 3: Leistungsaufnahme [W] vs. eff. Leistungsaufnahme [W]**

$y = a \cdot W + b$

$R^2 = 0.952$

$a = 0.04$   
 $b = 0.04$

**Diagramm 4: Leistungsaufnahme [W] vs. theo. Leistungsaufnahme [W]**

$y = a \cdot W + b$

$R^2 = 0.963$

$a = -0.0001$   
 $b = 1.0000$

Abb. 90 Approximierung der Herstellerdaten für einen Hubkolbenverdichter für R22

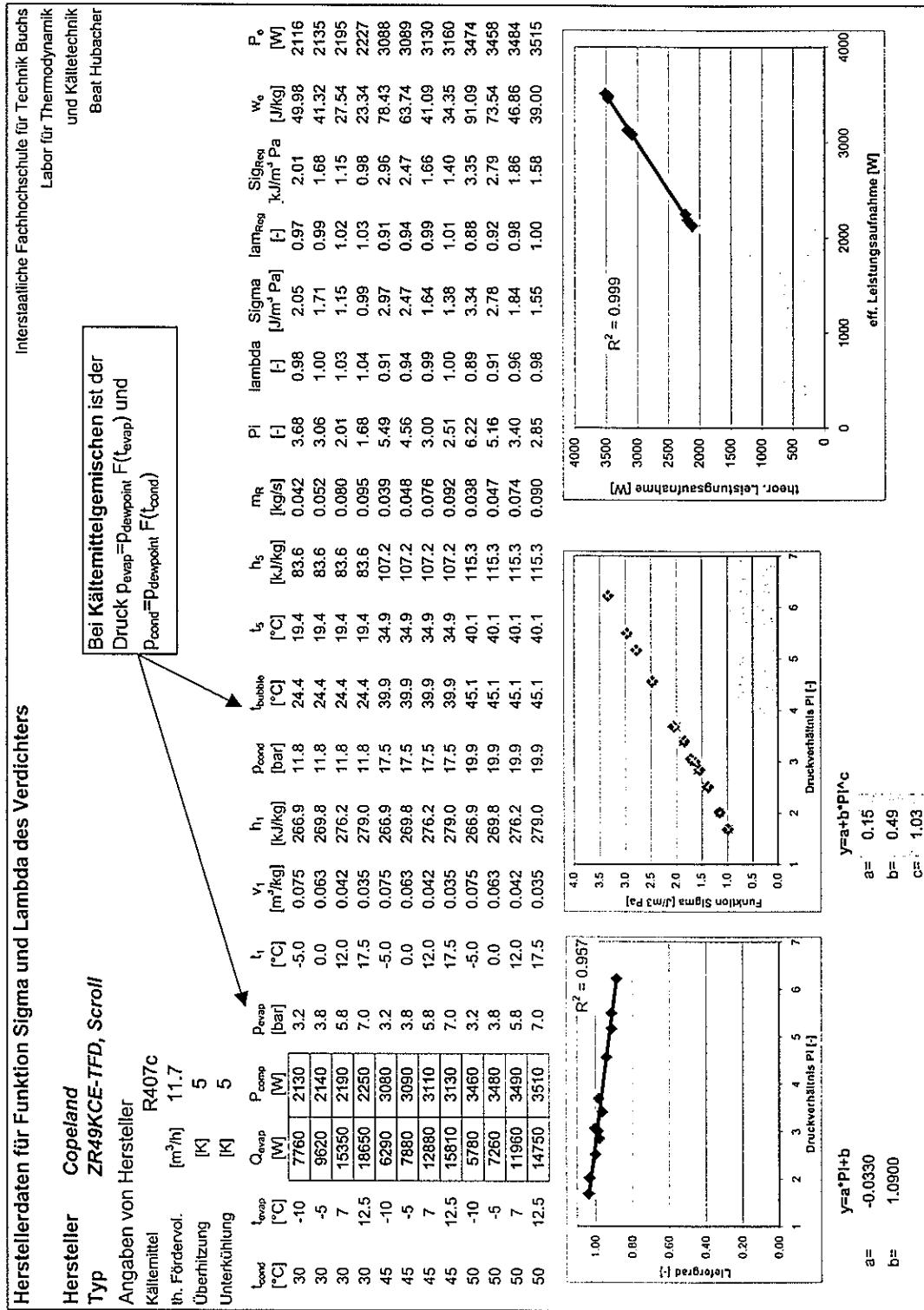


Abb. 91 Approximation der Herstellerdaten für einen Scrollverdichter für R407c