

**Forschungsprogramm  
Umgebungs- und Abwärme,  
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)**

# **Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern**

## **Phase 2: Bewertung der Abtauprozesse**

ausgearbeitet durch  
**Stefan Bertsch, dipl. Ing. FH**  
**Prof. Dr. Max Ehrbar**  
**Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs**  
**Labor für Thermodynamik und Kältetechnik**  
**Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs**  
[ehrbar@ntb.ch](mailto:ehrbar@ntb.ch)

und  
**Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL**  
**Hubacher Engineering**  
**Tannenbergrasse 2, 9032 Engelburg**  
[he-ko@bluewin.ch](mailto:he-ko@bluewin.ch)

im Auftrag des  
**Bundesamtes für Energie**

## Impressum

- Auftraggeber: **Bundesamt für Energie (BFE)**  
**Sektion erneuerbare Energien**  
vertreten durch  
**Prof. Dr. Martin Zogg**  
Projektbegleiter
- Ausführende: **Stefan Bertsch, dipl. Ing. FH**  
**Prof. Dr. Max Ehrbar**  
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs  
Werdenbergstrasse 4  
9471 Buchs
- Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL**  
Hubacher Engineering  
Tannenbergrasse 2  
9032 Engelburg
- Begleitgruppe: **Prof. Dr. Thomas Kopp**  
HSR Hochschule Rapperswil  
**Dipl. Ing. André Montani**  
Axpo AG  
**Peter Zaugg**  
Striega-Therm AG  
**Prof. Dr. Martin Zogg**  
BFE-Projektbegleiter

## Zusammenfassung

Bei luftgekühlten Verdampfern stellt man bei Verdampfungstemperaturen unter 0°C ein Vereisen der Verdampferlamellen fest. Die Luft-Wasser-Wärmepumpe ist von genau diesem Problem betroffen. Dies hat zur Folge, dass die Heizleistung absinkt und der Verdampfer periodisch abgetaut werden muss. Der Problemkreis *Abtauen von luftbeaufschlagten Verdampfern* wurde von der Arbeitsgemeinschaft Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs / Hubacher Engineering im Auftrag des Bundesamtes für Energiewirtschaft untersucht. In der ersten Phase wurde eine allgemeine, rein theoretische Analyse der Abtauung durchgeführt. In der hier beschriebenen zweiten Phase wurden Messdaten von 7 Wärmepumpen mit Heissgasabtauung und 6 Wärmepumpen mit Prozessumkehrabtauung genauer untersucht mit dem Ziel, einen Systemvergleich zu machen und Möglichkeiten zur Reduktion des Abtauenergiebedarfs zu eruieren.

Die Analyse der Abtauung mit *Prozessumkehr* hat bestätigt, dass der Abtauaufwand nicht nur aus dem direkten Abtauaufwand an elektrisch zugeführter Energie besteht, sondern auch aus indirekten Energieaufwänden. Diese setzen sich zusammen aus der elektrischen Energie für die Rückführung der Wärme, die während der Abtauung aus dem Heizkreis entzogen wird und den Aufwänden durch das Vierwegventil. Um die Verluste im Vierwegventil, die aus Leckage und Wärmedurchgang von der Druck- zur Saugseite sowie dem Druckverlust im Vierwegventil auf der Nieder- und Hochdruckseite bestehen, zu untersuchen, wurden Messungen an einem eigens aufgebauten Vierwegventilprüfstand durchgeführt. Für einen fairen Vergleich der Abtauconzepte ist auch die Berücksichtigung der Naturabtauung von entscheidender Bedeutung. Natürliche Abtauung tritt auf, da Wärmepumpen in der Praxis mehr oder weniger lange still stehen und in dieser Zeit je nach Umgebungstemperatur passiv (ohne Zuführung von elektrischer Energie) abtauen. Würde dieser Einfluss nicht berücksichtigt, so würde die Heissgasabtauung im Vergleich benachteiligt. Die indirekten Energieaufwände bei Anlagen mit Prozessumkehr stossen im Dauerbetrieb auf grössere direkte Abtauenergieaufwände und werden somit ohne Berücksichtigung der Naturabtauung unterbewertet. Die Naturabtauung wurde einerseits in einer Feldmessung und andererseits in einer Labormessung in der Klimakammer untersucht.

Neben der Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung wurden auch alternative Lösungen für die Abtauung analysiert. Besonderes Augenmerk wurde auf die Swiss Retrofit Heat Pump gelegt. Auch die Möglichkeit einer Abtauung mit Warmluft wurde anhand der Messdaten aus Töss und aus einer Feldmessung untersucht. Die restlichen Konzepte, die in Erfahrung gebracht werden konnten, wurden bisher noch nicht umgesetzt und konnten somit nur theoretisch untersucht werden.

Bei der Abtauung mit Prozessumkehr macht der direkte Abtauaufwand ca. 30% des gesamten elektrischen Aufwandes aus. Die verbleibenden 70% des Abtauaufwandes beinhalten die Wärmerückführung im Heizbetrieb (50%) und die Aufwände durch das Vierwegventil (20%). Im Jahresschnitt ist die teurere Prozessumkehrabtauung bei tiefen Senktemperatures (35°C) mit 2.1 kWh elektrischem Abtauenergieaufwand für die Erzeugung von 100kWh Nutzwärme besser als die Heissgasabtauung mit 2.3 kWh. Bei hohen Senktemperatures (50°C) sind beide Varianten mit einem elektrischen Abtauenergieaufwand von 2.0 kWh für 100kWh Nutzwärme gleich gut.

Die Naturabtauung bei Aussentemperaturen über 0°C wirkt sich vor allem bei längeren Stillstandsphasen aus. Die Ergebnisse der Feld- und Prüfstandmessung zeigen, dass gerade in diesem Bereich noch Potential für Verbesserungen vorhanden ist. Da der Einfluss der Naturabtauung jedoch sehr vielschichtig ist, konnte er im Zuge dieses Projektes nicht abschliessend behandelt werden.

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

## Abstract

The fins of air-cooled evaporators freeze at evaporating temperatures below 0°C. Air-water-heat-pumps are concerned with this problem, which causes a drop in heating performance. In addition the evaporator must be periodically defrosted. The subject of defrosting has been theoretically investigated in the first stage of this Project. In the second stage of the project, described here, the data of 7 heatpumps with hot gas defrosting and 6 heatpumps with reversed-cycle defrosting were analysed.

The analysis of the reversed-cycle defrosting has shown that the defrosting energy consists not only of the electrical energy for defrosting, but also of indirect energy losses. These are a) the electrical energy to compensate the heat extraction of the heating system during defrosting and b) the losses because of the 4-way reversing valve (leakage and heat exchange from the pressure side to the suction side and also a drop in pressure). The effects of the reversing valve are only small, but they add up because they have an effect during the whole heating cycle. The natural defrosting during longer shut-off periods with source temperatures above 0°C is also taken into account.

The results show that reversed cycle defrosting uses only about 30% of the electrical defrosting energy during the defrosting cycle, 50% is used for the compensation of the extracted heat of the heating system and 20% for the losses of the 4-way reversing valve. At low water temperatures (35°C) hot gas defrosting needs more electrical energy for defrosting than systems with reversed cycle defrosting. At higher water temperatures (50°C) the defrosting energy consumption of both systems is equal. On average, systems with hot gas defrosting need 2.3kWh electrical energy for 100kWh effective heat, and reversed-cycle systems need 2.1kWh. The investigation of alternative defrosting systems and the effects of natural defrosting shows that there is a big potential for improvements of the defrosting of evaporators.

## Résumé

Lorsque les températures d'évaporations sont inférieures à 0°C, les lamelles qui constituent tout évaporateur aérien givrent. Il en est de même pour les pompes à chaleur air-eau. Par conséquent, l'évaporateur doit être périodiquement dégivré ce qui entraîne une perte de puissance thermique. Le thème du dégivrage a été traité en théorie lors de la première phase du projet. Dans la deuxième phase, les mesures de sept pompes à chaleur avec dégivrage par les gaz chauds et de six pompes à chaleur avec dégivrage par inversion de cycle du fluide réfrigérant ont été analysées.

L'analyse du processus de dégivrage par inversion de cycle a démontré que les besoins en énergie ne sont pas constitués que de besoins en énergie électriques liés au temps de dégivrage mais également par des besoins en énergie indirects. Ceux-ci se composent de l'énergie électrique nécessaire pour compenser le soutirage d'énergie de chauffage pendant la séquence de dégivrage et des pertes causées par la vanne à quatre voies (fuites liées au transfert de chaleur du circuit haute pression vers le circuit basse pression ainsi que pertes de charge côtés haute et basse pression). Ces dernières pertes sont minimes, néanmoins, cumulées, elles influencent les performances de l'installation de chauffage par pompe à chaleur. Lors de l'évaluation de ces procédés il a été tenu compte du dégivrage naturel lors de pauses prolongées à des températures supérieures 0°C.

L'évaluation des résultats a montré que la répartition de l'énergie électrique de dégivrage pour une machine avec dégivrage par inversion de cycle se compose de 30% pour le dégivrage direct, de 50% pour la restitution de l'énergie extraite du réseau de chauffage et de 20% pour les pertes de la vanne à quatre voies. En comparaison avec le dégivrage à gaz chaud, le dégivrage par inversion de cycle à basse température (35°C) est légèrement meilleur du point de vue énergie. A haute température (50°C) les deux systèmes de dégivrage sont équivalents. En moyenne annuelle il faut compter avec un système à dégivrage à gaz chaud une consommation électrique de 2.3kWh pour 100kWh de chaleur utile. Par contre, le système de dégivrage par inversion de cycle nécessite 2.1 kWh. Les recherches engagées dans les différentes techniques de dégivrage et le dégivrage naturel montrent qu'il existe un potentiel certain d'amélioration.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b> .....	<b>7</b>
1.1 Ausgangslage .....	7
1.2 Zielsetzung.....	9
1.3 Vorgehen, Methodik .....	9
<b>2. Vergleich von Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung</b> .....	<b>11</b>
2.1 Zielsetzung.....	11
2.2 Heissgasabtauung .....	11
2.3 Prozessumkehrabtauung .....	12
2.4 Auswertemethodik.....	13
2.5 Berechnung der Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle.....	16
2.6 Auswahl der Wärmepumpen .....	18
2.7 Abtaueffizienz, Abtaudauer .....	19
2.8 Aufteilung der Abtauenergieaufwände bei der Prozessumkehrabtauung.....	23
2.9 Elektrischer Energiebedarf für 100kWh Nutzwärme .....	26
2.10 Vorteile und Nachteile der Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung.....	26
2.11 Abtaubedarf unter Berücksichtigung der Naturabtauung .....	28
2.12 Abtaubedarf im Jahresdurchschnitt unter Berücksichtigung der Naturabtauung .....	29
<b>3. Messungen an 2 Vierwegventilen</b> .....	<b>32</b>
3.1 Methodik, Prüfstand .....	32
3.2 Messaufbau und Messstellenplan des Vierwegventilprüfstands .....	33
3.3 Auswertung der Messergebnisse .....	36
3.4 Direkte Messung der Leckage.....	39
3.5 Erkenntnisse aus den Messungen.....	41
<b>4. Alternative Abtauverfahren</b> .....	<b>42</b>
4.1 Swiss Retrofit Heat Pump.....	42
4.2 Wärmepumpe mit Luftabtauung .....	47
4.3 Abtauen mit warmer Kältemittelflüssigkeit .....	48
4.4 Vermeidung der Eisbildung mit LiCl-Film auf Cellulosewabenkörper .....	50
<b>5. Untersuchung der Naturabtauung</b> .....	<b>52</b>
5.1 Versuchsaufbau/Messstellen.....	52
5.2 Technische Informationen zur Messung .....	53
5.3 Beobachtungen zur Naturabtauung während den Messungen .....	54
5.4 Resultate der Messungen .....	55

---

<b>6. Feldmessung der Abtauung</b> .....	<b>59</b>
6.1 Versuchsaufbau .....	59
6.2 Durchführung der Feldmessungen .....	59
6.3 Resultate der Feldmessungen.....	60
6.4 Analyse der Stillstandszeiten.....	60
<b>7. Wirtschaftlichkeit</b> .....	<b>62</b>
<b>8. Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	<b>64</b>
<b>9. Verzeichnisse</b> .....	<b>66</b>
9.1 Symbolverzeichnis .....	66
9.2 Literaturverzeichnis .....	68
9.3 Abbildungsverzeichnis.....	69
<b>A. Anhang</b> .....	<b>71</b>
A.1 Bestimmung der Kondensatmenge .....	71
A.2 Untersuchungen am Vierwegventil .....	80
A.3 Bestimmung der direkten und indirekten Abtauenergieaufwände .....	87
A.4 Berechnung des Energieverbrauchs für die Luftabtauung .....	94

# 1. Einleitung

## 1.1 Ausgangslage

Derzeit beziehen etwa 50 % der neu ausgelieferten Wärmepumpen in der Schweiz ihre Umgebungswärme aus der Luft. Luftbeaufschlagte Verdampfer kondensieren Wasserdampf aus der Luft, der bei Verdampfertemperaturen unterhalb 0 °C vereist. Dieser Eisansatz muss periodisch entfernt werden, was mit Energieaufwand verbunden ist und die Arbeitszahlen herabsetzt. Auf Anregung von F. Rognon vom Bundesamt für Energie haben wir diesen Energieaufwand für das Abtauen für zwei gebräuchliche Abtauverfahren genauer untersucht mit dem Ziel, einen Systemvergleich zu machen und Möglichkeiten zur Reduktion des Abtauenenergiebedarfs zu eruieren.

In einer ersten Phase wurde der Energieaufwand für das Abtauen auf rein theoretischem Wege angegangen [1]. Dabei hat man sich auf die beiden Hauptverfahren zur Entfernung des Eisansatzes, nämlich die Heissgasabtauung und die Abtauung mit Prozessumkehr, beschränkt. Zusätzlich zu den Abtauverfahren wurden mehrere Abtausteuernungen analysiert.

Die Analyse der Abtauung mit *Prozessumkehr* hat gezeigt, dass der Abtauenenergieaufwand nicht nur aus dem direkten Aufwand an elektrisch zugeführter Energie besteht, sondern auch *indirekte* Energieaufwände zu berücksichtigen sind. Der direkte Energieaufwand besteht aus der dem Kompressor zugeführten elektrischen Energie während des Abtauens. Der indirekte Energieaufwand besteht einmal aus der dem Heizkreis entzogenen Wärme, die nach dem Abtauen wieder zugeführt werden muss. Die damit verbundene elektrische Energiezufuhr ist der Quotient aus Wärmeentzug während dem Abtauen und Leistungszahl der Wärmeerzeugung beim Wiederzuführen der bezogenen Wärme. Wegen des Vierwegventils zur Umsteuerung des Prozesses während dem Abtauen entstehen saug- und heissgasseitig zusätzliche Druckverluste, Leckagen und Wärmeübertragungen von der Druck- auf die Saugseite. Obwohl diese Effekte relativ klein sind, treten sie doch während der gesamten Zeit im Betriebszustand „Heizen“ auf. Da die Heizzeit wesentlich länger als die Abtauzeit auftritt, summieren sich diese Nebeneffekte zu einem beträchtlichen Betrag auf. Diese Nebeneffekte sind auch wirksam, wenn keine Abtauung erforderlich ist.

Nicht berücksichtigt wurden bei der Untersuchung die instationären Effekte. Jeder Regimewechsel, d.h. jedes Umschalten von Heizbetrieb auf Abtaubetrieb und zurück verursacht massive Temperaturänderungen in den Wärmetauschern. So wird beispielsweise beim Abtauen der Kondensator abgekühlt und muss nach der Rückkehr zum Heizbetrieb erst wieder auf Betriebstemperatur aufgeheizt werden. Der Kondensator zweigt also nach dem Umschalten auf Heizbetrieb zunächst einen Teil der Kondensationswärme für die Eigenerwärmung ab. Allerdings wird dies beim Umschalten auf Abtauung kompensiert, indem zunächst Wärme aus dem Kondensator selbst entnommen wird, bevor der Wärmebezug aus dem Heizsystem erfolgt. Wir haben diese Effekte nicht berücksichtigt, in der Annahme, dass sie gering sind. Ebenfalls nicht untersucht wurden Wärmespannungsrisse in den Wärmetauschern, die neuerdings bei der Prozessumkehr beobachtet werden. Letztere entstehen durch die raschen Temperaturänderungen beim Umschalten auf Abtaubetrieb oder zurück zum Heizbetrieb.

Bei der *Heissgasabtauung* fallen die oben genannten zusätzlichen indirekten Effekte beim Energieaufwand weg. Hingegen ist hier die Abtauzeit wesentlich grösser als bei der Prozessumkehr<sup>1</sup>. Dadurch muss auch mit mehr Wärmeverlusten zwischen Kompressor und Verdampfer gerechnet werden, da ein Teil der Wärme im Heissgas über die Heissgasleitungsoberflächen an die Umgebung abgegeben werden. Zudem hängt die Leistung der Heissgasabtauung stark vom Druck im Kondensator während des Abtauens ab.

---

<sup>1</sup> Man muss bei einem Vergleich der Abtauzeiten von Heissgasabtauung und Prozessumkehr allerdings auch beachten, dass die bei der Prozessumkehr aus dem Heizkreis bezogene Wärme wieder zugeführt werden muss. Wenn man davon ausgeht, dass die Bezugsleistung etwa das Doppelte der Heizleistung beträgt, so dauert das Wiederzuführen der bezogenen Wärme aus dem Heizkreis etwa 6-8 Minuten bei 3-4 Minuten Abtauzeit. Dies bedeutet andererseits, dass dem Heizkreis erst nach 9-12 Minuten wieder resultierend Wärme zugeführt wird.

Allgemein besteht die Ansicht, dass die Abtauung mit Prozessumkehr energetisch besser als die Heissgasabtauung sei. Die oben aufgeführten Überlegungen legen allerdings die Vermutung nahe, dass die Unterschiede kleiner als allgemein angenommen, sein könnten. Da die Heissgasabtauung schaltungstechnisch einfacher und billiger ist, ist eine genaue Abklärung des Sachverhaltes auch aus wirtschaftlicher Sicht von Interesse.

Neben der Abtaumethode ist auch die Abtausteuering von grosser Bedeutung. Es gibt eine sehr grosse Zahl verschiedener Steuerungsphilosophien. Die wesentlichen Elemente einer Abtausteuering sind die Festlegung des Abtaubeginns und des Abtauendes. Die einfachste Form der Abtausteuering ist eine rein zeitabhängige Steuerung. Man leitet bei diesem Verfahren periodisch eine Abtauung ein und beendet sie nach einer festgelegten Zeitspanne. Die Abtauzeitspanne richtet sich nach dem ungünstigsten Fall und ist im allgemeinen überdimensioniert. Energetisch ist diese Abtauart ungünstig, jedoch sehr zuverlässig, da sie auf keinerlei Fühler Rücksicht nehmen muss. Sie ist nicht bedarfsorientiert.

Eine verfeinerte Art der Abtausteuering besteht darin, die Abtauung periodisch auszulösen, jedoch die Abtauzeit bedarfsorientiert zu variieren. Die Abtauung soll erst dann abgeschaltet werden, wenn alles Eis abgeschmolzen ist.

Schliesslich kann auch das Einschalten der Abtauung variabel gehalten werden, indem erst dann abgetaut wird, wenn sich ein genügend grosser Eisansatz gebildet hat.

Die effektiven Energieaufwände für das Abtauen lassen sich nicht rein theoretisch herleiten. Die Quantifizierung der Erkenntnisse aus Phase 1 dieser Untersuchung bedarf einer weiteren Untersuchung auf der Basis experimenteller Daten. Es war von Anfang an das Ziel, die grossen Datenmengen aus den Typenprüfungen am Wärmepumpentestzentrum Töss heran zu ziehen und in dieser Richtung auszuwerten. Die Auswertungen mussten auf strenge Anweisung des Betreibers des Prüfstandes Töss anonymisiert werden, so dass keinerlei Rückschlüsse auf eine bestimmte Wärmepumpe oder einen bestimmten Hersteller gemacht werden können. Zusätzlich wurden alle Hersteller, deren Maschinen für eine solche Auswertung in Frage kamen, um Erlaubnis zur Benutzung ihrer Daten gebeten. Es wurden in der Folge nur jene Maschinen untersucht, für die die Zustimmung vorlag. Dies hat die nutzbare Zahl an Wärmepumpen stark eingeschränkt (je ca. 10 Wärmepumpen mit Heissgasabtauung und Prozessumkehr). Durch das Ausschliessen weiterer, für die Auswertung ungeeigneter Anlagen wurde die Menge der nutzbaren Daten weiter vermindert.

Die Auswertungen der Tössdaten waren nur für die Heissgasabtauung ohne weitere Massnahmen möglich. Bei der Prozessumkehr musste eine zusätzliche experimentelle Untersuchung gemacht werden, da nicht alle erforderlichen Daten in Töss gemessen wurden. Dies betrifft vor allem die Energieaufwände zur Kompensation der Druckabfälle, der Leckage und des Wärmedurchganges von der Druck- zur Saugseite im Vierwegventil (=Umsteuerventil für Abtau- und Heizbetrieb).

In der Praxis stehen die Wärmepumpen bei höheren Umgebungstemperaturen mehr oder weniger lang still. In dieser Zeit kann je nach den Temperaturverhältnissen eine Naturabtauung erfolgen. Bei den Tössmessungen wird entsprechend der Vorschriften der Prüfnorm EN255 im Dauerbetrieb gemessen, wodurch keine Naturabtauung vorhanden ist. Der Abtauenergieaufwand ist deshalb grösser als in der Praxis.

Würde man die Naturabtauung nicht berücksichtigen so würde die Heissgasabtauung gegenüber der Prozessumkehr benachteiligt. Dies rührt daher, dass die *indirekten* Energieverbräuche der Prozessumkehr im Dauerbetrieb auf einen grösseren *direkten* Abtauenergieaufwand stossen und damit relativ kleiner werden. Aus diesem Grunde muss der Anteil der Naturabtauung bestimmt werden. Man kann dies auf dem Prüfstand tun, indem man Stillstandszeiten einbaut und die Mas-

se des abgeschmolzenen Eises während des Stillstandes misst. Um praxisnahe Verhältnisse zu gewinnen, haben wir uns zudem entschlossen, zusätzlich zur Labormessung einige Maschinen mit einer einfachen Messmethode im Feld zu untersuchen, um realistische Lauf- und Stillstandszeiten zu erhalten.

## 1.2 Zielsetzung

Das Ziel der Arbeit ist die Erfassung des Istzustandes des Energieverbrauchs für die Abtauung und dessen Darstellung in Kennzahlenform. Diese Kennzahlen dienen als Referenz und Richtwerte für die Bewertung der Abtauung bei Luft-Wasser-Wärmepumpen. Das Verhältnis des Schmelzwärmebedarfs zur tatsächlich aufgewendeten Abtauenergie soll aufgezeigt werden. Die Auswertungen sollen ausser für die zwei am häufigsten verwendeten Abtauverfahren, Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung, auch für innovative Ansätze durchgeführt werden. Auch die Kosten und die Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Abtauvarianten sollen untersucht werden.

## 1.3 Vorgehen, Methodik

Anhand der Messdaten aus dem Wärmepumpentestzentrum Töss soll der Istzustand des Energieverbrauchs bei der Abtauung von 13 Wärmepumpen (7 mit Heissgasabtauung und 6 mit Prozessumkehrabtauung) untersucht werden. Um einen gültigen Vergleich der beiden Abtaukonzepte zu erhalten, müssen einerseits die indirekten Aufwände durch das Vierwegventil und andererseits die Naturabtauung durch Stillstandszeiten der Wärmepumpe berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck sind sowohl Messungen im Labor, als auch im Feld notwendig.

Unser Forschungsdesign sieht daher folgende Teilschritte vor:

- a) Erstellen einer Auswertesoftware für die Tössdaten zwecks Ermittlung des Abtauenergieaufwandes auf Basis des Schlussberichtes der Phase 1
- b) Ergänzende Messungen am Vierwegventils zwecks Eruierung der Druckverluste, der Leckagen und der inneren Wärmeübertragung. Diese Daten sind für die Bestimmung des indirekten elektrischen Abtauaufwandes mit Prozessumkehr notwendig.
- c) Ermitteln des Einflusses der Stillstandszeiten auf den Abtauenergiebedarf (die Messungen im Wärmepumpentestzentrum Töss nach EN255 werden im Dauerbetrieb, also ohne Stillstandszeiten, durchgeführt). Messungen in der Klimakammer.
- d) Für einen fairen Vergleich von Prozessumkehr und Heissgasabtauung sind realistische Betriebsbedingungen vorzusehen<sup>1</sup>. Dazu gehören Lauf-, Abtau- und Stillstandszeiten, die aus Feldmessungen erschlossen werden müssen.

Auf Wunsch des Auftraggebers werden auch alternative Abtauverfahren in die Untersuchung einbezogen. Die dahinter stehende Idee ist, auch innovative Ansätze zu erfassen und auf ihre Anwendbarkeit und Wirtschaftlichkeit zu prüfen. Es war nicht einfach, derzeit angewendete alternative Verfahren zu finden. In der Vergangenheit wurden verschiedene Ansätze ausprobiert, die jedoch meist rasch wieder verlassen wurden. Derzeit sind uns folgende Verfahren bekannt gemacht worden, die in Prototypen oder Serienmodellen angewendet werden:

- Abtauung mittels Glykolkreislauf (siehe Kapitel 4.1)
- Abtauung mittels Raumluft (siehe Kapitel 4.2)

Neben diesen beiden Varianten werden zusätzlich noch zwei neue Konzepte aufgezeigt, wie die Abtauung erfolgen kann. Auch ein Ansatz zur Vermeidung von Eisbildung wird verfolgt.

---

<sup>1</sup> Ein hoher Abtaubedarf begünstigt grundsätzlich die Prozessumkehr gegenüber der Heissgasabtauung und umgekehrt

Die Abtausteuerng, die neben dem Abtauprinzip auch einen grossen Einfluss auf die Leistungszahl einer Wärmepumpe hat, wird in dieser Arbeit nicht näher untersucht. Eine Zusammenfassung verschiedener Abtausteuernngen wurde bereits in der ersten Phase des Projektes erstellt und ist unter [1] zu finden.

## 2. Vergleich von Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung

Da heute die meisten Wärmepumpen mit Luft als Wärmequelle über eine Heissgasabtauung oder eine Abtauung mittels Prozessumkehr verfügen, stellt sich die Frage, welche der beiden Varianten den geringeren Energieverbrauch für die Abtauung besitzt. Ein objektiver Vergleich bedingt die Berücksichtigung des indirekten elektrischen Energieaufwandes im Heizbetrieb bei Wärmepumpen mit Prozessumkehr. Um diese Aufwände zu berücksichtigen wurde ein Modell erstellt, das auf den Tössmessdaten und einer Vierwegventilmessreihe basiert. Mit Hilfe dieses Berechnungsmodells ist es nun möglich die beiden Abtauvarianten objektiv zu vergleichen.

Die Auswertung wird für 7 Wärmepumpen mit Heissgasabtauung und 6 Modelle mit Prozessumkehrabtauung durchgeführt.

### 2.1 Zielsetzung

In diesem Kapitel wird ein Algorithmus zur Ermittlung der direkten und indirekten Energieaufwände für die Abtauung eines Verdampfers entwickelt. Die Berechnung soll aus den Messdaten des Wärmepumpen-Testzentrums Töss Kenngrößen zur Beurteilung verschiedener Abtauvarianten ermitteln. Im speziellen sollen die beiden Abtauvarianten Heissgasabtauung und Umkehrprozessabtauung miteinander verglichen werden. Als Kenngrößen dazu dienen die direkten Aufwände durch den Kompressor während des Abtauvorganges und die indirekten Aufwände<sup>1</sup> durch Wärmeentzug aus der Senke, Druckverlust, Leckage und Wärmedurchgang im Vierwegventil bei der Umkehrprozessabtauung. Des weiteren wird noch die Abtaudauer und die Abtaueffizienz bestimmt. Er ist das Verhältnis von der theoretisch benötigten Schmelzwärme zur tatsächlich während der Abtauung aufgewendeten Abtauwärme.

In den zwei folgenden Kapiteln wird jedoch zuerst noch die Funktion von Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung kurz beschrieben, um die Auswertung leichter verständlich zu machen.

### 2.2 Heissgasabtauung

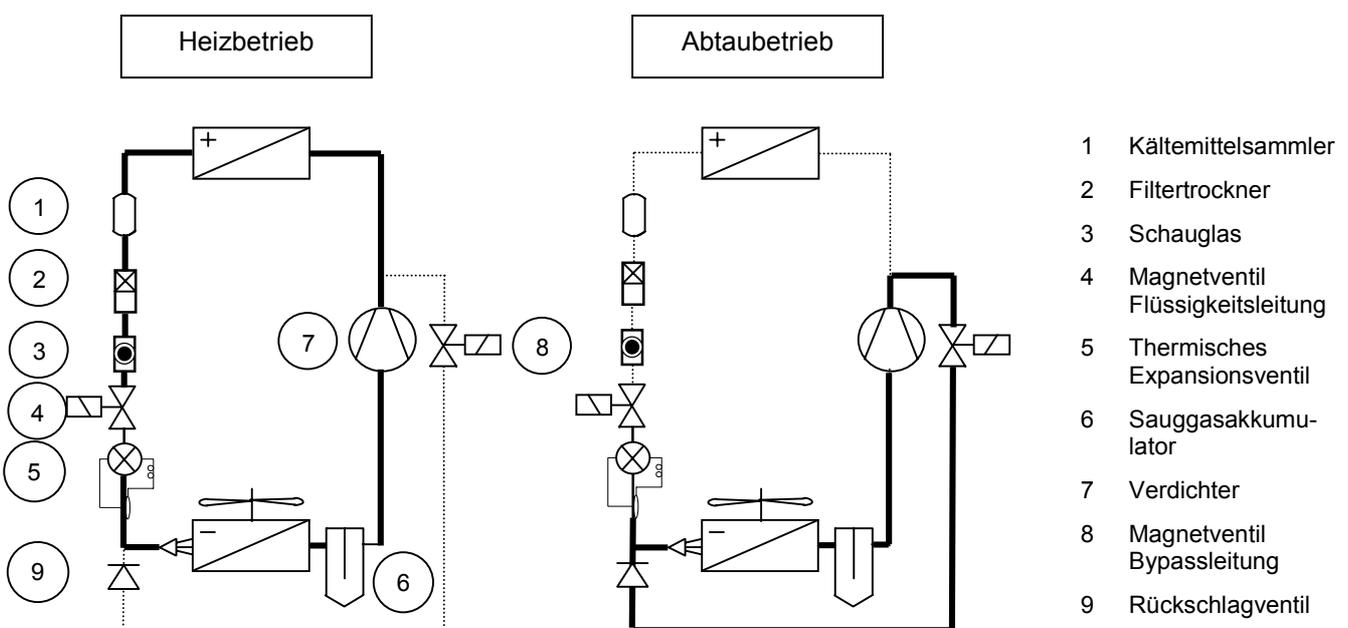


Abb. 1: Prinzip der Heissgasabtauung (Quelle: [1])

<sup>1</sup> Die indirekten Abtauenergieaufwände entstehen auch dann, wenn keine Abtauung nötig ist (z.B. in der Übergangszeit)

Eine Wärmepumpe mit Heissgasabtauung heizt im Abtaubetrieb 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. 1 eingezeichnet ist. Das zweite Magnetventil (4) in der Flüssigkeitsleitung schliesst, damit kein flüssiges Kältemittel mehr aus dem Kondensator strömen kann.

Nach dem Verdichtungsprozess wird das Kältemittel im Magnetventil oder einer speziellen Drossel gedrosselt. Das Heissgas strömt nun durch die Bypassleitung und tritt in den Verdampfer ein. Der Venturiverteiler unterteilt den Heissgasstrom in einige kleine Ströme, welche die verschiedenen Zonen des Verdampfers abtauen sollen. Das Heissgas heizt zuerst den Verdampfer und dessen Lamellen auf und anschliessend schmilzt der Reifansatz ab. 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 von neuem verdichtet und der Abtauvorgang wiederholt sich wie oben beschrieben. Meistens wird der Verdampfer abgetaut bis die Heissgastemperatur am Verdampferaustritt einen Wert von 8 bis 10°C angenommen hat. In Abb. 1 ist sowohl der Heizbetrieb, als auch der Abtaubetrieb zu sehen. Die dicken Linienzüge stellen den Kältemittelweg für den jeweiligen Betriebszustand dar.

In den letzten Jahren haben sich 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 kumulieren sich und verursachen eine längere Abtaudauer. Für eine möglichst rasche Abtauung ist es wichtig, die Kondensationstemperatur hochzuhalten, einen genügend grossen Druckabfall in der Bypassleitung zu haben und diese Leitungen zudem gut zu isolieren. Zudem ist es möglich, eine Widerstandsheizung einzubauen, welche die Abtauzeit senkt ohne die Leistungszahl zu verschlechtern.

## 2.3 Prozessumkehrabtauung

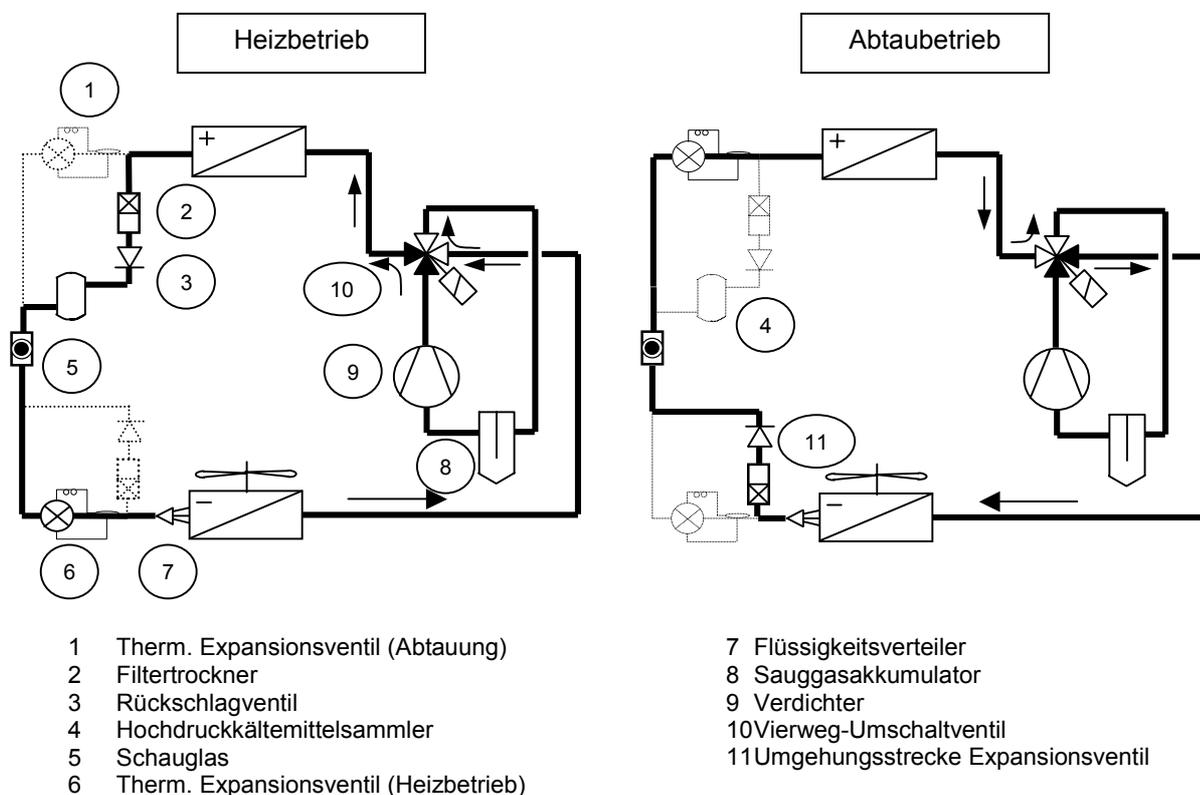


Abb. 2: Prinzip der Prozessumkehrabtauung (Quelle [1])

Bei der Prozessumkehr wird der Kältekreislauf umgekehrt. Die verdichteten Heissgase nach dem Kompressor werden dem bereiften Verdampfer mit hohem Druck zugeführt und kondensieren dort. Dadurch wird im Verdampfer Wärme freigesetzt, um diesen abzutauen. Das verflüssigte Kältemittel wird dann in einem separaten Ventil (nur für die Abtauung) gedrosselt 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 umgekehrt werden kann, wird zwischen dem Kondensator und dem Verdampfer ein Vierweg-Umschaltventil eingebaut, welches wiederum mit dem Ansaug- und Austrittstutzen des Verdichters gekoppelt ist. In Abb. 2 ist der prinzipielle Aufbau einer Wärmepumpe mit Prozessumkehr zu sehen. Der Kältemittelumlauf ist wiederum mit einer dicken, schwarzen Linie gekennzeichnet. Da nach dem Abtaubetrieb noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer ist, ist es sinnvoll einen Sauggasakkumulator vor dem Verdichter einzubauen. Wenn die Prozessrichtung umgekehrt wird, wechselt die Kältemittelrichtung im Kältekreislauf und demzufolge innerhalb kurzer Zeit auch die Druckniveaus und Temperaturen. Dies beansprucht die Wärmepumpe stark. Das Vierweg-Umschaltventil, das für die Umkehrung des Kältekreisprozesses benötigt wird, verursacht während des Heizbetriebes zusätzliche, elektrische Energieaufwendungen. Diese Aufwände werden als indirekte Abtauenergieaufwände bezeichnet und werden durch Druckverlust und Leckage im Heizbetrieb sowie Wärmeentnahme auf der Senkenseite während der Abtauung verursacht.

## 2.4 Auswertemethodik

Die Auswertung der Daten wurde nach dem folgenden Schema durchgeführt. In einem ersten Schritt wurde untersucht, welche Daten in den Wärmepumpenmessungen des WPZ Töss zur Verfügung stehen. Anschliessend werden verschiedene, voneinander abhängige Modelle zur Ermittlung der Kennzahlen erstellt. In diesen Modellen werden auch die Erkenntnisse aus den eigenen Prüfstandmessungen (z.B.: Vierwegventilmessung) integriert. In den nun folgenden Beschreibungen wird die Aufgabe des jeweiligen Modells beschrieben und die Eingangs- und Ausgangsgrössen werden unter Angabe aller Annahmen aufgelistet.

### **Tössmessdaten:**

Aus den Messdatenfiles, die je 3 Heizzyklen und Abtauzyklen beinhalten, werden in jedem Arbeitspunkt für jeden Zyklus die Mittelwerte der gewünschten Grössen gebildet. Diese Werte werden dann in je einen Mittelwert für den Heizbetrieb und einen Mittelwert für den Abtaubetrieb zusammengefasst. Die massgeblichen Randbedingungen, die aus den Daten ermittelt werden können (sowohl im Heizbetrieb als auch im Abtaubetrieb), für jede Wärmepumpe sind:

- Zyklusdauer
- Lufteintrittstemperatur
- Lufteintrittsfeuchte
- Luftdruck
- Elektrische Leistung des Kompressors
- Vorlauftemperatur des Nutzers
- Rücklauftemperatur des Nutzers
- Volumenstrom des Wassers durch den Nutzer

Zusätzlich werden noch folgende Daten aus dem Prüfbericht benötigt:

- Kältemittel
- Art der Abtauung
- Kompressortyp
- Luftvolumenstrom

Liegen nun all diese Daten vor, dann können die Berechnungen mit den folgenden Modellen beginnen.

### **Kondensationsmodell / Vereisungsmodell**

In diesem Modell geht es darum, die anfallende Kondensat- und Eismenge am Verdampfer während des Heizbetriebes zu bestimmen. Als Basis dient die Theorie der feuchten Luft. Aus der Heizdauer, der Verdampferleistung, dem Luftvolumenstrom und der Feuchte und Temperatur der Luft am Verdampfereintritt wird die ausgeschiedene Kondensatmenge errechnet. Anhand der Messungen in der Klimakammer<sup>1</sup> wird das gesamte Modell verifiziert.

#### **Eingabewerte:**

- |   |                      |
|---|----------------------|
| • Lufteintrittstemperatur                                     | Töss-Messwert        |
| • Lufteintrittsfeuchte  | Töss-Messwert        |
| • Verdampferleistung  | Töss-Messwert        |
| • Luftvolumenstrom am Eintritt                                | Töss-Messwert        |
| • Dauer eines Heizzyklus                                      | Töss-Messwert        |
| • Luftdruck   | Töss-Messwert        |
| • Luftaustrittsfeuchte  | Annahme <sup>2</sup> |
| • Anteil des vereisten Kondensats bei $T_L > 0^\circ\text{C}$ | Annahme <sup>3</sup> |

#### **Ergebnisse:**

- Menge des gefrorenen Kondensats während eines Heizzyklus
- Schmelzenergie für das Kondensat

### **Vierwegventilmodell:**

Anhand von Messungen an einem eigens aufgebauten Vierwegventilprüfstand kann aus den Messergebnissen ein Modell zur Berechnung des Druckverlustes, der Leckage und des Wärmedurchganges entwickelt werden. Auf diese Weise können die indirekten Aufwände einer Wärmepumpe mit Prozessumkehrabtauung bestimmt werden.

#### **Eingabewerte:**

- |   |                      |
|---|----------------------|
| • Hochdruckseitiger Druckverlustbeiwert                 | Vierwegventilmessung |
| • Niederdruckseitiger Druckverlustbeiwert               | Vierwegventilmessung |
| • Leckagekonstante                                      | Vierwegventilmessung |
| • Wärmedurchgang von der Hochdruck zur Niederdruckseite | Vierwegventilmessung |
| • Kältemittelmassenstrom                                | Wärmepumpenmodell    |
| • Stoffwerte des Kältemittels                           | Wärmepumpenmodell    |

#### **Ergebnisse:**

- Druckabfall des Vierwegventils auf der Hochdruckseite
- Druckabfall des Vierwegventils auf der Niederdruckseite
- Leckagemassenstrom im Vierwegventil
- Wärmedurchgang von der Hochdruck- zur Niederdruckseite im Vierwegventil

### **Wärmepumpenmodell:**

Dieser Algorithmus berechnet mit Hilfe der Messwerte aus Töss den gesamten Kältemittelkreislauf. Aus der Quellen- und Senktemperatur, der Verdampferleistung und den Kältemitteldaten wird die Verdampfungstemperatur, die Kondensationstemperatur, der Massenstrom des Kältemittels, der Saugdruck, der Kondensationsdruck sowie die Enthalpien und Stoffwerte in allen benötigten Arbeitspunkten errechnet. Diese Daten werden benötigt, um die indirekten Aufwände zu bestimmen. Die Bauteile Kondensator, Verdampfer und Drossel werden als ideal angenommen (kein Druckabfall, konstante Wärmeübergangszahl, etc.) und die Berechnungen gelten nur für voll- bzw. halbhetermetische Wärmepumpen.

<sup>1</sup> Die Messungen werden im Zuge der Messungen für die natürliche Abtauung durchgeführt und dienen vor allem der Kontrolle des Kondensationsmodells.

<sup>2</sup> Die Annahme stützt sich auf die Wärmepumpenmessung in der Klimakammer im Zuge dieses Projektes (siehe auch in Tab. 15 auf Seite 79)

<sup>3</sup> Es wird angenommen, dass bis zu einer Quelltemperatur von  $7^\circ\text{C}$  das gesamte auskondensierte Wasser vereist (siehe auch im Kapitel A.1)

**Eingabewerte:**

- |                                    |                      |
|------------------------------------|----------------------|
| • Vorlauftemperatur Nutzer         | Töss-Messwert        |
| • Rücklauftemperatur Nutzer        | Töss-Messwert        |
| • Durchfluss im Nutzer             | Töss-Messwert        |
| • Aufnahmeleistung des Kompressors | Töss-Messwert        |
| • Lufteintrittstemperatur          | Töss-Messwert        |
| • Kältemittelunterkühlung          | Annahme <sup>1</sup> |
| • Sauggasüberhitzung               | Annahme <sup>2</sup> |

**Ergebnisse:**

- Stoffwerte in allen Arbeitspunkten
- Druck und Temperatur in allen Arbeitspunkten
- Kältemittelmassenstrom
- Leistungszahl im Heizbetrieb
- Leistungszahl im Abtaubetrieb (nur bei Anlagen mit Prozessumkehr)
- Druckverhältnis über dem Verdichter

**Modell zur Berechnung der elektrischen Abtauauflände:**

Mit Hilfe dieses Modells können nun mittels der bekannten Prozessdaten die direkten und indirekten elektrischen Aufwände durch die Abtauung berechnet werden. Die Auswertung erfolgt getrennt in den Arbeitspunkten A-7/W35, A-7/W50, A2/W35, A2/W50, A7/W35 und A7/W50. Die Ergebnisse werden in den Kapiteln 2.7 bis 2.9 dargestellt und erläutert.

**Eingabewerte:**

- |   |                     |
|---|---------------------|
| • Zusatzdruckverlust durch das Vierwegventil    | Vierwegventilmodell |
| • Leckagemassenstrom im Vierwegventil           | Vierwegventilmodell |
| • Wärmedurchgang im Vierwegventil               | Vierwegventilmodell |
| • Kältemittelmassenstrom                        | Wärmepumpenmodell   |
| • Heizdauer                                     | Töss-Messwert       |
| • Abtaudauer                                    | Töss-Messwert       |
| • Elektrische Leistungsaufnahme im Heizbetrieb  | Töss-Messwert       |
| • Elektrische Leistungsaufnahme im Abtaubetrieb | Töss-Messwert       |
| • Wärmeleistung am Kondensator                  | Wärmepumpenmodell   |

**Ergebnisse:**

- Verhältnis der benötigten Schmelzwärme zur tatsächlich erzeugten Abtauwärme
- Anteil der Abtauzeit an der Heizzeit
- Elektrischer Energieaufwand für den Kompressor im Heizbetrieb
- Direkter elektrischer Energieaufwand im Abtaubetrieb
- Indirekter elektrischer Energieaufwand für die Abtauung (Kompensation der aus dem Heiznetz entzogenen Wärme, Aufwände im Vierwegventil)
- Anteil der verschiedenen Abtauauflände (Leckage, Druckverlust, Wärmedurchgang, Kompensation der dem Heiznetz entzogenen Wärme) bei der Prozessumkehr
- Elektrischer Abtauenergieaufwand zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme

**Zusammenhang zwischen den einzelnen Modellen**

Sofern die Messdaten vorhanden sind, werden die Berechnungen in den folgenden Arbeitspunkten durchgeführt: A-7/W35, A-7/W50, A2/W35, A2/W50, A7/W35 und A7/W50. Die Ergebnisse der verschiedenen Modelle werden anschliessend zusammengefasst und graphisch dargestellt. Um die Verständlichkeit zu gewährleisten werden die elektrischen Energieverbräuche auf 100kWh erzeugte Nutzwärme am Kondensator bezogen.

<sup>1</sup> Die Unterkuhlung wurde mit 15°C angenommen, da viele Anlagen die Tropfwanne mittels Unterkuhlung beheizen

<sup>2</sup> Die Überhitzung wird mit 10°C angenommen

Die Auswertung für alle Wärmepumpen wird mit einem Excel-Programm durchgeführt. Der dem Auswerteprogramm zugrundeliegende Algorithmus ist im Anhang zu finden.

In der folgenden Abbildung ist der Prozess mit und ohne Vierwegventil im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm dargestellt. Die Druckverluste im Vierwegventil wurden zur Verdeutlichung überhöht dargestellt. (Arbeitspunkte 1b,2 und 2b in Abb. 3)

Wärmepumpe ohne Vierwegventil: 1 → 1a → 2b → 3 → 3a → 4 → 1

Wärmepumpe mit Vierwegventil: 1 → 1a → 1b → 2 → 2a → 3 → 3a → 4 → 1

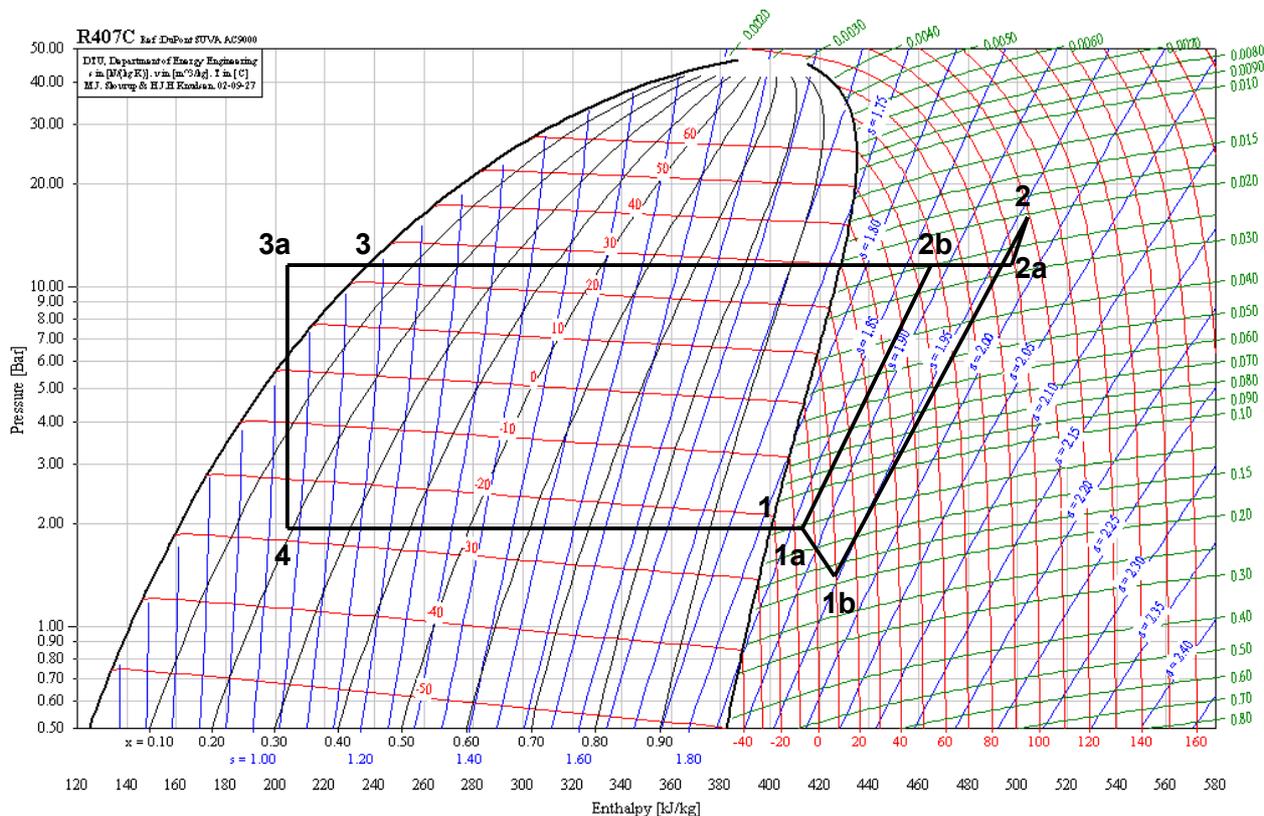


Abb. 3: Kältemittelkreislauf mit und ohne Vierwegventil, dargestellt im p-h-Diagramm

## 2.5 Berechnung der Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle

Mit dem im vorhergehenden Kapitel besprochenen Kondensationsmodell erhalten wir die Gesamtmenge an kondensiertem Wasserdampf. Je nach Betriebszustand und Quellenlufttemperatur wird alles oder nur ein Teil des Kondensates gefrieren. Für den Abtaubedarf ist jedoch nur die vereiste Kondensatmenge von Belang. Genau dieser Anteil des vereisten Kondensats am Gesamtkondensat soll mittels der Berechnung der Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle in diesem Kapitel bestimmt werden. Für die Eisbildung und somit auch für die Abtauung einer Wärmepumpe ist die Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle von entscheidender Bedeutung. Liegt die Temperatur auf einem Teil der Lamelle über dem Gefrierpunkt, so kondensiert das Wasser zwar aus, gefriert aber nicht und muss somit nicht abgetaut werden. Dieser Punkt ist vor allem in Hinblick auf die Abtaueffizienz von grossem Interesse. Eine messtechnische Erfassung der Temperaturverteilung auf einer Lamelle ist äusserst aufwendig und wurde aus diesem Grund unterlassen. Stattdessen kam eine Simulation mittels MATLAB (PDETool<sup>1</sup>) zum Zug mit deren Hilfe die Bedingungen auf einem Lamellenstück nachgebildet werden. Spezifische Einflüs-

<sup>1</sup> Die „Partial Differential Equation (PDE) Toolbox“ bietet eine übersichtliche Oberfläche für die Analyse von partiellen Differentialgleichungen im zweidimensionalen Raum. Die Gleichungen werden mit der Finite Elemente Methode (FEM) gelöst. Die Definition der Randbedingungen erfolgt durch Eingabe der Bauteildimensionen, Wärmeleit Zahlen, Wärmeübergangszahlen und des Wärmeflusses in den Randzonen des untersuchten Bauteils. Die Ergebnisse werden als Graphik mit Temperaturverteilung und Isothermen dargestellt.

se wie die Änderung der Wärmeübergangszahl des zweiphasigen Kältemittels im Verdampfer, die Änderung der Verdampfungstemperatur durch den Druckabfall im Verdampfer oder den Temperaturglide mancher Kältemittel wurden vernachlässigt. Die Temperaturabnahme der Luft beim Durchströmen des Verdampfers wurde hingegen in die Simulation mit einbezogen. Die genauen Daten über den zugrunde liegenden Verdampfer und die Eckdaten für die Simulation sind im Anhang A.1 zu finden, die wichtigsten Randbedingungen seien allerdings auch hier kurz aufgeführt.

#### Randbedingungen:

Lamellenstärke:	0.15 mm
Lamellenmaterial:	Aluminium
Lamellenabstand:	4mm
Lamellenanzahl:	125
Rohrleitungsmaterial:	Kupfer
Wärmeübergangszahl zwischen der Luft und den Aluminiumlamellen:	30 W/m <sup>2</sup> /K
Wärmeübergangszahl zwischen dem Kältemittel und der Rohrlinnenseite:	2000 W/m <sup>2</sup> /K
Luft Eintrittstemperatur:	7°C
Luft Austrittstemperatur:	3°C
Verdampfungstemperatur:	-7°C

#### Skizze des Verdampfers:

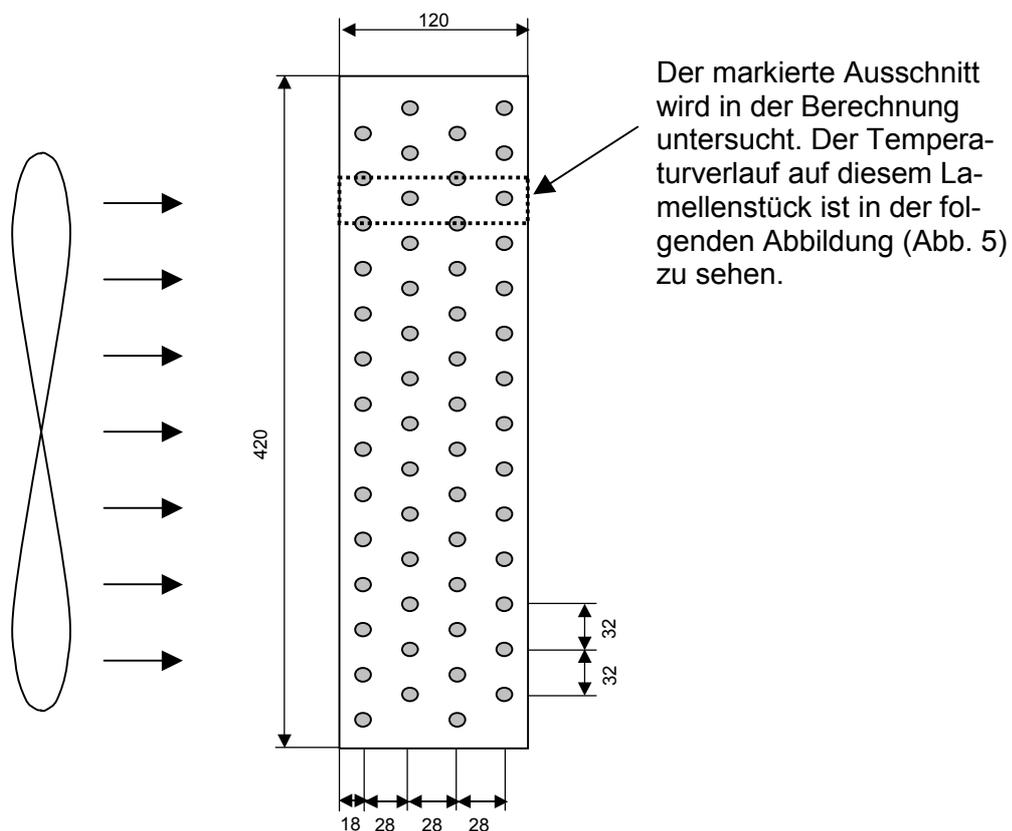


Abb. 4: Skizze des Verdampfers für die Simulation der Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle

Der Temperaturverlauf, der für das in Abb. 4 gekennzeichnete Lamellenstück berechnet wurde, ist in Abb. 5 zu finden.

### Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle:

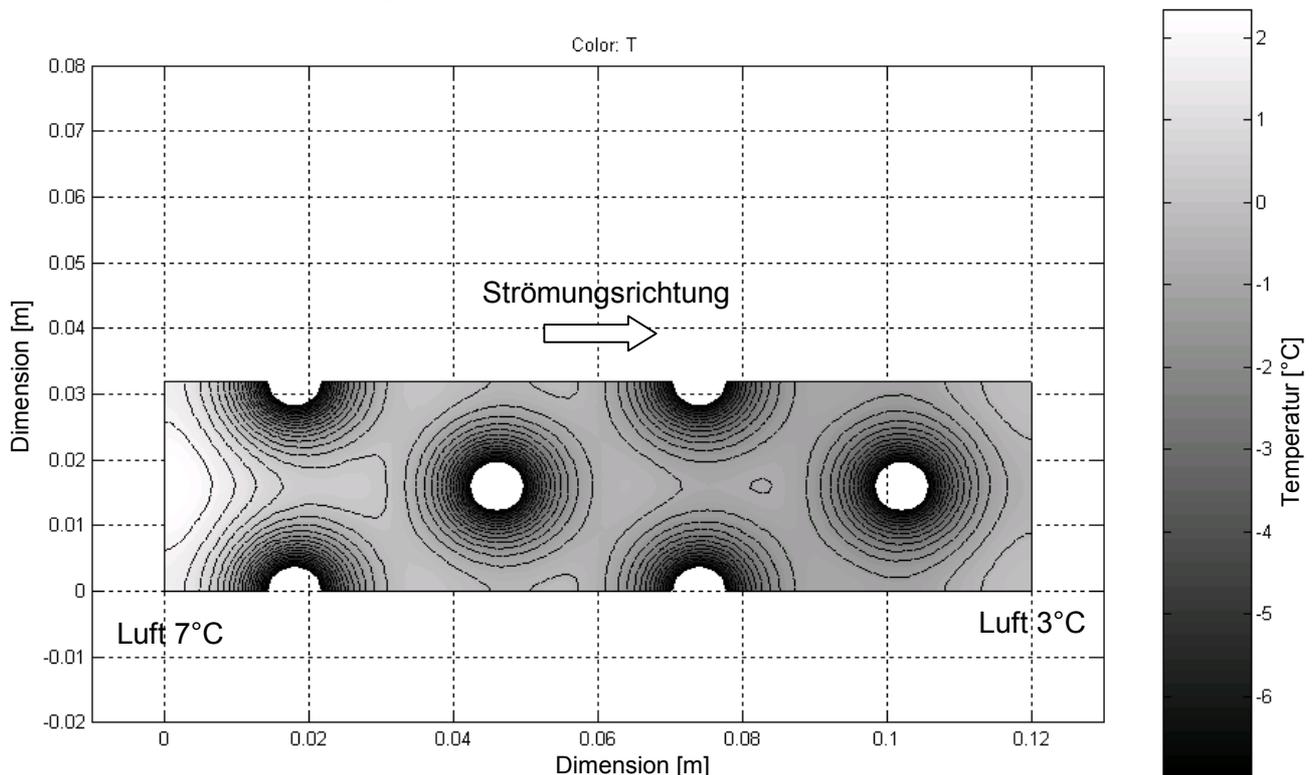


Abb. 5: Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle bei  $T_{LE} = 7^{\circ}\text{C}$  und  $T_{Verd} = -7^{\circ}\text{C}$

In Abb. 5 ist die Temperaturverteilung auf der Lamelle bei einer Lufteintrittstemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$ , einer Luftabkühlung von  $3^{\circ}\text{C}$  und einer Verdampfungstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  zu sehen. Die Simulation wurde an einem Verdampfer mit 0.15 mm Lamellenstärke und 4 mm Lamellenabstand durchgeführt. Zu sehen ist, dass bereits Teilbereiche der Lamellen über dem Gefrierpunkt liegen. Ein Grossteil der Fläche ist allerdings im Bereich von ca.  $-1^{\circ}\text{C}$ . Da das Wasser aus den wärmeren Regionen am Lufteintritt beim Abfließen an diesen kalten Bereichen vorbeikommt, wird es dort im Heizbetrieb grösstenteils gefrieren. Auch führt die zunehmende Vereisung zu einem geringeren Luftvolumenstrom, der die Temperatur auf den Lamellen weiter senkt. Aus diesem Grund wird bei der Berechnung des Kondensationsmodells für die Auswertung der Tössdaten angenommen, dass das gesamte auskondensierte Wasser bei einer Lufttemperatur  $\leq 7^{\circ}\text{C}$  gefriert.

## 2.6 Auswahl der Wärmepumpen

Die Auswahl der Wärmepumpen, die für die Auswertung geeignet sind, ist ein sehr heikles Thema. Insgesamt wurden 7 Anlagen mit Heissgasabtauung und 6 Anlagen mit Prozessumkehrabtauung untersucht. Folgende Kriterien sind massgeblich für die Auswahl der Wärmepumpe:

- *Bewilligung des Herstellers zur Verwendung der Messdaten des WPZ Töss:* Viele Hersteller waren nicht bereit, die Messdaten für eine Auswertung zur Verfügung zu stellen, obwohl die Vertraulichkeit der Daten gewährleistet wurde. Die Einholung der Bewilligungen von den Herstellern war sehr mühsam und zeitraubend. Denjenigen Herstellern, die ihre Daten zur Verfügung gestellt haben, sei ein herzlicher Dank ausgesprochen.
- *Die Wärmepumpe soll nicht älter als Jahrgang 1996 sein:* Da durch die Eröffnung des Wärmepumpentestzentrums die Leistungszahlen nach diesem Datum kräftig anstiegen und die Wärmepumpen damals wesentlich verbessert wurden, müssen die Anlagen für einen aussagekräftigen Vergleich auf dem gleichen Stand der Technik sein. Insgesamt ist es allerdings so, dass die neuen Modelle grösstenteils über Prozessumkehrabtauung verfügen, die Modelle mit Heissgasabtauung sind im Durchschnitt älter.

- Die Wärmepumpe soll kein „Exot“ sein. Für die Auswertung sind vor allem jene Modelle interessant, die in grossen Stückzahlen verkauft werden. Einzelmodelle und Probeanlagen haben eine grössere Streuung der Ergebnisse zur Folge und repräsentieren den Markt nicht.

Neben diesen Punkten sind auch noch andere Faktoren (z.B. Kanalanschluss der Maschine, Heizleistung,...) für die Auswahl entscheidend. Da bei einigen Anlagen die Messdaten nicht für alle Arbeitspunkte vorhanden sind, ist die statistische Basis zum Teil recht knapp. Eine höhere Anzahl von verfügbaren Anlagen für die Auswertung ist jedoch auf Grund der zahlreichen Randbedingungen derzeit nicht möglich.

### 2.7 Abtaueffizienz, Abtaudauer

Da sich das Abtauverhalten bei Maschinen mit Prozessumkehr komplett von jenem der Anlagen mit Heissgasbypassabtauung unterscheidet, stellt sich die Frage, welche Art der Abtauung effizienter ist. Die Heissgasabtauung führt zu einem langsamen Erwärmen des Verdampfers, das Eis wird flüssig und rinnt ab. Bei der Prozessumkehr hingegen fällt das Eis oft als Platten ab und es entstehen Dampfschwaden.

#### Vergleich der Abtaueffizienz bei Heissgas- und Prozessumkehrabtauung

Die Abtaueffizienz ist das Verhältnis der theoretisch nötigen Wärme, um das Eis zu schmelzen, und der tatsächlich im Betrieb für die Abtauung erzeugten Wärme. Sie ist eine Kennzahl, die anzeigt wie viel der von der Wärmepumpe erzeugten Abtauwärme tatsächlich für das Schmelzen des Eises zur Verfügung steht.

$$\tau_{defrost} = \frac{Q_{defrost,theoretisch}}{Q_{defrost,Betrieb}} \tag{1}$$

Die theoretisch benötigte Schmelzwärme  $Q_{defrost,theoretisch}$  setzt sich aus der Schmelzwärme und aus jener Wärme, die für die Erwärmung des Eises auf 0°C benötigt wird, zusammen. Die folgende Graphik soll verdeutlichen, wie sich die tatsächlich von der Wärmepumpe erzeugte Abtauwärme zusammensetzt und welche Verluste bei der Abtauung entstehen.

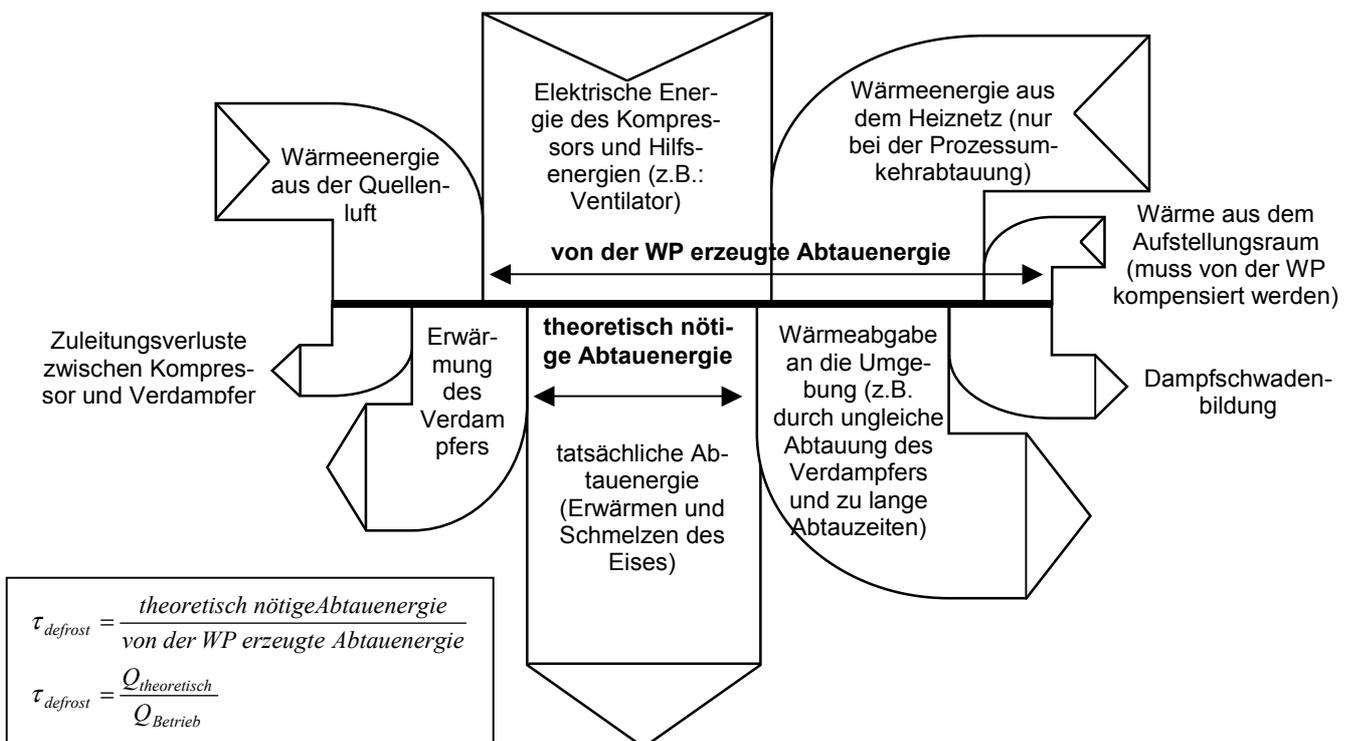


Abb. 6: Energiebilanzskizze für die Abtauwärme

Die Breite der Energiepeile in Abb. 6 ändert sich in jedem Arbeitspunkt und für die verschiedenen Abtaumethoden sehr stark. Bei der Heissgasabtauung entfällt z.B. die Dampfschwadenbildung<sup>1</sup> und die Wärmeentnahme aus dem Heiznetz, dafür ist der direkte elektrische Energieaufwand durch den Kompressor wesentlich grösser.

Das folgende Diagramm zeigt das Ergebnis der Auswertung der Messdaten aus Töss. Die eingeklammerten Zahlen über den Säulen geben an, wie viele Wärmepumpen in den entsprechenden Arbeitspunkten jeweils für die Auswertung zur Verfügung standen.

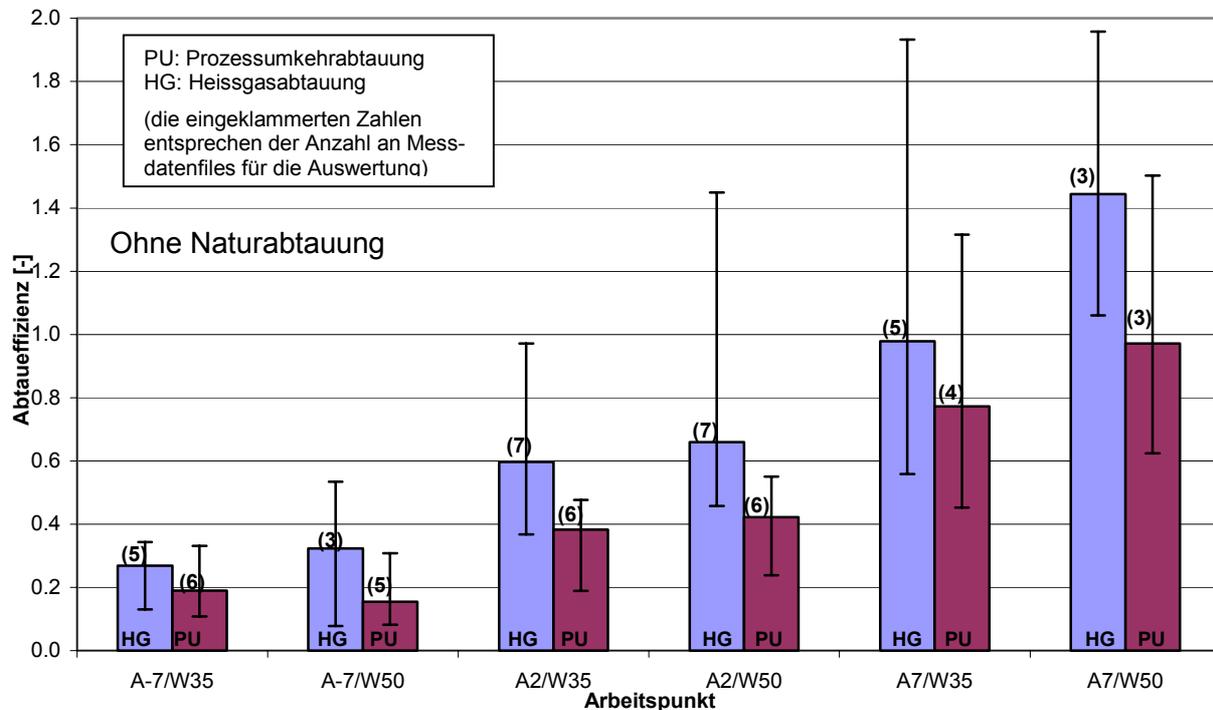


Abb. 7: Abtaueffizienz in verschiedenen Arbeitspunkten

Bei tiefen Temperaturen ist die Abtaueffizienz sehr klein. Dies ist durch den grossen Energieaufwand zur Erwärmung des Verdampfers erklärbar (dieser Anteil ist in den Arbeitspunkten A-7/W35 und A-7/W50 bei ca. 30%). Im Arbeitspunkt A2 steigt die Abtaueffizienz beinahe auf das Doppelte an. Dies kann einerseits darauf zurückgeführt werden, dass der Verdampfer wesentlich weniger aufgeheizt werden muss, andererseits ist der Wärmeverlust vom abtauenden Verdampfer an die Umgebung geringer. Der Arbeitspunkt A7 führt bei der Heissgasabtauung zu einer Abtaueffizienz, die grösser als 1 ist. Dieser auf den ersten Blick unglaubliche Wert kann darauf zurückgeführt werden, dass bei einigen Wärmepumpen die Naturabtauung während der Abtauperiode mit dem Ventilator unterstützt wird. Zur Abtauenergie aus dem Kompressor kommt in diesem Fall noch die Energie aus der warmen Quellluft hinzu. Schaut man sich die einzelnen Anlagen an, so sieht man, dass es Wärmepumpen gibt, die im Arbeitspunkt A7 nur die Hälfte der benötigten Schmelzwärme selbst erzeugen, die restliche Energie wird durch die warme Umgebungsluft zugeführt. (siehe auch im Anhang A.3 bei den Einzelergebnissen für die Abtaueffizienz).

Der Vergleich zwischen den Warmwassertemperaturen 35° und 50° zeigt, dass die Abtaueffizienz bei höherer Wassertemperatur besser ist. Eine Ausnahme stellt die Prozessumkehr im Arbeitspunkt A-7/W50 dar (Auch die Steuerung der Wärmepumpen hat grossen Einfluss auf die Abtaueffizienz). Deutlich zu sehen ist auch, dass die Heissgasabtauung eine wesentlich bessere Abtaueffizienz als die Prozessumkehr besitzt. Ausschlaggebend könnte die Aufheizung des Verdampfers bei der Prozessumkehr auf recht hohe Temperaturen (Dampfschwadenbildung) sein. Zudem hilft bei Temperaturen über dem Gefrierpunkt die Abtauung mit dem Ventilator bei der Heissgasab-

<sup>1</sup> Wegen der niedrigen Temperatur im Verdampfer entsteht nur wenig Dampf

tauung wesentlich mehr, da die Abtauperiode etwa drei mal so lang ist wie bei der Prozessumkehrabtauung.

In der folgenden Abbildung (Abb. 8) wird noch das Verhältnis der theoretisch benötigten Abtauwärme zum elektrischen Energieaufwand für die Abtauung gebildet. Die theoretische Abtauwärme wird wie bei der Abtaueffizienz mit einem Modell aus den Tössdaten berechnet, der elektrische Energieaufwand setzt sich aus dem direkten Aufwand im Abtaubetrieb, den Hilfsenergien während der Abtauung und der elektrischen Energie zur Kompensation der im Zuge der Abtauung aus dem Heizkreis entzogenen Wärme zusammen.

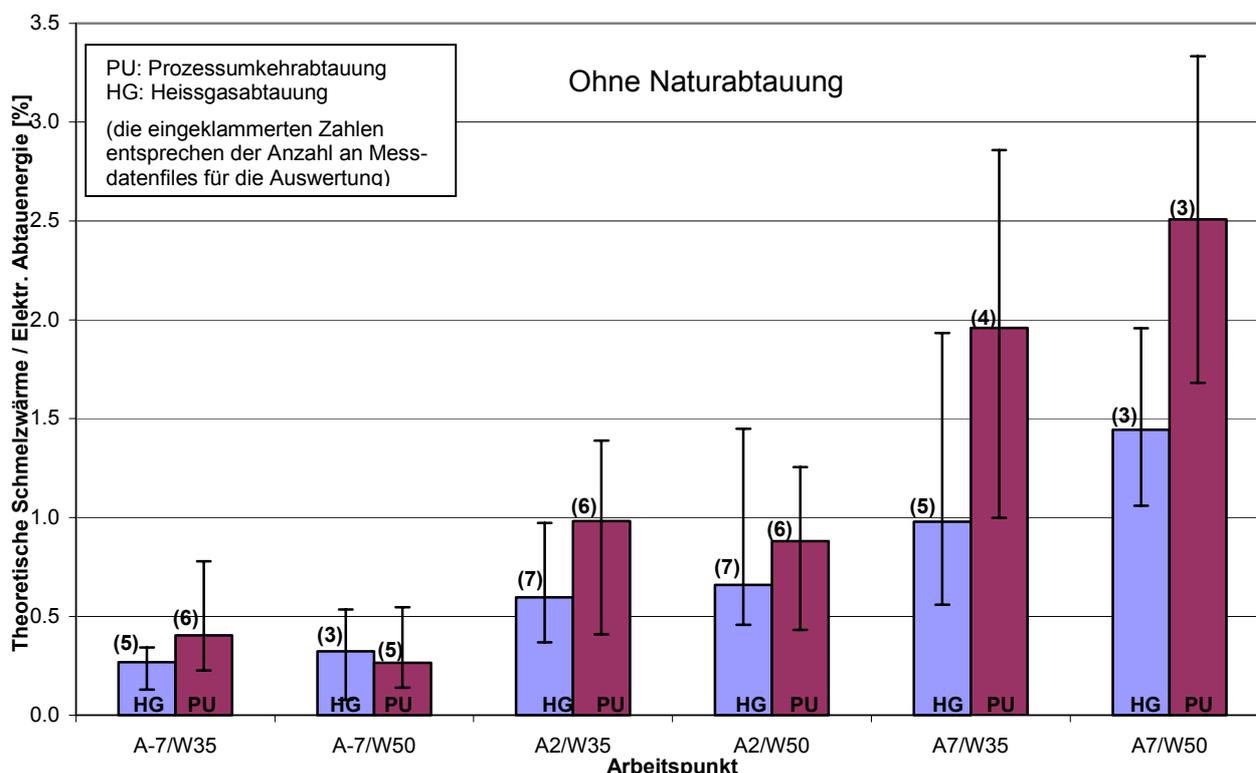


Abb. 8: Verhältnis der theoretisch nötigen Abtauwärme zur tatsächlich aufgewendeten elektrischen Abtauenergie (ohne Naturabtauung und Vierwegventilaufwände)

Der Vergleich der theoretischen Schmelzwärme mit der benötigten elektrischen Abtauenergie zeigt, dass die Prozessumkehrabtauung weniger elektrische Energie für die Abtauung benötigt. Dieses Ergebnis entsteht, da die Prozessumkehrabtauung zwar eine schlechtere Abtaueffizienz hat, die Abtauwärme jedoch zum Teil mit der Wärmepumpe gewonnen wird und somit die Leistungszahl der Anlage berücksichtigt werden muss. Dies bedeutet, dass die Heissgasabtauung zwar effizienter ist, aber im Dauerbetrieb mehr elektrische Abtauenergie benötigt.

### **Dauer des Abtauvorganges:**

Ebenso interessant wie die Effizienz der Abtauung ist auch die Abtauzeit. Systeme mit Heissgasabtauung benötigen zum Teil 15 Minuten für eine Abtauung. Die Prozessumkehr ist durch ihre hohe Abtauleistung wesentlich schneller. Meist wird jedoch nicht beachtet, dass diese Maschinen auch einige Zeit benötigen, bis sie die dem Heizungsnetz entzogene Energie wieder zurückgeliefert haben. Diese Zeit ist oft beträchtlich grösser als die reine Abtauzeit, da die Leistungszahl während der Abtauung sehr hoch (meist doppelt bis dreifach so gross wie im Heizbetrieb) ist. Um die Abtauzeit vergleichen zu können, wird bei der Prozessumkehr die Zeit vom Beginn der Abtauung bis zur Kompensation der Wärmeentnahme aus der Senke (Heizsystem), berechnet. Bei der Heissgasabtauung ist die Gesamtzeit für den Abtauvorgang mit der direkten Abtauzeit der Wärmepumpe gleichzusetzen.

$$\text{Heissgasabtauung: } t_{tot,defrost} = \Delta t_{abt} \quad (2)$$

$$\text{Prozessumkehrabtauung: } t_{tot,defrost} = \Delta t_{abt} + \Delta t_{Kompensation} \quad (3)$$

$$\text{mit } \Delta t_{Kompensation} = \frac{Q_{Senke}}{P_{el} \cdot \epsilon_{WP,Heiz}}$$

Bei der Berechnung der Abtaudauer ist das Ausblasen von Wassertropfen vom Verdampfer nicht zusätzlich berücksichtigt, da dies von Anlage zu Anlage variiert und nur von der Abtausteuering abhängig ist. Die nun folgenden Auswertungen beziehen sich immer nur auf den Mittelwert aller Anlagen ohne Naturabtauung, der Vergleich der einzelnen Wärmepumpen in jedem Arbeitspunkt ist im Anhang A.3 zu finden.

### Vergleich der Abtaudauer bei Heissgas- und Prozessumkehrabtauung

$$\text{Anteil der Abtauzeit an der Heizzeit: } t_{defrost,\%} = \frac{t_{tot,defrost}}{t_{Heiz}} \cdot 100\% \quad (4)$$

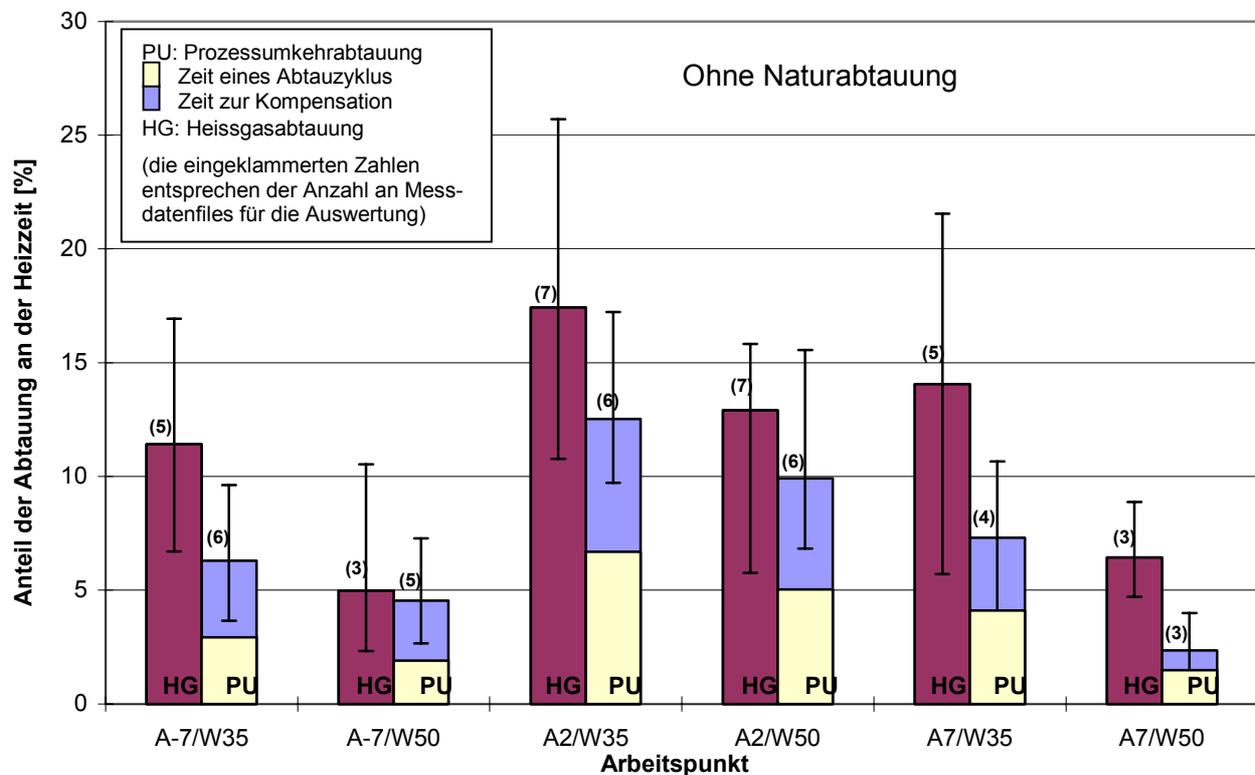


Abb. 9: Anteil der Abtauung an der Heizzeit bei Prozessumkehr und Heissgasabtauung (ohne Naturabtauung)

Wie erwartet ist die Prozessumkehrabtauung durch ihre grosse Abtauleistung schneller als die Heissgasabtauung. Bei dieser Darstellung wurde auch diejenige Zeit berücksichtigt, die für die Kompensation der Wärme, die dem Heiznetz bei der Prozessumkehr entzogen wurde, nötig ist. Bei der Prozessumkehrabtauung liegt die Zeit, während der der Prozess umgekehrt wird, nur bei etwa der Hälfte der totalen Abtauzeit. Da meistens nur diese Zeit betrachtet wird, wird stets argumentiert, dass die Prozessumkehr dreimal so schnell abtauert wie die Heissgasabtauung. Die restliche Zeit zur Kompensation der entzogenen Wärme, die den grösseren Zeitanteil ausmacht, wird dabei nicht berücksichtigt. Der grosse Unterschied der Abtaudauer zwischen hohen und niedrigen Senkentemperaturen lässt sich durch die geringere Vereisung des Verdampfers (durch die geringere Leistung) und die höhere Abtauleistung bei hohen Senkentemperaturen erklären.

## 2.8 Aufteilung der Abtauenergieaufwände bei der Prozessumkehrabtauung

Bei der Prozessumkehrabtauung teilt sich der Abtauenergieaufwand in den direkten Anteil und den indirekten Anteil auf. Der direkte Anteil ist die elektrische Energie, die vom Kompressor während der Abtauung aufgenommen wird. Der indirekte Anteil besteht aus der elektrischen Energie, die benötigt wird, um die dem Heizungsnetz entzogene Wärme zu kompensieren. Zudem werden bei den indirekten Aufwänden auch die oft vernachlässigten Aufwände durch das Vierwegventil im Heizbetrieb berücksichtigt. Die Aufwände durch Wärmedurchgang, Druckverlust und Leckage des Vierwegventils sind sehr klein. Sie summieren sich aber trotzdem auf, da sie während der Heizperiode wirken, die etwa 10 mal so lang wie die Abtauperiode ist.

Die Definition des jeweiligen elektrischen Energieanteils an dem Gesamtabtaubedarf lautet folgendermassen:

$$E_{\Delta p\%} = \frac{E_{\Delta p}}{E_{\Delta p} + E_{\Delta T} + E_{\text{Senke}} + E_{\text{leak}}} \cdot 100\%$$

$$E_{\Delta T\%} = \frac{E_{\Delta T}}{E_{\Delta p} + E_{\Delta T} + E_{\text{Senke}} + E_{\text{leak}}} \cdot 100\%$$

$$E_{\text{Senke}\%} = \frac{E_{\text{Senke}}}{E_{\Delta p} + E_{\Delta T} + E_{\text{Senke}} + E_{\text{leak}}} \cdot 100\%$$

$$E_{\text{leak}\%} = \frac{E_{\text{leak}}}{E_{\Delta p} + E_{\Delta T} + E_{\text{Senke}} + E_{\text{leak}}} \cdot 100\%$$
(5)

### Prozentuale Aufteilung des relativen elektrischen Aufwandes zur Abdeckung des Abtauaufwandes bei Wärmepumpen mit Prozessumkehrabtauung

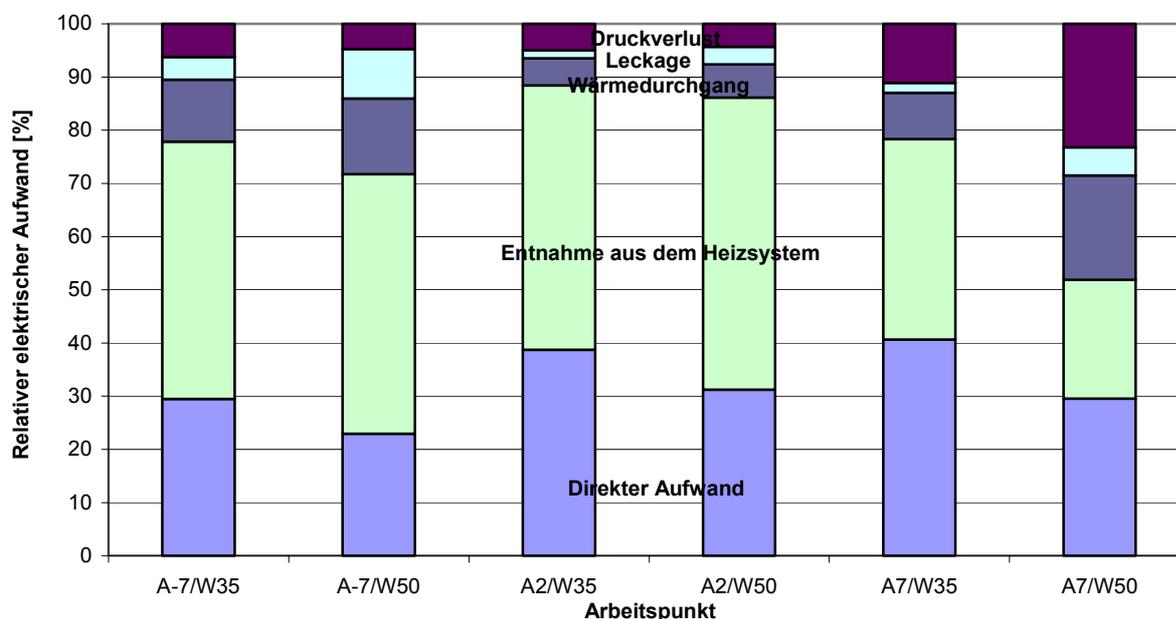


Abb. 10: Prozentuale Aufteilung des relativen elektrischen Abtauenergieaufwandes bei der Prozessumkehrabtauung (ohne Naturabtauung)

Der direkte Aufwand beläuft sich im Schnitt auf etwa 30% des gesamten Abtauaufwandes. Etwa 50% werden benötigt, um den Wärmeentzug aus der Senke (Heizsystem) abzudecken. Die restlichen 20% werden benötigt, um die Minderleistung im Heizbetrieb durch den Einbau des Vierwegventils abzudecken. Der Wärmedurchgang spielt bei hohen Vorlauftemperaturen (Wasser 50°C)

eine bedeutendere Rolle. Bei hohen Druckverhältnissen nimmt auch die Leckage zu, die somit vor allem bei niedrigen Quellentemperaturen deutlich spürbar ist. Die Druckverluste nehmen hingegen bei hohen Lufttemperaturen und den daraus resultierenden grossen Kältemittelmassenströmen zu.

Die scheinbar sehr hohen indirekten Aufwände durch das Vierwegventil im Arbeitspunkt A7/W35 resultieren aus dem geringen Abtaubedarf in diesem Arbeitspunkt. Dies ist in Abb. 11 sehr deutlich zu sehen. Absolut gesehen nehmen die Aufwände für das Vierwegventil mit zunehmender Quellentemperatur eher ab.

Der Abtaubedarf ist bei einer Quellentemperatur von 2°C am grössten. Bei Quellentemperaturen über etwa 7°C sinkt der direkte Abtaubedarf auf 0 und nur noch die Aufwände durch das Vierwegventil sind wirksam. Dieser Einfluss wird im Kapitel 2.12 des Berichts berücksichtigt.

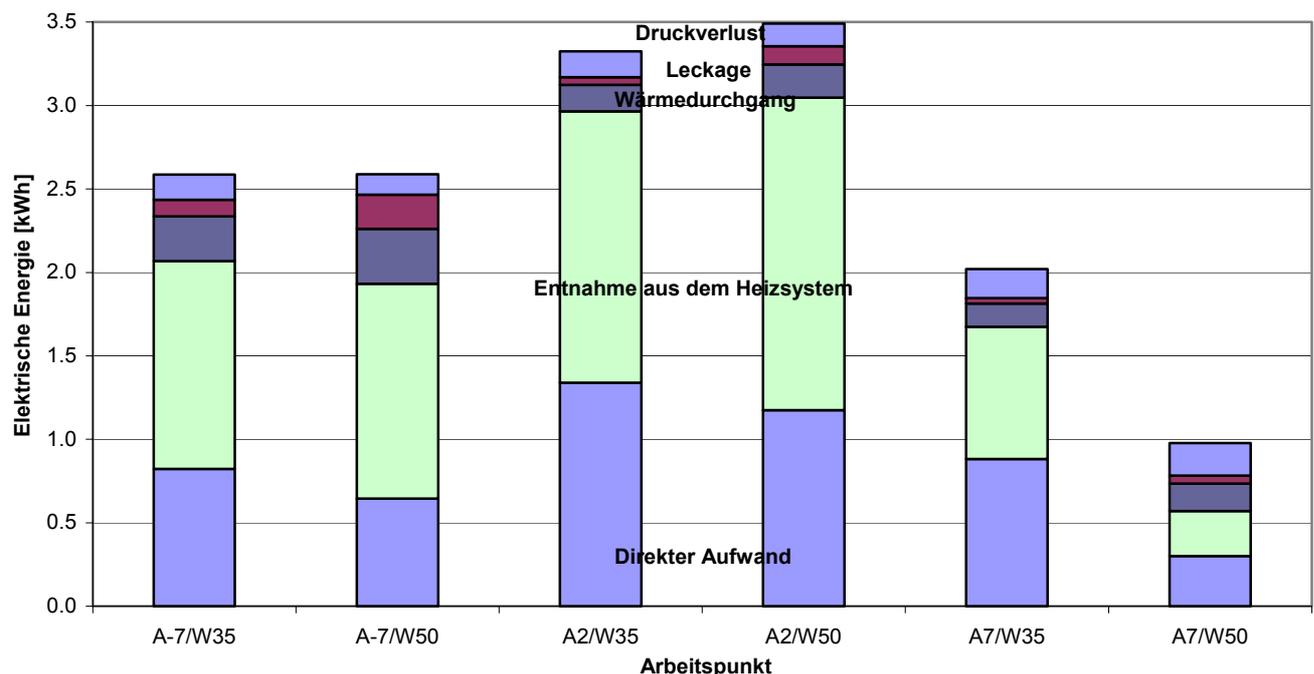


Abb. 11: Elektrischer Abtauenergieaufwand bei der Prozessumkehrabtauung zur Erzeugung von 100 kWh Nutzwärme (ohne Naturabtauung)

Um die Ergebnisse möglichst einfach vergleichen und interpretieren zu können, werden die elektrischen Energieaufwände auf eine Wärmeproduktion von 100kWh<sup>1</sup> Nutzwärme bezogen. Die Aufwände setzen sich zusammen aus der elektrischen Energieaufnahme des Kompressors im Heizbetrieb, dem direkten Abtaueraufwand durch den Kompressor während der Abtauperiode und dem indirekten Abtaueraufwand durch Verluste, die während des Heizbetriebs anfallen. Der indirekte Abtaueraufwand setzt sich zusammen aus:

- $E_{\text{Senke}}$  elektrische Energie zur Kompensation der dem Heiznetz entzogenen Wärme
- $E_{\Delta T}$  zusätzliche elektrische Energie zur Kompensation des Wärmedurchgangs im Vierwegventil
- $E_{\Delta p}$  zusätzliche elektrische Energie zur Kompensation des Druckverlustes im Vierwegventil
- $E_{\text{leak}}$  zusätzliche elektrische Energie zur Kompensation der Leckage im Vierwegventil

Die Berechnung der einzelnen Aufwände geschieht nach folgenden Zusammenhängen.

<sup>1</sup> 100kWh wurden gewählt, damit der Abtaueraufwand mit „vernünftigen“ Zahlen dargestellt werden kann.

$$E_{el,Kompr} = \frac{E_{heiz}}{Q_{heiz}} \cdot 100kWh$$

$$E_{el,direkt} = \frac{E_{direkt}}{Q_{heiz}} = \frac{P_{el,defros} \cdot \Delta t_{abt}}{Q_{heiz}} \cdot 100kWh \quad (6)$$

$$E_{el,indirekt} = \frac{E_{indirekt}}{Q_{heiz}} = \frac{E_{\Delta p} + E_{\Delta T} + E_{Senke} + E_{leak}}{Q_{heiz}} \cdot 100kWh$$

mit

$$Q_{heiz} = P_{el} \cdot \varepsilon_{WP} \cdot \Delta t_{heiz} \quad (7)$$

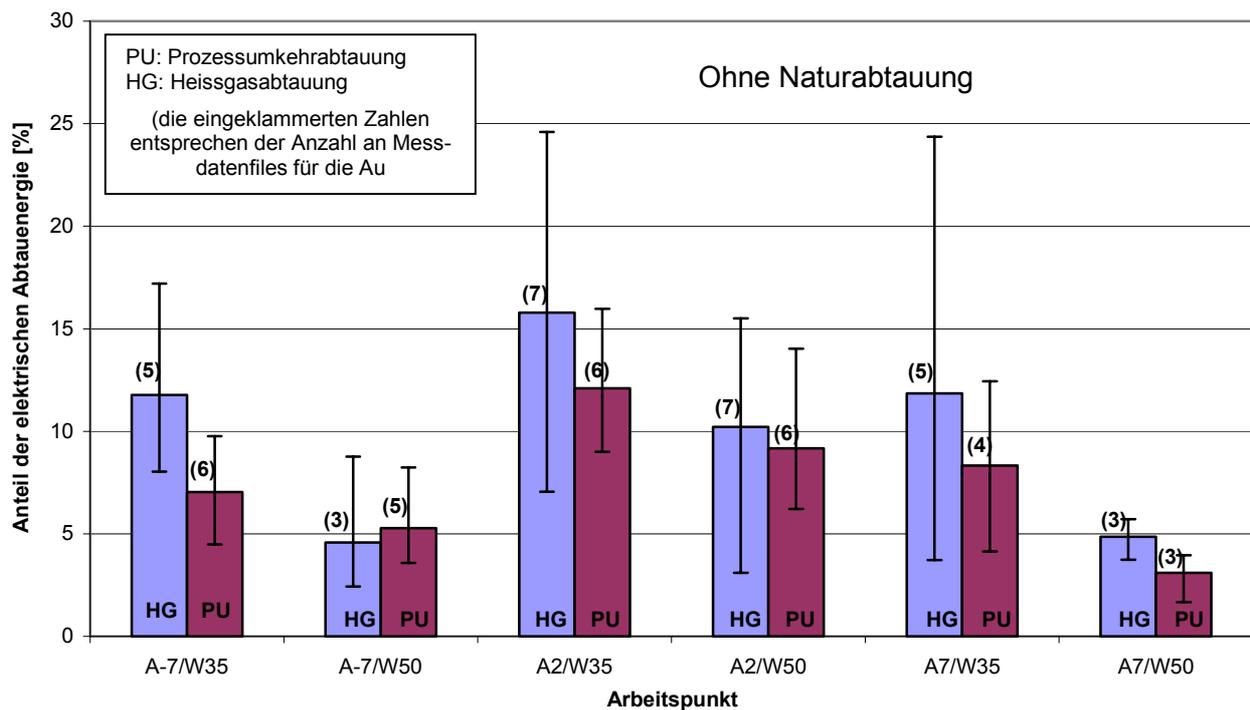


Abb. 12: Anteile des elektrischen Abtauenergieaufwandes am elektrischen Energieaufwand für den Heizbetrieb (ohne Naturabtauung)

Die elektrische Energie, die für die Abtauung eingesetzt wird, beträgt bis zu 15% der elektrischen Energieaufnahme für den Heizbetrieb. Zu diesem Ergebnis kommt man, wenn man die nachfolgende Formel für die verschiedenen Arbeitspunkte auswertet.

Anteil des elektrischen Abtauenergiebedarfs: 
$$E_{defrost,\%} = \frac{E_{defrost}}{E_{Heiz}} \cdot 100\% \quad (8)$$

Wie erwartet wird bei der Heissgasabtauung ein höherer Anteil der elektrischen Energie für die Abtauung benötigt. Der Punkt A-7/W50 ist eine Ausnahme, die wahrscheinlich auf die kleine Anzahl der vorhandenen auswertbaren Wärmepumpen in diesem Arbeitspunkt und die damit ungenügende statistische Tiefe zurückzuführen ist.

## 2.9 Elektrischer Energiebedarf für 100kWh Nutzwärme

Nachdem nun der Anteil der elektrischen Energie für die Abtauung bekannt ist, ist noch der absolute elektrische Aufwand zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme interessant.

Wie bereits erwähnt, hat die Heissgasabtauung im Arbeitspunkt A-7/W50 einen „Ausreisser“, der das Ergebnis verzerrt<sup>1</sup>. Auch in diesem Diagramm (Abb. 13) ist deutlich zu sehen, dass die Heissgasabtauung einen höheren Abtauenergiebedarf als die Prozessumkehrabtauung besitzt. Im Durchschnitt benötigt die Heissgasabtauung im Dauerbetrieb (ohne Naturabtauung) ca. 20% mehr Energie für die Abtauung als eine Wärmepumpe mit Prozessumkehrabtauung.

Wenn man die Naturabtauung berücksichtigt, wird die Differenz zwischen den beiden Abtauarten geringer, da die Aufwände durch das Vierwegventil im Heizbetrieb gleich bleiben, obwohl der Abtauaufwand kleiner wird.

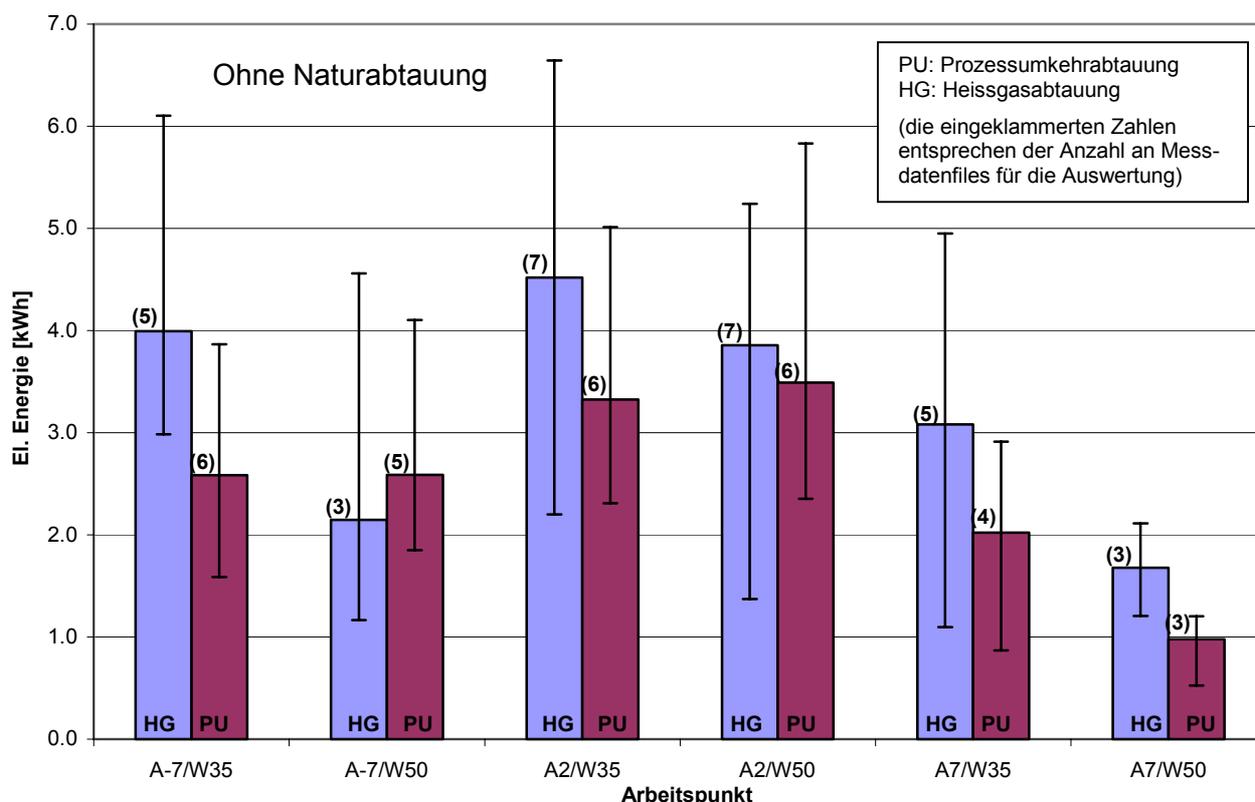


Abb. 13: Elektrischer Abtauenergieaufwand pro 100kWh Nutzwärme (ohne Berücksichtigung der Naturabtauung)

## 2.10 Vorteile und Nachteile der Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung

In mehreren Gesprächen mit Wärmepumpenherstellern sowie bei der Lektüre von Berichten über die Abtauung wurden die folgenden Probleme der beiden Abtauarten meist mehrfach erwähnt. Insgesamt ist die Umkehrung des Prozesses sicherlich mit wesentlich mehr Schwierigkeiten als die Heissgasabtauung behaftet.

<sup>1</sup> Hier zeigt sich der Nachteil der kleinen Grundmenge an Anlagen, die für die Auswertung zur Verfügung stand

### ***Vorteile bei der Heissgasabtauung***

- Die Kosten für die Herstellung der Abtaueinrichtung sind recht gering
- Die Beherrschung des Abtauprozesses (Abtausteuering) ist recht einfach
- Die thermische Beanspruchung der Komponenten ist gering

### ***Nachteile bei der Heissgasabtauung***

- Durch die geringe Heizleistung im Abtaubetrieb dauert ein Abtauvorgang unter Umständen sehr lange
- Durch die geringe Heizleistung im Abtaubetrieb ist die Wärmepumpe, bei extern induzierten Luftströmungen mit Geschwindigkeiten über 4m/s und Temperaturen unter 0°C, nicht mehr in der Lage abzutauen
- Wenn die Temperatur im Kondensator während der Abtauung sinkt, so vermindert sich auch der Hochdruck am Kompressor. Dadurch nimmt die Abtauleistung weiter ab.
- Bei einer elektrischen Zusatzheizung im Abtaukreis kann die hohe Oberflächentemperatur der Heizung zu einer Zersetzung des Kältemittels führen.
- Sind die Kältemittelleitungen sehr lang, so verliert man sehr viel Wärme, die dann für die Abtauung fehlt.
- Die Abtauung ist nicht an allen Stellen des Verdampfers gleich schnell, einzelne Eisblöcke können die Abtauung stark verlängern

### ***Vorteile bei der Prozessumkehrabtauung***

- Die Abtauleistung ist hoch, somit ist auch eine schnelle Abtauung bei extern induzierten Luftströmungen möglich.
- Der Abtauenergieverbrauch ist im Jahresschnitt etwas geringer als bei der Heissgasabtauung.
- Durch die hohe Abtauleistung kann das Eis zum Teil plattenweise von den Lamellen abfallen

### ***Nachteile bei der Prozessumkehrabtauung***

- Wenn der Wasserdurchfluss durch den Kondensator im Abtaubetrieb zu klein und die Temperatur des Wassers zu tief ist, dann sinkt die Temperatur stark ab und der Kondensator kann einfrieren und dadurch zerstört werden. Dieses Problem tritt vor allem beim Anfahren in Rohbauten oder beim Aufheizen von Häusern im Winter auf. Auch wenn ein Kanal im Plattenwärmetauscher blockiert ist, kann das eingeschlossene Wasser gefrieren und diesen Kanal aufbrechen.
- Durch die sehr grossen Temperaturschwankungen im Kondensator und Verdampfer kommt es zu Materialermüdungen und die Lötstellen werden undicht.
- Das Vierwegventil muss genau horizontal eingebaut werden und darf keinesfalls Beschädigungen aufweisen, um eine sichere Funktion zu gewährleisten.
- Durch die Kältemittelverlagerung im Abtaubetrieb kann es passieren, dass der Kompressor flüssiges Kältemittel ansaugt.
- Durch die Dampfschwadenbildung am Verdampfer während der Abtauung kann der Luftkanal nach dem Wiederstart des Heizbetriebes vereisen.
- Das abgesprengte Eis muss in der Tropfwanne geschmolzen werden, damit es abfließt.

Während die Probleme bei der Heissgasabtauung meist nur zu einer geringeren Abtauleistung der Wärmepumpe und somit zu sehr langen Abtauzyklen führen, wirken sich einige Probleme bei der Prozessumkehr negativ auf die Lebensdauer aus oder können gar zu einem Defekt der Anlage führen.

## 2.11 Abtaubedarf unter Berücksichtigung der Naturabtauung

Bei der Typenprüfung in Töss wird im Dauerbetrieb getestet, d.h. die Messungen werden im stationären Betrieb bei Vollast durchgeführt. Dies entspricht den Bedingungen im Feld nur teilweise. Dadurch wird der Effekt der Naturabtauung vernachlässigt. Da sich die Naturabtauung energetisch aber nicht gleich auf die Heissgasabtauung und die Prozessumkehrabtauung auswirkt, muss sie für einen fairen Vergleich berücksichtigt werden. Die Naturabtauung wirkt sich auf den Abtaubedarf einer Anlage mit Heissgasabtauung positiver aus, da die indirekten Aufwände bei Anlagen mit Prozessumkehrabtauung auf einen geringeren direkten Abtauaufwand stossen und somit höher bewertet werden. Im folgenden Diagramm sind die Heissgasabtauung und die Prozessumkehrabtauung sowohl mit, als auch ohne Berücksichtigung der Naturabtauung aufgetragen.

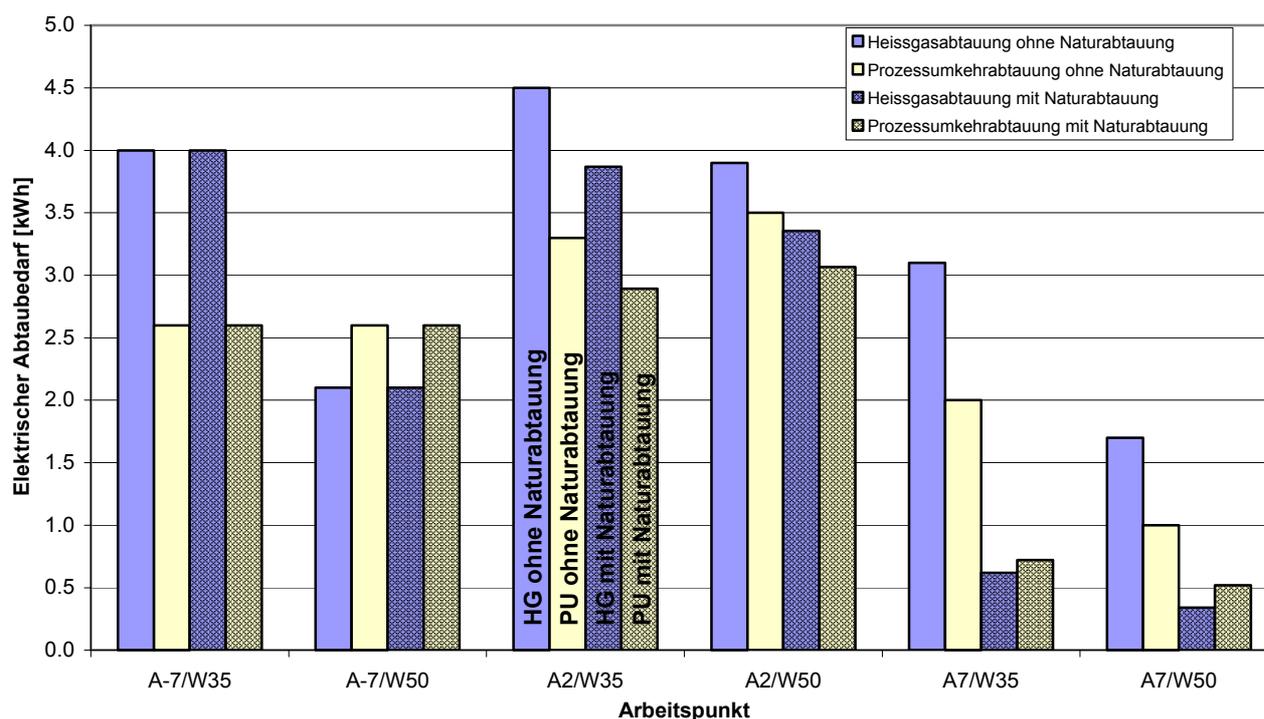


Abb. 14: Elektrischer Abtaubedarf zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme unter Berücksichtigung der Naturabtauung

Die Wirkung der Naturabtauung wird erst bei höheren Quellentemperaturen spürbar. Während der durchschnittliche Anteil der Naturabtauung bei einer Quellentemperatur von 2°C noch bei 14% liegt, ist er bei 7°C Lufttemperatur bereits bei 80%. Die Berechnung dieser Werte ist im folgenden Kapitel dargestellt. Der Wert für die Naturabtauung setzt sich zusammen aus der durchschnittlichen Stillstandszeit im Feld und der ermittelten Naturabtauung im Laborversuch.

## 2.12 Abtaubedarf im Jahresdurchschnitt unter Berücksichtigung der Naturabtauung

Um eine Kenngrösse zu erhalten, die die Abtauung mittels Prozessumkehr und die Heissgasabtauung miteinander fair vergleicht, muss einerseits die Naturabtauung berücksichtigt werden und andererseits eine Gewichtung des Abtaubedarfs mit der Umgebungstemperatur während der Heizperiode vorgenommen werden. Aus diesem Grund wurde die aufsummierte Laufzeit von zwei Wärmepumpen<sup>1</sup> über der Aussentemperatur aufgetragen<sup>2</sup> (Abb. 15). Die Laufzeiten wurden über mehrere Jahre aufgezeichnet und für die Auswertung auf den Wert 1 normiert. Während die eine Anlage sowohl für Heizung als auch für Brauchwarmwassererzeugung eingesetzt wird, wird die andere Wärmepumpe nur für Heizzwecke verwendet.

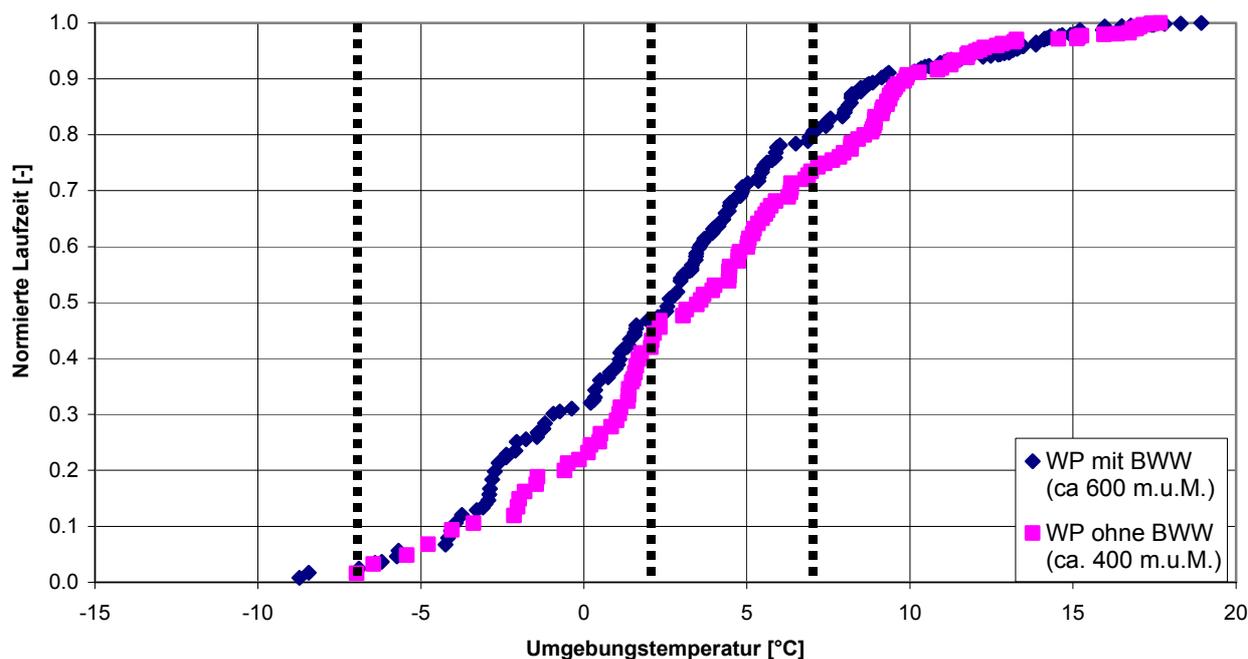


Abb. 15: Summierte Laufzeit in Abhängigkeit der Aussentemperatur

An den punktiert eingezeichneten Arbeitspunkten, wurden in den vorhergehenden Kapiteln die Kennzahlen berechnet. Diese werden nun mit der Häufigkeit des Betriebs in diesem Arbeitspunkt gewichtet. Die Auswertung wird sowohl für eine Warmwassertemperatur von 35°C als auch für 50°C durchgeführt.

Die Zuordnung der Arbeitspunkte zu den Laufzeiten sieht folgendermassen aus:

Arbeitspunkt	Temperaturbereich [°C]	Summierte Laufzeit [-]	Anteil an der Gesamtlaufzeit [%]
A-7	< -2.5	0.18	18
A2	-2.5 bis 4.5	0.63	45
A7	4.5 bis 8	0.87	24
	> 8	1.00	13 <sup>3</sup>

Tab. 1: Anteil der Laufzeit für die Arbeitspunkte A-7, A2 und A7

<sup>1</sup> Eine der untersuchten Anlagen steht im Rheintal (SG, 400m.u.M), die andere Wärmepumpe steht im Appenzell (600m.u.M)

<sup>2</sup> Die Daten stammen aus der Untersuchung FAWA (Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen [17]), die im Auftrag des BFE an einer grossen Anzahl von installierten Wärmepumpen die Qualität von Anlagen im Feld untersucht.

<sup>3</sup> Bei der Prozessumkehr entstehen auch bei hohen Quellentemperaturen indirekte Aufwände

Der Anteil der Naturabtauung kann aus den Ergebnissen der Kapitel 5 und 6 berechnet werden. Kapitel 5 gibt den Anteil der Naturabtauung in Abhängigkeit von Quelltemperatur und Stillstandszeit bei der im Laborversuch untersuchten Wärmepumpe an. Die Stillstandszeiten aus der Praxis, die in einer Feldmessung erhoben wurden, sind im Kapitel 6 zu finden. Durch die Verknüpfung dieser beiden Daten wird im folgenden die Naturabtauung bestimmt.

Arbeitspunkt (Lufttemperatur)		A-7	A2	A7
Mittlere Stillstandszeit	[h]	0	2.0	4.1
Anteil Naturabtauung bei dieser Stillstandszeit	[%]	0	14	80

Tab. 2: Anteil der Naturabtauung in den verschiedenen Arbeitspunkten

			A-7/W35	A2/W35	A7/W35	Keine Abtauung	Jahrestotal
<b>HG</b>	Laufzeitanteil	[%]	18	45	24	13	<b>100</b>
	Anteil Naturabtauung	[%]	0	14	80	0	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh}}$	[kWh]	4.00	4.50	3.10	0.00	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{Nat.}}$	[kWh]	4.00	3.87	0.62	0.00	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{Nat.},\text{gew.}}$	[kWh]	0.72	1.74	0.15	0.00	<b>2.6</b>
<b>PU</b>	Laufzeitanteil	[%]	18	45	24	13	<b>100</b>
	Anteil Naturabtauung	[%]	0	14	80	0	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{direkt}+\text{Senke}}$	[kWh]	2.00	2.90	1.60	0.00	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{leak},\text{dp},\text{dT}}$	[kWh]	0.60	0.40	0.40	0.40	
	$E_{100\text{kWh}}$	[kWh]	2.60	3.30	2.00	0.40	
	$E_{100\text{kWh},\text{Nat.}}$	[kWh]	2.60	2.89	0.72	0.40	
	$E_{100\text{kWh},\text{Nat.},\text{gew.}}$	[kWh]	0.47	1.30	0.17	0.05	<b>2.0</b>

Tab. 3: Gewichteter elektrischer Abtaubedarf, um 100kWh Nutzwärme zu erzeugen, unter Berücksichtigung der Naturabtauung (bei 35°C Senktemperatur)

			A-7/W50	A2/W50	A7/W50	Keine Abtauung	Jahrestotal
<b>HG</b>	Laufzeitanteil	[%]	18	45	24	13	<b>100</b>
	Anteil Naturabtauung	[%]	0	14	80	0	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh}}$	[kWh]	2.10	3.90	1.70	0.00	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{Nat.}}$	[kWh]	2.10	3.35	0.34	0.00	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{Nat.},\text{gew.}}$	[kWh]	0.38	1.51	0.08	0.00	<b>2.0</b>
<b>PU</b>	Laufzeitanteil	[%]	18	45	24	13	<b>100</b>
	Anteil Naturabtauung	[%]	0	14	80	0	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{direkt}+\text{Senke}}$	[kWh]	1.90	3.00	0.50	0.00	
	$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{leak},\text{dp},\text{dT}}$	[kWh]	0.70	0.50	0.50	0.50	
	$E_{100\text{kWh}}$	[kWh]	2.60	3.50	1.00	0.50	
	$E_{100\text{kWh},\text{Nat.}}$	[kWh]	2.60	3.08	0.60	0.50	
	$E_{100\text{kWh},\text{Nat.},\text{gew.}}$	[kWh]	0.47	1.39	0.14	0.07	<b>2.1</b>

Tab. 4: Gewichteter elektrischer Abtaubedarf, um 100kWh Nutzwärme zu erzeugen, unter Berücksichtigung der Naturabtauung (bei 50°C Senktemperatur)

Eine Zeichenerklärung für die in Tab. 3 und Tab. 4 verwendeten Bezeichnungen befindet sich auf der folgenden Seite.

**Zeichenerklärung:**

$E_{\text{abt},100\text{kWh}}$	Elektrischer Energiebedarf für die Abtauung zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme
$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{Nat.}}$	El. Abtauenergiebedarf für 100kWh Nutzwärme unter Berücksichtigung der Naturabtauung
$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{Nat,gew.}}$	Gewichteter el. Abtauenergiebedarf für 100kWh Nutzwärme unter Berücksichtigung der Naturabtauung
$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{direkt+Senke}}$	El. Abtauenergiebedarf (direkter Aufwand und Aufwand zur Kompensation der Wärmeverluste) zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme
$E_{\text{abt},100\text{kWh},\text{leak, dp, dT}}$	El. Abtauenergiebedarf (Aufwand zur Kompensation der Druckverluste, des Wärmedurchgangs und der Leckage) zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme

Der Vergleich zwischen Heissgasabtauung und Abtauung mittels Prozessumkehr ist nun sehr einfach. Die Heissgasabtauung benötigt im Jahresschnitt zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme bei einer Senktemperatur von 35°C 2.6 kWh elektrische Energie und bei einer Senktemperatur von 50°C 2.0 kWh elektrische Energie für die Abtauung. Die Abtauung mit Prozessumkehr hingegen benötigt bei einer Senktemperatur von 35°C nur 2.0 kWh elektrische Energie und bei einer Senktemperatur von 50°C 2.1 kWh elektrische Energie. Das bedeutet, dass die Prozessumkehr bei tiefen Senktemperaturen eine Energieersparnis bringt, während bei hoher Senktemperatur beide Varianten gleichauf liegen.

Die Ergebnisse für den Abtaubedarf im Jahresschnitt beruhen auf den Erhebungen für die Naturabtauung und die Stillstandszeiten in den Kapiteln 5 und 6. Da die Ergebnisse des Kapitels 5 an sich nur genau für jene Wärmepumpe gilt, die in den Labormessungen untersucht wurde, handelt es sich bei den in diesem Kapitel genannten Ergebnissen um eine Schätzung. Absolut gesehen können sich die Werte für den elektrischen Abtauenergiebedarf noch ändern, auf den Vergleich der beiden Verfahren wird dies jedoch nur wenig Einfluss haben.

## 3. Messungen an 2 Vierwegventilen

Bei Wärmepumpen mit einer Prozessumkehrabtauung wird für die Abtauung ein Vierwegventil benötigt. Durch den Einbau dieses Ventils kommt es im Heizbetrieb der Anlage zu einer Kältemittelleckage von der Druck- zur Saugleitung und einem Wärmedurchgang zwischen Hoch- und Niederdruckseite, sowie zu einem zusätzlichen Druckabfall in der Saug- und Druckleitung. Diese Faktoren wirken sich negativ auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe aus. Um die indirekten Aufwände durch den Einbau eines Vierwegventils in die Wärmepumpe beurteilen zu können, werden folgende Grössen auf einem Prüfstand gemessen:

- Druckverlust auf der Hochdruckseite
- Druckverlust auf der Niederdruckseite
- Wärmedurchgang von der Hoch- zur Niederdruckseite
- Leckage von der Hoch- zur Niederdruckseite

Diese Messung soll möglichst realitätsnah durchgeführt werden, d.h. die Messungen sollen im Betrieb einer Kältdampfanlage durchgeführt werden, damit der Einfluss des Öls und der verschiedenen Temperaturen mitgemessen wird.

Um den Leistungsbereich aller untersuchten Wärmepumpen abzudecken, wurden 2 Vierwegventile<sup>1</sup> mit unterschiedlichen Leistungsbereichen untersucht. Es handelt sich hierbei um die Ventile RANCO V6-2103, mit einem Nennleistungsbereich  $Q_N$  von 3,5kW bis 19,3kW, und V10-2750 mit einem Nennleistungsbereich von 9,6kW bis 33,4kW. Weitere Daten der Vierwegventile sind in einer Tabelle auf Seite 80 zusammengefasst. Mit Hilfe dieser Ventile wird auch der Leistungsbereich jener Wärmepumpen abgedeckt, die im Zuge dieses Projektes untersucht wurden. Für den Versuch wurde ein Prüfstand aufgebaut (siehe Abb. 17 und Abb. 18).

### 3.1 Methodik, Prüfstand

Um ein möglichst breites Band an Ergebnissen zu erhalten, wird eine grosse Variationsbreite der Einstellparameter benötigt. Am Prüfstand können folgende Grössen verändert werden:

- Das **Druckverhältnis**  $\pi$  zwischen End- und Saugdruck kann mittels Drosselventil eingestellt werden.
- Der **Saugdruck**  $p_1$  des Kompressors wird durch die Verdampfungstemperatur des Kältemittels in einem Flüssigkeitssammler bestimmt, der mittels Kryostat stabil auf einer bestimmten Temperatur gehalten wird.
- Der Kältemittelumlauf wird über die variable **Drehzahl des Verdichters** eingestellt. Da der Verdichter<sup>2</sup> zusätzlich im Rechts- und Linkslauf ein unterschiedliches Hubvolumen besitzt kann ein sehr breiter Massenstrombereich des Kältemittels erreicht werden.
- Die Saugtemperatur wird mittels des Wasserdurchflusses am Gaskühler eingestellt.

Die Datenerfassung wurde mit einem HP-Datenlogger und einem Messprogramm in Labview realisiert. Die Erfassung des wasserseitigen Wärmestromes am Wärmetauscher erfolgt direkt über einen Wärmezähler der Marke AQUAMETRO CALEC Light. Als Kompressor dient das Modell Bristol TS, ein Verdichter, der im Rechtslauf ein theoretisches Hubvolumen von 11,2m<sup>3</sup>/h und im Linkslauf ein theoretisches Hubvolumen von 6.7m<sup>3</sup>/h aufweist. Als Kältemittel wurde R22 verwendet.

Die genaue Auswertemethodik und der Messplan findet sich ebenso wie die Kalibrierung der Messinstrumente im Anhang (Kapitel A.2).

<sup>1</sup> Es werden die in der Schweiz am häufigsten verkauften Modelle verwendet (RANCO)

<sup>2</sup> Als Verdichter wird der Hubkolbenkompressor Bristol TS verwendet

### 3.2 Messaufbau und Messstellenplan des Vierwegventilprüfstands

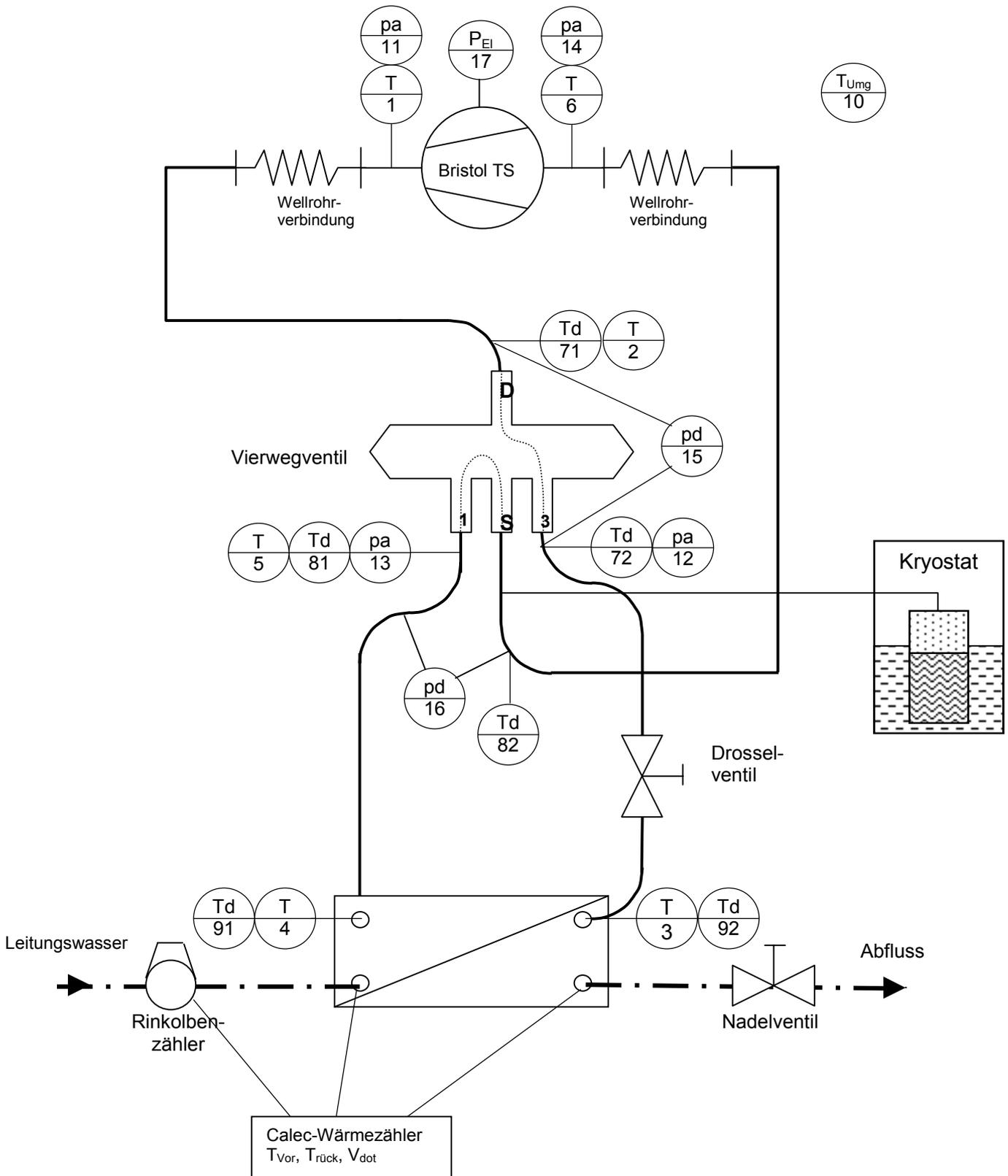


Abb. 16: Messanordnung für den Vierwegventilprüfstand

**Messstellenplan:**

Bez	Beschreibung	Messprinzip	Ungenauigkeit
T <sub>1</sub>	Temperatur des Heissgases	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
T <sub>2</sub>	Temp. am hochdruckseitigen Einlass des Vierwegventils	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
T <sub>3</sub>	Temperatur am Wärmetauschereintritt	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
T <sub>4</sub>	Temperatur am Wärmetauscheraustritt	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
T <sub>5</sub>	Temp. am Niederdruck-Einlass des Vierwegventils	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
T <sub>6</sub>	Temperatur des Sauggases	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
T <sub>71</sub> T <sub>72</sub>	Differenztemperatur zwischen Einlass und Auslass auf der Hochdruckseite des Vierwegventils	Thermoelement ΔT-Schaltung	± 0,1°C (10-150°C)
T <sub>81</sub> T <sub>82</sub>	Differenztemperatur zwischen Einlass und Auslass auf der Niederdruckseite des Vierwegventils	Thermoelement ΔT-Schaltung	± 0,1°C (10-150°C)
T <sub>91</sub> T <sub>92</sub>	Differenztemperatur zwischen Einlass und Auslass des Wärmetauschers auf der Niederdruckseite	Thermoelement ΔT-Schaltung	± 0,1°C (10-150°C)
T <sub>10</sub>	Umgebungstemperatur	Thermoelement	± 0,5°C (10-150°C)
pa <sub>11</sub>	Hochdruck am Kompressor	Piezoresistiv	± 0,3bar (0-30bar)
pa <sub>12</sub>	Druck am hochdruckseitigen Vierwegventilauslass	Piezoresistiv	± 0,3 bar (0-30bar)
pa <sub>13</sub>	Druck am niederdruckseitigen Vierwegventileinlass	Piezoresistiv	± 0,1 bar (0-10bar)
pa <sub>14</sub>	Saugdruck am Kompressor	Piezoresistiv	± 0,1bar (0-10bar)
pd <sub>15</sub>	Differenzdruck am Vierwegventil hochdruckseitig	Piezoresistiv	± 1mbar (0-100mbar)
pd <sub>16</sub>	Differenzdruck am Vierwegventil niederdruckseitig	Piezoresistiv	± 0,2mbar (0-20mbar)
P <sub>17</sub>	Elektrische Aufnahmeleistung des Kompressors	Wattmeter	± 0.5% v.MW
Q <sub>18</sub>	Wärmezähler mit 2 PT100 und einer Wasseruhr	Wärmezähler	± 0.5% v.MW

Tab. 5: Bezeichnung der Messstellen des Vierwegventilprüfstandes

**Bilder des Messaufbaus**

Abb. 17: Vierwegventil am Prüfstand mit den Druck- und Temperaturmessstellen

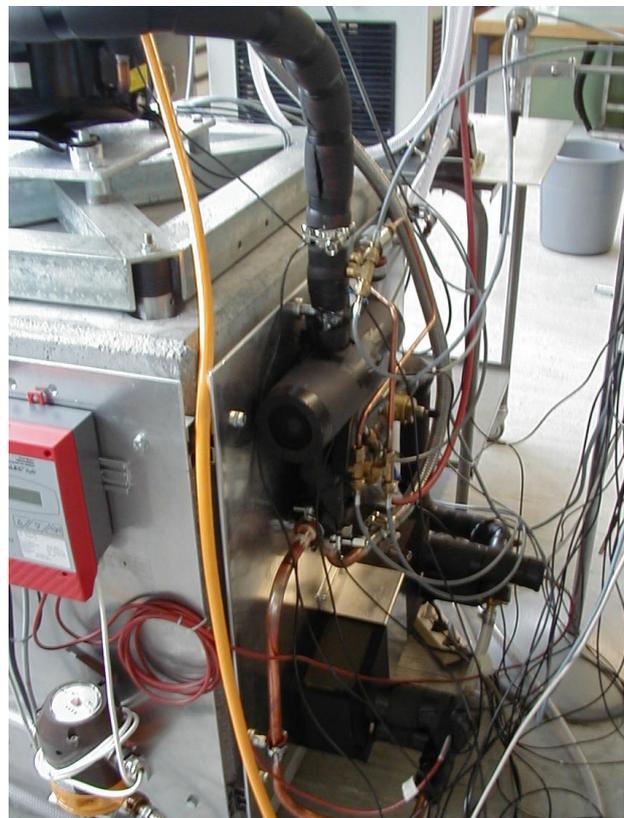


Abb. 18: Fertig aufgebauter und isolierter Vierwegventilprüfstand

### Zustandsverlauf des Vierwegventilprüfstandes im p-h-Diagramm

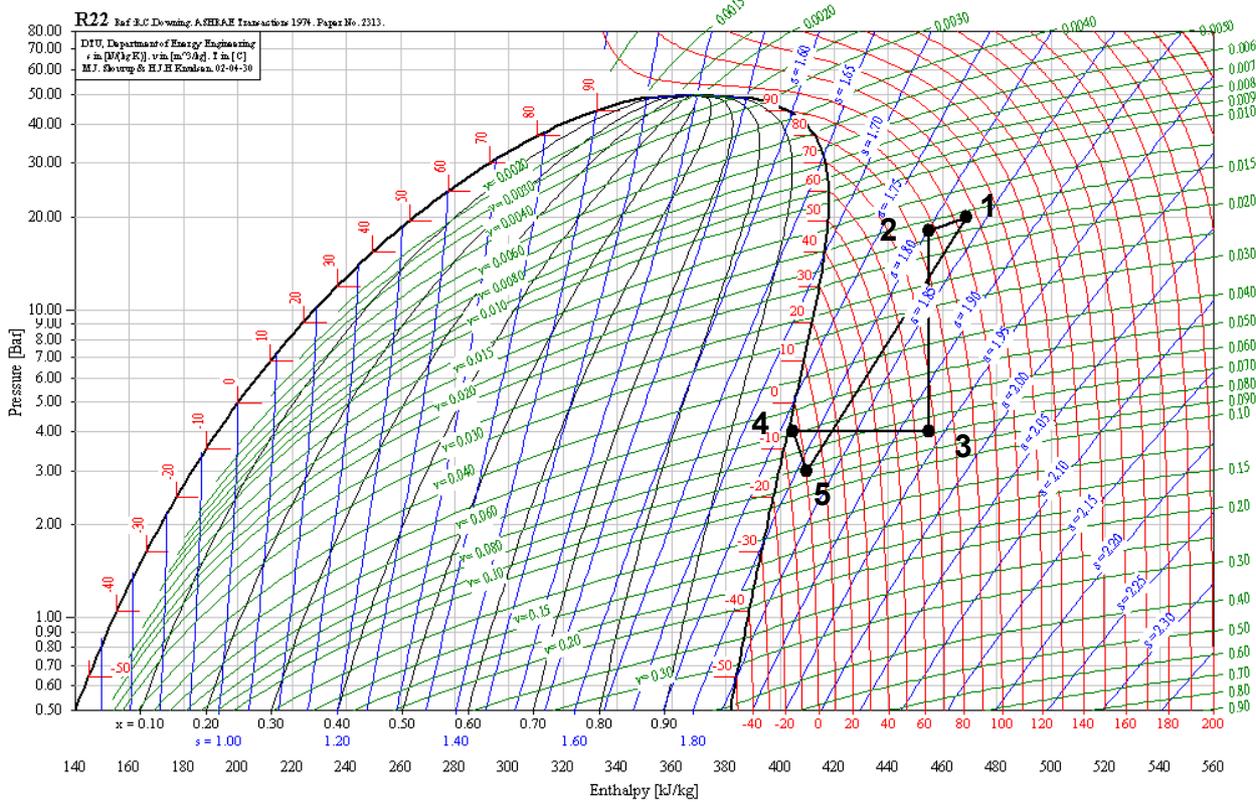


Abb. 19: Kältemittelkreislauf des Vierwegventilprüfstandes

#### Beschreibung des Kältemittelkreislaufs

Arbeitspunkt	
1	Hochdruckseitiger Kompressorausgang
1 -> 2	Druckabfall und Temperaturabnahme durch das Vierwegventil
2	Hochdruckseitiger Ausgang des Vierwegventils
2 -> 3	Druckabfall durch das Drosselventil des Prüfstandes
3	Wärmetauschereingang
3 -> 4	Temperaturabnahme im Wärmetauscher
4	Wärmetauscherausgang
4 -> 5	Druckverlust und Temperaturzunahme durch das Vierwegventil
5	Saugseitiger Kompressoreingang
5 -> 1	Verdichtung des Kältemittels im Kompressor

Tab. 6: Bezeichnung der Arbeitspunkte des Vierwegventilprüfstandes

Um allgemeine Zusammenhänge zu erhalten, haben wir die Druckverlustbeiwerte auf die Reynoldszahl bezogen. Die genaue Umrechnung befindet sich im Anhang.

### 3.3 Auswertung der Messergebnisse

Die Messwerte und theoretischen Berechnungen zur Verifikation der Ergebnisse sowie die Kalibrierung der verwendeten Messfühler sind im Anhang zu finden. Die mathematischen Zusammenhänge für die Berechnungen und die Fehlergrenzen sind im Anhang auf den Seiten 80 bis 85 zu finden. In den folgenden Diagrammen beziehen sich die Reynoldszahlen immer auf den Durchmesser der jeweiligen Einlässe des Vierwegventils.

#### Druckverlust und Druckverlustbeiwert auf der Niederdruckseite

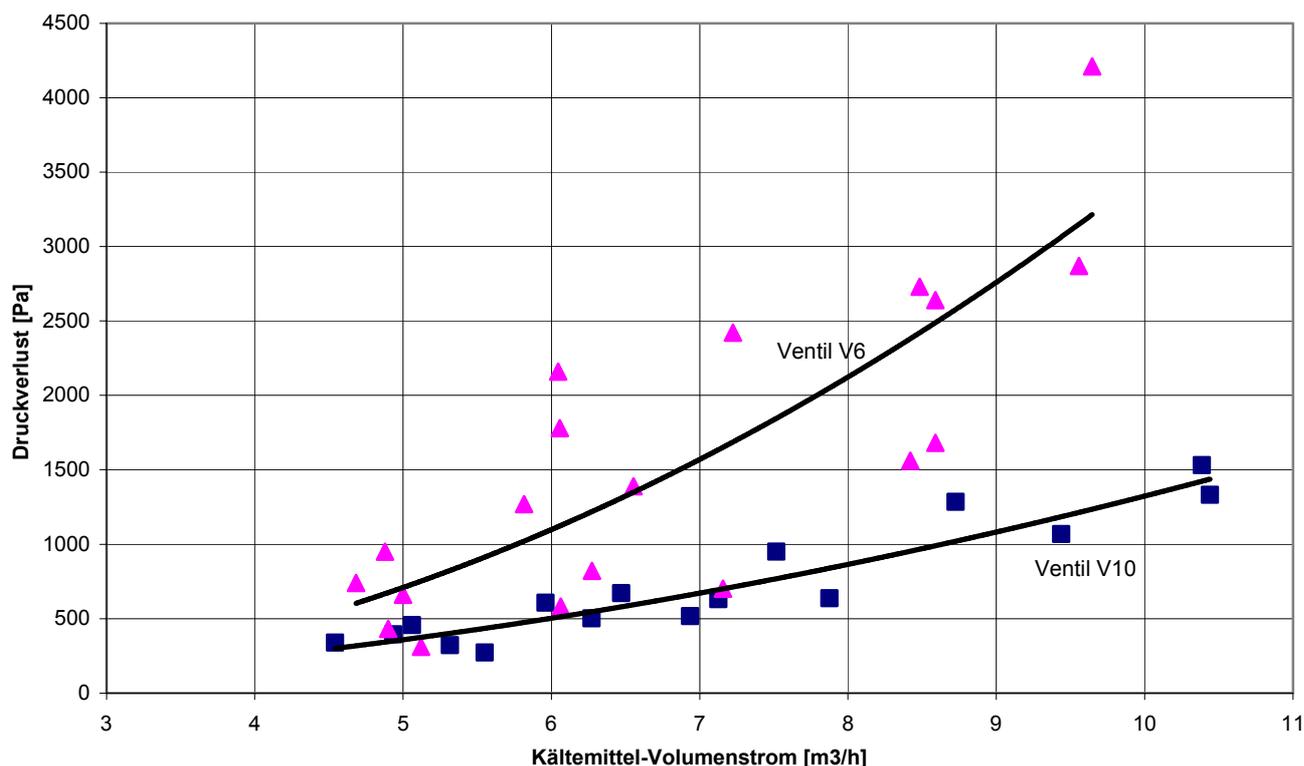


Abb. 20: Saugseitiger Druckverlust der beiden Vierwegventile

Der Druckverlust auf der Niederdruckseite ist wie erwartet sehr klein. Durch die kleinere Bauform des Vierwegventils V6 sind die Druckabfälle bei diesem Ventil grösser als beim Typ V10. (Obwohl der Anschlussdurchmesser beider Ventile auf der Niederdruckseite gleich gross ist, ist der innere Aufbau verschieden.)

Die Streuung der Messwerte ist auf den ersten Blick beim Ventil V6 sehr gross. Beim Ventil V6 wurden mehrere Arbeitspunkte untersucht, die am Rand des Einsatzbereiches liegen (sehr hohe und sehr kleine Druckverhältnisse zwischen Hochdruck und Niederdruckseite). Aus diesem Grund ist die Streuung der Druckverlustmesspunkte des Vierwegventils V6 in Abb. 20 viel grösser als beim Ventil V10.

Die sehr unterschiedlichen Randbedingungen (Temperatur, Druck, Kompressordrehzahl) werden in der Reynoldszahl berücksichtigt. Die Reynoldszahl für den Druckverlustbeiwert in Abb. 21 wurde für die Berechnungen auf der Niederdruckseite auf den Durchmesser des saugseitigen Kältemittelanschlusses bezogen, der bei beiden Ventiltypen gleich gross ist. Aus diesem Grund sind die Druckverlustbeiwerte der beiden Ventile vergleichbar.

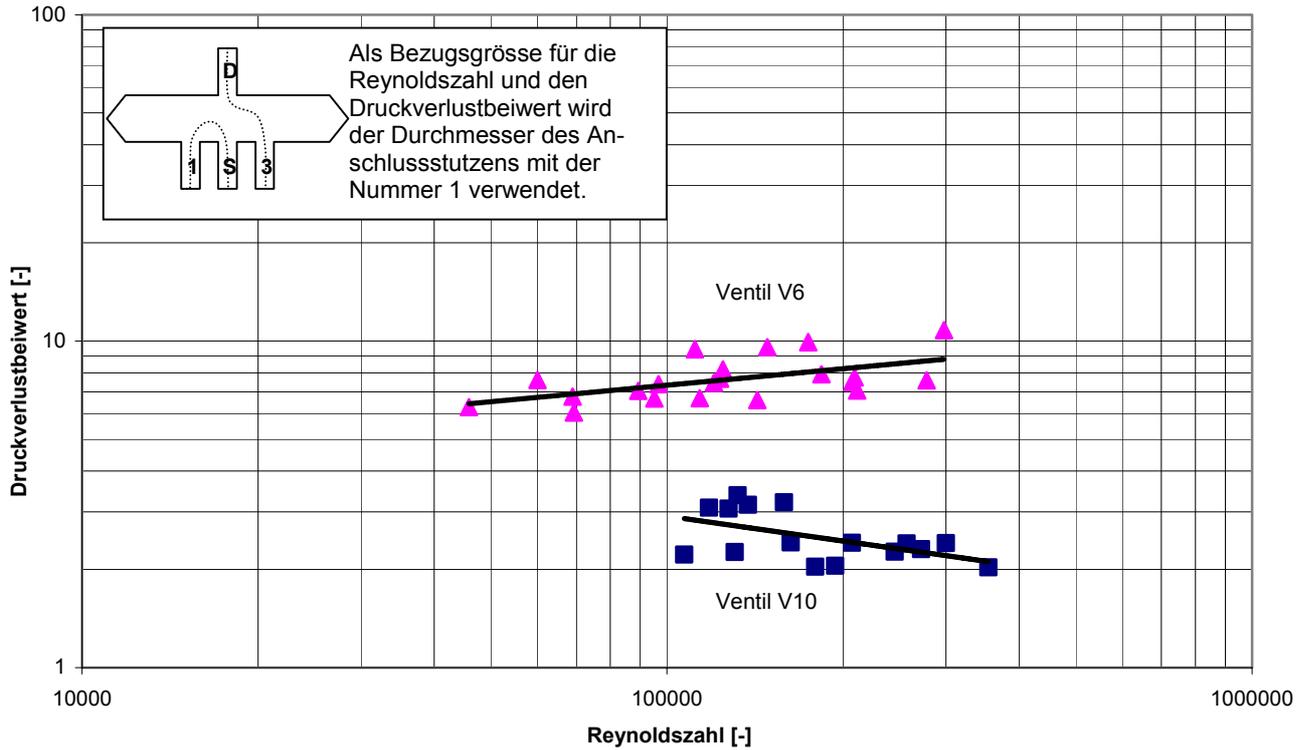


Abb. 21: Saugseitiger Druckverlustbeiwert (Der Anstieg des Druckverlustbeiwertes beim Ventil V6 ist eher ungewöhnlich)

**Druckverlust und Druckverlustbeiwert auf der Hochdruckseite**

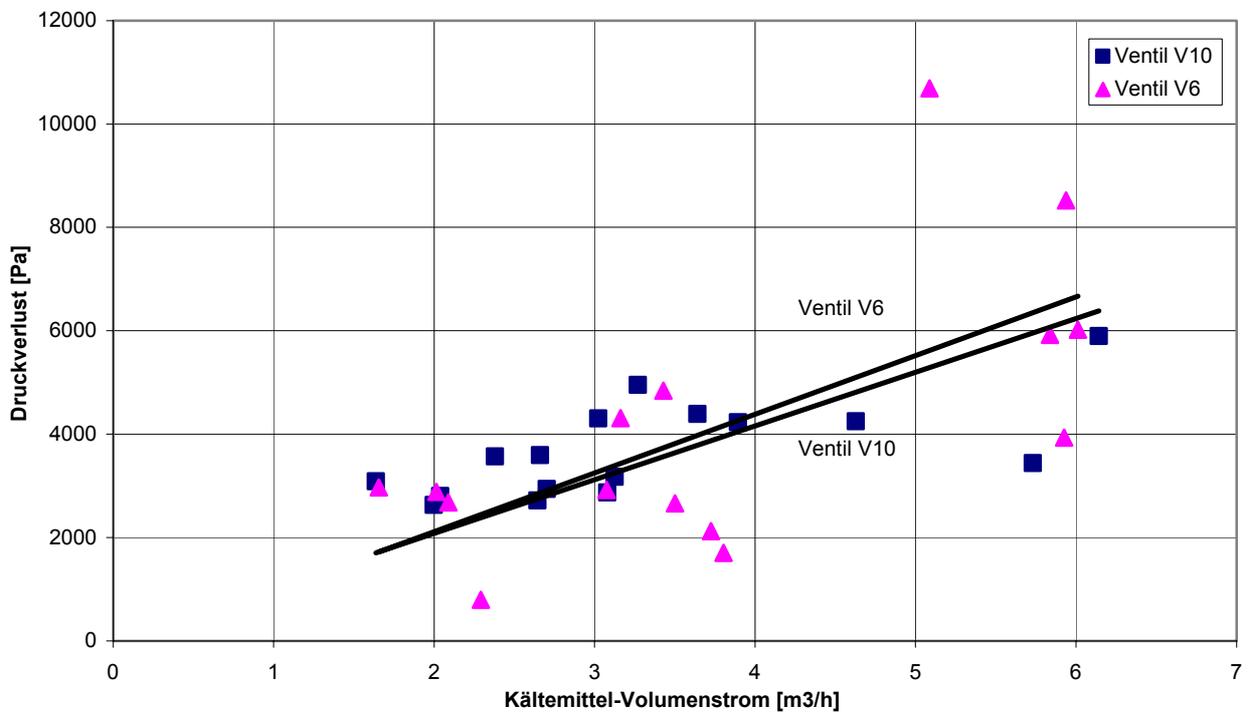


Abb. 22: Hochdruckseitiger Druckverlust

Auf der Hochdruckseite ist beinahe keine Differenz zwischen dem absoluten Druckverlust der beiden Ventile zu sehen.

Der Druckverlustbeiwert der beiden Ventile ist allerdings sehr unterschiedlich. Dies kommt daher, dass der Rohrdurchmesser, auf den sich die Berechnung des Beiwertes bezieht im Falle des Ventils V6 nur  $\frac{1}{2}$ " im Gegensatz zu  $\frac{3}{4}$ " beim Ventil V10 beträgt.

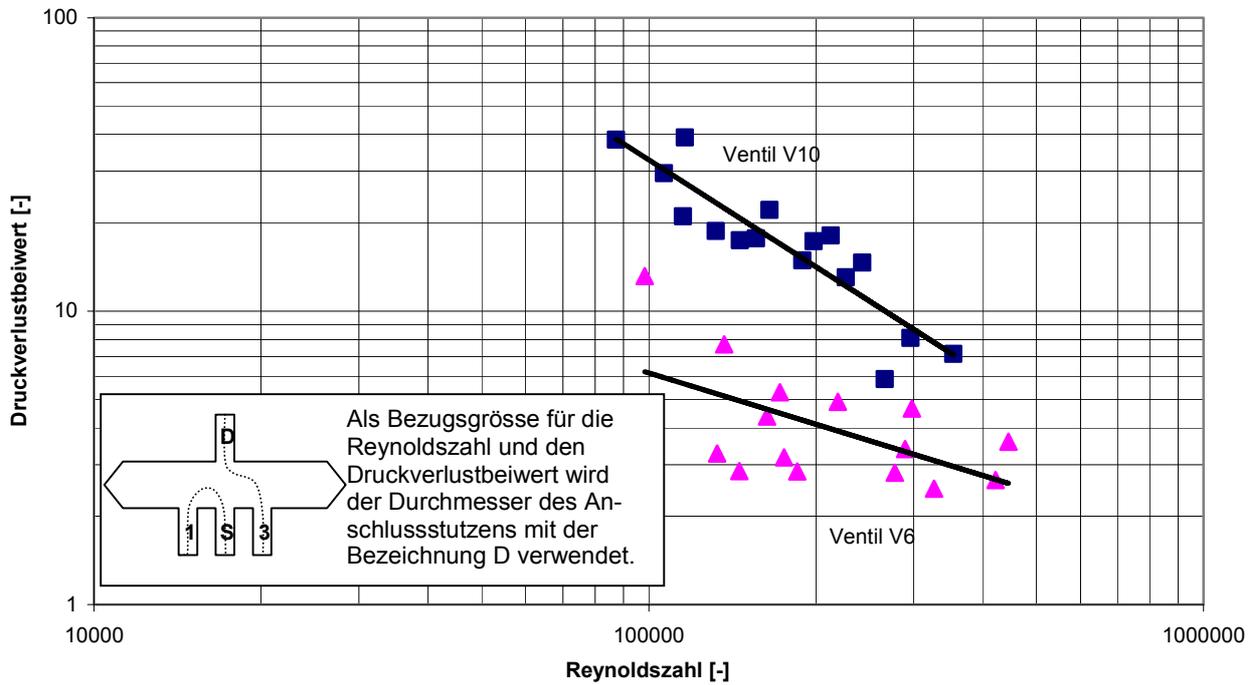


Abb. 23: Hochdruckseitiger Druckverlustbeiwert der Vierwegventile

### Wärmedurchgang zwischen Hochdruck und Niederdruckseite

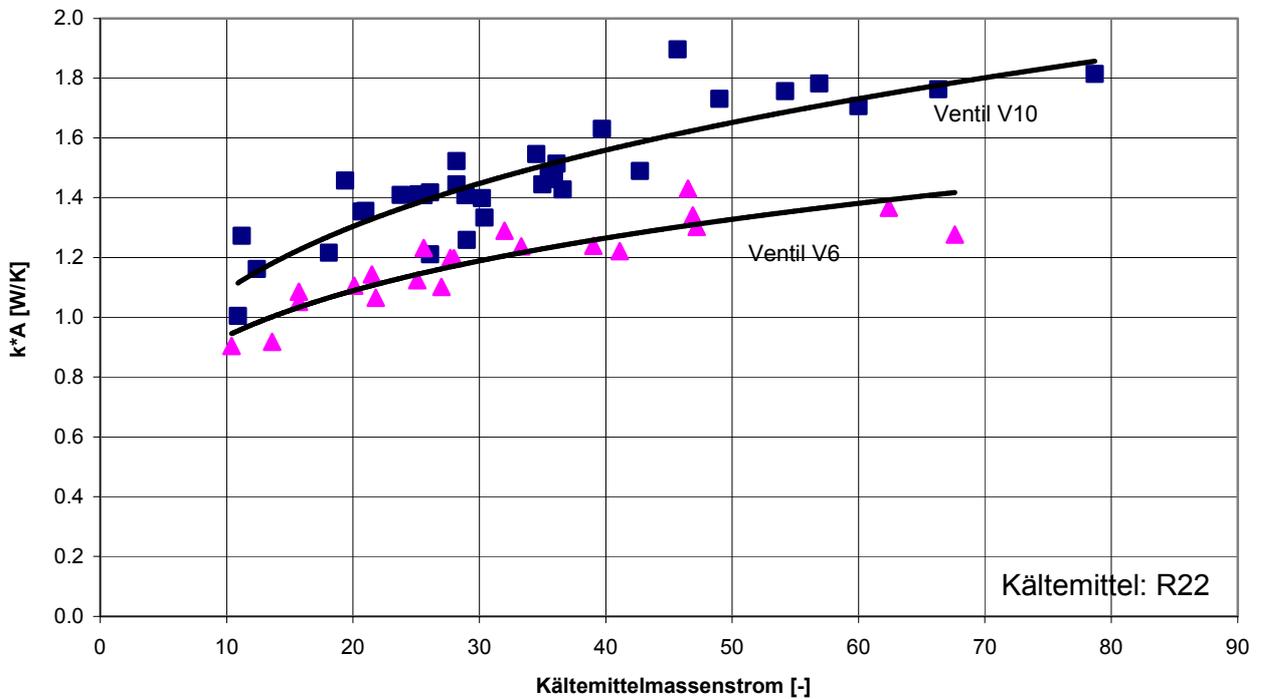


Abb. 24: Wärmedurchgang von der Hochdruck- zur Niederdruckseite des Vierwegventils

Der Wärmedurchgang des Ventils V10 ist auf Grund der grösseren Oberfläche grösser als beim Ventil V6. Insgesamt ist die Temperaturabnahme des Heissgases (bzw. die Temperaturzunahme des Sauggases) recht hoch. In den Versuchen wurden Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Ausgang von bis zu 7°C gemessen. Massgebend für diesen Umstand ist die Konstruktion des Ventils. Es besteht im Prinzip aus einem Kupferrohrbogen, der innen vom Sauggas und aussen vom Heissgas umströmt wird.

### Leckage zwischen Hochdruck und Niederdruckseite

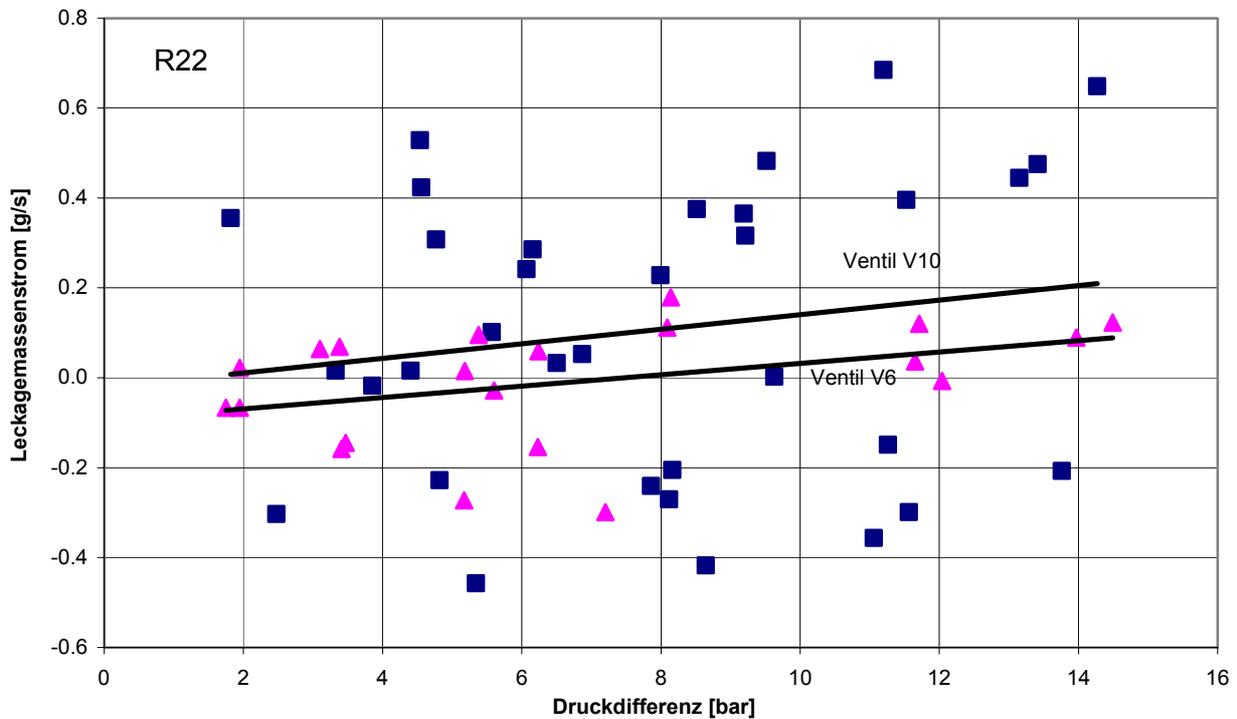


Abb. 25: Leckagemassenstrom zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite, abgeleitet aus der Energiebilanz des Vierwegventils.

Methodisch wurde die Leckagerate zu Beginn aus der Energiebilanz des Vierwegventils bestimmt. Die Streuung der Messwerte bei dieser Art der Leckagebestimmung ist für eine sichere Auswertung zu gross. Dies ist damit zu erklären, dass der Leckagemassenstrom weniger als 0.5% des Kältemittelmassenstroms ausmacht. Auch die hohe Messgenauigkeit durch eine Differenztemperaturmessung (anstatt einer absoluten Messung) reicht für die Auswertung nicht aus. Die Messwerte liegen zwar im erwarteten Bereich (laut Hersteller ist die Leckage ca. 0.12 g/s bei einer Druckdifferenz von 10bar), sind allerdings für eine Auswertung zu unsicher. Aus diesem Grund wird die Leckage in einem einfachen Zusatzversuch direkt bestimmt, indem auf der Hochdruckseite ein Druck angelegt wird und auf der Niederdruckseite die Menge des austretenden Kältemittels gemessen wird. Der Vorteil dieser Methode liegt darin, dass auch der Öleinfluss berücksichtigt ist.

### 3.4 Direkte Messung der Leckage

Bei der direkten Leckagemessung wird auf der Hochdruckseite des Vierwegventils ein Druck  $p_{a2}$  angelegt. Da die Ausgänge 1 und 3 verschlossen sind (siehe Abb. 26), gelangt das Kältemittel, das durch die Leckage auf die Niederdruckseite strömt zum Ausgang S des Ventils. Dort kann nun der Volumenstrom mit einem Rotameter gemessen werden. Als Gas wird Stickstoff ab Flasche auf Grund der sehr einfachen Druckeinstellung verwendet. Mit dem Kältemittel R22 durchgeführte Versuche zeigen, dass die Messwerte mit Stickstoff gleiche Grössenordnung haben wie die Messwerte mit dem Kältemittel R22 (siehe Anhang A.2).

Der Einfluss von Öl auf die Dichtheit des Ventils wird bei der direkten Leckagemessung ebenfalls erfasst. Kältemittelöl führt dazu, dass das Ventil dichter wird, die Auswirkungen sind aber recht gering. Die entsprechenden Diagramme befinden sich im Anhang A.2.

**Messaufbau:**

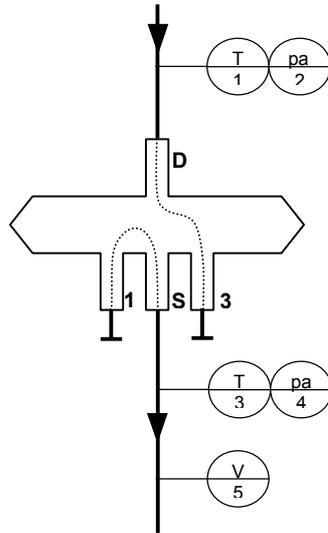


Abb. 26: Messanordnung zur Direktmessung der Leckage

**Messstellenplan:**

Bez.	Beschreibung	Prinzip	Ungenauigkeit
T <sub>1</sub>	Temperatur am Kältemiteleintritt	Thermoelement Typ K	± 0,5°C (10-150°C)
pa <sub>2</sub>	Druck am Kältemiteleintritt	Piezoelektrisch	±1% (0-30 bar a)
T <sub>3</sub>	Temperatur am Kältemittelaustritt	Thermoelement Typ K	± 0,5°C (10-150°C)
pa <sub>4</sub>	Druck am Kältemittelaustritt	Piezoelektrisch	±1% (0-10 bar a)
V <sub>5</sub>	Volumenstrom am Kältemittelaustritt	Rotameter	± 2% (0 – 16 l/h)

Tab. 7: Messstellenplan für die direkte Leckagemessung

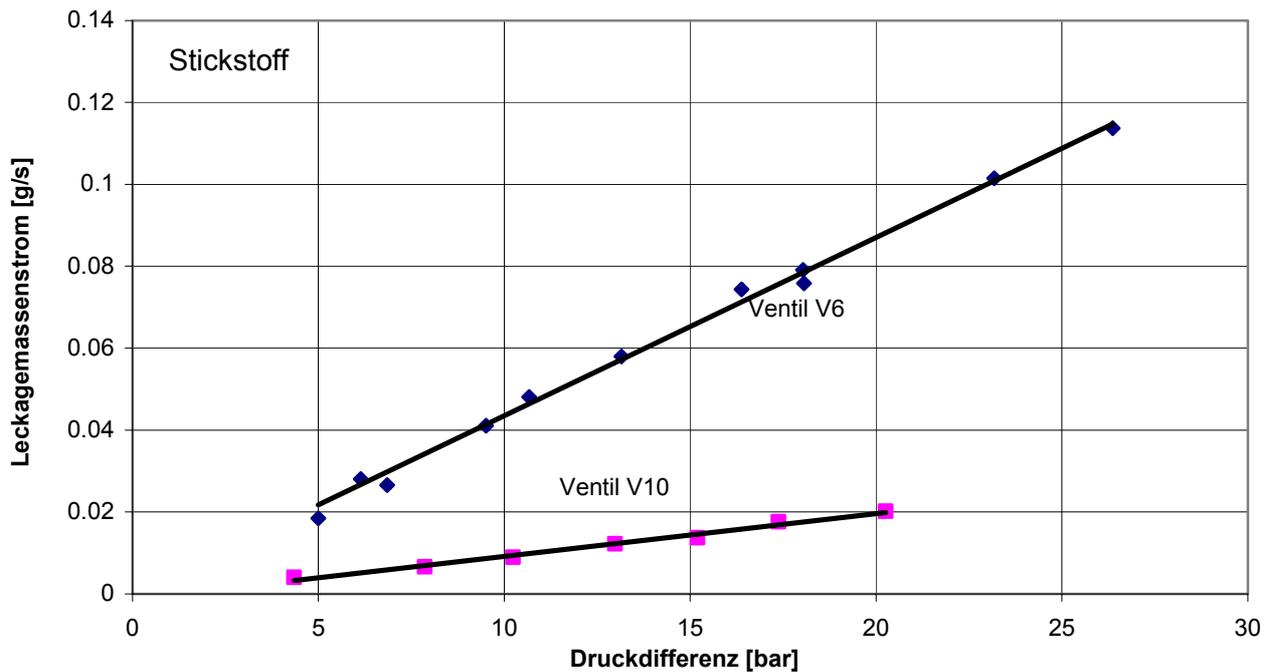


Abb. 27: Leckagemassenstrom zwischen Hochdruck und Niederdruckseite laut Direktmessung

Der Leckagemassenstrom ist bei beiden Ventilen sehr klein. Er hat somit nur einen unbedeutenden Einfluss auf die Leistungszahl einer Wärmepumpe. Unerwartet ist, dass die Leckage des grösseren Ventils (V10) kleiner als jene des kleinen Ventils (V6) ist. In der Herstellerbeschreibung der Vierwegventile werden folgende Leckageraten bei einer Druckdifferenz von 10 bar angegeben:

- Ventil V10: 1000 cm<sup>3</sup>/min
- Ventil V6: 4000 cm<sup>3</sup>/min

Dieser Faktor 4 ist auch in den Messungen zu finden (bei 20 bar Druckdifferenz ist die Leckage im Falle des Ventils V10 0.02g/s und beim Ventil V6 0.086g/s).

Eine Darstellung der Messergebnisse der direkten Leckagemessung zusammen mit den Herstellerangaben sowie dem Einfluss von Öl sind im Anhang A.2 zu finden.

### 3.5 Erkenntnisse aus den Messungen

Der Druckabfall der Vierwegventile liegt im Bereich von 20mbar auf der Saugseite und 60 mbar auf der Hochdruckseite. Wie erwartet liegen die Werte beim kleineren Ventil V6 etwas über jenen des Ventils V10. Die Differenz ist jedoch nicht so gross, dass man durch den Einsatz des grösseren Ventils auch bei kleinen Leistungen eine bessere Arbeitszahl erhält.

Der Wärmedurchgang hat mit ca. 1,5W/K in etwa die gleich grossen Auswirkungen auf die Leistungszahl wie die Druckverluste. Dadurch, dass die Werte beim Ventil V6 kleiner sind als jene des Ventils V10 werden die geringen Nachteile, die das kleine Ventil bei den Druckverlusten zeigt, ausgeglichen.

Die Leckage ist letztendlich mit 0.1g/s so gering, dass sie sich nur unbedeutend auf die Arbeitszahl auswirkt. Es kann allerdings sein, dass mit zunehmender Anzahl von Umschaltvorgängen die Leckage zunimmt. Die Bestimmung der Lebensdauer des Vierwegventils und der Einfluss der Schaltzyklen auf die Leckage wurde aus Zeitgründen unterlassen. Laut Herstellerangaben ist das Ventil für 135.000 Schaltspiele ausgelegt.

## 4. Alternative Abtauverfahren

Der Auftraggeber hat gewünscht, neben Heissgas- und Prozessumkehrabtauung auch andere, selten angewendete Verfahren der Abtauung darzustellen. In diesem Abschnitt werden solche Abtauverfahren und Konzepte zur Abtauung dargestellt. Zu zwei Konzepten liegen Messdaten vor, während in den anderen Fällen nur die Idee vorliegt.

Folgende Verfahren werden analysiert:

- Swiss Retrofit Wärmepumpe
- Wärmepumpe mit Luftabtauung
- Abtauen mit warmer Kältemittelflüssigkeit
- Vermeidung der Eisbildung mit LiCl-Film auf Cellulosewabenkörper

### 4.1 Swiss Retrofit Heat Pump

Die Swiss Retrofit Heat Pump basiert auf einem Wärmepumpenkonzept, das mit Hilfe einer Luft/Wasser-Wärmepumpe Vorlauftemperaturen bis zu 60°C erreicht. Für die Warmwasseraufbereitung wird ein zweiter Kältemittelkreislauf verwendet. Dieser Bericht befasst sich jedoch nur mit der Abtauung des Luftkühlers, der als Wärmequelle für den Zwischenkreislauf dient. Im Zuge eines BFE-Projektes [5] wurden an zwei Retrofit Wärmepumpen im Feld Messungen durchgeführt. Aus den damals gewonnenen Messdaten wurde für dieses Projekt der Abtauaufwand ermittelt.

Auf der folgenden Seite (Abb. 28 und Abb. 29) ist jeweils das Prinzipschema der beiden Anlagen dargestellt, da es bestimmte Unterschiede zwischen den beiden Anlagen gibt, die sich stark auf die Abtaueigenschaften auswirken. Der für die Abtauung ausschlaggebende Unterschied ist, dass bei der einen Anlage (Anlage A in Abb. 28) der Kälte Träger den Verdampfer im Abtaubetrieb durchströmt und dort einen Teil der Wärme abgibt, die dann für die Enteisung des Luftkühlers fehlt. Bei der anderen Anlage durchströmt das Kältemittel im Abtaubetrieb nur den Luftkühler und den Abtauwärmetauscher im Heiznetz. Dies ist auch im Hinblick auf die Druckverluste im Abtaukreis besser.

Zur Berechnung der Leistung am Luftkühler müssen die Verdampferleistung der Heizwärmepumpe und zum Teil auch jene der Warmwasserwärmepumpe berücksichtigt werden. Die Warmwasserwärmepumpe bezieht ihre Wärme im Normalfall aus der Unterkühlung der Heizwärmepumpe. Es kann allerdings auch der Fall eintreten, dass die Warmwasserwärmepumpe ihre Wärme direkt aus dem Zwischenkreis bezieht.

Die Berechnung der Abtauenergie erfolgt auf der Heizkreisseite des Abtauwärmetauschers (siehe in Abb. 28 und Abb. 29), da auf der Wasserseite sowohl der Durchfluss als auch die Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher bekannt ist.

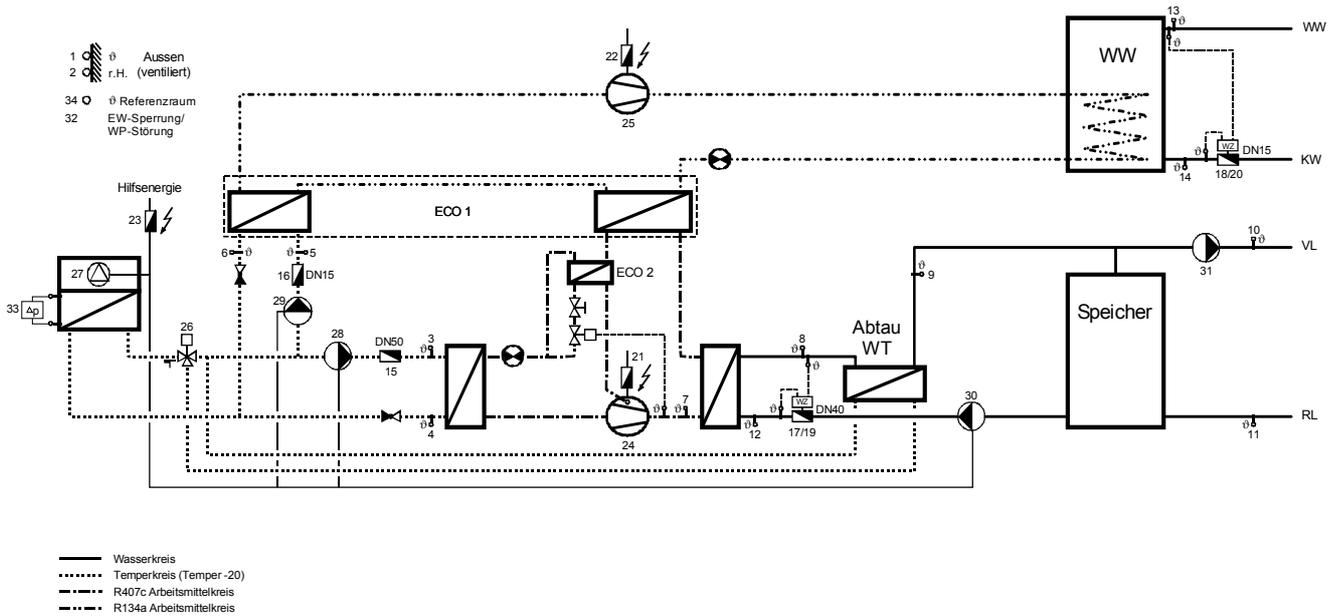


Abb. 28: Schema der Swiss Retrofit Heat Pump – Anlage A (Quelle: [5])

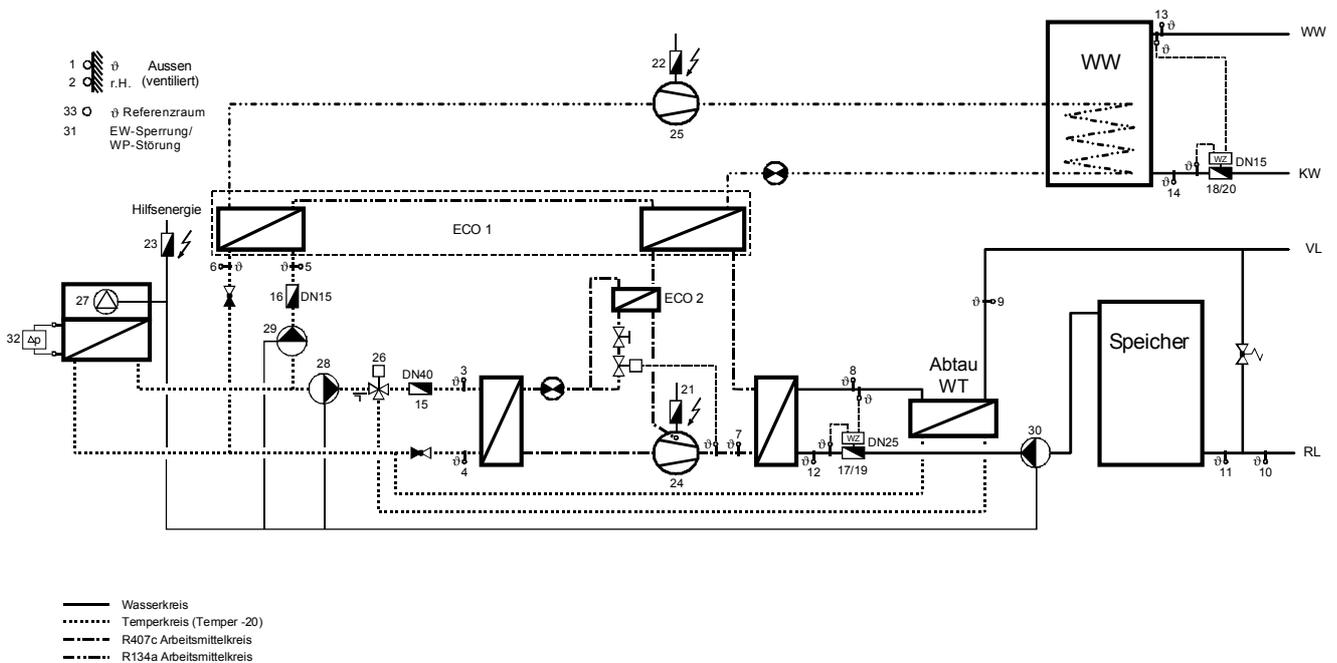


Abb. 29: Schema der Swiss Retrofit Heat Pump – Anlage B (Quelle: [5])

Zur Abtauung des Luftkühlers wird der Heiz-Wärmepumpen-Verdichter (Nr.24) ausgeschaltet und über das Dreiwegventil (Nr. 26 in Abb. 28 bzw. Abb. 29) im Zwischenkreis Warmwasser-Wärmepumpe und Luftkühler wird der Abtauwärmetauscher zugeschaltet. Die umlaufende Wärmeträgerflüssigkeit (z.B.: Glykol oder Temper) entzieht nun dem Heizkreis Wärme und gibt diese an den Luftkühler ab. Dadurch beginnt das Eis abzuschmelzen. Nach Beendigung der Abtauung wird das Dreiwegventil wieder umgestellt und der Heizbetrieb wird fortgesetzt.

Der elektrische Abtauenergiebedarf setzt sich somit zusammen aus der elektrischen Energie für die Umwälzpumpe und der elektrischen Energie zur Kompensation der aus dem Heiznetz entzogenen Wärme. Bei der Kompensation der Wärmeentnahme wird die Leistungszahl der Wärmepumpe berücksichtigt.

Hinsichtlich der Abtauung gibt es zwischen den beiden Anlagen einen Unterschied. Während in Anlage A das Kältemittel nach der Erwärmung durch den Heizkreis auch durch den Verdampfer

und anschliessend durch den Luftkühler fließt, wird das warme Kältemittel in Anlage B nicht durch den Verdampfer sondern nur durch den Luftkühler geleitet. Die Wärme aus dem Heiznetz steht hier somit ausschliesslich für die Abtauung des Luftkühlers zur Verfügung. In Anlage A wird hingegen ein Teil der Energie zur Erwärmung des Verdampfers benötigt, die durch eine bessere Leistungszahl zu Beginn des nächsten Heizzyklus (dank höherer Starttemperatur) nur zum Teil kompensiert wird.

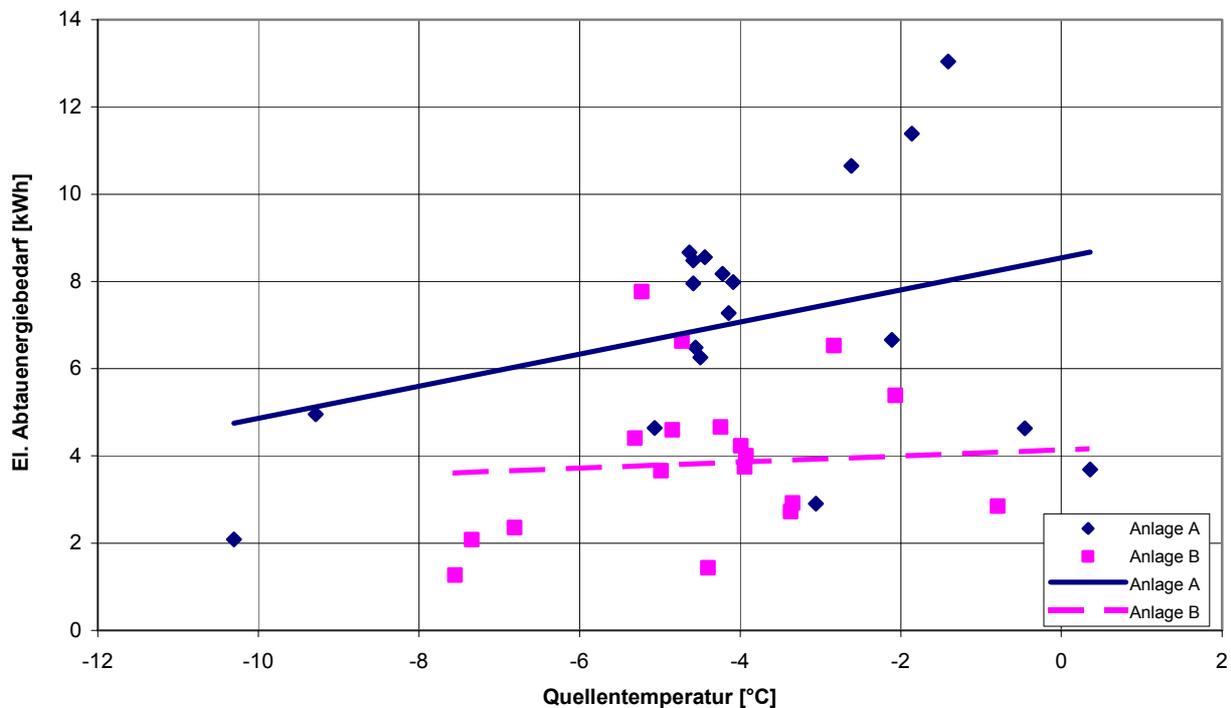


Abb. 30: Elektrischer Energiebedarf für die Abtauung, um 100 kWh Nutzwärme zu erzeugen

In der Auswertung ist der Unterschied zwischen den Abtaukonzepten der beiden Anlagen deutlich zu sehen. Bei der Anlage A werden ca. 30% der Energie, die dem Heiznetz während der Abtauung entzogen wird, an den Verdampfer abgegeben und stehen somit nicht für die Abtauung des Luftkühlers zur Verfügung. Dass ein Drittel der Abtauwärme im Verdampfer verloren geht, zeigte sich bei der Auswertung, als man bei Anlage A die Leistung am Verdampfer während des Abtaubetriebes mit der Abtauleistung des Wärmetauschers im Heiznetz verglich. Neben der Erwärmung des Verdampfers, muss in der Anlage A auch die gesamte Flüssigkeit im Zwischenkreis erwärmt werden. In Anlage B hingegen wird derjenige Flüssigkeitsanteil, der sich im Verdampfer befindet, nicht erwärmt. Aus Sicht der Abtauung ist somit das Konzept der Anlage B zu bevorzugen.

Auf Grund der sehr hohen Naturabtauung im Feld ist die Auswertung nur bis etwa 1°C möglich. Bei höheren Temperaturen ist eine Auswertung auf Grund der Umwelteinflüsse (Naturabtauung) zu unsicher. Ein Vergleich der Ergebnisse in den Arbeitspunkten A-7 und A2 mit der Heissgasabtauung und der Abtauung mit Prozessumkehr ist in Tab. 8 zu finden.

Bezieht man den elektrischen Energiebedarf für die Abtauung auf die elektrische Energie während des Heizbetriebes, so ergibt sich das Diagramm Abb. 31. Bei dieser Darstellung ist zu beachten, dass eine niedrige Leistungszahl der Wärmepumpe (durch hohe Senkentemperaturen) auch zu einem geringeren relativen Abtaubedarf führt.

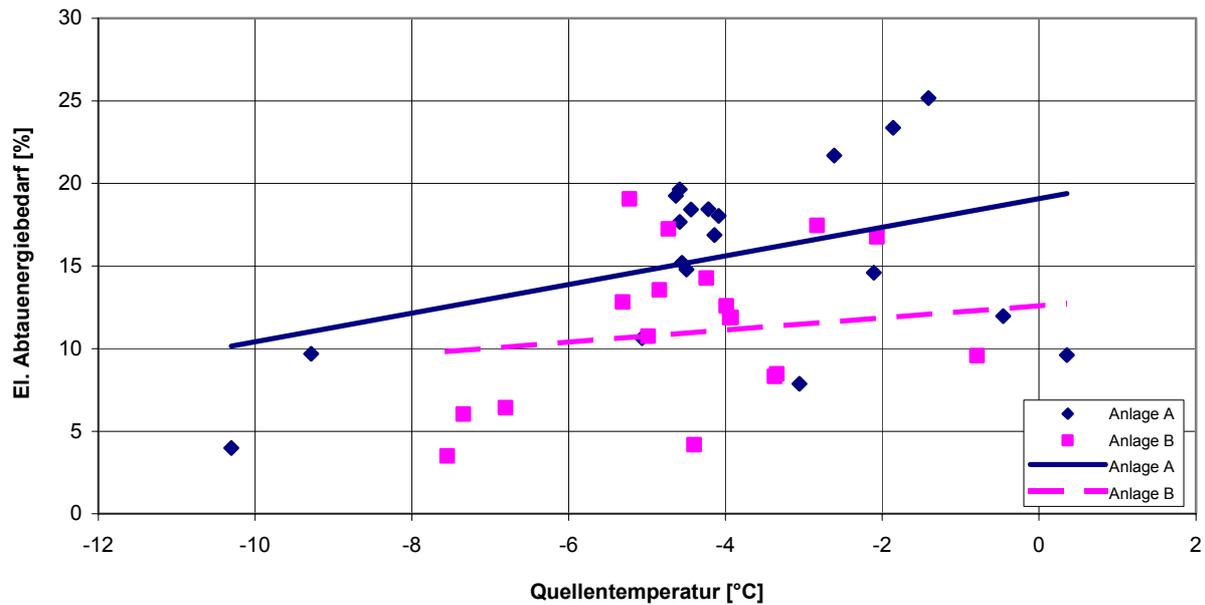


Abb. 31: Elektrischer Abtauenenergiebedarf im Verhältnis zur elektrischen Energie während des Heizzyklus

Auch die Abtaudauer wurde bei beiden Anlagen untersucht. Die Zeit für einen Abtauzyklus ist mit 4-7 Minuten recht kurz, allerdings wird sehr viel Zeit benötigt, um jene Wärme zu kompensieren, die dem Heiznetz während der Abtaung entzogen wurde (siehe auch Kapitel 2.7).

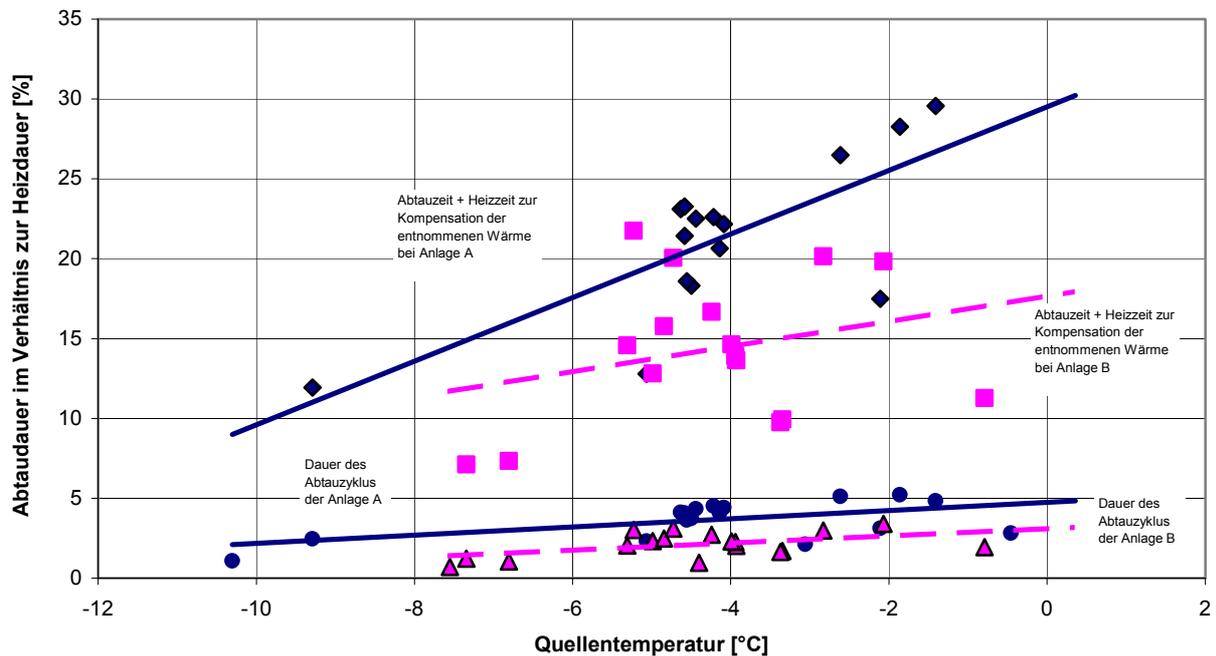


Abb. 32: Verhältnis der Abtaudauer<sup>1</sup> und der Dauer eines Abtauzyklus<sup>2</sup> zur Heizdauer bei den Retrofit Wärmepumpen

Um die Abtaung der Retrofit Wärmepumpe mit der Heissgasabtaung und der Prozessumkehrabtaung zu vergleichen, wurden die wichtigsten Werte in einer Tabelle zusammengefasst. Für den Vergleich werden die Arbeitspunkte mit A-7/W50 und A2/W50 verwendet, da eine Senktemperatur von 50°C den Bedingungen der Retrofit Wärmepumpen während den Messungen im

<sup>1</sup> Die Abtaudauer enthält die Zeit für die Kompensation der dem Heiznetz während der Abtaung entzogenen Wärme, die Dauer des Abtauzyklus ist jene Zeit in der sich die WP im Abtaubetrieb befindet.

<sup>2</sup> Die Dauer eines Abtauzyklus gibt an, wie lange sich die Anlage im Abtaubetrieb befindet

Feld ziemlich gut entspricht. Für den Vergleich werden die Werte der Anlage B verwendet, da sie das bessere Abtaukonzept als Anlage A besitzt und zudem die Anlagenleistung in der selben Grössenordnung liegt wie die in diesem Bericht ausgewerteten Anlagen mit Prozessumkehr- und Heissgasabtauung.

Bei der folgenden Auswertung wird die Naturabtauung **nicht** berücksichtigt.

Grösse	Symbol	Einheit	Retrofit <sup>1</sup>		Heissgas		Prozessumkehr	
			A-7/W50	A2/W50	A-7/W50	A2/W50	A-7/W50	A2/W50
Abtadauer im Verhältnis zur Heizdauer	$\Delta t_{\text{Abt}}/\Delta t_{\text{Heiz}}$	[%]	12.0	18.0	5.0	12.8	4.5	9.9
Gesamter el. Abtauenergieaufwand	$E_{\text{defrost, 100kWh}}$	[kWh]	3.7	4.1	3.2	3.8	2.6	3.5
Verhältnis Abtauenergieaufwand zu Heizaufwand	$E_{\text{defrost}} / E_{\text{heiz}}$	[%]	10.0	13.0	7.0	10.2	5.2	8.7

Tab. 8: Abtaukenngrossen der Retrofit Wärmepumpen im Vergleich mit Heissgas- und Prozessumkehrabtauung

Allgemein ist zu sagen, dass die Werte für den Abtauenergieaufwand in der vorhergehenden Tabelle (Tab. 8) nur bedingt vergleichbar sind, da die Messung an der Swiss Retrofit Heat Pump eine Feldmessung ist und die Daten der Wärmepumpen mit Prozessumkehr- oder Heissgasabtauung aus Töss stammen. Bei der Feldmessung sind einige Randbedingungen (z.B.: Luftfeuchte) nicht konstant und wirken sich somit auf die Auswertung aus. Dies ist auch in der grossen Streuung der Messwerte in den drei vorhergehenden Abbildungen zu sehen (Abb. 30 bis Abb. 32). Bei der Auswertung wurde darauf geachtet, Messwerte mit möglichst gleichbleibenden Randbedingungen und ohne Stillstandszeiten<sup>2</sup> (keine Naturabtauung) zu verwenden.

Die Swiss Retrofit Heat Pump braucht ohne Berücksichtigung der Naturabtauung in den Arbeitspunkten A2/W50 und A-7/W50 mehr Energie als eine Wärmepumpe mit Heissgasabtauung oder Prozessumkehrabtauung (des untersuchten Samples). Im Feld zeigt sich allerdings, dass bereits bei sehr niedrigen Temperaturen (2 bis 4°C über dem Gefrierpunkt) keine Abtauung mehr nötig ist. Dies könnte davon herrühren, dass die Temperaturabstände zwischen Zwischenkreisflüssigkeit und Quellenluft kleiner als beim Direktverdampfer sind. Auch bei sehr tiefen Temperaturen findet keine Abtauung mehr statt, da der Luftkühler auf Grund der niedrigen Feuchte nicht mehr vereist. Sehr gut funktioniert aus unserer Sicht auch die Abtausteuerng mit der Abtaueinleitung durch eine Differenzdruckmessung am Luftkühler.

Um einen Jahresschnitt für den Abtauenergiebedarf zu erhalten, wird im Arbeitspunkt A2 eine Naturabtauung von 20% angesetzt, bei höheren Temperaturen findet keine Abtauung mehr statt. Mit Hilfe dieser Werte ergibt sich durchschnittlich ein jährlicher elektrischer Abtauenergiebedarf von 2.1kWh je 100kWh Nutzwärme. (HG: 2.3kWh, PU: 2.1kWh)

Die einzige Schwäche des Konzepts liegt unserer Ansicht nach im hohen Energieanteil (bei Anlage A höher als bei Anlage B), der verwendet wird, um die Flüssigkeit des Zwischenkreislaufs zu erwärmen und der nicht der Abtauung dient. Eine Abhilfe dafür wäre eine möglichst kleine Menge des Wärmeträgermediums im Zwischenkreis. Da der Leitungsdurchmesser wegen des Druckabfalls in den Rohrleitungen nicht verkleinert werden soll und der Luftkühler auf Grund seiner Leistung im Heizbetrieb gegeben ist, kann das Volumen des Zwischenkreises jedoch nur über eine minimale Leitungslänge reduziert werden.

<sup>1</sup> Bei der Retrofit Wärmepumpe handelt es sich um eine Feldmessung (die Randbedingungen sind somit während einer Messung nicht konstant)

<sup>2</sup> Bei den Tössmesswerten für Heissgas- und Prozessumkehrabtauung ist ebenfalls keine Naturabtauung vorhanden.

### 4.2 Wärmepumpe mit Luftabtauung

Die im folgenden beschriebene Wärmepumpe besitzt eine Abtauung mit Umluft. Die warme Luft wird aus jenem Raum bezogen, in dem die Wärmepumpe steht. Zu diesem Zweck sind die Luftkanäle für die Quellenluft der Wärmepumpe umschaltbar. Wenn die Abtauung startet, wird der Verdichter abgeschaltet und der Luftkanal von Aussenluft auf Raumluft umgeschaltet. Durch das Gebläse wird nun die warme Raumluft über den vereisten Verdampfer geleitet, der somit erwärmt wird und abtau. Ist die Abtauung beendet, wird die Luftklappe umgestellt und die Wärmepumpe saugt wieder Aussenluft an. Der Kompressor schaltet bei Bedarf wieder ein und beginnt einen neuen Heizzyklus.

In der folgenden Abbildung (Abb. 33) ist der Aufbau der Wärmepumpe zu sehen. Man beachte die Klappen im Ansaug- und Auslasskanal zur Umstellung der Luftführung auf Aussenluft resp. Quellenluft.

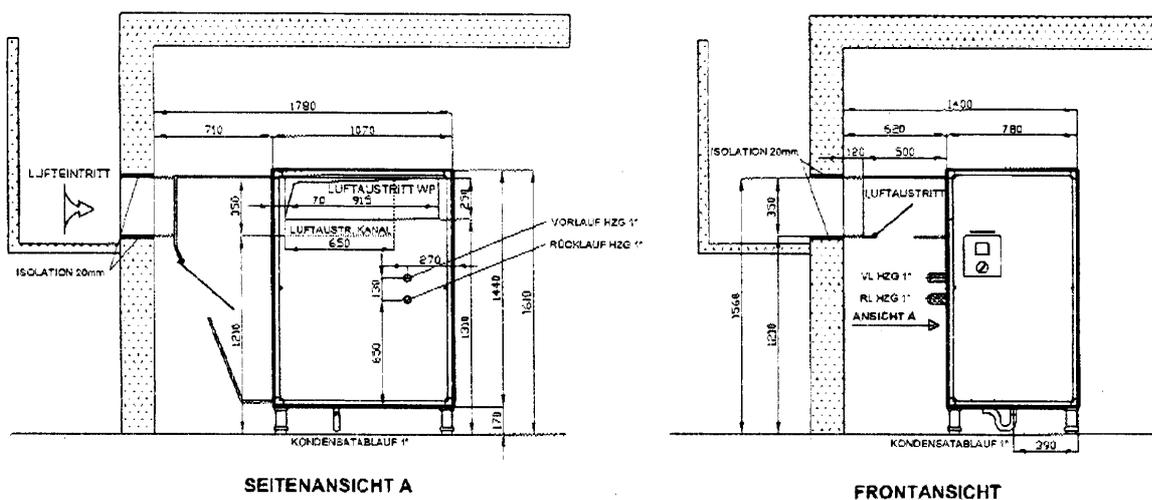


Abb. 33: Schema der Wärmepumpe mit Warmluftabtauung (Quelle: [16])

Der Abtauenergieaufwand setzt sich aus dem direkten elektrischen Aufwand, der durch den Ventilator während der Abtauung benötigt wird, und dem indirekten Aufwand zusammen. Der indirekte Anteil ist die Energie, die benötigt wird, um die Wärme, die dem Raum entzogen wird, zurückzuliefern. Die dem Raum entzogene Wärme berechnet sich als Differenz von benötigter Abtauenergie minus elektrische Energie der Ventilatoren während der Abtauung. Die Berechnung anhand der Tössmessdaten befindet sich im Anhang 17.

$$E_{indirekt} = \frac{Q_{Raum,Entzug}}{\epsilon_{WP}} = \frac{Q_{Defrost} - P_{el,Ventilator,defrost} \cdot t_{defrost}}{\epsilon_{WP}} \tag{9}$$

Grösse	Symbol	Einheit	Arbeitspunkt			
			A-7/W35	A-7/W50	A2/W35	A2/W50
Anteil der Abtauzeit	$\Delta t_{Abt} / \Delta t_{Heiz}$	[%]	16.9	17.4	15.4	12.7
Abtaueffizienz	$\tau$	[%]	109	45	345	378
Direkter el. Abtauenergieaufwand	$E_{direkt, 100kWh}$	[kWh]	1.1	1.2	0.8	0.7
Indirekter el. Abtauenergieaufwand	$E_{indirekt, 100kWh}$	[kWh]	0.0	0.0	0.5	0.7
Gesamter el. Abtauenergieaufwand	$E_{defrost, 100kWh}$	[kWh]	1.2	1.2	1.4	1.3
Verhältnis Abtauaufwand zu Heizaufwand	$E_{defrost} / E_{heiz}$	[%]	3.3	2.4	4.9	3.6

Tab. 9: Berechnete Kenngrößen für die Luftabtauung in 4 verschiedenen Arbeitspunkten

Bei einer Quelltemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  ist die indirekte Energie 0, da die elektrische Aufnahmeenergie des Ventilators den Wärmebedarf für das Schmelzen des Eises abdeckt. In den Arbeitspunkten A2/W35 und A2/W50 ist hingegen der Wärmeentzug aus dem Raum grösser als die elektrische Energie der Ventilatoren. Dies drückt sich einerseits durch die hohe Abtaueffizienz und einen indirekten Abtauenergieaufwand aus.

Unter der Annahme, dass die Wärmepumpe in einem unbeheizten Keller steht, ergeben sich noch günstigere Energieverbrauchswerte, da dem Keller auch Wärme aus dem angrenzenden Erdreich zugeführt wird. Für die Kompensation der Abtauwärme müsste somit nur jener Wärmeanteil berücksichtigt werden, der über die Kellerdecke und die angrenzenden Räume in den Keller gelangt.

#### Nachteile:

- Der Verdichter wird während der Abtauung abgeschaltet, dadurch startet er häufiger (Verschleiss)
- Der Raum, in dem sich die Wärmepumpe befindet, unterliegt starken Temperaturschwankungen
- Wegen der Raumauskühlung ist diese Art der Abtauung wahrscheinlich nur für kleinere Anlagen anwendbar

#### Vorteile:

- Die Abtauung ist sanft, da es zu keinem Temperaturschock für die Komponenten kommt
- Der elektrische Energieaufwand für die Abtauung ist wesentlich kleiner als bei der Heissgasabtauung oder der Prozessumkehrabtauung (2.5% - 5% anstatt 4% - 15% des elektrischen Aufwandes des Heizbetriebes)
- Die Kosten sind nicht wesentlich höher als bei der Heissgasabtauung oder Prozessumkehrabtauung
- Dieser Aufbau benötigt keine Beheizung der Abtropfwanne

### 4.3 Abtauen mit warmer Kältemittelflüssigkeit<sup>1</sup>

Im Kältemittelsammler befindet sich nach dem Heizbetrieb warmes Kältemittel. Diese Energie kann zur Abtauung genutzt werden. Wie in Abb. 34 zu sehen ist, wird das Kältemittel mit einer kleinen Pumpe während der Abtauung durch den Verdampfer gepumpt. Mittels des warmen Kältemittels schmilzt das Eis ab und der Verdampfer ist enteist. Nach der Abtauung schliesst das Magnetventil (6) wieder und der Heizbetrieb läuft wie bei einer herkömmlichen Wärmepumpe.

Die Energiebilanz und auch die Betriebskosten für diese Methode der Abtauung sind recht günstig. Neben den geringen Pumpenverlusten im Abtaubetrieb muss nur die dem Sammler im Laufe der Abtauung entzogene Wärme zurückgeliefert werden. Problematisch hingegen ist die Sammlergrösse. Um eine Abtauung in allen Arbeitspunkten durchführen zu können, ist ein grosser Sammler nötig.

Im folgenden wird die für die Abtauung nötige Kältemittelmenge kurz abgeschätzt. In Abb. 35 ist die Energie zu sehen, die für eine Abtauung nach einer Stunde Heizbetrieb zur Verfügung stehen muss. Die Werte stammen aus den Tössmessdaten und beziehen sich auf die Energie, die benötigt wird, um das Eis auf dem Verdampfer abzuschmelzen. Das Maximum liegt im Arbeitspunkt A2/W35 bei etwa 1 MJ Wärme. Für die Berechnung werden 1,6 MJ verwendet, da die Abtaueffizienz bei  $2^{\circ}\text{C}$  Quelltemperatur bei etwa 60% liegt. Während der Abtauung wird der Sammler

<sup>1</sup> Idee wurde uns von Stephan Kollbrunner (Ecopac, Herrliberg) genannt

abgekühlt. Bei modernen Anlagen liegt die Vorlauftemperatur sehr tief. Aus diesem Grund wird eine Sammlertemperatur nach Ende des Heizbetriebes von 30°C angenommen. Im Abtaubetrieb kann das Kältemittel zur Abtaung bis auf 0°C abgekühlt werden. Mit Hilfe dieser Temperaturdifferenz kann nun die Kältemittelmasse bestimmt werden.

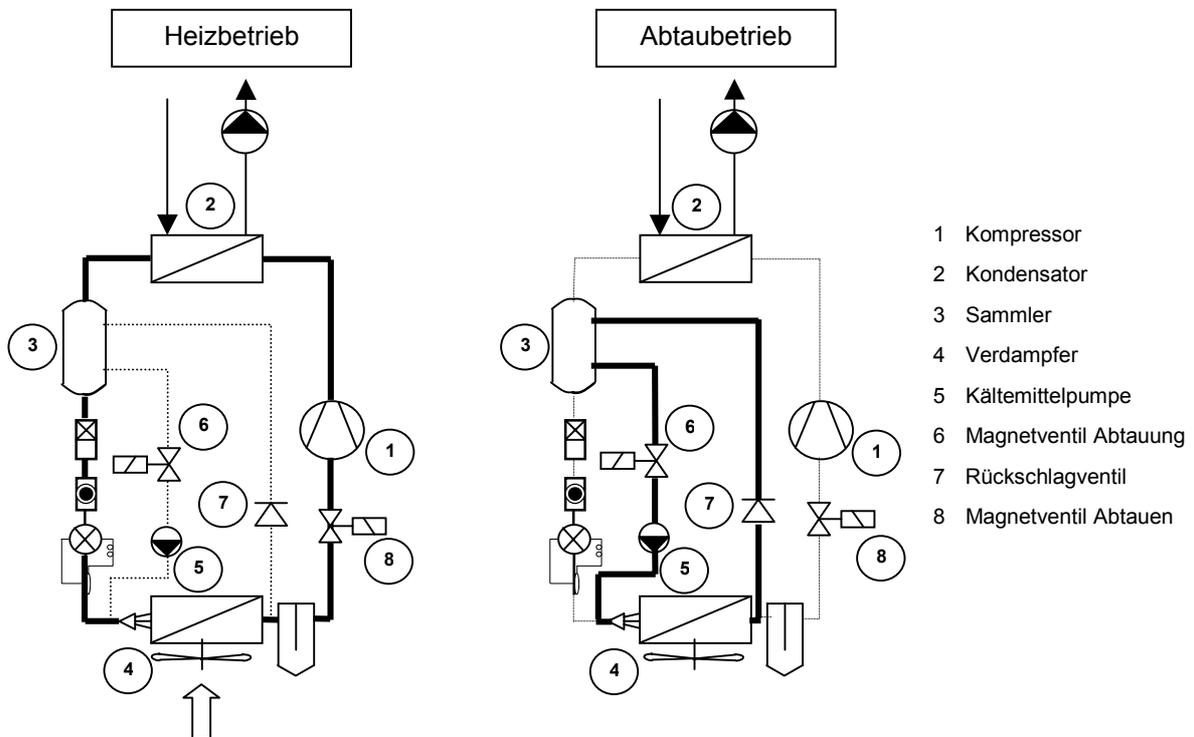


Abb. 34: Wärmepumpe mit einer Abtaung durch warme Kältemittelflüssigkeit

Die für die Abtaung benötigte Wärmeenergie wird als Durchschnitt der Messdaten aus Töss berechnet. Die Abtauenergie, die nach einer Stunde Laufzeit für das Schmelzen des Eises benötigt wird, ist im folgenden Diagramm aufgezeichnet. Zusammen mit einer Abtaueffizienz von 60% ergibt sich ein Energieaufwand für die Abtaung von 1.6 MJ

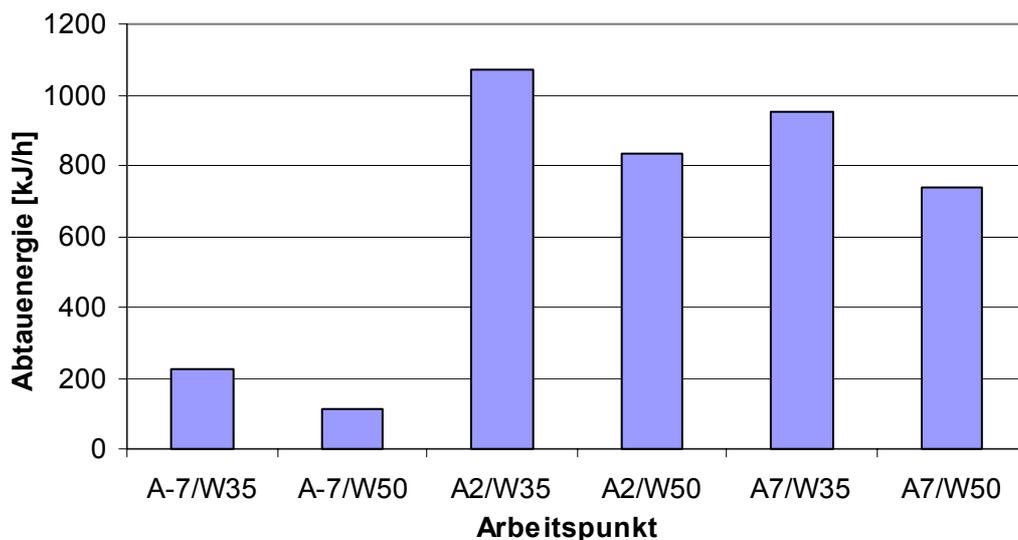


Abb. 35: Mittlere thermische Abtauenergie bei einer Heizdauer von einer Stunde

Als Kältemittel für die Berechnung wird R134a verwendet, das eine Wärmekapazität von ca. 1.1kJ/kg/K bei 30°C besitzt.

$$Q = m_R \cdot c_P \cdot \Delta T \quad \therefore \quad m_R = \frac{Q}{c_P \cdot \Delta T} \quad (10)$$

Mit den folgenden Werten:  $Q = 1.6 \text{ MJ}$ ,  $c_P = 1.1 \text{ kJ/kg/K}$  und  $\Delta T = 30 \text{ °C}$  erhält man eine für die Abtauung minimal notwendige Kältemittelmasse von  $m_R = 48.5 \text{ kg}$ . Diese hohe Masse ist inakzeptabel. Eine mögliche Lösung wären Latentspeicherelemente im Sammler. Eine andere Möglichkeit wäre eine Zusatzheizung, die dem Sammler während des Abtaubetriebes Energie zuführt. Auf diese Weise würde jedoch der elektrische Energiebedarf wesentlich ansteigen.

#### Nachteile:

- Nach der Abtauung befindet sich viel flüssiges Kältemittel im Verdampfer, das vom Kompressor im Heizbetrieb angesogen wird. Ein Sauggasakkumulator ist somit unumgänglich.
- Der Kompressor schaltet im Abtaubetrieb immer ab. Somit läuft er öfter an als zum Beispiel bei der Heissgasabtauung oder Prozessumkehrabtauung.
- Beim Anfahren in einem kalten Haus, dauert es einige Zeit, bis der Sammler die gewünschte Temperatur hat.
- Entweder wird eine sehr hohe Kältemittelmasse oder ein Sammler mit Latentspeicherelementen benötigt, um die nötige Energie speichern zu können.
- Die Kosten sind durch die grosse Kältemittelmenge und den grossen Sammler sehr hoch.

#### Vorteile:

- Die Abtauung ist sanft. Es kommt zu keinem Temperaturschock für die Komponenten
- Es gibt keine indirekten Abtauaufwände im Betrieb
- Der Abtauenergieaufwand ist recht gering

Eine zweite Idee besteht darin, das Kältemittel während der Abtauung nicht wie in Abb. 34 nach dem Durchströmen des Verdampfers wieder direkt in den Sammler zu leiten, sondern zuerst in den Kondensator. Bei einer eingeschalteten Ladepumpe für den Heizkreis, entzieht das kalte, flüssige Kältemittel, im Kondensator dem Heizkreis Wärme. Auf diese Weise dient nicht mehr der Sammler als Wärmequelle, sondern das Heiznetz. Vorteil dieser Variante gegenüber der vorher aufgezeigten ist, dass der Sammler wesentlich kleiner dimensioniert werden kann und auch die Kältemittelfüllung nicht wesentlich grösser als bei einer üblichen Wärmepumpe sein muss (Ideal wäre ein Kondensator im Flüssigkeitsbad).

## 4.4 Vermeidung der Eisbildung mit LiCl-Film auf Cellulosewabenkörper<sup>1</sup>

Bei dieser Idee geht es nicht um die Abtauung eines Verdampfers, sondern darum einen Verdampfer so zu konstruieren, dass dieser gar nicht erst vereist. Dies geschieht folgendermassen (siehe auch Abb. 36): Die Quellenluft wird durch einen Lithiumchloridfilm auf einem Cellulosewabenkörper gekühlt. Das erwärmte Lithiumchlorid sammelt sich in einer Tropfwanne und wird anschliessend über einen Wärmetauscher wieder auf den Wabenkörper gepumpt. Der Wärmetauscher dient der Wärmepumpe als Verdampfer und dort gibt das Lithiumchlorid die aufgenommene Wärme ab. Wenn das Lithiumchlorid nun wieder über den Cellulosewabenkörper läuft, wird es wieder aufgewärmt und der Prozess beginnt von neuem. Da das Lithiumchlorid die Quellenluft entfeuchtet, sinkt die Konzentration der Lösung (normalerweise ca. 45%) ab. Um die verdünnte Lösung wieder aufzubereiten, muss eine Lufttemperatur von ca. 20°C erreicht werden. Bei dieser oder höheren Temperaturen verdunstet das Wasser aus der Lösung und die Lithiumchloridkonzentration steigt wieder an. Im Sommer und in der Übergangszeit sind so hohe Temperaturen der Quellenluft regelmässig vorhanden, im Winter hingegen liegen die Temperaturen dauerhaft dar-

<sup>1</sup> Idee von Stephan Kollbrunner (Ecopac, Herrliberg)

unter. Durch die geringe absolute Feuchte wird die Lösung zwar nur langsam verdünnt, kann aber nicht automatisch regeneriert werden. Zwei verschiedene Lösungen für dieses Problem sind: Eine genügend grosse Menge Lithiumchlorid speichern, sodass die Lösung für den gesamten Winter ausreicht und erst wieder regeneriert werden muss, wenn die Aussentemperaturen hoch genug sind oder ein regelmässiges Austreiben des Wassers durch Aufheizen (z.B.: mittels der Kältemittelunterkühlung). Die Konzentration der Lösung kann z.B. über die Dichte bestimmt werden und auf diese Weise wird dann der Zeitpunkt für die Regeneration bestimmt.

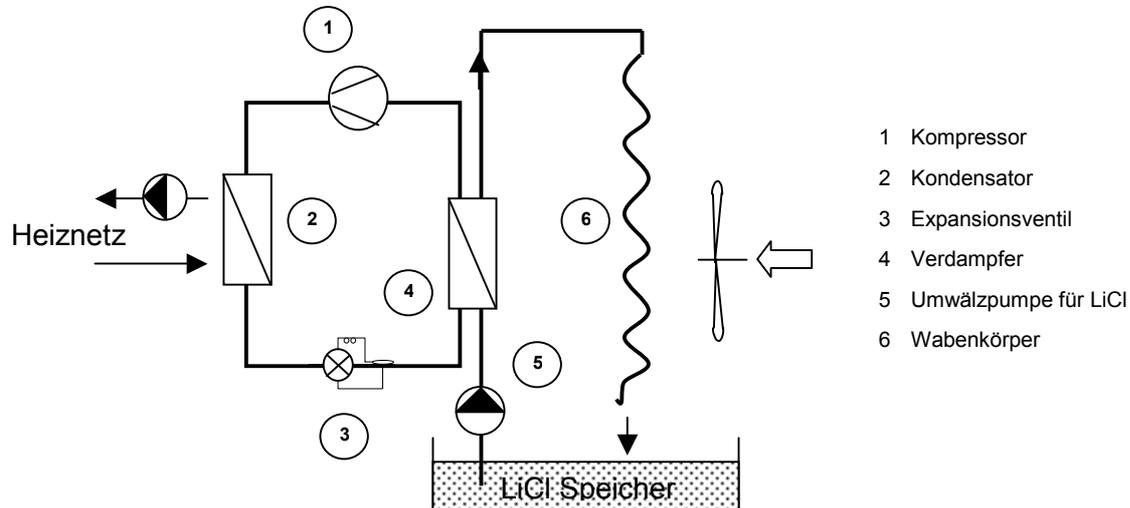


Abb. 36: Schema einer Wärmepumpe mit LiCl-Film auf einem Cellulosewabenkörper

#### Vorteile:

- Geringer Dampfdruck des Lithiumchlorids: Dadurch verflüchtigt sich die Lösung nur langsam. Wenn sie nach einigen Jahren auf Grund der Verschmutzung ausgetauscht wird, ist noch beinahe der gesamte Inhalt vorhanden.
- Sehr geringer Druckverlust für die Quellenluft. Zudem ist der Cellulosewabenkörper billig.

#### Nachteile:

- Es handelt sich hier nur um eine Idee, die jedoch noch nicht umgesetzt wurde. Aus diesem Grund gibt es auch noch keine Erfahrungswerte über Probleme mit dieser Abtaulösung.
- Das Lithiumchlorid ist recht aggressiv, dadurch sind korrosionsbeständige Komponenten notwendig (z.B.: aus Titan).
- Ein grosser Lithiumchloridspeicher oder eine Möglichkeit zum Austreiben des Wassers aus der Lösung sind nötig, um die Minimalkonzentration der Lösung auch in einem langen, kalten Winter zu gewährleisten.

## 5. Untersuchung der Naturabtauung

In diesem Abschnitt soll die Wirkung der Naturabtauung auf die anfallende Kondensatmenge untersucht werden. Unter dem Begriff „Naturabtauung“ verstehen wir das Abschmelzen des Eises am Verdampfer ohne Zutun der Abtauvorrichtung, also allein durch natürliche Wärmezufuhr aus der Luft. Praktisch funktioniert dies nur bei Lufttemperaturen über dem Gefrierpunkt. Bei Innenaufstellung der Wärmepumpe könnte theoretisch auch bei tieferen Temperaturen noch Naturabtauung auftreten, wenn Wärme über die Gehäusewand der Wärmepumpe zum Verdampfer gelangt. Da die Gehäusewände normalerweise isoliert sind, ist diese Wirkung vernachlässigbar.

### 5.1 Versuchsaufbau/Messstellen

Zur experimentellen Untersuchung der Naturabtauung wurde eine Versuchseinrichtung in einer Doppelklimakammer aufgebaut. Die verwendete Luft-Wasser-Wärmepumpe wurde samt dem Speicher in der Klimakammer 2 installiert. Luftansaug und -auslass sind mit der Klimakammer 1 verbunden. In der Klimakammer 1 können die benötigten klimatischen Messbedingungen, d.h. Temperatur und Luftfeuchte eingestellt werden.

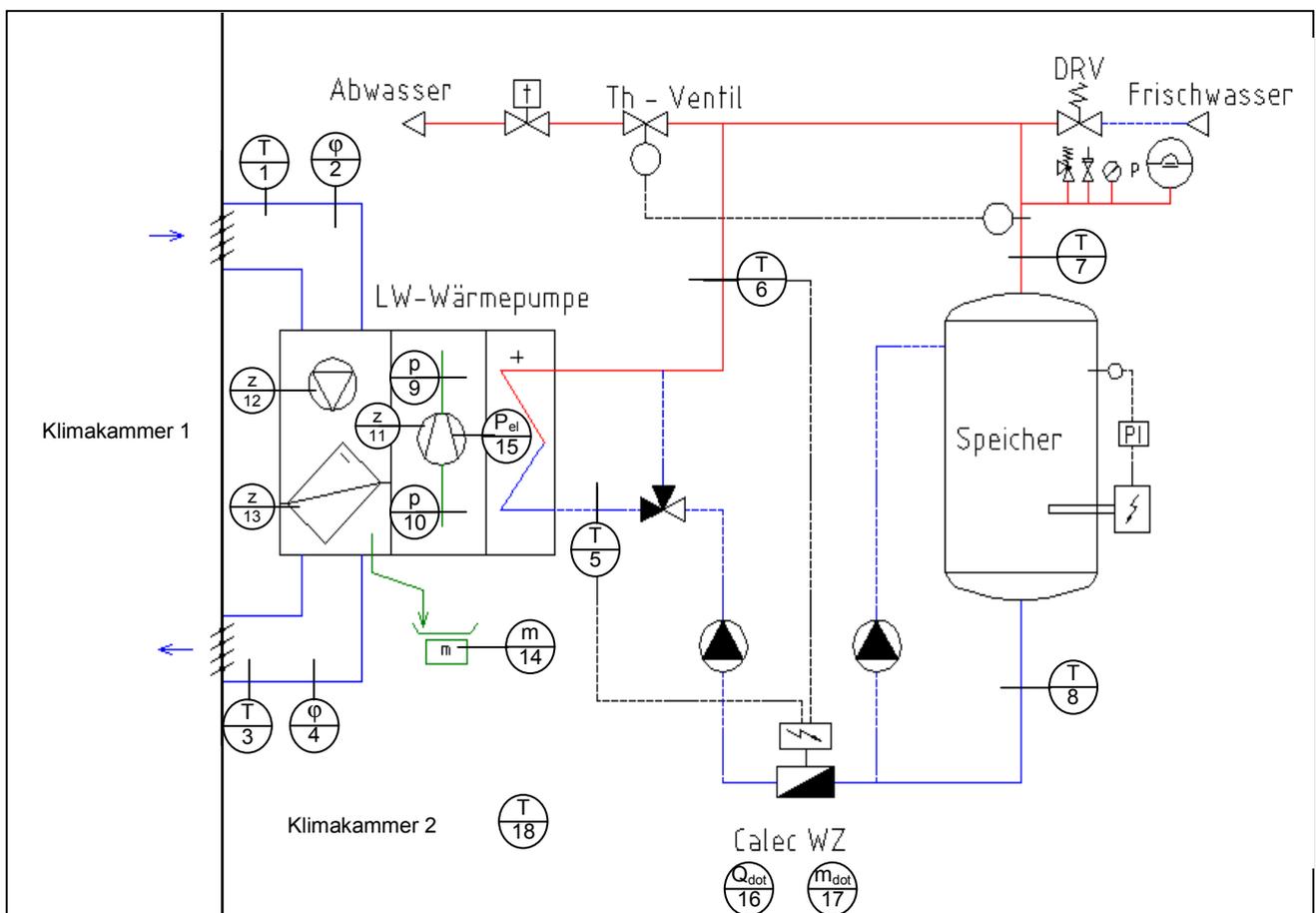


Abb. 37: Prinzipschema der Versuchsanlage

Die in der Tabelle auf der nächsten Seite aufgelisteten Messstellen wurden für die Messung in der Klimakammer eingerichtet:

Bez.	Beschreibung	Einheit	Messprinzip
1a	Luft-Eintrittstemperatur in den Verdampfer	[°C]	Thermoelement
1b	Luft-Eintrittstemperatur in den Verdampfer	[°C]	Thermoelement
2	rel. Luftfeuchte vor Verdampfer-Eintritt	[%]	kapazitiver Sensor
3a	Luft-Austrittstemperatur nach dem Verdampfer	[°C]	Thermoelement
3b	Luft-Austrittstemperatur nach dem Verdampfer	[°C]	Thermoelement
4	rel. Luftfeuchte nach dem Verdampfer-Austritt	[%]	kapazitiver Sensor
5	Wasser-Eintrittstemperatur in den Kondensator	[°C]	Thermoelement
6	Wasser-Austrittstemperatur aus dem Kondensator	[°C]	Thermoelement
7	Wasser-Eintrittstemperatur bei Speicherladung	[°C]	Thermoelement
8	Wasser-Austrittstemperatur bei Speicherladung	[°C]	Thermoelement
9	Saugdruck vor Kompressor (ND)	[bar a]	Piezoresistiv
10	Kondensationsdruck nach Kompressor (HD)	[bar a]	Piezoresistiv
11	Betriebszeit Kompressor	[h]	-
12	Betriebszeit Ventilator	[h]	-
13	Betriebszeit Abtauung	[h]	-
14	Kondensatmenge	[kg]	Füllstandsanzeige
15	Elektro-Energieaufnahme Kompressor	[kWh]	Wattmeter
16	Wärme-Energieabgabe in Kondensator	[kWh]	Wärmezähler
17	Massenstrom durch Kondensator	[kg/h]	Ringkolbenzähler
18	Umgebungstemperatur in Klimakammer 2	[°C]	Thermoelement

Tab. 10: Messstellenbezeichnungen für die Messung in der Klimakammer

Die Wärmepumpe, in Kompaktbauweise gebaut, hat eine mittlere Heizleistung von 9kW und ist ein marktgängiges Produkt. Für die Abtauung des Verdampfers ist ein Heissgas-System eingebaut. Die Luftansaug- und Luftauslasskanäle sind der Praxis entsprechend kurz gewählt. Das anfallende Kondensat wird in einen Auffangbehälter mit Wasserstandskontrolle geführt. Die Lufttemperaturen in den Luftkanälen werden zweifach, einmal im oberen und einmal im unteren Kanalbereich gemessen und für die Berechnungen der Mittelwert genommen.

Auf der Kondensatorseite wird anstelle eines Verbrauchers Heizwasser abgelassen und durch Frischwasser ersetzt. Damit der Speicher gleichmässig durchmischt wird, ist eine Umwälzung des Speicherwassers mit einer separaten Speicherpumpe eingerichtet.

## 5.2 Technische Informationen zur Messung

Der Abtauverlauf wird bei der eingesetzten Maschine nach Zeit und Temperatur an den Verdampferlamellen eingeleitet. Mit dem Zeitglied wird regelmässig (ca. jede Stunde, einstellbar in Serviceebene) die Abtauung aktiviert. Ist die Temperatur beim Fühler an den Verdampferlamellen  $< 0$  [°C] wird ein Abtauvorgang eingeleitet. Ist die besagte Temperatur  $> 0$  [°C] folgt keine Abtauung und die nächste Überprüfung erfolgt erst wieder eine Stunde später. Das Signal für das Abtauende wird entweder durch den Temperaturfühler in den Lamellen, bei  $T > 10$  [°C], oder durch eine Zeitbegrenzung nach 15 [min] gegeben.

Zur Bestimmung der Naturabtauung wird jeweils die in der Stillstandszeit anfallende Kondensatmenge gemessen. Diese kann anschliessend mit der Gesamtkondensatmenge verglichen werden.

Die Variation der Betriebs- und Stillstandszyklen wurde für diese Messungen wie folgt festgelegt:

1. Zyklus Vollbetrieb
2. Zyklus 1.0 [h] „HEIZBETRIEB“; 0.5 [h] „AUS“
3. Zyklus 1.0 [h] „HEIZBETRIEB“; 1.0 [h] „AUS“
4. Zyklus 1.0 [h] „HEIZBETRIEB“; 2.0 [h] „AUS“

Diese Punkte wurden für die Quelltemperaturen A 7; A 2 und A -7 bei jeweils 35 [°C] Vorlauf-temperaturen und den entsprechenden relativen Luftfeuchten (laut EN 255) gefahren.

Der Prüfstand wurde vor dem ersten Messpunkt jeweils eine Stunde eingefahren, um die Klimakammer zu stabilisieren.

Die mittlere Luftmenge durch den Verdampfer beträgt  $v=2'150$  [m<sup>3</sup>/h].

### 5.3 Beobachtungen zur Naturabtauung während den Messungen

Die Beobachtungen wurden speziell im Arbeitspunkt A2/W35 durchgeführt. Dieser Betriebspunkt ist in der Praxis sehr wichtig, da er nahe an der Gefriergrenze liegt.

Es konnte festgestellt werden, dass beim 2. Zyklus (1.0 [h] „HEIZBETRIEB“; 0.5 [h] „AUS“) keine Naturabtauung stattfindet. Das Eis taut zwar an (Schneematsch), bleibt jedoch an den Verdampferlamellen haften und gefriert sofort nach dem Einschalten der Maschine (Heizbetrieb) wieder fest.

Die Betriebsphase mit dem 4. Zyklus (1.0 [h] „HEIZBETRIEB“; 2.0 [h] „AUS“) war für die Beobachtung der Naturabtauung interessanter. Nach einer Stunde Stillstand waren die Eisperlen leicht angeschmolzen, sodass sie nicht mehr an den Lamellen klebten und man sie bewegen konnte. Doch sie konnten trotz starkem Gefälle im Verdampfer nicht nach unten abgleiten und blieben an Ort und Stelle. Nach ca. 1.5 Stunden Stillstand begann das Kondenswasser zögernd abzutropfen und nach 2 Stunden Stillstand konnte festgestellt werden, dass zwischen den Verdampferlamellen (praktisch über der gesamten Fläche) immer noch Eisperlen da waren und sich dazwischen bereits Tropfen gebildet hatten, die jedoch, vermutlich wegen zu starker Adhäsion nicht abfließen konnten.

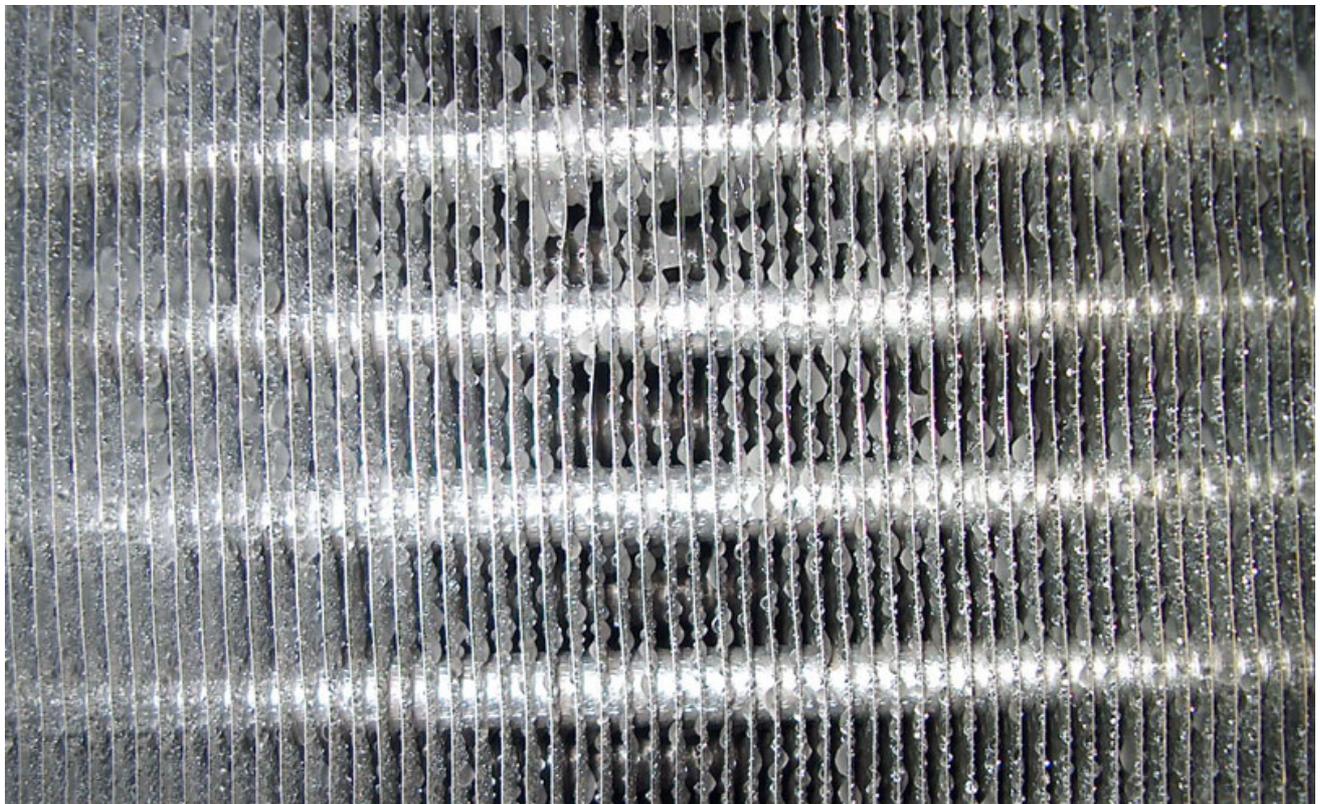


Abb. 38: Foto des Verdampfers nach einer Stillstandszeit von 1.5h (A2W35)

Die Eisperlen, wie oben beschrieben, lösen sich nicht von den Lamellen. Dies führt kurze Zeit nach dem Wieder-Einschalten des Heizbetriebes dazu, dass nach ca. 4-5 Minuten das Abtropfen nachlässt und nach weiteren 5 Minuten komplett aufhört. Dies bedeutet, dass nach dieser Zeit die aufgetauten Eisperlen wieder gefroren sind (siehe Pfeil in Abb. 39).

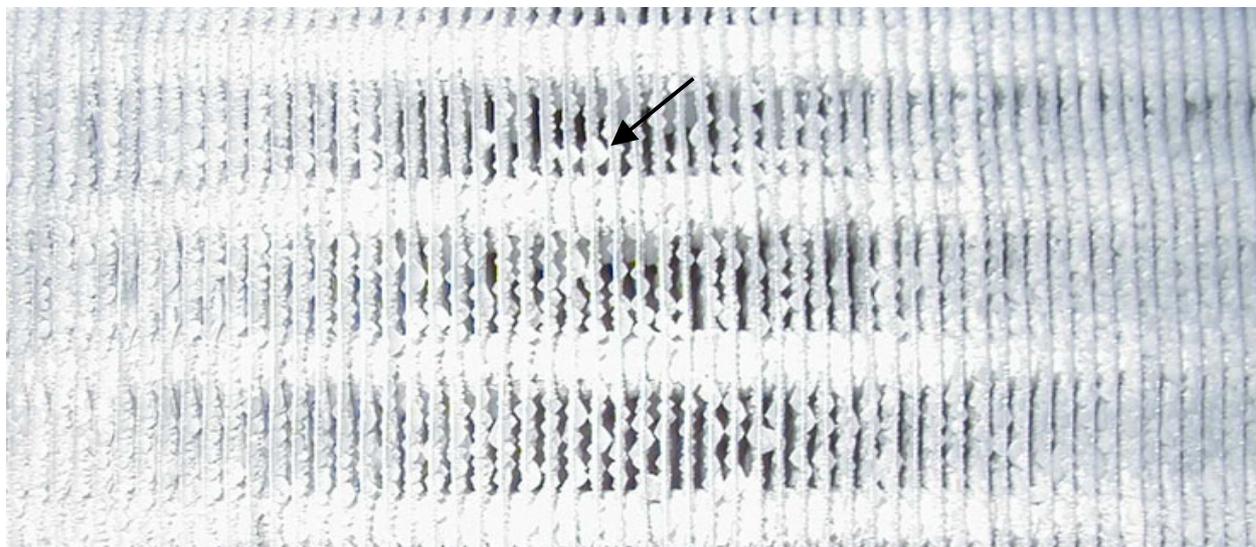


Abb. 39: Foto des Verdampfers direkt nach einem Heizbetrieb (A2W35)

In Abb. 39 ist der vereiste Verdampfer nach zwei Stunden *Heizbetrieb* zu sehen. Es sind alle Lamellen vereist und auf der unteren Seite der Kältemittelrohre ist deutlich ein starker Eisansatz fest zu stellen.

## 5.4 Resultate der Messungen

Die Messdaten waren nicht einfach auszuwerten. Es hat sich gezeigt, dass viele Parameter hineinspielen, die im voraus nicht in der vollen Tragweite erkannt wurden. So spielt es eine grosse Rolle, wann die Abtauung im zeitlichen Verlauf einer Betriebsphase stattfindet.

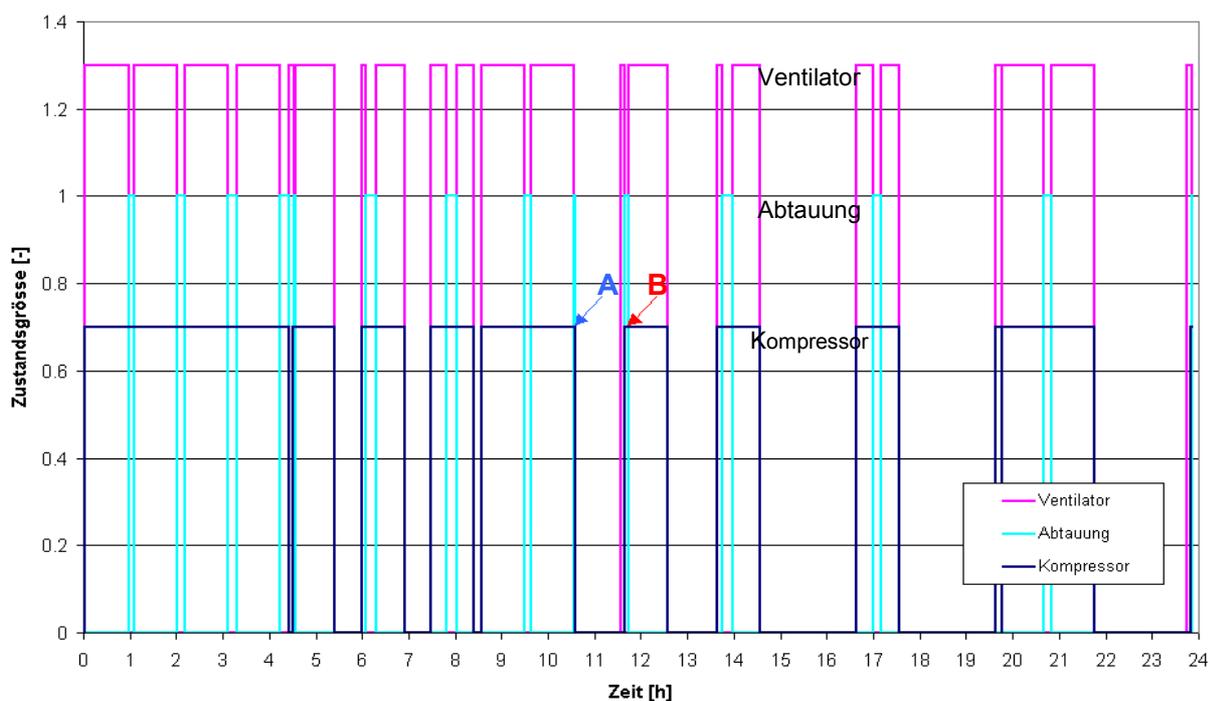


Abb. 40: Laufzeiten von Ventilator (=Heizperiode), Kompressor und Abtauung

Die Messzyklen bei A2W35 sind hier für den Kompressor, Ventilator (entspricht Heizbetrieb) und Abtauung dargestellt. Deutlich wird auf dieser Grafik, dass die Lage der Abtauphasen nicht immer an gleicher Stelle einer Heizphase liegt. Da die Abtauung nicht mit den Heizphasen synchronisiert ist, kann sie innerhalb einer Heizphase an beliebiger Stelle starten. Unsere Beobachtungen haben gezeigt, dass es nach dem Abstellen des Kompressors eine beträchtliche Zeitspanne dauern kann, bis die Naturabtauung erste Wassertropfen produziert. Dieser verzögerte Schmelzvorgang rührt davon her, dass Verdampfer und Eismasse zuerst auf 0°C erwärmt werden müssen, bis der Schmelzvorgang einsetzen kann. Dies bedeutet aber noch nicht, dass Wasser in die Tropfwanne abtropfen kann. Zunächst bildet sich eine Art Schneematsch, dessen Konsistenz das Abfließen des Wassers verhindert. Wenn der Kompressor bei diesem Zustand wieder anläuft, so gefriert der Schneematsch wieder. Da der beschriebene Vorgang von der Wärmezufuhr aus der Luft gesteuert wird, dauert es bei geringem Abstand der Lufttemperatur zum Gefrierpunkt länger, bis erste Wassertropfen in die Tropfwanne abfließen. Dieser Effekt ist in Abb. 41 deutlich zu erkennen. Während bei einer Lufttemperatur von 7°C schon kurz nach dem Abstellen des Kompressors das Abtropfen von Wasser beginnt, tritt der gleiche Effekt bei 2°C Umgebungstemperatur erst mit etwa 1.5h Verzögerung ein.

Die Abtauphasen sind überall, d.h. am Anfang einer Heizphase, in der Mitte und gegen Ende zu finden. Aufgrund der Beobachtungen hat sich herausgestellt, dass eine kurze, wenige Sekunden dauernde Abtauung am Schluss einer Heizphase günstig ist. Damit wird der Verdampfer und die Eismasse auf 0°C erwärmt, ohne das Eis abzuschmelzen. Der Eisabschmelzvorgang kann danach auf natürliche Weise (ohne kostenpflichtige Energie) geschehen. Der blaue Pfeil (A) in der Grafik über die Messzyklen zeigt auf eine solche optimale Abtauphase, hingegen deutet der rote Pfeil (B) auf eine ungünstige Lage der Abtauphase hin.

Die Messungen wurden aus Zeit- und Kostengründen in den drei Betriebspunkten analog den Prüfvorgaben für EN 255 gewählt. Bei den Messungen wurden die Betriebsverhältnisse möglichst praxisnah variiert. Die Zyklen sind in Kap. 5.2 beschrieben. Nachstehende Tabellen geben ein Bild über die Messdurchführung und die Resultate.

Für eine sichere Interpretation der Resultate sind noch zu wenig Datenpunkte vorhanden. Trotzdem sind die Tendenzen unverkennbar und die Resultate können für objektive Trendanalysen verwendet werden.

A2W35		Betriebszyklen/Abtauung							Kondensatanfall		
Betriebsart EIN/AUS	Zyklus-Nr.	Start	Beginn Abtauung	Ende Abtauung	Beginn Stillstand	Ende Stillstand	Ende	Restlaufzeit	Gesamt-Kondensat	Anteil Naturabtauung	Mittelwert Naturabt.
		[s]	[s]	[s]	[s]	[s]	[s]	[s]	[kg]	[kg]	[kg]
Vollbetrieb	0	3930	7280	7860			7860	0	1.990	0.000	
Vollbetrieb	0	7870	11220	11890			11890	0	2.865	0.000	
Vollbetrieb	0	11900	15250	15870			15960	90	2.400	0.000	0.000
1h/0.5h	1	15970	16290	16460	19480	21550	21550	5090	0.000	0.000	
1h/0.5h	2	21560	21920	22700	24880	26950	26950	4250	2.385	0.000	
1h/0.5h	3	26960	28160	28930	30270	32070	32070	3140	2.840	0.000	0.000
1h/1h	4	4010	7350	7420	7430	11340	11340	3920	1.070	0.920	
1h/1h	5	11350	11350	11630	14630	18490	18490	6860	0.735	0.085	0.503
1h/2h	6	18500	18890	19670	21820	29290	29290	9620	2.300	0.270	
1h/2h	7	29300	30520	31200	32610	40080	40080	8880	2.340	0.370	
1h/2h	8	3780	14640	14960	7120	14630	7110	0	1.870	0.410	0.350

Tab. 11: Naturabtauung im Arbeitspunkt A2/W35 bei verschiedenen Stillstandszeiten

A7W35		Betriebszyklen/Abtauung							Kondensatanfall		
Betriebsart EIN/AUS	Zyklus-Nr.	Start	Beginn Abtauung	Ende Abtauung	Beginn Stillstand	Ende Stillstand	Ende	Rest-laufzeit	Gesamt-kondensat	Anteil Natur-abtauung	Mittelwert Naturabt.
		[s]	[s]	[s]	[s]	[s]	[s]	[s]	[kg]	[kg]	[kg]
Vollbetrieb	0	14970	18320	18950			18950	0	2.755	0.000	
Vollbetrieb	0	18960	22310	22900			22900	0	2.900	0.000	
Vollbetrieb	0	22910	26260	26890			26890	0	2.790	0.000	0.000
1h/0.5h	1	26900	30240	30500	30510	32600	32600	2100	2.660	1.010	
1h/0.5h	2	32610	32630	32760	35910	38230	38230	5470	0.000	0.000	
1h/0.5h	3	4800	7140	7580	8400	10460	10460	2880	2.370	0.015	0.342
1h/1h	4	10470	13040	13530	13800	17660	17660	4130	2.825	0.180	
1h/1h	5	17670	20780	20990	21000	24920	24920	3930	2.495	0.690	
1h/1h	6	24930	24930	25050	28200	32060	32060	7010	0.930	0.930	
1h/1h	7	32070	32300	32730	35400	39210	39210	6480	2.200	0.140	0.485
1h/2h	8	2850	3380	3860	6420	13880	13880	10020	1.770	1.770	
1h/2h	9	13890	14720	15200	17220	24680	24680	9480	3.2	2.23	
1h/2h	10	24690	26060	26410	28020	35480	35480	9070	2.975	1.605	1.868

Tab. 12: Naturabtauung im Arbeitspunkt A7W35 bei verschiedenen Stillstandszeiten

Die Erkenntnisse müssen in einer weiteren Arbeit noch vertieft werden und vor allem auch die Parameter mit den grösseren Einflüssen, wie Steuerung der Abtauung, etc. genauer untersucht werden. Neue Abtaukonzepte, aufgebaut auf den Erkenntnissen der bisherigen Phasen des Abtauprojektes, sind gleichzeitig theoretisch zu betrachten und in der Klimakammer sowie möglichst auch im Feld einzusetzen und messtechnisch zu beurteilen.

Für die Naturabtauung ergibt sich für die Kondensatmenge in Funktion der Stillstandszeit der nachstehende Zusammenhang (Abb. 41 und Abb. 42).

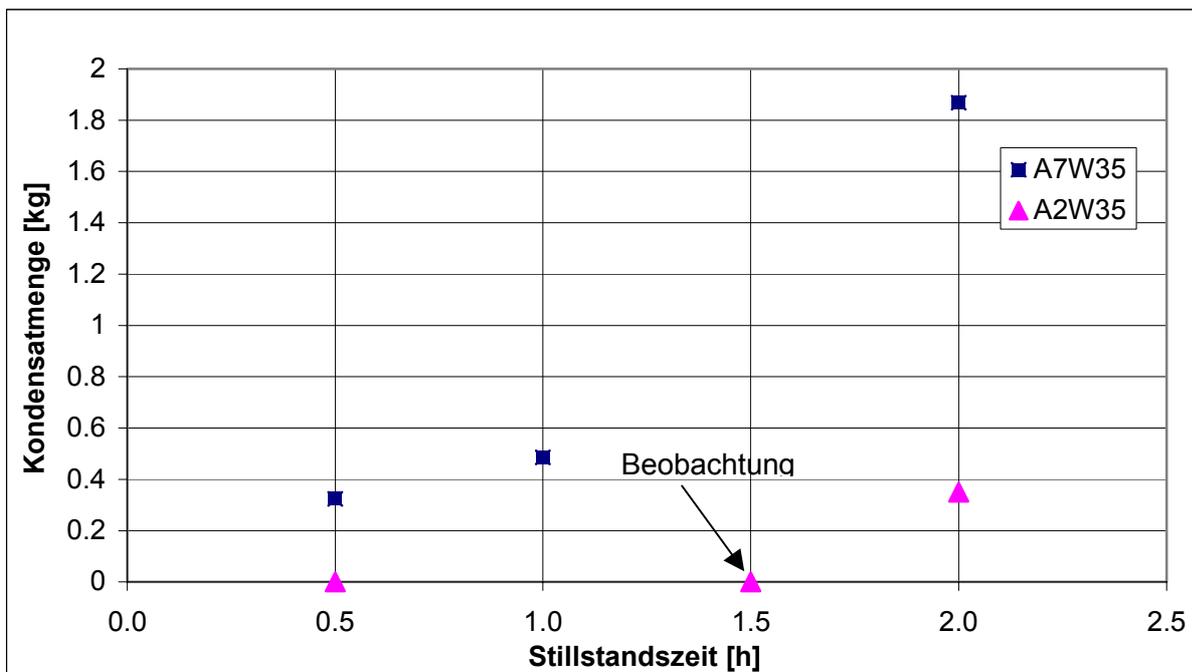


Abb. 41: Kondensatmenge durch Naturabtauung

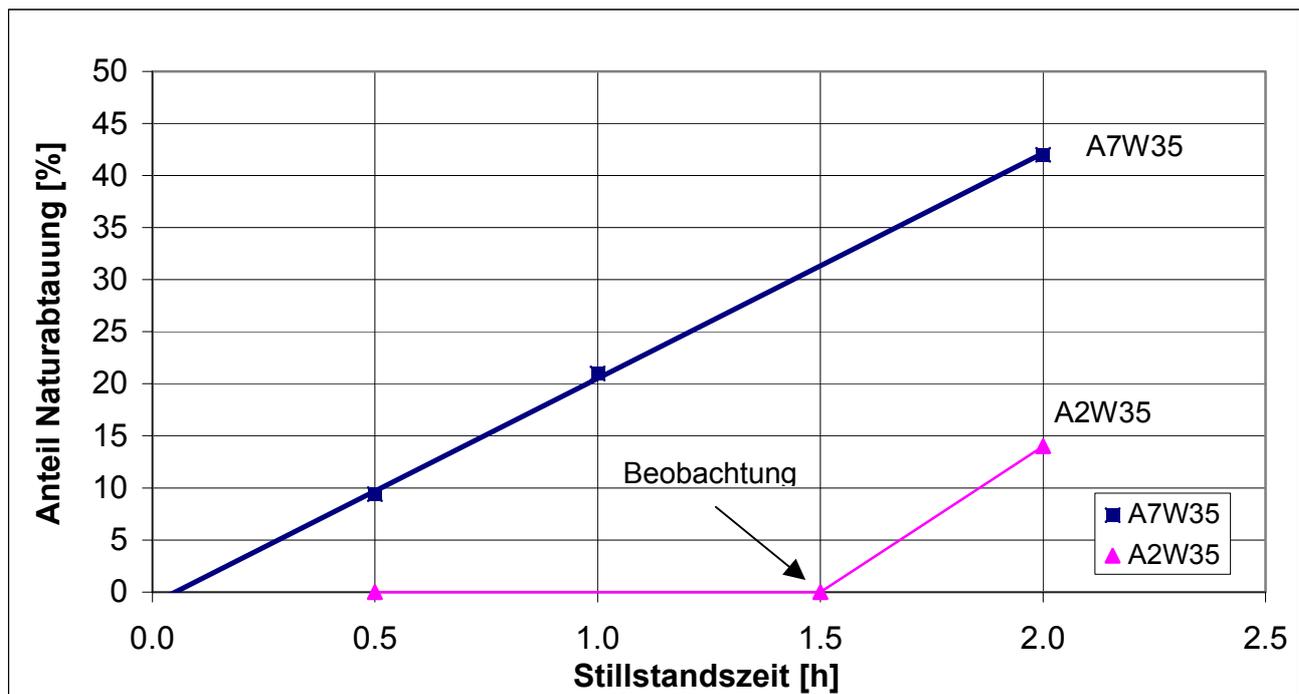


Abb. 42: Anteil des durch die Naturabtauung geschmolzenen Eises

Wie weiter oben ausgeführt, besteht bei einer Wärmepumpe mit Innenaufstellung die Möglichkeit, dass auch bei Lufttemperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  Naturabtauung auftritt, da Wärme über die Gehäusewand an den Verdampfer fließt. Die Beobachtung hat jedoch gezeigt, dass bei einer Umgebungstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  selbst nach 5 Stunden noch kein Wasser abtropfte, ja nicht einmal ein Auftauen am Verdampfer zu sehen war. Nach 5 Stunden Stillstandszeit wurde der Versuch abgebrochen.

An sich sind die erhaltenen Ergebnisse zunächst nur für die hier untersuchte Wärmepumpe gültig. So kann etwa die Lage des Verdampfers das Abtropfen erleichtern oder erschweren und somit den Beginn des Abtropfens beeinflussen. Wir gehen aber davon aus, dass auch bei Verzögerung des Abtropfens kontinuierlich Eis zu Wasser schmilzt und dann die Abtropfrate entsprechend größer wird. Für die Berechnungen in Kapitel 2 haben wir trotz dieser Einschränkung die hier erhaltenen Ergebnisse benutzt.

## 6. Feldmessung der Abtauung

Für die Berechnung des energetischen Abtauaufwandes sollten realistische Betriebsbedingungen bezüglich Umgebungstemperatur, Luftfeuchtigkeit, Lauf- und Stillstandszeiten vorliegen. Diese sind naheliegenderweise aus Feldmessungen zu erschliessen.

Wir haben weiter oben ausgeführt, dass ein fairer Vergleich der Prozessumkehr- und Heissgasabtauung unter anderem von den Lauf- und Stillstandszeiten abhängt. Da die indirekten Abtaufwände des Vierwegventils bei der Prozessumkehrabtauung immer wirksam sind, unabhängig davon, ob abgetaut wird oder nicht, wird die Prozessumkehr energetisch bei hohem Abtaubedarf gegenüber der Heissgasabtauung begünstigt.

Da der Abtauaufwand einerseits von Temperatur und Feuchte der Quellenluft und andererseits von den Stillstandszeiten beeinflusst werden, müssen diese praxismgerecht gewählt werden. Wir wählten zwei Stossrichtungen zur Ermittlung der gewünschten Daten:

- a) Eine Feldmessung an 7 Anlagen, um die effektiv in der Praxis auftretenden Abtauzeiten zu bestimmen (In den FAWA [17]<sup>1</sup>-Datensätzen nicht enthalten)
- b) Auswertung der FAWA [17] -Datensätze zwecks Bestimmung der Stillstandszeiten

### 6.1 Versuchsaufbau

Bei den Feldmessungen für die Untersuchung der Abtausysteme werden die nachstehenden Parameter aufgenommen:

- 1 Betriebs- und Stillstandszeit des Kompressors
- 2 Betriebszeit bei der Abtauung
- 3 Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer
- 4 rel. Luftfeuchte vor dem Verdampfer

Für die Messungen wurden Anlagen aus dem BFE-Projekt FAWA (Feldmessungen an Wärmepumpenanlagen [17]) ausgewählt. Es wurden drei Anlagen mit Heissgasabtauung, drei Anlagen mit Prozessumkehr sowie eine Anlage mit einer alternativen Abtauung gewählt.

### 6.2 Durchführung der Feldmessungen

Die Messungen der Abtauvorgänge konnten leider erst gegen Ende Februar 2002 eingerichtet werden. Dies war etwas nachteilig, da ab diesem Zeitraum keine sehr tiefen Aussentemperaturen mehr registriert werden konnten. Weil der Schwerpunkt der Naturabtauung jedoch im Bereich der Temperaturen um  $>0^{\circ}\text{C}$  liegt, konnten dennoch brauchbare Messdaten aufgenommen werden. Die Messungen wurden per Ende April 02 abgeschlossen.

Für die Erfassung des Abtaubetriebs war die Kenntnis der Betriebsabläufe, resp. das Steuerungskonzept der betreffenden Anlagen wichtig. Es war nicht einfach für die vorgesehenen Anlagen die notwendigen Informationen zu erhalten. Teilweise waren die regeltechnischen Details zuwenig bekannt und vielleicht sollten diese auch nicht zugänglich gemacht werden.

Es wurden insgesamt sieben LW-Wärmepumpenanlagen für die Erfassung der Abtauung vorgesehen. Bei zwei Anlagen waren entweder die digitale Datenerfassung falsch oder im Verlaufe der Messungen ausgefallen und bei einer Anlage konnten überhaupt keine brauchbaren Daten erhoben werden. Somit bleiben für die Auswertung vier Anlagen übrig, wobei eine dieser Anlagen eine spezielle Abtauung mit direkter Luftabtauung hat. Auf dieses Prinzip wird im Kapitel 4.2 näher eingegangen.

Leider sind beide Anlagen mit Prozessumkehrsystem in der entscheidenden Zeit ausgefallen oder haben keine brauchbaren Resultate geliefert. So konnten nur die drei Anlagen mit Heissgas-Abtausystem ausgewertet werden.

---

<sup>1</sup> FAWA = Projekt „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen [17]“

### 6.3 Resultate der Feldmessungen

Die Datenerfassung erfolgte während ca. 50 Tagen. Die Resultate sind der untenstehenden Tabelle zu entnehmen. Es fällt dabei auf, dass die Anteile für die Abtaung sehr unterschiedlich ausfallen. Dies hängt einerseits sehr stark von der Abtauerung und von der Betriebsstrategie sowie andererseits von der Aufstellung und geographischen Lage der Anlage ab. Wird zu Beispiel zur Optimierung der Stromkosten mehrheitlich nachts Heizenergie produziert, wird wegen der tieferen Aussentemperaturen der Anteil für die Abtaung grösser. Steht die Wärmepumpe im Freien (Aussenaufstellung) und an einer sonnenexponierten Lage, geht der Anteil für die Abtaung stark zurück, da die Sonneneinstrahlung durch die Erwärmung des Gehäuses einen direkten Einfluss auf die Abtaung hat, auch bei tieferen Aussentemperaturen.

	Gesamtmesszeit		Heizbetrieb Ventilator	Abtaung	Kompressor	Abtauanteil	mittlere Quellentemperatur	mittlere Feuchte rel.	Anzahl Anläufe Kompr.	Anzahl Anläufe Abtaung
	[s]	[d]	[s]	[s]	[s]	[%]	[°C]	[%]		
1	4795200	55.5	770616	74940	845556	9.72	7.6	71.6	233	257
2	4164480	48.2	629796	13872	643668	2.2	7.6	71.5	305	15
3	4475520	51.8	1065540	191756	1257336	18	6.7	75.9	235	383
4	4475520	51.8	1313268	2932944	1313268	0	6.1	77.1	1045	1056

Tab. 13: Auswertung der Feldmessung

Die Anlage Nr. 2 ist mit Sicherheit einem solchen Einfluss unterworfen. Sie steht zudem im unteren Rheintal, wo der Südwind auch im Winter oft zu höheren Aussentemperaturen beiträgt. Bei der Anlage Nr. 6 ist ein Spezialabtausystem eingesetzt, das nur mit Raumarbeit. Dadurch ist die Abtauzeit sehr hoch, da diese der eigentlichen Stillstandszeit entspricht.

### 6.4 Analyse der Stillstandszeiten

Die Verteilung der Stillstandszeiten kann aus den FAWA-Messungen [17] erhoben werden. Sie ist je nach Anlage sehr verschieden. Vor allem die Werte über 1.5 Stunden sind für die Naturabtaung interessant. Aufgrund der Labormessungen und Beobachtungen der Abtauvorgänge wurde festgestellt, dass die Naturabtaung bei einer Quellentemperatur von 2°C erst ab einer Stillstandszeit von über 1.5 Stunden zu wirken beginnt.

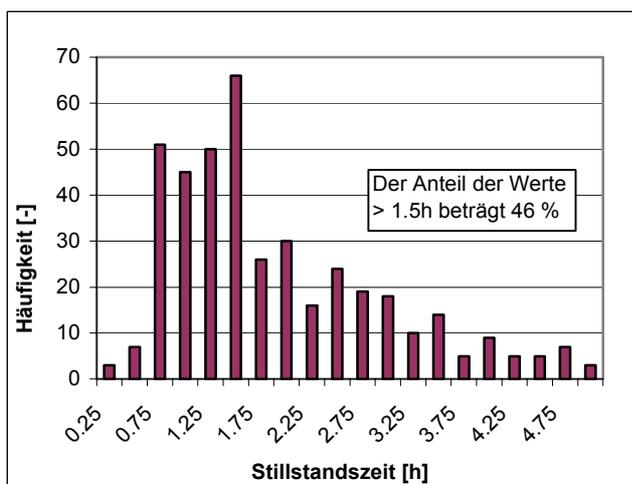


Abb. 43: Häufigkeitsverteilung der Stillstandszeiten (bei Quellentemperaturen zwischen 0°C und 10°C) bei einer typischen Anlage

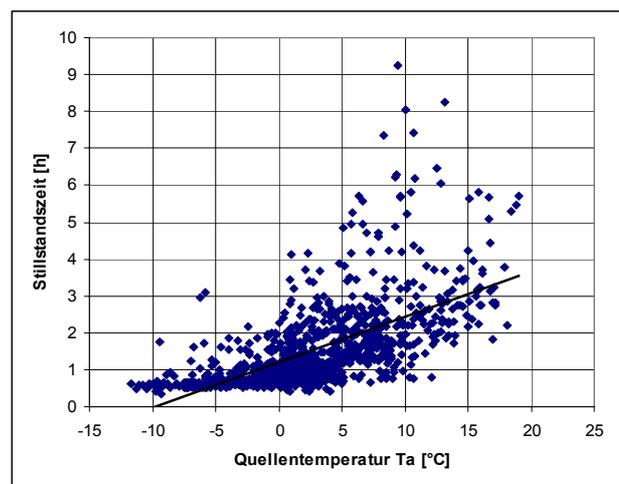


Abb. 44: Stillstandszeiten in Abhängigkeit der Quellentemperatur bei einer typischen Anlage

Die beiden Abbildungen auf der vorhergehenden Seite zeigen eine typische Anlage mit der gesamten Verteilung der Stillstandszeiten. Hier kann klar festgestellt werden, dass die Häufigkeit von längeren Stillstandszeiten gering ist. In Abb. 44 sind die Stillstandswerte einer typischen Anlage über der Quelltemperatur aufgezeigt.

Für die modellartige Berechnung der Naturabtauung wurde die mittlere Stillstandszeit über der Quelltemperatur in der Abb. 45 für 14 Anlagen aus dem FAWA-Projekt [17] aufgezeichnet. Die ausgezogene Linie stellt die Anlagengruppe Ostschweiz und Hügellgebiet und die gestrichelte Linie diejenige des Mittellandes dar. Es kann vor allem im interessanten Bereich bei Quelltemperaturen von 1.0 bis 7.0 [°C] eine ziemlich gute Übereinstimmung der Werte der beiden Anlagengruppen festgestellt werden.

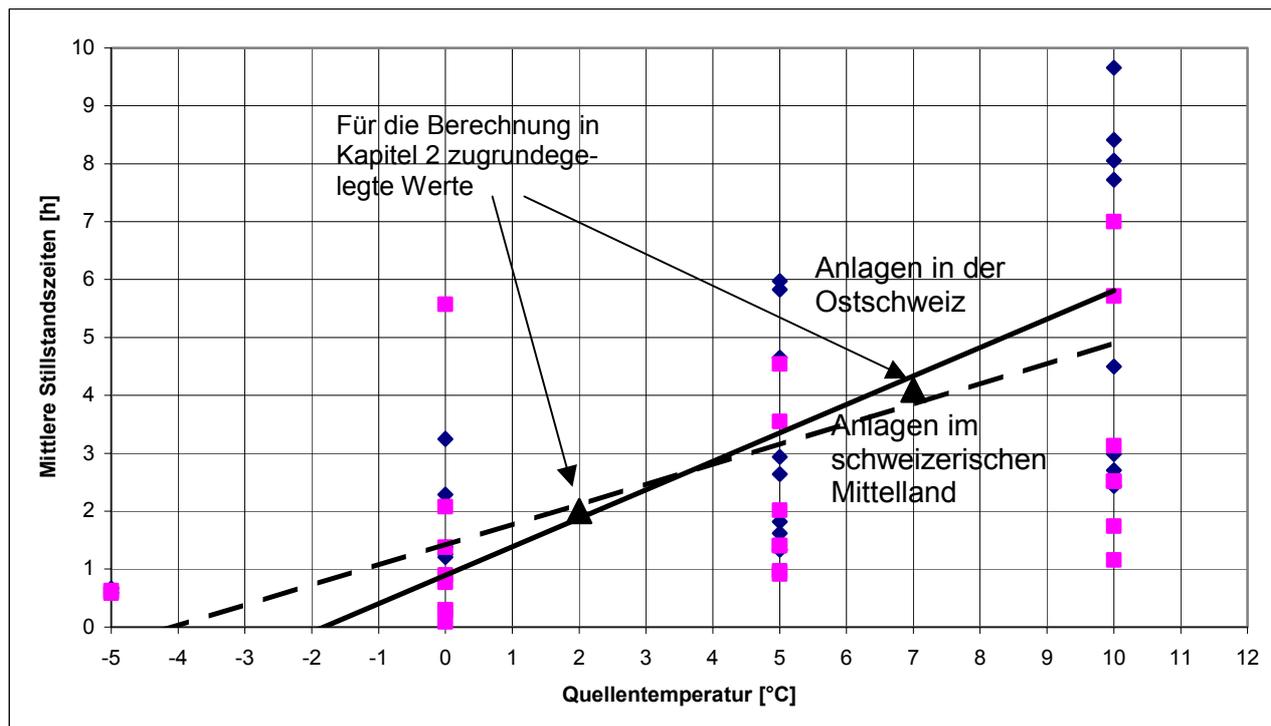


Abb. 45: Stillstandszeit in Abhängigkeit der Aussentemperatur – Mittelwerte von 14 Anlagen aus dem FAWA [17] Projekt

Zusammengefasst muss festgestellt werden, dass die untersuchten Abtauvorgänge eher komplex sind und nicht ohne weiteres aufgrund eines kleinen Samples kategorisiert werden können. Es ist für die genauere Bestimmung der Vorgänge, die als Basis für die Optimierung der Abtauung bei Luft-Wasser-Wärmepumpen dienen könnten, notwendig, noch tiefer in diese Vorgänge hinein zu schauen, was im Rahmen dieser Projektphase nicht vorgesehen war.

Eine Abschätzung des Reduktion des Abtauaufwandes durch die Naturabtauung findet sich im Kapitel 2.11.

## 7. Wirtschaftlichkeit

Neben der Effizienz der Abtaumethode und der Abtaudauer sind auch die Zuverlässigkeit und die Kosten einer Wärmepumpe interessant. In diesem Kapitel soll die Wirtschaftlichkeit für verschiedene Abtausysteme untersucht werden. In der folgenden Berechnung sollen die Kosten der Abtauerung für einen Wärmepumpenbesitzer berechnet werden, der seine WP 15 Jahre mit einer Jahreswärmemenge von 20'000 kWh/a betreibt. Die Stromkosten liegen bei 0.20 CHF/kWh.

Die Investitionskosten zur Erstellung der Abtaueinrichtung setzen sich zusammen aus den Materialkosten und den Arbeitskosten (60 CHF/h). Diese Kosten werden mit dem Faktor 2.1 multipliziert, um die Gemeinkosten und die Handelsspanne abzudecken. Anschliessend wird noch eine Mehrwertsteuer von 7.6% aufgeschlagen. Die Investitionskosten werden mit 5% verzinst.

Zur Veranschaulichung werden die Prinzipschaltungen beider Abtaumethoden in der Folge noch einmal mit hervorgehobenen Zusatzkomponenten für die Abtauerung skizziert.

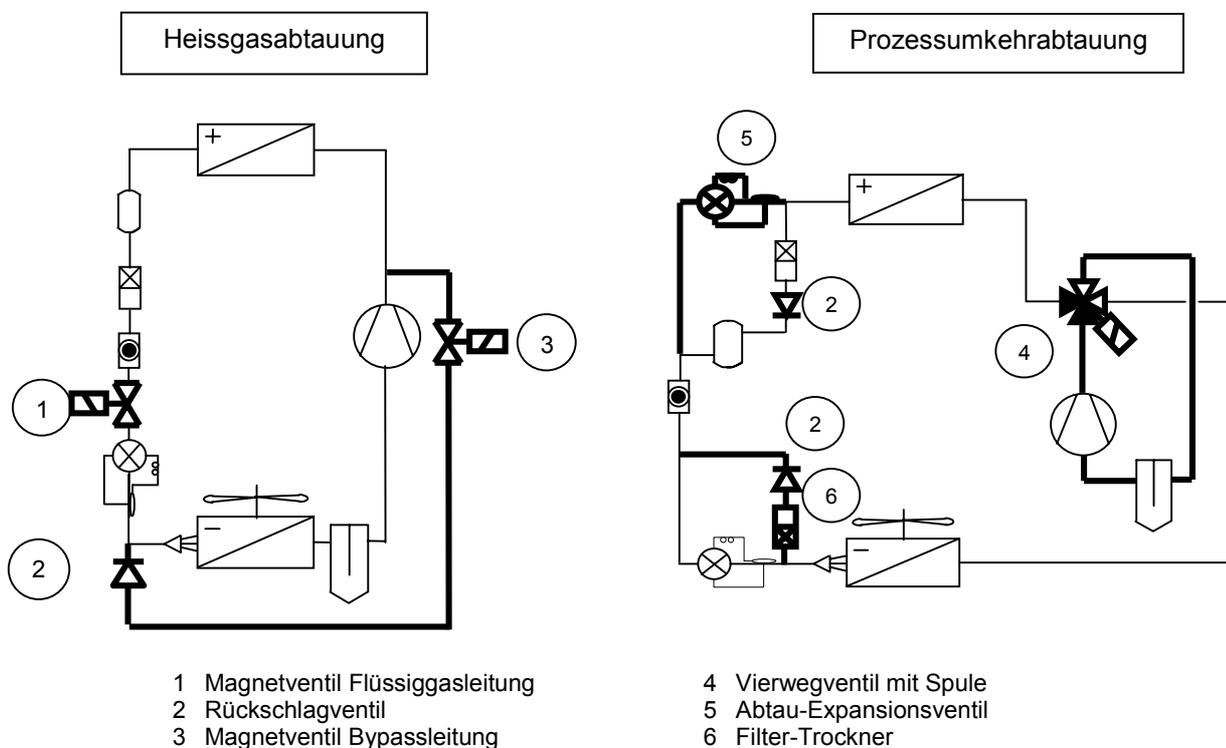


Abb. 46: Prinzipschaltbild der beiden häufigsten Abtauvarianten mit hervorgehobenen Komponenten, die nur für die Abtauerung benötigt werden.

Bei der Heissgasabtauung setzt sich das Material für die Abtaueinrichtung zusammen aus 2 Magnetventilen (Abtau- und Heizbetrieb), einer Rückschlagklappe, den Rohrverbindungen und dem Kleinmaterial. Bei Anlagen mit Prozessumkehr wird für die Abtauerung ein Vierwegventil, ein Abtauexpansionsventil, zwei Rückschlagventile sowie ebenfalls Rohrverbindungen und Kleinmaterial benötigt. Die Summe der Einzelpreise befindet sich in der ersten Zeile von Tab. 14. Die Daten für Arbeitszeit und Materialaufwand wurde bei mehreren Herstellern erhoben.

Für die Abtauerung (ohne Steuerung) bei Retrofit Wärmepumpen werden folgende Komponenten benötigt: Abtau-Plattentauscher, Dreiweg-Umstellventil, Leitungsmaterial und Isolation. Dies ergibt für den Kunden einen Preis von 2170.- CHF. Zusammen mit der Arbeitszeit von etwa einem

Tag (750.- CHF) ergeben sich Investitionskosten von 2920.- CHF für die Abtaueinrichtung einer Retrofit-Wärmepumpe.

	Einheit	Heissgas	Prozessumkehr	Luftabtauung	Retrofit
Material exkl. MWSt.	[CHF]	215.-	271.-	-	-
Arbeitsstunden	[h]	2.9	5	-	-
Arbeitskosten exkl. MWSt. (60.- CHF/h)	[CHF]	174.-	300.-	-	-
Herstellkosten exkl. MWSt.	[CHF]	389.-	571.-	450.-	-
Herstellkosten mit Gemein- kostenzuschlag exkl. MWSt.	[CHF]	816.-	1199.-	945.-	2920.-
Herstellkosten mit Gemein- kostenzuschlag inkl. MWSt.	[CHF]	879.-	1290.-	1017.-	3142.-
Jährlicher elektrischer Ab- tauenergieverbrauch <sup>1</sup>	[kWh]	460	420	148	420
Energiekosten für 15 Jahre (inkl. Zinseszins)	[CHF]	4738.-	4326.-	1524.-	4326.-
Gesamtkosten für den Kun- den in 15 Jahren	[CHF]	5617.-	5616.-	2541.-	7468.-

Tab. 14: Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Abtaumethoden

<sup>1</sup> Elektrische Abtauenergie unter Berücksichtigung der Naturabtauung und des Temperaturverlaufs im Jahresschnitt bei einer Jahreswärmeproduktion von 20.000 kWh/a

## 8. Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchungen zum Thema „Abtauen“ haben einige interessante Aspekte und teilweise Überraschungen gezeigt. Wir können die Ergebnisse etwa wie folgt zusammenfassen:

- a) Es gibt viele verschiedene Abtauverfahren. Die bei Wärmepumpen am häufigsten eingesetzten Verfahren sind die Abtauung mittels Prozessumkehr und die Heissgasabtauung. Diese beiden Verfahren wurden in dieser Arbeit bezüglich Energieverbrauch und Abtauzeit genauer analysiert. Ergänzend wurden noch vier weitere Verfahren untersucht, von denen zumindest drei Verfahren ein gutes Realisierungspotential aufweisen könnten.
- b) Der Energieaufwand für die Prozessumkehr und die Heissgasabtauung sind in ihrer Grössenordnung vergleichbar. Die erwartete energetische Überlegenheit der Prozessumkehr ist nicht so ausgeprägt wie erwartet.
- c) Die Abtauzeiten bei der Prozessumkehr sind kleiner, auch wenn man die Zeit für die Wiederaufzufuhr der bei der Abtauung aus dem Heizkreis entzogenen Wärme hinzuzählt.
- d) Die Naturabtauung während der Stillstandzeiten der Wärmepumpe wirkt sich positiver auf die Heissgasabtauung als auf die Prozessumkehrabtauung aus.
- e) Es gibt einige heute noch kaum angewendete Verfahren, die sowohl preislich als auch energetisch interessante Voraussetzungen als Abtausystem haben.
- f) Bezüglich Abtausteuern haben wir zumindest an einer Anlage festgestellt, dass schon bei geringen Feuchteunterschieden in der Quellenluft grosse Unterschiede in den Abtauzeiten und im Abtaufwand auftreten. Dies könnte auf eine nicht optimale Abtausteuernstrategie zurück zu führen sein.
- g) Es besteht noch Potential zur Verminderung des Energieaufwandes bei den Abtauverfahren. Aussichtsreiche Verfahren sind diesbezüglich etwa die Abtauung mit Raumluft oder mit warmer Kältemittelflüssigkeit oder auch das Verfahren bei der Retrofit-Wärmepumpe (optimiert).

Wie bei jeder Untersuchung werden nicht nur Fragen beantwortet, es entstehen auch neue Fragestellungen. So würde es sich aus unserer Sicht lohnen, beispielsweise bei Umgebungstemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes vermehrt die Quellenluft selbst für die Abtauung heranzuziehen. Dadurch könnte auf die mechanische Abtauung ganz oder teilweise verzichtet werden. Dies wäre eine vertiefte Untersuchung wert.

Bei der Untersuchung der Naturabtauung haben wir festgestellt, dass die Wirkung der Naturabtauung nicht nur von der Umgebungstemperatur abhängig ist, sondern auch von der zeitlichen Lage der letzten Abtauung vor dem Abstellen der Maschine. Wenn der Verdampfer unmittelbar vor dem Abstellen enteist wird, so kann sich bis zum Abstellen der Maschine kein Eis mehr an den Lamellen bilden und die Naturabtauung ist dann im Stillstand wirkungslos. Je weiter sich jedoch die letzte Abtauung zeitlich vom Abstellpunkt entfernt, desto mehr Eis setzt sich an den Lamellen bis zum Abstellzeitpunkt an und desto stärker wirkt sich die Naturabtauung aus. Dieser Umstand dürfte auch für die starken Schwankungen des Abtaubedarfs von Zyklus zu Zyklus mitverantwortlich sein. Der Aspekt der Naturabtauung sollte unseres Erachtens zusammen mit der Abtauhilfe durch das Verdampfergebläse genauer untersucht werden. Andererseits wurde auch festgestellt, dass die Naturabtauung (bei der untersuchten Maschine) zunächst nur eine Art Schneematsch bildet und bei einer Lufttemperatur von 2°C erst nach etwa 1,5h abzutropfen beginnt. Bei kürzeren Stillstandszeiten gefriert dieser Schneematsch nach Beginn des nächsten Heizzyklus wieder.

Der Einfluss der Abtausteuering auf den energetischen Abtaubedarf konnte in dieser Arbeit ebenfalls nicht näher untersucht werden. Die Abtaueffizienz hängt wesentlich damit zusammen, ob die Abtausteuering die Maschine wirklich nur dem Abtaubedarf entsprechend im Abtaumodus hält. Auch dieser Aspekt wäre einer genaueren Analyse würdig.

Um das Potential der Naturabtauung zusammen mit dem Ventilator kurz abzuschätzen, wird der Verdampfer einer Wärmepumpe mit 10kW Leistung (bei A2/W35) untersucht. Die Gesamtoberfläche der Lamellen beträgt ca. 60m<sup>2</sup>. Nimmt man nun einen Wärmeübergangswert von 20 W/m<sup>2</sup>/K bei eingeschaltetem Ventilator an, so ergibt sich eine Abtauleistung von 1.2kW pro Grad Celsius Temperaturdifferenz zwischen Luft und Gefrierpunkt. Im folgenden Diagramm wird diese Abtauleistung mit der Leistung der Heissgasabtauung verglichen. Wenn die ausströmende Luft 0°C (Schmelztemperatur des Eises) besitzt, so hat man bei 2°C Quelltemperatur bereits dieselbe Abtauleistung wie eine Wärmepumpe mit Heissgasabtauung.

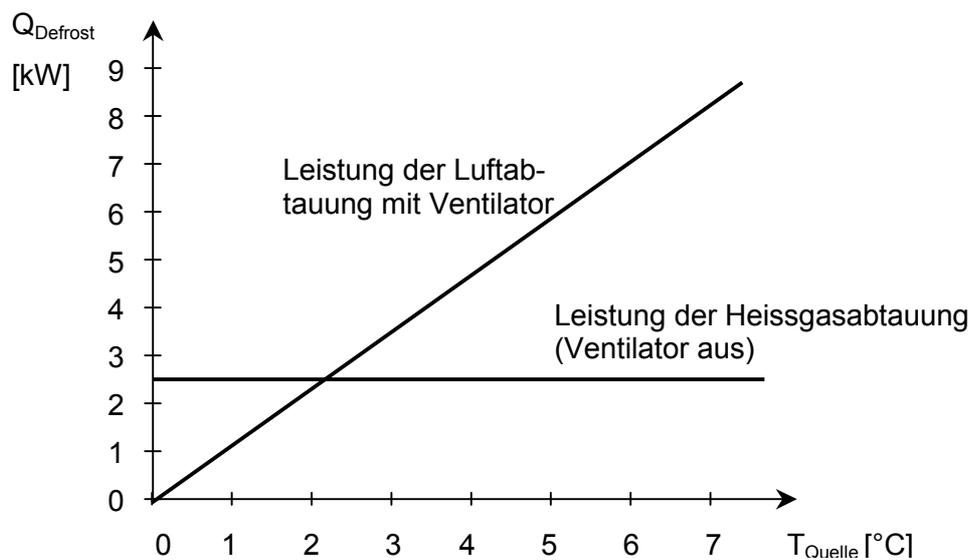


Abb. 47: Abschätzung der Abtauleistung der Naturabtauung mit Ventilator im Vergleich mit der Leistung der Heissgasabtauung

## 9. Verzeichnisse

### 9.1 Symbolverzeichnis

Symbol	Grösse	Einheit
$c$	Mittlere Geschwindigkeit des Kältemittels	[m/s]
$C_{Leak}$	Leckagekonstante des Vierwegventils	[m <sup>-4</sup> ]
$d_{HD}$	Hochdruckseitiger Anschlussdurchmesser des Vierwegventils	[mm]
$d_{ND}$	Niederdruckseitiger Anschlussdurchmesser des Vierwegventils	[mm]
$E_{Defrost}$	Gesamter elektrischer Aufwand für die Abtauung	[kJ]
$E_{defrost, \%}$	Verhältnis der elektrischen Abtauenergie zur elektrischen Heizenergie	[%]
$E_{Direkt}$	Direkter elektrischer Energieaufwand für die Abtauung	[kJ]
$E_{el, direkt}$	Direkter elektrischer Energieaufwand für die Abtauung zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme	[kWh]
$E_{el, indirekt}$	Indirekter elektrischer Energieaufwand für die Abtauung zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme	[kWh]
$E_{el, Kompr.}$	Elektrischer Energieaufwand des Verdichters zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme	[kWh]
$E_{Indirekt}$	Indirekter elektrischer Energieaufwand für die Abtauung	[kJ]
$E_{Leak}$	Zusätzlicher elektrischer Aufwand durch Leckage im Vierwegventil	[kJ]
$E_{Leak, \%}$	Prozentualer Anteil der Leckage am Mehraufwand	[%]
$E_{\Delta p}$	Zusätzlicher elektrischer Aufwand durch Druckabfall im Vierwegventil	[kJ]
$E_{\Delta p, \%}$	Prozentualer Anteil des Druckverlusts am Mehraufwand	[%]
$E_{Senke}$	Zusätzlicher elektrischer Aufwand durch Wärmeentnahme aus der Senke	[kJ]
$E_{Senke, \%}$	Prozentanteil der Wärmeentnahme aus der Senke am Mehraufwand	[%]
$E_{\Delta T}$	Zusätzlicher elektrischer Aufwand durch Wärmedurchgang im Vierwegventil	[kJ]
$E_{\Delta T, \%}$	Prozentualer Anteil des Wärmedurchganges am Mehraufwand	[%]
$h_{LA}$	Enthalpie der Luft am Verdampferaustritt	[kJ/kg]
$\Delta h_{latent}$	Latente Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferein- und -austritt	[kJ/kg]
$h_{LE}$	Enthalpie der Luft am Verdampfereintritt	[kJ/kg]
$h_T$	Enthalpie im Taupunkt	[kJ/kg]
$\Delta h_{tot}$	Gesamte Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferein- und -austritt	[kJ/kg]
$k^*A$	Wärmedurchgang im Vierwegventil	[W/K]
$m_{Eis}$	Eismenge des Kondensats während eines Heizzyklus	[kg]
$\dot{m}_N$	Durchfluss des Nutzers	[m <sup>3</sup> /h]
$\dot{m}_R$	Kältemittelmassenstrom	[g/s]
$\dot{m}_{R, Leak}$	Kältemittelleckage	[g/s]
$m_{tot}$	Gesamtmenge des Kondensats während eines Heizzyklus	[kg]
$m_{W, Eis}/m_{W, tot}$	Verhältnis des gefrorenen zum gesamten auskondensierten Wasser	[-]
$Nu$	Nusselt Zahl	[-]
$P_{el}$	Elektrische Leistung des Verdichters während des Heizbetriebes	[W]
$P_{el, Defrost}$	Elektrische Leistung des Verdichters während des Abtaubetriebes	[W]
$p_{HD}$	Hochdruck	[bar a]
$\Delta p_{HD}$	Hochdruckseitiger Druckabfall des Vierwegventils	[bar a]
$p_L$	Luftdruck	[bar a]
$p_{S, LA}$	Sättigungsdampfdruck des Wassers am Verdampferaustritt	[bar a]
$p_{S, LE}$	Sättigungsdampfdruck des Wassers am Verdampfereintritt	[bar a]
$p_{ND}$	Niederdruck	[bar a]
$\Delta p_{ND}$	Niederdruckseitiger Druckabfall des Vierwegventils	[bar a]
$p_T$	Dampfdruck im Taupunkt	[bar a]

Pr	Prandtl-Zahl	[-]
$Q_{\text{Kond}}$	Wärmeleistung am Kondensator	[W]
$Q_{\text{Schmelz,Betrieb}}$	Während der Abtauung erzeugte Wärme am Verdampfer	[kJ]
$Q_{\text{Verd}}$	Wärmeleistung am Verdampfer	[W]
R	Spezifische Gaskonstante	[J/kg/K]
Re	Reynoldszahl	[-]
$\Delta t_{\text{Defrost}}$	Dauer eines Abtauzyklus	[min]
$t_{\text{defrost,\%}}$	Verhältnis von totaler Abtauzeit zur Heizzeit	[%]
$T_{\text{Evap}}$	Verdampfungstemperatur	[°C]
$\Delta t_{\text{Heiz}}$	Dauer eines Heizzyklus	[min]
$T_{\text{Kond}}$	Kondensationstemperatur	[°C]
$T_{\text{LA}}$	Lufttemperatur am Verdampferaustritt	[°C]
$T_{\text{LE}}$	Lufttemperatur am Verdampfereintritt	[°C]
$T_{\text{RL,N}}$	Rücklauftemperatur des Nutzers	[°C]
$T_{\text{Subcool}}$	Unterkühlung des Kältemittels	[°C]
$T_{\text{Superheat}}$	Überhitzung des Sauggases	[°C]
$\Delta T_{\text{Superheat}}$	Zusätzliche Überhitzung durch das Vierwegventil	[°C]
$T_{\text{T}}$	Temperatur im Taupunkt	[°C]
$t_{\text{tot,Defrost}}$	Zeit vom Abtaustart, bis die entzogene Wärme zurückgeliefert ist	[min]
$T_{\text{VL,N}}$	Vorlauftemperatur des Nutzers	[°C]
$\dot{V}_L$	Luftvolumenstrom durch den unbeeisten Verdampfer	[m <sup>3</sup> /h]
$\dot{V}_{\text{theor.}}$	Theoretisches Ansaugvolumen des Verdichters	[m <sup>3</sup> /h]
$w_e$	Spezifische elektrische Arbeit	[kJ/kg]
$w_{e,\Delta p}$	Spezifische elektrische Arbeit nach Einbau eines Vierwegventils	[kJ/kg]
$\Delta x$	Am Verdampfer ausgeschiedenes Kondensat	[g/kg]
$x_{\text{LA}}$	Absolute Luftfeuchte am Verdampferaustritt	[g/kg]
$x_{\text{LE}}$	Absolute Luftfeuchte am Verdampfereintritt	[g/kg]
Z	Realgasfaktor	[-]
$\varepsilon_{\text{WP}}$	Leistungszahl der Wärmepumpe	[-]
$\varepsilon_{\text{WP},\Delta p}$	Leistungszahl der Wärmepumpe bei um $\Delta p$ grösserem Druckverhältnis	[-]
$\varphi_{\text{LA}}$	Relative Luftfeuchte am Verdampferaustritt	[%]
$\varphi_{\text{LE}}$	Relative Luftfeuchte am Verdampfereintritt	[%]
$\lambda$	Liefergrad des Kompressors	[-]
$\pi$	Druckverhältnis am Verdichter	[-]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{LA}}$	Dichte der feuchten Luft am Verdampferaustritt	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{LE}}$	Dichte der feuchten Luft am Verdampfereintritt	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau_{\text{defrost}}$	Abtaueffizienz	[%]
$\Psi$	Verhältnis der latenten zur gesamten Enthalpiedifferenz am Verdampfer	[-]
$\zeta_{\text{HD}}$	Druckverlustbeiwert des Vierwegventils hochdruckseitig	[-]
$\zeta_{\text{ND}}$	Druckverlustbeiwert des Vierwegventils niederdruckseitig	[-]

## 9.2 Literaturverzeichnis

Die Literaturrecherche wurde mit Hilfe von folgenden Bibliothekdatenbanken durchgeführt:

- **NEBIS**, Netzwerk von Bibliotheken und Informationsstellen in der Schweiz
- **FRIDOC**, Datenbank des International Institute of Refrigeration
- **ASRHAЕ**, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers

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

### ***Bücher***

- [1] Hubacher,B. Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern,  
Ehrbar,M. Phase1, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 2000, ENET 0036270  
Download ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)
- [2] Ehrbar,M. Kälte- und Wärmepumpentechnik, 9.Auflage, 2001  
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
- [3] Ehrbar,M. Technische Thermodynamik, 9.Auflage, 2001  
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
- [4] Ehrbar,M. Technische Strömungslehre, 4.Auflage, 2000  
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
- [5] Gabathuler,H. Messungen an Retrofit-Wärmepumpen, Phase 2, Schlussbericht  
Mayer,H. Bundesamt für Energie 2002, ENET 220143  
Download ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)
- [6] Deller,M Wärmequelle Luft für Retrofitwärmepumpen, Schlussbericht  
Kopp,T Bundesamt für Energie 2002, ENET 220137  
Download ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)

### ***Zeitschriftenartikel***

- [7] J. Reichelt Verdampfer-Abtauung – am Beispiel von Heizwärmepumpen,  
KI – Klima-Kälte-Heizung 2/1987, S72-75, Deutsch
- [8] Jan Danger Robuste und energiesparende Abtauung von Verdampfern  
KI – Klima-Kälte-Heizung 1/1999, S28-30, Deutsch
- [9] Beat Frei Beitrag zur Theorie und Messung der feuchten Luft  
P.W. Egolf KI – Klima-Kälte-Heizung 9/1999, S454-456, Deutsch
- [10] V.C. Mei A Frost-Less Heat Pump  
ASHRAE Trans. 2002, Abstract, Englisch
- [11] H. Ortner Heissgas-Bypass-Abtauung bei FCKW-Kältemittel-Einzelkälteanlagen  
KI – Klima-Kälte-Heizung 5/1989, S235-237, Deutsch
- [12] K. Faigle Die Leistung und das Betriebsverhalten von Verdampfern  
H. Rauser KI – Klima-Kälte-Heizung 9/1988, S376-378, Deutsch
- [13] P.O.Fahlén Optimized defrost control  
20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999,  
Volume III, Paper 090, Englisch

- [14] F.R.Ameen Experimental study of warm-air defrosting of heat pump evaporators  
J.E.R. Coney International Journal of Refrigeration 1993 Vol 16, S13 – 18, Englisch
- [15] T. Argaud Experimental comparison of two methods for triggering the defrosting of  
reversible air/water heat pumps  
20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999,  
Volume III, Paper 201, Englisch
- [16] Solar- und Wärmepumpentechnik, Beschreibung der Futura-Air HLWP 34-  
61 EVFW, Niederbüren, 27.4.2001
- [17] P. Hubacher Feldanalyse von Wärmepumpen,  
Otschweizer Energiepraxis, September 2002, S 4-5, Deutsch

### 9.3 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Prinzip der Heissgasabtauung (Quelle: [1]) .....	11
Abb. 2: Prinzip der Prozessumkehrabtauung (Quelle [1]) .....	12
Abb. 3: Kältemittelkreislauf mit und ohne Vierwegventil, dargestellt im p-h-Diagramm.....	16
Abb. 4: Skizze des Verdampfers für die Simulation der Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle .....	17
Abb. 5: Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle bei $T_{LE} = 7^{\circ}\text{C}$ und $T_{Verd} = -7^{\circ}\text{C}$ .....	18
Abb. 6: Energiebilanzskizze für die Abtauwärme .....	19
Abb. 7: Abtaueffizienz in verschiedenen Arbeitspunkten.....	20
Abb. 8: Verhältnis der theoretisch nötigen Abtauwärme zur tatsächlich aufgewendeten elektrischen Abtauenergie (ohne Naturabtauung und Vierwegventilaufwände).....	21
Abb. 9: Anteil der Abtauung an der Heizzeit bei Prozessumkehr und Heissgasabtauung (ohne Naturabtauung) .....	22
Abb. 10: Prozentuale Aufteilung des relativen elektrischen Abtauenergieaufwandes bei der Prozessumkehrabtauung (ohne Naturabtauung) .....	23
Abb. 11: Elektrischer Abtauenergieaufwand bei der Prozessumkehrabtauung zur Erzeugung von 100 kWh Nutzwärme (ohne Naturabtauung).....	24
Abb. 12: Anteile des elektrischen Abtauenergieaufwandes am elektrischen Energieaufwand für den Heizbetrieb (ohne Naturabtauung).....	25
Abb. 13: Elektrischer Abtauenergieaufwand pro 100kWh Nutzwärme (ohne Berücksichtigung der Naturabtauung) .....	26
Abb. 14: Elektrischer Abtaubedarf zur Erzeugung von 100kWh Nutzwärme unter Berücksichtigung der Naturabtauung.....	28
Abb. 15: Summierte Laufzeit in Abhängigkeit der Aussentemperatur.....	29
Abb. 16: Messanordnung für den Vierwegventilprüfstand .....	33
Abb. 17: Vierwegventil am Prüfstand mit den Druck- und Temperaturmessstellen .....	34
Abb. 18: Fertig aufgebauter und isolierter Vierwegventilprüfstand .....	34
Abb. 19: Kältemittelkreislauf des Vierwegventilprüfstandes .....	35
Abb. 20: Saugseitiger Druckverlust der beiden Vierwegventile .....	36
Abb. 21: Saugseitiger Druckverlustbeiwert (Der Anstieg des Druckverlustbeiwertes beim Ventil V6 ist eher ungewöhnlich) .....	37
Abb. 22: Hochdruckseitiger Druckverlust .....	37
Abb. 23: Hochdruckseitiger Druckverlustbeiwert der Vierwegventile.....	38
Abb. 24: Wärmedurchgang von der Hochdruck- zur Niederdruckseite des Vierwegventils .....	38
Abb. 25: Leckagemassenstrom zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite, abgeleitet aus der Energiebilanz des Vierwegventils. ....	39
Abb. 26: Messanordnung zur Direktmessung der Leckage.....	40
Abb. 27: Leckagemassenstrom zwischen Hochdruck und Niederdruckseite laut Direktmessung 40	
Abb. 28: Schema der Swiss Retrofit Heat Pump – Anlage A (Quelle: [5]) .....	43

Abb. 29: Schema der Swiss Retrofit Heat Pump – Anlage B (Quelle: [5]) .....	43
Abb. 30: Elektrischer Energiebedarf für die Abtauung, um 100 kWh Nutzwärme zu erzeugen....	44
Abb. 31: Elektrischer Abtauenergiebedarf im Verhältnis zur elektrischen Energie während des Heizzyklus .....	45
Abb. 32: Verhältnis der Abtaudauer und der Dauer eines Abtauzyklus zur Heizdauer bei den Retrofit Wärmepumpen .....	45
Abb. 33: Schema der Wärmepumpe mit Warmluftabtauung (Quelle: [16]) .....	47
Abb. 34: Wärmepumpe mit einer Abtauung durch warme Kältemittelflüssigkeit .....	49
Abb. 35: Mittlere thermische Abtauenergie bei einer Heizdauer von einer Stunde .....	49
Abb. 36: Schema einer Wärmepumpe mit LiCl-Film auf einem Cellulosewabenkörper .....	51
Abb. 37: Prinzipschema der Versuchsanlage .....	52
Abb. 38: Foto des Verdampfers nach einer Stillstandszeit von 1.5h (A2W35).....	54
Abb. 39: Foto des Verdampfers direkt nach einem Heizbetrieb (A2W35).....	55
Abb. 40: Laufzeiten von Ventilator (=Heizperiode), Kompressor und Abtauung .....	55
Abb. 41: Kondensatmenge durch Naturabtauung .....	57
Abb. 42: Anteil des durch die Naturabtauung geschmolzenen Eises .....	58
Abb. 43: Häufigkeitsverteilung der Stillstandszeiten (bei Quellentemperaturen zwischen 0°C und 10°C) bei einer typischen Anlage.....	60
Abb. 44: Stillstandszeiten in Abhängigkeit der Quellen-temperatur bei einer typischen Anlage... 60	
Abb. 45: Stillstandszeit in Abhängigkeit der Aussentemperatur – Mittelwerte von 14 Anlagen aus dem FAWA [17] Projekt .....	61
Abb. 46: Prinzipschaltbild der beiden häufigsten Abtauvarianten mit hervorgehobenen Komponenten, die nur für die Abtauung benötigt werden. ....	62
Abb. 47: Abschätzung der Abtauleistung der Naturabtauung mit Ventilator im Vergleich mit der Leistung der Heissgasabtauung .....	65
Abb. 48: Zustandsverlauf der Luft im Verdampfer .....	71
Abb. 49: Skizze des Verdampfers, der zur Simulation der Temperaturverteilung verwendet wird	74
Abb. 50: Temperaturverteilung auf einem Verdampferlamellenstück bei einer Quelleneintrittstemperatur von 7°C und Verdampfungstemperatur von -7°C .....	76
Abb. 51: Temperaturverteilung auf einem Verdampferlamellenstück bei einer Quelleneintrittstemperatur von 2°C und Verdampfungstemperatur von -10°C .....	77
Abb. 52: Kondensatmenge in Abhängigkeit von Eintrittsfeuchte und Austrittsfeuchte (Ergebnisse des Modells) .....	78
Abb. 53: Relative Feuchte am Verdampferausgang in Abhängigkeit von Eintrittstemperatur und Eintrittsfeuchte.....	78
Abb. 54: Leckagemassenstrom des Vierwegventils V6 bei der Direktmessung .....	80
Abb. 55: Leckagemassenstrom des Vierwegventils V10 bei der Direktmessung (mit Öl) .....	81
Abb. 56: Wärmedurchgang von der Hochdruck- zur Niederdruckseite des Vierwegventils .....	83
Abb. 57: Wärmedurchgang des Ventils V6 .....	84
Abb. 58: Wärmedurchgang des Vierwegventils V10 .....	84
Abb. 59: Druckverlustbeiwert auf der Niederdruckseite des Ventils V6 .....	85
Abb. 60: Bestimmung des saugseitigen Druckabfalls aus den Herstellerangaben .....	86
Abb. 61: Niederdruckseitiger Druckverlustbeiwert des Ventils V10 .....	86
Abb. 62: Kältemittelkreislauf mit und ohne Vierwegventil .....	87
Abb. 63 und Abb. 64: Elektrischer Abtaubedarf für 100kWh Nutzwärme in den Arbeitspunkten A-7/W35 und A-7/W50.....	92
Abb. 65 und Abb. 66: Elektrischer Abtaubedarf für 100kWh Nutzwärme in den Arbeitspunkten A2/W35 und A2/W50 .....	93
Abb. 67 und Abb. 68: Elektrischer Abtaubedarf für 100kWh Nutzwärme in den Arbeitspunkten A7/W35 und A7/W50 .....	93
Abb. 69 und Abb. 70: Abtaueffizienz in den Arbeitspunkten A-7/W35 und A-7/W50 .....	94
Abb. 71 und Abb. 72: Abtaueffizienz in den Arbeitspunkten A2/W35 und A2/W50 (Begründung für Abtaueffizienz >1 siehe Seite 20) .....	94
Abb. 73 und Abb. 74: Abtaueffizienz in den Arbeitspunkten A7/W35 und A7/W50 (Begründung für Abtaueffizienz >1 siehe Seite 20) .....	94

## A. Anhang

Der Anhang enthält generell die detaillierte Beschreibung der Auswertemethodik, im Gegensatz zum Hauptteil, wo der Umfang der Untersuchung, die generelle Vorgangsweise und allgemeine Überlegungen sowie Ergebnisse dargestellt werden.

### A.1 Bestimmung der Kondensatmenge

#### A1.1 Kondensationsmodell

Mit diesem Modell wird das anfallende Kondensat während eines Heizzyklus aus den Messdaten von Töss errechnet.

#### Darstellung des Kondensationsvorganges im Mollier-h,x-Diagramm

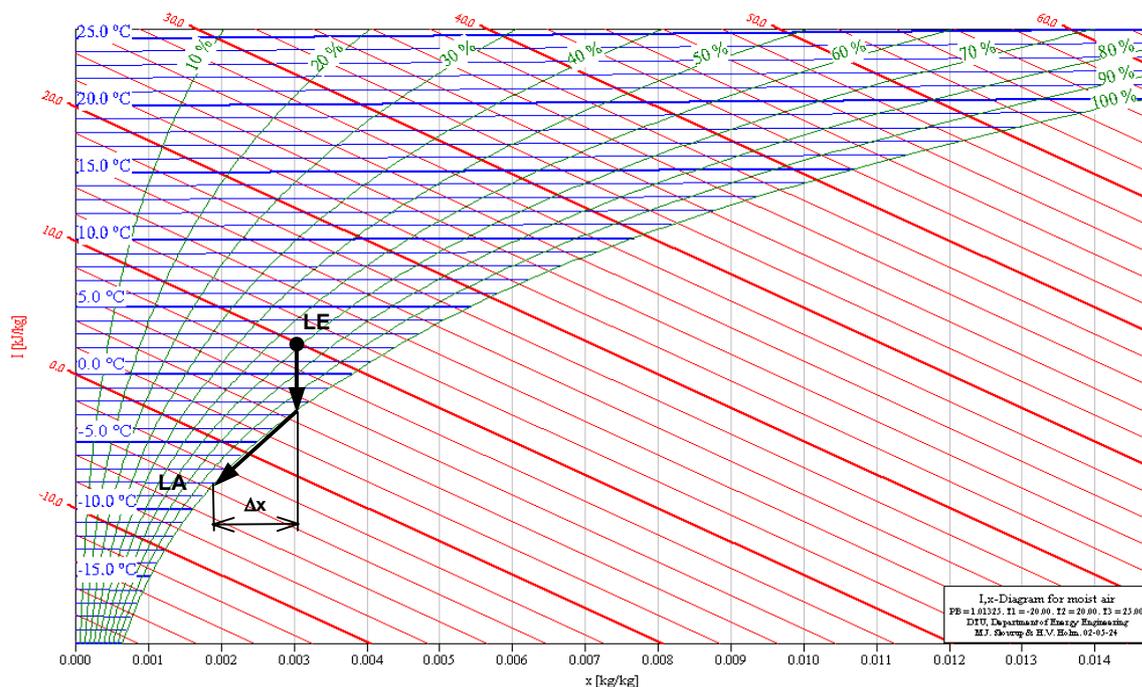


Abb. 48: Zustandsverlauf der Luft im Verdampfer

#### Bekannt:

Luft-Eintrittstemperatur:	$T_{LE}$	[°C]	(WPZ Töss-Messwert)
Luft-Eintrittsfeuchte:	$\varphi_{LE}$	[%]	(WPZ Töss-Messwert)
Luft-Volumenstrom:	$\dot{V}_L$	[m <sup>3</sup> / h]	(WPZ Töss-Messwert)
Heizdauer:	$\Delta t_{Heiz}$	[min]	(WPZ Töss-Messwert)
Verdampferleistung:	$Q_{verd}$	[W]	(WPZ Töss-Messwert)
Luftdruck:	$p_L$	[bar]	(WPZ Töss-Messwert)

#### Annahmen:

Mittlere Relative Luftfeuchtigkeit am Austritt:	$\varphi_{LA}$	[%]	(Erfahrungswert, Labormessung)
---	----------------	-----	--------------------------------

#### Gesucht:

Menge des ausgeschiedenen Kondensats im Heizzyklus:	$m_{tot}$	[kg]
---	-----------	------

Menge der anfallenden  
Eismasse im Heizzyklus:  $m_{Eis}$  [kg]

### Berechnung der Kondensatmenge

Mit Hilfe der Theorie der feuchten Luft kann die Abkühlung und die Entfeuchtung der Luft bestimmt werden. Wie in Abb. 48 ersichtlich ist, wird die in den Verdampfer eintretende Luft zuerst bis an den Taupunkt abgekühlt und anschliessend bei weiterer Abkühlung entfeuchtet.

### Bestimmung des Lufteintrittszustandes

Aus der Eintrittstemperatur  $T_{LE}$  und relativen Eintrittsfeuchte  $\varphi_{LE}$  wird der Sättigungsdampfdruck  $p_{S,LE}$ , die absolute Feuchte  $x_{LE}$ , die Enthalpie  $h_{LE}$  und die Luftdichte  $\rho_{LE}$  am Verdampfereintritt berechnet:

$$p_{S,LE} = 220.015 * e^{\frac{8.567 - 8.023 \cdot \frac{647.15}{T_{LE}}}{T_{LE}}} \quad p \text{ [bar], } T \text{ [K]} \quad (11)$$

$$x_{LE} = 0.622 \cdot \frac{\varphi_{LE} \cdot p_{S,LE}}{p_L - \varphi_{LE} \cdot p_{S,LE}} \quad x \text{ [kg/kg], } \varphi \text{ [0..1], } p \text{ [bar]} \quad (12)$$

$$h_{LE} = c_{PL} \cdot T_{LE} + x_{LE} \cdot (r_0 + c_{PW} \cdot T_{LE}) \quad h \text{ [kJ/kg], } T \text{ [}^\circ\text{C}], x \text{ [kg/kg]} \quad (13)$$

spez. Wärmekapazität von Luft bei 0°C:  $c_{PL} = 1.006 \text{ kJ/kg/K}$   
 Verdampfungswärme von Wasser bei 0°C:  $r_0 = 2501.6 \text{ kJ/kg}$   
 spez. Wärmekapazität von Wasser bei 0°C:  $c_{PW} = 1.86 \text{ kJ/kg/K}$

$$\rho_{LE} = \frac{p_L}{R_L \cdot T_{LE}} \cdot (1 - 0.378 \cdot \varphi_{LE} \cdot \frac{p_{S,LE}}{p_L}) \quad \rho \text{ [kg/m}^3\text{], } p \text{ [Pa], } T \text{ [K]} \quad (14)$$

spez. Gaskonstante von Luft:  $R_L = 287.1 \text{ J/kg}$

### Bestimmung des Taupunktes

Bevor man zur Berechnung der Kondensatmenge schreiten kann, muss abgeklärt werden, ob unter den gegebenen Bedingungen überhaupt Wasserdampf kondensiert. Um zu entscheiden, ob es zu einer Auskondensation von Wasser kommt, wird die Taupunkttemperatur  $T_T$  für die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi_{LA}$  am Verdampferaustritt benötigt. Durch eine ungleiche Temperaturverteilung im Verdampfer besitzt die austretende Luft weniger als 100% relative Feuchte. Die Austrittsfeuchte wurde mit separaten Messungen am WP-Prüfstand in der Klimakammer bestimmt (siehe A1.3).

$$x_{LE} = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_T}{p_L - \varphi \cdot p_T} \quad \therefore \quad p_T = \frac{p_L \cdot \frac{x_{LE}}{0.662}}{\varphi \cdot 1 + \frac{x_{LE}}{0.662}} \quad x \text{ [kg/kg], } p \text{ [bar], } \varphi = \varphi_{LA} \quad (15)$$

$$p_T = 220.015 * e^{\frac{8.567 - 8.023 \cdot \frac{647.15}{T_T}}{T_T}} \quad \therefore \quad T_T = \frac{8.023 \cdot 647.15}{8.567 - \ln\left(\frac{p_T}{220.015}\right)} \quad p \text{ [bar], } T \text{ [K]} \quad (16)$$

$$h_T = c_{PL} \cdot T_T + x_{LE} \cdot (r_0 + c_{PW} \cdot T_T) \quad h \text{ [kJ/kg], } T \text{ [}^\circ\text{C}], x \text{ [kg/kg]} \quad (17)$$

Die Enthalpie  $\Delta h_{tot}$ , die der Luft beim durchströmen des Verdampfers entzogen wird, lautet:

$$\Delta h_{tot} = \frac{Q_{verd}}{\dot{m}_{LE}} = \frac{Q_{verd}}{\dot{V}_{LE} \cdot \rho_{LE}} \quad h \text{ [kJ/kg]}, Q \text{ [kW]}, \dot{V}_{LE} \text{ [m}^3\text{/s]}, \rho \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (18)$$

Anhand dieser Enthalpiedifferenz können nun die Verhältnisse am Luftaustritt bestimmt werden:

$$h_{LA} = h_{LE} - \Delta h_{tot} \quad h \text{ [kJ/kg]} \quad (19)$$

Ist  $h_{LA} > h_T$  kondensiert kein Wasser aus:

$$x_{LA} = x_{LE}, \quad T_{LA} = T_{LE} - \frac{Q_{verd}}{c_{PL}}$$

Ist  $h_{LA} < h_T$  kondensiert Wasser aus:

$$x_{LA} \neq x_{LE}$$

### Bestimmung der Austrittstemperatur

Die Lufttemperatur am Verdampferaustritt kann im zweiten Fall durch eine Iteration bestimmt werden. Für die reine Festlegung des Taupunktes haben wir die Schmelzwärme nicht berücksichtigt. Für die nun folgende Bestimmung der Austrittstemperatur der Luft ist dies jedoch erforderlich. Die vom Verdampfer entzogene Wärme pro kg trockener Luft beträgt:

$$q = c_{PL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) + (x_{LE} - x_{LA}) \cdot \left( r_0 + \frac{m_{w,Eis}}{m_{w,tot}} \cdot r_e + c_{PW} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) \right) \quad (20)$$

$$x_{LA} = 0.622 \cdot \frac{\varphi_{LA} \cdot p_{S,LA}}{p_L - \varphi_{LA} \cdot p_{S,LA}} \quad x \text{ [kg/kg]}, \varphi \text{ [0..1]}, p \text{ [bar]} \quad (21)$$

$$p_{S,LA} = 220.015 * e^{\frac{8.567 - 8.023 \cdot \frac{647.15}{T_{LA}}}{1}} \quad p \text{ [bar]}, T \text{ [K]} \quad (22)$$

Durch einsetzen von 22 und 23 in 20 erhält man die Bestimmungsgleichung für  $T_{LA}$ :

$$q - c_{PL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) - (x_{LE} - x_{LA}) \cdot \left( r_0 + \frac{m_{w,Eis}}{m_{w,tot}} \cdot r_e \right) + x_{LE} \cdot c_{PW} \cdot T_{LE} - x_{LA} \cdot c_{PW} \cdot T_{LA} = 0$$

(23)

$h$  [kJ/kg],  $T$  [°C],  $x$  [kg/kg]

Erstarrungswärme von Wasser bei 0°C:

$$r_e = 333.4 \text{ kJ/kg}$$

Verdampfungswärme von Wasser bei 0°C:

$$r_0 = 2501.6 \text{ kJ/kg}$$

spez. Wärmekapazität von Wasser bei 0°C:

$$c_{PW} = 4.187 \text{ kJ/kg/K}$$

In der obenstehenden Gleichung sind alle Grössen mit Ausnahme von  $T_{LA}$  und  $\varphi_{LA}$  gegeben, Die Gleichung kann somit nur gelöst werden, wenn zusätzlich  $\varphi_{LA}(T_{LA})$  bekannt ist. Dies wird im Abschnitt A1.4 behandelt.

Das Verhältnis  $\frac{m_{w,Eis}}{m_{w,tot}}$  gibt an, wie viel des kondensierten Wassers bei der entsprechenden Luft-

eintrittstemperatur gefriert. Liegt  $T_{LE}$  unter 0°C, so wird das gesamte Kondensat gefrieren, bei Temperaturen über 0°C wird jedoch nicht mehr unbedingt das gesamte Kondensat gefrieren. Mittels Simulation der Temperaturverteilung auf einer Lamelle soll dieser Zusammenhang geklärt werden. Für die ersten Berechnungen wird allerdings die Annahme getroffen, dass das gesamte auskondensierte Wasser gefriert (siehe auch A1.2).

Nachdem Temperatur, Enthalpie und relative Feuchte am Austritt bekannt sind, können nun die restlichen Grössen bestimmt werden.

$$p_{S,LA} = 220.015 * e^{\frac{8.567 - 8.023 \cdot \frac{647.15}{T_{LA}}}{1}} \quad p \text{ [bar]}, T \text{ [K]} \quad (24)$$

$$x_{LA} = 0.622 \cdot \frac{\varphi_{LA} \cdot p_{S,LA}}{p_L - \varphi_{LA} \cdot p_{S,LA}} \quad x \text{ [kg/kg], } \varphi [0..1], p \text{ [bar]} \quad (25)$$

Die Menge des ausgeschiedenen Kondensats pro Kilogramm Luft beträgt:

$$\Delta x = x_{LA} - x_{LE} \quad x \text{ [kg/kg]} \quad (26)$$

Mit Hilfe des Luftvolumenstroms und der Luftdichte am Verdampfereingang kann die Gesamtmasse des Kondensats, die innerhalb eine Stunde anfällt, bestimmt werden.

$$\dot{m}_{W,tot} = \Delta x \cdot \rho_{LE} \cdot \dot{V}_L \quad x \text{ [kg/kg], } \rho \text{ [kg/m}^3\text{]}, \dot{V}_L \text{ [m}^3\text{/h]}, \dot{m}_W \text{ [kg/h]} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{W,Eis} = \dot{m}_{W,tot} \cdot \frac{m_{w,Eis}}{m_{w,tot}} \quad \dot{m}_W \text{ [kg/h]} \quad (28)$$

Zusammen mit der bekannten Heizdauer kann die Eismasse während des Heizbetriebes bestimmt werden.

$$m_{Eis} = \dot{m}_{W,Eis} \cdot \Delta t_{heiz} \quad m \text{ [kg], } \dot{m}_W \text{ [kg/h], } \Delta t \text{ [h]} \quad (29)$$

$$m_{tot} = \dot{m}_{W,tot} \cdot \Delta t_{heiz} \quad m \text{ [kg], } \dot{m}_W \text{ [kg/h], } \Delta t \text{ [h]} \quad (30)$$

### A1.2 Bestimmung der Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle

Die Berechnung der Temperaturverteilung wird durchgeführt, damit der Anteil des vereisten Kondensats am Gesamtkondensat bestimmt werden kann. Auf allen Verdampferlamellen, die unter 0°C Oberflächentemperatur liegen, gefriert das Wasser. Bei gleichmässiger Bedeckung der Lamellen mit Kondensat, ist das Verhältnis von erstarrtem zu flüssigem Kondensat gleich dem Verhältnis der Lamellenflächen unter 0°C zur Fläche mit 0°C und darüber.

#### Skizze des Verdampfers:

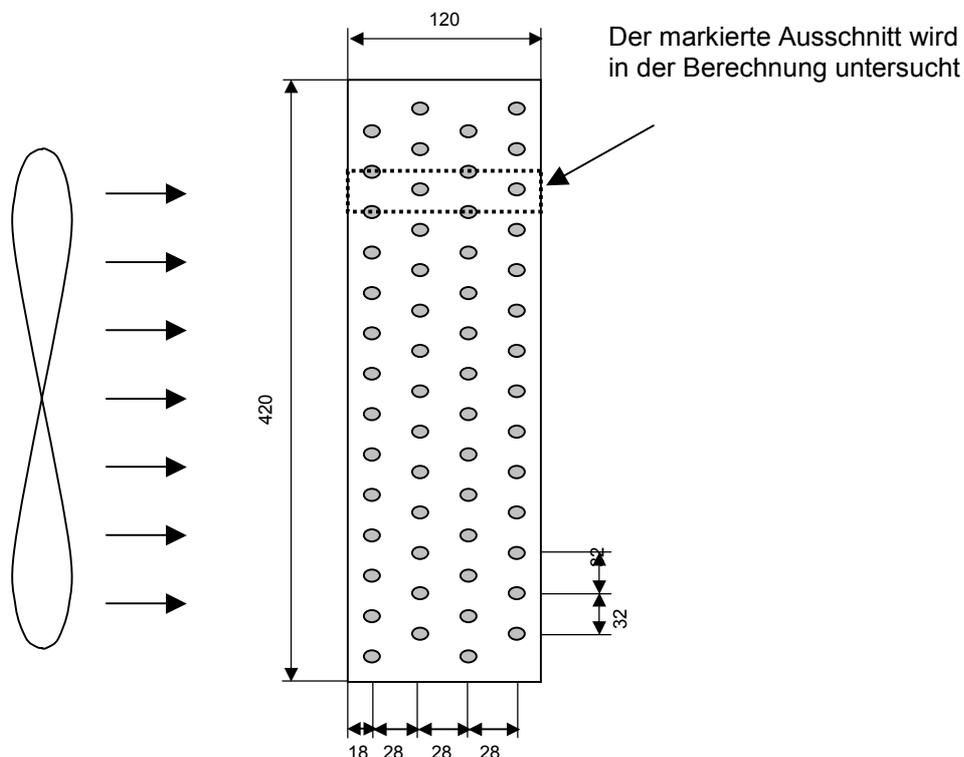


Abb. 49: Skizze des Verdampfers, der zur Simulation der Temperaturverteilung verwendet wird

**Masse:**

Breite des Verdampfers:	500mm
Anzahl der Lamellen:	125
Lamellenabstand:	4mm
Lamellenstärke:	0.15mm
Material der Lamellen:	Aluminium
Rohraussendurchmesser:	9.5mm
Rohrinnendurchmesser:	7.5mm
Rohrmaterial:	Kupfer
Luftgeschwindigkeit:	6m/s

**Berechnung des Wärmeüberganges:**

Für die Berechnung des luftseitigen Wärmeübergangs an die Lamellen gehen wir vom trockenen Wärmeübergang und glatten Oberflächen aus. In der Praxis werden die Wärmeübergangszahlen durch das gleichzeitige Auskondensieren von Wasserdampf je nach Temperatur der Luft um bis zu 70 % erhöht. Dadurch werden die Temperaturen der Lamellen enger an die Lufttemperatur herangezogen. Das bedeutet, dass die effektiven Lamellentemperaturen über denjenigen liegen, die wir im nachfolgenden berechnen. Dies hat aber auch zur Folge, dass die Annahme einer allseitigen Vereisung der Lamellen in geringerem Masse zutrifft, als bei unseren Auswertungen.

Die den Temperaturverteilungsrechnungen zugrunde gelegten Wärmeübergangszahlen wurden mit den Formalismen für den ebenen Spalt berechnet. Als Stoffwerttemperatur wurde  $-5\text{ °C}$  angenommen. Die Nusseltzahl lautet für turbulente Strömung mit Anlaufeffekt:

$$Nu = 0.0202 * (Re^{0.8} - 230) * Pr^{0.48} * \epsilon_A \quad (31)$$

Für den Anlaufeffekt im Spalt gilt bei turbulenter Strömung ( $Re > 2300$ ):

$$\epsilon_A = 1 + \left( \frac{2 * s}{l} \right)^{0.666} = 1 + \left( \frac{8}{120} \right)^{0.666} = 1.16 \quad l = \text{Länge der Lamelle in Strömungsrichtung} \quad (32)$$

Für die Reynoldszahl erhalten wir:

$$Re = \frac{c * (2 * s) * \rho}{\eta} = \frac{6 * (2 * 0.00385) * 1.32}{1.70E-5} = 3587 \quad s = \text{Lamellenabstand} \quad (33)$$

Die Prandtlzahl für Luft beträgt bei  $-5\text{ °C}$  0.71. Damit erhalten wir für die Nusseltzahl:

$$Nu = 0.0202 * (3587^{0.8} - 230) * 0.71^{0.48} * 1.16 = 9.30 \quad (34)$$

Für die gesuchte Wärmeübergangszahl  $\alpha$  folgt dann:

$$\alpha = Nu * \frac{\lambda}{s * s} = 9.30 * \frac{0.024}{2 * 0.00385} = 29 \text{ [W/(m}^2 \text{ * K)]} \quad (35)$$

Um den Temperaturverlauf der Luft in Abhängigkeit des Abstandes von der Vorderkante des Verdampfers zu berechnen, wird folgender Zusammenhang verwendet:

**Arbeitspunkt A2:**

Ansaugtemperatur: 2°C  
 Ausblastemperatur: -1°C

Formelmässiger Zusammenhang bei stetig abnehmender Temperatur (Näherung):

$$T_L = \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 3 - 1 \quad (x = \text{Abstand von der Vorderkante des Verdampfers}) \quad (36)$$

**Arbeitspunkt A7:**

Ansaugtemperatur: 7°C  
 Ausblastemperatur: 3°C

Formelmässiger Zusammenhang bei stetig abnehmender Temperatur (Näherung):

$$T_L = \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot 4 + 3 \quad (37)$$

Auf der Innenseite der Rohrleitungen des Verdampfers wird für die Berechnung mit dem Lamellenmodell eine Wärmeübergangszahl von 2000 W/m<sup>2</sup>/K angenommen.

**Ergebnis der Simulation:****Temperaturbereich A7**

Lufttemperatur am Eintritt: 7 °C  
 Lufttemperatur am Austritt: 3 °C  
 Temperatur des Kältemittels: -7 °C  
 Wärmeübergangszahl zwischen Rohr und Kältemittel: 2000 W/m<sup>2</sup>/K  
 Wärmeübergangszahl zwischen Quellluft und Lamelle: 29 W/m<sup>2</sup>/K

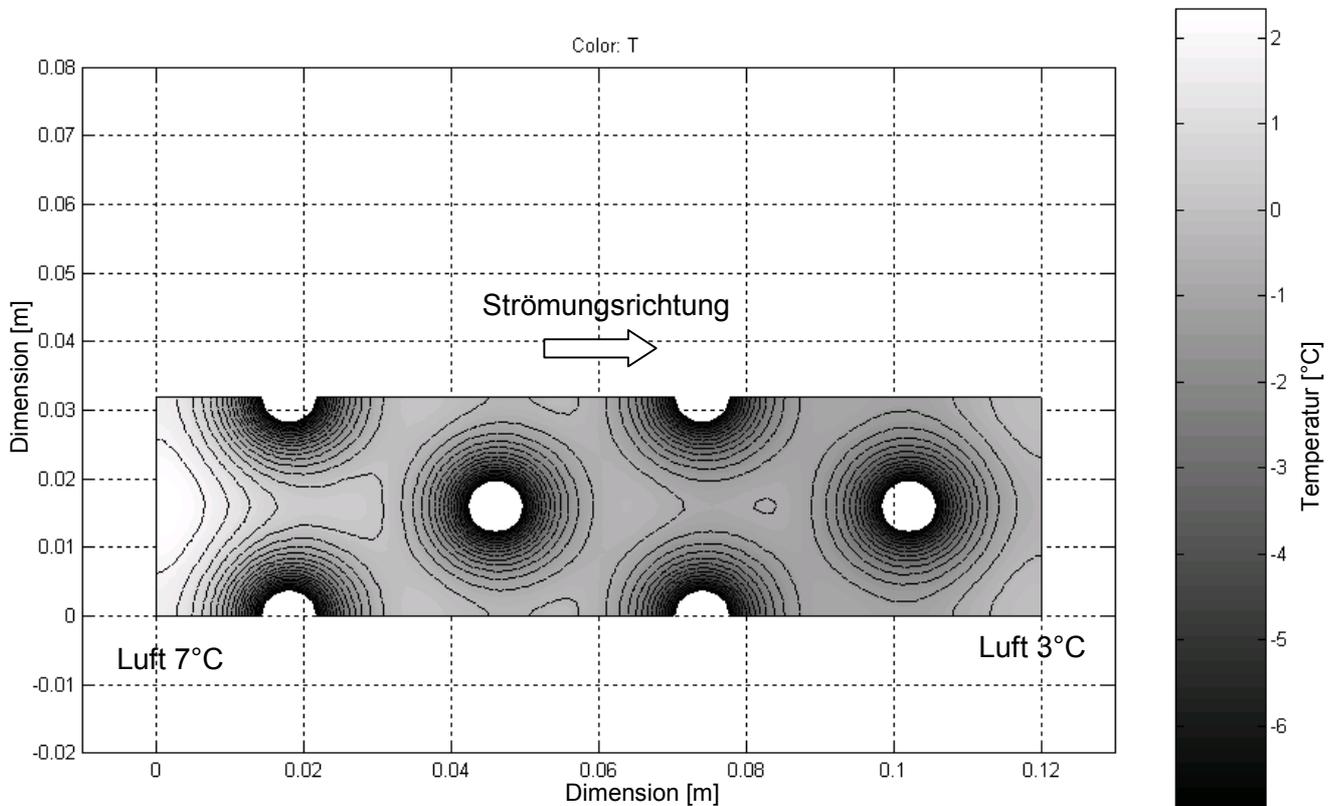


Abb. 50: Temperaturverteilung auf einem Verdampferlamellenstück bei einer Quelleneintrittstemperatur von 7°C und Verdampfungstemperatur von -7°C

Am linken, lufteintrittsseitigen Ende liegt die Temperatur der Lamelle partiell über  $0^{\circ}\text{C}$

### Temperaturbereich A2

Lufttemperatur am Eintritt:	$2^{\circ}\text{C}$	
Lufttemperatur am Austritt:	$-1^{\circ}\text{C}$	
Temperatur des Kältemittels:	$-10^{\circ}\text{C}$	
Wärmeübergangszahl zwischen Rohr und Kältemittel:	$2000\text{ W/m}^2/\text{K}$	
Wärmeübergangszahl zwischen Quellluft und Lamelle:	$30\text{ W/m}^2/\text{K}$	

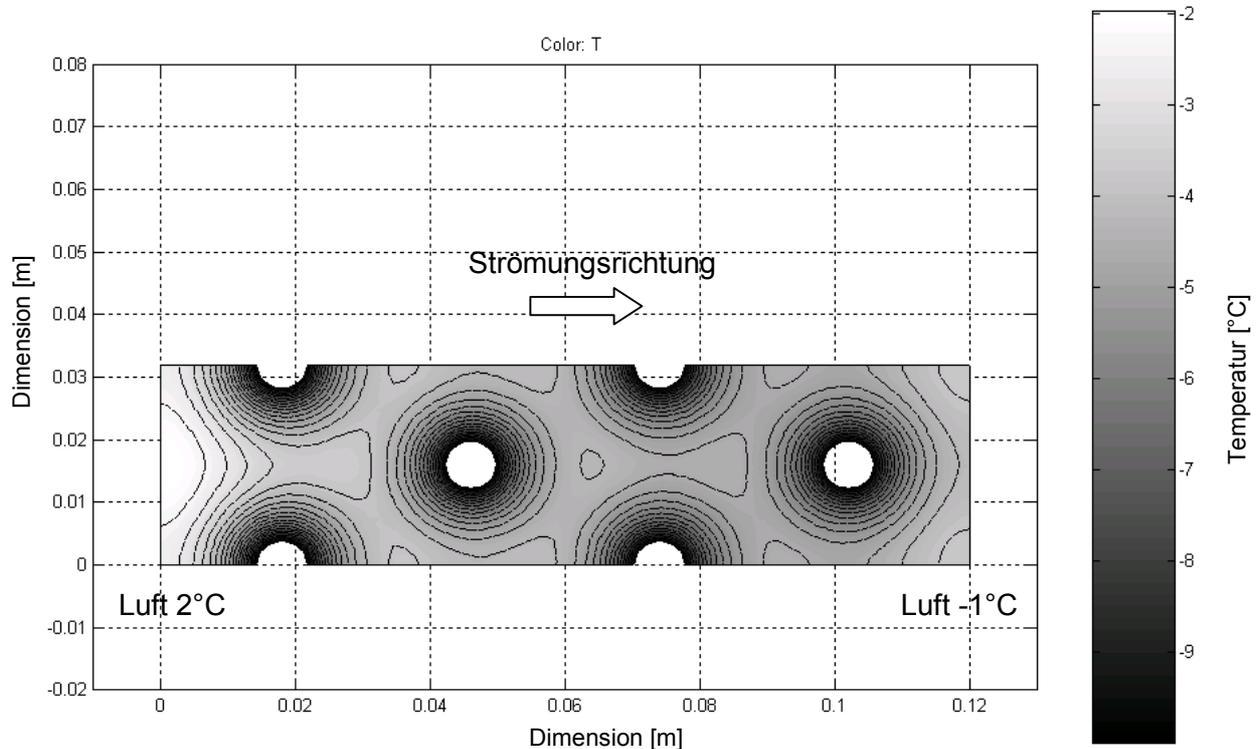


Abb. 51: Temperaturverteilung auf einem Verdampferlamellenstück bei einer Quelleneintrittstemperatur von  $2^{\circ}\text{C}$  und Verdampfungstemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$

In Abb. 51 ist die Temperaturverteilung auf einer Verdampferlamelle bei einer Quellentemperatur von  $2^{\circ}\text{C}$  zu sehen. Die Temperatur liegt auf der gesamten Lamelle unter dem Gefrierpunkt. Im Gegensatz dazu liegen die Temperaturen auf der Lamelle in Abb. 50, bei einer Quellentemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$ , teilweise über dem Gefrierpunkt. Somit gefriert das Wasser nicht an allen Stellen. Da das Wasser aus den wärmeren Regionen am Lufteintritt beim Abfließen an diesen kalten Bereichen vorbeikommt, wird es dort im Heizbetrieb grösstenteils gefrieren. Diese Vermutung wurde durch die Messung in der Klimakammer bestätigt, da das flüssige Kondensat auf der Seite des Lufteintritts erst abfloss, wenn auch die unteren Bereiche des Verdampfers über dem Gefrierpunkt lagen. Für die weiteren Berechnungen wird angenommen, dass das gesamte kondensierte Wasser auch auf dem Verdampfer gefriert.

### A1.3 Einfluss von Lufteintrittsfeuchte und Luftaustrittsfeuchte auf die Kondensatmenge

Das Kondensationsmodell basiert unter anderem auf den Grössen Lufteintrittsfeuchte, Lufteintrittstemperatur und Luftaustrittstemperatur. Der Einfluss dieser Grössen auf das Ergebnis (Kondensatmenge) soll anhand des Diagramms in Abb. 52 verdeutlicht werden.

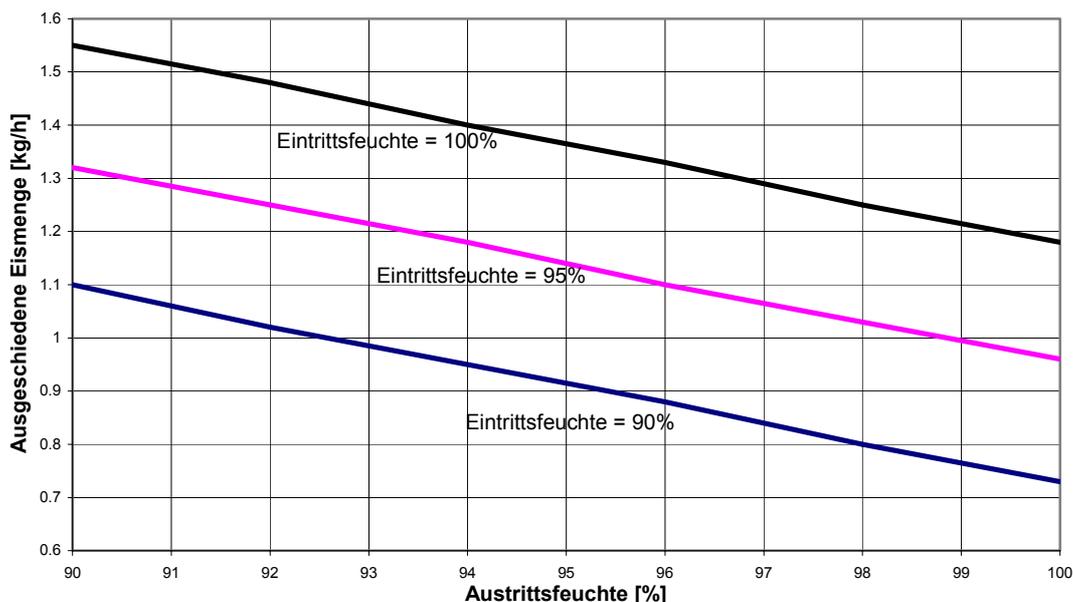


Abb. 52: Kondensatmenge in Abhängigkeit von Eintrittsfeuchte und Austrittsfeuchte (Ergebnisse des Modells)

Bei einer niedrigen Eintrittsfeuchte sinkt auch die Kondensatmenge deutlich ab. Während die Eintrittsfeuchte aus den Tössmessungen bekannt ist, kennt man die Feuchte am Austritt nicht ohne weiteres. Eine Variation der Austrittsfeuchte um 5% führt zu einer Änderung bei der Kondensatmenge von ca. 15%. Die Austrittsfeuchte kann nicht aus den Töss-Messdaten ermittelt werden. Um trotzdem einige Werte für das Auswertemodell zu erhalten, wurden die Labormessungen an einer Wärmepumpe im Hinblick auf die Austrittsfeuchte ausgewertet.

#### A1.4 Messung der Luftaustrittsfeuchte in Funktion der Lufteintrittstemperatur und der Lufteintrittsfeuchte

Wie im vorhergehenden Abschnitt zu sehen ist, hängt die Menge des Kondensats stark von der Feuchte am Austritt des Verdampfers ab. Aus diesem Grund wurde der Zusammenhang zwischen Lufteintrittstemperatur, Lufteintrittsfeuchte und Luftaustrittsfeuchte anhand der Klimakammessung an einer Wärmepumpe untersucht.

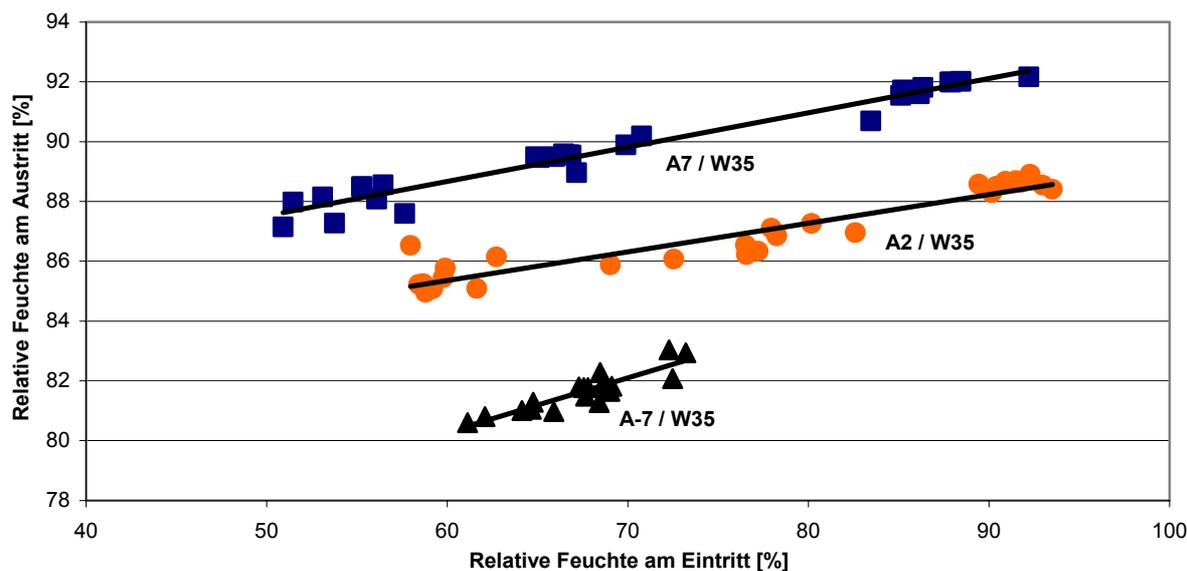


Abb. 53: Relative Feuchte am Verdampferausgang in Abhängigkeit von Eintrittstemperatur und Eintrittsfeuchte

Die relative Austrittsfeuchte nimmt mit zunehmender Eintrittsfeuchte zu. Im untersuchten Bereich ist dieser Zusammenhang in guter Näherung linear. Der Einfluss der Eintrittstemperatur ist ebenfalls sehr gross. Je tiefer die Temperatur der Luft ist, desto trockener ist die Luft am Verdampferaustritt.

Für die Modellrechnung, die auf den Messdaten des Wärmepumpentestzentrums in Töss beruht, sind jedoch nur folgende Werte von Bedeutung:

Lufteintrittstemperatur <sup>1</sup>	Lufteintrittsfeuchte gemäss EN255 <sup>1</sup>	Luftaustrittsfeuchte
-7 °C	75%	<b>92%</b>
2 °C	93%	<b>89%</b>
7 °C	89%	<b>83%</b>

Tab. 15: Luftaustrittsfeuchte für die Arbeitspunkte A-7, A2 und A7

### A1.5 Validierung des Kondensationsmodells

Um die Ergebnisse des Kondensationsmodells zu kontrollieren, werden die Werte aus der Messung an einer Wärmepumpe mit den Modellwerten verglichen. Dies ist in den Arbeitspunkten A-7/W35, A2/W35 und A7/W35 möglich. Die Messergebnisse von 10 Messungen in einem Arbeitspunkt werden gemittelt und anschliessend mit der Modellrechnung in diesem Arbeitspunkt verglichen. Die Mittelwerte für Zyklusdauer, Lufteintrittstemperatur, Lufteintrittsfeuchte und Luftaustrittsfeuchte erhält man aus der Messung und kann sie in das Berechnungsmodell einsetzen. Die als Ergebnis erhaltene Luftaustrittstemperatur und die Kondenswassermenge kann anschliessend mit den Messwerten verglichen werden. Die Auswertung dieses Vergleiches ist in Tab. 16 zu finden. Wie leicht zu erkennen ist, liegen die Ergebnisse von Messung und Berechnung sehr eng zusammen.

Arbeitspunkt	A-7/W35		A2/W35		A7/W35	
	Messwert	Modellwert	Messwert	Modellwert	Messwert	Modellwert
Heizdauer [min]	85		57		57	
Lufteintrittstemperatur [°C]	-6.7		1.1		5.3	
Lufteintrittsfeuchte [%]	67.8		91.4		87.2	
Luftaustrittsfeuchte [%]	81.7		88.4		91.8	
Luftaustrittstemperatur [°C]	<b>-13.2</b>	<b>-14.0</b>	<b>-6.2</b>	<b>-6.1</b>	<b>-2.4</b>	<b>-1.9</b>
Kondensatmenge [kg]	<b>0.8</b>	<b>1.0</b>	<b>2.1</b>	<b>2.0</b>	<b>2.8</b>	<b>2.9</b>

Tab. 16: Validierung des Kondensationsmodells mittels Messung in der Klimakammer

<sup>1</sup> Die WP-Messungen in Töss erfolgen bei A-7 mit 75% rel. Feuchte am Eintritt, bei A2 mit 93% rel. Feuchte am Eintritt und bei A7 mit 89% rel. Feuchte am Eintritt

## A.2 Untersuchungen am Vierwegventil

In diesem Kapitel wird der Berechnungsgang aufgezeigt, um aus den Messdaten des Vierwegventilprüfstandes Kenngrößen für die Ventile des Typs RANCO V6 und V10 (die am häufigsten verwendeten Vierwegventile) zu bilden. Die Indices der Messgrößen in der folgenden Berechnung beziehen sich immer auf die Bezeichnung des Lötanschlusses des Vierwegventils. Diese Bezeichnungen sind in Abb. 16 ersichtlich.

Ventilbezeichnung	V6-2103	V10-2750
$Q_{N,min}$ [kW]	3.5	9.6
$Q_{N,max}$ [kW]	19.3	33.4
Anschlussdurchmesser HD [Zoll]	1/2	3/4
Anschlussdurchmesser ND [Zoll]	7/8	7/8
Anzahl Schaltzyklen [-] (Lebensdauer)	135'000	135'000
Max. Leckage (bei $\Delta p=10$ bar) [cm <sup>3</sup> /min]	4000	6000
Durchschnittl. Leckage ( $\Delta p=10$ bar) [cm <sup>3</sup> /min]	4000	1000

Tab. 17: Spezifikation der Vierwegventile (RANCO)

### A2.1 Bestimmung des Leckagemassenstroms

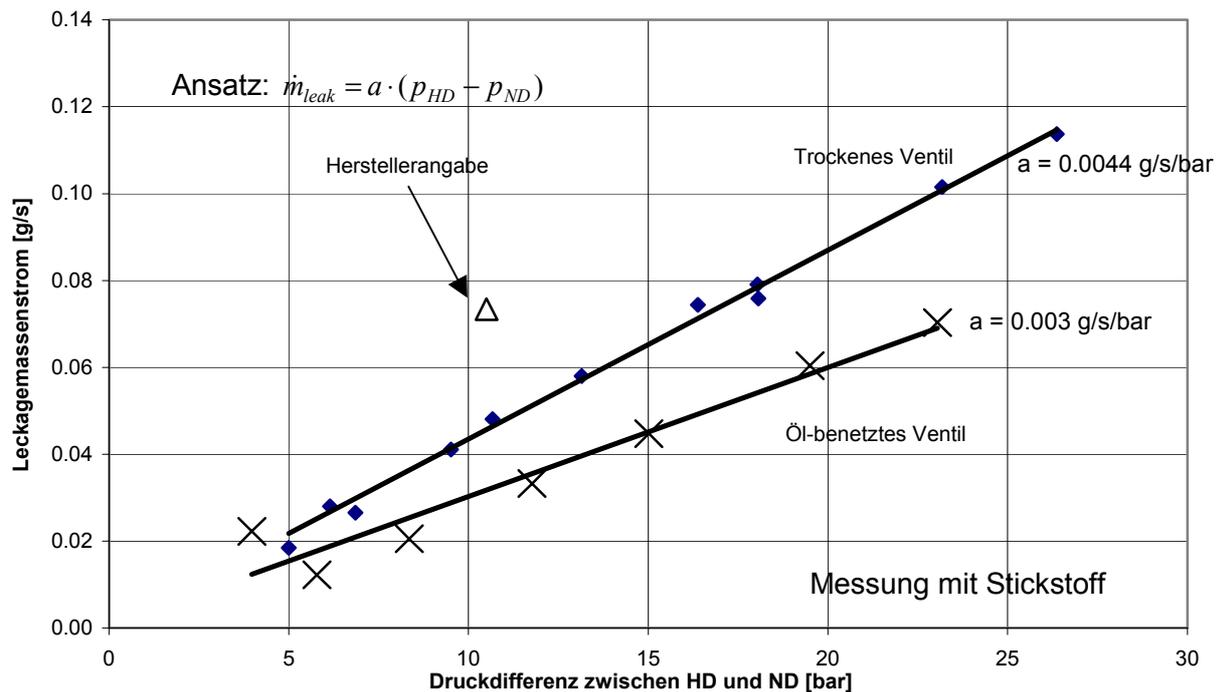


Abb. 54: Leckagemassenstrom des Vierwegventils V6 bei der Direktmessung

In diesem und dem folgenden Diagramm ist sehr deutlich zu sehen, dass die Leckage linear mit der Druckdifferenz zunimmt. Öl dichtet das Ventil etwas ab, der Effekt ist allerdings nicht ausschlaggebend für die Größenordnung des Ergebnisses. Ein Effekt, der noch erwähnenswert ist, ist der Einfluss der Temperatur. Bei hohen Temperaturen ist die Dichtheit der Ventile besser als bei Raumtemperatur, bei tiefen Temperaturen hingegen nimmt die Leckage zu. Die Leckage ist mit R22 etwa 50% höher als mit Stickstoff (siehe Abb. 55). Die Differenz ist jedoch geringer, wenn

man beachtet, dass die Messung mit R22 bei tieferen Temperaturen stattfand. Stickstoff wurde auf Grund der einfacheren Handhabung eingesetzt. Beim Vierwegventil V10 werden die Messungen nur am ölbenetzten Ventil durchgeführt.

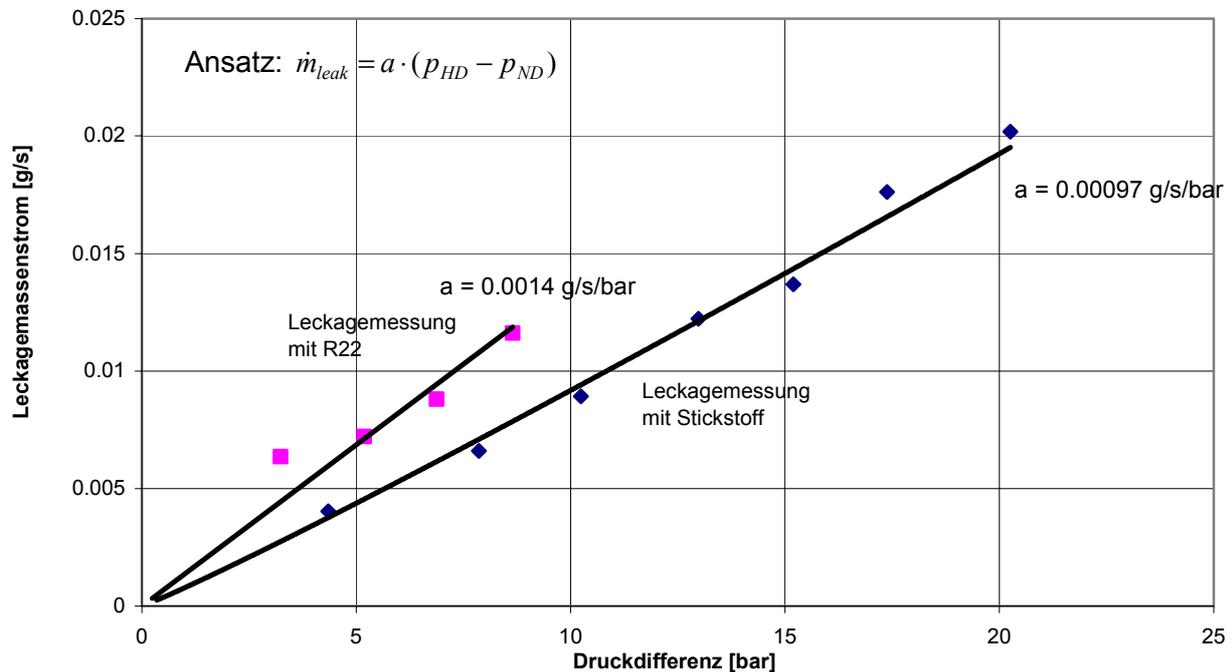


Abb. 55: Leckagemassenstrom des Vierwegventils V10 bei der Direktmessung (mit Öl)

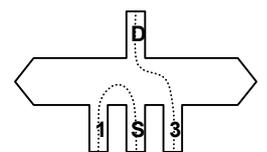
Gemäss den Abbildungen Abb. 54 und Abb. 55 verlaufen die Leckageraten proportional zur Druckdifferenz, was bei einer Gasexpansion eher ungewöhnlich ist, jedoch im vorliegenden Falle zu einem einfachen Approximationsansatz führt.

$$\dot{m}_{leak} = a \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad (38)$$

Alternativ kann die Leckagerate aus der Energiebilanz des Ventils bestimmt werden.

$$\sum \dot{Q} = 0 = \dot{H}_1 + \dot{H}_S + \dot{H}_3 + \dot{H}_D + \dot{Q}_U \quad (39)$$

Die Enthalpieströme  $H_1$  bis  $H_D$  beziehen sich auf die entsprechenden Vierwegventilanschlüsse, die in der nebenstehenden Abbildung eingezeichnet sind,  $Q_U$  ist die von der Gehäuseoberfläche an die Umgebung abgegebene Wärme. Das Ventil ist im Versuch gegenüber der Umgebung sehr gut isoliert, der Einfluss der Wärmeübertragung zur Umgebung wird somit gering und aus diesem Grund bei der Auswertung vernachlässigt.



$$\dot{m}_R \cdot h_D - (\dot{m}_R - \dot{m}_{R,Leak}) \cdot h_3 + (\dot{m}_R - \dot{m}_{R,Leak}) \cdot h_1 - \dot{m}_R \cdot h_S = 0 \quad (40)$$

Diese Gleichung lässt sich nun nach  $\dot{m}_{R,Leak}$  auflösen.

$$\dot{m}_{R,Leak} = \dot{m}_R \cdot \left[ 1 - \frac{h_S - h_D}{h_1 - h_3} \right] \quad (41)$$

Die Auswertung ist in Abb. 25 dargestellt. Wie Abb. 25 zeigt ist die Unsicherheit dieser Auswertemethode sehr hoch.

## A2.2 Bestimmung des Wärmedurchgangs

In diesem Abschnitt wird der Wärmetransport zwischen Heissgas- und Sauggasseite des Vierwegventils bestimmt.

Zwischen der warmen Heissgasseite und der kühlen Sauggasseite des Vierwegventils herrscht eine Wärmeübertragung. Die übertragene Wärme kann aus der Enthalpiestromdifferenz der Sauggas- oder Heissgasseite gewonnen werden. Durch die Wärmeübertragung entsteht eine Differenz der ein- und austretenden Enthalpieströme, wobei der austretende Enthalpiestrom auf der Heissgasseite kleiner und derjenige auf der Sauggasseite grösser als der entsprechende Enthalpiestrom am Eintritt ist. Es gilt:

$$\dot{Q} = \dot{H}_{Saug_{aus}} - \dot{H}_{Saug_{ein}} = \dot{H}_{Druck_{ein}} - \dot{H}_{Druck_{aus}} \quad \dot{Q}_U = 0 \text{ (Annahme)} \quad (42)$$

Hier bedeuten:

$\dot{H}_{Saug_{ein}}$	Enthalpiestrom des Sauggases am Eintritt ins Vierwegventil
$\dot{H}_{Saug_{aus}}$	Enthalpiestrom des Sauggases am Austritt aus dem Vierwegventil
$\dot{H}_{Druck_{aus}}$	Enthalpiestrom des Heissgases am Austritt aus dem Vierwegventil
$\dot{H}_{Druck_{ein}}$	Enthalpiestrom des Heissgases am Eintritt ins Vierwegventil

Da die Wärmeübertragung proportional zur treibenden mittleren Temperaturdifferenz zwischen Heissgas- und Sauggasseite verläuft, gilt der Ansatz

$$\dot{Q} = k * A * (\bar{T}_{Druck} - \bar{T}_{Saug}) \quad \bar{T}_{Druck} = \frac{T_{Druck_{ein}} + T_{Druck_{aus}}}{2} \quad \bar{T}_{Saug} = \frac{T_{Saug_{ein}} + T_{Saug_{aus}}}{2} \quad (43)$$

Der  $k*A$ -Wert ist durch die Ventilbauart, das durchströmende Kältemittel und die thermodynamischen Zustandsgrössen der beiden Gasseiten gegeben. Der  $k*A$ -Wert setzt sich wie folgt zusammen:

$$k * A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 * A_1} + \frac{1}{\alpha_2 * A_2} + R_{th}} \quad 1=Saug \quad 2=Druck \quad (44)$$

$\alpha_{Saug}$  ist die Wärmeübergangszahl auf der Sauggasseite,  $\alpha_{Druck}$  diejenige auf der Heissgasseite und  $R_{th}$  der thermische Widerstand des Vierwegventils.  $A_{Saug}$  und  $A_{Druck}$  sind die wärmeübertragenden Flächen auf der Sauggas- resp. der Heissgasseite.

Die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_{Saug}$  und  $\alpha_{Druck}$  betragen für turbulente Strömung:

$$\alpha_1 = C_1 * Re_1^m * Pr_1^n \quad \alpha_2 = C_2 * Re_2^m * Pr_2^n \quad (45)$$

Setzt man diese Ausdrücke in (3) ein, so folgt

$$\begin{aligned} k * A &= \frac{1}{\frac{1}{A_1 * C_1 * Re_1^m * Pr_1^n} + \frac{1}{A_2 * C_2 * Re_2^m * Pr_2^n} + R_{th}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{A_1 * C_1 * Pr_1^n * \left(\frac{\dot{m}_R * 4}{d_{h_1} * \pi * \eta_1}\right)^m} + \frac{1}{A_2 * C_2 * Pr_2^n * \left(\frac{\dot{m}_R * 4}{d_{h_2} * \pi * \eta_2}\right)^m} + R_{th}} \end{aligned}$$

Der  $k^*A$ -Wert hängt laut dieser Formel im wesentlichen vom Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_R$  ab. Man beachte, dass der Kältemittelmassenstrom für beide Gasseiten praktisch gleich ist. Sekundär ist via Stoffwerte eine geringe Temperaturabhängigkeit vorhanden ( $Pr$  und  $\eta$ ). Die anderen Größen sind bei gegebenem Vierwegventil und gegebenem Kältemittel konstant. Dass dieser Ansatz die Messwerte gut wiedergibt, zeigt Abb. 56, wo die Streuung der Datenpunkte relativ gering ist.

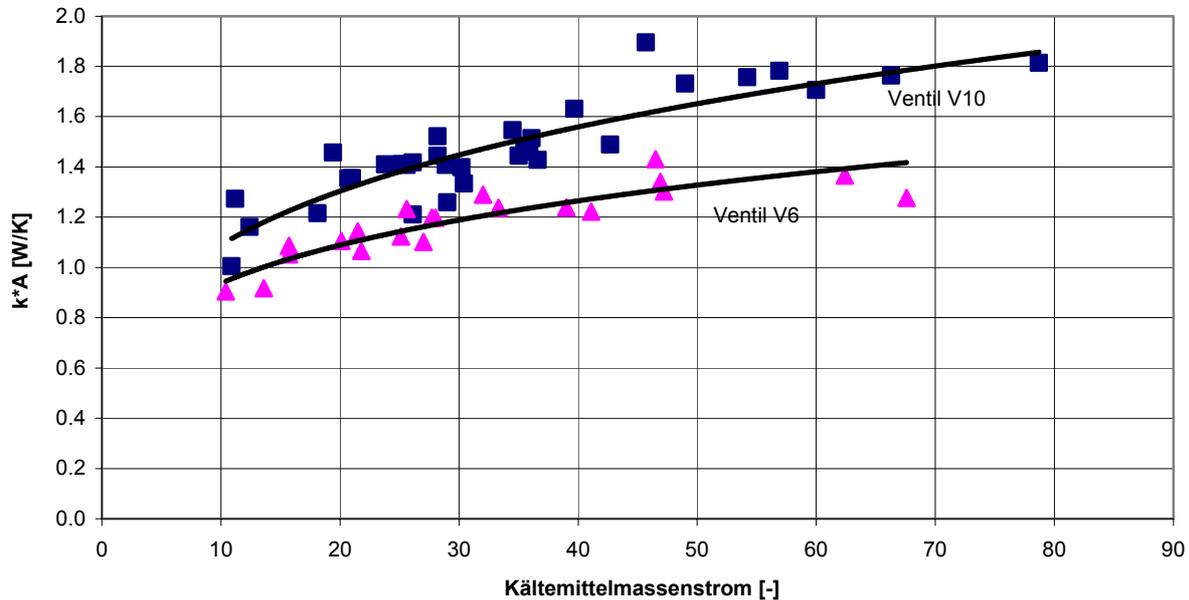


Abb. 56: Wärmedurchgang von der Hochdruck- zur Niederdruckseite des Vierwegventils

Die ausgewerteten Punkte für den  $k^*A$ -Wert lassen sich durch einen Potenzansatz approximieren. Für die beiden untersuchten Vierwegventile ergeben sich folgende Approximationen:

$$\text{Ventil V6: } k^* A = 0.60 \cdot \dot{m}_R^{0.26}$$

$$\text{Ventil V10: } k^* A = 0.57 \cdot \dot{m}_R^{0.22}$$

Zur Kontrolle der Messungen und Auswertungen wurde der  $k^*A$ -Wert für einen Arbeitspunkt auf rechnerischem Weg bestimmt. Als Geometrie wurde in Anlehnung an die Ventilgeometrie ein gekrümmtes Rohr angenommen, das von Heissgas quer angeströmt wird, während auf der Innenseite des Rohres das kühle Sauggas strömt. (siehe Tab. 18 und Abb. 57)

Mit diesem Abschätzverfahren ergaben sich folgende Wärmedurchgangszahlen für die beiden Vierwegventile.

	Vierwegventil V6	Vierwegventil V10	Einheit
Kältemittel	R22	R22	
Massenstrom	46.9	78.7	[g/s]
Temperatur Heissgas	94.8	72	[°C]
Druck Heissgas	18.07	13.32	[bar a]
Temperatur Sauggas	20	20	[°C]
Druck Sauggas	6.81	6.81	[bar a]
Wärmeübergangszahl Heissgas	1272	984	[W/(m <sup>2</sup> *K)]
Wärmeübergangszahl Sauggas	378	372	[W/(m <sup>2</sup> *K)]
k-Wert	288	271	[W/(m <sup>2</sup> *K)]
$k^*A$ -Wert	1.06	1.62	[W/K]

Tab. 18: Theoretische Abschätzung des Wärmedurchgangs in den Vierwegventilen

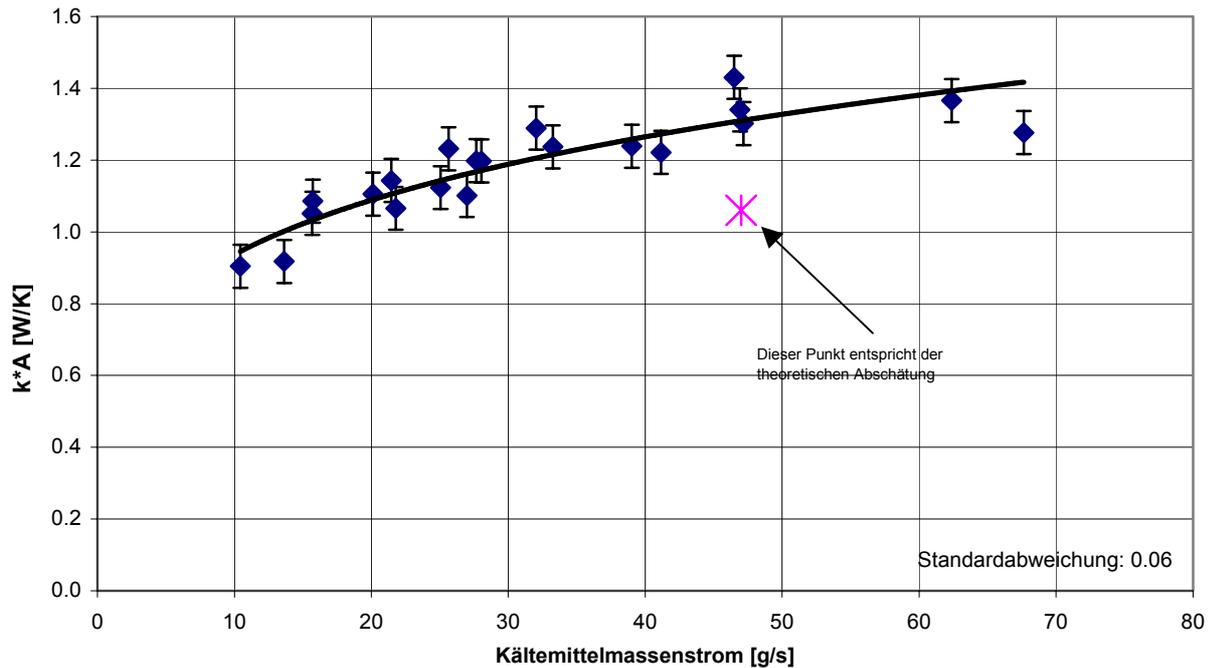


Abb. 57: Wärmedurchgang des Ventils V6

Der Vergleich der Abschätzung mit den Messwerten zeigt, dass die Grössenordnung stimmt. Anhand der grossen Ungenauigkeit der Abschätzung durch die zum Teil unbekannte Geometrie im Inneren des Vierwegventils ist das Ergebnis mehr als zufriedenstellend. Von der guten Messgenauigkeit zeugt auch die kleine Standardabweichung.

Die theoretische Herleitung für den Wärmedurchgang im Vierwegventil V10 wurde analog zur Berechnung beim Ventil V6 durchgeführt. Die Dimensionen und somit auch der Wärmedurchgang des Ventils sind allerdings grösser. Wie in Abb. 58 zu sehen ist, ist auch bei diesen Messungen die Standardabweichung klein.

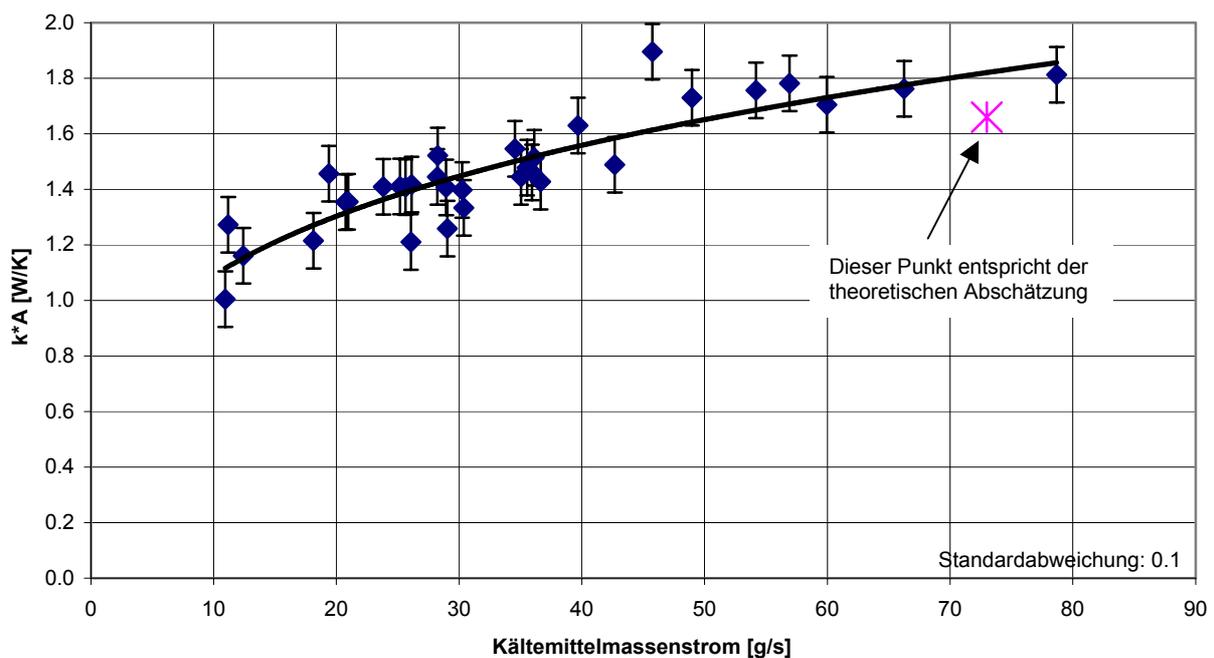


Abb. 58: Wärmedurchgang des Vierwegventils V10

### A2.3 Bestimmung der Druckverluste

Die am Prüfstand gemessenen Druckverluste auf der Druck- und Saugseite werden in reynoldszahlabhängige Druckverlustbeiwerte umgerechnet, um allgemeine Zusammenhänge zu erhalten. Um die Druckverlustbeiwerte  $\xi_{HD}$  und  $\xi_{ND}$  bestimmen zu können, werden folgende Formeln benötigt:

$$\text{Re} = \frac{\rho(T) \cdot c \cdot d}{\eta(T)} \quad (46)$$

Als Bezugslänge für die Reynoldszahl wird sowohl auf der Hochdruckseite, als auch auf der Niederdruckseite jener Durchmesser gewählt, den der Kältemittel zuführende Anschluss (Heizbetrieb) besitzt.

$$\Delta p = \zeta(\text{Re}) \cdot \frac{\rho(T)}{2} \cdot c^2 \quad \therefore \quad \zeta(\text{Re}) = \Delta p \cdot \frac{2}{\rho(T)} \cdot \frac{1}{c^2} \quad (47)$$

$$\zeta_{HD}(\text{Re}) = \Delta p_{HD} \cdot \frac{2}{\rho(T_{HD})} \cdot \frac{1}{c_{HD}^2} \quad (48)$$

$$\zeta_{ND}(\text{Re}) = \Delta p_{ND} \cdot \frac{2}{\rho(T_{ND})} \cdot \frac{1}{c_{ND}^2}$$

mit

$$c = \frac{\dot{V}}{A_R} = \frac{\dot{m}_R}{\rho(T) \cdot A_R} = \frac{4 \cdot \dot{m}_R}{\rho(T) \cdot d^2 \cdot \pi} \quad (49)$$

Der Kältemittelmassenstrom kann aus der Energiebilanz am Wärmetauscher des Vierwegventilprüfstandes berechnet werden. Bei dieser Berechnung wird der kleine Leckagemassenstrom (<1% des Kältemittelmassenstroms) der Einfachheit halber vernachlässigt.

$$Q_{WT} = \dot{m}_R \cdot (h_{ein} - h_{aus}) \quad \therefore \quad \dot{m}_R = \frac{Q_{WT}}{h_{ein} - h_{aus}} \quad (50)$$

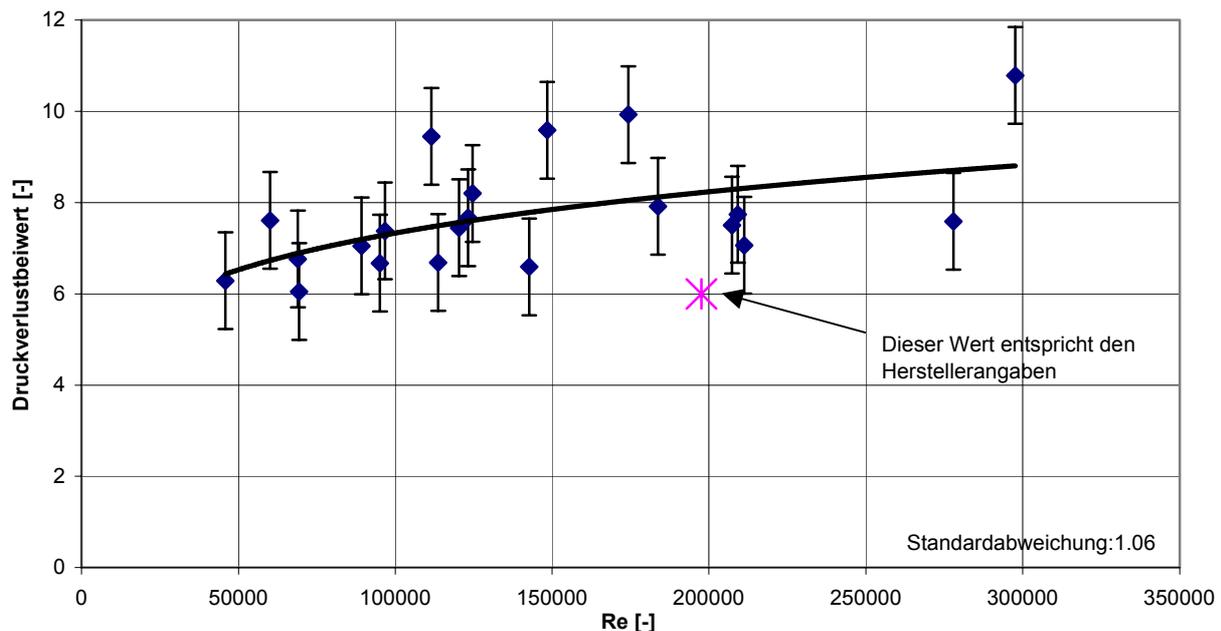


Abb. 59: Druckverlustbeiwert auf der Niederdruckseite des Ventils V6

Der Herstellerwert für den saugseitigen Druckverlust kann aus dem Diagramm in Abb. 60 ermittelt werden und anschliessend in den reynoldszahlabhängigen Druckverlustbeiwert umgewandelt werden.

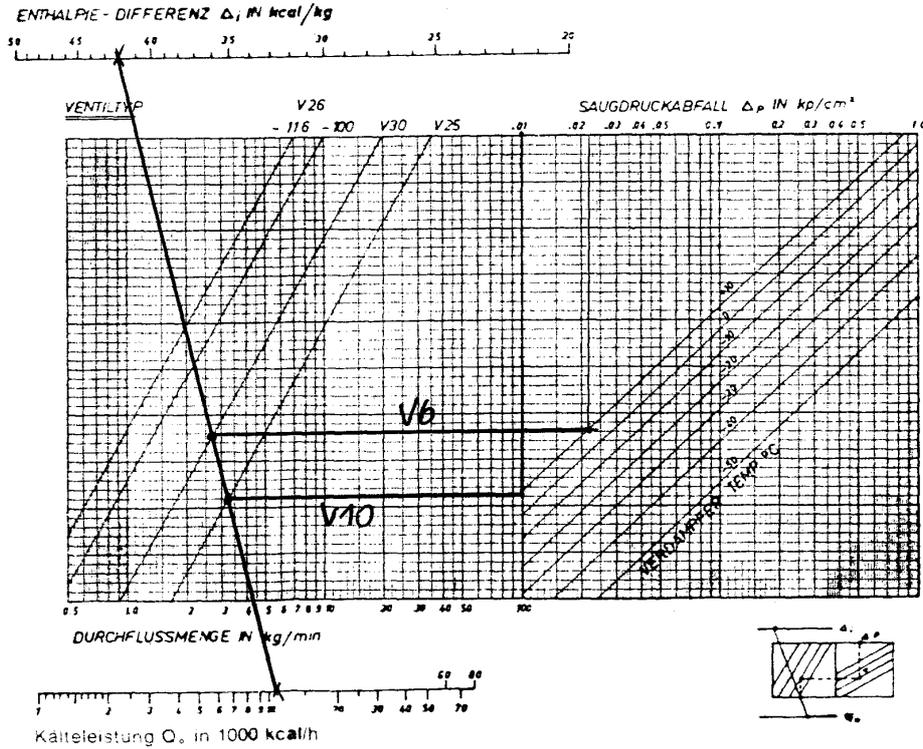


Abb. 60: Bestimmung des saugseitigen Druckabfalls aus den Herstellerangaben

Für den Druckverlustbeiwert auf der Hochdruckseite gibt es leider keine Herstellerangaben.

Die aus der Messung berechneten niederdruckseitigen Druckverlustbeiwerte (Abb. 59 und Abb. 61) am Vierwegventilprüfstand liegen im Bereich der Herstellerangaben.

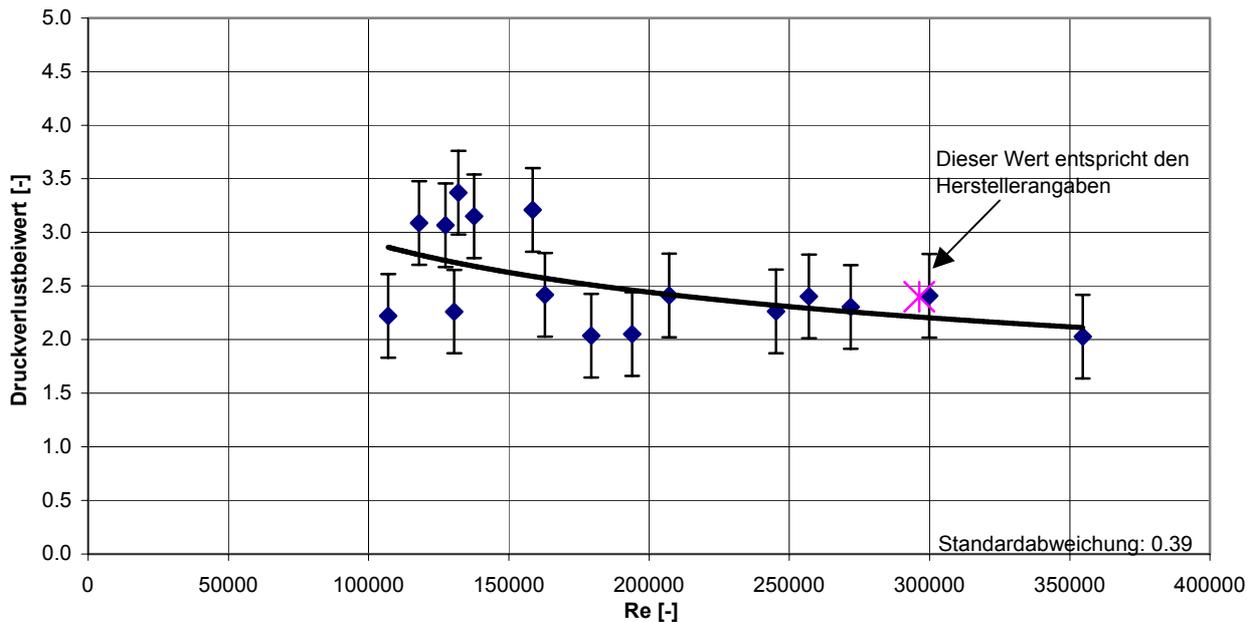


Abb. 61: Niederdruckseitiger Druckverlustbeiwert des Ventils V10

### A.3 Bestimmung der direkten und indirekten Abtauenergieaufwände

Für die Bewertung der Abtauprozesse in Kapitel 2 werden die direkten und indirekten Energieaufwände für die Abtauung benötigt

#### A3.1 Wärmepumpenmodell

**Bekannt:**

Luft-Eintrittstemperatur:	$T_{LE}$	[°C]	(WPZ Töss-Messdaten)
Luft-Eintrittsfeuchte:	$\phi_{LE}$	[%]	(WPZ Töss-Messdaten)
Vorlauftemperatur Nutzer:	$T_{VL,N}$	[°C]	(WPZ Töss-Messdaten)
Rücklauftemperatur Nutzer:	$T_{RL,N}$	[°C]	(WPZ Töss-Messdaten)
Durchfluss Nutzer:	$m_{dot,N}$	[m <sup>3</sup> /h]	(WPZ Töss-Messdaten)
Wirkleistungsaufnahme Kompressor:	$P_{el}$	[W]	(WPZ Töss-Messdaten)
Luft-Volumenstrom:	$\dot{V}_L$	[m <sup>3</sup> /h]	(WPZ Töss-Messdaten)
Heizdauer:	$\Delta t_{Heiz}$	[min]	(WPZ Töss-Messdaten)
Abtaudauer:	$\Delta t_{Defrost}$	[min]	(WPZ Töss-Messdaten)
Luftdruck:	$p_L$	[bar]	(WPZ Töss-Messdaten)

**Annahmen:**

Kältemittelunterkühlung:	$T_{Subcool}$	15°C	(Beheizung der Abtropfwanne)
Sauggasüberhitzung:	$T_{Superheat}$	10°C	(Ohne Vierwegventil)

**Gesucht:**

Stoffwerte, Temperaturen, Drücke und Enthalpien in allen Arbeitspunkten

**Bezeichnung der Arbeitspunkte:**

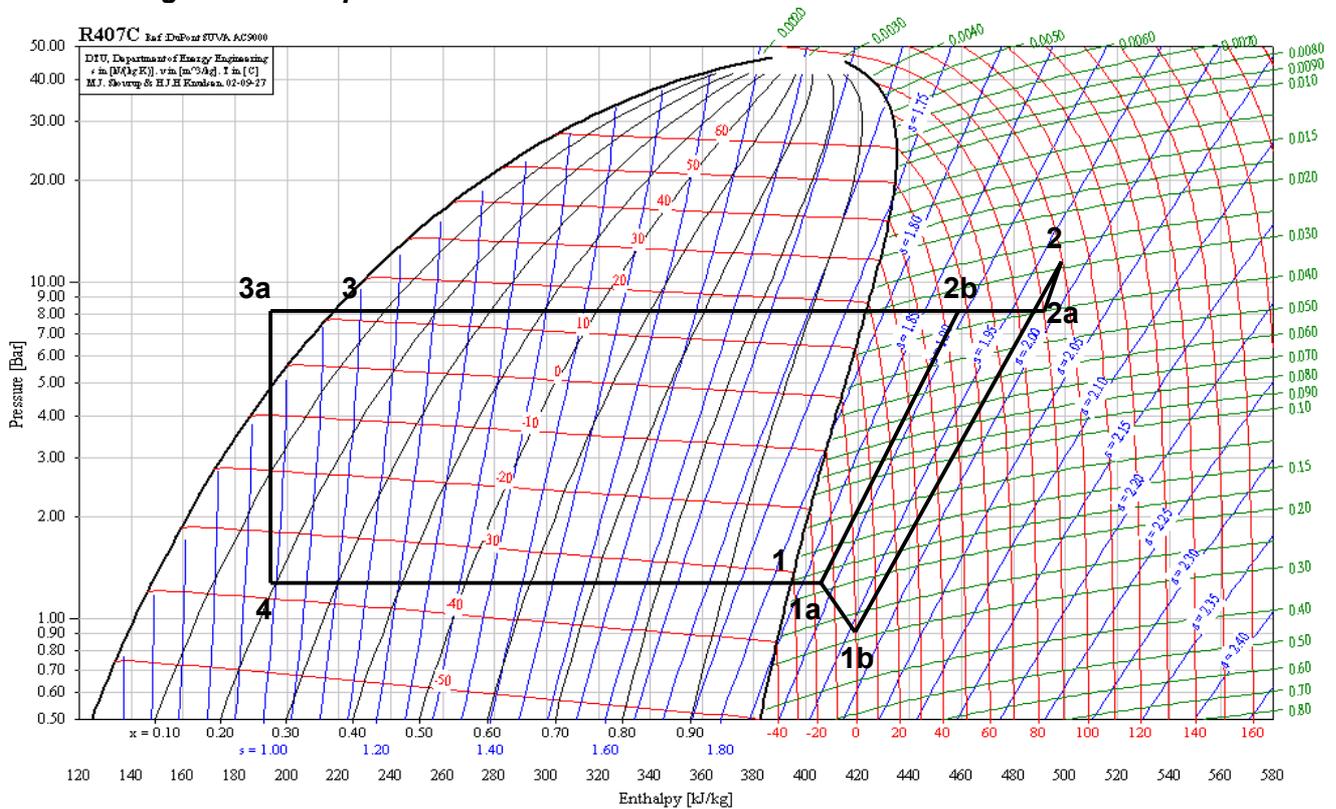


Abb. 62: Kältemittelkreislauf mit und ohne Vierwegventil

### **Berechnung des Kältemittelkreislaufs (Abb. 61)**

Aus der Temperaturdifferenz und dem Massenstrom kann die Wärmeleistung des Senkenmediums (Wasser) am Kondensator ermittelt werden und aus dieser zusammen mit der elektrischen Leistung des Kompressors wiederum die Verdampferleistung.

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{Q}_{Kond} - P_{el} = c_p \cdot \dot{m}_N \cdot (T_{VL,N} - T_{RL,N}) - P_{el} \quad Q [W], T [^\circ C], \dot{m}_{dot} [kg/s] \quad (51)$$

Spez. Wärmekapazität von Wasser:  $c_p = 4187 \text{ J/kg/K}$

#### **Arbeitspunkt 3:**

Die Kondensationstemperatur wird aus der Vorlauftemperatur und einem geeigneten Temperaturabstand zum Kältemittel (Annahme<sup>1</sup> 4°C) gewonnen.

$$T_{Kond} = T_{VL,N} + 4^\circ C \quad (52)$$

Somit kann Punkt 3 auf der Siedelinie eingetragen werden. Durch die Annahme einer Unterkühlung ist auch Punkt 3a im Flüssigkeitsgebiet bestimmt.

Somit sind die Werte  $T_3, h_3, p_3, T_{3a}, h_{3a}, p_{3a}$  bestimmt.

#### **Arbeitspunkt 4:**

$$h_4 = h_{3a}$$

Um den Punkt 4 bestimmen zu können, muss zusätzlich die Verdampfungstemperatur bekannt sein. Diese ist ebenso wenig in den Töss-Daten enthalten wie die Kondensationstemperatur. Ein einfacher, aber hier durchaus ausreichender Ansatz geht davon aus, dass die Verdampfungstemperatur um einen bestimmten, konstanten Betrag (Annahme<sup>1</sup> 15°C) unter der Luft Eintrittstemperatur liegt.

$$T_4 = T_{Evap} = T_{LA} - 15^\circ C \quad (53)$$

Aus der Temperatur und der Enthalpie können direkt der Druck und der Dampfgehalt im Punkt 4 bestimmt werden (Zwei-Phasen-Gebiet).

#### **Arbeitspunkt 1:**

$$p_1 = p_{1a} = p_4 \quad (54)$$

Aus diesem Druck kann die Verdampfungstemperatur berechnet werden. Diese ist nur bei Kältemitteln mit Temperaturglide von  $T_4$  verschieden. Für die Sauggastemperatur gilt:

$$T_{1a} = T_1 + T_{Superheat} \quad (55)$$

Aus Druck und Temperatur kann die Enthalpie  $h_{1a}$  berechnet werden.

Aus der Enthalpiedifferenz  $\Delta h_{41a} = h_{1a} - h_4$  und der Verdampferleistung kann der Kältemittelmassenstrom berechnet werden.

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\Delta h_{41a}} \quad (56)$$

Mit Hilfe des Druckverlusts im Vierwegventil auf der Saugseite ist der Druck  $p_{1b}$  bestimmt.

$$p_{1b} = p_{1a} - \Delta p_{ND} \quad (57)$$

<sup>1</sup> Die Annahmen für die Temperaturabstände im Verdampfer bzw. Kondensator sind unkritisch, da sie sich gleichmässig auf alle untersuchten Wärmepumpen auswirken und sich somit beim relativen Vergleich der Wärmepumpen nicht auswirken. Die verwendeten Werte sind Erfahrungswerte, die soweit möglich mit den Messwerten aus Töss überprüft wurden.

Arbeitspunkt 2:

Die spezifische elektrische Leistung des Kompressors erhält man über den Massenstrom und die elektrische Aufnahmeleistung.

$$w_e = \frac{P_{el}}{\dot{m}_R} \quad (58)$$

Somit ergibt sich die Enthalpie am Verdichterauslass:

$$h_{2a} = h_2 = h_{1b} + w \approx h_{1b} + w_e \quad (59)$$

$$p_{2a} = p_{3a} = p_3$$

Aus Druck und Enthalpie lässt sich im Gasgebiet mittels ph-Diagramm die Temperatur  $T_{2a}$  und Dichte  $\rho_{2a}$  bestimmen.

Mit Hilfe dieser Daten und den Ergebnissen der Vierwegventilmessungen gewinnt man den Druckabfall auf der Hochdruckseite im Vierwegventil und somit auch  $p_2$ .

$$p_2 = p_{2a} + \Delta p_{HD} \quad (60)$$

Der Einfluss des Vierwegventils auf den indirekten Energieaufwand für das Abtauen lässt sich mit Hilfe der spezifischen elektrischen Arbeit  $w_e$  erfassen. Die spezifische elektrische Arbeit ist die erforderliche elektrische Arbeit zur Verdichtung eines Kilogramms Kältemittel:

$$w_e \equiv \frac{P_{el}}{\dot{m}_R} \quad (61)$$

Die Zunahme der Enthalpie des Kältemittels beim Durchlaufen des Kompressors zwischen Saugstutzen und Auslassstutzen entspricht bei hermetischen und halbhermetischen Kompressoren fast genau der spezifischen elektrischen Arbeit. Für sie gilt

$$w_e = \frac{\sigma(\pi, p_1)}{\lambda(\pi, p_1)} * z_1 * R * T_1 \quad \text{Index 1=Zustand des überhitzten Sauggases} \quad (62)$$

Die Funktion  $\sigma$  ist die dimensionslose Arbeitsfunktion des Kompressors und  $\lambda$  dessen Liefergrad. Beide Funktionen lassen sich einfach aus den Datenblättern des Herstellers berechnen [2]. Für Scrollkompressoren gilt beispielsweise

$$\sigma = \frac{p_r}{p_1} + A * (\pi - 1) \quad \lambda = (a + b * \pi + c * \pi^2) * (1 - d * \frac{p_r}{p_1}) \quad (63)$$

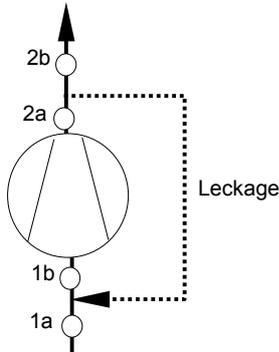
$p_r$  ist der fiktive Reibdruck des Kompressors. A, a, b, c, und sind Anpasskonstanten der Funktionen  $\sigma$  und  $\lambda$  an die Datenpunkte des Kompressors.

Das Vierwegventil senkt den Saugdruck  $p_1$  und vergrößert das Druckverhältnis  $\pi$ . Die Leckage von der Druck- auf die Saugseite vergrößert einerseits die Sauggastemperatur und vermindert andererseits die *resultierende* Kältemittelförderung durch den Kompressor. Die Wärmeübertragung von der Heissgasseite zur Sauggasseite erhöht ebenfalls die Sauggastemperatur. Für den Kälteprozess sind die Änderung des Saugzustandes und des Heissgaszustandes von Belang. Diese Änderungen können wie folgt bestimmt werden:

## a) Saugzustand

$$T_{2a} = T_{1b} + \frac{w_e}{c_p} \quad (64)$$

$$T_{1b} = T_{1a} + \frac{\Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R} * T_{2a} \quad (65)$$



Einsetzen von (64) in (65):

$$T_{1b} = T_{1a} + \frac{\Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R} * \left( T_{1b} + \frac{w_e}{c_p} \right) \quad (66)$$

Auflösen nach  $T_{1b}$  und Differenzbildung:

$$\Delta T_{1Leak} = T_{1b} - T_{1a} = \frac{T_{1a} + \frac{\Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R} * \frac{w_e}{c_p}}{1 - \frac{\Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R}} - T_{1a} \approx \frac{\Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R} * \left( \frac{w_e}{c_p} + T_{1a} \right)$$

## b) Austrittszustand aus dem Kompressor

Der Austrittszustand aus dem Kompressor kann mit Hilfe der spezifischen elektrischen Arbeit nach Gleichung (62) bestimmt werden.

Die Druckabfälle, Leckageraten und Wärmeübertragung im Vierwegventil werden nach Kapitel A2 berechnet.

**A3.2 Bestimmung der direkten und indirekten Abtauenergieaufwände**

In diesem Modell geht es darum, die Energien, die während des Abtauzyklus verbraucht werden, zu berechnen. Auch die indirekten Aufwände während des Heizbetriebes, durch Einbauten (Vierwegventil) in den Kältemittelkreis, müssen bestimmt werden, um eine möglichst aussagekräftige Bewertung der Abtauvarianten sicherzustellen.

**Bekannt:**

Zustandsgrößen in allen

Arbeitspunkten des Kältekreislaufes:	$h, p, T, \rho, \eta$		(WP-Modell)
Heizdauer:	$\Delta t_{Heiz}$	[min]	(WPZ-Töss-Messung)
Abtaudauer:	$\Delta t_{Defrost}$	[min]	(WPZ-Töss-Messung)
Verdampferleistung:	$Q_{verd}$	[W]	(WP-Modell)
Kompressorleistung im Heizbetrieb:	$P_{el}$	[W]	(WPZ-Töss-Messung)
Kompressorleistung im Abtaubetrieb:	$P_{el,defrost}$	[W]	(WPZ-Töss-Messung)
Kältemittelmassenstrom:	$\dot{m}_R$	[g/s]	(WP-Modell)
Druckabfall durch das Vierwegventil:	$\Delta p_{HD}, \Delta p_{ND}$	[bar]	(Vierwegventilmodell)
Leckagemassenstrom:	$\dot{m}_{R,Leak}$	[g/s]	(Vierwegventilmodell)

**Heissgasabtauung:**

Bei der Heissgasabtauung sind die direkten Abtauaufrwände mit der Energie, die durch den Kompressor während der Abtauung aus dem Stromnetz aufgenommen wird, gleichzusetzen, wenn man von hermetischen und halbhermetischen Kompressoren ausgeht. Die indirekten Abtauaufrwände durch die zusätzlichen Abtauereinrichtungen sind vernachlässigbar, da dadurch nur in äusserst geringem Umfang Leckage oder Druckabfall im Heizbetrieb entsteht.

Bei der Heissgasbypassabtauung werden somit nur die direkten Aufwände durch die elektrische Leistung während der Abtauung berücksichtigt. Somit lautet die Formel für die gesamte Abtauenergie, die gleich gross wie die Wärme zum Abschmelzen des Verdampfers ist:

$$Q_{Schmelz,Betrieb} = E_{Defrost} = E_{Direkt} = P_{el,defrost} \cdot \Delta t_{defrost} \quad (67)$$

**Umkehrprozessabtauung:**

Der für die Abtauung benötigte direkte Energieaufwand setzt sich aus der elektrischen Energie des Kompressors und der der Senke entzogenen Wärmeenergie zusammen.

$$Q_{Schmelz,Betrieb} = (P_{el,defrost} + \dot{Q}_{Kond,defrost}) \cdot \Delta t_{defrost} \quad (68)$$

Hier gibt es ausser den direkten Aufwänden während der Abtauung auch indirekte Aufwände durch das Vierwegventil, das einen Druckabfall auf der Saug- als auch auf der Hochdruckseite sowie Leckage und Wärmedurchgang verursacht. Diese Einflüsse sind im Heizbetrieb spürbar, da sich die Effekte über die im Verhältnis lange Heizzeit aufsummieren. Für einen gerechten Vergleich mit der Heissgasabtauung müssen diese indirekten Aufwände ebenfalls berücksichtigt werden.

$$E_{Defrost} = E_{Direkt} + E_{Indirekt} \quad (69)$$

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

$E_{\Delta p}$  = el. Zusatzenergieaufwand durch Druckabfall über das Vierwegventil

$E_{Leak}$  = el. Zusatzenergieaufwand durch Leckage des Vierwegventils

$E_{\Delta T}$  = el. Zusatzenergieaufwand durch Wärmeabgabe des warmen an das kalte Kältemittel im Vierwegventil

$E_{Senke}$  = el. Zusatzenergieaufwand durch Wärmeentzug aus der Senke während der Abtauung

Der elektrische Aufwand für den Kompressor beträgt:

$$P_{el} = \dot{m}_R \cdot w_e \quad (70)$$

Der elektrische *Zusatz*aufwand für das Vierweg-Ventil kann wiederum mittels der spezifischen elektrischen Arbeit  $w_e$  berechnet werden. Dieser *zusätzliche* Aufwand für die Überwindung der Druckverluste, der Leckage und des Wärmetransports innerhalb des Vierwegventils beträgt:

$$\Delta P_{el} = \dot{m}_R \cdot \frac{\partial P_{el}}{\partial w_e} \cdot \Delta w_e =$$

$$= \dot{m}_R \cdot \left[ \frac{\partial w_e}{\partial \pi} \cdot \Delta \pi + \frac{\partial w_e}{\partial p_1} \cdot \Delta p_1 + \frac{\partial w_e}{\partial T_1} \cdot \Delta T_1 \right] \quad (71)$$

$$\text{mit } \Delta T_1 = \Delta T_{1,Leak} + \Delta T_{1,WU}$$

Der Index „WU“ bedeutet hier die Temperaturänderung des Sauggases infolge der Wärmeübertragung im Vierwegventil. Der elektrische Zusatzenergieaufwand beträgt bei der Prozessumkehr-abtauung ohne Berücksichtigung der Leckage:

$$\Delta E_{el,ohne leak} = \Delta P_{el} * \Delta t_{Heiz} = \dot{m}_R * \Delta w_e * \Delta t_{Heiz} \quad (72)$$

Man beachte, dass der Einfluss der Leckage nicht einfach aus der Ableitung von  $P_{el}$  in Gleichung (69) gewonnen werden kann. Durch die Leckage sinkt der effektiv *in der Anlage umlaufende* Massenstrom, während der durch den Kompressor geförderte Massenstrom und auch die elektrische *Leistungsaufnahme* gleich bleiben. Um gleiche Wärmeproduktion zu erhalten (mit und ohne Leckage), muss der Kompressor zur Kompensation der Leckage entsprechend länger in Betrieb sein.

$$\Delta E_{el} = \Delta P_{el} * \Delta t_{Heiz} * \frac{\dot{m}_R + \Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R} = \dot{m}_R * \Delta w_e * \Delta t_{Heiz} * \left( 1 + \frac{\Delta \dot{m}_{Leak}}{\dot{m}_R} \right) \quad (73)$$

### Elektrischer Abtauaufwand durch Wärmeentzug aus der Senke:

Die während des Abtaubetriebes aus der Senke entnommene Wärme muss durch einen verlängerten Heizzyklus wieder kompensiert werden. Die entnommene Wärme wird mit der Leistungszahl der Wärmepumpe wieder kompensiert. Die dabei zusätzlich aufgewendete elektrische Energie wird als  $E_{Senke}$  bezeichnet.

$$E_{Senke} = \frac{\dot{Q}_{Kondensator,defrost} \cdot \Delta t_{defrost}}{\epsilon_{WP,Heiz}} \quad (74)$$

### A3.3 Elektrischer Energieaufwand pro 100 kWh Nutzwärme – Einzelergebnisse

Im folgenden werden die Einzelergebnisse der Auswertung des elektrischen Abtauaufwandes für 13 verschiedene Wärmepumpenmodelle dargestellt, um die Streuung der Messwerte und den Abtauaufwand einzelner Anlagen aufzuzeigen. Die Modelle 1 bis 7 besitzen eine Heissgasabtauung, die Modelle 8 bis 13 tauen mittels Prozessumkehr ab. Der obere Abschnitt der Säulen bei der Prozessumkehr entspricht jeweils den indirekten, der untere den direkten Aufwänden.

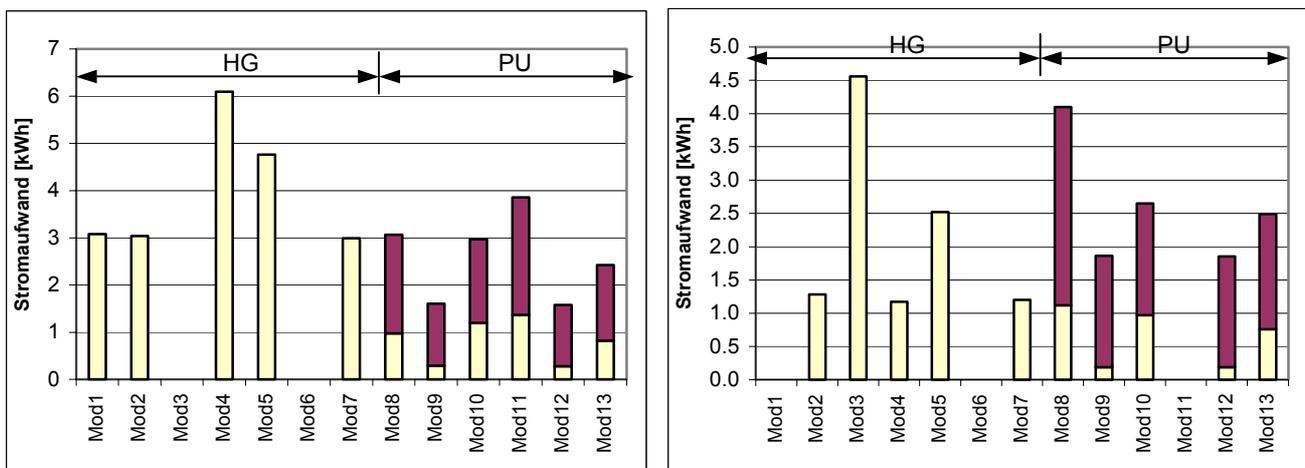


Abb. 63 und Abb. 64: Elektrischer Abtaubedarf für 100kWh Nutzwärme in den Arbeitspunkten A-7/W35 und A-7/W50

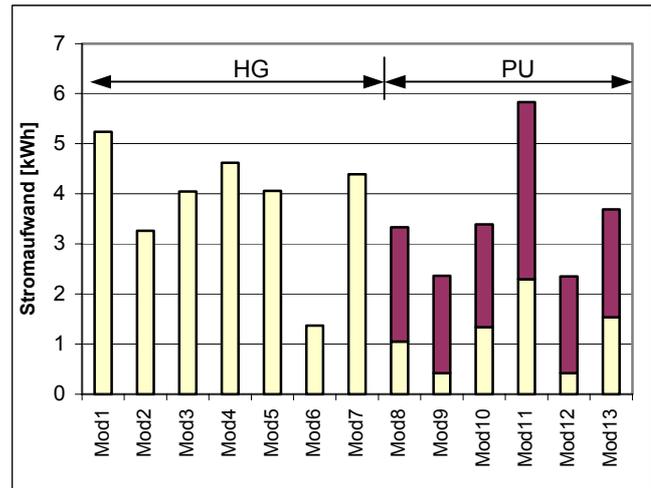
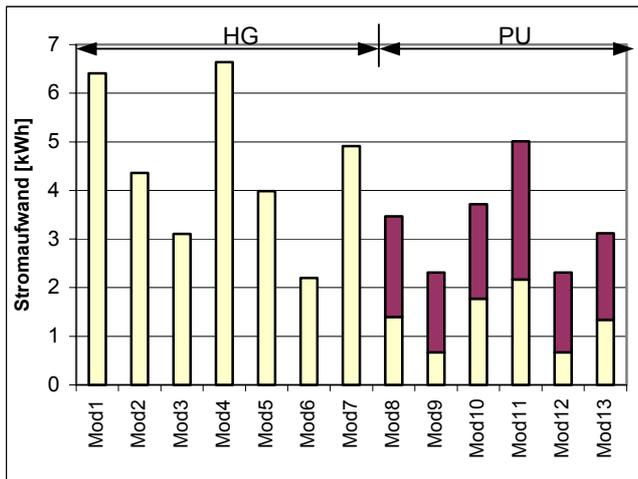


Abb. 65 und Abb. 66: Elektrischer Abtaubedarf für 100kWh Nutzwärme in den Arbeitspunkten A2/W35 und A2/W50

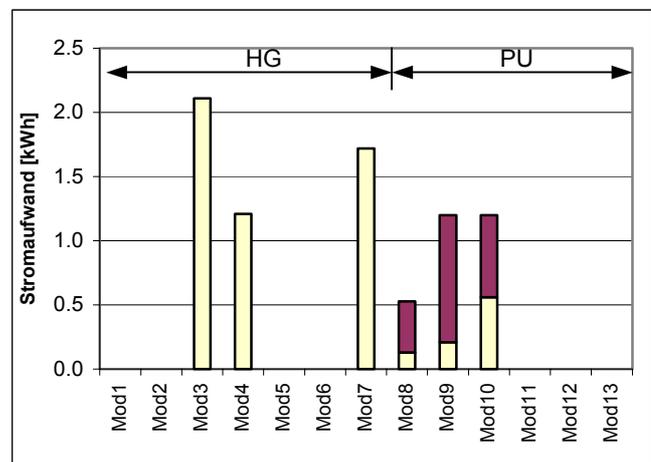
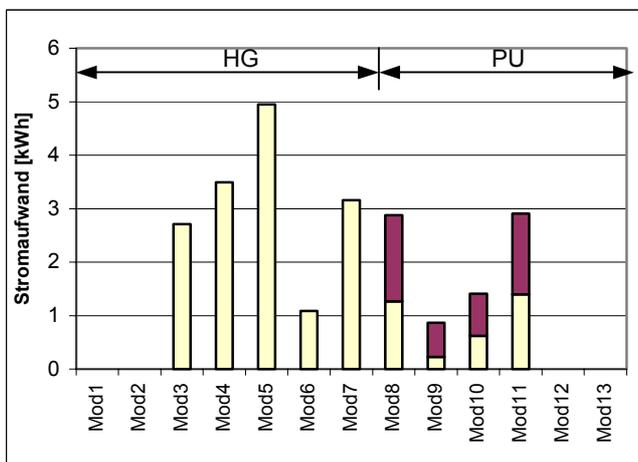


Abb. 67 und Abb. 68: Elektrischer Abtaubedarf für 100kWh Nutzwärme in den Arbeitspunkten A7/W35 und A7/W50

In den vorhergehenden Abbildungen ist zu sehen, dass die benötigte Abtauenergie vor allem bei der Heissgasabtauung zum Teil sehr stark von der untersuchten Wärmepumpe abhängt. Aus dieser Erkenntnis lässt sich schliessen, dass es noch ein grosses Verbesserungspotential für die Abtauung gibt (vor allem hinsichtlich der Abtausteuern). Mit einer ausgereiften Heissgasabtauung können durchaus Abtauwerte wie mit der Prozessumkehrabtauung erreicht werden.

### A3.4 Abtaueffizienz – Einzelergebnisse

Die Definition der Abtaueffizienz ist im Bericht auf Seite 19 zu finden.

Bei der Betrachtung der Abtaueffizienz einzelner Wärmepumpen ist zu sehen, dass sie zum Teil intelligente Abtausteuern besitzen, die bei Quellentemperaturen über dem Gefrierpunkt zum Teil auch mit der Quellluft abtauen. Gerade bei der Heissgasabtauung mit der langen Abtauphase führt diese Massnahme zu einer sehr hohen Effizienz der Abtauung.

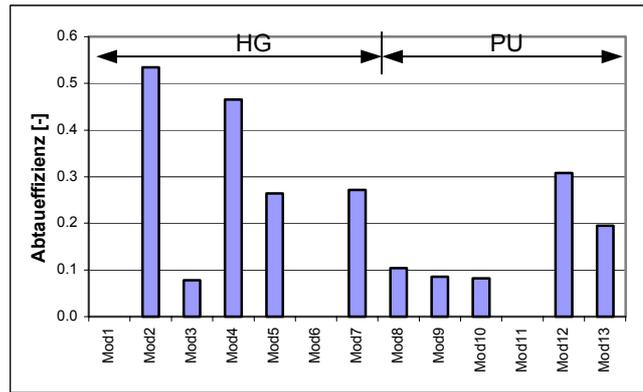
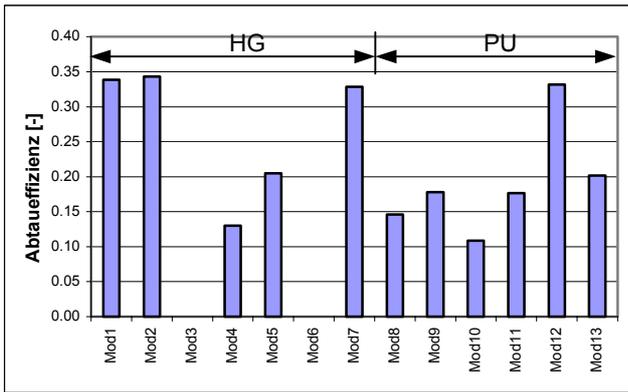


Abb. 69 und Abb. 70: Abtauereffizienz in den Arbeitspunkten A-7/W35 und A-7/W50

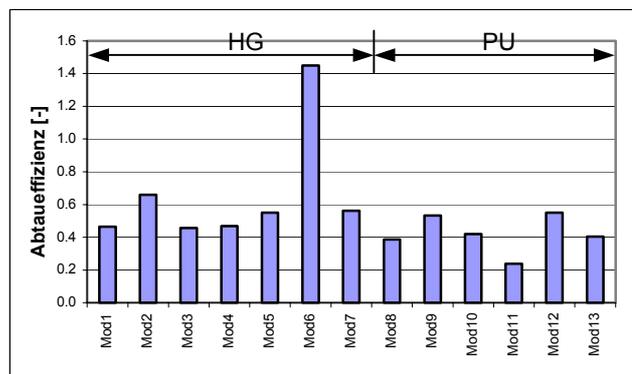
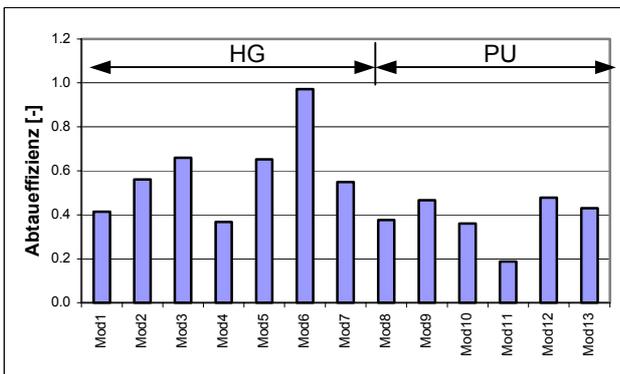


Abb. 71 und Abb. 72: Abtauereffizienz in den Arbeitspunkten A2/W35 und A2/W50 (Begründung für Abtauereffizienz >1 siehe Seite 20)

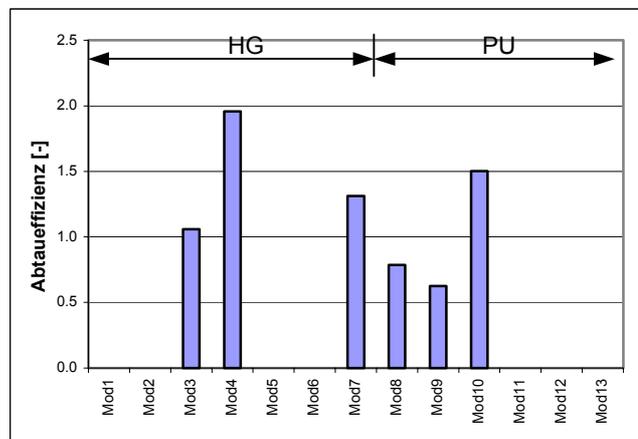
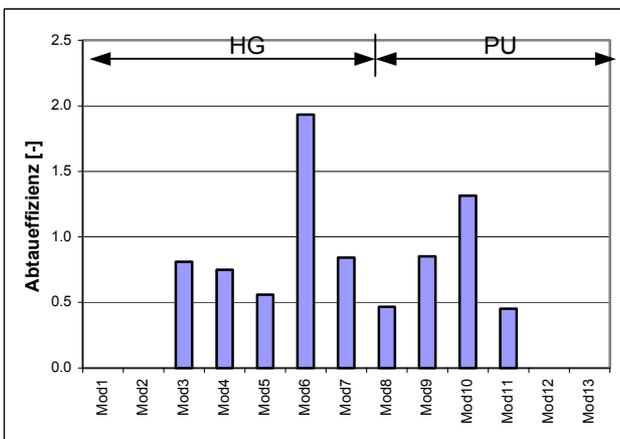


Abb. 73 und Abb. 74: Abtauereffizienz in den Arbeitspunkten A7/W35 und A7/W50 (Begründung für Abtauereffizienz >1 siehe Seite 20)

### A.4 Berechnung des Energieverbrauchs für die Luftabtauung

Der Abtauenergiebedarf für die Luftabtauung (siehe Kapitel 4.2) setzt sich aus direkten und indirekten Abtauenergieaufwänden zusammen. Der direkte Aufwand entspricht dem Energiebedarf des Ventilators im Abtauetrieb. Der indirekte Aufwand entsteht, da dem Aufstellungsraum der Wärmepumpe Wärme entzogen wird. Diese muss im Heizbetrieb wieder kompensiert werden. Die Definition der einzelnen Kenngrößen ist im Kapitel „2. Vergleich von Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung“ zu finden.

Die direkte elektrische Abtauenergie  $E_{\text{defrost,direkt}}$  errechnet sich aus Ventilatorleistung mal Abtauzeit:

$$E_{\text{defrost,direkt}} = \Delta t_{\text{defrost}} \cdot P_{\text{Vent.}} \quad (75)$$

Für die Berechnung des indirekten Aufwandes muss zuerst diejenige Wärme  $Q_{\text{entzug}}$  berechnet werden, die dem Raum während der Abtauung entzogen wurde. Sie setzt sich zusammen aus der benötigten Abtauenergie abzüglich jener Energie, die von den Ventilatoren während der Abtauung freigesetzt wird. Anschliessend kann die benötigte elektrische Energie zur Kompensation dieser Abtauaufwände  $E_{\text{defrost,indirekt}}$  berechnet werden.

$$Q_{\text{Entzug}} = Q_{\text{theor.}} - E_{\text{defrost,direkt}} \quad (76)$$

$$E_{\text{defrost,indirekt}} = \frac{Q_{\text{Entzug}}}{\epsilon_{\text{WP,Heiz}}} \quad (77)$$

Die gesamte für die Abtauung notwendige elektrische Energie berechnet sich dann:

$$E_{\text{defrost}} = E_{\text{defrost,indirekt}} + E_{\text{defrost,direkt}} \quad (78)$$

Diese Ergebnisse werden anschliessend auf 100kWh Nutzwärme normiert, um mit den Werten für die anderen Abtauungen vergleichbar zu sein. In der folgenden Tabelle (Tab. 19) sind die für die Berechnung massgeblichen Daten der Wärmepumpe für vier Arbeitspunkte zusammengestellt. Die Messdaten stammen aus der Wärmepumpenmessung in Töss.

Grösse	Symbol	Einheit	Arbeitspunkt			
			A-7/W35	A-7/W50	A2/W35	A2/W50
Heizdauer	$\Delta t_{\text{Heiz}}$	[min]	72	72	72	86
Abtaudauer	$\Delta t_{\text{Abt}}$	[min]	12	12	11	11
Anteil der Abtauzeit	$\Delta t_{\text{Abt}}/\Delta t_{\text{Heiz}}$	[%]	16.9	17.4	15.4	12.7
Leistungszahl der WP	$\epsilon_{\text{WP}}$	[-]	2.8	2.1	3.6	2.7
In einer Heizperiode gelieferte Wärme	$Q_{\text{heiz}}$	[MJ]	25.6	25.1	32.3	38.5
In einer Heizperiode benötigte Energie	$E_{\text{heiz}}$	[MJ]	9.1	12.0	9.0	14.1
Theoretisch nötige Abtauenergie	$Q_{\text{schmelz, theor.}}$	[kJ]	315	132	896	949
Tatsächliche el. Abtauenergie	$Q_{\text{schmelz, Betrieb}}$	[kJ]	288	292	260	251
Abtaueffizienz	$\tau$	[%]	109	45	345	378
Dem Raum entzogene Wärme	$Q_{\text{indirekt}}$	[kJ]	26	0 <sup>1</sup>	636	698
El. Energie zur Kompensation von $Q_{\text{Zusatz}}$	$E_{\text{indirekt}}$	[kJ]	9	0 <sup>1</sup>	177	255
Direkter el. Abtauenergieaufwand	$E_{\text{direkt, 100kWh}}$	[kWh]	1.1	1.2	0.8	0.7
Indirekter el. Abtauenergieaufwand	$E_{\text{indirekt, 100kWh}}$	[kWh]	0.0	0.0	0.5	0.7
Gesamter el. Abtauenergieaufwand	$E_{\text{defrost, 100kWh}}$	[kWh]	1.2	1.2	1.4	1.3
El. Aufwand im Heizbetrieb	$E_{\text{heiz, 100kWh}}$	[kWh]	35.6	47.8	27.9	36.6
Verhältnis Abtauaufwand zu Heizaufwand	$E_{\text{defrost}} / E_{\text{heiz}}$	[%]	3.3	2.4	4.9	3.6

Tab. 19: Berechnungsdaten und Kenngrössen für die Luftabtauung (siehe Kapitel 4.2)

<sup>1</sup> Die durch den Ventilator in den Raum eingebrachte elektrische Energie ist in diesem Arbeitspunkt grösser als die Schmelzwärme des Eises. Aus diesem Grund ist die dem Aufstellungsraum zugeführte Energie 0.