



**Institut für Thermodynamik**  
Technische Universität Braunschweig

# CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Passivhäuser

Effizienzsteigerung von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen  
durch innovative Abtauungsverfahren

## Abschlussbericht

Förderkennzeichen	Az 24572-Ph.1
Projektleitung	TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik
Projektbearbeitung	Dipl.-Ing. Kai Kosowski
Co-Autoren	Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff Dr.-Ing. Lars Kühl
Wissenschaftliche Leitung	Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Kooperationspartner	TU Braunschweig, Institut für Gebäude- und Solartechnik
Industriepartner	Stiebel Eltron GmbH & Co. KG, Holzminden Konvekta AG, Schwalmstadt Solvis GmbH & Co KG, Braunschweig

Förderung



Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben:

*CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Passivhäuser*

*Effizienzsteigerung von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen  
durch innovative Abtauungsverfahren*

PROJEKTLEITUNG:

Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Institut für Thermodynamik

Dipl.-Ing. Kai Kosowski

Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff / Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Hans-Sommer-Str. 5

38106 Braunschweig

Tel.: +49 (0)531 / 391 - 2627

E-Mail: [ift@tu-bs.de](mailto:ift@tu-bs.de)

Internet: [www.ift.tu-bs.de](http://www.ift.tu-bs.de)

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Problematik der Verdampfervereisung</b>	<b>5</b>
3.1	Reifbildung . . . . .	5
3.2	Auswirkung der Reifbildung auf den Wärmepumpenprozess . . . . .	7
3.3	Gängige Abtauverfahren . . . . .	11
3.3.1	Heißgasabtauung . . . . .	13
3.3.2	Prozessumkehrabtauung . . . . .	14
<b>4</b>	<b>Vermeidung von Vereisung</b>	<b>16</b>
4.1	Vergrößerung der Verdampferfläche . . . . .	17
4.2	Auslagerung der Überhitzungsstrecke . . . . .	20
<b>5</b>	<b>Heißgasabtauung</b>	<b>27</b>
5.1	Rechtsgeführte Abtauung – Drosselung vor dem Verdampfer . . . . .	27
5.2	Linksgeführte Heißgasabtauung – Drosselung nach dem Verdampfer . . . . .	31
<b>6</b>	<b>Kohlendioxid als Sekundärfluid – Abtauung mit Naturumlauf</b>	<b>34</b>
6.1	Neuartige Naturumlaufabtauung . . . . .	34
6.2	Versuchsanlage . . . . .	36
6.2.1	Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild . . . . .	36
6.2.2	Aufbau der Anlage . . . . .	37
6.3	Experimentelle Untersuchungen des Naturumlaufs . . . . .	42
6.3.1	Abtauung mit Naturumlauf . . . . .	42
6.3.2	Füllmengenvariation für die Naturumlaufabtauung . . . . .	47
<b>7</b>	<b>Energetische Bewertung</b>	<b>53</b>
7.1	Leistungszahl der Wärmepumpe . . . . .	54
7.2	Bestimmung der Eismasse am Verdampfer . . . . .	56
7.3	Vergleich der Abtauverfahren . . . . .	58
7.3.1	Heißgasabtauung . . . . .	59

7.3.2	Prozessumkehr . . . . .	60
7.3.3	Naturumlauf . . . . .	62
7.4	Jahresarbeitszahl und Mehraufwand . . . . .	63
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>67</b>

# Kapitel 1

## Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes ist ein innovatives energieeffizientes Abtauverfahren für CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen auf der Basis eines gravitationsbedingten Naturumlaufsystems entwickelt und mit konventionellen Abtauverfahren verglichen worden. Die Verringerung der Verdampfervereisung über die Anhebung der Verdampfungstemperatur durch die Vergrößerung der Verdampferübertragungsfläche und die Auslagerung der Überhitzungsstrecke wird quantitativ beschrieben. Die Verfahren werden für die Randbedingungen eines Niedrigstenergiehauses sowie eines Passivhauses bewertet.

Das im Rahmen des Projektes entwickelte neuartige Abtauverfahren mit gravitationsbedingtem Naturumlauf entzieht die erforderliche Abtauleistung der untersten kalten Schicht eines Warmwasser-Schichtenspeichers. Hierzu wird das kalte Wasser im Abtaubetrieb durch den Gaskühler der Wärmepumpe geleitet, der nun als Verdampfer arbeitet. Das gasförmige Kältemittel steigt über natürliche Konvektion in den höher gelegenen vereisten Verdampfer auf und kondensiert dort aus. Die Kondensationsenergie führt schließlich zum Schmelzen der Eisschicht. Das verflüssigte CO<sub>2</sub> strömt über die Rohrleitung zurück in den unteren Wärmeübertrager. Die Prozessführung kann durch einfache Umschaltung des konventionellen Wärmepumpenprozesses realisiert werden. Im Heizbetrieb führt die CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe die entnommene niedrigwertige Energie des unteren Speicherniveaus nahezu ohne zusätzlichen Energieaufwand wieder zurück. Durch Abtauung mittels Naturumlauf kann gegenüber der konventionellen Heißgasabtauung eine jährliche Energieeinsparung von ca. 142kWh bei dem betrachteten Niedrigstenergiehaus realisiert werden. Die Jahresarbeitszahl verbessert sich dadurch um 4,9%. Die Tendenzen können auch auf Passivhäuser übertragen werden.

Das aufgezeigte Prinzip des Naturumlaufs könnte auch in anderen Bereichen Anwendung finden. Es stellt ein sehr energieeffizientes Verfahren dar, da auf ein fluidförderndes Bauteil, wie beispielsweise eine Pumpe, verzichtet wird.

Bei Anhebung der Verdampfungstemperatur fällt pro Kelvin je nach Vergleichsverdampfer für die Randbedingungen eines Niedrigstenergiehauses bis zu 13% weniger Eis im Verdampfer an. Die zur Enteisung benötigte Wärmemenge verringert sich dadurch. Für eine Wärmepumpe mit Heißgasabtauung ergibt sich eine Gesamtenergie-

einsparung von ca. 0,8% pro Kelvin. Dagegen sind die Vorteile für eine Wärmepumpe mit Naturumlaufabtauung minimal, da die Abtauung selber nur einen geringen Energieaufwand erfordert. Die Anhebung der Verdampfungstemperatur wirkt sich hingegen energetisch viel bedeutender auf die Verringerung der Kompressionsarbeit aus. Pro Kelvin Anhebung benötigt der Kältemittelverdichter ca. 2.7% weniger Antriebsleistung. Eine typische Maßnahme zur Erhöhung der Verdampfungstemperatur ist die bauliche Vergrößerung des Verdampfers, die sich besonders gut durch den Einsatz von CO<sub>2</sub>, aufgrund des auf den Absolutdruck bezogen relativ kleinen Druckabfalls, umsetzen lässt. Eine weitere Maßnahme zur Erhöhung der Verdampfungstemperatur ist die Auslagerung der Überhitzungsstrecke in einem mit Abluft beaufschlagten Wärmeübertrager. Für typische Randbedingungen wird hierdurch die Verdampfungstemperatur um ca. 1 bis 2,5 K gesteigert.

Durch die im Rahmen des Projektes erarbeiteten Innovationen, Naturumlaufabtauung und Anhebung der Verdampfungstemperatur, kann die Effizienz von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen für Niedrigstenergiehäuser zwischen 5 und mehr als 10% gesteigert werden. Insbesondere die Innovation der Wärmeübertragung und Abtauung durch Naturumlauf kann auf andere energietechnische Anwendungen übertragen werden.

# Kapitel 2

## Einleitung

Ziel des bearbeiteten Projektes war eine signifikante Effizienzsteigerung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe mit Luft als Wärmequelle für den Einsatz in Passiv- und Niedrigstenergiehäuser. Die Effizienzsteigerung sollte durch folgenden Maßnahmen erzielt werden: erstens durch Vermeidung von Vereisung am Verdampfer mittels CO<sub>2</sub>-spezifische Maßnahmen und zweitens, im Falle von Reifbildung, durch innovative auf CO<sub>2</sub> basierende Abtauverfahren. Bedingt durch einen sehr hohen Dämmstandard haben Passiv- und Niedrigstenergiehäuser einen sehr geringen jährlichen Endenergiebedarf. Allerdings erhöht sich durch die Verwendung von Zuluft als Wärmeträger und durch die anteilmäßige Vergrößerung des Endenergiebedarfs zur Erwärmung des Brauchwassers das bereitzustellende Temperaturniveau. Hier weist gerade eine Wärmepumpe, die mit dem umweltfreundlichen natürlichen Kältemittel CO<sub>2</sub> betrieben wird, im Gegensatz zu konventionellen Wärmepumpen mit einem entsprechend abgestimmten Gesamtsystem signifikante energetische Vorteile auf. Beim Einsatz von Luft als Wärmequelle werden diese energetischen Vorteile dadurch ergänzt, dass in einem Passiv- bzw. Niedrigstenergiehaus die kumulierte Heizenergie bei Umgebungstemperaturen unter 0°C anteilmäßig vergleichsweise gering ausfällt und damit, im Gegensatz zu konventionellen Häusern, die Wärmepumpe im Durchschnitt bei höheren Verdampfungstemperaturen und somit effizienter betrieben werden kann. Den maximalen Heizenergiebedarf benötigen Passiv- und Niedrigstenergiehäuser bei Umgebungstemperaturen zwischen 3 und 7°C. Hier liegt allerdings auch die maximale Vereisungshäufigkeit. Bei konventionellen Wärmepumpensystemen mit Luft als Wärmequelle beträgt der Energiebedarf für die Abtauung immerhin bis zu 15% des gesamten elektrischen Energiebedarfs.

Der vorliegende Bericht behandelt ausführlich die beiden oben genannten Ansatzpunkte zur Effizienzsteigerung von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen. Aufgrund der höheren Verbreitung und damit größeren energetischen Relevanz wird im Folgenden bei der Darstellung der Ergebnisse ein Schwerpunkt auf Niedrigstenergiehäuser gelegt. Zunächst werden die physikalischen Prozesse und Abläufe der Reif- bzw. Eisbildung am Verdampfer in Kapitel 3 vorgestellt, dass ein unvermeidliches Problem bei Wärmepumpen mit Außenluft als Wärmequelle darstellt. Eis am Verdampfer wirkt sich negativ auf

den Wärmepumpenbetrieb aus und macht eine periodische Abtauung erforderlich. Die bekannten Verfahren zur Abtauung eines Verdampfers aus der Literatur werden vorgestellt und auf eine Wärmepumpe mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> übertragen. In Kapitel 4 wird die Vermeidung über die Anhebung der Verdampfungstemperatur quantitativ behandelt. Dazu wird die Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche des Verdampfers und die Auslagerung der Überhitzungsstrecke in einem mit Abluft beaufschlagten Wärmeübertrager diskutiert. In Kapitel 6 wird das neuartige System zur Verdampferabtauung mit Naturumlauf vorgestellt. Die Funktionsweise wird experimentell und theoretisch untersucht. In Kapitel 7 folgt schließlich die energetische Bewertung.

# Kapitel 3

## Problematik der Verdampfervereisung

Dieses Kapitel gibt eine Einführung über die komplexe Thematik der Reifbildung und Vereisung des Verdampfers. Es lehnt sich sowohl an die Projekte von HUBACHER/EHRBAR [Hubacher/Ehrbar 2000] und SAHINAGIC/BERLINGER [Sahinagic et al. 2004] als auch an die Arbeit von KLING [Kling 2007] an, in der die Vereisungsproblematik von CO<sub>2</sub>-Luft-Wärmepumpen behandelt wurde. Einerseits soll es sich auf eine phänomenologische Betrachtung der Reifbildung und dessen Auswirkungen auf den Wärmepumpenprozess beschränken. Andererseits werden die beiden heutzutage am meisten genutzten Abtauverfahren – die Heißgasabtauung und die Prozessumkehr – vorgestellt und beschrieben.

Einen Überblick über zahlreiche Publikationen zur rechnerischen Behandlung von Bereifungsvorgängen, welche nach den Strömungsverhältnissen und nach der Art der bereifenden Wand gegliedert sind, gibt HAAF [Haaf 1988]. Trotz zahlreicher Untersuchungen haben sich keine einfachen und für technische Anwendungen genügend genaue Berechnungsmethoden entwickelt. Die Begründung hierfür ist, dass die Bereifungsvorgänge sehr komplex verlaufen. Zum einen handelt es sich bei Reif um ein poröses System mit durchlässiger Oberfläche, zum anderen erfolgt die Bereifung instationär, wodurch eine genaue Beschreibung und Berechnung erschwert wird.

### 3.1 Reifbildung

Zahlreiche Autoren haben sich bereits mit den komplexen Vorgängen der Frostschiebtbildung auseinandergesetzt. LÜER gibt einen Überblick über die einzelnen Arbeiten vom Jahr 1933 an [Lüer 1998]. YANG führt Korrelationen von Frosteigenschaften zahlreicher Autoren auf [Yang/Lee 2004]. In jenen Arbeiten werden auf empirischen Weg der Wärme- und Stoffübergang mit den wesentlichen Einflussparametern mit dem Ziel, Vorhersagen über die Reifbildung treffen zu können, korreliert. Zu den wesentlichen Parametern zählen die Luftgeschwindigkeit, die Lufttemperatur, die Luftfeuchte, die

Oberflächentemperatur und die Zeit. Wichtige charakteristische Größen zur Beschreibung der Reifschicht stellen die Reifdicke, Reifdichte, Porosität und Wärmeleitfähigkeit dar.

Im Rahmen dieses Projektes spielt die Eisbildung sowie die Beschreibung der Reifstruktur nur eine untergeordnete Rolle. Zahlreiche Arbeiten wie die zum Beispiel von [Sanders 1974], [Lüer 1998] und [Haaf 1988] haben sich dieser Thematik ausführlich gewidmet, so dass auf diese Arbeiten verwiesen wird. Unter der Modellierungssprache MODELICA hat PRÖLSS das Eiswachstum auf Oberflächen von Wärmeübertragern untersucht und modelliert [Pröß/Schmitz 2006].

Die Reifschicht unterscheidet sich je nachdem, welche Wachstumsphase vorliegt, sehr stark in ihren physikalischen Eigenschaften. Erkenntnisse über das Wachstum der Frostsicht sind im Wesentlichen auf die Arbeiten von HAYASHI aus den 1970er Jahren zurückzuführen, die selbst in heutigen Veröffentlichungen zu dieser Thematik noch zitiert werden [Hayashi et al. 1977a und 1977b]. HAYASHI unterteilt das Kristallwachstum in drei Phasen.

1. Eindimensionales Kristallwachstum
2. Reifschichtwachstumsphase
3. Ausgebildete Reifschichtwachstumsphase (Vergletscherung)

Bei der ersten Phase bilden sich Kristalle aus, die senkrecht zur Oberfläche in einheitlicher Geschwindigkeit eindimensional wachsen. Diese werden stetig mehr, wodurch die Rauigkeit stark ansteigt. In der zweiten Phase des Reifschichtwachstums beginnt das dreidimensionale Wachstum. Die parallel zueinander stehenden Kristalle verästeln und verbinden sich untereinander zu einem porösen Kristallgitter. Die Oberflächentemperatur der Reifschicht steigt aufgrund des höheren Wärmeleitwiderstandes mit zunehmender Reifdicke.

Solange keine Reifschicht vorhanden ist, spielt die Diffusion bei durchströmten Wärmeübertragern eine vernachlässigbare Rolle im Vergleich zur konvektiven Wärmeübertragung. Bei wachsender Reifschicht, die im Allgemeinen zu Beginn der Betrachtung eine hohe Porosität aufweist, tritt zunehmend ein Massenstrom durch Diffusion in Erscheinung, der durch Konzentrationsunterschiede innerhalb der Reifschicht zwischen Reifoberfläche und Lamelle verursacht wird. Dieser Massenstrom trägt dazu bei, dass Wasser in die poröse Reifschicht hineindiffundiert und dort gefriert, wodurch neben dem dreidimensionalen Kristallwachstum kontinuierlich die Dichte innerhalb der Reifschicht zunimmt.

Überschreitet die Oberflächentemperatur infolge des verringerten Wärmedurchgangs den Gefrierpunkt von Eis, beginnt die dritte Phase des Reifschichtwachstums. Auf der Oberfläche bildet sich Kondensat, das durch Kapillarkwirkung in die poröse Eisschicht einsickert und erstarrt. Die Eisschicht wird kompakter, so dass ihre Dichte

sowie ihre Wärmeleitfähigkeit weiter ansteigen. Durch diese so genannte Vergletscherung verändern sich der Aufbau und die physikalischen Eigenschaften der Reifschicht drastisch, insbesondere verringert sich ihr Wärmeleitwiderstand [Lüer 1998]. Infolge dessen sinkt die Oberflächentemperatur wieder ab. Damit wird allerdings die Desublimation von neuem Wasser aus der Luft ermöglicht, wodurch die Dicke der Eisschicht wieder derart zunimmt, dass der Gefrierpunkt erneut überschritten wird. Dieses zyklische Schmelzen und Gefrieren führt zu einer Erhöhung der Dichte und hört erst auf, wenn der Reif in Oberflächennähe so kompakt ist, dass kein Kondensat mehr eindringen kann. Dann beginnen die Frostwachstumsphasen von neuem.

Bei dem in [Sahinagic 2005] wiedergegebenen Modell der Frostbildung wird von vier Phasen ausgegangen. Eine Eisbildung beginnt dabei meist mit einer Kondensation von Wasserdampf. Somit bilden sich, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, in der ersten Phase Wassertropfen auf der Oberfläche des Luftkühlers. Trotz Oberflächentempera-

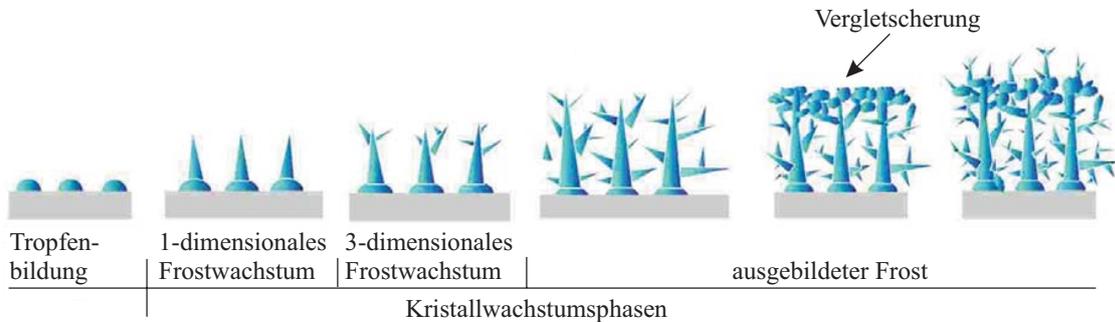


Abbildung 3.1: Phasen der Frostbildung [Sahinagic 2005]

turen unter  $0^{\circ}\text{C}$  erstarren diese nicht sofort, sondern wachsen erst an. Je kleiner die Unterkühlung desto größer werden die Tropfen bevor sie dann erstarren. Die Frostdichte steigt in dieser Phase an. Erst in der zweiten Phase bilden sich auf der ersten Eisschicht Eiskristalle in Form von senkrecht zur Oberfläche gerichteten Nadeln, womit diese Modellvorstellung in diejenige von HAYASHI übergeht.

## 3.2 Auswirkung der Reifbildung auf den Wärmepumpenprozess

Im Verdampfer wird die zur Verdampfung des  $\text{CO}_2$  erforderliche Wärme dem Luftstrom entzogen. Feuchte Luft strömt über die kalten Lamellen des Verdampfers und gibt aufgrund des Temperaturgefälles  $\vartheta_L - \vartheta_W$  zwischen Wand und Kernströmung einen sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_s$  an die Lamelle ab. Die Luft wird dabei abgekühlt. Der sensible Wärmestrom berechnet sich mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und der Fläche  $A$  zu:

$$\dot{Q}_s = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_L - \vartheta_W). \quad (3.1)$$

Quer zur Strömung bildet sich analog zum Geschwindigkeitsprofil ein Temperaturprofil aus. Liegt die Oberflächentemperatur der Lamelle unterhalb der Taupunkttemperatur der feuchten Luft kondensiert Wasserdampf aus der Luft aus, welches an den Lamellen in die Tropfwanne abläuft. Infolge des Massenkonzentrationsgefälles  $\xi_W - \xi_{sW}$  bildet sich ein Massenstrom  $\dot{m}_W$ , der sich mit dem Stoffübergangskoeffizienten  $\beta$ , der Fläche  $A$  und der Dichte der feuchten Luft  $\varrho$  berechnet zu:

$$\dot{m}_W = \beta \cdot A \cdot \varrho \cdot (\xi_W - \xi_{sW}(\vartheta_W)). \quad (3.2)$$

Durch die Verflüssigung der in der Luft enthaltenen Feuchte auf der Oberfläche der Lamelle entsteht ein latenter Wärmestrom  $\dot{Q}_l$ . Mit der Verdampfungsenthalpie von Wasser ergibt er sich zu:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_W \cdot \Delta h_V.$$

Die Summe aus dem sensiblen und latenten Wärmestrom ergibt den totalen über die Lamellen und Rohrleitungen an das Kältemittel übertragenen Wärmestrom.

$$\dot{Q}_{ges} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l. \quad (3.3)$$

Im kritischen Temperaturbereich fällt die Verdampfungstemperatur unter den Gefrierpunkt, wodurch die Oberflächentemperatur der Lamelle beginnt, auf einen Wert von unter  $0^\circ\text{C}$  zu sinken.

Unterhalb des Gefrierpunktes von Wasser desublimiert Wasserdampf aus und erstarrt an der Lamellenoberfläche. Die Luftfeuchte geht vom gasförmigen in den festen Aggregatzustand über, wodurch die Sublimationsenthalpie  $\Delta h_S$  frei wird und an die Lamelle übertragen wird. Der latente Wärmestrom erhöht sich dadurch zu:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_W \cdot \Delta h_S = \dot{m}_W \cdot (\Delta h_V + \Delta h_E).$$

MACHIELSEN hat festgestellt, dass der Beginn der Bereifung einen positiven Effekt auf die Wärmeübertragung hat. Die freiwerdende latente Wärme bei der Erstarrung erhöht einerseits den Wärmestrom zum Verdampfer, andererseits wird der Wärmeübergang durch die raue Reifoberfläche und die dadurch verursachte Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche zusätzlich verbessert [Machielsen 1988; Machielsen/Kerschbaumer 1989]. Zudem verringert die Reifschicht den durchströmten Strömungsquerschnitt, wodurch die Luft beschleunigt wird und den Wärmeübergang ebenfalls begünstigt.

Diesen Vorteilen der Reifbildung folgen nach kurzer Zeit allerdings auch Nachteile: Die Reif- bzw. Eisschicht stellt einen zusätzlichen Wärmeleitungswiderstand auf der Oberfläche des Lamellen dar, der immer mehr zunimmt je dicker die Schicht wird, was zu einer Erniedrigung des gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  führt. Der sensible und latente Wärmestrom wird durch Wärmeleitung durch die Reifschicht an die Lamellenoberfläche abgeführt.

$$\dot{Q}_{ges} = \dot{Q}_\lambda = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l.$$



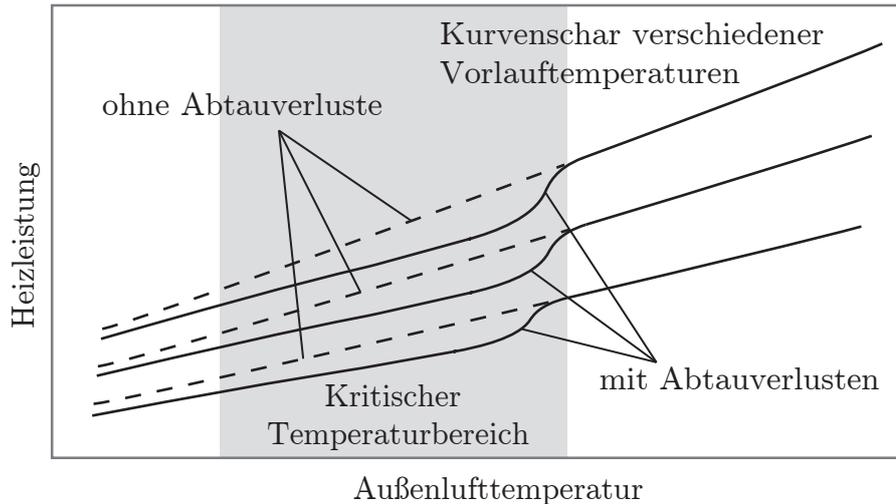


Abbildung 3.3: Schematischer Verlauf der Heizleistung über der Außenlufttemperatur mit und ohne Berücksichtigung des Mehraufwands (Abtauverluste) infolge der Vereisung [Ginsburg 1999; Reichelt 1987].

schlechterung der Leistungszahl der gesamten Wärmepumpe, was eine periodische Abtauung des Verdampfers erforderlich macht.

Der elektrische Energieaufwand der Abtauung steht in direkter Relation zur Abtauendauer. Folglich ist es wichtig, die Abtauung im richtigen Zeitpunkt zu starten und nicht zu spät zu beenden. Werden die Lamellen im Abtauintervall nicht vollständig von Reif und Eis befreit, kann dies beim erneuten Heizbetrieb zu einem kontinuierlichem Eisaufbau führen. Neben der fortschreitenden Vereisung im Wärmepumpenbetrieb ist daher auch der Fortschritt der Defrostung im Abtaubetrieb zu detektieren. Ein zu kurzes Abtauintervall wirkt sich somit negativ auf die Effizienz der gesamten Wärmepumpe aus. Auch eine zu lange oder zu häufig durchgeführte Abtauung, insbesondere wenn es mit hochwertiger elektrischer Heizenergie durchgeführt wird, ist nachteilig für den Kreisprozess, da einerseits beträchtliche Energiemengen für die bereits erfolgte Abtauung verschwendet werden und andererseits während der Abtauung keine Wärmeversorgung besteht.

In Abbildung 3.3 ist die Heizleistung in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur für verschiedene Vorlauftemperaturen schematisch nach einer Untersuchung von REICHELT aufgetragen [Reichelt 1987]. Darin wird der Einfluss der Abtauung veranschaulicht. Sobald der kritische Temperaturbereich erreicht ist, knickt die Heizleistung infolge der Vereisung ab, welche zudem einen Mehraufwand durch die Abtauung erfordert. Der gestrichelte Verlauf stellt den theoretischen Fall dar, bei dem die Eisbildung keinen Einfluss auf die Heizleistung hat. Bei tiefen Temperaturen ( $-15^{\circ}\text{C}$ ) nähert sich die reale Heizleistung jener gestrichelten Kurve wieder an, da die absolute Luftfeuchtigkeit derart gering ist, dass der Abtaubedarf sinkt [Hubacher/Ehrbar 2000].

Zusammenfassend dargestellt führt eine Reifbildung an den Lamellen zu einer Absenkung der Heizleistung der Wärmepumpe. Das erforderliche Abtauen des Verdamp-

fers ist mit einem zusätzlichen Energieaufwand verbunden und reduziert nicht nur die Arbeitszahl der Wärmepumpe, sondern führt auch zu einer Versorgungslücke bei der Wärmeversorgung. Der Energiebedarf für die Abtauung beträgt derzeit etwa 10 . . . 15% des gesamten, elektrischen Energiebedarf einer (Heiz-)Wärmepumpe [Hubacher/Ehrbar 2000].

Die Abtauproblematik ist insbesondere in der gewerblichen Kälte oft vorhanden und wird meist über eine elektrische Beheizung gelöst. Der Unterschied zwischen der Abtauung bei einer Kälteanlage und bei einer Wärmepumpe liegt in den Betriebsrandbedingungen. Ein Kühlaggregat arbeitet bei weitgehend konstanten Bedingungen am Verdampfer, womit eine Abtauung über eine Zeitschaltuhr eingeleitet werden kann [Hubacher/Ehrbar 2000]. Bei einer Wärmepumpe hingegen schwanken sowohl die Verdampfungstemperatur (von etwa  $-30^{\circ}\text{C}$  bis  $0^{\circ}\text{C}$ ) als auch die Luftfeuchtigkeit in einem weiten Bereich, womit eine Regelung der Abtauung sehr wichtig ist. Durch ein bedarfsgesteuertes Einleiten der Abtauung kann bei der Wärmepumpe daher viel Energie eingespart werden.

### 3.3 Gängige Abtauverfahren

Für die Befreiung des bereiften Verdampfers vom Eisansatz haben sich seit den Pionierzeiten der Wärmepumpe Verfahren durchgesetzt, die mit Wärme das Eis zum Schmelzen bringen. Die meisten Abtausysteme aus der gewerblichen Kälteindustrie sind auch für Wärmepumpenanwendungen übernommen worden. So beziehen sich die meisten Publikationen für Abtauverfahren auf Kälteanlagen für Kühlräume oder Kühltruhen. Eine von HUBACHER durchgeführte Literaturrecherche [Hubacher/Ehrbar 2000] brachte für die Wärmepumpe keine neuartigen serienmäßige Verfahren hervor, was die Innovation des in dieser Arbeit untersuchten Abtauverfahrens mit Naturumlauf unterstreicht.

Auch wenn die Vielfalt von Abtauverfahren erstaunlich hoch ist, wird der Wärmepumpenmarkt im Wesentlichen von zwei Verfahren beherrscht: die Heißgasabtauung und die Prozessumkehr, wobei zwischen ihnen die Mengenverteilung über die Jahre wechselte. In der frühen Wärmepumpenentwicklung vor 1980 war die Prozessumkehr häufiger anzutreffen [Reichelt 1987]. In den Jahren danach wurde die Heißgasabtauung wieder beliebter und dominierte einige Zeit. Seit ungefähr Mitte der Neunziger Jahre kehrte sich der Trend wieder um und die Prozessumkehr überwog erneut [Hubacher/Ehrbar 2000; Nani et al. 2005]. Derzeit sind etwa je die Hälfte aller neu ausgelieferten Wärmepumpen mit Heißgas- oder Prozessumkehr-Abtauung ausgerüstet [Bertsch et al. 2002].

Beide Verfahren zählen zu den von HUBACHER eingeteilten Systemen mit kostenpflichtiger Energiezufuhr, wobei in dieser Gruppe noch darin unterschieden wird, ob die Wärme außerhalb oder innerhalb der Verdampferrohre zugeführt wird. Beide Verfah-

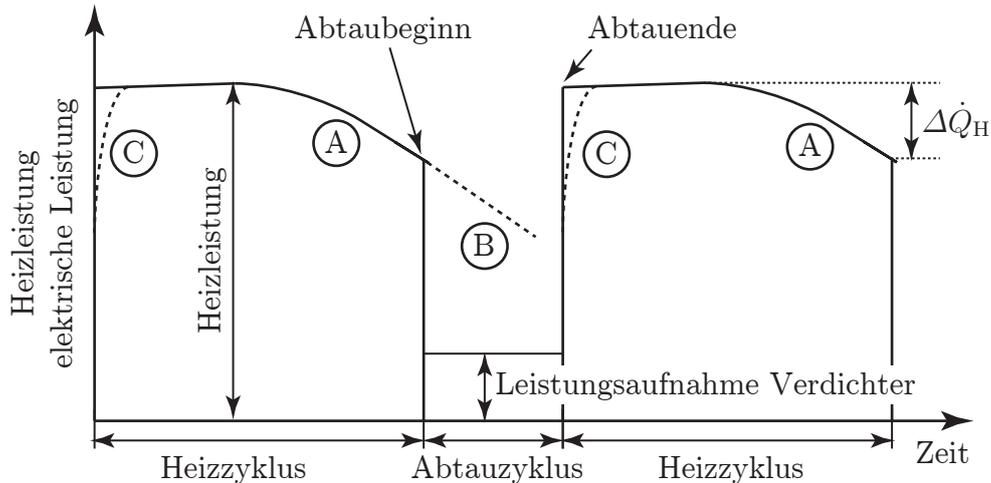


Abbildung 3.4: Schematischer Verlauf von Heiz- und Abtauzyklen. A: Abfallende Heizleistung  $\Delta\dot{Q}_H$  infolge der Bereifung der Lamellen. B: Abtauung nicht eingeleitet führt zum Erliegen des Prozesses. C: Erneutes Anfahren mit viel flüssigem Kältemittel im Verdampfer (insbesondere bei Prozessumkehr) [Hubacher/Ehrbar 2000].

ren werden in letzter Gruppe eingruppiert. Vorteil der inneren Wärmezufuhr ist, dass der Verdampfer sehr gleichmäßig verteilt erwärmt wird und dass die Erwärmung von den zuvor kältesten Stellen, den Rohren, ausgeht. Daher wird dem stärksten Reifansatz ohne große Verluste die meiste Wärme zugeführt. Bei der elektrischen Abtauung, welche zur Gruppe der äußeren Wärmezufuhr einzuordnen ist, werden meist Heizkörper in Blindrohre eingebracht. Hierbei ist der Abstand zu den stark bereiften Rohren im Allgemeinen recht groß und ein guter Teil der zugeführten Wärme geht konvektiv an die kalte Umgebung verloren. Bei Entfrostung auf elektrischem Weg ist es zudem äußerst wichtig, dass beim Entfrostern keine Flüssigkeit durch Ventile im Verdampfer eingeschlossen ist, da dies zu einem hohen Druckniveau führen kann [Rolfsman 2001].

Während die Heißgasabtauung im Vergleich geringere Abtauleistungen aufweist, entzieht die Prozessumkehr der Senke Wärme, die beim nächsten Wärmepumpenzyklus wieder zurückgespeist werden muss. Abbildung 3.4 zeigt schematisch den Verlauf mehrerer Heiz- und Abtauzyklen. Die abfallende Linie A beschreibt den Verlauf der Heizleistung, welche infolge der Bereifung der Lamellen um  $\Delta\dot{Q}_H$  sinkt. Die Heizleistung würde weiterhin fallen (Verlauf B), wenn die Abtauung nicht eingeleitet wird. Bei beiden Verfahren kann sich nach der Abtauphase noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer befinden, das mit zusätzlichem Energieaufwand eliminiert werden muss, um Tropfenschläge am Verdichter der Wärmepumpe zu vermeiden. Zudem hat sich der Gaskühler bzw. Kondensator während der Abtauung abgekühlt und muss zunächst wieder aufgeheizt werden, wodurch die Heizleistung nach Beendigung der Abtauung nur langsam wieder steigt (Verlauf C).

### 3.3.1 Heißgasabtauung

Die Heißgasabtauung ist neben der Prozessumkehr das am meisten verbreitete Verfahren der Abtauung. Die am Verdampfer aufgebrauchte Abtauleistung ist im verlustfreien Fall allerdings gerade so groß wie die zugeführte Verdichterleistung. Diese steigt durch ein großes Druckverhältnis sowie ein hohes Druckniveau des Verdichtungsprozesses. Da jedoch über das Verdichtergehäuse und die Bypassleitung Wärme an die Umgebung vor dem Erreichen des Verdampfers abgegeben wird reduzieren diese Wärmeverluste die Abtauleistung.

Anstelle des Verdichters könnte die elektrische Leistung gleich direkt dem Verdampfer zur Abtauung zugeführt werden. Vorteil der Heißgasabtauung ist, dass der Verdampfer sehr gleichmäßig verteilt erwärmt wird und dass die Erwärmung von den zuvor kältesten Stellen (den Rohren) ausgeht. Daher wird dem stärksten Reifansatz ohne große Verluste die meiste Wärme zugeführt. Bei der elektrischen Abtauung werden meist Heizkörper in Blindrohre eingebracht. Hierbei ist der Abstand zu den stark bereiften Rohren im Allgemeinen recht groß und ein großer Teil der zugeführten Wärme geht konvektiv an die kalte Umgebung verloren.

Bei der Heißgasabtauung herkömmlicher Wärmepumpen wird das heiße Kältemittel nach der Verdichtung statt in den Kondensator über ein Dreiwegeventil in den Verdampfer geleitet, um diesen abzutauen. Abbildung 3.5 zeigt das Schema einer Wärmepumpe mit Heißgasabtauung für die beiden Betriebszustände Heizen (links) und Abtauen (rechts). Dabei wird zuerst die unterkühlte Verdampferoberfläche und das Eis

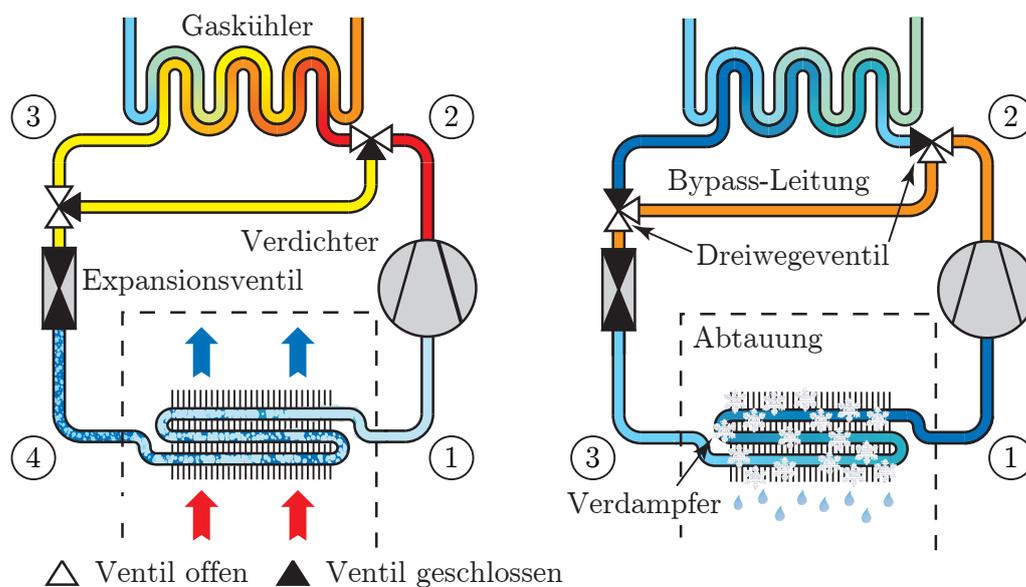


Abbildung 3.5: Schema einer Wärmepumpe mit Heißgasabtauung. Umschaltung der Dreiwegeventile auf Heizbetrieb (links) oder Abtaubetrieb mit Heißgas über eine Bypassleitung (rechts)

auf eine Temperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  gebracht. Erst danach wird das Eis durch weitere Wärmezufuhr anfangen zu schmelzen.

Den Kreislauf bei der Heißgasabtauung zeigt Abbildung 3.6 im  $p, h$ -Diagramm am Beispiel eines herkömmlichen unterkritisch geführten Prozesses, hier Propan (R290). Von ① nach ② erfolgt die Verdichtung, von ② nach ③ die isenthalpe Expansion sowie von ③ nach ① die Wärmeabgabe an das Eis.

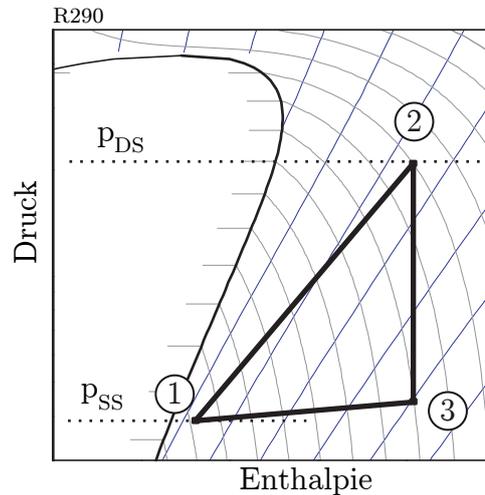


Abbildung 3.6: Kreislauf der Heißgasabtauung am Beispiel einer Propan-Wärmepumpe im  $p, h$ -Diagramm zu Beginn der Abtauphase [Kling 2007]

### 3.3.2 Prozessumkehrabtauung

Bei der Abtauung mit Prozessumkehr wird der Kreislauf umgekehrt. Abbildung 3.7 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Wärmepumpe mit Prozessumkehr im Heizmodus (rechts) und im Abtaumodus (links). Das verdichtete Kältemittel am Verdichteraustritt wird dem bereiften Verdampfer zugeführt und kondensiert dort. Dadurch wird im Verdampfer die zur Abtauung der Reifschicht erforderliche Wärme bereitgestellt. Das verflüssigte Kältemittel wird über ein Ventil<sup>1</sup> expandiert und gelangt in den Kondensator bzw. Gaskühler. Hier nimmt es Wärme aus dem im Heizmodus zuvor aufgewärmten Wassers des Heizkreises auf und verdampft. Das erzielbare Temperaturniveau wird dabei von der Rücklauftemperatur des Heizkreises bestimmt. Im Anschluss wird das Kältemittel vom Verdichter angesaugt und verdichtet, womit sich der Kreislauf schließt. Die Umkehrung des Kreislaufs ermöglicht in der Regel ein Vierwegeventil. Dadurch wechseln die beiden Wärmeübertrager die Funktion. Der Verdampfer wird zum Kondensator, der Kondensator bzw. Gaskühler wird zum Verdampfer.

Nach Beendigung der Abtauung befindet sich insbesondere bei der Prozessumkehr noch kondensiertes Kältemittel im Verdampfer, welches dem Verdichter bei erneutem

<sup>1</sup>In der Regel werden zwei separate Ventile für den Heizmodus und Abtaumodus verwendet. In Abbildung 3.7 ist aus Gründen der Übersichtlichkeit auf die Darstellung zweier Ventile verzichtet worden

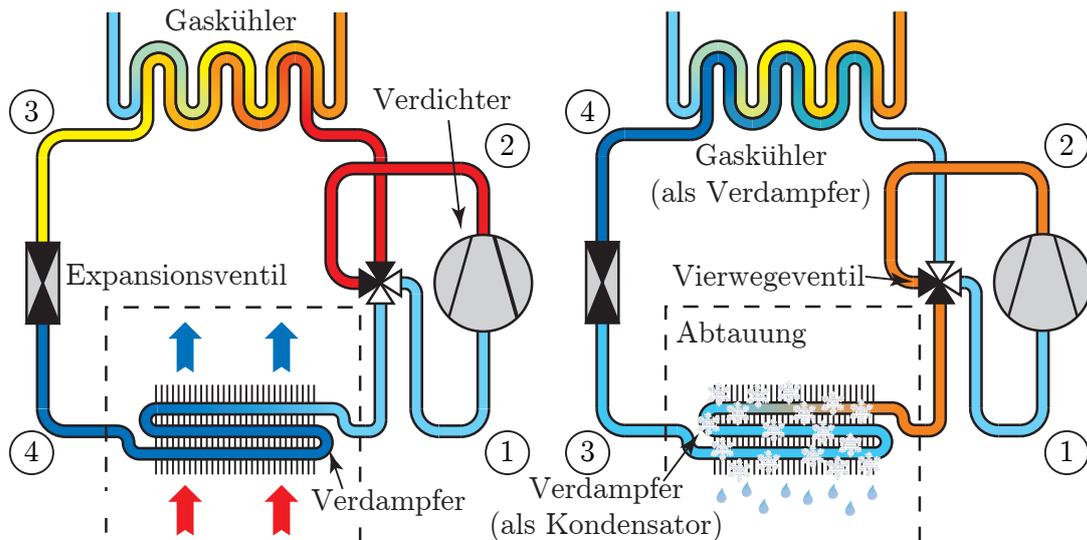


Abbildung 3.7: Schema einer Wärmepumpe mit Prozessumkehrabtauung. Umschaltung über Vierwegeventil in Heizbetrieb (links) oder Abtaubetrieb (rechts).

Heizbetrieb infolge von Tropfenschlag schaden kann. Mit Hilfe eines Niederdrucksammlers vor dem Verdichter oder einer zusätzlichen Beheizung der Sauggasleitung beispielsweise mit einer elektrischen Heizspirale zu Beginn des erneuten Heizbetriebes wird das Ansaugen von flüssigem Kältemittel vermieden. Der Kondensator bzw. Gaskühler, der bei der Abtauung als Verdampfer fungiert, ist beim Wechsel des Betriebsmodus zunächst wieder auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen, bevor die Wärmepumpe nach Unterbrechung durch die Abtauung wieder in den ursprünglichen Heizbetrieb übergehen kann.

Eine technische Herausforderung der Prozessumkehr stellen die Umschaltvorgänge dar. Dabei ist der Umschaltvorgang am Vierwegeventil an sich nicht problematisch. Vielmehr wird dadurch innerhalb von kurzer Zeit die Strömungsrichtung im Kältemittelkreislauf umgekehrt und demzufolge auch die Druck- und Temperaturniveaus, wodurch die Materialien in den beiden Wärmeübertragern im Vergleich zum *normalen* Betriebsablauf starken thermischen und mechanischen Belastungen ausgesetzt sind, was sich auf die Lebensdauer der Komponenten auswirkt. Insbesondere bei  $\text{CO}_2$  als ein Hochdruckkältemittel kann der absolute Druck bei Umschaltung des Betriebsmodus im Verdampfer im Bereich von 15 bis 20 *bar* (von 30 – 35 *bar* auf 45 – 50 *bar* absolut) ansteigen, im Gaskühler gar um etwa 50 *bar* (von 90 *bar* auf 40 *bar* absolut) absinken. Entsprechend ändern sich ebenfalls die Temperaturen in den Wärmeübertragern.

Allerdings ist dem gegenüberzustellen, dass der Stillstandsdruck einer  $\text{CO}_2$ -Wärmepumpe etwa 55 *bar* beträgt, so dass die Komponenten beim Takten der Wärmepumpe ebenfalls Druckänderungen erfahren, die zum Teil höher sind.

# Kapitel 4

## Vermeidung von Vereisung

Bei Umgebungstemperaturen unterhalb der Erdreichtemperatur (ca.  $10^{\circ}\text{C}$ ) - also innerhalb der Heizperiode - sind Einbußen in der Leistungszahl bei Wärmepumpen mit Luft als Wärmequelle zu erwarten. Ein zeitlich inkohärentes Verhalten von Bedarf und Verfügbarkeit liegt hier vor. So besteht bei hohem Heizenergiebedarf in der Regel eine niedrige Außenlufttemperatur, was aufgrund der hohen Temperaturspreizung zwischen Wärmequelle und -senke zu einer hohen Leistungsaufnahme des Verdichters führt.

Bei kritischen Betriebsbedingungen, bei der die Umgebungsluft nahezu mit Wasserdampf gesättigt ist, droht der Verdampfer der Wärmepumpe durch Kondensation und Gefrieren bzw. Desublimation der Luftfeuchte an den Lamellen zu vereisen. Der angegebene kritische Temperaturbereich der Wärmequelle Luft, bei dem die Problematik der Vereisung besonders gravierend ist, unterscheidet sich in den Literaturangaben. Bei SAHINAGIC liegt dieser Bereich der besonders starken Eisbildung zwischen  $2$  und  $7^{\circ}\text{C}$  Lufttemperatur [Sahinagic et al. 2004]. HUBACHER definiert den kritischen Betriebszustand einer Luft-Wärmepumpe, bei der die größte Vereisung am Verdampfer zu beobachten ist, bei Umgebungstemperaturen von  $-5$  bis  $5^{\circ}\text{C}$  [Hubacher/Ehrbar 2000], bei HOLLAND und BÜHRIG zwischen  $-2$  und  $5^{\circ}\text{C}$  [Holland/Bührig 1988] und bei CHAWLA und ROHRMÜLLER zwischen  $-5$  und  $3^{\circ}\text{C}$  [Chawla/Rohrmüller 1987]. BOUMA begrenzt den kritischen Bereich auf Temperaturen von  $-7$  bis  $2^{\circ}\text{C}$ . Oberhalb von  $2^{\circ}\text{C}$  würde ein Großteil der Frostmasse in der Stillstandszeit der Wärmepumpe abtauen [Bouma 1980]. Bei tieferen Außentemperaturen wiederum ist die absolute Luftfeuchtigkeit sehr gering, so dass kaum noch eine Vereisungsgefahr besteht.

In Abbildung 4.1 ist die Häufigkeit der Temperatur-Stundenmittelwerte für die Heizmonate September bis April für die Klimaregion Hamburg aufgetragen. Ein Großteil der Betriebszeit im Betrachtungszeitraum findet im kritischen Temperaturbereich der Vereisung statt. SAHINAGIC sieht in der Verbesserung der Abtauung das größte Potential der Effizienzsteigerung von Wärmepumpen mit Luft als Wärmequelle [Sahinagic 2005].

Eine absolute Vermeidung der Vereisung ist kaum möglich. Dieses Kapitel zielt vielmehr darauf ab, den kritischen Temperaturbereich zu verringern. So werden von den

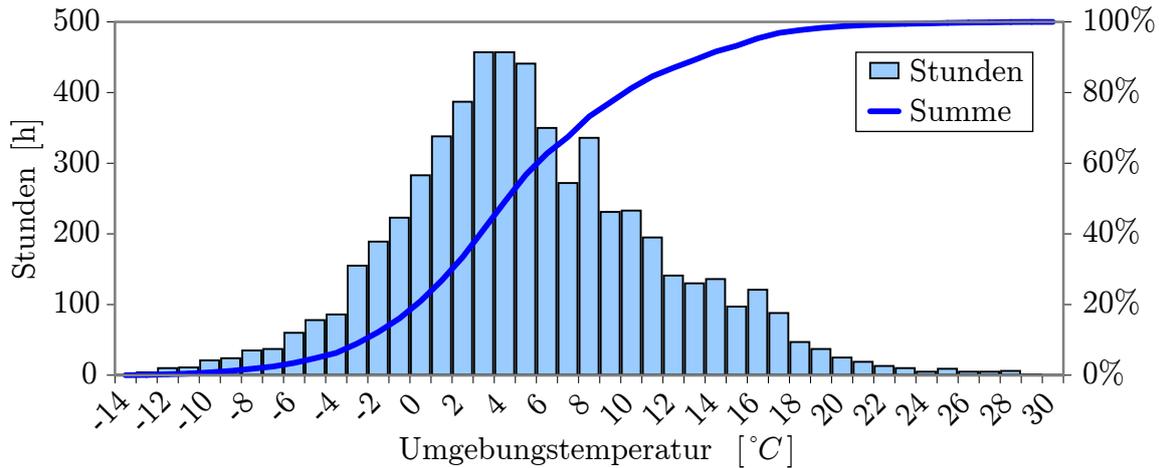


Abbildung 4.1: Häufigkeit der Temperaturen in den Heizmonaten von September bis April (TRY 03, Klimadaten Hamburg)

oben genannten Autoren kritische Temperaturbereiche definiert, die mit unter auch Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes beinhalten. Dass trotz einer Lufteintrittstemperatur von beispielsweise  $5^{\circ}\text{C}$  Vereisung auftreten kann, liegt an der endlich-treibenden Temperaturdifferenz zwischen Luft und Lamelle bei endlicher Übertragungsfläche des Wärmeübertragers. So kann die Lamelle auch bei positiven Lufteintrittstemperaturen von beispielsweise  $7^{\circ}\text{C}$  [Sahinagic et al. 2004] den Gefrierpunkt von Wasser unterschreiten. Durch gezielte Maßnahmen ist es möglich, diese endliche treibende Temperaturdifferenz zu verringern, wodurch der kritische Temperaturbereich der Vereisung verkleinert wird

## 4.1 Vergrößerung der Verdampferfläche

Der Wärmestrom innerhalb eines Wärmeübertragers berechnet sich mit der Wärmeübertragungsfähigkeit  $kA$  und der mittleren treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$ :

$$\dot{Q} = kA \cdot \Delta T_m \quad (4.1)$$

Vereisungen können beträchtlich reduziert werden, indem die Übertragungsfläche des Wärmeübertragers vergrößert wird. Bei gleicher Verdampferleistung wird somit die treibende Temperaturdifferenz verringert, wodurch die Verdampfungstemperatur über den Gefrierpunkt angehoben werden kann [Summerer 2005].

$$\dot{Q} = kA \uparrow \cdot \Delta T_m \downarrow \quad (4.2)$$

Die obere Vereisungsgrenze kann damit von z.B.  $7^{\circ}\text{C}$  auf  $4^{\circ}\text{C}$  abgesenkt werden. Hinzu kommt, dass eine Anhebung der Verdampfungstemperatur mit einem Anstieg des Verdampfungsdrucks einhergeht. Dies bedeutet, dass einerseits zusätzlich die erforderliche Antriebsleistung des Verdichters eingespart wird und der Verdichter bei geringerem Druckverhältnis in der Regel effizienter wird [Försterling 2004].

Kältemittel	$p_S$ bei $0^\circ C$ [bar]	$\Delta p_{rel}$ bei $\Delta p_{abs} = 0,5 \text{ bar}$ [%]	$\Delta T$ bei $\Delta p_{abs} = 0,5 \text{ bar}$ [K]
R290	4,74	10,54	-3,60
R134a	2,93	17,08	-5,06
R404A	6,00	8,33	-2,70
R407C	4,61	10,85	-3,24
R410A	7,98	6,27	-2,01
CO <sub>2</sub> (R744)	34,85	1,43	-0,54

Tabelle 4.1: Temperatur-Druck-Abhängigkeit verschiedener Kältemittel um den Gefrierpunkt

Eine Vergrößerung der Übertragungsfläche hat kältemittelseitig entweder einen höheren Druckverlust oder bei mehrflutiger Ausführung des Verdampfers eine Verringerung der Fließgeschwindigkeit des Kältemittels und Probleme der Ölrückführung zur Folge. Der höhere Druckverlust bewirkt eine Absenkung der Verdampfungstemperatur entlang der Rohrleitung des Verdampfers. In Tabelle 4.1 ist die Temperatur-Druck-Abhängigkeit für verschiedene, in Wärmepumpen verwendete Kältemittel aufgeführt. Neben dem absoluten Sättigungsdruck bei  $\vartheta = 0^\circ C$  ist die relative Druckänderung  $\Delta p_{rel}$  bei einer Absenkung des Sättigungsdrucks um  $0,5 \text{ bar}$  sowie der durch den Druckabfall bewirkte Temperaturabfall aufgelistet. Bei den herkömmlichen Kältemitteln sind bei einem Druckabfall von  $0,5 \text{ bar}$  relative Druckabfälle von 6,27% (R410A) bis 17,08% (R134a) zu verzeichnen. Thermodynamisch ist jedoch nur der durch den Druckabfall bewirkte Temperaturabfall von Bedeutung, da dieser direkt die treibende Temperaturdifferenz am Verdampfer erhöht [Summerer 2002]. Eine Anhebung der Verdampfungstemperatur durch eine Vergrößerung der Übertragungsfläche wird womöglich durch den höheren Druckabfall und den damit verbundenen Temperaturabfall wieder zunichte gemacht, so dass bei Wärmepumpenkreisläufen mit herkömmlichen Kältemitteln eine Vergrößerung des Verdampfers nicht in Frage kommt.

Für CO<sub>2</sub> ergibt sich diese Problematik nicht. Durch die hohe Drucklage im Verdampfer ( $34,85 \text{ bar}$  bei  $0^\circ C$ ) ist selbst ein Druckverlust von  $0,5 \text{ bar}$  bzw. 1,43% verhältnismäßig gering und vertretbar. Mit einem Temperaturabfall von  $0,54 \text{ K}$  weist CO<sub>2</sub> eine schwache Temperatur-Druck-Abhängigkeit im Vergleich zu den anderen Kältemitteln auf.

Durch Vergrößerung der Übertragungsfläche verringert sich im Verdampfer die treibende Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel. Bei konstanten über die Klimadaten vorgegebenen Temperaturen und relativen Feuchten der Luft kann somit die Verdampfungstemperatur angehoben werden. Dies hat im Wesentlichen zwei Effekte zur Folge, die nachfolgend beschrieben werden.

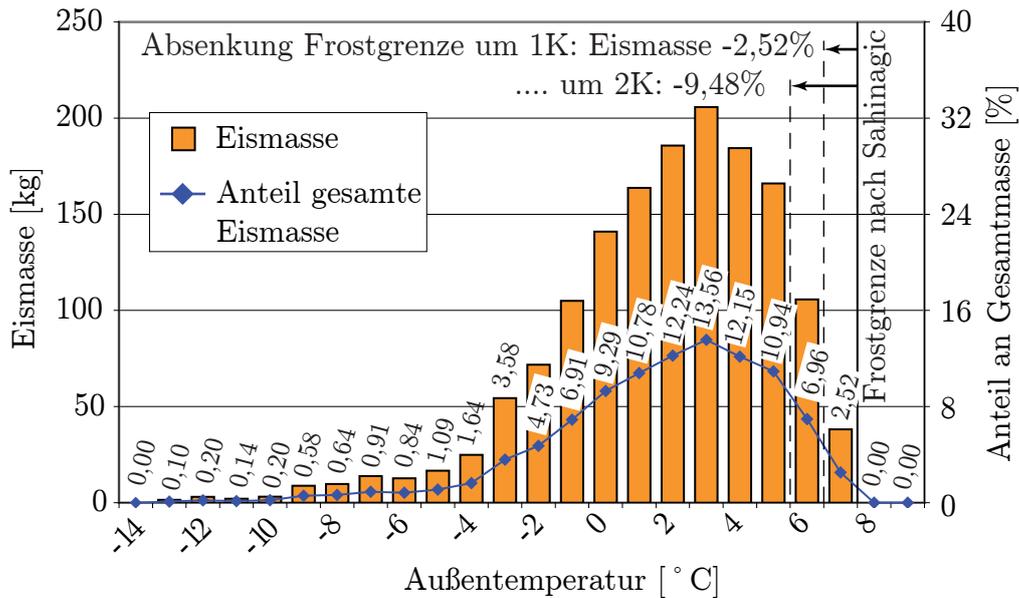


Abbildung 4.2: Anfallende Eismasse bei der jeweiligen Außentemperatur. Prozentualer Anteil bezogen auf die Gesamtmasse. Die Frostgrenze von  $7^{\circ}\text{C}$  [Sahinagic 2005] entspricht einer Temperaturdifferenz von  $\Delta T_{\text{ein}} = 7\text{ K}$  zwischen Luft am Verdampfereintritt und Verdampfungstemperatur. Verkleinerung dieser Temperaturdifferenz mit Hilfe einer größeren Übertragungsfläche führt zur Absenkung der Frostgrenztemperatur. Einsparung von 9,84% möglich bei Absenkung um  $2\text{ K}$ .

## Verringerung der Eismasse

Abbildung 4.2 zeigt die anfallende Eismasse eines Niedrigstenergiehauses in Abhängigkeit der Außentemperatur sowie den prozentualen Anteil bezogen auf die Gesamtmasse. Infolge kleinerer Temperaturdifferenzen im Verdampfer bei Vergrößerung der Übertragungsfläche wird die in der Luft enthaltene Menge Wasser erst bei einer tieferen Frostgrenze kondensieren und gefrieren. Bei einer vormaligen Frostgrenze von  $7^{\circ}\text{C}$  ist die Verdampfungstemperatur nun derart angehoben, dass die Lamellen eine Temperatur oberhalb des Gefrierpunktes aufweisen. Je nach Vergrößerung der Verdampferfläche verringert sich der von SAHINAGIC definierte Bereich der für die Vereisung kritischen Temperatur (2 bis  $7^{\circ}\text{C}$ ). Die Eismasse, die unter normalen Umständen bei 6 oder  $7^{\circ}\text{C}$  hätte kondensieren und gefrieren können, ist nicht mehr vorhanden. Über das ganze Temperaturspektrum ist bei einer Absenkung der Frostgrenze um  $1\text{ K}$  eine Verringerung der Eismasse um 2,52%, bei Absenkung der Frostgrenze um  $2\text{ K}$  eine Reduktion um 9,48% möglich (Abbildung 4.2), wenn die kumulierten Werte bei  $7^{\circ}\text{C}$  bzw.  $6^{\circ}\text{C}$  nicht zur Gesamtmasse hinzuaddiert werden. Dass sich der COP dadurch auch verbessert, ist allerdings hierbei noch nicht berücksichtigt.

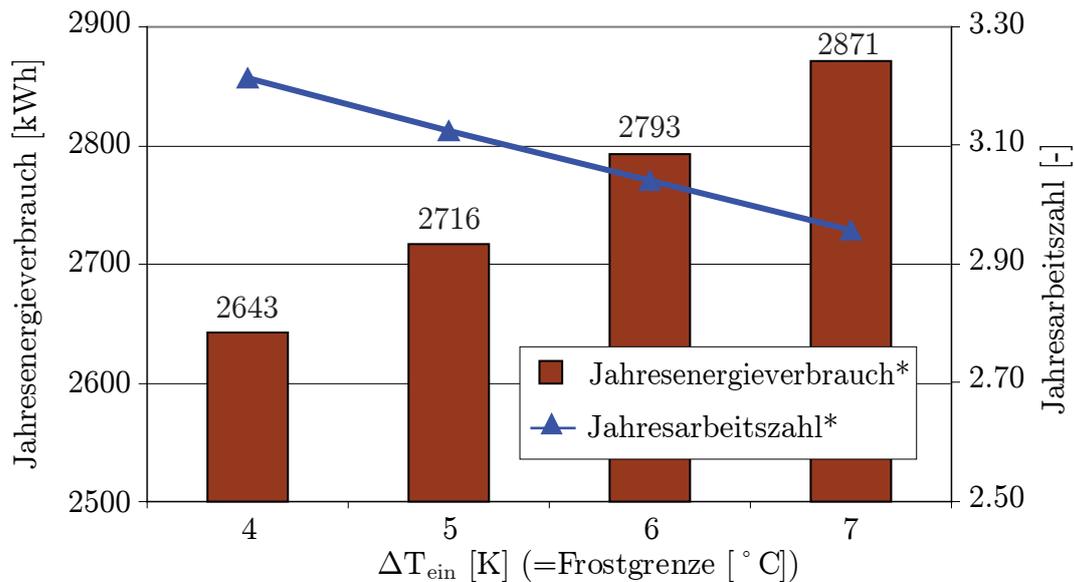
## Erhöhung des COP durch Anhebung der Verdampfungstemperatur

Eine Anhebung der Verdampfungstemperatur bei Vergrößerung der Übertragungsfläche reduziert nicht nur die sich bildende Eismasse über das Jahr betrachtet, sondern verhilft der Wärmepumpe insgesamt zu einem besseren Betrieb auch in Betriebszeiten, bei denen keine Vereisung auftritt. Mit Anhebung der Verdampfungstemperatur wird auch der darüber gekoppelte Verdampfungsdruck angehoben. Dies kommt dem Verdichter in zweierlei Art zu Gute. Zum einen verschiebt sich der Niederdruck zu höheren Werten, der Verdichter muss weniger Arbeit verrichten, wodurch dessen elektrische Leistungsaufnahme sinkt. Dies wirkt sich direkt auf die Jahresarbeitszahl und den Jahresenergieverbrauch aus. Zum anderen verringert sich das Druckverhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck. In der Regel wird der Verdichter dadurch effizienter.

In Abbildung 4.3 ist der Jahresenergieverbrauch und die Jahresarbeitszahl allein zur Deckung des Wärmebedarfs eines Niedrigstenergiehauses in Abhängigkeit der treibenden Temperaturdifferenz am Verdampfeintritt dargestellt. Es handelt sich hierbei um eine Wärmepumpe, bei der theoretisch keine Vereisung auftritt. Der durch die Vereisung zusätzlich aufzuwendende Abtauenergieenergiebedarf ist hier nicht erfasst, um deutlich zu machen, inwiefern allein die Anhebung der Verdampfungstemperatur eine Effizienzsteigerung der Wärmepumpe ermöglicht. Der Abtauenergiebedarf ist in Abhängigkeit des Abtauverfahrens in der Berechnung des Jahresenergieverbrauchs noch aufzuaddieren bzw. in der Jahresarbeitszahl zu erfassen. Bei Verringerung der treibenden Temperaturdifferenz um  $1\text{ K}$  ist eine Einsparung des Jahresenergieverbrauchs von etwa  $78\text{ kWh}$  ( $-2,7\%$ ) möglich, bei  $2\text{ K}$  sogar etwa  $155\text{ kWh}$  ( $-5,4\%$ ). Relativ betrachtet ist die Einsparung zwar geringer als die relative Verringerung der Eismasse, jedoch macht die Eismasse nur einen geringen Teil aus. Die Verringerung des Jahresenergieverbrauchs durch den durch die größere Übertragungsfläche verbesserten COP der Wärmepumpe zu jeder Betriebszeit fällt hierbei deutlicher ins Gewicht. Anders betrachtet ist die potentielle Einsparung des Jahresenergieverbrauchs durch den verbesserten Betrieb in etwa so groß wie der Abtauenergiebedarf der Wärmepumpe.

## 4.2 Auslagerung der Überhitzungsstrecke

Um den Verdichter vor Tropfenschlägen zu schützen, tritt das Kältemittel im gasförmigen Zustand in den Verdichter ein. Um dies zu bewerkstelligen ist dem Verdampfer entweder ein Niederdrucksammler nachgeschaltet oder ein interner Wärmeübertrager, der mit der Hochdruckseite im Wärmeaustausch steht, und so die erforderliche Überhitzung des Kältemittels durchführt. Als dritte Möglichkeit kommt die Überhitzungsregelung des Verdampfers über das Expansionsventil in Betracht. Dabei vollzieht das Kältemittel die Überhitzung im letzten Abschnitt des Verdampfers. Abbildung 4.4 zeigt schematisch den Temperaturverlauf im Verdampfer über der normierten spezifischen Enthalpie. Der



\* bezogen auf eine Wärmepumpe ohne Vereisung

Abbildung 4.3: Jahresenergieverbrauch und Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe ohne Vereisung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen der Luft am Verdampfeintritt und der Verdampfungstemperatur. Verringerung dieser Temperaturdifferenz durch Vergrößerung der Übertragungsfläche führt zur Anhebung des Verdampfungsdrucks, wodurch sich der COP erhöht und der Jahresenergieverbrauch sinkt. Der Abtauenergieaufwand ist hierbei nicht berücksichtigt und ist noch je nach Abtauverfahren in den Jahresenergieverbrauch und die Jahresarbeitszahl einzuberechnen. Die Temperaturdifferenz von  $\Delta T_{\text{ein}} = 7 K$ , entspricht einer Frostgrenze von  $7^{\circ}C$ .

Verdampfer kann nach der Funktion in zwei Abschnitte aufgeteilt werden. Der erste weitaus größere Abschnitt verdampft das Kältemittel vollständig bei nahezu isothermer Zustandsänderung<sup>2</sup>. Im zweiten Abschnitt erfährt das Kältemittel eine Überhitzung durch weitere Wärmezufuhr. Dabei kann es maximal auf die Eintrittstemperatur der zugeführten Luft erwärmt werden. Aufgrund der zur Wärmeübertragung erforderlichen treibenden Temperaturdifferenz stellt sich qualitativ der in Abbildung 4.4 dargestellte Temperaturverlauf des Kältemittels ein.

Bei einer einzustellenden Überhitzung von beispielsweise  $5 K$  liegt die Verdampfungstemperatur selbst bei unendlich großer Übertragungsfläche des Verdampfers mindestens  $5 K$  unterhalb der Außenlufttemperatur. Diese treibende Temperaturdifferenz kann bei ungünstigen Außenlufttemperaturen derart groß sein, dass die Verdampfungstemperatur und auch die Lamellentemperatur unterhalb des Gefrierpunktes liegt, wodurch die Lamellen zu vereisen drohen.

<sup>2</sup>Da Druck und Temperatur im Nassdampfgebiet gekoppelt sind, ist der Temperaturabfall durch den Druckverlust in der Rohrleitung des Verdampfers begründet.

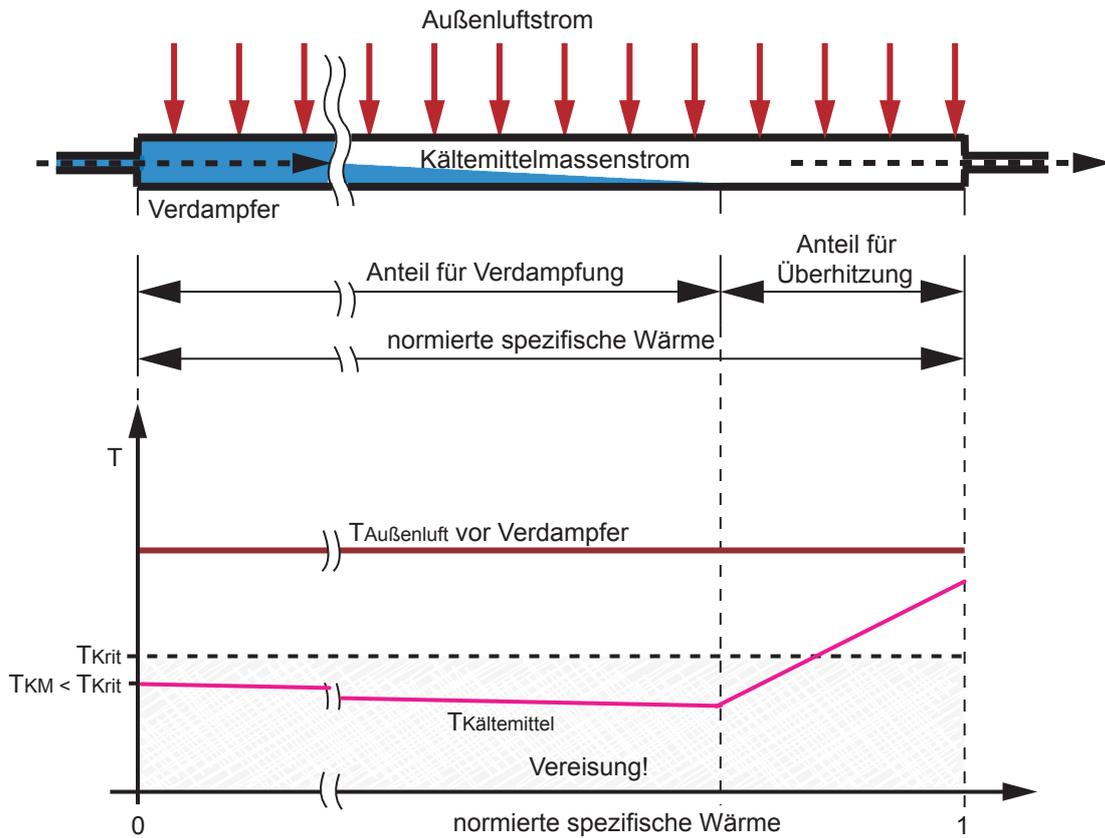


Abbildung 4.4: Temperaturverlauf des Kältemittels im Verdampfer bei Überhitzung mit der Außenluft

Bei üblicher Wärmerückgewinnung der Abluft eines Passivhauses erreicht die Fortluft Temperaturen, die 3 bis 5 K über der Umgebungstemperatur liegen. Bei heute verfügbaren Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräten mit 90% oder höherem Wärmerückgewinnungsgrad ist damit bereits ein Großteil der in der Abluft verfügbaren Wärme genutzt [Kosowski et al. 2006]. Diese Fortluft reicht daher zwar nicht als vollwertige Wärmequelle einer Wärmepumpe aus, kann aber speziell beim Passivhaus die Wärmemenge zur erforderlichen Überhitzung des Kältemittels bereitstellen. Wird diese Fortluft nämlich durch den Verdampfer geführt, kann damit das Kältemittel sogar über die eigentliche Umgebungstemperatur erhitzt werden. Eine Auslagerung der Überhitzungsstrecke aus dem Verdampfer ermöglicht, die treibende Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Kältemittel zu verringern und somit die Verdampfungstemperatur anzuheben.

Dadurch kann wie bei einer Vergrößerung der Übertragungsfläche (siehe Kapitel 4.1) zum einen der kritische Temperaturbereich der Vereisung verringert werden, zum anderen stellt sich durch eine Anhebung der Verdampfungstemperatur auch ein höherer Verdampfungsdruck im Kältekreislauf ein, was der Effizienz des Systems durch ein geringeres Druckverhältnis im Verdichter zu Gute kommt.

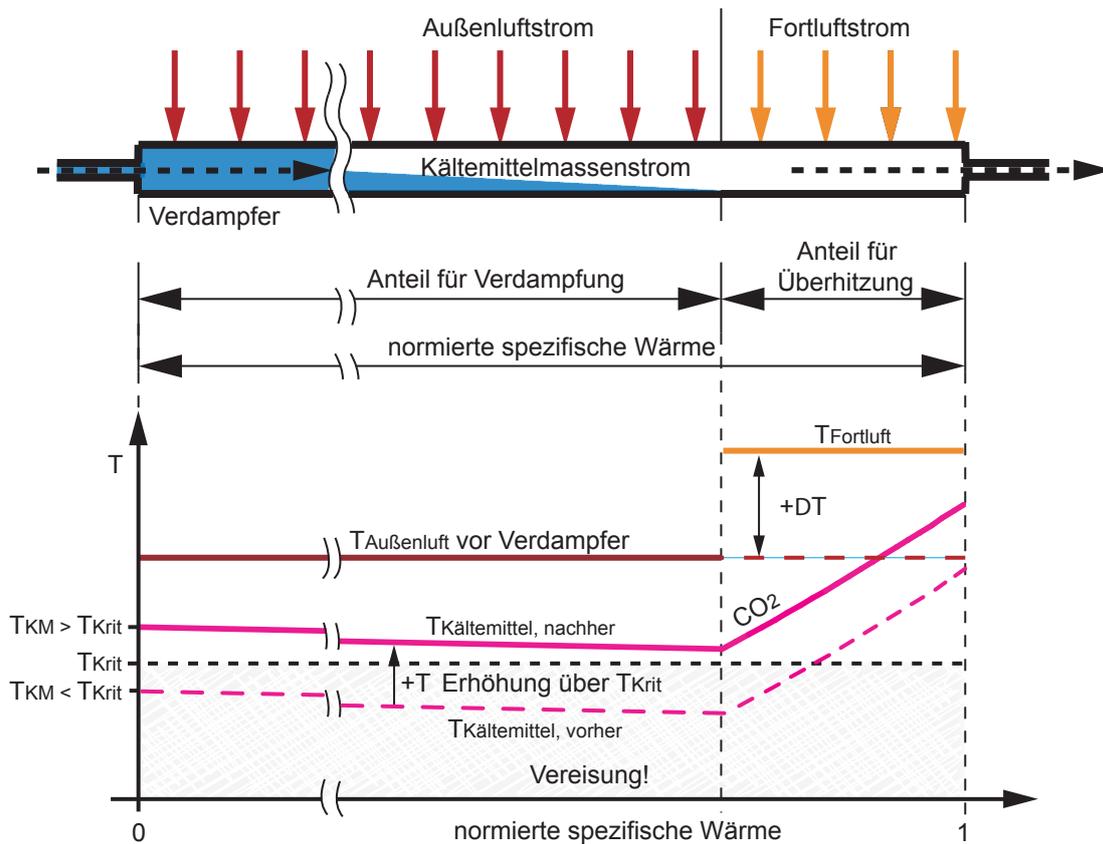


Abbildung 4.5: Einfluss der Fortluftnutzung (schematisch). Temperaturverlauf des Kältemittels bei Überhitzung mit der Außenluft (gestrichelt) und bei Überhitzung mit der Fortluft (durchgängig). Dadurch Anhebung der Verdampfungstemperatur über die kritische Temperatur der Vereisung und Verbesserung des Wärmepumpenprozesses durch allgemein höheren COP.

Anhand des Referenzgebäudes aus dem DBU Projekt 20866 [Kosowski et al. 2006] kann die Leistung der Wärmequelle *Fortluft* zur Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer abgeschätzt werden. Das Referenzgebäude ist sowohl als Niedrigstenergiehaus als auch als Passivhaus mit den Daten aus Tabelle 4.2 gegeben.

Der Heizwärmestrom, der über die Belüftung zugeführt werden kann, berechnet sich über die Gleichung:

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} = \frac{\dot{V}_{\text{Luft}}}{3600} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot c_{p,\text{Luft}} \cdot \Delta T \quad (4.3)$$

mit der Dichte  $\rho_{\text{Luft}} = 1,15 \text{ kg/m}^3$  und der Wärmekapazität  $c_{p,\text{Luft}} = 1007 \text{ J/kgK}$ . Da bei Temperaturen über  $55^\circ\text{C}$  die Gefahr der Staubverschmelzung besteht, ist die Temperatur der Zuluft dahingehend zu begrenzen. Die Temperaturdifferenz für die Luftheizung beträgt daher  $\Delta T = 35 \text{ K}$ . Nach Auflösung der Gleichung (4.3) berechnet sich der erforderliche Luftvolumenstrom zu:

$$\dot{V}_{\text{Luft,Passivhaus}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}} \cdot 3600}{\rho_{\text{Luft}} \cdot c_{p,\text{Luft}} \cdot \Delta T} = 146,55 \text{ m}^3/\text{h} \approx 150 \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.4)$$

	Niedrigstenergiehaus	Passivhaus
Spez. Heizwärmebedarf Referenzgebäude	$30 \text{ W/m}^2$	$10 \text{ W/m}^2$
Fläche	$165 \text{ m}^2$	$165 \text{ m}^2$
Raumhöhe	$2,5 \text{ m}$	$2,5 \text{ m}$
Heizwärmebedarf	$4950 \text{ W}$	$1650 \text{ W}$
Raumtemperatur	$20^\circ\text{C}$	$20^\circ\text{C}$

Tabelle 4.2: Daten des Referenzgebäudes mit unterschiedlichem Dämmstandard

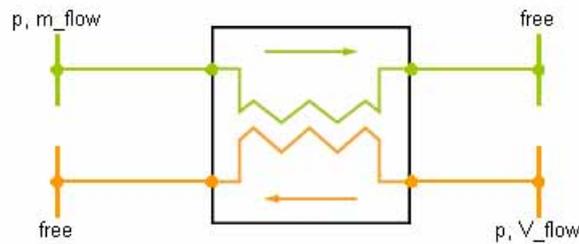


Abbildung 4.6: Verdampfermodell in TIL ohne ausgelagerter Überhitzungsstrecke.

Dies entspricht für das Passivhaus mit einem Raumvolumen von  $412,5 \text{ m}^3$  eine Luftwechselrate von  $0,36 \text{ h}^{-1}$ . Aus hygienischen Gründen wird eine Luftwechselrate von  $0,3 \dots 0,4 \text{ h}^{-1}$  empfohlen.

Mit Hilfe der Modelica Bibliothek TIL des IfT wird mit den nachfolgend und in Tabelle beschriebenen Randbedingungen die Erhöhung der Verdampfungstemperatur bei Auslagerung der Überhitzungsstrecke berechnet. Als Referenz wird ein einzelner Verdampfer ohne ausgelagerter Überhitzungsstrecke simuliert, das Modell ist in Abbildung 4.6 abgebildet. Die grünen und orangenen Linien symbolisieren den Kältemittel- bzw. Außenluftstrom. Für diesen Verdampfer wird eine konstante Wärmeübertragungsfähigkeit  $kA$  von  $266 \text{ W/K}$  angenommen, um bei den vorgegebenen Randbedingungen eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von  $5 \text{ K}$  zu erhalten. Die Überhitzung wird im Fall a) auf  $5 \text{ K}$  und im Fall b) auf  $3 \text{ K}$  geregelt, sodass sich bei einer Umgebungstemperatur von  $10^\circ\text{C}$  und einem Außenluftmassenstrom von  $0,415 \text{ kg/s}$  eine Verdampfungstemperatur von  $3,4^\circ\text{C}$  (a) bzw.  $2,8^\circ\text{C}$  (b) einstellt (siehe Tabelle 4.3 und Tabelle 4.4). Es wird angenommen, dass der Druckabfall nicht in Betracht fällt und somit in der Berechnung vernachlässigt werden kann. In beiden Tabellen gibt der Index 1 den Wärmeübertrager mit Außenluft und der Index 2 den Wärmeübertrager mit Fortluft an.

Ausgehend von dem Einverdampfersystem wird kältemittelseitig eine zusätzliche Verdampfungs- und Überhitzungsstrecke, die mit der Fortluft beaufschlagt wird, nachgeschaltet. Es wird angenommen, dass die Temperatur der Fortluft  $5 \text{ K}$  über der Umgebungstemperatur liegt. Wie in Tabelle 4.3 und 4.4 dargestellt, werden für Fall a) und

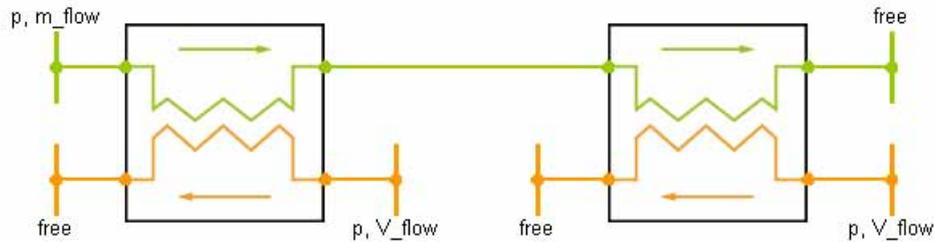


Abbildung 4.7: Verdampfermodell in TIL mit ausgelagerter Überhitzungsstrecke. Auf der linken Seite wird der Verdampfer von Außenluft durchströmt, während auf der rechten Seite die Überhitzung durch Fortluft erfolgt.

	Sättigungstemp.	Wärmeübertrag.		Wärmestrom		
	T [°C]	$kA_1$ [W/K]	$kA_2$ [W/K]	$\dot{Q}_1$ [W]	$\dot{Q}_2$ [W]	$\dot{Q}_{Gesamt}$ [W]
Referenz	2,8	266	0	1320	0	1320
Szenario 1	5,4	266	100	895	411	1306
Szenario 2	4,2	200	100	927	390	1317
Szenario 3	4,0	200	66	923	396	1319

Tabelle 4.3: Simulationsergebnisse bei einer Überhitzung von 5°C. Zugrunde liegende Annahmen sind eine Außenlufttemperatur von 10°C und eine Fortlufttemperatur von 15°C. Es wird von einem Außenluftmassenstrom  $\dot{m} = 0,415\text{kg/s}$ , allein für Szenario 3 wird  $\dot{m} = 0,364\text{kg/s}$  gewählt.

Fall b) jeweils 3 Szenarien betrachtet. In Szenario 1 bleibt der Verdampfer und der entsprechende Luftvolumenstrom unverändert. Es wird ein zusätzlicher Wärmeübertrager mit einer Wärmeübertragungsfähigkeit von 100W/K nachgeschaltet. Im Szenario 2 soll die Gesamtwärmeübertragungsfähigkeit der beiden Wärmeübertrager dem Vergleichsverdampfer entsprechen, damit 266W/K betragen. In Szenario 3 wird zusätzlich der Luftvolumenstrom über den Wärmeübertrager 1 auf  $\dot{m} = 0,364\text{kg/s}$  verringert, um denselben Gesamtluftvolumenstrom wie im Referenzsystem zu erhalten. Für den Fall a) beträgt der insgesamt übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}$  etwa 1320W und für Fall b)  $\dot{Q} \approx 1290\text{W}$ .

Wie zu erwarten schneidet das Szenario 1, welches eine Erhöhung der Gesamtwärmeübertragungsfähigkeit vorsieht, am günstigsten ab. Die Verdampfungstemperatur kann bei 3K Überhitzung um 2.2 K und bei 5K Überhitzung sogar um 2.6 K erhöht werden. Im Szenario 2 mit identischer Gesamtwärmeübertragungsfähigkeit ergibt sich eine entsprechende Steigerung von 1K bzw. 1.4 K. Im Szenario 3 mit identischer Gesamtwärmeübertragungsfähigkeit und identischen Gesamtluftvolumenstrom liegt eine Steigerung von 0.8K bzw. 1.2 K vor.

	Sättigungstemp.	Wärmeübertrag.		Wärmestrom		
	T [°C]	$kA_1$ [W/K]	$kA_2$ [W/K]	$\dot{Q}_1$ [W]	$\dot{Q}_2$ [W]	$\dot{Q}_{Gesamt}$ [W]
Referenz	3,4	266	0	1290	0	1290
Szenario 1	5,6	266	100	871	409	1280
Szenario 2	4,4	200	100	896	390	1286
Szenario 3	4,2	200	66	892	395	1287

Tabelle 4.4: Simulationsergebnisse bei einer Überhitzung von 2,8°C. Zugrunde liegende Annahmen sind eine Außenlufttemperatur von 10°C und eine Fortlufttemperatur von 15°C. Es wird von einem Außenluftmassenstrom  $\dot{m} = 0,415\text{kg/s}$ , allein für Szenario 3 wird  $\dot{m} = 0,364\text{kg/s}$  gewählt.

Wie im vorangegangenen Abschnitt 4.1 verdeutlicht, führt die Erhöhung der Verdampfungstemperatur zu einer geringen Vereisung (Abbildung 4.2) und zu einem höheren COP im normalen Betrieb (Abbildung 4.3). Die Aussagen sind von der Leistungsklasse der Wärmepumpe unabhängig. Es zeigt sich, dass für den Fall einer Anlage mit Überhitzungsregelung in Kombination mit einer Lüftungsanlage mit zentraler Fortluft eine deutliche Effizienzsteigerung von mehr als 3% erzielen lässt.

# Kapitel 5

## Heißgasabtauung

Bei der Heißgasabtauung wird das heiße Kältemittel nach der Verdichtung statt in den Kondensator über ein Ventil in den Verdampfer geleitet, um diesen abzutauen (siehe Kapitel 3.3.1). Die erforderliche Expansion in einem Drosselventil kann im Prinzip entweder vor dem Verdampfer erfolgen oder danach. In der Literatur wird jedoch nur die Drosselung vor dem Verdampfer für konventionelle Kältemittel beschrieben.

### 5.1 Rechtsgeführte Abtauung – Drosselung vor dem Verdampfer

Den rechtsläufigen Kreislauf der Heißgasabtauung bei Verwendung von R134a als Kältemittel zeigt Abbildung 5.1. Die stattfindenden Zustandsänderungen sind dabei:

- ① → ② Verdichtung
- ② → ③ isenthalpe Expansion
- ③ → ① Wärmeabgabe

Der Druckabfall zwischen Verdichteraus- und -eintritt wird neben dem Expansionsorgan durch die Rohrreibung in den Leitungen und weiterer Einbauten bestimmt. Infolge der Tatsache, dass dieser Druckabfall durch die Konstruktion der Bauteile festgelegt ist, resultiert ein nahezu gleich bleibendes Druckverhältnis zwischen Saug- und Hochdruck [Ehrbar et al. 2005] solange sich das *Abtaudreieck* vollständig im Gasgebiet befindet. Zusätzlich zum konstruktiven Druckverhältnis haben auf die Lage des Abtaukreises im  $p, h$ -Diagramm zwei Größen, zum einen die Temperatur am Verdampferaustritt und zum anderen der Masseninhalt an Kältemittel im Kreislauf, Einfluss. Die Temperatur am Verdampferaustritt legt die Isotherme fest, auf welcher sich der Zustandspunkt ① bewegen kann. Durch eine größere im Abtauumlauf befindliche Kältemittelmasse werden die absoluten Drücke bei fast gleichbleibendem Druckverhältnis höher. Dadurch verlagert sich unter anderem der Zustand ① bei gleichbleibender Verdampferaustrittstemperatur auf der zugehörigen Isotherme zu höheren Drücken.

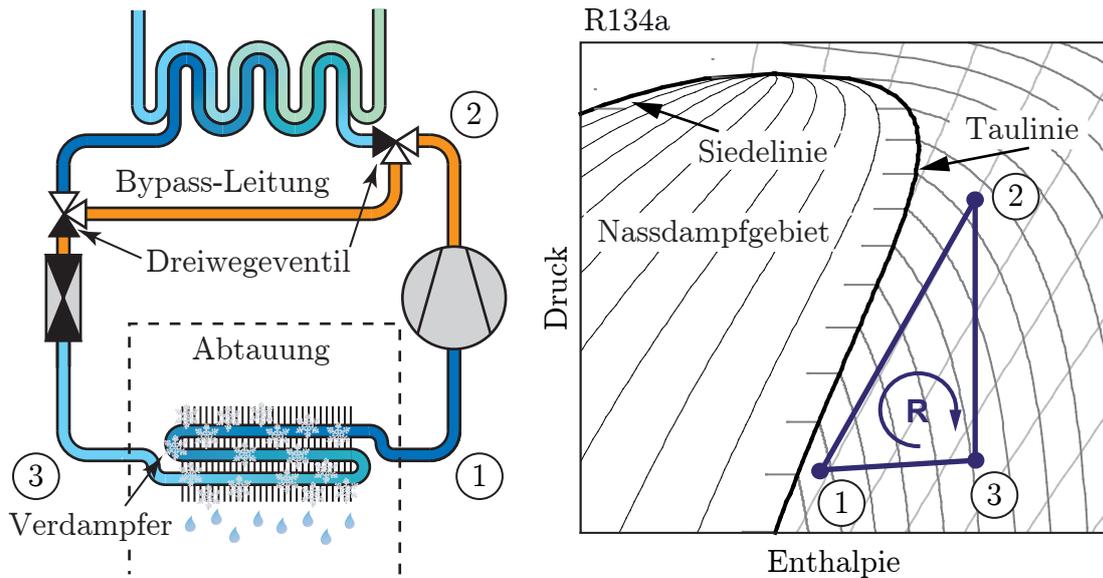


Abbildung 5.1: Heißgasabtauung über unteren Dreiecksprozess am Beispiel eines R134a-Kreislaufs

Üblicherweise wird bei der Heißgasabtauung die Leitung zwischen dem Verdichter und dem Kondensator nicht durch Ventile im Abtaubetrieb verschlossen. Durch diese offene Verbindung beeinflusst die Kondensatortemperatur den Verdichterenddruck während der Abtauung:

Im Kondensator befindet sich Kältemittel im Sättigungszustand, so dass in ihm der zu seiner Temperatur gehörige Sättigungsdruck herrscht. Dieser führt durch die offene Verbindung dazu, dass bei höheren Drücken am Verdichteraustritt zum Druckausgleich Kältemittel im Kondensator kondensieren, wohingegen bei niedrigeren Drücken Kältemittel verdampfen würde. Somit legt die Kondensatortemperatur über ihren zugehörigen Sättigungsdruck den Masseninhalt an Kältemittel sowie das absolute Druckniveau des Kreislaufs fest. Da die Kondensationstemperatur nach dem Umschalten von Heiz- auf Abtaubetrieb bis auf den Wert der Rücklaufstemperatur des Heizkreises absinkt, reduziert sich parallel der Verdichterenddruck der Heißgasabtauung. Je tiefer der Druck sinkt, desto kleiner werden die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters und infolgedessen auch die Abtauleistung.

Bei Heizungssystemen mit niedrigen Vorlauftemperaturen, wie die Fußbodenheizung, ist die Temperatur des Kondensators zu Beginn bzw. während des ganzen Abtauvorgangs geringer. Dadurch ist die Abtauleistung der konventionellen Heißgasabtauung bei ihnen kleiner.

Durch einen zu geringen konstruktiven Druckabfall zwischen Verdichteraustritt und -eintritt verschiebt sich die Lage des Zustands ① infolge des zu kleinen Druckverhältnisses (siehe Abbildung 5.1, rechts) ins Nassdampfgebiet. Da bei der konventionellen Heißgasabtauung neben der Leitung zwischen Verdichter und Kondensator auch dieje-

nige zwischen Expansionsventil und Verdampfer im Abtaubetrieb offen bleibt, hat der Sättigungsdruck des im Nassdampfgebiet liegenden Zustands ① Auswirkungen auf den Kreislauf. Der Saugdruck wird, vergleichbar mit der Bindung zwischen dem Druck am Verdichteraustritt und dem Kondensationsdruck, auf den zur Verdampfertemperatur gehörenden Verdampfungsdruck gehalten. Diese Festlegung beider absoluten Drücke am Verdichterein- und austritt würde die Drucklage des Abtaudreiecks bestimmen und somit eine Veränderung des Druckverhältnisses nach sich ziehen.

Bei ungünstigen Prozessbedingungen können die Heißgase eine Teilkondensation im Verdampfer erfahren (Punkt ① verschiebt sich in das Nassdampfgebiet), wodurch Flüssigkeitstropfen in den Verdichter gelangen können.

Durch die Drosselung vor dem Eintritt in den Verdampfer reduziert sich die Kältemitteltemperatur, wodurch die treibende Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung an das Eis kleiner wird. Dieser Effekt ist jedoch recht klein.

Bei Verwendung des Kältemittels  $\text{CO}_2$  gäbe es keinen Einfluss der Gaskühlertemperatur auf den Verdichterenddruck beim offenen Abtaukreis solange diese oberhalb der kritischen Temperatur von  $31,0^\circ\text{C}$  [Calm/Hourahan 2007] bleibt und es somit nicht zu einer Teilkondensation im Gaskühler kommen kann. Die weiteren Zusammenhänge der Heißgasabtauung mit Drosselung vor dem Verdampfer beim Einsatz in einer  $\text{CO}_2$ -Wärmepumpe lassen sich von den vorhergegangenen Ausführungen dazu bei einer unterkritischen Wärmepumpe ableiten.

In experimentellen Untersuchungen zur Heißgasabtauung an einem unteren Dreiecksprozess wird eine Hochdruckvariation bei konstantem Saugdruck durchgeführt. In erster Linie wird die Bestimmung der Abtauleistung der Heißgasabtauung in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters untersucht. Zur Bestimmung der Abtauleistung wird die sensible Wärme auf der Luftseite erfasst und sowohl mit der Kältemittelseite als auch mit der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters bilanziert und verglichen. Eine detaillierte Beschreibung ist in [Kosowski 2009] zu finden. Abbildung 5.2 zeigt drei Kreisläufe bei einem Hochdruck von  $81\text{ bar}$ ,  $91\text{ bar}$  und  $102\text{ bar}$ . In Tabelle 5.1 sind charakteristische Messdaten des unteren Dreiecksprozesses aufgeführt. Eine Erhöhung des Hochdrucks hat einen Anstieg der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters zur Folge. Bei annähernd gleichem Saugdruck erhöht sich das Druckverhältnis  $\pi$ . Dadurch erhöht sich die Abtauleistung.

Die bilanzierten Leistungen am Verdampfer unterscheiden sich allerdings deutlich. Auch ein Vergleich mit der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters zeigt Defizite in der Bilanz. Eine Vergrößerung der luftseitigen Bilanz ist zum einen auf Ungenauigkeiten bei der Bestimmung der Luftgeschwindigkeiten und Lufttemperaturen zurückzuführen, zum anderen kann die zusätzliche Wärmemenge durch einen externen Wärmeeintrag aus der warmen Laborumgebung hinzugefügt worden sein.

Schenkt man der Leistung auf der Kältemittelseite des Verdampfers Glauben, so ist die Abtauleistung lediglich jeweils etwa 60% der Leistungsaufnahme des Verdichters

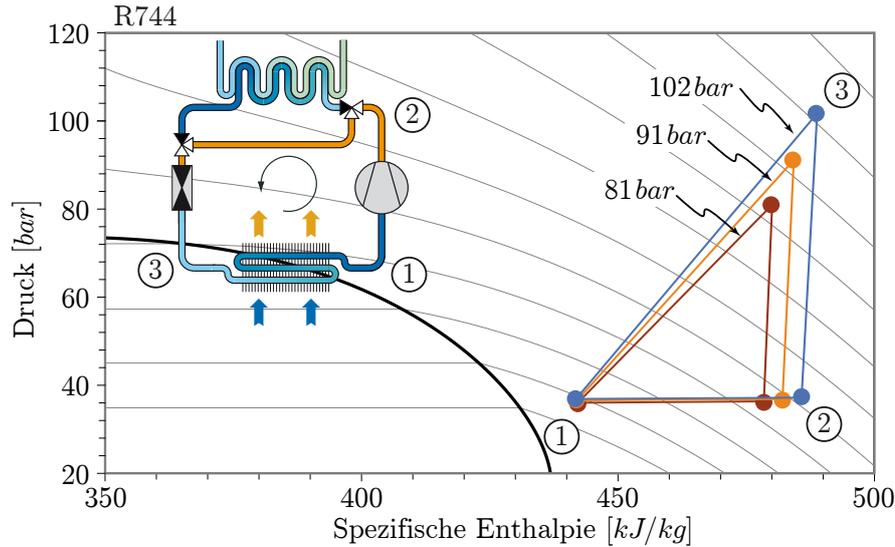


Abbildung 5.2:  $p, h$ -Diagramm der gemessenen Kreisläufe im unteren Dreiecksprozess bei drei verschiedenen Hochdrucklagen

$p_{HD}$ [bar]	$\pi$ [-]	$\dot{Q}_L$ [kW]	$\dot{Q}_{CO_2}$ [kW]	$P_{el}$ [kW]	Anteil $\dot{Q}_{CO_2}$ an $P_{el}$ [%]
81,11	2,25	0,814	0,357	0,568	62,9
91,28	2,49	0,890	0,390	0,623	62,6
101,87	2,76	0,942	0,421	0,682	61,7
111,28	2,99	0,978	0,450	0,738	61,0

Tabelle 5.1: Messdaten des unteren Dreiecksprozess zur Heißgasabtauung

und beträgt bei einem Hochdruck von  $p_{HD} = 91 \text{ bar}$  und einem Druckverhältnis von  $\pi = 2,5$  etwa  $\dot{Q} = 390 \text{ W}$ . Hier kommt der Effekt zum Tragen, dass der verwendete Verdichter, wie in früheren Untersuchungen (siehe [Kosowski et al. 2006] und auch [Schiefelbein/Friedl 2005]) beobachtet wurde, einen erheblichen Anteil Abwärme über das Gehäuse an die Umgebung abführt, wodurch die Abtauleistung geschmälert wird.

Nichtsdestotrotz bietet das Kältemittel  $CO_2$  auch für den rechtsgeführten Dreiecksprozess Vorteile, da durch das bestehende elektronisch angesteuerte Ventil der Hochdruck und somit auch die Abtauleistung erhalten bleibt. Durch die transkritische Prozessführung wird sich die Temperatur im Gaskühler der  $CO_2$ -Wärmepumpe zwar abkühlen, doch kann der Hochdruck unabhängig davon eingestellt werden, solange die Temperatur im Gaskühler oberhalb der kritischen Temperatur von  $31,0^\circ C$  bleibt und keine Teilkondensation des Kältemittels im Gaskühler erfolgt. Dementsprechend ist während des gesamten Abtauvorgangs eine gleichbleibende elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters und somit eine konstante Abtauleistung zu erwarten.

## 5.2 Linksgeführte Heißgasabtauung – Drosselung nach dem Verdampfer

Durch die bei den meisten Kältemitteln nach rechts geneigte Taulinie kann die Heißgasabtauung bei herkömmlichen Wärmepumpen nur rechtsherum im Uhrzeigersinn in einem Dreieck geführt werden. Die Taulinie von CO<sub>2</sub> weist in dem angewendeten

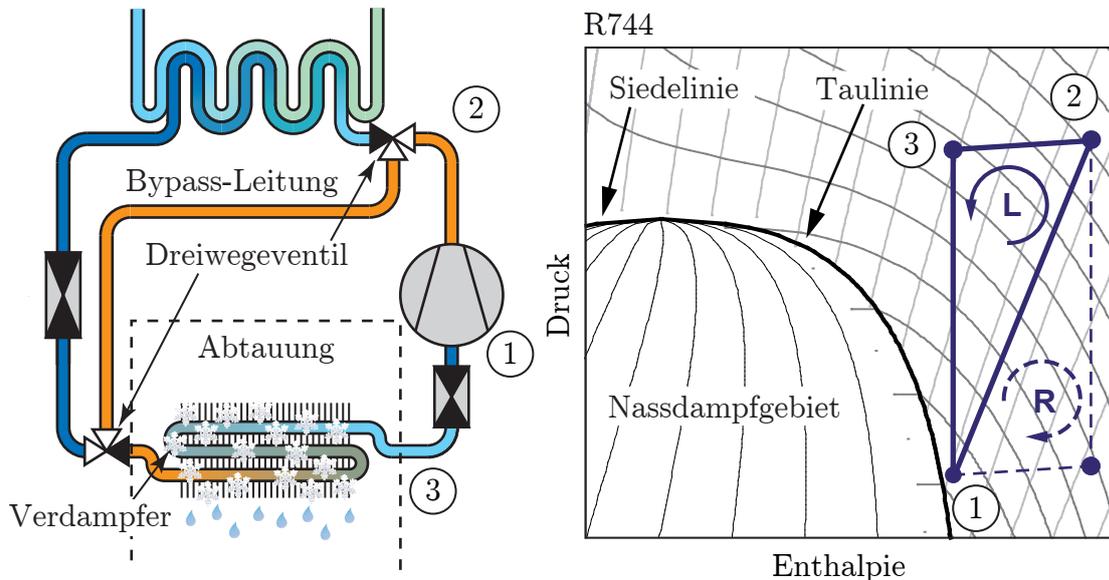


Abbildung 5.3: Heißgasabtauung über oberen Dreiecksprozess am Beispiel eines CO<sub>2</sub>-Kreislaufs. Abtauung über unteren Dreiecksprozess (gestrichelt) auch möglich.

Druckbereich eine Neigung nach links auf. Es ist daher möglich, den Dreiecksprozess linksherum entgegen des Uhrzeigersinns zu fahren, ohne dass die Gefahr besteht, mit dem Zustandspunkt ③ ins Nassdampfgebiet einzutauchen (siehe Abbildung 5.3). Nach der Verdichtung wird das Heißgas direkt in den Verdampfer geführt, danach erst expandiert und in den Verdichter zurückgeführt

- ① → ② Verdichtung
- ② → ③ Wärmeabgabe
- ③ → ① isenthalpe Expansion

Ein Vorteil der Drosselung nach dem Verdampfer sind die höheren Kältemitteltemperaturen im Verdampfer, die abgesehen von Wärmeverlusten am Eintritt des Verdampfers denen des Verdichteraustritts entsprechen. Durch die höhere treibende Temperaturdifferenz resultiert ein größerer Wärmestrom an das Eis, wodurch die Abtaudauer verringert werden kann.

Der Verdampfer wird nach den Anforderungen des Heizbetriebes der Wärmepumpe dimensioniert. In diesem Betriebsmodus soll sich eine möglichst kleine Temperaturdif-

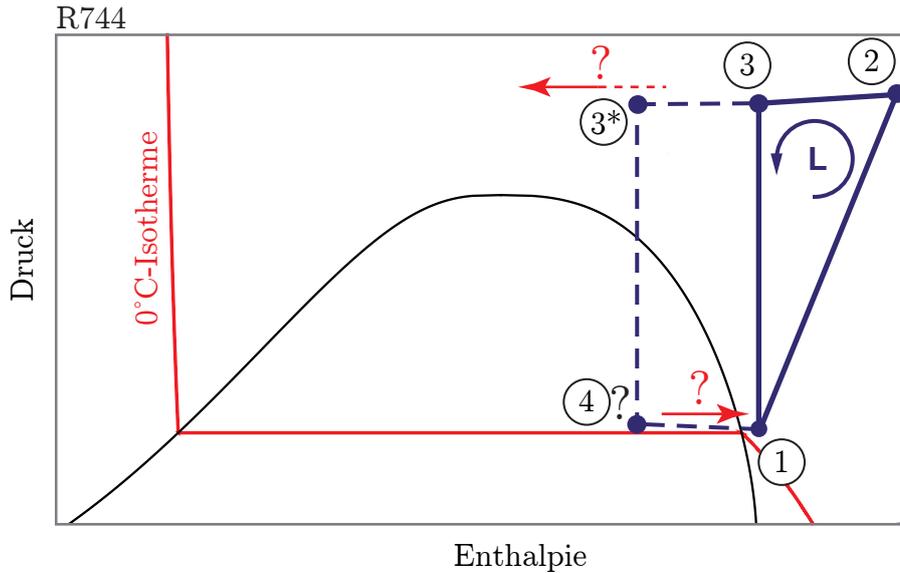


Abbildung 5.4: Heißgasabtauung über oberen Dreiecksprozess am Beispiel eines  $\text{CO}_2$ -Kreislaufs. Abdriften des Zustands ins Nassdampfgebiet nicht ausgeschlossen. Zusätzliche Zustandsänderung  $4 \rightarrow 1$  erfordert zusätzliche mit Energieaufwand verbundene Maßnahmen.

ferenz zwischen Kältemittel und Luft einstellen, um den Bereich der Vereisungswahrscheinlichkeit zu minimieren. Ein hohes Maß an Wärmeübertragungsfähigkeit bei vertretbarem kältemittelseitigem Druckverlust ist daher das Auslegungsziel. Bei Umschaltung in den Abtaubetrieb mit Hilfe des linksgeführten Dreiecksprozesses wirkt sich diese gute Wärmeübertragungsfähigkeit allerdings negativ auf diesen Abtau-Betriebsmodus aus: Unter der Annahme, dass der Wärmeübertrager mit Reif überdeckt ist, stände dem Kältemittel ein Sekundärfluid *Luft/Eis* mit  $0^\circ\text{C}$  gegenüber, an den es Wärme abgibt.

Da direkt nach der Verdichtung das Kältemittel mit etwa  $70\text{-}80^\circ\text{C}$  in den Verdampfer einströmt, liegt eine im Vergleich zum Heizbetrieb relativ hohe treibende Temperaturdifferenz am Eintritt des Verdampfers vor. Das Kältemittel kann sich durch Wärmeabgabe an die Eisschicht auf eine derart niedrige Temperatur abkühlen, so dass die anschließende isenthalpe Entspannung im Expansionsventil direkt ins Nassdampfgebiet erfolgt. Abbildung 5.4 zeigt schematisch, wie sich der linksgeführte Kreislauf verändern kann, wenn die Verdampferaustrittstemperatur deutlich niedriger ist. Der Prozess kann dann nicht mehr störungsfrei im Dreieck geführt werden, so dass ein Zustandspunkt ④ auftritt. Wie weit die Temperatur des Kältemittels absinkt, wird durch die Übertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers und den Kältemittelvolumenstrom beeinflusst. Die minimal zulässige Verdampferaustrittstemperatur, bei der der Zustand ③ oder ③\* im  $p, h$ -Diagramm betrachtet nicht *vertikal* über dem Nassdampfgebiet liegt, ist abhängig vom Druck vor und nach der Verdichtung und kann schon bei einer Temperatur von  $40^\circ\text{C}$  erreicht sein. Es ist anzunehmen, dass diese hohen Temperaturen

infolge der niedrigen Eistemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  oder weniger im Verdampfer meist unterschritten werden. Dies hätte zur Folge, dass der Verdichter noch nicht vollständig verdampftes Kältemittel ansaugt und durch Tropfenschlag beschädigt wird. Es ist eine zusätzliche Zustandsänderung von ④ nach ① erforderlich. Eine Widerstandsheizung vor dem Verdichtereintritt kann zusätzlich verbliebene Kältemittelflüssigkeit verdampfen und überhitzen, so dass in jedem Fall der Verdichter vor Tropfenschlagerosion geschützt würde. Die nötige elektrische Leistung der Widerstandsheizung erhöht jedoch den Abtauenergieaufwand. Diese zusätzliche Leistung für die Verdampfung und Überhitzung des Kältemittels von Zustand ④ zu Zustand ① ergibt sich aus dem Produkt der Enthalpiedifferenz zwischen den beiden Zuständen und dem Kältemittelmassenstrom.

Im Rahmen von Kennfelduntersuchungen für den in der Versuchsanlage verwendeten Verdichter wurde ein linksgeführter Dreiecksprozess nach Abbildung 5.3 in Betrieb genommen. Aus Gründen einer einfacheren Bilanzierung des als Kondensator fungierenden Verdampfers ist dieser als Wasser-Kältemittel-Wärmeübertrager ausgeführt. Eine Vereisung konnte damit zwar nicht untersucht werden, allerdings konnten wesentliche Erkenntnisse für den linksgeführten Dreiecksprozess gewonnen werden. Der Wärmeübertrager wurde mit Wasser aus dem Leitungswassernetz mit einer Temperatur von etwa  $10^{\circ}\text{C}$  durchströmt. Eine Verschaltung als Gegenstromwärmeübertrager führte zu keinem störungsfreien Betrieb, da der Dreiecksprozess ins Nassdampfgebiet expandiert. Für die Untersuchung des Verdichters wurde der Wärmeübertrager als Gleichströmer angeschlossen. Nur so war es möglich, ohne zusätzliche Beheizung der Rohre den Zustandspunkt ③ derart zu *verschieben*, dass eine isenthalpe Expansion außerhalb des Nassdampfgebiets erfolgte. Unter der Annahme, dass bei einem vereisten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager die Temperatur anstelle von  $10^{\circ}\text{C}$  etwa um den Gefrierpunkt liegt und der Wärmeübertrager weiterhin eine Gegenstromcharakteristik aufweist, ist es fraglich, ob der linksgeführte Kreislauf störungsfrei betrieben werden kann. Eine zusätzliche Maßnahme wäre erforderlich, um den Ansaugzustand des Verdichters ins reine Gasgebiet zu legen. Dies erfordert allerdings auch einen zusätzlichen Abtauenergiebedarf, wodurch unter energetischen Gesichtspunkten die Konkurrenzfähigkeit zum rechtsgeführten Dreiecksprozess auch in Frage gestellt wird.

# Kapitel 6

## Kohlendioxid als Sekundärfluid – Abtauung mit Naturumlauf

### 6.1 Neuartige Naturumlaufabtauung

Das Naturumlaufprinzip wird auf die Wärmepumpentechnik angewendet, um die Abtauung des Verdampfers effizient zu bewerkstelligen. Das Kältemittel CO<sub>2</sub> strömt dabei durch die bestehenden Leitungen des Wärmepumpenkreislaufs. Anders als im Wärmerohr aber ähnlich zum Dampferzeuger der Kraftwerkstechnik und dem Naturumlaufsystem in einer thermischen Solaranlage verfügt die Wärmepumpe im Abtaubetrieb im Naturumlauf auch über ein Steigrohr bzw. Fallrohr zwischen dem höher platzierten Verdampfer und dem sich darunter befindlichen Gaskühler. Dies bedeutet, dass innerhalb der Rohrleitungen die Strömung lediglich in eine Richtung gerichtet ist. Der Verdichter als der größte Stromkonsument der Wärmepumpe im Heizbetrieb bleibt beim Abtaubetrieb ausgeschaltet. Dies stellt den wesentlichen energetischen Vorteil zu den herkömmlichen Abtauverfahren aus Kapitel 3.3 dar.

#### Betriebsmodi

Nachfolgend wird das auf einen Kältekreis angewandte Naturumlaufsystem der Wärmepumpe zum Zwecke der Abtauung veranschaulicht. Anhand der beiden unterschiedlichen Betriebsmodi wird die Funktionsweise der Wärmepumpe erläutert.

#### Heizbetrieb

Im Betriebsmodus Heizen entspricht der Wärmepumpenprozess einem linksgeführten Kaltdampfprozess (Abbildung 6.1). Das untere Speicherwasser wird dem Gaskühler über die Senkenpumpe zugeführt und erwärmt, bevor es in den oberen Teil des Speichers gelangt (Zur Vereinfachung der Grafik ist das Beladerohr nicht dargestellt).

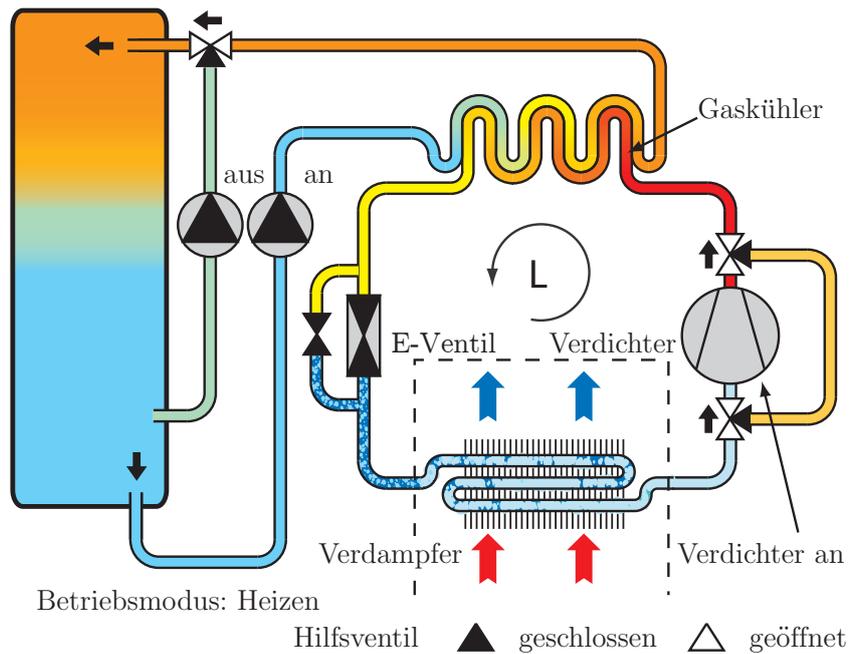


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der Wärmepumpe im Betriebsmodus Heizen.

## Umschaltung

Bei Detektion eines gewissen Grades an Vereisung wird der Betriebsmodus Abtauung eingeleitet. Bei entsprechender Vereisung des Verdampfers werden Dreiwegeventile derart umgeschaltet, dass das  $\text{CO}_2$  zum Wärmeträger oder Sekundärfluid wird. Die Fließrichtung des Gaskühlers kehrt sich dabei um.

## Abtaubetrieb

Die Wärme des unteren Speicherwassers wird nun über eine zweite Pumpe, in diesem Fall die Quellenpumpe, auf den Gaskühler übertragen, wodurch das  $\text{CO}_2$  verdampft (Abbildung 6.2). Das Kältemittel gelangt durch einen dichteabhängigen Naturumlauf über einen Bypass am Verdichter vorbei in den Verdampfer, wo es kondensiert und die Wärme zur Abtauung bereitstellt. Über einen weiteren Bypass am Expansionsventil gelangt das Kältemittel wieder in den als Verdampfer fungierenden Gaskühler. Das dem Gaskühler zugeführte untere Speicherwasser kühlt sich durch den Wärmeentzug bei der Verdampfung ab und wird dem Speicher am Boden wieder zugeführt. Im erneuten Heizbetrieb muss diese Energie dem Speicher zwar wieder zugeführt werden, allerdings kommt die Abkühlung des Speicherwassers gerade dem  $\text{CO}_2$ -Prozess hinsichtlich der Arbeitszahl zu Gute.

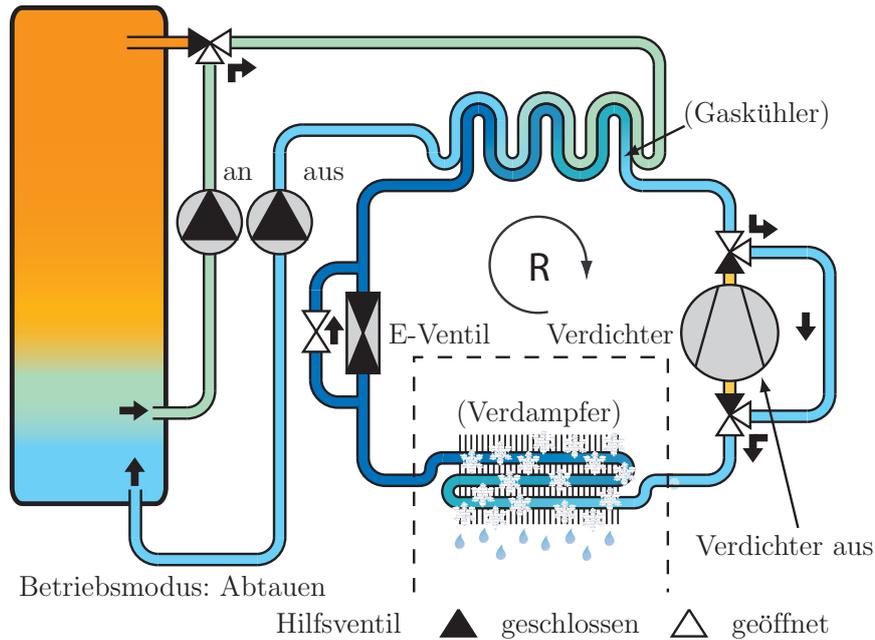


Abbildung 6.2: Schematische Darstellung der Wärmepumpe im Betriebsmodus Abtauung im Naturumlauf über Bypass am Expansionsventil und Verdichter.

## 6.2 Versuchsanlage

Dieses Kapitel befasst sich mit dem experimentellen Aufbau der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe, bei der eine Umschaltung in den Naturumlaufbetrieb ermöglicht wird. Zunächst wird die Verschaltung der Versuchsanlage anhand eines Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild erläutert. Anschließend werden der Gesamtkreislauf, die einzelnen Komponenten der Wärmepumpe sowie die verwendete Messtechnik und Messverfahren vorgestellt. Unterteilt ist dieser Abschnitt nach Komponenten bzw. Messverfahren der Wärmequelle, des Kältemittelkreislaufs und der Wärmesenke. Ein eigenes Unterkapitel bei den angewendeten Messverfahren wird der Verdampferwägung gewidmet, da diese ein zentrales Element bei der qualitativen Beurteilung des Abtauverfahrens ist.

### 6.2.1 Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild

Die Versuchsanlage ist als Luft-Wasser-Wärmepumpe mit entsprechenden Bypassleitungen am Verdichter und Expansionsventil nach dem Schema aus Kapitel 6.1 aufgebaut. Abbildung 6.3 zeigt die Komponenten des Wärmepumpenkreislaufs in einem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild für die beiden Schaltzustände der Anlage – Heizbetrieb oben (siehe Abbildung 6.1) und Naturumlaufbetrieb unten (siehe Abbildung 6.2). Ebenso sind die peripheren Einrichtungen für die Konditionierung der Wärmequellen- und Wärmesenkenseite abgebildet. Im jeweiligen Betriebszustand durchströmt das Kältemittel den Kreislauf die fett hervorgehobenen Linien (Rohrleitungen). Geschlossene Ventile in den beiden Bypassleitungen sind schwarz, geöffnete Ventile

sind weiß dargestellt. Während des Abtaumodus im Naturumlaufbetrieb werden der Verdichter und das Expansionsventil jeweils durch eine Bypassleitung entkoppelt. In diesem Schaltzustand findet ein Funktionswechsel der beiden Wärmeübertrager statt. Der Verdampfer operiert als Kondensator, während im Gaskühler die Verdampfung des Kältemittels erfolgt. Somit stellt die zuvor als Wärmequelle verwendete Luft zusammen mit der Reifschicht an den Lamellen die Wärmesenke im Naturumlauf dar. Im Heizbetrieb wird dem Wasser die Heizleistung der Wärmepumpe zugeführt, im Abtaubetrieb dient die Wasserseite als Wärmequelle.

Die Versuchsanlage ist derart konzipiert, dass der Gaskühler im Naturumlaufabtaubetrieb kältemittelseitig von unten nach oben durchströmt wird, damit entstehende Gasblasen unbehindert nach oben aufsteigen können. Des Weiteren befindet sich der Verdichter, auch wenn er über den Bypass vom Naturumlauf entkoppelt ist, auf der Seite des Steigrohres im Naturumlauf. Damit wird eine vollständige Flutung mit flüssigem Kältemittel vermieden, wodurch der erneute Heizbetrieb begünstigt wird. Der Gaskühler operiert im Heizbetrieb als Gegenstrom-, im Abtaubetrieb als Gleichstromwärmeübertrager.

Abbildung 6.4 zeigt schematisch den Aufbau der Versuchsanlage. Die Komponenten des Prüfstandes sind auf zwei Ebenen angeordnet, um die für den Naturumlaufbetrieb erforderliche Höhendifferenz zwischen Gaskühleraustritt und Verdampfereintritt zu gewährleisten. Auf der oberen Ebene befinden sich der Luftkanal, der Verdampfer, der Verdichter und das Expansionsorgan des Wärmepumpenkreislaufs. Die Höhendifferenz zwischen den beiden Ebenen ist grundsätzlich variabel. Für die durchgeführten Versuche beträgt die Höhe begrenzt durch die Raumhöhe  $\Delta z = 1,80 \text{ m}$ .

## 6.2.2 Aufbau der Anlage

Im folgenden Abschnitt werden die verschiedenen Komponenten der Versuchsanlage vorgestellt. Die bei der Beschreibung der jeweiligen Komponenten vergebene Nummer findet sich in der schematischen Darstellung der Versuchsanlage in Abbildung 6.4 wieder. Eine ausführlichere Beschreibung aller Komponenten ist in [Mildenberger 2008] zu finden.

### Wärmequelle

Die Abkühlung der angesaugten Luft auf den kritischen Temperaturbereich erfolgt mit Hilfe eines Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragers ①. Der Wärmeübertrager wird von einem Wasser-Ethylenglycolgemisch mit einem massenbezogenem Mischungsverhältnis von 50:50 im Kreuz-Gegenstrom durchströmt. Die von der Luft an das Wärmeträgermedium abgegebene Wärme wird an den Prozessthermostaten ② abgeführt. Der darstellbare Arbeitstemperaturbereich des Prozessthermostaten liegt zwischen  $-50^\circ\text{C}$  und  $+200^\circ\text{C}$ . Die Wärmeabgabe erfolgt über eine geräteinterne Kältemaschine an das Lei-

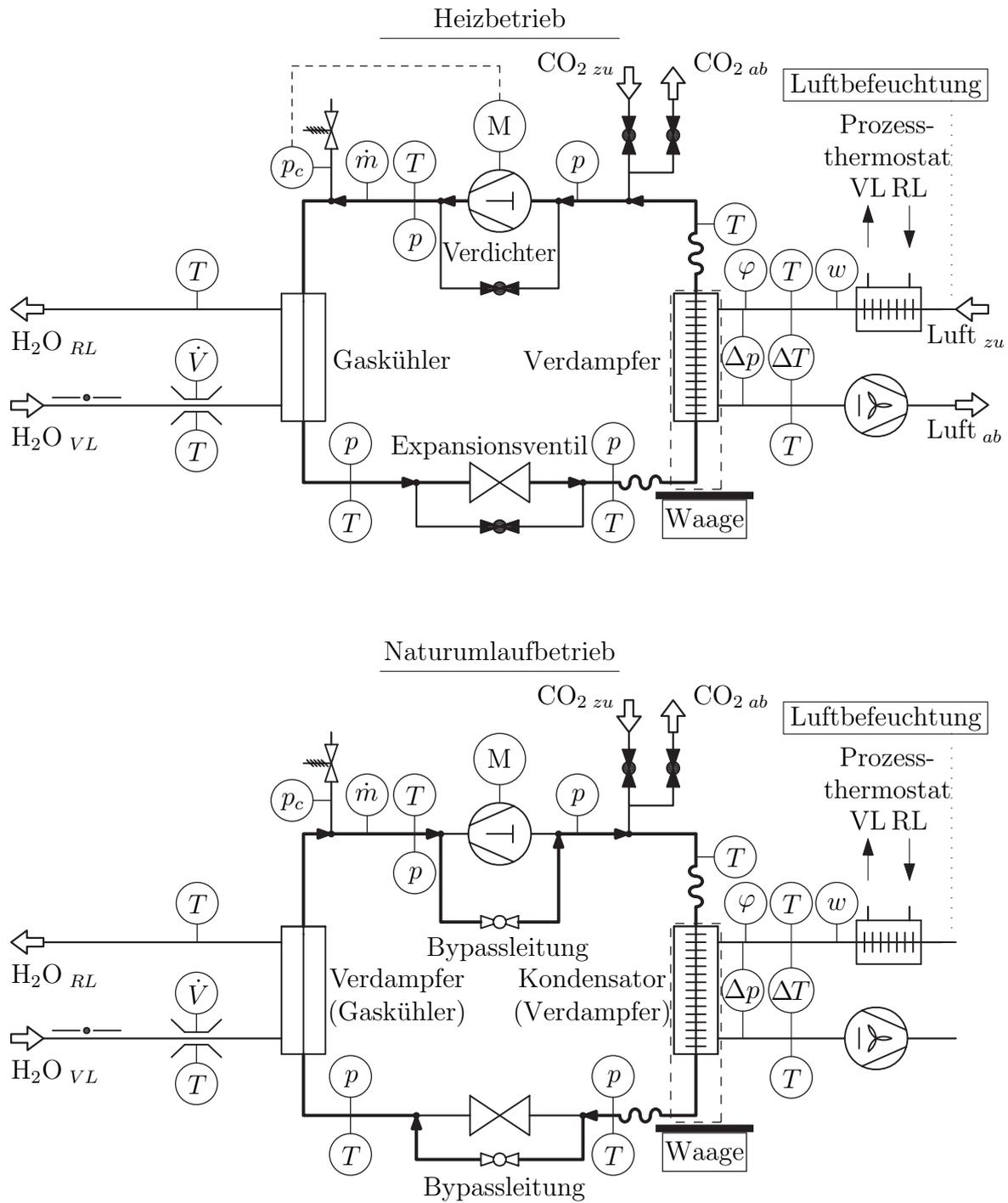


Abbildung 6.3: Fließbild der Versuchsanlage im Heiz- und Naturumlaufbetrieb. Geschwärzte Ventile sind geschlossen.

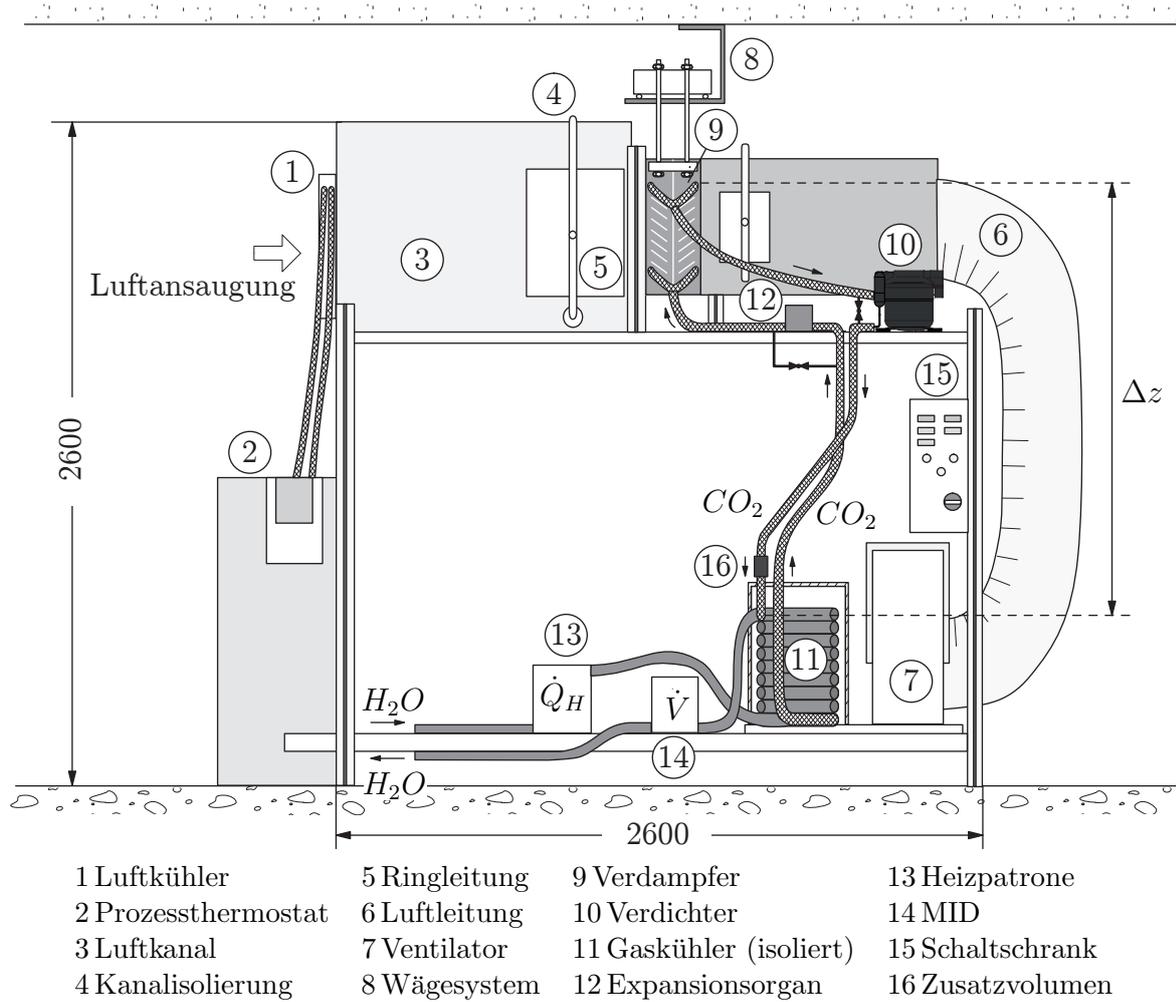


Abbildung 6.4: Schematische Darstellung der Komponenten der Versuchsanlage

tungswassernetz. Bei den vorliegenden Betriebsbedingungen erreicht der Prozessthermostat eine Kälteleistung von ca.  $6,3 \text{ kW}$ .

Mit Hilfe des Luftkanals (3) wird eine gerichtete Durchströmung des Verdampfers erreicht. Er besteht aus zwei Bauteilen mit je einem Meter Länge und einer Querschnittsfläche von je  $0,4 \times 0,4 \text{ m}^2$ . Zwischen den beiden Kanalteilen ist der Verdampfer (9) angeordnet. Der Luftkanal ist aus verzinktem Stahlblech gefertigt und im Bereich der Verdampfer-Zuströmung mit Styropor thermisch isoliert. Der Luftkühler ist unmittelbar vor dem Luftkanal über ein Blech angeflanscht. Da er einen geringeren Querschnitt als der Kanal aufweist, sind im Luftkanal im Bereich der Verdampferzuströmung Styroporkeile eingesetzt, um eine zu starke Verwirbelung der Ansaugluft zu vermeiden.

Die Luftströmung durch den Kanal wird über einen einflutigen Radialventilator (7) der Firma ZIEHL-ABEGG erzeugt. Der Ventilator besitzt eine maximale Leistungsaufnahme von  $2,4 \text{ kW}$  und ist in der Drehzahl regelbar. Er ist mit dem Luftkanal über ein flexibles Rohr (6) verbunden und auf der unteren Ebene des Prüfstands (siehe Abbildung 6.4) angeordnet. Auf der Druckseite des Ventilators wird eine Drosselung des

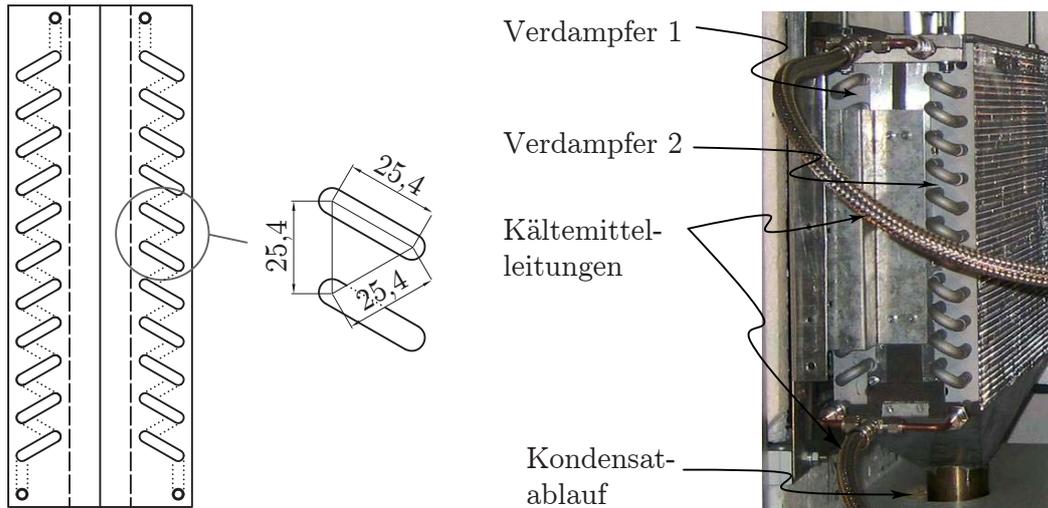


Abbildung 6.5: Verdampfer der Versuchsanlage, dargestellt mit trichterförmigem Tauwasserablauf, mit Kältemittelleitungen und ohne Isolierung (rechts). Seitenansicht der Verschaltung der Kältemittelrohre im *Zickzack* (links).

Luftstroms mit einer Blende vorgenommen, um den für die Anlage sehr hohen Volumenstrom zu reduzieren.

### Kältekreislauf / Wärmepumpenkreislauf

Der Verdampfer ⑨ besteht aus zwei baugleichen, kältemittelseitig parallel durchströmten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager mit gewellten Lamellen (Abbildung 6.5). Bedingt durch einheitliche Rohrbögen sind die Kältemittelrohre in einem gleichseitigem Dreieck mit der Kantenlänge von  $25\text{ mm}$  angeordnet, wodurch sich ein Abstand der beiden Ebenen von  $22\text{ mm}$  ergibt. Die Verschaltung der Rohre erfolgt in einer *Zickzack*-Form und ist schematisch in Abbildung 6.5, links dargestellt. Im Abtaumodus kann der Naturumlauf dadurch aufrechterhalten werden, indem das selbstätige Abfließen des in diesem Betriebsmodus kondensierten Kältemittels in den unteren Teil des Systems gewährleistet wird. Infolge dessen weisen beide Verdampfereinheiten die Charakteristik eines Kreuzstrom-Wärmeübertragers auf. Geometrische Kennwerte sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Die kältemittelseitige Anbindung des Verdampfers an die Rohrleitungen der Wärmepumpe erfolgt aus Gründen der Verdampferwägung ⑧ mit flexiblen Edelstahlschläuchen. Unterhalb des Verdampferpakets befindet sich eine trichterförmige Wanne für den Kondensatablauf (Abbildung 6.5). Die Hauptmaße des gesamten Verdampferpakets betragen  $400 \times 120 \times 330\text{ mm}^3$  (L x T x H).

Im Wärmepumpenbetrieb der Versuchsanlage kommt ein  $\text{CO}_2$  Verdichter ⑩ der Firma DANFOSS vom Typ TN1416 zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um einen ein-

Geometrische Größe	Einheit	
lamellierte Länge $l_{lam}$	400	[mm]
Breite	2 x 45	[mm]
Höhe	330	[mm]
Lamellenteilung $t_R$	2,0	[mm]
Lamellendicke $\delta_R$	0,15	[mm]
Außendurchmesser der Rohre $d_a$	10	[mm]
Anzahl längs angeströmter Rohre $z_l$	2 x 2	[-]
Anzahl quer angeströmter Rohre $z_q$	12	[-]
Längsteilung der Rohre $s_l$	22	[mm]
Querteilung der Rohre $s_q$	25	[mm]
Parallele Kältemittel-Durchgänge	2	[-]

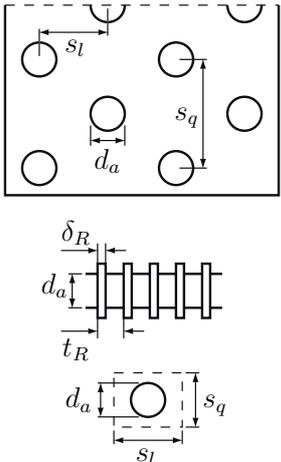


Tabelle 6.1: Charakteristische Größen des Verdampfers

zylindrischen, hermetischen Hubkolbenverdichter. Tabelle 6.2 gibt einige Eckdaten des Verdichters wieder.



Größe	Wert	Einheit
Hubvolumen	2,46	[ccm]
Drehzahl	2950	[U/min]
max.Saugdruck	45	[bar]
max.Hochdruck	120	[bar]
Verdampfungstemperatur	-15 ... 7,2	[°C]
Schmieröl	Polyolester (POE)	

Tabelle 6.2: Kenngrößen des DANFOSS-Verdichters

Als Gaskühler ⑪ werden zwei baugleiche, kältemittelseitig in Reihe geschaltete Koaxial-Wärmeübertrager der Firma KLIMAL verwendet (siehe Abbildung in Tabelle 6.3). Das Mantelrohr wird mit Wasser, das Innenrohr mit Kältemittel durchströmt. Die Wärmeübertragung zwischen den beiden Medien erfolgt während des Heizbetriebs im Gegenstrom, während des Abtaubetriebs im Gleichstrom. Charakteristische Werte sind in Tabelle 6.3 aufgeführt. Die beiden Einzelübertrager sind derart angeordnet, dass die Gasphase des im Naturumlaufbetrieb verdampfenden Kältemittels ungehindert nach oben hin aus dem Gaskühler in Richtung des Steigrohres strömen kann. Die Ansammlung von Gasblasen wie in einer Art Taucherglocke wird dadurch weitestgehend vermieden. Gegenüber der Umgebung ist der Gaskühler mit Styroporplatten thermisch isoliert.

Als Expansionsorgan ⑫ wird ein mechanisches Ventil der Firma DANFOSS vom Typ MBR eingesetzt. Es handelt sich um ein Überdruckventil, dessen Ventilplättchen im stationären Betrieb infolge des Kräftegleichgewichtes zwischen Kältemitteldruck und Federvorspannung eine schwebende Stellung einnimmt. Der Öffnungsgrad lässt sich



Geometrische Größe	Einheit	
Rohr-Anordnung	koaxial	
Gesamtlänge	12	[m]
Leistung	2,33	[kW]
bei		
Eintrittstemperatur H <sub>2</sub> O	20	[°C]
Austrittstemperatur H <sub>2</sub> O	60	[°C]
Volumenstrom Wasser	0,014	[l/s]
Eintrittstemperatur CO <sub>2</sub>	80	[°C]
Massenstrom CO <sub>2</sub>	0,01	[kg/s]

Tabelle 6.3: Charakteristische Werte des Gaskühlers

über die manuelle Einstellung der Federvorspannung verändern, wodurch die Überhitzung des Kältemittels am Austritt des Verdampfers gesteuert werden kann.

Die Kältemittelleitungen zwischen den Komponenten weisen einen Innendurchmesser von 4 mm bei einer Wandstärke von 1 mm auf. Das in Form einer Rohrverdickung vorhandene Zusatzvolumen ⑩ besitzt als Ausnahme einen Innendurchmesser von 14 mm und ist oberhalb des Gaskühlers ⑪ im Steigrohr des Naturumlaufs integriert. Zweck dieses Zusatzvolumens ist, eine bessere Trennung der Gasphase von der Flüssigphase im Falle einer unvollständigen Verdampfung im Gaskühler zu erzielen und eine umlaufende Mischströmung beider Phasen zu vermeiden. Alle Kältemittelleitungen sind thermisch isoliert.

### Wärmesenke

In einer ausgeführten Serienanlage ist ein Schichtenladespeicher auf der Senkenseite der Wärmepumpe vorgesehen. Die Funktionsweise ist experimentell beispielsweise in [Kosowski et al. 2006] untersucht worden. Für die im Rahmen dieser Arbeit konzipierte Versuchsanlage dient im Wärmepumpenbetrieb als Wärmesenke das Leitungswasser-Netz. Das zugeführte Leitungswasser wird über eine elektrisch betriebene Heizpatrone ⑬ temperiert und dem Gaskühler zugeführt. Im Naturumlaufbetrieb dient dieses Wasser als Wärmequelle.

## 6.3 Experimentelle Untersuchungen des Naturumlaufs

### 6.3.1 Abtauung mit Naturumlauf

Bei den durchgeführten Versuchen zur Abtauung wird der Verdampfer zuvor im Wärmepumpenbetrieb der Versuchsanlage vereist. Die Wärmepumpe wird dazu im kritischen Zustandsbereich der feuchten Luft betrieben. Die über das Gebläse angesaugte Luft

aus dem Versuchsraum wird über den Luftkühler auf etwa  $5^{\circ}\text{C}$  abgekühlt und zusätzlich im Ansaugbereich befeuchtet. Damit wird der Taupunkt der Luft erreicht und die relative Feuchtigkeit beträgt nahezu 100%. Der Volumenstrom beträgt gemittelt über die Messmatrix etwa  $0,06\text{ m}^3/\text{s}$ . Die Verdampfungstemperatur beträgt anfänglich etwa  $-3^{\circ}\text{C}$  und fällt mit zunehmender Vereisung aufgrund der in Kapitel 3.2 erläuterten Auswirkungen kontinuierlich ab. Bei Abschaltung der Wärmepumpe bzw. Umschaltung in die Naturumlaufabtauung liegt eine Verdampfungstemperatur von etwa  $-8^{\circ}\text{C}$  vor.

In erster Linie soll für den hier durchgeführten Versuch durch den Wärmepumpenbetrieb im Heizmodus eine möglichst vollständige Vereisung des Verdampfers erreicht werden. Daher spielt ein im Hinblick auf einen hohen COP optimaler Wärmepumpenbetrieb eine untergeordnete Rolle. Die Füllmenge beträgt  $m_{\text{CO}_2} = 1,0\text{ kg}$ . Vorwegnehmend zu Kapitel 6.3.2, in dem die Bestimmung der optimalen Füllmenge erfolgt, befindet sich der Naturumlauf etwa im Plateau maximaler Abtauleistung.

Wasser wird während des Heizbetriebs von einer Eintrittstemperatur von  $\vartheta_{W,\text{ein}} = 24^{\circ}\text{C}$  im Gegenstrom auf eine Temperatur von  $\vartheta_{W,\text{aus}} \approx 48^{\circ}\text{C}$  am Austritt erwärmt. Der Volumenstrom beträgt dabei  $\dot{V}_W = 0,012\text{ l/s}$  ( $= 43,56\text{ l/h}$ ). Der Anschluss an das Leitungswassernetz hat allerdings zur Folge, dass Änderungen des Leitungsdrucks im Tagesgang zu Schwankungen beim Volumenstrom führen.

Während der Dauer der gesamten Messung ist das Verdampferpaket mit der Wägevorrückung verbunden, um das Verdampfergewicht und damit den Grad der Vereisung bzw. Abtauung dokumentieren zu können.

Bei der Abtauung des Verdampfers mit Hilfe des Naturumlaufs treten verschiedene Effekte auf, die in verschiedene Phasen des transienten Naturumlaufs eingruppiert werden können. Beim Wechsel von Heizbetrieb auf Abtaubetrieb erfolgt eine Strömungsumkehr des Kältemittels, die Bezeichnungen *ein* und *aus* beziehen sich dennoch durchgängig auf den Wärmepumpenmodus. In Abbildung 6.6 ist der Verlauf der Temperaturen des Wassers im Gaskühler bei Umschaltung von Heizbetrieb auf Abtaubetrieb sowie die daraus berechnete wasserseitige Leistung dargestellt. Durch das große Volumen bei kleinem Volumenstrom und der Messung der Wassertemperatur am Ein- und Austritt des Gaskühlers macht sich eine Änderung der Temperatur zeitverzögert bemerkbar. Die Effekte beim instationären Abtauvorgang werden nachfolgend erläutert. Die in den Abbildungen enthaltenen Zahlen werden im Text erläutert.

**Umschaltung** Nach erreichter Vereisung wird sowohl der Verdichter als auch das Gebläse ausgeschaltet. Dieser Zeitpunkt wird als Nullpunkt der Zeitskala ( $t = 0\text{ s}$ ) verwendet. Der Gaskühler wird weiterhin mit Wasser bei gleicher Temperatur wie zuvor durchströmt. Das Wasser nimmt im Gaskühler keine Wärme mehr auf, wodurch die Austrittstemperatur auf der Wasserseite absinkt. Es findet ein Ausgleichsprozess nach der Abschaltung statt.

**Start des Naturumlaufs** – ① Kaltes, am Verdampfer kondensiertes Kältemittel strömt im Fallrohr abwärts zum Gaskühleraustritt. Es stellt sich ein Naturumlauf ein.

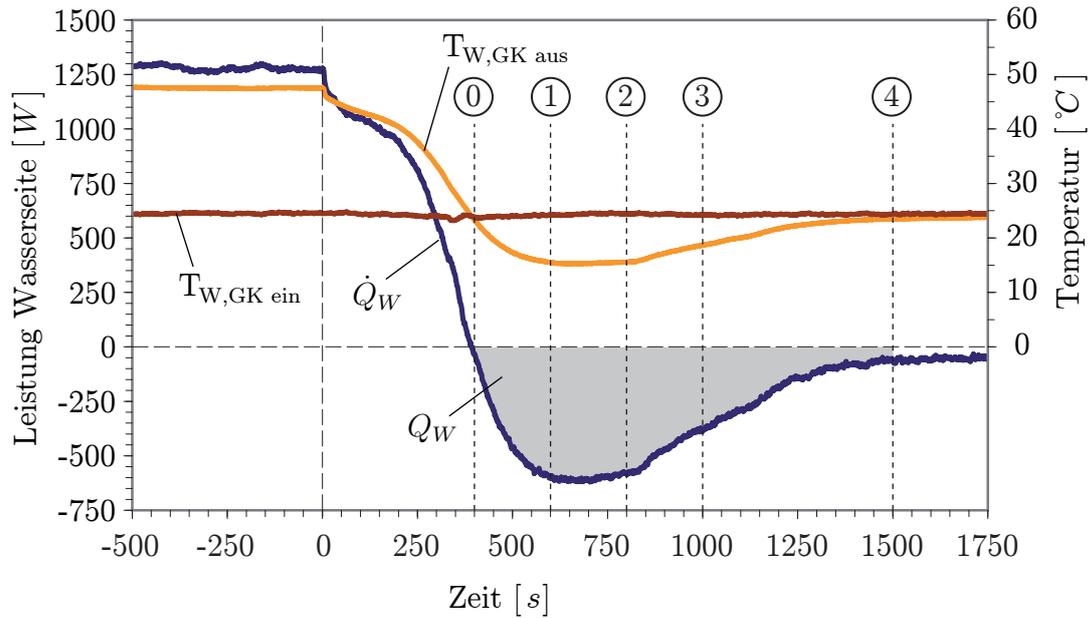


Abbildung 6.6: Temperaturverlauf des Wassers im Gaskühler bei Umschaltung von Heizbetrieb auf Abtaubetrieb. Darstellung der wasserseitigen Leistung.

Es gelangt mehr und mehr flüssiges Kältemittel in den Gaskühler. Im Steigrohr strömt verdampftes und überhitztes Kältemittel nach oben in den Verdampfer.

**Vollständig ausgebildeter Naturumlauf – ① bis ②** Zum Zeitpunkt ① liegt zwischen Gaskühleraustritt und Verdampfereintritt, also im Fallrohr des Naturumlaufs reine Flüssigkeit vor, im Steigrohr befindet sich hingegen rein gasförmiges Kältemittel (schwarzes Dreieck und schwarzer Punkt). Anstelle der Wärmeaufnahme im Heizbetrieb der Wärmepumpe gibt das Wasser Wärme an das Kältemittel ab, wodurch es eine negative Temperaturänderung erfährt. Das Wasser wird durch Wärmeentzug infolge der Verdampfung des Kältemittels im Gaskühler abgekühlt. Der Gaskühler wird zum Gleichstromwärmeübertrager. Über die Temperaturdifferenz lässt sich bei gemessenem Volumenstrom die vom Wasser abgegebene Leistung bestimmen:

$$\dot{Q}_{W,GK} = \dot{V}_W \cdot \rho \cdot c_{p,W} \cdot \Delta T_{W,GK}, \quad (6.1)$$

welche der vom Kältemittel aufgenommenen Leistung und somit im verlustfreien Fall der Abtauleistung der Naturumlaufabtauung entspricht. Der Gaskühler als Wärmesenke im Heizbetrieb wird zur Wärmequelle für die zur Abtauung erforderliche Wärme. Behält man die Vorzeichen bei, nimmt die wasserseitig übertragene Leistung nun negative Werte an. Innerhalb der beiden Zeitpunkte ① und ② erreicht die durch den Naturumlauf übertragene Leistung ein Plateau mit einem Maximalwert von etwa  $\dot{Q} = 600 \text{ W}$ .

**Abklingen des Naturumlaufs – ② bis ④** Mit beginnender Abtauung des Eises und Erwärmung der Verdampferlamellen ist das kondensierte Kältemittel nicht

mehr an den Gefrierpunkt gebunden. Die Temperatur des im Fallrohr enthaltenen flüssigen Kältemittels steigt an. Das abgekühlte gasförmige Kältemittel aus dem Gaskühler gelangt über die Steigleitung in den Verdampfer. Die Abtauleistung verringert sich zunehmend, bis der Naturumlauf schließlich zum Zeitpunkt ④ durch den Ausgleichsprozess zum Erliegen kommt.

Die Integration der Leistungskurve unterhalb der Nulllinie in Abbildung 6.6 liefert einen Wert der insgesamt während der Dauer des Naturumlaufs übertragenen Energie von etwa  $Q \approx 387 \text{ kJ}$ . Da selbst am Ende der Abtauung eine endliche Temperaturdifferenz besteht, wird für die Abschätzung der zur Verfügung stehenden Abtauwärme das Ende des Naturumlaufs bei einer Messdauer von  $t = 1500 \text{ s}$  willkürlich gesetzt.

### Eismasse

Mit der Schmelzenthalpie des Eises bei  $0^\circ\text{C}$  von  $\Delta h_{s,W} = 334 \text{ kJ/kg}$  kann die Masse an Eis bestimmt werden, die mit der durch den Naturumlauf übertragenen Wärme hätte abgetaut werden können:

$$m_{E,theo.} = \frac{Q}{\Delta h_{s,W}} = \frac{387 \text{ kJ}}{334 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \approx 1,16 \text{ kg} \quad (6.2)$$

Unter den gegebenen Randbedingungen kann zwar theoretisch mit dem hier dargestellten Naturumlauf eine Eismasse am Verdampfer von  $m_{Eis,theo.} = 1,16 \text{ kg}$  abgetaut werden. Tatsächlich wird die Wärmezufuhr allerdings dazu verwendet, das Eis mitsamt Verdampfer inklusive der Rohrleitungen und Lamellen zunächst auf den Gefrierpunkt zu erwärmen, das Eis daraufhin zu schmelzen und das gesamte Paket um ein paar Kelvin über den Gefrierpunkt weiter zu erwärmen. Anhand der geometrischen Daten des Verdampfers aus Tabelle 6.1 kann die Masse der Rohre und der Aluminiumlamellen bestimmt werden. So ergibt sich für die Stahlrohre eine Masse von etwa  $m_{St} = 4,6 \text{ kg}$  und für die Lamellen eine Masse von etwa  $m_{Al} = 3,9 \text{ kg}$ . Zur Erwärmung des Verdampfers von  $\vartheta = -8^\circ\text{C}$  (Verdampfungstemperatur im Wärmepumpenbetrieb kurz vor Umschaltung in den Naturumlauf) auf die Schmelztemperatur von Eis sind folgende Wärmemengen erforderlich:

$$\begin{aligned} Q_{St} &= m_{St} \cdot c_{St} \cdot \Delta\vartheta \approx 17,6 \text{ kJ}, \\ Q_{Al} &= m_{Al} \cdot c_{Al} \cdot \Delta\vartheta \approx 7 \text{ kJ}. \end{aligned}$$

Damit reduziert sich die Masse an Eis, die mit dem Naturumlauf abgetaut werden könnte, zu:

$$m_E = \frac{Q - Q_{St} - Q_{Al}}{\Delta h_{s,W}} = \frac{362,4 \text{ kJ}}{334 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \approx 1,033 \text{ kg} \quad (6.3)$$

Das reine Gewicht des Eises am Verdampfer konnte mit der Waage nicht ermittelt werden. Grund hierfür stellt die notwendige Kopplung des Verdampfers mit dem

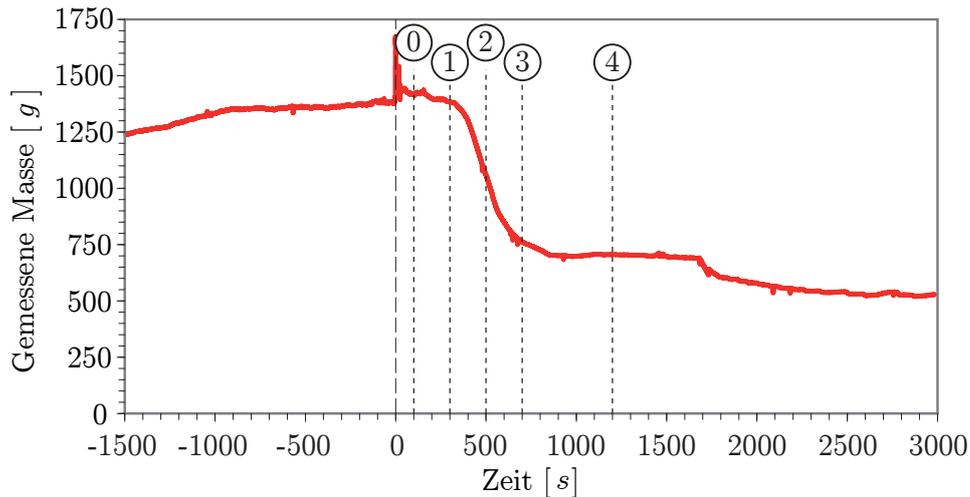


Abbildung 6.7: Wägung des Verdampferpakets (Nettomasse) beim Vereisen durch die Wärmepumpe (Start  $m = 0\text{ g}$ ) und Abtauen durch den Naturumlauf

Prüfstand über die Isolierung und die flexiblen Kältemittelschläuche dar. Die in Abbildung 6.7 gemessene Masse setzt sich aus allen an der Waage angreifenden Kräften wie Schwingungen und Erschütterungen, Widerstandskräften resultierend aus der Verdampferisolierung, dem Gewicht des im Wärmeübertrager befindlichen Kältemittels mit veränderlichem Dampfgehalt sowie dem Gewicht des Verdampfers selbst und dem anwachsendem Eis zusammen. Die in der Abbildung enthaltenen Gewichtsangaben sind somit nicht als Absolutwerte zu verstehen, sondern dienen lediglich als Anhaltswerte. Dennoch wird der Einfachheit halber die Einheit  $g$  für das Verdampfer- bzw. Eisgewicht beibehalten. Aufgrund dieser Gegebenheiten war es nicht möglich, bei den einzelnen Versuchsdurchführungen exakt die gleiche Eismenge auf den Verdampfer aufzubringen, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Der Grad der Verdampfervereisung konnte jeweils nur augenscheinlich beurteilt werden.

Nach Beenden des Abtauvorgangs reduziert sich das Nettogewicht des Verdampferpakets nicht wieder auf den Startwert von  $m = 0\text{ g}$ . Dies ist neben den oben genannten Schwierigkeiten bei der Wägung darauf zurückzuführen, dass ein großer Teil der aufgebrachten Eismenge nach der Abtauung als Tauwasser im Verdampfer verbleibt, wie bereits BÖTTCHER bei Verdampfern in Fahrzeugklimaanlagen herausgefunden hatte [Böttcher 2006]. Während des obigen Versuchs zeigt die Waage im Wärmepumpenbetrieb eine Eismasse von etwa  $1400\text{ g}$  auf dem Verdampfer, jedoch hat nach Anzeige der Waage lediglich  $700\text{ g}$  abgetautes Eis in Form von Tauwasser den Verdampfer wieder verlassen (Abbildung 6.7).

MILDENBERGER hat in Messungen herausgefunden, dass etwa ein Viertel des angewachsenen Eises nach der Abtauung als Tauwasser im Verdampfer verbleibt [Mildenberger 2008]. Ausgehend von der gemessenen angewachsenen Masse von  $m_g^+ = 1400\text{ g}$  (Index  $g$  für gemessen, positives Vorzeichen für angewachsen) hätte demnach etwa eine berechnete Eismasse von  $m_b^- = 0,75 \cdot 1400\text{ g} = 1050\text{ g}$  (Index  $b$  für berechnet, negatives

Vorzeichen für abgetaut und abgeflossen) abfließen müssen. Betrachtet man allerdings die gemessene abgetaute Masse von  $m_g^- = 700\text{ g}$  lässt dies auf eine berechnete angewachsene Eismasse von  $m_b^+ = 0,75^{-1} \cdot 700\text{ g} = 933,3\text{ g}$  schließen. Vergleicht man die gemessene und berechnete angewachsenen Eismasse mit der über die Abtauleistung berechneten Eismenge aus Gleichung 6.3:

$$\begin{aligned} m_b^+ &< m_{Eis} < m_g^+ \\ 933,3\text{ g} &< 1033\text{ g} < 1400\text{ g} \end{aligned}$$

so liegt es nahe, dem unteren Wert mehr Beachtung zu schenken, wenn man berücksichtigt, dass für die Erwärmung des Verdampferpakets nach der Abtauerung einige Kelvin über den Gefrierpunkt ebenfalls Wärme zugeführt werden muss.

Zusammenfassend für diesen Abschnitt kann festgestellt werden, dass das Naturumlaufabtauverfahren bei diesem Versuch eine Abtauleistung von  $\dot{Q} = 600\text{ W}$  bereitstellt. Die Abtauerung erfolgte in einem Zeitintervall von knapp  $20\text{ min}$ . Eine Bewertung erfolgt in Kapitel 7

### 6.3.2 Füllmengenvariation für die Naturumlaufabtauerung

Die Füllmenge im System hat einen wesentlichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Naturumlaufs. Bei zu geringer Füllmenge führt eine Wärmezufuhr zu einer vollständigen Verdampfung des wenigen im Kreislauf enthaltenen flüssigen Kältemittels, wodurch lediglich freie Konvektion des gasförmigen Kältemittels stattfindet. Bei einer Überfüllung des Kreislaufs kann es zum anderen Extrem kommen: das gesamte Kältemittel liegt einphasig als Flüssigkeit vor. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen ist eine Variation der Füllmenge vorgenommen worden.

Der Gaskühler wird sekundärseitig mit Wasser mit einer Temperatur von  $30^\circ\text{C}$  durchströmt. Der Verdampfer weist eine Temperatur um den Gefrierpunkt auf. Der Dichteunterschied liegt zwar in beiden Fällen temperaturbedingt vor, da beide Wärmeübertrager jeweils die Temperatur des Sekundärmediums aufgeprägt bekommen, ist im Vergleich zu den Dichteunterschieden eines aus Gas- und Flüssigphase bestehenden Zweiphasengemisches aber sehr gering, so dass der Naturumlauf vergleichsweise schwer in Gang kommt, obgleich es möglich ist, wie es am Beispiel von thermischen Solaranlagen bekannt ist. Zwischen dem vollständig gasförmig befüllten Zustand (geringe Füllmenge) und dem vollständig flüssig befüllten Zustand (hohe Füllmenge) befindet sich ein Intervall an Füllmenge, bei dem das Kältemittel zweiphasig vorliegt. Diese Füllmenge gilt es für die bestehende Versuchsanlage herauszufinden.

Innerhalb der Versuchsdurchführung wird die Füllmenge ausgehend von anfänglichen  $m_{\text{CO}_2} = 0,7\text{ kg}$  stufenweise erhöht. Die Befüllung des  $\text{CO}_2$  erfolgt flüssig. Nach jedem Befüllen ist abzuwarten, dass sich ein stationärer Zustand einstellt. Es ist ersichtlich, dass der Befüllversuch eine gewisse Zeit in Anspruch nimmt, Zeit, in der der Verdampfer bereits durch den Einfluss der Umgebung antaut. Ein erneutes Vereisen des

Verdampfers mit Hilfe der Wärmepumpe wäre erforderlich, wobei die Vergleichbarkeit aufgrund einer variierenden Eismenge nicht mehr gegeben ist. Um den Aufwand des Befüllversuchs zu minimieren, wird der Verdampfer nicht vereist, sondern mit kalter Luft mit einer Temperatur von 2 bis 3°C über dem Gefrierpunkt durchströmt. Somit wird für die Bestimmung der optimalen Füllmenge lediglich die besser zu messende sensible Wärme auf der Luftseite erfasst.

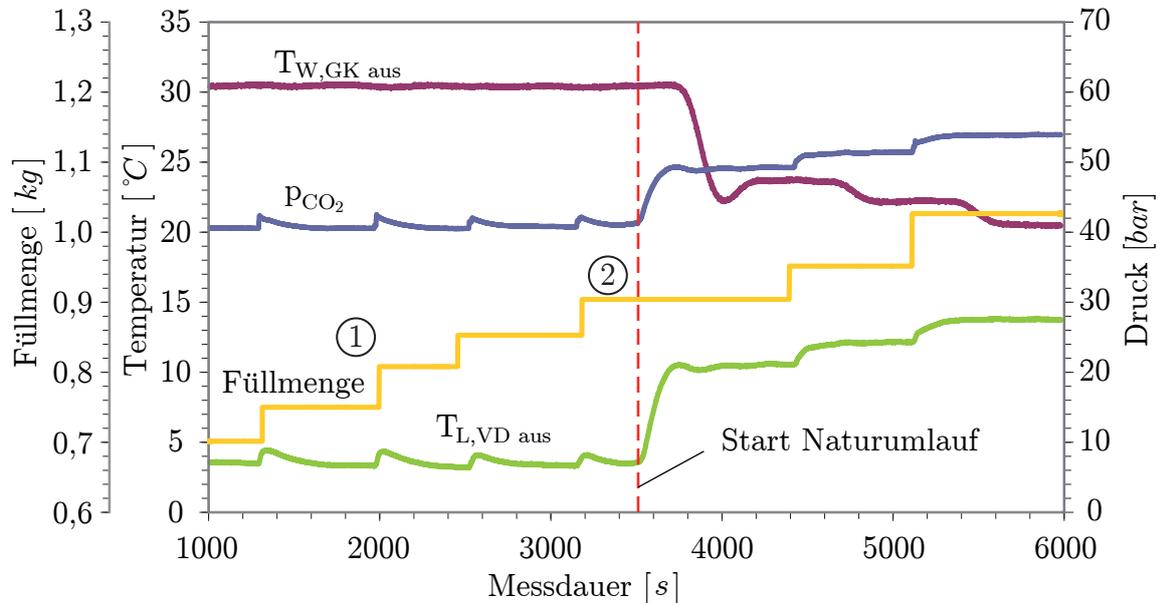


Abbildung 6.8: Befüllversuch, Initialisierung des Naturumlaufs nach etwa 3500 s

Das Systemverhalten bei Einsetzen des Naturumlaufs ist in Abbildung 6.8 dargestellt. Die Zustandsänderungen für verschiedene Füllmengen sind im  $p, h$ -Diagramm in Abbildung 6.9 eingetragen. Die in den folgenden Abbildungen enthaltenen Zahlen werden im Text erläutert. Die Betriebszustände ① bis ⑤ ergeben sich aus Messungen.

**Vor Anlauf des Naturumlaufs** Flüssiges Kältemittel wird in die Versuchsanlage gefüllt und sammelt sich aufgrund seiner hohen Dichte am niedrigsten Punkt der Anlage, dem Gaskühler. Aufgrund der dort vorliegenden relativ hohen Temperatur von 30°C verdampft es, steigt nach oben und kondensiert an der kältesten Stelle des Systems im Verdampfer wieder aus. Eine Eigenschaft der Versuchsanlage im Vergleich zu einem vertikalen Wärmerohr besteht darin, dass anlagenspezifisch entweder Rohrleitungen im System verbaut sind, die – wenn auch nicht beabsichtigt – kein Gefälle aufweisen, oder Rohrleitungskomponenten wie T-Stücke für die Drucksensoren enthalten sind, die eine Art Falle für die auskondensierten Kältemitteltropfen darstellen. Das flüssige Kältemittel verbleibt dort und läuft nicht zurück in den Gaskühler. In dieser Phase findet keine nennenswerte Wärmeübertragung zwischen den beiden Wärmeübertragern statt. Im Verdampfer koexistieren die Gasphase und die flüssige Phase in Form von zurückgebliebenen Kältemitteltropfen. Die dort vorliegende Temperatur gibt den Gleichgewichtsdruck von etwas

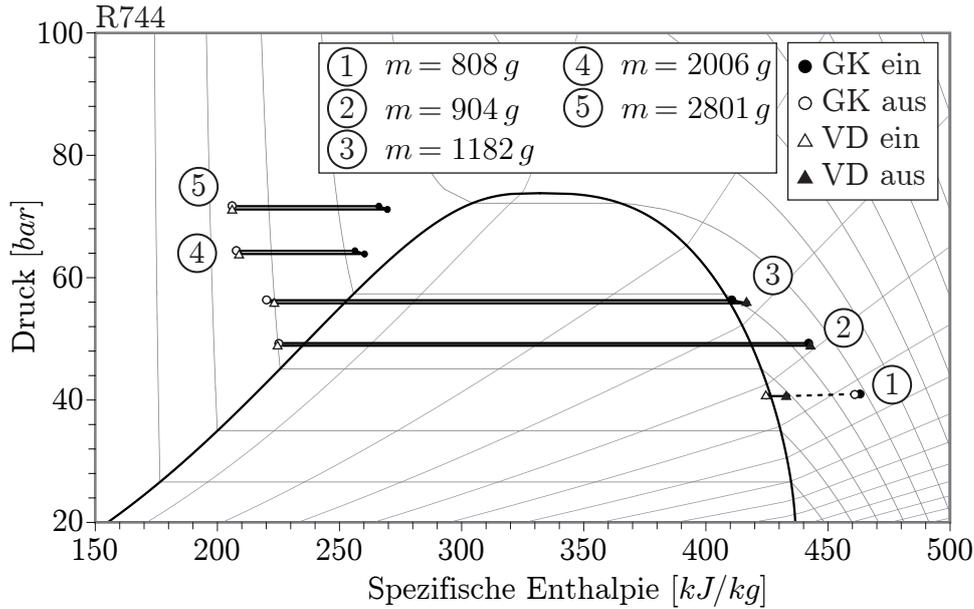


Abbildung 6.9: Zustandsänderung des Naturumlaufs im  $p, h$ -Diagramm für geringe Füllmenge, mittlere Füllmenge und Überfüllung. Kein Naturumlauf im Gasgebiet, daher sind dort nur Zustandspunkte.

über 40 bar für das gesamte System vor. Im Gaskühler befindet sich überhitzter Kältemitteldampf mit einer Temperatur, die vom Wasser vorgegeben wird. Im  $p, h$ -Diagramm lassen sich zwei Zustandspunkte einzeichnen, der Zustand des Verdampfers befindet sich im Nassdampfgebiet bei hohem Dampfgehalt, der Zustand des Gaskühlers im Gasgebiet annähernd bei der Temperatur des durchströmenden Wassers von  $30^\circ\text{C}$  und dem Sättigungsdruck des Verdampfers (Betriebszustand ①). Der sich in Abbildung 6.9 dort im Nassdampfgebiet befindliche Zustandspunkt ganz links ist nicht gemessen worden, sondern aus den Überlegungen exemplarisch bei einem hohen Dampfgehalt  $x$  gesetzt worden. Solange das Kältemittel bei weiterer Befüllung nicht aus dem Verdampfer in den Gaskühler zurückläuft, weshalb die Linie der Zustandsänderung nur gestrichelt dargestellt ist, verharrt die Anlage trotz weiterer Befüllung beim Druck von etwa 40 bar.

**Anfahren des Naturumlaufs** Mit weiterer Befüllung nimmt die Masse an flüssigem Kohlendioxid im Verdampfer durch die Kondensation des Kältemittels weiter zu, bis schließlich der Verdampfer überläuft und sich ein stetiger Kreislauf des Kältemittels zwischen Verdampfer und Gaskühler ausbildet. Sobald flüssiges Kältemittel zurück in den Gaskühler gelangt, um dort durch die Wärmezufuhr aus dem Wasser zu verdampfen, liegt auch im Gaskühler ein zweiphasiges Gemisch vor, dem aber die höhere Temperatur des Wassers aufgeprägt wird. Der Druck im System steigt sprunghaft an. Der sich neu einstellende Gleichgewichtszustand des Kältemittels in dieser Phase wird nun durch zwei Grenzen vorgegeben: Der Sättigungsdruck von etwa 40 bar, der durch die Temperatur der Luftseite des Verdampfers mit etwa  $3^\circ\text{C}$

vorgegeben wird, sowie der Sättigungsdruck von etwa 72 bar, der sich durch die Temperatur des Wassers von 30°C im Gaskühler einstellt. Innerhalb dieser beiden Drucklagen stellt sich der Systemdruck in Abhängigkeit von der Charakteristik der Wärmeübertragung innerhalb beider Wärmeübertrager ein. Für die beiden luft- und wasserseitig übertragenen Wärmeströme gilt:

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_W$$

Mit dem übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T$  folgt hieraus:

$$\begin{aligned} (k \cdot A)_L \cdot \Delta T_L &= (k \cdot A)_W \cdot \Delta T_W \\ \frac{\Delta T_L}{\Delta T_W} &= \frac{(k \cdot A)_W}{(k \cdot A)_L} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Bei einer noch geringen Füllmenge ist  $\Delta T_L < \Delta T_W$ , was auf eine relativ zum Gaskühler gute Wärmeübertragungsfähigkeit im Verdampfer schließen lässt:

$$(k \cdot A)_L > (k \cdot A)_W.$$

Der sich einstellende Gleichgewichtsdruck liegt näher an der unteren Grenze. Vermutlich werden die ersten im Gaskühler gelangten Flüssigkeitstropfen bereits kurz nach Eintritt verdampft, wodurch die übrige Fläche lediglich zum Überhitzen genutzt wird. Die Wasseraustrittstemperatur des Gaskühler sinkt durch das große innere Volumen zeitverzögert ab. Da das Kältemittel im Kreislauf nun umläuft liegt eine Zustandsänderung in beiden Wärmeübertragern vor, so dass die Zustandspunkte (Ein- und Austritt des Verdampfers und des Gaskühlers) im  $p, h$ -Diagramm mit Linien der Zustandsänderung verbunden werden (Betriebszustand ②).

**Leistungssteigerung des Naturumlaufs** Durch weitere Befüllung verschiebt sich die Lage des Gleichgewichtsdrucks weiter nach oben. Der Gaskühler wird von der Betriebscharakteristik besser, es wird zunehmend mehr Fläche zum Verdampfen genutzt. Das Verhältnis der treibenden Temperaturdifferenzen aus Gleichung 6.4 verändert sich zu Gunsten des Gaskühlers, wodurch der Druck im System steigt (Betriebszustand ③).

**Einphasiger Naturumlauf** Bei einer vollständigen Flutung der Versuchsanlage liegt ein Naturumlauf einer Flüssigkeit ohne Phasenwechsel vor. Der Druck löst sich von den durch die aufgeprägten Temperaturen auferlegten Grenzen des Zweiphasengebiets und ist fortan unabhängig von der Temperatur (Betriebszustand ④). Die Zustandsänderung im Kreislauf würde sich bei weiterer Befüllung zwischen den beiden Isothermen, die durch die Temperaturen der Sekundärmedien vorgegeben werden, zu höheren Drucklagen verschieben (Betriebszustand ⑤).

Das Einsetzen des Naturumlaufs in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge konnte im Versuch eindeutig nachgewiesen werden. In Abbildung 6.8 ist zu erkennen,

dass eine relevante Änderung der betrachteten Systemgrößen erst eintritt, nachdem in vier Befüllzyklen zur Startfüllmenge von  $0,7 \text{ kg CO}_2$  etwa  $0,2 \text{ kg}$  Kältemittel zugefüllt wurden.

Tatsächlich stellt diese Füllmenge jedoch noch nicht den optimalen Füllstand für den Abtauvorgang dar: Betrachtet man die insgesamt übertragenen Leistungen auf der Luft- und Wasserseite während des Naturumlaufbetriebs in Abbildung 6.10, ist eine Leistungssteigerung bis zu einer Füllmenge von etwa  $1,0 \text{ kg}$  zu erkennen. Zu beachten ist, dass die auf der Luftseite insgesamt übertragene Leistung an die Leistung der Wasserseite angepasst worden ist. Das anschließende Leistungsplateau erstreckt sich bis zu einer Füllmenge von ca.  $1,5 \text{ kg}$ , bei weiterer Befüllung knickt der Leistungsverlauf wieder ein. Ein Leistungsmaximum des Naturumlaufs in Abhängigkeit der Füllmenge wurde auch von ZIMMERMANN beobachtet [Zimmermann/Melo 2008].

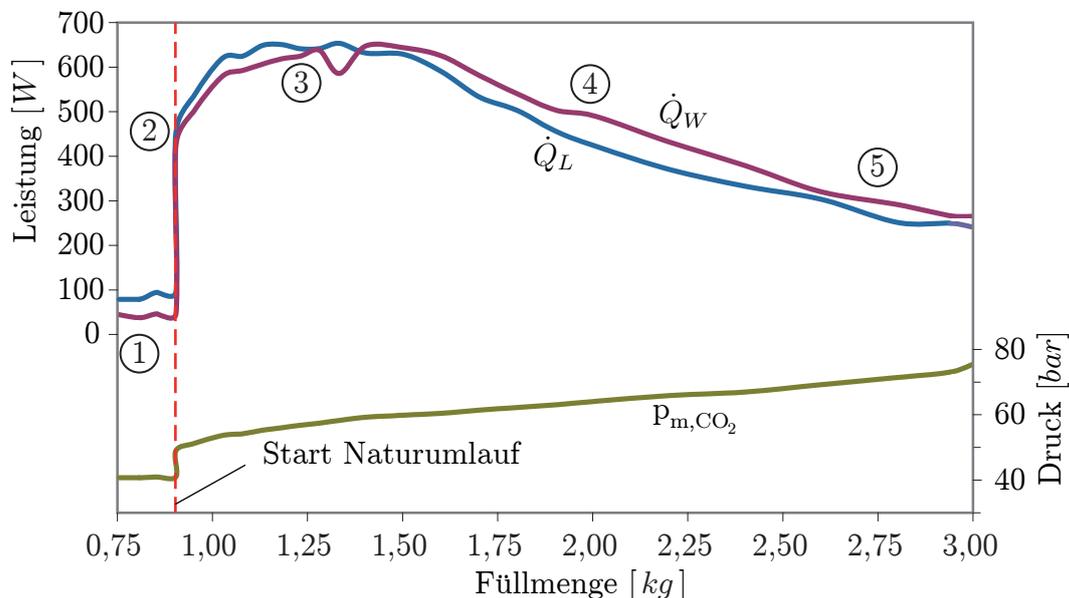


Abbildung 6.10: Übertragene Leistung auf der Wasser- und Luftseite in Abhängigkeit der Füllmenge. Auftragung der luftseitigen Leistungen der einzelnen Verdampferreihen. Initialisierung des Naturumlaufs bei einer Füllmenge von  $0,9 \text{ kg}$ .

Der Naturumlauf funktioniert im Flüssigkeitsgebiet zwar weiterhin allerdings nicht mehr so effektiv wie beim zweiphasigen Umlauf. Der Leistungsverlauf knickt ein. Klar wird dies unter Berücksichtigung der Dichtedifferenzen. Exemplarisch werden dazu aus Gründen der Vergleichbarkeit vereinfacht drei Naturumläufe (gasförmig, zweiphasig, flüssig) bei verschiedenen Drucklagen bzw. Füllmengen betrachtet, die Wärme bei  $10^\circ\text{C}$  aufnehmen und bei  $20^\circ\text{C}$  wieder abgeben. Bei einem Druck von  $35 \text{ bar}$  liegt der Naturumlauf einphasig im Gasgebiet, bei  $55 \text{ bar}$  zweiphasig und bei  $70 \text{ bar}$  wiederum einphasig im Flüssigkeitsgebiet vor. Tabelle 6.4 zeigt die Zustandsgrößen an.

Bei einem einphasigen Naturumlauf liegt mit einer flüssigen Befüllung eine um den Faktor 12 höhere Dichtedifferenz zwischen den beiden Wärmeübertragern vor, als bei

Typ Naturumlauf	p [bar]	$\vartheta$ [°C]	treibendes $\Delta T$ [K]	$\Delta\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Relation [%]
Einphasig, Gasgebiet	35	10 ... 20	10 K	7,16	1
Zweiphasig	55	10 ... 20	10 K	702,55	100
Einphasig, Flüssigkeitsgebiet	70	10 ... 20	10 K	84,51	12

Tabelle 6.4: Vergleich der Dichtedifferenz zwischen verschiedenen Betriebszuständen des Naturumlaufs

einer rein gasförmigen Befüllung. Dies erklärt, warum der Naturumlauf bei geringer Füllmenge nur sehr träge oder gar nicht in Gang kommt. Bei einem zweiphasigen Naturumlauf ist in dieser exemplarischen Berechnung die Dichtedifferenz um den Faktor 8 höher als beim flüssig befüllten einphasigen Pendant, wodurch die Leistung noch erhöht werden kann.

Im realen Fall spielt nicht nur die Dichtedifferenz eine Rolle für die Leistung. Vielmehr ist es ein Zusammenwirken von Dichtedifferenz  $\Delta\rho$ , jeweiliger Wärmeübertragungsfähigkeit  $k \cdot A$  der beiden Wärmeübertrager sowie der Füllmenge  $m_{CO_2}$ , die die Effizienz des Wärmeübertragers, welche sich im k-Wert widerspiegelt, beeinflusst.

Für die untersuchte Versuchsanlage ergibt sich aus den durchgeführten Befüllversuchen für eine hohe Leistung des Naturumlaufs ein Bereich optimaler Füllmenge von  $m_{CO_2} = 1,0 \dots 1,5 \text{ kg}$ . Bei einer Höhe von etwa  $2,5 \text{ m}$  kann eine Leistung von etwa  $\dot{Q} = 650 \text{ W}$  für die Abtauung übertragen werden.

# Kapitel 7

## Energetische Bewertung

In diesem Kapitel erfolgt die energetische Bewertung der Naturumlaufabtauung im Vergleich zu den beiden dominierenden gängigen Abtauverfahren mit Prozessumkehr und Heißgas als Ganzes unter Berücksichtigung des Zeitraums eines Jahres. Dazu wird der Klimadatensatz des Deutschen Wetterdienstes herangezogen, mit Hilfe dessen die Jahresarbeitszahl als ein Bewertungskriterium des energetischen Vergleichs berechnet werden kann.

Zunächst wird die Herangehensweise zur Berechnung der Jahresarbeitszahl vorgestellt, bevor damit eine Aussage über die Güte des Abtauverfahrens getroffen wird. Es sei darauf hingewiesen, dass es sich hierbei lediglich um einen energetischen Vergleich der beiden gängigen Abtauverfahren mit der in dieser Arbeit vorgestellten innovativen Naturumlaufabtauung handelt. Auf einen Vergleich verschiedener Wärmepumpen oder gar auf die zur Zeit allgegenwärtigen Diskussion verschiedener Kältemittel zielt dieses Kapitel nicht ab. Für die energetische Bewertung wird jeweils die Betriebscharakteristik für ein und dieselbe Wärmepumpe verwendet.

Die Berechnung der Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe ist in der VDI-Richtlinie VDI 4650 beschrieben [VDI 4650]. Dazu wird die Leistungszahl der Wärmepumpe bei einer Warmwassertemperatur von  $35^{\circ}\text{C}$  bei drei verschiedenen durch die DIN EN 14511/DIN EN 255-3 vorgegebenen Außentemperaturen ( $-7^{\circ}\text{C}$ ,  $2^{\circ}\text{C}$  und  $10^{\circ}\text{C}$ ) in der Berechnung berücksichtigt. Der Verflüssiger der konventionellen Wärmepumpe weist dabei ein Temperaturhub von lediglich  $7\text{ K}$  auf. Es wird deutlich, dass diese VDI-Richtlinie nicht für transkritisch betriebene  $\text{CO}_2$ -Wärmepumpen gedacht ist. Ein Vergleich der Jahresarbeitszahl nach dieser Berechnung würde mit dem Kältemittel  $\text{CO}_2$  nicht gerecht ausfallen.

Ein weiterer Aspekt ist die Berücksichtigung der Vereisung der Wärmepumpen mit der Wärmequelle Luft. In der VDI-Richtlinie 4650 wird nicht darauf eingegangen. Als Basis für die Berechnung der Jahresarbeitszahl werden Messdaten nach DIN EN 14511/DIN EN 255-3 hinzugezogen, in denen die Vereisung schon erfasst ist. Für die Bewertung der Abtauverfahren ist die Berechnung der Jahresarbeitszahl bei diesen ungünstigen Randbedingungen für  $\text{CO}_2$  nicht zielführend. Die Bestimmung der auftre-

tenden Reifmenge ist hierbei eine zentrale Einflussgröße bei der Bewertung. Aus diesem Grund wird die Jahresarbeitszahl anders als üblich ermittelt. Neben der Bestimmung der Reifmenge gehen die Klimadaten, die Bedarfswerte eines Referenzgebäudes und der *COP* in die Berechnung mit ein.

Der Heizmodus der Wärmepumpe und somit die eigentliche Vereisung ist im Grunde genommen bei allen drei Verfahren gleich. Infolge der klimatischen Randbedingungen vereist der Verdampfer im Heizbetrieb mal mehr, mal weniger, und das unabhängig vom gewählten Abtauverfahren. Es wird daher nicht auf eine absolute Jahresarbeitszahl wert gelegt, vielmehr geht es hier um einen relativen Vergleich der Abtauverfahren untereinander.

## 7.1 Leistungszahl der Wärmepumpe

Für die Berechnung der Jahresarbeitszahl einer mit Luft als Wärmequelle betriebenen Wärmepumpe ist die Kenntnis des *COP* in Abhängigkeit der Außenluft sowie der senkenseitigen Betriebsbedingungen von wesentlichem Interesse.

Die in Kapitel 6.2 vorgestellte Versuchsanlage ist dahingehend konzipiert worden, die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Naturumlaufs experimentell zu bestätigen und zuvor am Verdampfer angewachsenes Eis abzutauen. Repräsentative Ergebnisse hinsichtlich des Wärmepumpenbetriebs mit hohen Leistungszahlen wurden nicht erstellt. Es soll daher auf einen *COP* in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur aus der Literatur zurückgegriffen werden.

An der geringen Anzahl publizierter Messergebnisse ist zu erkennen, dass noch nicht viele CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen untersucht wurden. Es gibt bisher nur wenige Hersteller von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen, die darüber hinaus in ihren Firmenprospekten eher zurückhaltend in der Aussage der Leistungszahl über ein Temperaturspektrum sind. Am Wärmepumpen-Testzentrum Buchs WPZ wurden seit Ende 1995 Luft/Wasser-Wärmepumpen nach der Prüfnorm DIN EN 255 getestet ([WPZ 2005b, c]). Sowohl diese Norm als auch die Nachfolgenorm DIN EN 14511 gilt ausdrücklich nicht für transkritisch betriebene Wärmepumpen. Da sich das Prüfreglement des WPZ ([WPZ 2005a]) ebenfalls auf die Norm DIN EN 14511 abstützt, gilt es ebenfalls nur für unterkritische Wärmepumpen. In den Prüfnormen liegen die Rücklauftemperaturen 10 K unterhalb der Vorlauftemperaturen. Daraus resultieren relativ geringe Temperaturhübe auf der Wärmesenkenseite, bei denen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen ihre Vorteile gegenüber konventionellen Wärmepumpen nicht zeigen können [Friedl/Schiefelbein 2005]. Auf die Messungen des WPZ kann daher nicht zurückgegriffen werden.

Die wenigen publizierten Messergebnisse verschiedener Autoren unterscheiden sich allerdings auch stark in den Randbedingungen. FRIEDL und SCHIEFELBEIN haben sich einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe mit kleiner Leistung zur Wärmeversorgung eines Passivhauses gewidmet. Mit der Wärmepumpe wurden Messungen sowohl für die Warmwasserbe-

reitung als auch für die Heizwärmeversorgung durchgeführt. Neben der Erwärmung des Wassers von 17 auf 70°C bei einer Heizleistung von 2 kW wird in einem anderen Konzept die Erwärmung von 25 auf 60°C messtechnisch erfasst. Anstelle eines luftbeaufschlagten Verdampfers wird das Kältemittel allerdings durch eine elektrische Wärmezufuhr verdampft. Die Verdichtereffizienz  $\eta$  ist in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\pi$  angegeben und liegt im Bereich von  $\pi = 2 \dots 4$  bei etwa  $\eta = 0,59 \dots 0,51$ .

NEKSÅ untersuchte eine CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung mit einer Heizleistung von 50 kW. Das Wasser wurde von 10 auf 60°C [Nekså 2002] sowie von 8 auf 60°C bzw. 70°C (siehe [Rieberer et al. 2005]) erwärmt. Der COP-Verlauf ist jeweils als Funktion der Verdampfungstemperatur angegeben. Die Verdichtereffizienz  $\eta$  betrug jeweils 0,9. STENE zeigt berechnete COP-Werte einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung als Funktion der Verdampfungstemperatur, die im Rahmen einer in norwegisch verfassten Diplomarbeit erstellt wurden [Stene 2008; Hjerkin 2007]. Darin wird Wasser von 5 auf 70°C erwärmt. Bei der Aussage über die Verdichtereffizienz wird auf typische Verläufe aus Labormessungen verwiesen. Der Heizleistungsbereich wird angegeben mit 5 bis 60 kW.

Die Vielzahl der Randbedingungen machen einen Vergleich schwierig. In Kombination mit einem Schichtenladespeicher ergeben sich Werte für die Warmwasserbereitung von 25 auf 60°C auf der Senkenseite der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe [Kosowski et al. 2006], bei denen FRIEDL und SCHIEFELBEIN Messungen vorgenommen haben [Friedl/Schiefelbein 2005]. Für die vergleichende Untersuchung der Abtauverfahren werden die Messungen dieser beiden Autoren für den Betriebspunkt der Wassererwärmung von 25 auf 60°C als repräsentativer COP-Verlauf über der Umgebungstemperatur verwendet.

Die vorhandenen Klimadaten erfordern eine Umrechnung der Verdampfungstemperatur auf die Umgebungstemperatur. Mit den getroffenen Annahmen aus Tabelle 7.1 liegt die Umgebungstemperatur etwa 4 K oberhalb der Verdampfungstemperatur. Die von den Autoren angegebene Ausgleichskurve ist entsprechend zu korrigieren:

$$COP = 1,17 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\vartheta_{Umg}^2}{\text{°C}} + 7,512 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\vartheta_{Umg}}{\text{°C}} + 2,709 \quad (7.1)$$

Anzumerken ist, dass die Verdichtereffizienz bei FRIEDL und SCHIEFELBEIN unter den Erwartungen des Herstellers lag [Friedl/Schiefelbein 2005].

Die für die Berechnung der Jahresarbeitszahl erforderlichen Heizenergie- und Warmwasserbedarfswerte wurden aus TRNSYS-Simulationsstudien für ein Referenzgebäude bestimmt. Das Gebäude wurde im Jahr 2004 als Passivhaus mit einer Wohnfläche von 165 m<sup>2</sup> in der Region Braunschweig errichtet. In den Simulationsuntersuchungen wurde das Gebäudemodell bei Variation des baulichen Wärmeschutzes unter Beibehaltung der Geometrie auch als Niedrigstenergiehaus abgebildet. Bei Durchführung der Simulationsstudien wurde der Klimadatensatz für die Region Hamburg des DWD zugrunde gelegt. Eine ausführliche Beschreibung ist im DBU-Abschlussbericht Az 20866 aufgeführt [Kosowski et al. 2006].

	Passivhaus	Niedrigstenergiehaus
Heizleistung	$\dot{Q}_{H,PH} = 2 \text{ kW}$	$\dot{Q}_{H,NSTH} = 6 \text{ kW}$
Kälteleistung = 2/3 Heizleistung	$\dot{Q}_{0,PH} = 1,33 \text{ kW}$	$\dot{Q}_{0,NSTH} = 4 \text{ kW}$
Volumenstrom	$\dot{V}_{L,PH} = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V}_{L,NSTH} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$
Dichte*	$\rho_L = 1,275 \text{ kg/m}^3$	$\rho_L = 1,275 \text{ kg/m}^3$
Wärmekapazität*	$c_{p,L} = 1006 \text{ J/kgK}$	$c_{p,L} = 1006 \text{ J/kgK}$
Temperaturdifferenz	$\Delta T = 3,12 \text{ K}$	$\Delta T = 3,21 \text{ K}$

\* Stoffwerte für trockene Luft bei  $0^\circ\text{C}$

Tabelle 7.1: Abschätzung der luftseitigen Temperaturdifferenz bei konstanter Leistung

## 7.2 Bestimmung der Eismasse am Verdampfer

Neben der elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe zur Deckung der Bedarfs- werte für Warmwasser und Heizung muss der Abtauenergieaufwand in die Berechnung der Jahresarbeitszahl miteinbezogen werden. Der Abtauenergieaufwand setzt sich aus sensiblen und latenten Anteilen zusammen: Nach Umschaltung in den Abtaubetrieb muss die Reifmasse mitsamt der Rohrleitungen und Lamellen des Verdampfers zunächst bis zum Gefrierpunkt erwärmt werden. Bei Betriebsstunden mit tiefen Außentempera- turen ist die Zufuhr sensibler Wärme höher als bei Temperaturen knapp unterhalb des Gefrierpunkts, dies wird in der Berechnung des Abtauenergieaufwands berücksichtigt. Am Gefrierpunkt erfolgt die Abtauung der Reifschicht durch latente Wärmezufuhr, be- vor im letzten Schritt der Enteisung der komplette Verdampfer auf wenige Grad Celsius über den Gefrierpunkt erwärmt wird, um ein sofortiges Anfrieren des geschmolzenen Eises bei erneutem Wärmepumpenbetrieb zu vermeiden.

Es stellt sich die Frage, wie viel Reif bei welcher Temperatur und Luftfeuchte auf dem Verdampfer anwächst und dies in Abhängigkeit der am Verdampfer übertragen- en Leistung. Die Literatur gibt hinsichtlich experimenteller Daten kaum Aufschluss darüber. Manche Autoren betrachten lediglich eine geometrische Form wie beispiels- weise einen ebenen Kanal oder eine überströmte Platte [Shin et al. 2003; Sahinagic et al. 2004; Hayashi et al. 1977a], andere untersuchen die Frostbildung des Wärmeübertra- gers als Ganzes separat [Lenic et al. 2009; Seker et al. 2004] oder in einer Wärmepumpe integriert [Guo et al. 2008; Yang/Lee 2004; Bouma 1980]. Neben der in Kapitel 3.1 be- trachteten komplexen Berechnung der Dichte und Wärmeleitfähigkeit der Reifschicht variieren weitere Einflussgrößen wie Bauart des Verdampfers, Verwendungszweck und luftseitige Anströmbedingungen sehr stark bei den verschiedenen Publikationen. Es wird deutlich, dass die Reifbildung von zu vielen Parametern abhängt, die einen Ver- gleich verschiedener Publikationen unmöglich macht.

Messdaten sind freundlicherweise aus dem abgeschlossenen Projekt LOREF von der HOCHSCHULE LUZERN (Schweiz) [Sahinagic et al. 2004] zur Verfügung gestellt worden.

Im Projekt LOREF hat SAHINAGIC experimentelle Untersuchungen an einer gekühlten Platte mit definierter Fläche vorgenommen. Im Rahmen der Versuche wurden einerseits bei konstanter relativer Feuchte von 85% die Luft Eintrittstemperatur, andererseits bei konstanter Luft Eintrittstemperatur von 4°C (Referenzmessung) die relative Feuchte von 70% bis 95% variiert. In Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ergaben sich insbesondere in dem von SAHINAGIC definierten kritischen Temperaturbereich von 2 bis 7°C die größten Eismengen auf der Platte. Bei tieferen Temperaturen wurde zwar etwa die gleiche Frostdicke wie bei der Referenzmessung bei 4°C festgestellt, allerdings auch weniger Frostmasse. Dieses ist dadurch zu begründen, dass die Reifschicht durch direkte Desublimation des Wasserdampfes angewachsen ist. Die Frostdicke ist somit kleiner, so dass trotz geringerer Frostmasse eine annähernd gleiche Frostdicke vorlag. Bei Untersuchungen zum Einfluss der relativen Luftfeuchtigkeit wurde bei höheren Werten mehr Frost ausgeschieden. Dies ist auf das größere Konzentrationsgefälle zwischen Kernströmung der feuchten Luft und der Reifoberfläche zurückzuführen.

Mit Hilfe der Messdaten aus dem LOREF-Projekt wird eine Abschätzung vorgenommen, wie viel Eismasse bei bestimmten Umgebungsbedingungen am Verdampfer der Wärmepumpe zu erwarten ist. Die Messergebnisse aus dem LOREF-Projekt wurden nicht exakt bei den gleichen Bedingungen, wie sie bei einer luftbeaufschlagten Wärmepumpe vorliegen, ermittelt. Zur Bestimmung der Frostmasse sei diese Abschätzung hinreichend für den Vergleich der Abtauverfahren untereinander. Die Eismasse zu jeder Stunde des Jahres ist im Wesentlichen abhängig von den klimatischen Bedingungen ( $\vartheta$ ,  $\varphi$ ), der Betriebszeit  $t_{WP}$  der Wärmepumpe sowie dem  $COP$  der Wärmepumpe.

Bei angenommener konstanter Heizleistung der Wärmepumpe ( $\dot{Q}_{H,NSTH} = 6 \text{ kW}$  für ein Niedrigstenergiehaus,  $\dot{Q}_{H,PH} = 2 \text{ kW}$  für ein Passivhaus (siehe Tabelle 7.1)) macht sich eine Änderung des  $COP$  der Wärmepumpe auch bei der angewachsenen Reifschicht bemerkbar. Je höher der  $COP$  der Anlage ist, desto weniger elektrische Antriebsleistung ist für den Verdichter erforderlich. Um dennoch die nötige Heizleistung bereitzustellen, wird im Verdampfer mehr Wärme übertragen, wodurch mehr Reif anwächst. Eine Verbesserung des  $COP$  bewirkt demnach eine Erhöhung der Eismachstumsrate.

Aus den Messdaten von LOREF lässt sich eine Massenstromdichte bezogen auf 1 m<sup>2</sup> Übertragungsfläche in Abhängigkeit der Temperatur und relativen Feuchte der Luft ermitteln:

$$\dot{m}_F^A = \dot{m}_F^A(\vartheta, \varphi) \quad (7.2)$$

Die Berechnung mit den zugrunde gelegten Messdaten und Annahmen ist [Kosowski 2009] aufgeführt. Bei Kenntnis der luftseitigen Übertragungsfläche  $A_{L,VD}$  berechnet sich der Frostmassenstrom folgendermaßen:

$$\dot{m}_F = \dot{m}_F^A \cdot A_{L,VD} \quad (7.3)$$

Der in LOREF gemessene Wärmestrom  $\dot{Q}$  in Abhängigkeit der Lufttemperatur  $\vartheta$  und der relativen Feuchtigkeit  $\varphi$  entspricht nicht der am Verdampfer der Wärmepumpe

übertragenen Leistung. Je nach Leistung am Verdampfer erhöht oder erniedrigt sich die ausgeschiedene Frostmasse im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom, wenn man einen linearen Zusammenhang der Leistung und der Eismasse zugrunde legt. Die am Verdampfer der Wärmepumpe übertragene Leistung  $\dot{Q}_0$  lässt sich über die Heizleistung und den  $COP$  ermitteln:

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_0 + P_{el}}{P_{el}} \Leftrightarrow \dot{Q}_0 = (COP - 1) \cdot P_{el}. \quad (7.4)$$

Zur Berücksichtigung unterschiedlicher Leistungen und der luftseitigen Übertragungsfläche des Verdampfers  $A_{L,VD}$  wird mit Hilfe der aus den Messdaten gewonnenen Wärmestromdichte ein Gewichtungsfaktor  $f_Q$  definiert, der in die Berechnung der gebildeten Eismasse eingeht:

$$f_Q = \frac{\dot{Q}_0}{q \cdot A_{L,VD}}. \quad (7.5)$$

Die treibende Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung sei bei dieser Betrachtung unabhängig von der Fläche des Verdampfers. Die Berechnung der Wärmestromdichte  $q = q(\vartheta, \varphi)$  wird ebenfalls [Kosowski 2009] durchgeführt und erläutert.

Die Vereisung tritt nur bei bestimmten Klimabedingungen auf. Mathematisch betrachtet kann auch Eis im Hochsommer an den Verdampferlamellen anwachsen. Um dies auszuschließen, ist eine Fallunterscheidung für die Eisbildung vorzunehmen. Die obere Grenze der Temperatur, bei der Eisbildung auftreten kann, wird im Folgenden mit  $7^\circ C$  festgelegt. Die untere Grenze der relativen Luftfeuchte liegt bei 60%. Innerhalb dieses Bereichs kann sich eine Reifschicht ausbilden, sofern die Wärmepumpe in Betrieb ist.

Somit kann die angewachsene Eismasse in einer beliebigen Stunde  $n$  folgendermaßen bestimmt werden:

$$m_{F,n} := \begin{cases} 0 & \text{wenn } \vartheta_n > 7^\circ C \text{ oder } \varphi_n < 60\% \text{ (beim Niedrigstenergiehaus)} \\ \dot{m}_F \cdot t_{WP,n} \cdot f_{Q,n} & \text{ansonsten} \end{cases} \quad (7.6)$$

Die Gesamtmasse an Eis berechnet sich zu:

$$m_F = \sum_{n=1}^{8760} m_{F,n} \quad (7.7)$$

### 7.3 Vergleich der Abtauverfahren

Die Energieströme der verschiedenen Abtauverfahren sind schematisch in Abbildung 7.1 veranschaulicht. Bei der Heißgasabtauung (a) ist nur der direkte Energieaufwand relevant, nach erfolgter Abtauung kann die Wärmepumpe im Heizbetrieb mit der Bereitstellung von Wärme fortsetzen. Die Abtauleistung  $\dot{Q}_{Abt}$  entspricht der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters  $P_{el,Abt}$  während der Abtauung.

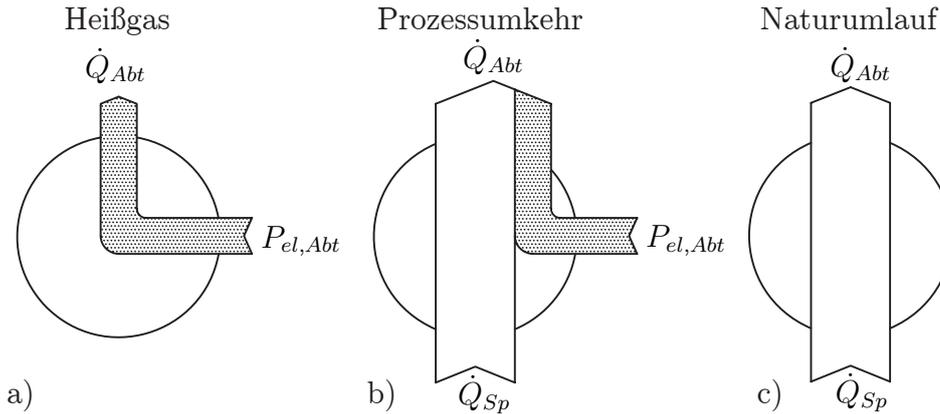


Abbildung 7.1: Schematische Darstellung der Energieströme während der Abtauung für das Verfahren mit Heißgas a), mit Prozessumkehr b) und mit Naturumlauf c). Die über den Wärmestrom  $\dot{Q}_{Sp}$  geliehene Wärme aus dem Speicher ist anschließend wieder zurückzuführen.

Bei der Prozessumkehr- (b) wie auch bei der Naturumlaufabtauung (c) bedient man sich der Wärme aus dem Speicher  $Q_{Sp}$ , die nach der Beendigung der Abtauung zunächst wieder im erneuten Heizbetrieb kompensiert werden muss. Dieses ist bei der Prozessumkehr umso energieaufwändiger je tiefer die Temperatur an der Wärmequelle ist. Das Wasser wird aus dem unteren Drittel des Schichtenladespeichers entnommen, überträgt den Wärmestrom  $\dot{Q}_{Sp}$  an das Kältemittel, wodurch es sich abkühlt, und wird an der untersten Stelle wieder in den Speicher eingespeist. Dadurch erhält man für das anschließende Wiederaufheizen eine niedrigere Rücklauftemperatur für den Gaskühler der Wärmepumpe, so dass sich die Effizienz des  $\text{CO}_2$ -Kreislaufs erhöht. STENE hat in Untersuchungen gezeigt, dass sich der  $COP$  der Wärmepumpe je Kelvin niedrigerer Rücklauftemperatur um etwa 1 bis 1,5% steigern lässt [Stene 2004; Rieberer et al. 2005]. Für die Berechnung der Jahresarbeitszahl wird angenommen, dass das untere Speicherwasser um  $5\text{ K}$  auf  $20^\circ\text{C}$  abgekühlt wird. Der  $COP$  lässt sich somit um etwa 7,5% steigern und wird in den Gleichungen als  $COP^+$  gekennzeichnet.

### 7.3.1 Heißgasabtauung

Der Energiebedarf der Wärmepumpe während der Abtauung ist gleich dem Abtauenergieaufwand  $\Delta Q^+$ :

$$E_{Abt,direkt}^{HG} = \Delta Q^+ \quad (7.8)$$

Die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters während der Abtauung wird mit  $P_{el,Abt,PH} = 600\text{ W}$  für die Wärmepumpe des Passivhauses und mit  $P_{el,Abt,NSTH} = 1800\text{ W}$  für das Pendant im Niedrigstenergiehaus angesetzt. Die Pumpe zur Beladung des Schichtenladespeichers wird nicht verwendet. Die Betriebszeit der Abtauung einer

beliebigen Stunde  $n$  lässt sich berechnen über den erforderlichen Abtauenergieaufwand:

$$t_{Abt,n}^{HG} = \frac{\Delta Q_n^+}{\dot{Q}_{Abt,n}} = \frac{\Delta Q_n^+}{P_{el,Abt,n}} \Big|_{HG} \quad (7.9)$$

Die Leistungsaufnahme des Verdichters erhöht sich um diejenige bei der Abtauung, wodurch sich die Jahresarbeitszahl  $JAZ$  verringert. Der  $COP$  der Wärmepumpe ergibt sich bei erneutem Heizbetrieb aus Gleichung 7.1.

$$JAZ = \frac{\sum_{n=1}^{8760} Q_n}{\sum_{n=1}^{8760} \left( \frac{\dot{Q}_H}{COP_n} \cdot t_{WP,n}^{HG} + E_{Abt,direkt}^{HG} \right)} \quad (7.10)$$

### 7.3.2 Prozessumkehr

Die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters ist identisch zum Prozess mit Heißgasabtauung. Die Leistungsaufnahme der Pumpe auf der Wasserseite beträgt  $50\text{ W}$  im Niedrigstenergiehaus und  $30\text{ W}$  im Passivhaus. Zur Deckung des Wärmebedarfs für das Gebäude kann bei der Prozessumkehr zwischen drei Betriebsmodi unterschieden werden.

**Direkter Abtauenergiebedarf** Zum Schmelzen der Reifschicht arbeitet die Wärmepumpe im Umkehrmodus. Durch konstante Betriebsbedingungen sowohl auf der Quellen- als auch auf der Senkenseite erfolgt die Abtauung mit Hilfe der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters  $P_{el,Abt}$  und einer aus dem Speicher *geliehenen* Wärmemenge  $Q_{Sp}$  bzw. einem Wärmestrom  $\dot{Q}_{Sp}$  (siehe Abbildung 7.1b):

$$\dot{Q}_{Abt} = P_{el,Abt} + \dot{Q}_{Sp}. \quad (7.11)$$

Vorwegnehmend weist dieses Verfahren im Vergleich zu den anderen beiden die größte Abtauleistung auf. Die Leistungszahl der Wärmepumpe bei der Prozessumkehr ist durch die insgesamt niedrigere Drucklage etwas höher einzustufen, als im Heizbetrieb der Wärmepumpe. In der Literatur sind keine  $COP$ -Werte der Wärmepumpe während der Prozessumkehr aufgeführt. Variationen dieses  $COP$  zeigen nur einen geringfügigen Einfluss auf den Energiebedarf. Nach Gesprächen mit Herstellern wird der  $COP$  festgelegt zu:

$$COP_{PU} = \frac{\dot{Q}_{Abt}}{P_{el,Abt}} = 3,3. \quad (7.12)$$

Die Betriebszeit für die direkte Abtauung in der Stunde  $n$  berechnet sich folgendermaßen:

$$t_{Abt,n}^{PU} = \frac{\Delta Q_n^+}{\dot{Q}_{Abt,n}} = \frac{\Delta Q_n^+}{P_{el,Abt,n} + \dot{Q}_{Sp,n}} \Big|_{PU} = \frac{\Delta Q_n^+}{P_{el,Abt,n} \cdot COP_{PU}} \Big|_{PU} \quad (7.13)$$

Die während der direkten Abtauung *geliehene* Wassermenge wird auf  $20^\circ\text{C}$  abgekühlt und ergibt sich zu:

$$V_{W,20^\circ\text{C}}^{PU} = \frac{\dot{Q}_{Sp}}{\rho_W \cdot c_{p,W} \cdot (25^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})} \cdot t_{Abt}^{PU} \quad (7.14)$$

Der Energiebedarf der Wärmepumpe bei der direkten Abtauung beinhaltet die Leistungsaufnahme des Verdichters und der Pumpe zur Einspeisung des Wassers in den Schichtenladespeicher:

$$E_{Abt,direkt}^{PU} = \frac{\Delta Q^+}{COP_{PU}} + P_{el,Pumpe} \cdot t_{Abt}^{PU} \quad (7.15)$$

**Indirekter Abtauenergiebedarf** Die *geliehene* Wärmemenge aus dem Speicher muss zunächst wieder dorthin zurückgespeist werden. Da sich das Wasser auf  $20^\circ\text{C}$  abgekühlt hat, kann es mit einem höheren  $COP^+$  auf  $60^\circ\text{C}$  erwärmt werden. Im Vergleich zur Erwärmung von  $25$  auf  $60^\circ\text{C}$  ist zwar eine höhere Wärmemenge je Liter Wasser von  $E = 0,001 \text{ m}^3 \cdot 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 4190 \text{ J/(kgK)} \cdot 5 \text{ K} = 20,950 \text{ kJ}$  erforderlich, mit dem besseren  $COP^+$  erfolgt die Rückspeisung aber mit geringerem Aufwand. Der Energiebedarf der Wärmepumpe berechnet sich zu:

$$E_{WP,COP^+}^{PU} = \frac{Q_{20 \rightarrow 60^\circ\text{C}}}{COP^+} = \frac{V_{W,20^\circ\text{C}}^{PU} \cdot \rho_W \cdot c_{p,W} \cdot (60^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})}{COP^+} \quad (7.16)$$

**Normalbetrieb** Ist die *geliehene* Wärmemenge wieder aufgebraucht, erhöht sich die Rücklaufemperatur des Gaskühlers wieder auf  $25^\circ\text{C}$ . Die Wärmepumpe arbeitet bis zur Deckung des gesamten Wärmebedarfs der Stunde  $n$  wieder im *Normalbetrieb* mit dem  $COP$  aus Gleichung 7.1. Die Zurückspeisung des kälteren Wassers hat bereits zur Wärmebedarfsdeckung des Hauses beigetragen, so dass beim Normalbetrieb in der Betriebszeit  $t_{PU,WP,n}$  lediglich der Restbedarf  $E_{WP}$  aufzuwenden ist:

$$E_{WP,Rest}^{PU} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_n} \cdot t_{WP,Rest}^{PU} \quad (7.17)$$

Die Summe aus direktem und indirektem Energiebedarf der Wärmepumpe und dem Restbedarf bei normalem COP verringert sich im Vergleich zur Heißgasabtauung. Die Jahresarbeitszahl lässt sich folgendermaßen bestimmen:

$$JAZ = \frac{\sum_{n=1}^{8760} Q_n}{\sum_{n=1}^{8760} \left( E_{Abt,direkt}^{PU} + E_{WP,COP^+}^{PU} + E_{WP,Rest}^{PU} \right)} \quad (7.18)$$

### 7.3.3 Naturumlauf

Die Naturumlaufabtauung bezieht die zur Abtauung erforderliche Wärme allein aus dem Schichtenladespeicher (siehe Abbildung 7.1c). Die Abtauleistung entspricht somit der Entzugsleistung des Speichers:

$$\dot{Q}_{Abt} = \dot{Q}_{Sp}. \quad (7.19)$$

Die aus Messungen an der Versuchsanlage ermittelte Leistung des Naturumlaufs beträgt  $\dot{Q}_{NU} = 650 \text{ W}$  (siehe Kapitel 6.3.2). Da die Messungen an einer Versuchsanlage in der Leistungsklasse einer Passivhaus-Wärmepumpe durchgeführt wurden, stellt dies die untere Leistungsgrenze des Naturumlaufs dar. Bei größeren Wärmeübertragern für die Leistungsklasse einer Niedrigstenergiehaus-Wärmepumpe sind voraussichtlich höhere Leistungen des Naturumlaufs zu erwarten.

Insbesondere im Anwendungsfall des Niedrigstenergiehauses verzögert sich die Abtauung durch diese im Vergleich zu den anderen beiden Verfahren geringe Leistung. Die zur Abtauung bereitgestellte Heizleistung der Wärmepumpe mit Prozessumkehr ist mit fast  $6000 \text{ W}$  etwa um den Faktor 9 größer als die Leistung des Naturumlaufs. Dementsprechend dauert die direkte Abtauung länger:

$$t_{Abt,n}^{NU} = \frac{\Delta Q_n^+}{\dot{Q}_{Abt}} = \frac{\Delta Q_n^+}{\dot{Q}_{Sp}} \Bigg|_{NU} \quad (7.20)$$

Bei ausgeschaltetem Verdichter stellt sich der Naturumlauf bis zur Beendigung der Abtauung selbsterhaltend ein. Der direkte Abtauenergieaufwand beschränkt sich auf die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe zur Entnahme des Wassers aus dem Schichtenladespeicher. Der direkte Energiebedarf der Wärmepumpe ergibt sich zu:

$$E_{Abt,direkt}^{NU} = P_{el,Pumpe} \cdot t_{Abt}^{NU}. \quad (7.21)$$

Durch die lange Betriebszeit der direkten Abtauung (etwa 9-mal länger beim Niedrigstenergiehaus) ist der Energiebedarf der Pumpe bei der Naturumlaufabtauung im Gegensatz zum Energiebedarf der Pumpe bei der Prozessumkehr deutlich höher (genau genommen auch etwa 9-mal höher beim Niedrigstenergiehaus).

Die zur Enteisung des Verdampfers aus dem Speicher entnommene Wärme muss ebenfalls anschließend im erneuten Wärmepumpenprozess zunächst wieder kompensiert werden. Die geringe Leistung des Naturumlaufs und die ausschließliche Bereitstellung derselbigen aus dem Speicherwasser hat zur Folge, dass im Vergleich zur Prozessumkehr mehr Wasser aus dem unteren Drittel des Speichers entnommen werden muss, um das Kältemittel im Gaskühler des Naturumlaufs zu verdampfen, bevor es auf  $20^\circ\text{C}$  wieder ganz unten in den Speicher eingespeist wird. Die während der direkten Abtauung *geliehene* Wassermenge ergibt sich zu:

$$V_{W,20^\circ\text{C}}^{NU} = \frac{\dot{Q}_{Sp}}{\rho_W \cdot c_{p,W} \cdot (25^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})} \cdot t_{Abt,n}^{NU} \quad (7.22)$$

Durch diese größere Masse abgekühlten Wassers (aus  $t_{Abt}^{NU} > t_{Abt,n}^{PU}$  folgt:  $V_{W,20^\circ C}^{NU} > V_{W,20^\circ C}^{PU}$ ) kann der erneute Heizbetrieb länger bei verbessertem  $COP^+$  betrieben werden als bei der Prozessumkehr, bevor die Wärmepumpe in den *Normalbetrieb* mit dem  $COP$  aus Gleichung 7.1 zurückfällt. Der Energiebedarf der Wärmepumpe im verbesserten Betrieb berechnet sich analog zu Gleichung 7.16 zu:

$$E_{WP,COP^+}^{NU} = \frac{Q_{20 \rightarrow 60^\circ C}}{COP^+} = \frac{V_{W,20^\circ C}^{NU} \cdot \varrho_W \cdot c_{p,W} \cdot (60^\circ C - 20^\circ C)}{COP^+} \quad (7.23)$$

Die größere Menge Wasser ( $V_{W,20^\circ C}^{NU}$ ) hat im Vergleich zum indirekten Anteil bei der Prozessumkehr noch mehr zur Wärmebedarfsdeckung des Hauses beigetragen. Im Normalbetrieb ist für den Restwärmebedarf ein geringerer Restenergiebedarf der Wärmepumpe aufzuwenden. Die Betriebszeit des Normalbetriebs verringert sich im Vergleich zur Prozessumkehr  $t_{WP,Rest}^{NU} < t_{WP,Rest}^{PU}$ :

$$E_{WP,Rest}^{NU} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_n} \cdot t_{WP,Rest}^{NU} \quad (7.24)$$

Die Jahresarbeitszahl ergibt sich dadurch folgendermaßen:

$$JAZ = \frac{\sum_{n=1}^{8760} Q_n}{\sum_{n=1}^{8760} \left( E_{Abt,direkt}^{NU} + E_{WP,COP^+}^{NU} + E_{WP,Rest}^{NU} \right)} \quad (7.25)$$

## 7.4 Jahresarbeitszahl und Mehraufwand

Die Jahresarbeitszahl ist mit den Bedarfswerten für ein Niedrigstenergiehaus berechnet worden, Tabelle 7.2 liefert einen Überblick für die drei Abtauverfahren. In Abbildung 7.2 sind die Jahresarbeitszahlen und die prozentuale Verbesserung bezogen auf die Heißgasabtauung dargestellt. Abbildung 7.3 zeigt die charakteristischen Daten aus Tabelle 7.2 als Diagramm aufbereitet. Insgesamt ist über das Jahr eine Eismasse von rund  $1,5t$  am Verdampfer angewachsen, die vom Abtauverfahren periodisch entfernt werden muss. Der angenommene Verdampfer der Wärmepumpe für das Niedrigstenergiehaus entspricht geometrisch dem Verdampfer der Luft-Wasser-Wärmepumpe WPL 10 der Firma STIEBEL ELTRON [Stiebel 2008]. Der Gesamtabtauenergieaufwand zur Erwärmung des Verdampfers und zum Schmelzen des Eises beträgt  $187,27 kWh$ .

Ein Bewertungskriterium ist der jährliche Mehraufwand des jeweiligen Abtauverfahrens gegenüber einer Wärmepumpe, die über das Jahr ohne Vereisung des Verdampfers auskommen würde. Für die Heißgasabtauung ergibt sich der größte Anteil an Mehraufwand von  $187,27 kWh$  bzw.  $6,52\%$ , da der Abtauenergieaufwand 1:1 der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters entspricht. Die Prozessumkehrabtauung weist mit  $79,75 kWh$  bzw.  $2,78\%$  einen etwas geringeren Mehraufwand auf. Die direkte Abtauung

Niedrigstenergiehaus				
Heizleistung $\dot{Q}_{H,NSTH}$ in [kW]	6	Fläche des Verdampfers $A$ in [m <sup>2</sup> ]		etwa 30
Jahreswärmebedarf $Q$ in [kWh]	8492,3	Angewachsene Eismasse $m_F$ in [kg]		1517,9
Wassererwärmung Normalbetrieb	25...60°C	Abtauenergieaufwand $\Delta Q^+$ in [kWh]		187,27
Temperaturabsenkung unteres Speicherwasser	25...20°C	$COP^+$ Absenkung Rücklauftemperatur		7,5%
	Ohne Abtauung	Heißgasabtauung	Prozessumkehr	Naturumlaut
Energiebedarf direkte Abtauung $E_{Abt,direkt}$	-	187,27 / 0	56,75 / 1,58	0 / 14,41
Verdichter / Pumpe [kWh]	-	104,0	31,5	288,1
Betriebszeit zur Abtauung $t_{Abt}$ [h]	-	-	-22,4	-32,2
<i>Geliehenes</i> Speicherwasser $V_{W,20^\circ C}$ [m <sup>3</sup> ]	-	-	341,3	485,4
Energiebedarf $E_{WP,COP^+}$ bei verbessertem Wärmepumpenbetrieb [kWh]	-	-	2551,0	2416,4
Energiebedarf $E_{WP}$ bei Normalbetrieb der Wärmepumpe [kWh]	2870,8	2870,8	2950,5	2916,3
Gesamtenergiebedarf $E$ [kWh]	2870,8	3058,1	2950,5	2916,3
absoluter Mehraufwand $\Delta E^+$ gegenüber Wärmepumpe ohne Abtauung	-	187,27	79,75	45,45
Mehraufwand in %	-	6,52	2,78	1,58
Effizienz: $\Delta Q^+ / \Delta E^+$		1,00	2,35	4,12
Jahresarbeitszahl JAZ	2,96	2,78	2,88	2,91
Verbesserung in [%] gegenüber Heißgasabtauung	-	-	+3,64	+4,86

Tabelle 7.2: Bewertungsgrößen der verschiedenen Abtauverfahren für die Bedarfswerte eines Niedrigstenergiehauses über das Jahr betrachtet.

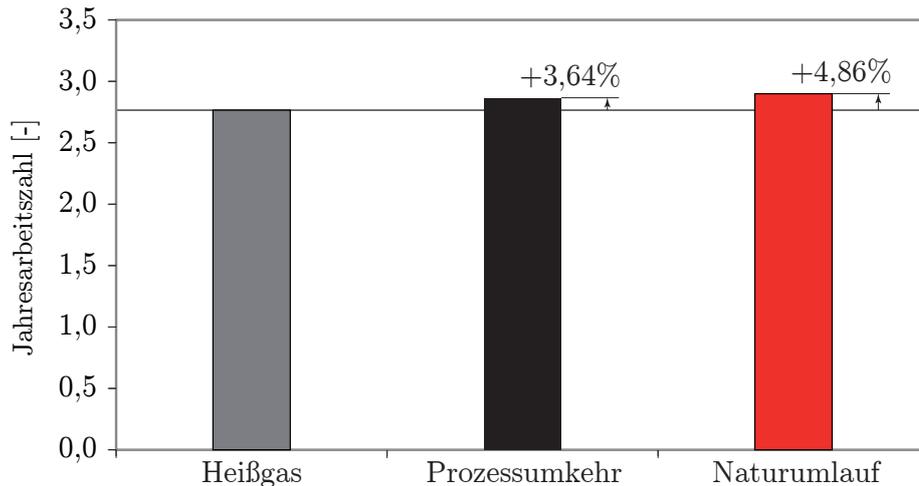


Abbildung 7.2: Absolute Jahresarbeitszahlen sowie prozentuale Verbesserung gegenüber der Heißgasabtauung bei sehr hoher Warmwassertemperatur für ein Niedrigstenergiehaus.

erfolgt bei einem angenommenen  $COP$  der Prozessumkehr von 3,3 nicht nur mit der Exergie des Verdichters sondern auch mit *geliehener* Wärme des Speichers. Selbst diese *geliehene* Wärme wird nach erneutem Heizbetrieb wieder effektiv mit dem  $COP$  der Wärmepumpe eingespeist.

Die neuartige Naturumlaufabtauung hat lediglich einen Mehraufwand von  $45,45 \text{ kWh}$  bzw.  $1,58\%$  gegenüber der Wärmepumpe ohne Vereisung. Der direkte Energieaufwand beschränkt sich lediglich auf die zur Entnahme und Einspeisung des Speicherwassers erforderliche Pumpe. Da die elektrische Leistungsaufnahme bei dieser Abtauvariante als Beitrag zur Abtauung fehlt, wird der gesamte Abtauenergieaufwand  $\Delta Q^+$  vom Speicherwasser gestellt. Daher ist im Vergleich zur Prozessumkehrabtauung eine größere Menge Wasser von  $25$  auf  $20^\circ\text{C}$  abgekühlt worden, wodurch die Betriebszeit bei verbessertem Betrieb der Wärmepumpe größer ist ( $t_{WP}^{NU,+} > t_{WP}^{PU,+}$ ). Die Restbetriebszeit bei Normalbetrieb der Wärmepumpe wird hingegen kleiner als bei der Prozessumkehr ( $t_{WP}^{NU} < t_{WP}^{PU}$ ). Der Energiebedarf des Verdichters im verbessertem Betrieb ist bei der Naturumlaufabtauung aufgrund des Mehranteils an Wasser bei  $20^\circ\text{C}$  mit  $485,4 \text{ kWh}$  größer als bei der Prozessumkehr ( $341,3 \text{ kWh}$ ), dafür allerdings auch bei nachfolgendem Normalbetrieb mit  $2416,4 \text{ kWh}$  im Vergleich zu  $2551,0 \text{ kWh}$  geringer.

Für die Wärmepumpe mit Heißgasabtauung berechnet sich insgesamt eine Jahresarbeitszahl von 2,78, für diejenige mit Prozessumkehr ein Wert von 2,88 (+3,64% gegenüber der Heißgasabtauung) sowie für diejenige mit Naturumlaufabtauung ein Wert von 2,91 (+4,86%).

Grundsätzlich ist festzustellen, dass der Abtauenergieaufwand im Verhältnis zum Gesamtenergiebedarf relativ gering ist. Dadurch unterscheiden sich die verschiedenen Abtauverfahren im Wesentlichen nur geringfügig. Im Anschluss wird unter anderem der

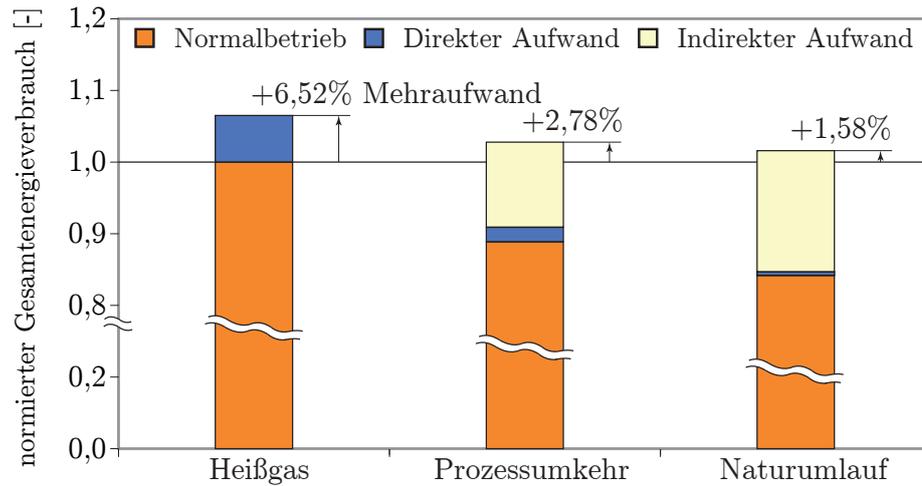


Abbildung 7.3: Gesamtenergieverbrauch eines Niedrigstenergiehauses für verschiedene Abtauverfahren aufgeteilt in Normalbetrieb, direkter und indirekter Aufwand normiert auf eine Wärmepumpe ohne Abtauung. Prozentualer Mehraufwand gegenüber dieser Wärmepumpe.

Einfluss einer Erhöhung der Eismasse betrachtet, wodurch der Abtauenergieaufwand mehr ins Gewicht fällt.

# Literaturverzeichnis

## **Bertsch et al. 2002**

BERTSCH, S. ; EHRBAR, M. ; HUBACHER, P.: *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern. Phase 2: Bewertung der Abtauprozesse*. Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs und Hubacher Engineering, Bundesamt für Energie, Schweiz. 2002. – Schlussbericht

## **Bouma 1980**

BOUMA, J.W.J.: *Frosting and defrosting behaviour of outdoor coils of air-source heat pumps*. Report Number PB-82-191107, Commission of the European Communities, Luxembourg. 1980. – Final Report

## **Böttcher 2006**

BÖTTCHER, C.: *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2006

## **Calm/Hourahan 2007**

CALM, J.M. ; HOURAHAN, G.C.: *Refrigerant Data Update*. In: *Heating/Piping/Air Conditioning Engineering* Bd. Vol 79(1), Seite 50-64, 2007

## **Chawla/Rohrmüller 1987**

CHAWLA, J. M. ; ROHRMÜLLER, E.: *Energie frei Haus - Monovalente Wärmepumpe zum Heizen und zum Kühlen in großen Klimasystemen*. In: *Maschinenmarkt* Heft 32, Seite 24-27, 1987

## **DIN EN 14511**

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Veranst.): *DIN EN 14511, Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung*. – Beuth Verlag GmbH, Berlin, Wien, Zürich, Februar 2008

## **DIN EN 255-3**

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Veranst.): *DIN EN 255-3, Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern — Heizen — Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von*

*Geräten zum Erwärmen von Brauchwarmwasser.* – Beuth Verlag GmbH, Berlin, Wien, Zürich, September 2008

**Ehrbar et al. 2005**

EHRBAR, M. ; BERTSCH, S. ; SCHWENDENER, S. ; HUBACHER, P. ; BERNAL, C. ; HUBACHER, B.: *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern. Phase 3: technische Umsetzung, Labor- und Feldversuche.* Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs und Hubacher Engineering, Bundesamt für Energie, Schweiz. 2005. – Schlussbericht

**Friedl/Schiefelbein 2005**

FRIEDL, M. ; SCHIEFELBEIN, K.: *CO<sub>2</sub> Wärmepumpe* Forschungsprogramm UAW – Umgebungswärme, WKK, Kälte. Im Auftrag des Bundesamtes für Energie (BFE), Schweiz. 2005. – Schlussbericht

**Försterling 2004**

FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen,* Technische Universität Braunschweig, Cuvillier Verlag Göttingen, Dissertation, 2004

**Ginsburg 1999**

GINSBURG, S.T.: *Hierarchische Wärmepumpenregelung mit Fuzzy Control und Robust Control,* Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Dissertation, 1999

**Guo et al. 2008**

GUO, Xian-Min ; CHEN, Yi-Guang ; WANG, Wei-Hua ; CHEN, Chun-Zheng: Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. In: *Applied Thermal Engineering* 28, 2008 , Nr. 17-18, S. 2267 – 2278

**Haaf 1988**

HAAF, S.: *Wärmeübertragung in Luftkühlern.* In: Handbuch der Kältetechnik, Bd. 6, Teil B. Wärmeaustauscher. Hrsg.: Plank, R., Berlin Springer Verlag, 1988

**Hayashi et al. 1977a**

HAYASHI, Y. ; AOKI, K. ; ADACHI, S. ; HORI, K.: Study of frost properties correlating with frost formation types. In: *Journal of Heat Transfer* Vol. 99, 1977 , S. 239–245

**Hayashi et al. 1977b**

HAYASHI, Y. ; AOKI, K. ; YUHARA, H.: Study of Frost Formation Based on a Theoretical Model of the Frost Layer. In: *Heat Transfer-Japanese Research* Vol. 6, 1977 , S. 79–94

**Holland/Bührig 1988**

HOLLAND, J. ; BÜHRIG, B.: *Wie verhalten sich Luftverdampfer in Wärmepumpen*

bei niedrigen Temperaturen - Vereisungsgefahr. In: Industrie-Anzeiger, Heft 40, Seite 36,38, 1988

**Hubacher/Ehrbar 2000**

HUBACHER, B. ; EHRBAR, M.: *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern. Phase 1: Analyse gängiger Abtauverfahren.* Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, Bundesamt für Energie, Schweiz. 2000. – Schlussbericht

**Kosowski 2009**

KOSOWSKI, K.: *Energieeffiziente Naturumlaufabtauung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe,* Technische Universität Braunschweig, bisher unveröffentlicht, Dissertation, 2009

**Kosowski et al. 2006**

KOSOWSKI, K. ; TEGETHOFF, W. ; KÜHL, L.: *Wärmeversorgung mit CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen – Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen primärenergieoptimierten Wärmeversorgungssysteme für Niedrigstenergie-Wohngebäude* TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Deutsche Bundesstiftung Umwelt. 2006. – Abschlussbericht

**Lenic et al. 2009**

LENIC, K. ; TRP, A. ; FRANKOVIC, B.: Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 52, 2009. – Seiten 22–32

**Lüer 1998**

LÜER, A.: *Reifbildung an parallel, gekühlten Platten eines mit feuchter Luft laminar durchströmten Kanals (Dissertation),* Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 1998

**Machielsen 1988**

MACHIELSEN, C.H.M.: *Bereifung und Abtauung von Luftkühlern: Theoretische Gesichtspunkte, Versuchsergebnisse, Standard NEN 1876, Systemoptimierung.* In: *Klima – Kälte – Heizung*, Heft 4, Seite 178-183, 1988

**Machielsen/Kerschbaumer 1989**

MACHIELSEN, C.H.M. ; KERSCHBAUMER, H.G.: *Influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers: standards and dimensionless coefficients for the system designer.* In: *International Journal of Refrigeration* Bd. Vol 12, Seite 283-290, 1989

**Nani et al. 2005**

NANI, M. ; HUBACHER, B. ; EHRBAR, M.: *QS-WP: Qualitäts-Prüfung von Klein-Wärmepumpen mittels Norm- und Feldmessungen. Teilprojekt Effizienzsteigerung*

*Norm- und Feldmonitoring Bestanlagen* Interstaatliche Hochschule für Technik  
Buch, Bundesamt für Energie (BFE), Schweiz. 2005. – Schlussbericht

**Nekså 2002**

NEKSÅ, Petter: CO<sub>2</sub> heat pump systems. In: *International Journal of Refrigeration*  
25, 2002, Nr. 4, S. 421 – 427

**Pröll/Schmitz 2006**

PRÖLSS, K. ; SCHMITZ, G.: Modeling of Frost Growth on Heat Exchanger Surfaces.  
In: *Proc. of 5th International Modelica Conference*. Vienna, Austria, 2006. – Seiten  
509-516

**Reichelt 1987**

REICHELT, J.: *Verdampfer-Abtauung - am Beispiel von Heizwärmepumpen*. In: Ki  
Klima – Kälte – Heizung, Heft 2, Seite 72-75, 1987

**Rieberer et al. 2005**

RIEBERER, R. ; STENE, J. ; NEKSÅ, P.: *CO<sub>2</sub>-Heat Pumps – Background, Status and  
Outlook*. DKV-Tagung in Würzburg, Paper zum Vortrag, 2005

**Rolfsman 2001**

ROLFSMAN, L.: *CO<sub>2</sub> als Kältemittel*. In: Die Kälte und Klimatechnik, Heft 9, Seite  
56-64, 2001

**Sahinagic 2005**

SAHINAGIC, R.: *Luftkühler-Optimierung mit Reduktion der Eis- und Frostbildung  
– LOREF*. In: Koop, Thomas (Hrsg): *Wärmepumpen-Forschung: Wärmequellen,  
Komponenten, Arbeitsmedien*, Tagungsband 12. UAW-Tagung, Seite 21 - 32, HTI  
Burgdorf (2005)

**Sahinagic et al. 2004**

SAHINAGIC, R. ; IMHOLZ, M. ; BERLINGER, L. ; HUBER, H. ; HILFIKER, K.: *LOREF:  
Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung. Untersuchung der  
Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen*. Hochschule für Technik und  
Architektur (HTA) Luzern, Bundesamt für Energie, Schweiz. 2004. – Schlussbericht

**Sanders 1974**

SANDERS, C.Th.: *Frost Formation: The influence of frost formation and defrosting  
on the performance on air coolers*, Dissertation WTHD 63, Delft University of Tech-  
nology, Delft, Netherlands, Dissertation, 1974

**Schiefelbein/Friedl 2005**

SCHIEFELBEIN, K. ; FRIEDL, M.: *CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Heiz- und Gebrauchswarm-  
wasser*. In: Koop, Thomas (Hrsg): *Wärmepumpen-Forschung: Wärmequellen, Kom-*

ponenten, Arbeitsmedien, Tagungsband 12. UAW-Tagung, Seite 105 - 116, HTI Burgdorf (2005)

**Seker et al. 2004**

SEKER, D. ; KARATAS, H. ; EGRICAN, N.: Frost formation on fin- and- tube heat exchangers. Part II–Experimental investigation of frost formation on fin- and- tube heat exchangers. In: *International Journal of Refrigeration* 27, 2004 , Nr. 4, S. 375 – 377

**Shin et al. 2003**

SHIN, J. ; TIKHONOV, A.V. ; KIM, C.: Experimental Study on Frost Structure on Surfaces With Different Hydrophilicity: Density and Thermal Conductivity. In: *Journal of Heat Transfer* Bd. 125, 2003. – Seiten 84-94

**Stene 2004**

STENE, J.: *Residential CO<sub>2</sub> Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating (Dissertation)*, NTNU – Norwegian University of Science and Technology, Faculty of Engineering Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering, Dissertation, 2004

**Stene 2008**

STENE, J.: High-Efficiency CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater Systems for Residential and Non-Residential Buildings. 2008. – Research Report

**Stiebel 2008**

Stiebel Eltron: *Planung und Installation – Wärmepumpen*. Dr.-Stiebel-Straße, 37603 Holzminden, 2008. – Planungsbroschüre

**Summerer 2002**

SUMMERER, F.: *Auslegungskriterien für CO<sub>2</sub>-Verdampfer*. Güntner Symposium, Paper zum Vortrag, 2002

**Summerer 2005**

SUMMERER, F.: *Einfluss der Wärmetauscherbauart auf Entfeuchtung und Vereisung*. DKV-Tagung in Würzburg, Paper zum Vortrag, 2005

**VDI 4650**

Verein Deutscher Ingenieure VDI 4650 Blatt 1 (Veranst.): *Berechnung von Wärmepumpen – Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen – Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung*. – Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Beuth Verlag Berlin, September 2008

**WPZ 2005a**

WPZ (Veranst.): *D-A-CH Prüfglement, Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen*. 2005. – Begriffe, Prüfbedingungen und Prüfverfahren basierend auf der

DIN EN 14511-1 bis 4, Erweiterte Anforderungen zu Erlangung des internationalen Gütesiegels für Wärmepumpen, Version 1.0, Wärmepumpen Testzentrum Buchs, 25. August

**WPZ 2005b**

WPZ (Veranst.): *Prüfresultate Luft/Wasser-Wärmepumpen basierend auf der DIN EN 255*. 2005. – Zusammenfassung der Messungen im Wärmepumpen Testzentrum Töss bzw. Buchs, 14. März

**WPZ 2005c**

WPZ (Veranst.): *WPZ-Bulletin, Ausgabe 01-2005*. 2005. – Informationsblatt des Wärmepumpen-Testzentrums Buchs, 11. August

**Yang/Lee 2004**

YANG, D.-K. ; LEE, K.-S.: Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate. In: *International Journal of Refrigeration* 27, 2004 , Nr. 1, S. 89 – 96

**Zimmermann/Melo 2008**

ZIMMERMANN, A.J.P. ; MELO, C.: Analysis of a R744 two-phase loop thermosyphon applied to the cold end of a stirling cooler. In: *Proc. of 8th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*. Copenhagen, Denmark, 2008

## Unveröffentlichte Studien- & Diplomarbeiten

**Hjerkinn 2007**

HJERKINN, T.: *Analysis of Heat Pump Water Heater Systems for Low-Energy Block of Flats (in Norwegian with English summary)*, Norwegian University of Science and Technology (NTNU), Dept. of Energy and Process Engineering, Master thesis, 2007

**Kling 2007**

KLING, M.: *Vereisungsproblematik von CO<sub>2</sub>-Luft-Wärmepumpen bei niedrigen Umgebungstemperaturen*, Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig, Leibniz Universität Hannover, Theoretische Studienarbeit, 2007

**Mildenberger 2008**

MILDENBERGER, J.: *Aufbau eines Prüfstandes zur Untersuchung der Vereisungsproblematik einer CO<sub>2</sub>-Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Naturumlaufabtauung*, Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diplomarbeit, 2008