

Schlussbericht April 2008

## LOREF: Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung

# Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen

## Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen

ausgearbeitet durch  
Louis Berlinger, dipl. Ing. FH  
Martin Imholz, dipl. Ing. FH  
Mike Albert, dipl. Ing. FH  
Beat Wellig, Dr. sc. techn. ETH  
Karl Hilfiker, Prof. Dr. sc. techn. ETH  
Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw



## Vorwort

Die vorliegende Studie entstand im Auftrag des Forschungsprogramms "Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte" des Bundesamtes für Energie (BFE). Wir bedanken uns herzlich beim BFE, insbesondere bei Herrn Prof. Dr. Thomas Kopp, Leiter des Forschungsprogramms und Herrn Fabrice Rognon, Leiter des BFE-Bereichs. Für die weitere Unterstützung des Projektes danken wir unseren Projektpartnern, der WTS Produktion AG (Herrn Erwin Piller), der Danfoss-Steinmann AG (Herrn Manfred Beerhalter) sowie Herrn Prof. Dr. Thomas Afjei (FHNW Muttenz). Um unseren Dank in besonderer Weise verdient gemacht haben sich die Mitglieder der Begleitgruppe, Herr Prof. Dr. Max Ehrbar, Herr Prof. Dr. Walter Janach und Herr Daniel Trüssel (KWT Kälte- Wärme- Technik AG) sowie alle anderen Fachleute, die im Rahmen der Projektsitzungen wertvolle Inputs gegeben haben.

Horw, im April 2008

CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Hochschule Luzern – Technik & Architektur

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

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

# Zusammenfassung

Der Einsatz von Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) zur Gebäudeheizung nimmt immer mehr zu. Auf der Luftseite des kalten Verdampfers scheidet sich durch Partialkondensation bzw. -desublimation Wasser in Form von Kondensat, Frost oder Eis ab. Frost und Eis verstopfen den Verdampfer, der luftseitige Druckverlust steigt und mit sinkendem Luftdurchsatz sinken der übertragene Wärmestrom, die Heizleistung und die Leistungszahl. Das Ziel des Forschungsprojekts LOREF ist, die Geometrie des Lamellenluftkühlers/Verdampfers sowie die Prozessführung zu optimieren, damit L/W-WP trotz Eis- und Frostbildung möglichst hohe Leistungszahlen erreichen.

Lamellenluftkühler, bestehend aus einzelnen Paketen mit unterschiedlichem Lamellenabstand, wurden experimentell untersucht. Dabei wurden die Lufttemperatur und Feuchtigkeit, die Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung und die Luftgeschwindigkeit systematisch variiert. Aus versuchstechnischen Gründen wurden die Versuchsluftkühler mit Sole gekühlt. Ein grosser Lamellenabstand mit mehr Platz für Frost bewirkt ein weniger rasches Verstopfen bei Lufttemperaturen unter 0°C, hat aber Nachteile bei Lufttemperaturen oberhalb 0°C. Für einzelne Lufttemperatur-Bereiche kann der Lamellenabstand in den einzelnen Lamellenpaketen optimiert werden, für den Betrieb der Wärmepumpe ist jedoch ein optimales Verhalten über einen grossen Temperaturbereich erforderlich.

Ein in diesem Projekt erarbeitetes Simulationsprogramm ermöglicht die Berechnung des Verdampfbetriebs mit Kondensat-, Eis- und Frostbildung sowie des luftseitigen Druckverlustes in Funktion von Zeit und Ort für alle relevanten Luftzustände sowie für verschiedene Verdampfergeometrien. Die Validierung des Programms erfolgte anhand von umfangreichen Messreihen der vorgängig untersuchten Lamellenluftkühler. Das Simulationsprogramm für den Verdampfer wurde in ein Programm zur Simulation des Wärmepumpen-Betriebs integriert. Dadurch können die Auswirkungen von geometrischen Veränderungen am Verdampfer direkt simuliert und anhand der Jahresarbeitszahl (JAZ) bewertet werden.

Für eine in Serie hergestellte L/W-WP wurde die JAZ für verschiedene Verdampfer-Geometrien simuliert und die optimale Geometrie ermittelt. Dieser optimierte Verdampfer wurde experimentell mit dem serienmäßig eingebauten Verdampfer verglichen. Es ergaben sich beinahe identische Jahresarbeitszahlen (bereits bei den Simulationen ergaben sich nur geringe Unterschiede von rund 2%). Durch geometrische Änderungen am Lamellenluftkühler/Verdampfer lassen sich für Ein/Ausgeregelte Wärmepumpen, die mit einem eher höheren Temperaturhub operieren, keine markanten Verbesserungen realisieren. In Bezug auf die Abtauung mit Ventilatornachlauf weist der optimierte Verdampfer mit einem erheblich grösseren Lamellenabstand jedoch grosse Vorteile auf, da aufgrund des kleineren Druckverlustes eine kleinere Ventilatorleistung erforderlich ist. Die Untersuchungen zeigen weiter, dass Verdampfer und Ventilator aufeinander abgestimmt sein müssen, so dass der Ventilator in einem Bereich mit gutem Wirkungsgrad arbeitet und der Verdampfer nicht zu rasch verstopft.

Eine substantielle Verbesserung der JAZ der L/W-WP ist die kontinuierlich dem Bedarf des Gebäudes angepasste Leistungsregelung von Verdichter und Ventilator (BFE-Forschungsprojekt WEXA). Durch die kleinere Heizleistung im neuralgischen Bereich der Frostbildung (2 bis 7°C Umgebungsluft-Temperatur) kann die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfung und Umgebungsluft kleiner gehalten werden, was zwei Vorteile für die Frostbildung mit sich bringt: Der Bereich der Umgebungslufttemperatur, in welchem es zur Eis- und Frostbildung am Verdampfer kommt, wird kleiner, da der Verdampfer 0°C weniger schnell unterschreitet. Zudem reduziert sich mit der kleineren Temperaturdifferenz das Partialdruckgefälle des Wasserdampfs, was eine weniger intensive Frostbildung bedeutet.

Bei den gängigen Abtaumethoden Heissgasabtauung und Prozessumkehr ist der Verdichter während dem Abtauprozess in Betrieb. Wird bei geeignetem Luftzustand mit vom Ventilator geförderter Umgebungsluft abgetaut, kann der Aufwand an elektrischer Energie pro Abtauzyklus um bis zu Faktor 10 reduziert werden. Bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf, in der lediglich der Ventilator in Betrieb ist, spielt neben der Lufttemperatur die Luftfeuchtigkeit eine bedeutende Rolle. Bei zu trockener Luft ergeben sich sehr lange Abtauzeiten.

In Zukunft kann die Effizienz von L/W-WP durch kontinuierlich dem Gebäude angepasste Wärmeabgabe markant verbessert werden. Werden zusätzlich die lohnenden Luftzustände für die Abtauung mit Ventilatornachlauf genutzt, kann auch der Energieaufwand für die Abtauungen deutlich reduziert werden und so nochmals zu einer besseren Effizienz künftiger L/W-WP beigetragen werden.

## Abstract

The use of air/water heat pumps for heating of houses is progressively increasing. It is to be expected that the average coefficient of performance (COP) can be improved substantially over the next decade. Its success will depend on controlling and reducing the formation of frost and ice which reduce the air flow and the heat and mass transfer in the fin tube evaporator. In the research project (LOREF), a mathematical-physical simulation program has been developed which permits to calculate the formation of condensate, ice and frost and also the pressure loss of the air as a function of space and time at any condition of the ambient air. The theoretical results have been validated by numerous experiments in which the air temperature and humidity, the temperature difference and the air velocity have been systematically varied. Particular emphasis has been given to the geometries of the fin tube evaporator. Several fin partitions along the cooler have been investigated. Using the simulation program the evaporator of a commercial heat pump was optimized and experimentally compared to the original evaporator. The resulting seasonal performance factors were nearly equal what confirms the small differences obtained by simulations. Nevertheless, the optimized evaporator features advantages in respect of the defrosting with ambient air because of its bigger fin spacing and the resulting decrease in pressure drop. The results of the LOREF research project are now the basis for the overall optimization of air/water heat pumps.



# Inhaltsverzeichnis

Der Bericht dieses Forschungsprojektes umfasst zwei separate Teile. Im vorliegenden Teil sind die theoretischen und experimentellen Untersuchungen dargestellt.

## Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen

Zusammenfassung .....	3
Abstract .....	5
Inhaltsverzeichnis .....	7
1 Die Realisierung der Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen .....	11
1.1 Einleitung .....	11
1.2 Ergebnisse von LOREF 1: Grundlagen der Eis- und Frostbildung aus feuchter Luft.....	12
1.3 Die Exergie-Analyse weist den Weg zur markanten Effizienzsteigerung von Wärmepumpen .....	14
1.4 Zielsetzung und Lösungsweg von LOREF 2 .....	17
2 Grundgleichungen für die Luft/Wasser-Wärmepumpe.....	19
2.1 Abkühlung feuchter Luft.....	19
2.2 Eigenschaften der feuchten Luft .....	19
2.3 Luftseitige Stoff- und Energiebilanz am Lamellenluftkühler.....	20
2.4 Konvektive Wärme- und Stoffübertragung der Luftströmung an einer gekühlten Fläche ..	26
2.5 Kennzahlen zur Bewertung der Luft/Wasser-Wärmepumpe .....	27
3 Versuchsluftkühler .....	29
3.1 Zielsetzung.....	29
3.2 Untersuchte Versuchsluftkühler.....	29
3.3 Experimente .....	34
4 Versuchsanlage für Lamellenluftkühler .....	35
4.1 Aufbau .....	35
4.2 Versuchsluftkühler-Teststrecke .....	36
4.3 Konditionierung der Luft .....	39
4.4 Kälteanlage .....	40
4.5 Versuchsablauf .....	41
5 Experimentelle Untersuchung der Versuchsluftkühler .....	43
5.1 Zielsetzungen.....	43
5.2 Versuchsprogramm.....	43
5.3 Ausgewertete Größen .....	46
5.4 Versuchsergebnisse und Interpretation .....	48
6 Abtauung mit Ventilatornachlauf .....	73
6.1 Einleitung .....	73
6.2 Zielsetzungen.....	73
6.3 Abtauvorgang .....	73
6.4 Mathematisch-physikalisches Modell .....	74
6.5 Experimentelle Untersuchung am solegekühlten Lamellenluftkühler .....	83
6.6 Ergebnisse .....	85
6.7 Fazit .....	88

7	Verbesserung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe durch Optimierung der Verdampfer-Geometrie.....	89
7.1	Zielsetzungen.....	89
7.2	Vorgehen.....	89
7.3	Optimierung der Verdampfer-Geometrie .....	89
7.4	Experimentelle Untersuchung der optimierten Verdampfer-Geometrie.....	94
7.5	Schlussfolgerungen.....	101
8	Schlussfolgerungen und Ausblick .....	103
9	Symbolverzeichnis .....	105
9.1	Formelzeichen.....	105
9.2	Griechische Symbole .....	107
9.3	Abkürzungen .....	108
10	Literaturverzeichnis .....	109
A1	Umrechnung der Messwerte VLK 7 .....	111
A1.1	Volumenstrom .....	111
A1.2	Zacken .....	111
A1.3	Geometrische Unterschiede .....	112
A1.4	Ursachen für den höheren Druckverlust .....	112
A1.5	Korrektur von Volumenstrom und Druckverlust.....	112
A2	Berechnung der Jahresarbeitszahl JAZ .....	115
A2.1	Jahresarbeitszahl aus Feldmessung .....	115
A2.2	Jahresarbeitszahl LOREF .....	115
A2.3	Spezifikation des Heizbedarfs.....	116
A2.4	Arbeitszahl Heizen und Arbeitszahl Heizen + Abtauen .....	118
A3	Luft/Wasser-Wärmepumpe Typ PPL 401 .....	121
A4	Luft/Wasser-Wärmepumpe Typ LCR 5 .....	123
A5	Ventilatorkennlinien .....	125
A5.1	Ventilatorkennlinien für die Versuche mit VLK1 – VLK7 .....	125
A6	Abtausteuerung .....	129

## **Teil 2: Mathematisch-physikalische Simulation des Lamellenluftkühlers mit Kondensat- und Frostbildung (separater Bericht)**

- 1 Literaturrecherche
- 2 Abkühlung feuchter Luft mit Partialkondensation und -desublimation
  - 2.1 Einführung
  - 2.2 Eigenschaften der feuchten Luft
  - 2.3 Luftseitige Stoff- und Energiebilanz am Lamellenluftkühler
  - 2.4 Konvektive Wärme- und Stoffübertragung der Luftströmung an einer gekühlten Fläche
  - 2.5 Die Merkelsche Hauptgleichung
- 3 Simultane Wärme- und Stoffübertragung in einem Lamellenluftkühler mit Kältesole
  - 3.1 Herleitung der Betriebscharakteristik
  - 3.2 Betriebscharakteristik bei Gegenstrom-Wärmeübertragung ohne Ausscheidung von Wasserdampf
  - 3.3 Betriebscharakteristik bei Gegenstrom-Wärmeübertragung mit Partialkondensation oder -desublimation von Wasserdampf aus feuchter Luft
  - 3.4 Am berippten Rohrelement feuchte Luft mit Kältesole abkühlen
- 4 Luftseitiger Druckverlust in einem Lamellenluftkühler bei Eis- und Frostbildung
  - 4.1 Einführung
  - 4.2 Druckverlust im trockenen Lamellenluftkühler
  - 4.3 Druckverlust im verfrostenen und/oder vereisten Lamellenluftkühler
  - 4.4 Druckverlust im feuchten Lamellenluftkühler
- 5 Berechnungsmethode für komplexe Wärmeübertrager-Schaltungen
  - 5.1 Einführung
  - 5.2 Die Berechnung eines Wärmeübertragers: Ein berippes Rohr
  - 5.3 Die Berechnung einer Wärmeübertragerschaltung: Mehrere berippte Rohrreihen
  - 5.4 Die Berechnung einer Wärmeübertragerschaltung: Ein Beispiel
- 6 Simulationsprogramm für Lamellenluftkühler mit Kältesole
  - 6.1 Aufbau und Ablauf des Simulationsprogramms
  - 6.2 Diskussion der Simulationsergebnisse
- 7 Simultane Wärme- und Stoffübertragung in einem Lamellenluftkühler mit rohrinnenseitiger Verdampfung
  - 7.1 Herleitung der Betriebscharakteristik
  - 7.2 Betriebscharakteristik für Gegenstrom-Wärmeübertragung ohne Ausscheidung von Wasserdampf
  - 7.3 Betriebscharakteristik für Gegenstrom-Wärmeübertragung bei Partialkondensation und -desublimation von Wasserdampf aus feuchter Luft
  - 7.4 Am berippten Rohrelement feuchte Luft mit verdampfendem Arbeitsfluid abkühlen
- 8 Berechnungsmodell für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung
  - 8.1 Mathematisch-physikalische Modellierung der Teilprozesse der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung
- 9 Simulationsprogramm der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit detailliertem Lamellenluftkühler-Modell
  - 9.1 Aufbau und Ablauf des Simulationsprogramms
  - 9.2 Diskussion der Simulationsergebnisse
  - 9.3 Anwendungsmöglichkeiten des Simulationsprogramms
- 10 Symbolverzeichnis
  - 10.1 Formelzeichen
  - 10.2 Griechische Symbole

---

**11 Literaturverzeichnis**

# 1 Die Realisierung der Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen

## 1.1 Einleitung

Im Forschungsprojekt LOREF<sup>1</sup> geht es um *Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP)*. Die Umgebungsluft als Wärmequelle bringt zwei besondere Eigenheiten mit sich:

- *Eis- und Frostbildung bei der Luftabkühlung im Lamellenluftkühler der Wärmepumpe:* Bei der simultanen Wärme- und Stoffübertragung im Lamellenluftkühler<sup>2</sup> tritt Partialkondensation beziehungsweise bei tiefen Temperaturen Partialdesublimation mit direkter Frostbildung auf. Liegt die Lamellentemperatur unterhalb des Gefrierpunktes von Wasser, kann Kondensat zu Eis gefrieren oder Frost kann vergletschern. Durch die Eis- und Frostbildung verändern sich fortwährend Luftvolumenstrom, abgegebener Wärmestrom und die Gefälle für die Wärme- und Stoffübertragung. Energieaufwändige Abtauungen sind periodisch erforderlich.
- *Stark variierende Betriebszustände:* Im Tagesverlauf und über die gesamte Heizperiode ändern sich Temperatur und Feuchte der Außenluft über weite Bereiche. Die *erforderliche* Heizleistung und Heiztemperatur fallen, wenn die Aussentemperatur zunimmt. L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung jedoch reagieren dazu konträr: Die *erzeugte* Heizleistung nimmt zu und die *erzeugte* Heizwassertemperatur ist bedeutend höher als die *erforderliche*. Als Konsequenz entstehen in der Wärmepumpe sowie im Heizwärmeverteil- und Abgabesystem hohe Exergieverluste, womit sich im Jahresmittel schlechte exergetische Wirkungsgrade ergeben. Die Auswirkung bei L/W-WP ist deshalb erheblich, weil sie für minimale Aussentemperaturen von etwa -12°C (oder tiefer) ausgelegt werden, das heißt für einen sehr hohen Temperaturhub, der selten auftritt.

Das Hauptziel von LOREF ist, die energetische Effizienz von L/W-WP durch geeignete Massnahmen an der *Geometrie* des als Lamellenluftkühler ausgeführten Verdampfers zu steigern. Es sollen optimale Verhältnisse für Luftströmung sowie Wärme- und Stoffübertragung bei Frostausscheidung erarbeitet werden. Frost soll durch geeignete Prozessführung möglichst zu kompaktem Eis vergletschern und sich nicht örtlich konzentriert ablagern. Diese Zielsetzung wird durch die Projektbezeichnung LOREF ausgedrückt: Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung.

Die Wirksamkeit der getroffenen Massnahmen wird durch die Steigerung der Jahresarbeitszahl bewertet. Eine effiziente Abtauung wirkt sich ebenfalls positiv auf die Jahresarbeitszahl aus und soll deshalb auch untersucht werden.

Man erkannte früh die Komplexität des Vorhabens und entschied, das Projekt in zwei Phasen durchzuführen:

In LOREF 1 [1] sind die ingenieur-wissenschaftlichen Grundlagen erarbeitet worden:

- Ermittlung wichtiger Einflussgrößen (qualitativ und quantitativ) auf die Eis- und Frostbildungsprozesse (insbesondere der Dichte und Wärmeleitfähigkeit von Frost und Eis).
- Überprüfung der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft bei Partialkondensation und -desublimation an einer Eis- oder Frostoberfläche.
- Bestimmung geeigneter Korrelationen für die Berechnung des luftseitigen Druckverlusts bei Verfrostung und Vereisung.
- Erarbeitung von Massnahmen zur homogenen Frostverteilung.
- Untersuchung effizienter Abtauprozesse.

<sup>1</sup> [1] wird hier als LOREF 1 und die vorliegende Studie als LOREF 2 bezeichnet.

<sup>2</sup> Der als Lamellenluftkühler ausgeführte Verdampfer der L/W-WP wird nachfolgend als Lamellenluftkühler bezeichnet.

In diesem Projekt, LOREF 2, werden die Erkenntnisse aus LOREF 1 [1] in die Praxis umgesetzt:

- Entwicklung der optimalen Lamellenluftkühler-Geometrie.
- Erweiterung des mathematisch-physikalischen Simulationsprogramms der simultanen Wärme- und Stoffübergang mit Eis- und Frostbildung für Lamellenluftkühler variabler Geometrie.
- Untersuchung der Auswirkungen der Ventilator-Charakteristik.
- Ermittlung der optimalen Betriebs- und Abtauzeiten.
- Überprüfung des Nutzens der Abtauung mit Ventilatornachlauf.

Sowohl in LOREF 1 [1] als auch in LOREF 2 sind die Experimente von grosser Bedeutung: Sie wurden über grosse Bereiche von Betriebszuständen durchgeführt, an einfachen und komplizierten Geometrien von Luftkühlern, bei Frostbildung und Abtauung, sowie für verschiedene Ventilatorkennlinien. Drei Versuchsanlagen wurden dafür erstellt und zwei L/W-WP eingesetzt.

Im Verlauf des Projekts zeichnete sich ab, dass alleine durch Geometrie-Änderungen am Lamellenluftkühler keine markante Effizienzsteigerung erreicht werden kann. Die Summe einzelner Massnahmen bringt eine mässige bis gute und unmittelbar zu realisierende Effizienzsteigerung. Die L/W-WP wird jedoch erst *markant* verbessert, wenn die Diskrepanz zwischen kontinuierlich *erforderlicher* und intermittierend *erzeugter* Heizleistung von Ein/Aus-geregelten Anlagen durch neue Regelkonzepte überwunden wird. Es bestehen somit weiterhin viele lohnende und herausfordernde Aufgaben für die Forschung und Entwicklung im Bereich der Wärmepumpen-Technik.

## 1.2 Ergebnisse von LOREF 1: Grundlagen der Eis- und Frostbildung aus feuchter Luft

### 1.2.1 Ziele und Vorgehen

Im Mittelpunkt aller Teilprojekte steht die Eis- und Frostbildung bei Abkühlung feuchter Luft sowie das Schmelzen und Sublimieren bei der periodischen Abtauung. Zwei ingenieur-wissenschaftliche Gebiete dominieren:

- Die *simultane Wärme- und Stoffübertragung* bei Partialkondensation und -desublimation feuchter Luft an einen Kondensatfilm oder an eine Eis- bzw. Frostschicht.
- Die *Eis- und Frostbildung* aus Partialkondensation und -desublimation unter Berücksichtigung der relevanten Einflussgrössen. Hauptinteresse bilden Dichte und Wärmeleitfähigkeit von Frost und die Möglichkeit der Vergletscherung.

Die Betriebszustände im Lamellenluftkühler von L/W-WP variieren über weite Bereiche: Luftzustände von  $-15^{\circ}\text{C}$  bis  $15^{\circ}\text{C}$  und trocken bis gesättigt, Temperatur- und Feuchtigkeitsgefälle die sich in Abhängigkeit des Luftzustandes und der Wärmepumpencharakteristik ändern sowie Luftgeschwindigkeiten die durch das Zusammenspiel zwischen Frostwachstum und Ventilatorkennlinie beeinflusst werden. Die Vorgänge verlaufen instationär, sowohl quer als auch entlang der Luftströmung. An der *Phasengrenzfläche* zwischen Luft und Eis-/Frostoberfläche können lokal Schmelz- und Erstarrungsprozesse von Wasser periodisch vorkommen (Vergletscherung). Auch durch Dampfdiffusion in die Hohlräume der Eis-/Frostschicht können Dichte und Wärmeleitfähigkeit des Eises bzw. Frostes ansteigen.

Diese physikalischen Zusammenhänge sind in einem Simulationsprogramm mathematisch erfasst. Dazu wurde ein umfangreiches Versuchsprogramm an einer einseitig gekühlten Verfrostungsplatte durchgeführt. In Tab. 1-1 sind die Versuchsparameter und Parameterwerte angegeben. Besonders wichtig sind die Experimente im *kritischen Zustandsbereich* feuchter Luft von  $2^{\circ}\text{C}$  bis  $7^{\circ}\text{C}$ , weil sich in diesem Bereich aufgrund der hohen absoluten Feuchtigkeit besonders viel Frost bildet und Vergletscherung auftreten kann.

Versuchsparameter	Parameterwerte
Geschwindigkeit der anströmenden Luft $w$ [m/s]	0.5, 0.75, 1, 2, 4
Lufttemperatur am Eintritt $\vartheta_{LE}$ [°C]	-7, -2, 2.5, 4, 5, 6, 7, 9
relative Feuchte $\varphi$ am Eintritt [%]	60, 70, 73, 80, 85, 95
Temperaturgefälle $\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$ [K]	5, 6.5, 8, 9, 10, 12, 13
Spaltweite [mm]	5, 12

Tab. 1-1: Versuchparameter der Untersuchung an der Verfrostungsplatte.

### 1.2.2 Experimentelle Ergebnisse

In LOREF 1 [1] sind die Ergebnisse der Versuche an einer ebenen Verfrostungsplatte in zahlreichen Diagrammen dargestellt und interpretiert. Die wichtigsten Erkenntnisse sind:

- Die Größenordnung der *Frostdichte* beträgt 200 bis 250 kg/m<sup>3</sup>. Bei laminarer Strömung ist sie höher als im Übergangsbereich zu turbulenter Strömung. Die Dichte nimmt bei turbulenter Strömung mit wachsender Geschwindigkeit jedoch wieder zu. Die Frostdichte steigt mit zunehmender Lufttemperatur und mit abnehmender relativer Feuchte. Der Frost wird ebenfalls dichter, je kleiner das Temperaturgefälle der Wärmeübertragung ist. Bei Lufttemperaturen um -7°C entsteht poröser Frost mit einer Dichte von 50 bis 150 kg/m<sup>3</sup>, dagegen wurden bei rund 7°C aufgrund der Vergletscherung Werte bis 500 kg/m<sup>3</sup> ermittelt.
- Als Richtwert der *Wärmeleitfähigkeit* des Frostes im untersuchten Bereich gilt:  $\lambda_F \approx 0.15$  W/mK. Die Wärmeleitfähigkeit des Frostes steigt mit zunehmender Lufttemperatur, wobei die Höchstwerte bei einer Lufttemperatur von 7°C gemessen wurden. Die Isolationswirkung der Frostschicht spielt jedoch bei der Wärmeübertragung nur eine untergeordnete Rolle.
- Als Größenordnung des *Wärmeübergangskoeffizienten* der Luft im Kanal gilt:  $\alpha_L \approx 10$  W/m<sup>2</sup>K (bei  $w_L = 1$  m/s,  $\Delta T = 8$  K,  $\varphi = 85\%$ , Spaltweite 12 mm). Er ist stark von der Luftgeschwindigkeit  $w_L$  abhängig.
- Die *Lewis-Zahl* der durch den Lamellenluftkühler strömenden feuchten Luft beträgt mit ausreichender Genauigkeit eins.
- In der ersten Phase der Frostbildung kondensiert Wasserdampf als Tropfen an der Kühlwand aus. Erst wenn die Tropfen genügend unterkühlt sind, ersticken sie. Bei kleiner Unterkühlung dauert die Erstarrung länger, so dass bei Kühlwandtemperaturen von ca. -3°C bis 0°C in den ersten 30 bis 60 Minuten kein Eis und Frost gebildet wird.
- Die grösste Frostablagerung bei Kühlwandtemperaturen deutlich unter 0°C wurde am Eintritt in den Spaltkanal festgestellt. Damit entsteht hier der grösste Druckverlust und somit die grösste Verstopfungsgefahr.

Im Hinblick auf reale Lamellenluftkühler wurde die Verkleinerung des freien Strömungsquerschnitts zwischen den Rohren infolge Frostbildung untersucht. Mit Nocken auf der Verfrostungsplatte wurden quer angeströmte Rohre simuliert. Durch Aussparungen welche im engsten Querschnitt in die Platte gefräst wurden, konnte der zeitliche Anstieg des Druckverlustes reduziert werden.

### 1.2.3 Abtauprozesse

Am Ende einer Abtauung können noch Tropfen an den Lamellen und Rohren des Lamellenluftkühlers haften. Diese gefrieren rasch, wenn wieder auf Heizbetrieb umgestellt wird und verursachen so sofort einen zusätzlichen Druckverlust. Versuche mit Ventilatornachlauf bei Lufttemperaturen über 2°C zeigen Teilerfolge und sollen weiter untersucht werden (siehe Kapitel 6).

### 1.2.4 Mathematisch-physikalische Modellierung der Luftabkühlung mit Eis- und Frostbildung

Simuliert werden Wärme- und Stoffübertragung, Druckverlust, Frostwachstum und Frostdichte sowie die Wärmeleitfähigkeit von Frost und Eis (nach einem Ansatz von Auracher [2]). Mit dem Simulationsprogramm können die instationären Verläufe entlang der Verfrostungsplatte ermittelt werden. Die relativen Abweichungen von den gemessenen Werten über die grossen Bereiche der Parameterwerte (vgl. Abschnitt 1.2.1) Variablen sind kleiner als 10%.

## 1.3 Die Exergie-Analyse weist den Weg zur markanten Effizienzsteigerung von Wärmepumpen

Bei der Durchführung von LOREF war man mehrmals mit der Situation konfrontiert, dass Verbesserungen in einem Betriebsbereich Nachteile in einem anderen Bereich zur Folge haben. Es wurde daher notwendig aufzuzeigen, welche Effizienzsteigerung durch die Verbesserung des Lamellenluftkühlers erreicht werden könnte. Thermodynamisch übersichtlich und einwandfrei gelingt dies durch eine *Exergie-Analyse*.

In allen Teilprozessen entstehen Exergieverluste. Die mechanische bzw. elektrische Antriebsleistung der realen Wärmepumpe ist um die Summe aller auftretenden Exergieverluste grösser als die reversible (ideale) Antriebsleistung. Die Exergieverluste zeigen, wo Verbesserungspotenzial besteht und auch wie gross dieses ist. Die Gesamtbewertung der Wärmepumpe erfolgt mit dem (momentanen und übers Jahr gemittelten) exergetischen Wirkungsgrad.

An einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit 7 kW Nennleistung wurden aus Messungen Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ermittelt (Abb. 1-1).

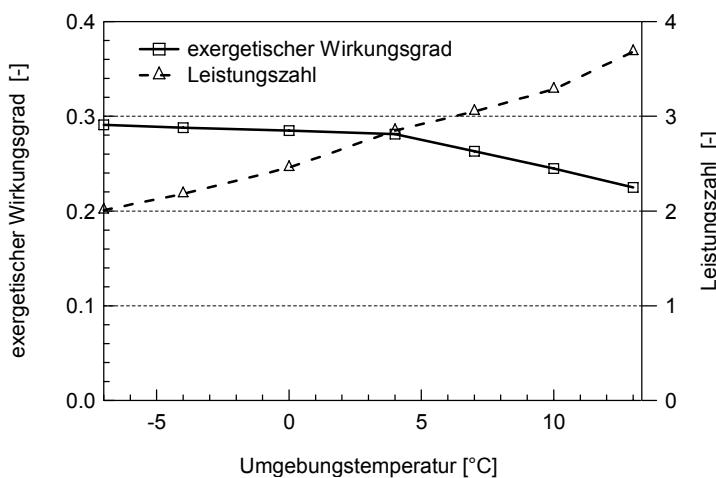


Abb. 1-1: Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad einer Luft/Wasser-Wärmepumpe

Bei Zunahme der Außentemperatur von -7°C bis 13°C nimmt die Leistungszahl von 2 auf 3.7 zu. Im Gegensatz dazu nimmt der exergetische Wirkungsgrad von 29% auf 22% ab. Die Thermodynamik des Heizens würde dagegen einen Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades erlauben. Um diesen

Sachverhalt in den Grundlagen zu klären, wurde die theoretische Studie WEXA (Wärmepumpen-Exergie-Analyse) [3] durchgeführt.

In WEXA [3] wurden die Exergieverluste in allen wichtigen Teilprozessen analysiert. Dazu wurden durch geeignete Approximationen einfach interpretierbare Funktionen hergeleitet. Die relevanten Einflussgrößen sind: Heiz- und Umgebungstemperatur, Temperaturgefälle in Verdampfer, Kondensator und Heizwärmeverteilsystem, sowie der Kompressor- und ggf. der Ventilatorwirkungsgrad. Aber auch die thermischen Stoffdaten des Arbeitsfluids gehen in die Berechnung mit ein.

Die Bewertungen erfolgen mit vier verschiedenen (momentanen und über das Jahr gemittelten) exergetischen Wirkungsgraden: Einem für den Wärmepumpenkreislauf, einem bezüglich der *intermittierend erzeugten* Heiztemperatur für Ein/Aus-geregelte Wärmepumpen, einem bezüglich der vom Heizsystem *kontinuierlich erforderlichen* Heiztemperatur und schliesslich dem vierten bezüglich der Raumtemperatur.

Die nachfolgend dargestellten Simulationen aus WEXA [3] gelten beispielhaft für eine L/W-WP, die bei -10°C Aussentemperatur 5.4 kW Nominal-Heizleistung erbringt, mit Ein/Aus-Regelung betrieben ist und einer Heizkurve eines Einfamilienhauses im schweizerischen Mitteland entspricht. Abb. 1-2 zeigt exemplarisch die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heizleistung und Abb. 1-3 dazu die erzeugte und erforderliche Heiztemperatur als Verläufe in Funktion der Umgebungstemperatur. Die erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur ergeben sich aus der Heizkurve des Gebäudes; die erzeugte Heizleistung und Heiztemperatur aus der Betriebscharakteristik der Wärmepumpe.

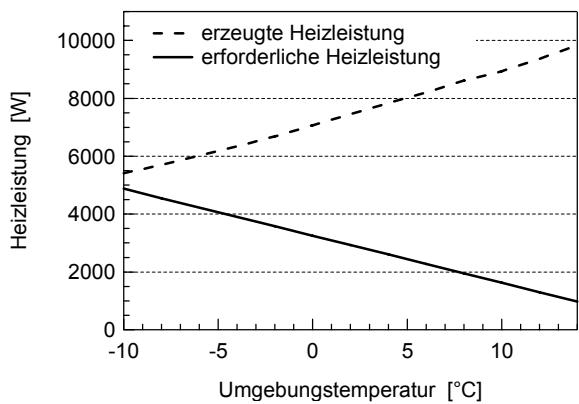


Abb. 1-2: Erforderliche Heizleistung des Gebäudes und erzeugte Heizleistung der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

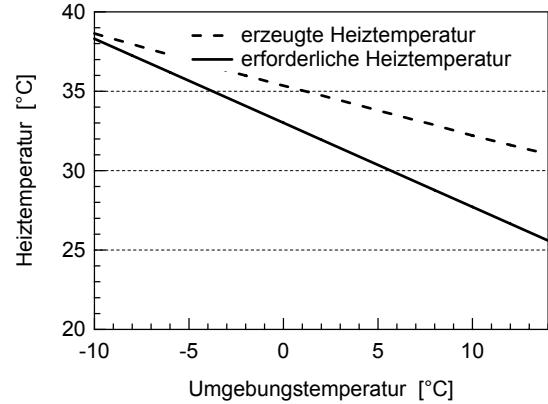


Abb. 1-3: Erforderliche Heiztemperatur des Gebäudes und erzeugte Heiztemperatur der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

Die Auswirkung dieser Diskrepanz zeigt Abb. 1-4, in der die Verläufe der Exergieverlust-Verhältnisse der Teilprozesse in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur aufgetragen sind (hier definiert als Exergieverluststrom bezogen auf die innere Kompressorleistung). Für LOREF ist das Exergieverlust-Verhältnis im Verdampfer von Interesse: Ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung beträgt es bei -10°C nur 5%, steigt aber bis 14°C auf 20% an und reduziert so den exergetischen Wirkungsgrad. Ursache dafür ist das zunehmende Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung.

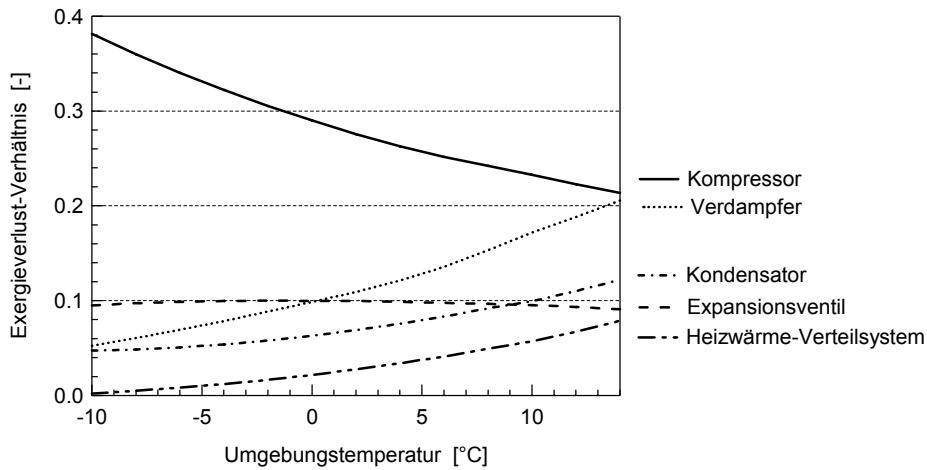


Abb. 1-4: Exergieverlust-Verhältnisse (L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung).

Es ist offensichtlich, dass L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung eine ungünstige Betriebscharakteristik aufweisen und dass mit zunehmender Umgebungstemperatur der auf die erforderliche Heiztemperatur bezogene exergetische Wirkungsgrad sinkt.

Eine markante Effizienzsteigerung von L/W-WP gelingt erst dadurch, dass erforderliche und erzeugte Heizleistung und damit erforderliche und erzeugte Heiztemperatur durch kontinuierliche Leistungsregelung angepasst werden. Die Exergieverluste der Teilprozesse werden mit steigender Umgebungstemperatur abnehmen. Zusätzlich kann durch die Leistungsregelung auch die Eis- und Frostbildung wesentlich reduziert werden, da das Temperaturgefälle im Verdampfer kleiner und somit die Verdampfungstemperatur höher wird, d.h. die Lamellentemperatur liegt häufiger über dem Gefrierpunkt von Wasser.

Abb. 1-5 zeigt die Verläufe des exergetischen Wirkungsgrades bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur für Ein/Aus- und kontinuierlich leistungsgergelle L/W-WP (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung und der Antriebsverluste).

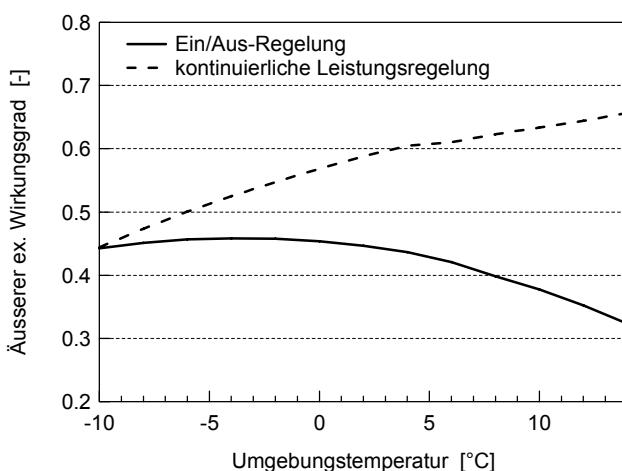


Abb. 1-5: Exergetischer Wirkungsgrad bezüglich erforderlicher Heiztemperatur mit kontinuierlicher Leistungsregelung und Ein/Aus-Regelung.

Bei 5°C Aussentemperatur beträgt der exergetische Wirkungsgrad mit Ein/Aus-geregelter L/W-WP 42% und mit kontinuierlicher Leistungsregelung 62%.

## 1.4 Zielsetzung und Lösungsweg von LOREF 2

Mit dem Forschungsprojekt LOREF 2 soll die eigentliche Zielsetzung von LOREF, die Effizienzsteigerung der L/W-WP durch eine verbesserte Lamellenluftkühler-Geometrie, in die Praxis umgesetzt werden. Dazu wurden in LOREF 1 [1] die Grundlagen gelegt und detaillierte Erkenntnisse gewonnen. Die erarbeiteten Verbesserungsmassnahmen sollen abschliessend durch Messungen an einer handelsüblichen L/W-WP mit optimiertem Lamellenluftkühler nachgewiesen werden. Als Bewertungskriterium wird die Jahresarbeitszahl verwendet.

In der Anfangsphase von LOREF 2 wurden alternative Bauweisen für Lamellenluftkühler evaluiert. Der Vergleich unterschiedlicher Varianten hat gezeigt, dass funktional und wirtschaftlich der Wärmeübertrager aus Lamellen und Rohren für den Einsatz in L/W-WP am sinnvollsten ist. Diese bewährte Bauweise wird deshalb beibehalten.

LOREF 2 ist in die folgenden Hauptthemen gegliedert:

### 1) Simulationsprogramm für Lamellenluftkühler

Für das mathematisch-physikalische Simulationsprogramm besteht der Lamellenluftkühler aus Lamellen und Rohren von variabler Geometrie. Die Luftströmung wird mit einem Ventilator erzwungen, dessen Ventilatorkennlinie frei wählbar sein soll. Simuliert werden die simultane Wärme- und Stoffübertragung und die Eis- und Frostbildung über den relevanten Betriebsbereich von L/W-WP: Variation von Lufttemperatur und -feuchte, Luftgeschwindigkeit, sowie Temperatur- und Feuchtigkeitsgefälle.

Das mathematisch-physikalische Simulationsprogramm soll auch für Folgeprojekte zuverlässig verwendbar sein, mit Betriebscharakteristiken von L/W-WP wie sie z.B. bei kontinuierlicher Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator vorkommen. Es soll auf theoretischen Grundlagen aufbauen, experimentell überprüft sein und, wo erforderlich, mit empirischen Korrelationen ergänzt werden.

Aus LOREF 1 [1] ist bekannt, dass der zeitliche Verlauf des Druckverlustes bei Frostbildung von sehr grosser Bedeutung für optimale Betriebs- und Abtauungszyklen ist. Im Zusammenspiel mit der Ventilatorcharakteristik bestimmt der Druckverlust, welcher durch die Frostbildung vergrössert wird, den Luftvolumenstrom und somit den latenten und sensiblen Wärmestrom. Das zeitliche Verhalten von Kondensat-, Eis- und Frostbildung sowie der Vergletscherung müssen deswegen genügend genau simuliert werden, damit durch Simulationen verschiedene Varianten von Lamellenluftkühlern verglichen und optimiert werden können.

### 2) Entwicklung der optimalen Geometrie des Lamellenluftkühlers/Verdampfers

Es sind Gestaltungsmassnahmen zu entwickeln, wodurch der Druckverlust in der Luftströmung durch den Lamellenluftkühler möglichst gleichmässig ist und nicht lokale Blockaden durch Eis oder Frost auftreten. Besondere Beachtung erfordert der kritische Luftzustand von 2°C bis 7°C mit starker Eis- und Frostbildung aufgrund der hohen absoluten Luftfeuchte. Die Ventilatorcharakteristik darf bei der Gestaltung des Lamellenluftkühlers nicht vernachlässigt werden, da die beiden Komponenten sich gegenseitig beeinflussen und somit nur als System optimiert werden können. Zur Realisierung einer effizienten Abtauung müssen noch weitere Kriterien beachtet werden.

Die Optimierung des Lamellenluftkühlers wird vorwiegend durch Berechnungen erfolgen. Von zentraler Bedeutung ist dabei das erstellte mathematisch-physikalische Simulationsprogramm. Das damit ermittelte Optimum soll danach mit Experimenten an einer Luft/Wasser-Wärmepumpe nachgewiesen werden.

### **3) Experimentelle Untersuchung des Lamellenluftkühlers mit verschiedenen Geometrien**

Die entwickelten Geometrien von Lamellenluftkühlern müssen gebaut und in einer Versuchsanlage experimentell untersucht werden. Das Messsystem und die Versuchplanung müssen eine klare Bewertung gestatten. Die ausgewerteten Versuchsergebnisse dienen auch der Validierung und Ergänzung (empirische Korrelationen) des mathematisch-physikalischen Simulationsprogramms.

Versuche sind nicht nur durchzuführen bei Wärmeabgabe der Luft (Partialkondensation und -desublimation), sondern auch im Abtaubetrieb.

### **4) Massnahmen und Methoden zur effizienten Abtauung**

Die Erfolg versprechende Abtaumethode mit Ventilatornachlauf soll den Schwerpunkt der Untersuchungen über die Abtauung bilden.

### **5) Nachweis der Effizienzsteigerung durch den optimierten Lamellenluftkühler an einer L/W-WP**

Für eine serienmäßig hergestellte L/W-WP wird die Jahresarbeitszahl verglichen zwischen der Standardausführung und einer Version mit optimiertem Lamellenluftkühler. Auch die Abtauenergie wird in der errechneten Jahresarbeitszahl einbezogen.

## 2 Grundgleichungen für die Luft/Wasser-Wärmepumpe

### 2.1 Abkühlung feuchter Luft

Für das bessere Verständnis der physikalischen Vorgänge im Lamellenluftkühler wird die Abkühlung der feuchten Luft phänomenologisch an einem Ausschnitt des Lamellenluftkühlers betrachtet:

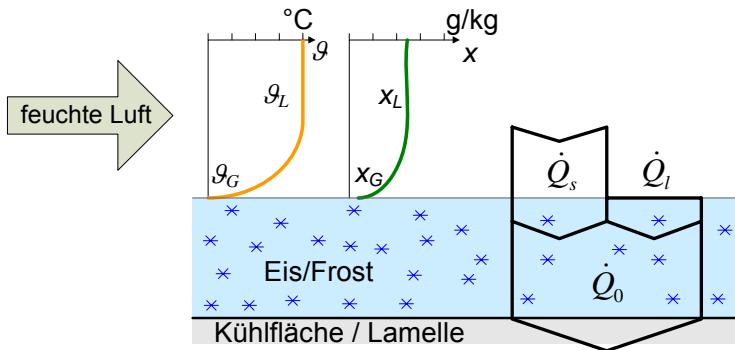


Abb. 2-1: Ausschnitt aus dem Lamellenluftkühler

Strömt feuchte Luft entlang einer gekühlten Fläche, so wird von der Luft an die gekühlte Fläche aufgrund des Temperaturgefälles  $g_L - g_G$  ein Wärmestrom übertragen. Quer zur Strömung bildet sich analog zum Geschwindigkeitsprofil ein Temperaturprofil aus.

Liegt die Oberflächentemperatur der gekühlten Fläche unterhalb der Taupunkttemperatur der feuchten Luft, kondensiert Wasserdampf aus der feuchten Luft an der Kühlfäche. Es fliesst ein Stoffstrom (Wasserdampf) von der feuchten Luft an die Phasengrenzfläche G und es bildet sich das Konzentrationsprofil  $x_L - x_G$  aus.

Ist die Oberflächentemperatur tiefer als der Gefrierpunkt von Wasser, desublimiert Wasserdampf aus der feuchten Luft an die Kühlfäche. In LOREF 1 [1] wurde beobachtet, dass reine Desublimation nur dann stattfindet, wenn die Temperatur der gekühlten Fläche genügend weit unterhalb des Gefrierpunkts von Wasser liegt. Bei höheren Temperaturen kondensiert der Wasserdampf und erstarrt dann mit Verzögerung.

Der aus der Abkühlung der feuchten Luft resultierende Wärmestrom wird als *sensibler Wärmestrom*  $\dot{Q}_s$  bezeichnet. Der infolge Partialkondensation oder -desublimation von Wasserdampf an die gekühlte Fläche übertragene Wärmestrom wird *latenter Wärmestrom*<sup>1</sup>  $\dot{Q}_l$  genannt. Die Summe aus dem sensiblen und dem latenten Wärmestrom ergibt den *totalen an die Kühlfäche übertragenen Wärmestrom*  $\dot{Q}_0$  (detaillierte Erklärungen zum sensiblen und latenten Wärmestrom sind in Abschnitt 2.3 aufgeführt).

### 2.2 Eigenschaften der feuchten Luft

In dem für die L/W-WP-Anwendung relevanten Bereich der Luftzustände (Temperatur und Feuchtigkeit) ist die Luft meist ungesättigt. Das in der feuchten Luft enthaltene Wasser ist in diesem Bereich dampfförmig. Feuchte Luft besteht somit aus trockener Luft und Wasserdampf.

- trockene Luft:  $m_L, \dot{m}_L$
- Wasserdampf:  $m_D, \dot{m}_D$

<sup>1</sup> Obwohl es sich unmittelbar an der Phasengrenzfläche um einen Enthalpiestrom handelt, wird dieser hier als latenter Wärmestrom bezeichnet.

- feuchte Luft:  $\dot{m}_{fL} = \dot{m}_L + \dot{m}_D$

Die Wasserdampf-Beladung, auch als absolute Feuchte bezeichnet, ist definiert als:

$$x = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_L} = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_L} \left( = \frac{\text{Masse Wasserdampf}}{\text{Masse trockener Luft}} \right) \quad (1)$$

Die absolute Feuchte wird aus den Partialdrücken des Wasserdampfs  $p_D$  und der trockenen Luft  $p_L$  berechnet:

$$x = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_D}{p_L} = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_D}{p - p_D} = 0.622 \cdot \frac{p_D}{p - p_D} \quad (2)$$

Dabei wird der Partialdruck  $p_D$  des Wasserdampfs bei einer bestimmten Temperatur  $\vartheta$  durch den Dampfdruck  $p_{SD}(\vartheta)$  begrenzt (Sättigungszustand):

$$x_s = 0.622 \cdot \frac{p_{SD}(\vartheta)}{p - p_{SD}(\vartheta)} \quad (3)$$

Für die relative Feuchte gilt die Definition:

$$\varphi = \frac{m_D}{m_{SD}(\vartheta)} \quad (4)$$

Gemäss den Gasgesetzen wird sie berechnet mit:

$$\varphi = \frac{p_D}{p_{SD}(\vartheta)} = \frac{x}{x_s} \cdot \frac{p - p_D}{p - p_{SD}} \quad (5)$$

Die spezifische Enthalpie der feuchten Luft  $h_{fL}$  bezogen auf die Masse der trockenen Luft  $m_L$  berechnet sich mit der üblichen Normierung  $h_{fL} = 0$  bei 0°C wie folgt:

$$h_{fL} = c_{pL} \cdot \vartheta_L + x_L \cdot (r_v + c_{pD} \cdot \vartheta_L) \quad (6)$$

Für die benötigten Stoffdaten von Luft und Wasser bzw. Wasserdampf gilt:

$$c_{pL} = 1.004 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, \quad c_{pD} = 1.858 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, \quad r_v = 2500 \text{ kJ/kg} \quad (7)$$

### 2.3 Luftseitige Stoff- und Energiebilanz am Lamellenluftkühler

Im Betrieb von L/W-WP können auf der Luftseite des Lamellenluftkühlers folgende drei Zustände vorkommen:

- 1) Trockene Lamellen- und Rohroberflächen
- 2) Kondensatbildung (Partialkondensation)
- 3) Verfrostung (Partialdesublimation).

Trockene Bedingungen herrschen, wenn die Oberflächentemperatur der Lamellen bzw. der Rohre den Taupunkt der feuchten Luft nicht unterschreitet. Die durchströmende feuchte Luft wird ohne Entfeuchtung abgekühlt. Falls der Taupunkt der Luft an der Oberfläche des Lamellenluftkühlers unterschritten wird, kondensiert Wasserdampf aus. Liegt die Oberflächentemperatur unter dem Gefrierpunkt von Wasser, desublimiert der Wasserdampf direkt zu Eis- und Frost oder das Kondensat erstarrt mit einer zeitlichen Verzögerung.

Nachfolgend werden jeweils die Stoff- und Energiebilanzen für die drei obigen Fälle an einem Lamellenluftkühler-Ausschnitt dargestellt.

### 2.3.1 Trockene Bedingungen

In Abb. 2-1 sind ein Ausschnitt aus dem Lamellenluftkühler sowie ein Kontrollraum schematisch dargestellt. Feuchte Luft strömt im Kontrollraum entlang der gekühlten Fläche (schraffiert) von links nach rechts. Trockene Bedingungen herrschen, falls die Taupunkttemperatur der feuchten Luft an der Kühlfäche nicht unterschritten wird. Für den Kontrollraum gelten bei stationären Bedingungen folgende Bilanzen:

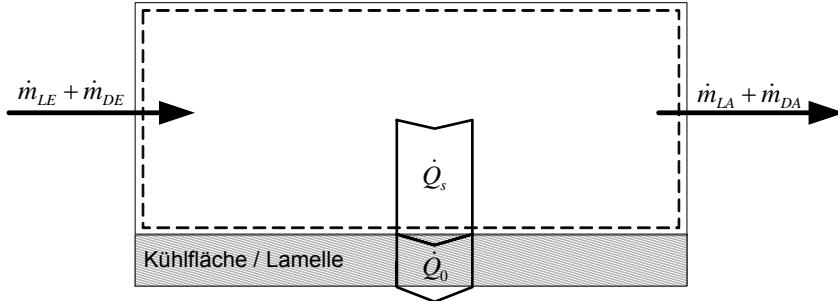


Abb. 2-2: Stoff- und Energiebilanz für trockene Bedingungen

#### Stoffbilanzen

trockene Luft:

$$\dot{m}_{LE} = \dot{m}_{LA} = \dot{m}_L \quad (8)$$

Wasserdampf:

$$\dot{m}_{DE} - \dot{m}_{DA} = 0 \rightarrow \dot{m}_{DA} = \dot{m}_{DE} \quad (9)$$

#### Energiebilanz

$$\dot{H}_{fLE} = \dot{H}_{fLA} + \dot{Q}_0 \quad (10)$$

Aufgelöst nach dem Energiestrom, der an die Kühlfäche übertragen wird:

$$\dot{Q}_0 = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) = \dot{Q}_s \quad (11)$$

Bei trockenen Bedingungen findet kein Stoffübergang statt. Die jeweiligen Massenströme der trockenen Luft und des Wasserdampfes sind konstant.

Der an die Kühlfäche abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_0$  ist gleich der Enthalpieänderung der feuchten Luft und besteht nur aus dem sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_s$ .

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_s = \dot{m}_L \cdot \left[ c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot \underbrace{(x_{LE} - x_{LA})}_{=0} + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot \vartheta_{LE} - x_{LA} \cdot \vartheta_{LA}) \right] \quad (12)$$

Vereinfachend gilt:

$$c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot \vartheta_{LE} - x_{LA} \cdot \vartheta_{LA}) \ll c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) \quad (13)$$

Somit ergibt sich die folgende Approximation zur Berechnung des total an die Kühlfläche abgeführten Wärmestromes  $\dot{Q}_0$ :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) \quad (14)$$

### 2.3.2 Kondensatbildung

Wird an der Kühlfläche die Taupunkttemperatur der feuchten Luft unterschritten, die Kühlflächen-temperatur jedoch nicht markant unter dem Gefrierpunkt von Wasser liegt, kommt es zur Kondensatbildung und es entsteht ein Kondensatfilm.

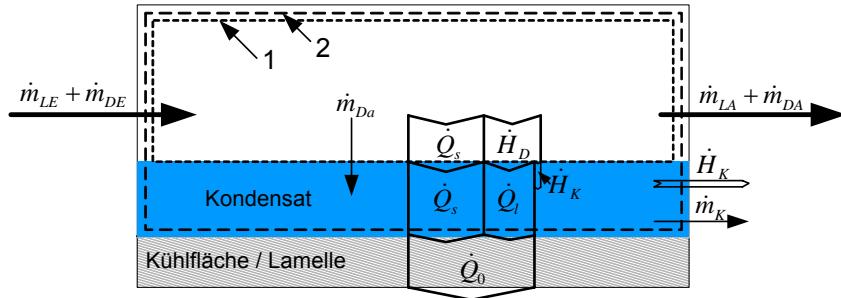


Abb. 2-3: Stoff- und Energiebilanz für Kondensatbildung

Für den Kontrollraum 1 (feuchte Luft) gilt im stationären Fall:

#### Stoffbilanzen

trockene Luft:

$$\dot{m}_{LE} = \dot{m}_{LA} = \dot{m}_L \quad (15)$$

Wasser:

$$\dot{m}_{DE} - \dot{m}_{DA} = \dot{m}_D = \dot{m}_L \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \quad (16)$$

#### Energiebilanz

$$\dot{H}_{fLE} = \dot{H}_{fLA} + \dot{Q}_s + \dot{H}_D \quad (17)$$

Aufgelöst nach dem Energiestrom, der an den Kondensatfilm übertragen wird:

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot \vartheta_{LE} - x_{LA} \cdot \vartheta_{LA})] \quad (19)$$

Damit die Verhältnisse im Kontrollraum 2 (feuchte Luft und Kondensatfilm) als stationär betrachtet werden können, muss der abgeführte Kondensatmassenstrom  $\dot{m}_K$  gleich gross sein wie der Dampf-massenstrom  $\dot{m}_D$ .

$$\dot{m}_D = \dot{m}_K \quad (20)$$

Dann gilt für die Stoff- und Energiebilanzen im Kontrollraum 2:

### Stoffbilanzen

trockene Luft:

$$\dot{m}_{LE} = \dot{m}_{LA} = \dot{m}_L \quad (21)$$

Wasser:

$$\dot{m}_{DE} - \dot{m}_{DA} = \dot{m}_K = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \quad (22)$$

### Energiebilanz

$$\dot{H}_{fLE} = \dot{H}_{fLA} + \dot{Q}_0 + \dot{H}_K \quad (23)$$

Aufgelöst nach dem Energiestrom, der an die Kühlfläche übertragen wird:

$$\dot{Q}_0 = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} - \dot{H}_K = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) - \dot{m}_K \cdot h_K \quad (24)$$

Bei Kondensatbildung wird der Dampfmassenstrom der feuchten Luft  $\dot{m}_{DE}$  um den auskondensierten Wasserdampf  $\dot{m}_D$  reduziert (siehe Abb. 2.2). Dieser Anteil fließt in Form von Kondensat  $\dot{m}_K$  an der Kühlfläche ab.

Für den gesamthaft an die Kühlfläche abgegebenen Wärmestrom  $\dot{Q}_0$  gilt:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_s + \dot{H}_D - \dot{H}_K = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) - \dot{m}_K \cdot h_K \\ &= \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot g_{LE} - x_{LA} \cdot g_{LA}) - c_{pK} \cdot g_K (x_{LE} - x_{LA})] \end{aligned} \quad (25)$$

Der total übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_0$  ergibt sich aus der Enthalpiestromdifferenz der feuchten Luft reduziert um den abgeföhrten Enthalpiestrom des Kondensates. Da der auskondensierte Massenstrom klein ist, kann der Enthalpiestrom des Kondensates bei der Berechnung vernachlässigt werden. Auch der Anteil der Abkühlung des Wasserdampfes in der feuchten Luft ist klein und kann vernachlässigt werden. Somit gilt:

$$c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot g_{LE} - x_{LA} \cdot g_{LA}) - c_{pK} \cdot g_K \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \ll c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \quad (26)$$

Der total an die Kühlfläche abgegebene Wärmestrom  $\dot{Q}_0$  bei Kondensatbildung kann somit vereinfacht mit der folgenden Approximation berechnet werden:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA})] \quad (27)$$

### 2.3.3 Verfrostung

Liegt die Kühlflächentemperatur unter dem Taupunkt der feuchten Luft und zusätzlich deutlich unter dem Gefrierpunkt von Wasser, so entsteht an der Kühlfläche eine zeitlich anwachsende Eis- bzw. Frostschicht, also herrscht hier ein instationärer Prozess.

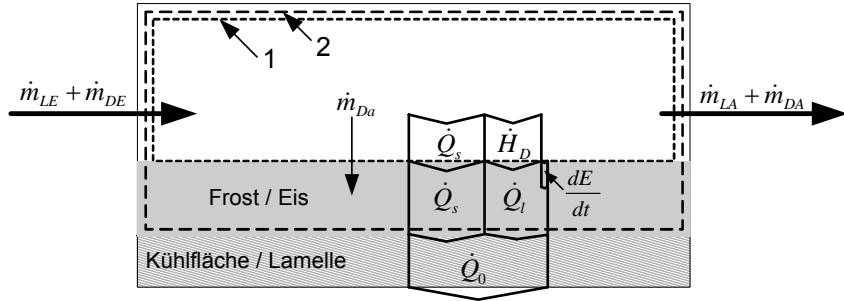


Abb. 2-4: Massen- und Energiebilanz für Verfrostung

Mit der gewählten Enthalpienormierung bei 0°C gilt für die spezifischen Enthalpien von Wasser, Dampf und Frost:

$$h_w = c_{pw} \cdot \vartheta_w \rightarrow h_w \geq 0 \quad (28)$$

$$h_d = r_v + c_{pd} \cdot \vartheta_d \rightarrow h_d > 0 \quad (29)$$

$$h_f = -r_e + c_f \cdot \vartheta_f \rightarrow h_f < 0 \quad (30)$$

Die Bilanzen im Kontrollraum 1 (feuchte Luft) sind auch hier stationär:

#### Stoffbilanzen

trockene Luft:

$$\dot{m}_{LE} = \dot{m}_{LA} = \dot{m}_L \quad (31)$$

Wasser:

$$\dot{m}_{DE} - \dot{m}_{DA} = \dot{m}_D = \dot{m}_L \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \quad (32)$$

#### Energiebilanz

$$\dot{H}_{fLE} = \dot{H}_{fLA} + \dot{Q}_s + \dot{H}_D \quad (33)$$

Der Energiestrom, der von der feuchten Luft an die Frostschicht übertragen wird, beträgt:

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{m}_L \cdot [c_{pl} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) + c_{pd} \cdot (x_{LE} \cdot \vartheta_{LE} - x_{LA} \cdot \vartheta_{LA})] \quad (35)$$

Der Prozess im Kontrollraum 2 ist aufgrund der zeitlich anwachsenden Frostschicht instationär. Die Bilanzen lauten somit:

### Stoffbilanzen

trockene Luft:

$$\dot{m}_{LE} = \dot{m}_{LA} = \dot{m}_L \quad (36)$$

Wasser:

$$\dot{m}_{DE} - \dot{m}_{DA} = \frac{dm_F}{dt} = \dot{m}_L \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \quad (37)$$

### Energiebilanz

$$\frac{dE}{dt} = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} - \dot{Q}_0 \quad (38)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} - \frac{dE}{dt} \quad (39)$$

Dabei gilt für  $dE/dt$ :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} [m_F(t) \cdot u_F(t)] = \frac{dm_F}{dt} \cdot u_F + \underbrace{\frac{du_F}{dt} \cdot m_F}_{=0, \text{ da } g_F \approx \text{konst.}} \quad (40)$$

Somit folgt für  $dE/dt$  weiter:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m}_L \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \cdot [-r_E + c_F \cdot g_F] \quad (41)$$

In die obige Energiebilanz eingesetzt folgt:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + (x_{LE} - x_{LA}) \cdot [(r_v + r_E) - c_F \cdot g_F] + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot g_{LE} - x_{LA} \cdot g_{LA})] \quad (42)$$

Durch die Abkühlung des Frostes ( $c_F \cdot g_F$ ) wird der total an die Kühlfläche übertragene Wärmestrom zusätzlich vergrößert. Hier gilt vereinfachend:

$$c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot g_{LE} - x_{LA} \cdot g_{LA}) - c_F \cdot g_F \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \ll c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + \left( \underbrace{r_v + r_E}_{=r_s} \right) \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \quad (43)$$

Somit ergibt sich die folgende Approximation zur Berechnung des total an die Kühlfläche übertragenen Wärmestromes bei Frostbildung:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_L \cdot \left[ c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + (x_{LE} - x_{LA}) \cdot \left( \underbrace{r_v + r_E}_{=r_s} \right) \right] \quad (44)$$

## 2.4 Konvektive Wärme- und Stoffübertragung der Luftströmung an einer gekühlten Fläche

Die Ursache für den sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_s$  und latenten Wärmestrom  $\dot{Q}_l$  ist jeweils ein treibendes Gefälle quer zur Luftströmung; das Temperaturgefälle  $\vartheta_L - \vartheta_G$  und das Feuchtigkeitsgefälle  $x_L - x_G$  von der Luft hin zur Kondensat- oder Eis- bzw. Frostoberfläche. Das Temperaturgefälle quer zur Luftströmung bewirkt den *konvektiven Wärmeübergang* und damit einen sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_s$ . Das Feuchtigkeitsgefälle bewirkt den Wasserdampftransport von der Luftströmung zur Kühlwand. Dieser Wasserdampf kondensiert am Kondensatfilm oder desublimiert an der Eis- bzw. Frostoberfläche, woraus ein latenter Wärmestrom  $\dot{Q}_l$  resultiert.

In Abb. 2-5 sind die Temperatur- und Feuchtigkeitsgefälle quer zur Luftströmung an einer verfrostenen, gekühlten Platte mit der Fläche  $dA$  schematisch dargestellt.

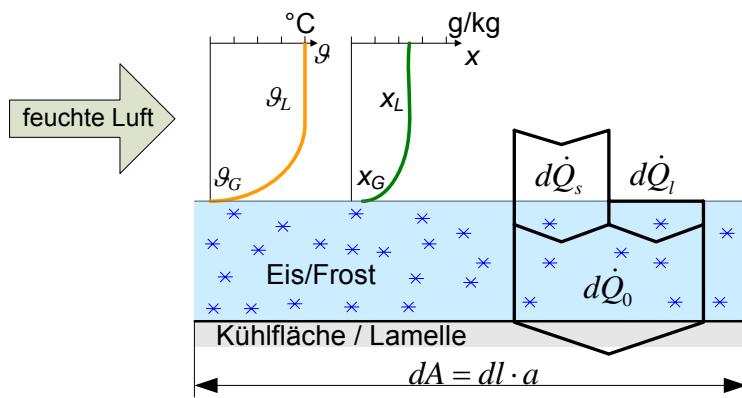


Abb. 2-5: Abkühlung von Luft an einem Flächenelement eines Lamellenluftkühlers.

Die nachfolgend dargestellten Modellierungen basieren auf den vereinfachten Gleichungen aus den Abschnitten 2.3.2 und 0.

Der *sensible* Wärmestrom  $d\dot{Q}_s$  resultiert aus dem Temperaturgefälle  $\vartheta_L - \vartheta_G$  und berechnet sich:

$$d\dot{Q}_s = \alpha_L \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G) \cdot dA \quad (45)$$

$\vartheta_L$  ist die über den Querschnitt gemittelte Lufttemperatur und  $\vartheta_G$  die Temperatur an der Phasengrenzfläche zwischen der Luft und dem Kondensat bzw. der Eis- oder Frostschicht (Abb. 2-5). Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_L$  wird aus der Nusselt-Zahl Nu mit geeigneten Korrelationen für den Spaltkanal unter Berücksichtigung der vorliegenden Einlaufverhältnisse ermittelt:

$$Nu = \frac{\alpha_L \cdot d_h}{\lambda_L} = f\left(Re, Pr, \frac{d_h}{l}\right) \quad (46)$$

Der latente Wärmestrom  $d\dot{Q}_l$  entsteht durch die Kondensation ( $r_i = r_v$ ) bzw. Desublimation ( $r_i = r_s$ ) des von der Luftströmung ausgeschiedenen Dampfstroms  $d\dot{m}_D$ :

$$d\dot{Q}_l = r_i \cdot d\dot{m}_D \quad (47)$$

$$d\dot{m}_D = \beta \cdot \rho_L \cdot (x_L - x_G) \cdot dA \quad (48)$$

An der Phasengrenzfläche G ist die Luft mit Wasserdampf gesättigt. Ihr Feuchtegehalt  $x_G$  ist durch den Siededruck  $p_{sD}$  des Wassers bei der Phasengrenzflächentemperatur  $\vartheta_G$  bestimmt:

$$x_G = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_{sD}(\vartheta_G)}{p - p_{sD}(\vartheta_G)} \approx \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_{sD}(\vartheta_G)}{p} \quad (49)$$

Der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  kann aus der Sherwood-Zahl Sh mit einer zur Nusselt-Zahl analogen Korrelation ermittelt werden:

$$Sh = \frac{\beta \cdot d_h}{D_{DL}} = f(Re, Sc, \frac{d_h}{l}) \quad (50)$$

$D_{DL}$  ist die Diffusionskonstante von Wasserdampf in Luft.

Gemäss der *Analogie von Lewis* sind der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  und der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  proportional zueinander. Ist die Lewis-Zahl Le bekannt, kann der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  aus dem Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  berechnet werden, ohne dass die Sherwood-Zahl Sh und die Schmidt-Zahl Sc berechnet werden müssen:

$$\beta = \alpha \cdot \frac{1}{\rho_L \cdot c_{pL}} \cdot \frac{1}{Le^{2/3}} \quad (51)$$

Die Lewis-Zahl Le ist der Quotient aus der Schmidt- und Prandtl-Zahl und somit wiederum eine Stoffwertzahl. Für die vorliegenden Anwendungen mit feuchter Luft kann mit  $Le = 1$  gerechnet werden.

Mit (48) in (47) eingesetzt wird der latente Wärmestrom:

$$d\dot{Q}_l = \beta \cdot \rho_L (x_L - x_G) \cdot r_i \cdot dA \quad (52)$$

Mit den Gleichungen (45) und (52) erhält man somit den vom Flächenelement dA abgeföhrten gesamten Wärmestrom:

$$d\dot{Q}_0 = d\dot{Q}_s + d\dot{Q}_l = [\alpha \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G) + \beta \cdot \rho_L \cdot (x_L - x_G) \cdot r_i] \cdot dA \quad (53)$$

Zusätzlich mit Gleichung (51) eingesetzt folgt:

$$d\dot{Q}_0 = d\dot{Q}_s + d\dot{Q}_l = \left[ \alpha \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G) + \frac{\alpha}{c_{pL}} \cdot (x_L - x_G) \cdot r_i \right] \cdot dA \quad (54)$$

## 2.5 Kennzahlen zur Bewertung der Luft/Wasser-Wärmepumpe

### 2.5.1 Leistungszahl COP

Für die energetische Bewertung einer Wärmepumpe ist die Leistungszahl die gängigste Kennzahl (Coefficient Of Performance COP). Der COP-Wert beschreibt das Verhältnis der von der Wärmepumpe im Kondensator abgegebenen Heizleistung  $\dot{Q}_H$  bezogen auf die Summe der aufgewendeten elektrischen Kompressorleistung  $P_K$  und Ventilatorleistung  $P_V$  (Gl. (55)):

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_K + P_V} \quad (55)$$

Im Rahmen dieser Studie werden die zusätzlichen aufzuwendenden Leistungen wie z.B. für Steuerung und Umwälzpumpen in der Leistungszahl nicht berücksichtigt. Mit der obigen Definition der Leistungszahl wird der jeweilige Zustand der Wärmepumpe bewertet.

### 2.5.2 Arbeitszahl AZ

In der Praxis bleiben die Quellen- und Senkentemperaturen selten konstant. Man betrachtet deshalb nicht nur eine Momentaufnahme, sondern man ermittelt eine so genannte Arbeitszahl AZ, welche sich auf ein bestimmtes Zeitintervall bezieht. Wählt man für dieses Intervall ein Jahr, so spricht man von der Jahresarbeitszahl JAZ.

Die Arbeitszahl ist analog zur Leistungszahl definiert. Die Leistungen und Wärmeströme werden jedoch über das betrachtete Zeitintervall aufintegriert (Gleichung (56)):

$$AZ = \frac{\int_0^t \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_0^t (P_K + P_V) \cdot dt} \quad (56)$$

Die Arbeitszahl berücksichtigt nicht nur den Heizbetrieb, sondern auch die periodischen Abtauprozesse der Wärmepumpe. Der Nachteil der Arbeitszahl liegt darin, dass durch die variierenden Betriebszustände (Umgebungstemperatur und Luftfeuchtigkeit), Vergleiche zwischen verschiedenen Wärmepumpen nur schwer möglich sind.

### 3 Versuchsluftkühler

#### 3.1 Zielsetzung

Die physikalischen Vorgänge innerhalb des verfrostenden Lamellenluftkühlers einer L/W-WP sind vielseitig und komplex. Einige Einflussgrößen der physikalischen Vorgänge sind z.B. die geometrischen Kenngrößen des Lamellenluftkühlers, der Luftzustand sowie der Betriebszustand der Wärmepumpe. Da eine rein theoretische Erfassung sämtlicher Phänomene nur schwer möglich ist, drängen sich experimentelle Untersuchungen auf. Dabei stehen die folgenden zwei Hauptziele im Vordergrund:

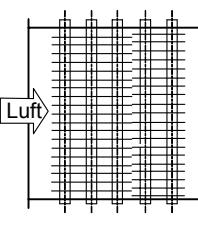
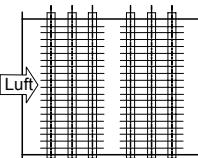
- 1) Auf Basis der Erkenntnisse aus LOREF 1 [1] und aufgrund der im Laufe der Experimente gewonnenen Erkenntnisse sollen Lamellenluftkühler<sup>1</sup> mit alternativen Geometrien entwickelt werden. Die Experimente ermöglichen den direkten Vergleich der verschiedenen Lamellenluftkühler untereinander sowie den Vergleich mit einem handelsüblichen „Standard“-Lamellenluftkühler.
- 2) Die aus den Experimenten gewonnenen Messdaten dienen zur Erweiterung und Validierung des Simulationsprogramms. Dadurch können weitere Geometrieveränderungen zuverlässig vorausberechnet werden, ohne dass zusätzliche Versuche notwendig sind.

Die experimentelle Untersuchung ermöglicht zudem das Beobachten verschiedener Phänomene bei der Eis- und Frostbildung und hilft so die physikalischen Vorgänge besser zu verstehen. Die so gewonnenen Erkenntnisse sind bei der Erstellung des Simulationsprogramms von grossem Nutzen.

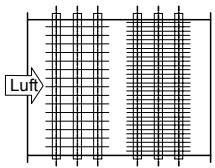
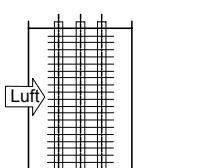
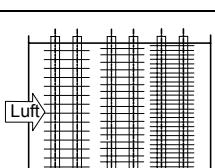
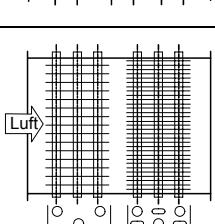
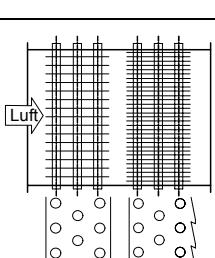
#### 3.2 Untersuchte Versuchsluftkühler

##### 3.2.1 Überblick

In (Tab. 3-1) sind die Geometrien der 7 unterschiedlichen VLK dargestellt. Der Anströmquerschnitt ist für alle Varianten gleich gross und beträgt 400x400 mm.

VLK	Bild	Paket 1	Paket 2	Paket 3	Bemerkungen
VLK 1		$s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$ $n_R = 5$	-	-	VLK mit fünf Rohrreihen aus zwei einzelnen Lamellenpaketen (3+2 Rohrreihen) zusammengesetzt. Kein Abstand dazwischen!
VLK 2		$s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	$s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	-	Standard-Versuchsluftkühler. Zwei identische Lamellenpakete mit 20 mm Abstand.

<sup>1</sup> Die experimentell untersuchten Lamellenluftkühler werden in diesem Kapitel als Versuchsluftkühler (VLK) bezeichnet.

<b>VLK 3</b>		$s_{Lam} = 5.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	$s_{Lam} = 3.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	-	Zwei unterschiedliche Lamellenpakete mit 20 mm. Abstand.
<b>VLK 4</b>		$s_{Lam} = 4.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	-	-	VLK mit drei Rohrreihen in einem einzelnen Lamellenpaket angeordnet.
<b>VLK 5</b>		$s_{Lam} = 5.2 \text{ mm}$ $n_R = 2$	$s_{Lam} = 4.2 \text{ mm}$ $n_R = 2$	$s_{Lam} = 3.2 \text{ mm}$ $n_R = 2$	Drei unterschiedliche Lamellenpakete mit jeweils 20 mm Abstand.
<b>VLK 6</b>		$s_{Lam} = 5.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	$s_{Lam} = 3.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	-	VLK basierend auf der Geometrie von VLK 3. Aussparungen in den Lamellen des zweiten Lamellenpakets.
<b>VLK 7</b>		$s_{Lam} = 5.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	$s_{Lam} = 3.2 \text{ mm}$ $n_R = 3$	-	VLK basierend auf der Geometrie von VLK 3. Zacken an der Lamella-austrittskante des zweiten Lamellenpakets.

Tab. 3-1: Übersicht der Geometrien und Abmessungen der getesteten Versuchsluftkühler. ( $s_{Lam}$ : Abstand zwischen zwei Lamellen (Lamellenabstand),  $n_R$ : Anzahl Rohrreihen in Strömungsrichtung)

### 3.2.2 Rohranordnung

Für sämtliche Versuchsluftkühler wurde jeweils die gleiche Rohranordnung sowie der gleiche Rohrdurchmesser verwendet (Abb. 3-1). Diese Anordnung wird für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Heizleistungen unter 10 kW von vielen Wärmepumpen-Herstellern eingesetzt.

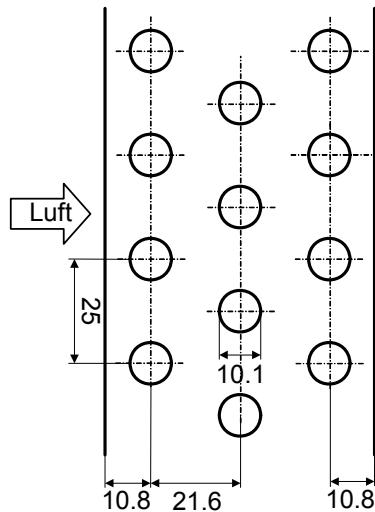


Abb. 3-1: Rohranordnung der verwendeten Versuchsluftkühler: Lamelle mit drei Rohrreihen in Strömungsrichtung und vier Rohrlagen in der Höhe; Versetzte Anordnung der Rohre.

### 3.2.3 Standard-Versuchsluftkühler

Als Standard-Versuchsluftkühler haben wir von der Firma WTS Produktions AG<sup>1</sup> einen Versuchsluftkühler mit 5 Rohrreihen und einem Lamellenabstand von 4.2 mm (VLK 1) fertigen lassen, was der Verdampfergeometrie der L/W-WP PPL 401 der Danfoss-Steinmann Wärmepumpen AG<sup>2</sup> entspricht. Da mit den vorhandenen Stanzwerkzeugen nur Lamellen für 4 Rohrreihen gefertigt werden können, setzte sich der gelieferte Luftkühler aus zwei Lamellen-Paketen zu 3 und 2 Rohrreihen zusammen. Am Übergang vom ersten zum zweiten Paket sind die Lamellen teilweise stark versetzt, was während der Verfrostung zu einem übermäßig schnellen Anstieg des Druckverlustes führen kann Abb. 3-2. Um unerwünschte Effekte zu vermeiden, wurde ein neuer Luftkühler (VLK 2) mit einem Abstand von 20 mm zwischen den Paketen als Standard-Versuchsluftkühler eingesetzt Abb. 3-3.

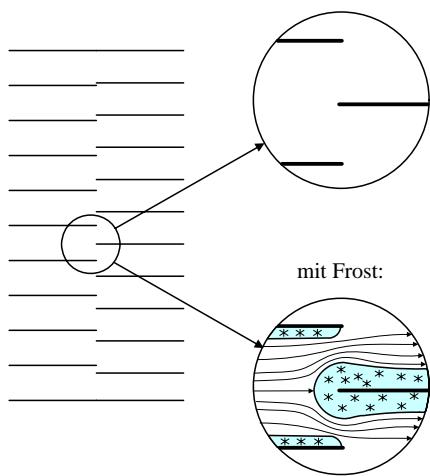


Abb. 3-2: Versatz der Lamellen bei VLK 1 bei zusammengesetzten Lamellenpaketen, verursacht durch leichte Unterschiede im Lamellenabstand des jeweiligen Paketes.



Abb. 3-3: Versuchsluftkühler VLK 2 bestehend aus zwei Lamellenpaketen. Vier Anschlüsse für die Kältesole, jeweils zwei pro Lamellenpaket.

<sup>1</sup> WTS Produktion AG, Schlossacher 4, 1715 Alterswil

<sup>2</sup> Danfoss Steinmann Wärmepumpen AG, Alpenweg 4, 3038 Kirchlindach

### **3.2.4 Versuchsluftkühler mit abgestuftem Lamellenabstand**

Bei Lufttemperaturen unterhalb von 0°C kommt es am Eintritt in den Lamellenluftkühler, also in den vorderen Rohrreihen, zu starker Frostbildung und somit hohen lokalen Druckverlusten, während die hinteren Rohrreihen nur wenig verfrosten und so auch nur einen geringen Druckverlust erzeugen. Es bieten sich zwei verschiedene Massnahmen zur Erreichung einer gleichmässigen Druckverlustverteilung an.

Einerseits könnte das Temperaturgefälle zwischen der Luft und den Lamellen, und so die Frostbildung in den vorderen Rohrreihen reduziert werden. Das Temperaturgefälle zwischen der Luft und den Lamellen ist jedoch nahezu unabhängig von der Geometrie des Lamellenluftkühlers, sondern massgeblich durch die Charakteristik der Wärmepumpe gegeben. Zur Reduktion des Temperaturgefälles zwischen der Luft und den Lamellen müsste somit die Prozessführung der L/W-WP z.B. durch eine kontinuierliche Leistungsregelung verbessert werden.

In LOREF soll der Lamellenluftkühler durch Geometrie-Anpassungen verbessert werden. So soll durch konstruktive Massnahmen am Eintritt in den Lamellenluftkühler, namentlich durch das Vergrössern des Lamellenabstandes in den vorderen Rohrreihen, mehr Platz für den Frost geschaffen werden, um so den lokalen Druckverlustranstieg zu reduzieren. Mit zwei Versuchsluftkühlern (VLK 2 und VLK 3) wurde der Einfluss eines abgestuften Lamellenabstands auf den luftseitigen Druckverlust, aber auch auf die Wärmeübertragung untersucht. Die Versuchsluftkühler VLK 3 und VLK 5 bilden zusammen mit VLK 2 (Standard-Versuchsluftkühler) eine Reihe von Versuchsluftkühlern mit unterschiedlichen Lamellenabständen in der Tiefe aber jeweils gleichgrosser luftseitiger Wärmeübertragungsfläche.

### **3.2.5 Versuchsluftkühler mit verschiedenen Lamellentiefen**

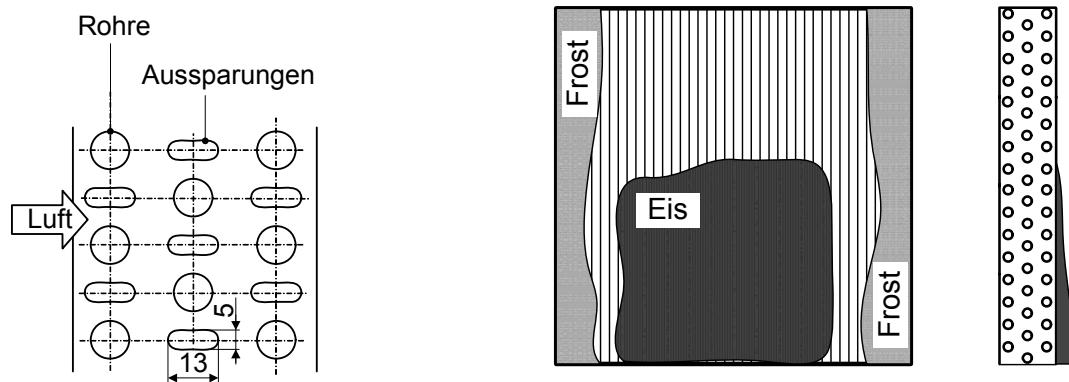
Um den Einfluss der Lamellentiefe (Verdampftiefe) zu erfassen, wurden zwei Versuchsluftkühler mit unterschiedlicher Anzahl Rohrreihen in der Strömungsrichtung hergestellt, wobei der Lamellenabstand jeweils gleich gross ist. VLK 1 hat fünf Rohrreihen, VLK 4 lediglich drei und der Standard-Versuchsluftkühler VLK 2 hat sechs Rohrreihen.

### **3.2.6 Spezielle Bauformen**

In LOREF 1 [1] wurde festgestellt, dass die Querschnittsverminderung während der Frostbildung zwischen den Rohren einer jeweiligen Rohrreihe besonders stark ist. Als Massnahme wurden an diesen Stellen Aussparungen in die Lamellen gestanzt (Abb. 3-4). Der so modifizierte Versuchsluftkühlers VLK 6 basiert auf VLK 3, wobei die Aussparungen nur im hinteren Lamellenpaket mit dem kleineren Lamellenabstand vorgenommen wurden.<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> VLK 6 entstand nach den Messungen an VLK 3. Da bei VLK 3 der Druckverlust im zweiten Lamellenpaket grösser war als im ersten, wurde versucht, mit den Aussparungen einen weiteren Ausgleich zwischen den Druckverlusten beider Pakete zu erzielen.



Durch die Aussparungen wird einerseits die luftseitige Wärmeübertragungsfläche leicht reduziert, andererseits können durch die Aussparungen Turbulenzen entstehen, welche sich positiv auf die Wärmeübertragung auswirken.

Bei Lufttemperaturen oberhalb von 0°C ergeben sich Betriebszustände mit Kondensatbildung am Eintritt und Frost/Eisbildung am Austritt. Ein Teil des in den vorderen Rohrreihen entstehenden Kondensats wird durch die Luftströmung entlang der Lamellen nach hinten transportiert. Dort läuft es an den Austrittskanten der Lamellen ab. Teilweise gefriert Kondensat auf dem Weg nach unten (Abb. 3-5), wodurch kompaktes Eis entsteht, welches einen beträchtlichen Teil des Strömungsquerschnitts blockiert.

Eine weitere Spezial-Geometrie soll diese Eisbildung aus Kondensat am Lamellenluftkühler-Austritt vermindern. Zacken an den Austrittskanten sollen das an den Lamellen nach hinten fliessende Kondensat sammeln und vom Verdampfer abtropfen lassen (Abb. 3-6).

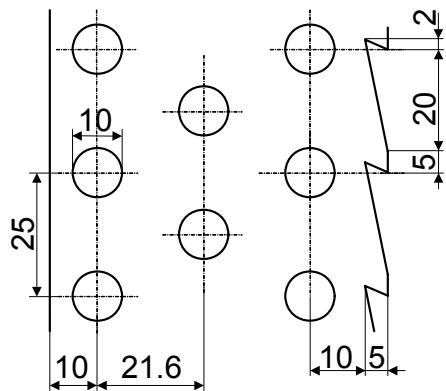


Abb. 3-6: Lamelle mit Zucken an der Austrittskante.

Damit das Kondensat vollständig abtropfen kann, muss gewährleistet sein, dass die Tropfen nicht von einem Zucken auf den nächst tieferen fallen. Überschlägige Berechnungen zeigen, dass bei vertikaler Anordnung des Versuchsluftkühlers die Strömungsgeschwindigkeit der Luft ausreicht, um die Tropfen genügend weit vom Versuchsluftkühler weg zu blasen.

### 3.3 Experimente

Wie bereits erwähnt wurden unterschiedliche Versuchsluftkühler (VLK) konzipiert, welche in einer Versuchsanlage (Kapitel 4) getestet wurden. Die Versuchsluftkühler wurden bei verschiedenen Lufttemperaturen, Luftfeuchtigkeiten und Luftgeschwindigkeiten ausgemessen und miteinander verglichen. Sie wurden dabei anstatt mit einem verdampfendem Kältemittel mit einer Kältesole (Glykol/Wasser) gekühlt. Die Temperaturdifferenz zwischen der Sole und der Luft kann dadurch beliebig eingestellt werden, womit der Betrieb des Lamellenluftkühlers unabhängig von der Charakteristik einer spezifischen Wärmepumpe ist.

## 4 Versuchsanlage für Lamellenluftkühler

Die physikalischen Vorgänge in einem Lamellenluftkühler sind vielfältig und komplex. Sie sind von verschiedenen Einflussgrößen abhängig, was experimentelle Untersuchungen notwendig macht. An der Versuchsanlage für Lamellenluftkühler wurden die in Kapitel 3 dargestellten VLK bei verschiedensten Luft- und Betriebszuständen getestet.

Verschiedene in LOREF 2 modifizierte Geometrien von Lamellenluftkühlern mit unterschiedlichen Lamellenabständen, Anzahl Rohrreihen und anderen Modifikationen wurden innerhalb kurzer Zeit auf dieser Anlage montiert und getestet. Ihr Wärmeübertragungsverhalten, der luftseitige Druckverlust und das Abtauverhalten wurden durch detaillierte Messungen untersucht.

### 4.1 Aufbau

Die Versuchsanlage besteht aus zwei Luftkreisläufen (Abb. 4-1). Im Hauptkreislauf ist der Versuchsluftkühler (1) eingebaut. Die Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit und Luftgeschwindigkeit können innerhalb des für die L/W-WP relevanten Anwendungsbereichs variiert werden. Der statische Mischer (8) vor dem Versuchsluftkühler stellt sicher, dass der Luftzustand und die Strömungsgeschwindigkeit über den gesamten Anströmquerschnitt des zu untersuchenden Versuchsluftkühlers homogen sind.

Der Versuchsluftkühler wird mit einer Wasser/Glykol-Mischung (Kältesole) gekühlt. Es können unterschiedliche Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung eingestellt werden. Damit sind die Versuche unabhängig vom Betriebsverhalten einer spezifischen Wärmepumpe. Mit den Temperatur- und Durchflussmessungen der Kältesole kann der im Versuchsluftkühler total übertragene Wärmestrom berechnet werden. Die Kühlung mit Kältesole erlaubt eine genauere Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten als mit einem verdampfenden Kältemittel. Bei genügend grossem Solemassenstrom ist gewährleistet, dass die Temperaturabnahme der Kältesole zwischen Ein- und Austritt gering bleibt und so die Bedingungen eines verdampfenden Kältemittels gut wiedergibt.

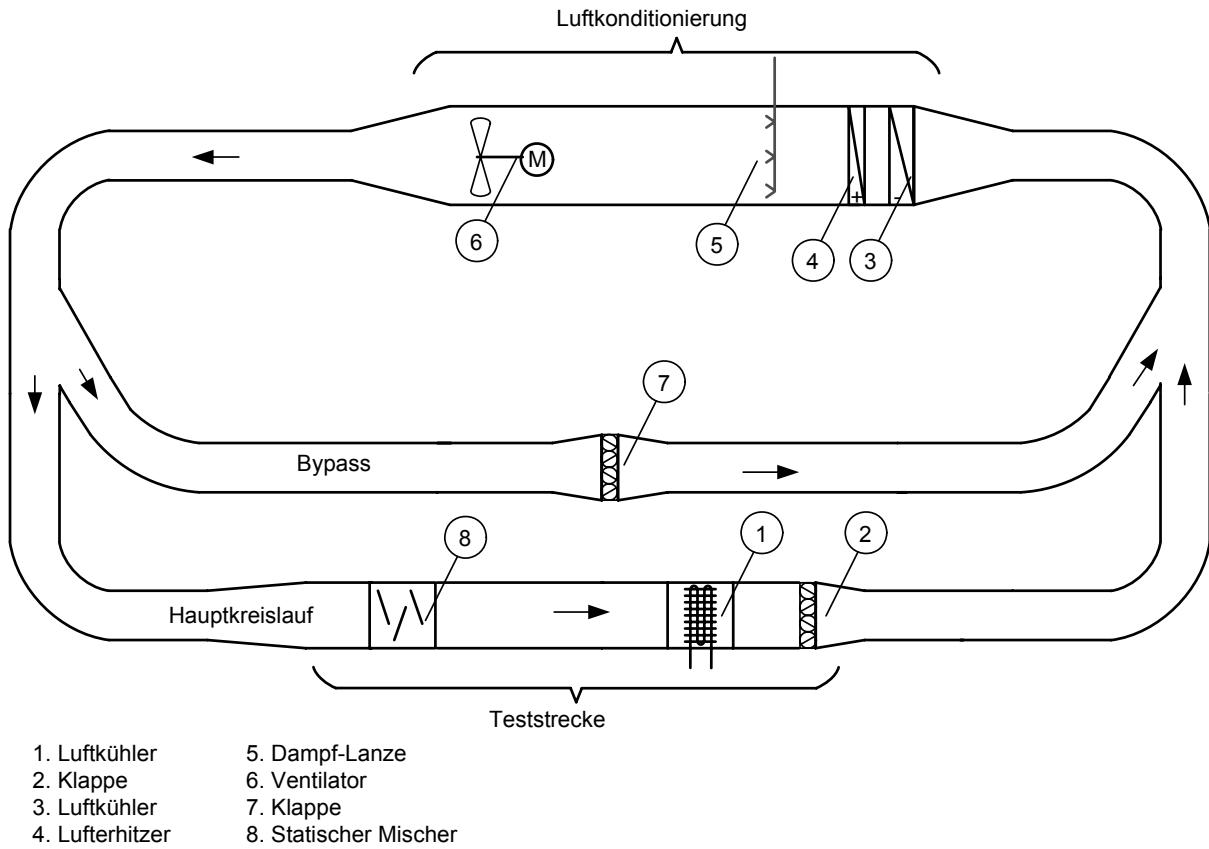


Abb. 4-1: Luftkreisläufe der Versuchsanlage für Lamellenluftkühler.

Die für den Betrieb des Versuchsluftkühlers sowie für die Konditionierung der Luft benötigte Kälte- und Wärmeleistung wird durch eine Kälteanlage bereitgestellt, welche einen Kältespeicher und einen Wärmespeicher bewirtschaftet, welche mit einer Wasser/Glykol-Mischung gefüllt sind (vgl. Abschnitt 4.4).

#### 4.2 Versuchsluftkühler-Teststrecke

In Abb. 4-2 ist der Versuchsluftkühler inklusive der zugehörigen Testeinrichtung gemäss der Einbausituation in der Versuchsanlage dargestellt. Der abgebildete Versuchsluftkühler besteht aus zwei Lamellenpaketen. Vor und nach dem Versuchsluftkühler sowie zwischen den beiden Lamellenpaketen werden jeweils die Lufttemperatur und der luftseitige Druckverlust gemessen.

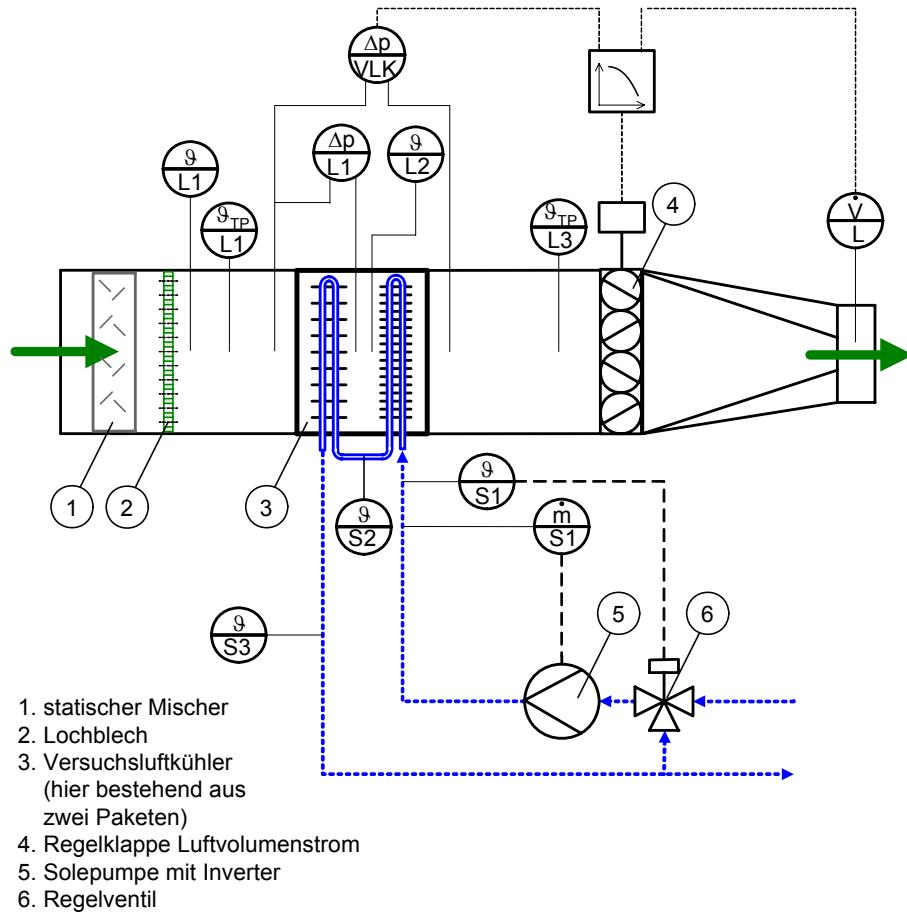


Abb. 4-2: Lamellenluftkühler-Teststrecke

### Homogene Lufteintritts- und Austrittsbedingungen

Der Eintritt der konditionierten Luft in den statischen Mischer ist durch den Pfeil links in Abb. 4-2 markiert. Durch den statischen Mischer mit der darauf folgenden Mischstrecke wird gewährleistet, dass Temperatur- und Feuchteunterschiede in der Luftströmung ausgeglichen werden. Durch das nachfolgende Lochblech werden die durch den statischen Mischer erzeugten Turbulenzen eliminiert. Damit wird eine über den ganzen Strömungsquerschnitt homogene Luftgeschwindigkeit erreicht.

Das Strömungsprofil am Austritt aus dem Versuchsluftkühler wurde vor Beginn der eigentlichen Messreihen der Versuchsluftkühler mit neun lokalen Geschwindigkeitsmessungen mit einem Flügelrad-Anemometer kontrolliert. Diese Testmessungen ergaben, dass die Strömungsgeschwindigkeit der Luft am unteren Ende des Versuchsluftkühlers stark erhöht war (Je nach Luftvolumenstrom um bis 20 % höher als die mittlere Strömungsgeschwindigkeit). Ursache dafür war die ungünstige Konstruktion der Abtauwanne. Ein grosser Teil der Luft strömte nicht durch den lamellierten Querschnitt des Versuchsluftkühlers, sondern unterhalb des Versuchsluftkühlers durch die Abtauwanne (siehe Abb. 4-3). Dies zeigte sich vor allem bei hohen Volumenströmen und somit grossen Strömungsdruckverlusten. Die ursprüngliche Abtauwanne wurde durch zwei Abtaurinnen vor und nach dem Versuchsluftkühler ersetzt. Danach lagen die lokalen Messwerte der Luftgeschwindigkeit innerhalb  $\pm 5\%$  der mittleren Strömungsgeschwindigkeit.

Die Erkenntnis aus den Luftgeschwindigkeits-Messungen ist, dass die Luft keine Umgehungs möglichkeit um den Verdampfer haben darf. Mit Frostbildung und somit erhöhtem Druckverlust würde ein wesentlicher Teil des Luftvolumenstroms ausweichen und der übertragene Wärmestrom proportional dazu absinken.

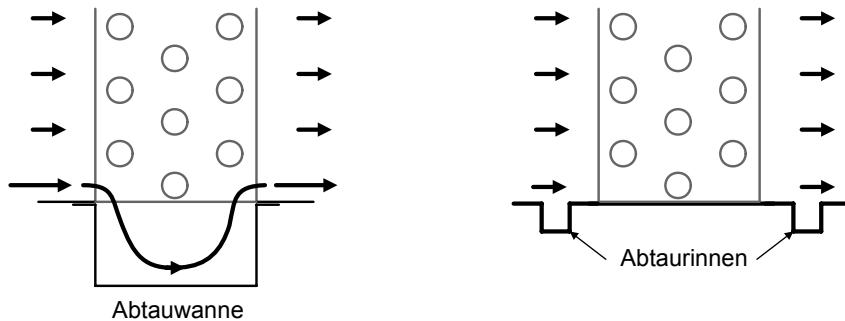


Abb. 4-3: Zwei Varianten um Kondensat oder Schmelzwasser aufzufangen: Links die ursprüngliche Variante mit einer Abtauwanne unter den Lamellen. Rechts die verbesserte Variante mit Abtaurinnen vor und nach den Lamellen.

Vor dem Eintritt in den Versuchsluftkühler und unmittelbar nach dem Austritt wird die Lufttemperatur gemessen. Die Temperaturverteilungen über den Strömungsquerschnitt am Eintritt und am Austritt können durch den Vergleich der Messwerte von jeweils neun Thermoelementen überprüft werden. In den Versuchen hat sich gezeigt, dass die Temperaturverteilung homogen ist.

Da das Geschwindigkeitsprofil und das Temperaturprofil am Eintritt und am Austritt homogen sind, kann davon ausgegangen werden, dass dies auch für die Feuchtigkeit bzw. den Taupunkt gilt. Allfällige Schichtungen der Luftfeuchte nach der Befeuchtung werden in der Mischstrecke nach der Dampf-Lanze und im folgenden Radialventilator weitgehend eliminiert (Abb. 4-1). Der Taupunkt der feuchten Luft am Eintritt und am Austritt des Versuchsluftkühlers wird mit jeweils einem Taupunktspiegel gemessen, wobei an vier über den Querschnitt verteilten Stellen feuchte Luft für die Messung entnommen wird.

### **Luftgeschwindigkeit und Ventilatorkennlinie**

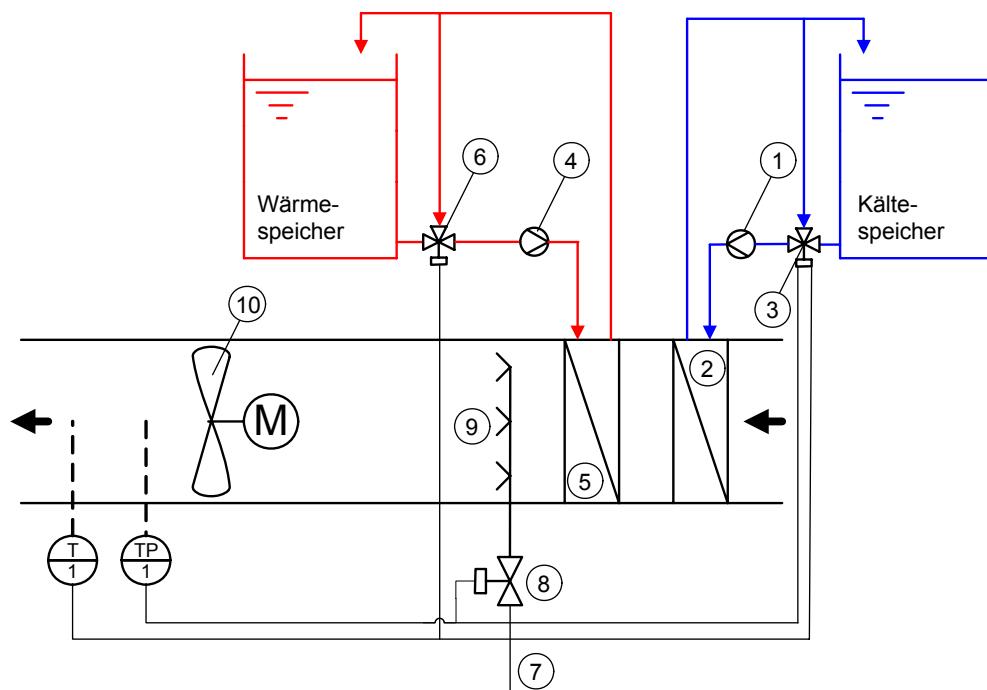
Der Luftvolumenstrom wird am Austritt des Versuchsluftkühlers gemessen. Der luftseitige Druckverlust über den Versuchsluftkühler wird ebenfalls gemessen. In einer Wärmepumpe ist der Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen durch die Kennlinie des verwendeten Ventilators gegeben. Die Ventilatorkennlinie ist massgeblich abhängig von der Ventilatorbauart (Axial- bzw. Radialventilator). Bei Betriebsbedingungen mit Frostbildung nimmt wegen der Frostschicht der Druckverlust im Lamellenluftkühler zu und der Luftvolumenstrom nimmt entsprechend der Ventilatorkennlinie ab. In der Versuchsanlage kann mit Hilfe der Regelklappe (4) nach dem Versuchsluftkühler jede beliebige Ventilatorkennlinie simuliert werden. Dazu müssen Volumenstrom und Druckverlust über den Versuchsluftkühler gemessen und die Ventilatorkennlinie im Regler programmiert werden. Programmiert wurden dabei eine typische „flache“ sowie eine „steile“ Kennlinie (vgl. Anhang A1).

### **Kühlung des Versuchsluftkühlers**

Zur Kühlung der Versuchsluftkühler wird eine Kältesole bestehend aus einem Wasser/Glykol-Gemisch verwendet, welche aus dem Kältespeicher (vgl. Abschnitt 4.4) entnommen wird. Die Soletemperaturen am Ein- und am Austritt werden gemessen. Die Soletemperatur am Eintritt in den Versuchsluftkühler wird über die Stellung des Mischvents vor der Solepumpe geregelt. Der Massenstrom der Kältesole wird durch den Inverter im Elektromotor der Solepumpe auf einen konstanten Wert geregelt.

### 4.3 Konditionierung der Luft

Die Luftkreisläufe der Versuchsanlage dienen zur Versorgung des Versuchsluftkühlers mit Luft von bestimmter Temperatur und Feuchtigkeit. Die Versuchsanlage besteht aus zwei Luftkreisläufen. Im Hauptkreislauf (äußerer Kreislauf in Abb. 4-1) ist der Versuchsluftkühler in der Teststrecke eingebaut. Für eine stabile Regelung der Lufttemperatur und Luftfeuchtigkeit bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten ist ein minimaler Luftdurchsatz durch die Konditionierungsstrecke erforderlich. Mit dem Bypass (vgl. Abb. 4-1) kann dies gewährleistet werden.



- |                           |                      |
|---------------------------|----------------------|
| 1: Solepumpe Luftkühler   | 6: Mischventil LE    |
| 2: Luftkühler (LK)        | 7: vom Dampferzeuger |
| 3: Mischventil LK         | 8: Dampfregelventil  |
| 4: Solepumpe Luftheritzer | 9: Dampf-Lanze       |
| 5: Luftheritzer (LE)      | 10: Ventilator       |

Abb. 4-4: Luftkonditionierung.

#### Regelung der Lufttemperatur

Die Regelung von Temperatur und Feuchte der Luft ist in Abb. 4-4 dargestellt. Beide Größen werden am Eintritt in den Versuchsluftkühler erfasst: Zwei PT 100-Sensoren messen die Lufttemperatur und ein Taupunktspiegel die Taupunkttemperatur bzw. die Feuchtigkeit der Luft.

Die Einstellung der gewünschten Lufttemperatur erfolgt über den in Abb. 4-4 dargestellten Luftkühler und Luftheritzer. Beide Wärmeübertrager sind als Lamellen-Wärmeübertrager ausgeführt und werden entsprechend ihrer Funktion entweder vom Wärme- oder Kältespeicher betrieben (vgl. Abschnitt 4.4). Die Temperatur der in den Luftkühler und den Luftheritzer eintretenden Sole wird durch die Mischventile 3 bzw. 6 durch Rücklauf-Beimischung eingestellt.

#### Regelung der Luftfeuchte

Die Erreichung der gewünschten Luftfeuchtigkeit erfolgt über eine Dampf-Lanze und einen Luftkühler. Ein elektrischer Dampferzeuger stellt Dampf von konstantem Druck bereit. Bei zu geringer Feuchte

wird mit dem Dampfventil (8) die zugeführte Dampfmenge erhöht. Ist die Feuchte zu hoch, wird mit dem Luftkühler entfeuchtet.

Der Luftkühler hat eine Doppelfunktion: Er wird sowohl für die Entfeuchtung als auch für die Kühlung der Luft benötigt, wobei die Regelung der Feuchtigkeit in der Priorität übergeordnet ist.

#### 4.4 Kälteanlage

Für den Betrieb der Versuchsluftkühler und die Luftkonditionierung wird sowohl Kälte- als auch Wärmeleistung benötigt. Eine Kälteanlage (Abb. 4-5) stellt dazu in je einem Speicher warme und kalte Sole bereit. Die Kälteanlage wird mit R404a als Arbeitsfluid betrieben.

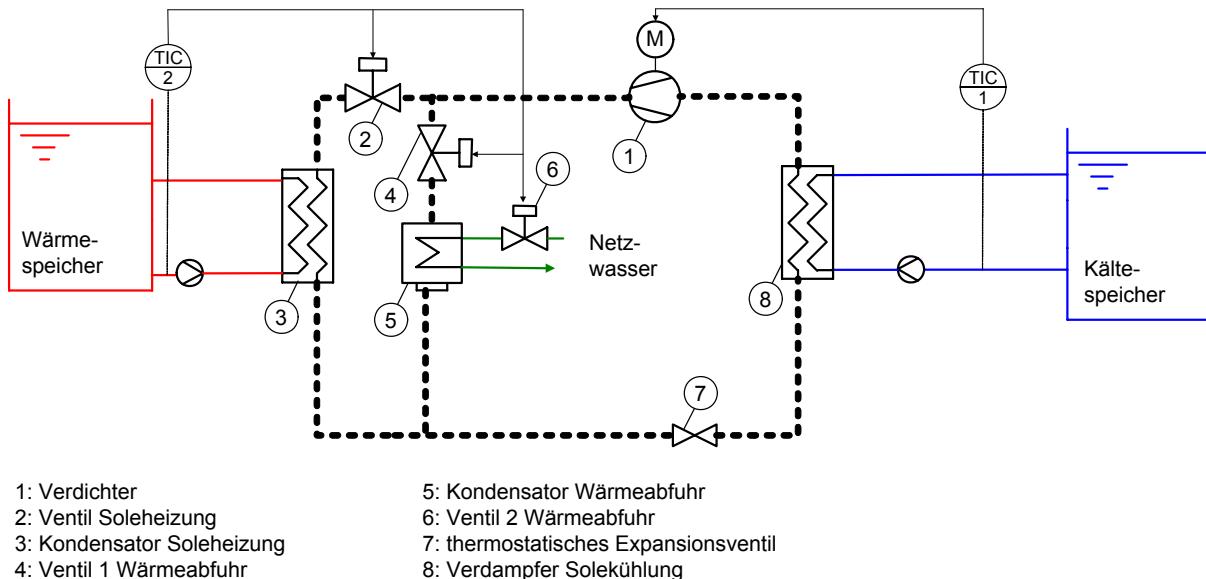


Abb. 4-5: Kälteanlage zur Deckung des Heiz- und Kühlenergiebedarfs.

#### Temperatur im Kältespeicher

Die Temperatur der Sole im Kältespeicher wird innerhalb eines einstellbaren Bereichs (je nach Betriebsbedingungen) geregelt. Dazu wird die Kälteanlage im Taktbetrieb betrieben. Überschreitet die Temperatur im Kältespeicher einen oberen Grenzwert, wird die Kälteanlage eingeschaltet. Die Sole des Kältespeichers wird im Verdampfer (8) der Kälteanlage gekühlt, bis der untere Grenzwert der Temperatur erreicht ist und die Kälteanlage wieder ausschaltet.

#### Temperatur im Wärmespeicher

Um mit der Kälteanlage auch Sole erwärmen zu können, wird im Kondensator (3) der Kälteanlage Sole erhitzt: Die Kälteanlage wird somit gleichzeitig als Wärmepumpe eingesetzt. In der Versuchsanlage wird infolge der Wärmeeinbrüche in den Luftkreislauf weniger Wärme- als "Kälteenergie" benötigt. Die von der Kälteanlage erzeugte Wärmeleistung ist jedoch (um den Betrag der inneren Kompressorleistung) grösser als die Kälteleistung. Überschüssige Wärme muss deshalb in einem zweiten Kondensator (5) abgeführt werden. Die Kälteanlage hat deshalb zwei Betriebszustände für die Kondensation des Arbeitsfluids: Zur Erwärmung der Sole im Speicher wird das Arbeitsfluid im Kondensator (3) verflüssigt und zur Abfuhr der überschüssigen Wärmeleistung wird das Arbeitsfluid im Kondensator (5) mit Netzwasser kondensiert.

Unterschreitet die Temperatur im Wärmespeicher den unteren Grenzwert, so öffnet das Ventil 2 und die Ventile 4 und 6 schliessen. Somit wird die Sole im Wärmespeicher durch den Kondensator (3)

erwärmte, bis ein oberer Grenzwert erreicht ist. Dann wird der Betriebszustand umgeschaltet, so dass die Wärme im Kondensator (6) durch Netzwasser abgeführt wird.

### Kälte- und Wärmeträger

Die Sole in beiden Speichern besteht aus einer Wasser/Glykol-Mischung mit einem Mischungsverhältnis 1:1. Dies gewährt eine genügende Sicherheit gegen das Gefrieren der Sole. Die Sole im Wärmespeicher muss ebenfalls frostsicher sein, da diese sonst im Luftheritzer gefrieren könnte. Der Versuchsluftkühler wird im Heizbetrieb mit kalter Sole jedoch im Abtaubetrieb mit warmer Sole durchströmt. Die Füllungen der beiden Speicher können sich dadurch mischen.

## 4.5 Versuchsablauf

In jedem Versuch werden entsprechend dem Versuchprogramm bestimmte Versuchsbedingungen vorgegeben. Der eigentliche Versuchsablauf besteht aus drei Phasen:

### Phase 1: Anfahren

Zum Anfahren der Anlage wird die Kälteanlage in Betrieb genommen. Kälte- und Wärmespeicher werden geladen (Abb. 4-5). Gleichzeitig wird die Luft in den Luftkreisläufen auf den Sollwert der Lufteintrittstemperatur gekühlt. Dazu wird der Ventilator eingeschaltet und die Lufttemperaturregelung aktiviert (Abb. 4-4). Mit der Abkühlung der Luft werden auch die Rohrleitungen und die Einbauten auf Betriebstemperatur gebracht.

Die Regelung der Luftfeuchte ist noch nicht eingeschaltet (Dampfregelventil geschlossen). Es genügt, die Luftfeuchte erst bei Versuchsbeginn zu regeln, da diese mit dem Dampfregelventil rasch den Sollwert erreicht. Während dem Anfahren wird noch keine Sole durch den VLK gepumpt, so dass kein Kondensat oder Frost im Versuchsluftkühler entsteht.

### Phase 2: Versuchsdurchführung

Wenn die Lufteintrittstemperatur in den Versuchsluftkühler den Sollwert erreicht hat und die Anlage auf Betriebstemperatur ist, wird der Versuch gestartet. Die Kühlung des VLK wird eingeschaltet, so dass dieser mit kalter Sole durchströmt wird (Abb. 4-2). Der VLK wird nun unter einer bestimmten Lufttemperatur, Luftfeuchte, Luftgeschwindigkeit und mit einer definierten Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung getestet. Je nach Betriebsbedingungen bleibt er trocken oder es kommt zu Kondensat- bzw. Frostbildung auf den Lamellen und Rohren des Versuchsluftkühlers.

Die Vorgänge an den Lamellen und Rohren des Versuchsluftkühlers können durch zwei Sichtfenster beobachtet werden. Zusätzlich wurden am Ende des Versuchs, unmittelbar vor dem Einleiten der Abtauung, Fotoaufnahmen vom Ein- und Austritt des Versuchsluftkühlers gemacht.

### Phase 3: Abtauung, Versuchsende

Erreicht der luftseitige Druckverlust über den Versuchsluftkühler infolge der Frostbildung 200 Pa wird der Abtauvorgang automatisch eingeleitet. Dabei wird der Ventilator ausgeschaltet und die Regelklappe für den Luftvolumenstrom geschlossen, so dass keine Luft mehr durch den Versuchsluftkühler strömt. Während der Abtauung wird Sole aus dem Wärmespeicher durch den Versuchsluftkühler gepumpt.



## 5 Experimentelle Untersuchung der Versuchsluftkühler

### 5.1 Zielsetzungen

Wie sich schon in LOREF 1 [1] gezeigt hat, ist der Vorgang der Verfrostung des Lamellenluftkühlers sehr komplex. Eine einwandfreie mathematisch-physikalische Modellierung des Prozesses ohne Abgleich mit Versuchen wäre nicht gelungen. In LOREF 2 [7] wird das mathematisch-physikalische Berechnungsmodell vom ebenen einseitig gekühlten Spaltkanal auf einen Lamellenluftkühler-ausschnitt ausgedehnt. Mit Hilfe der experimentellen Untersuchung der Versuchsluftkühler sollen die Modellansätze überprüft und nach Bedarf mit semi-empirischen Korrelationen ergänzt werden. Weiter sollen die in LOREF 1 beschriebenen qualitativen Verbesserungsvorschläge bezüglich der Geometrie in den Versuchsluftkühlern (siehe Kapitel 3) umgesetzt und experimentell nachgewiesen werden. Durch eine geschickte Bewertung der Versuchsluftkühler soll die beste Geometrie für den Betrieb der L/W-WP gefunden werden. Zusätzlich zur Geometrie soll auch der Einfluss des Ventilators untersucht werden.

### 5.2 Versuchsprogramm

Die wichtigsten Einflussgrößen für die Verfrostung des Versuchsluftkühlers sind die Lufttemperatur, Luftfeuchte, Luftgeschwindigkeit, Soleeintrittstemperatur und Solemassenstrom. Aus der Kombination dieser Parameter ergibt sich eine grosse Anzahl von Versuchen, deren Durchführung einen enormen Zeitaufwand zur Folge gehabt hätte. Um die Vielzahl der möglichen Kombinationen zu reduzieren, wurden die Versuche wie folgt eingegrenzt.

Beim Versuchsprogramm wird zwischen den Luftzustandsparametern und den von der L/W-WP bedingten Parametern unterschieden.

Die Luftzustandsparameter wie die Lufttemperatur und -feuchte werden durch das Klima am Standort der L/W-WP bestimmt. Die gewählten Luftzustände basieren auf den Prüfzuständen der europäischen Norm EN 255-2 und sind durch einige Stützpunkte von uns ergänzt worden (siehe Tab. 5-1).

Luftzustände	EN 255				Ergänzungen			
Lufttemperatur $\vartheta_{LE}$	-7	2	7	15	-2	5	6	4
Taupunkt $\vartheta_{TP}$	-8	1.5	6	12	-2.5	4	5	3
relative Feuchte $\varphi$	92	97	93	82	96	93	93	93

Tab. 5-1: Luftzustände für das Versuchsprogramm.

Die von der L/W-WP bedingten Parameter (Luftgeschwindigkeit, Soleeintrittstemperatur) werden durch die Charakteristik der in der L/W-WP verwendeten Komponenten bestimmt.

Die Luftgeschwindigkeit wird durch die Ventilatorcharakteristik und den luftseitigen Strömungswiderstand des Lamellenluftkühlers gegeben. Die Soleeintrittstemperatur, welche bei den solegekühlten Versuchsluftkühlern die Verdampfungstemperatur des Arbeitsfluids simuliert, wird massgebend durch den Verdichter und die Dimensionierung der Wärmeübertrager bestimmt.

Das durchgeführte Versuchsprogramm ist in Tab. 5-1 dargestellt. Die Versuche sind in vier Bereiche unterteilt: *Ein/Aus-geregelte L/W-WP, kontinuierlich leistungsgeregelte L/W-WP, Validierungsversuche* und Versuche mit *Absenkung der Soleeintrittstemperatur*.

Im Versuchsprogramm wird zwischen der *Ein/Aus-geregelten L/W-WP* und der *kontinuierlich leistungsgeregelten L/W-WP* unterschieden. Bei der Ein/Aus-geregelten L/W-WP bestimmt der Verdichter, welcher einen konstanten Volumenstrom fördert, die erzeugte Heizleistung und somit auch die Temperaturdifferenz im Lamellenluftkühler. Als Referenz für die Temperaturdifferenz von der Luft-

zur Soleeintrittstemperatur dienten Messungen an der L/W-WP PPL401 der Danfoss Steinmann Wärmepumpen AG (vgl. Anhang A3).

Die Versuchsbedingungen für die kontinuierlich leistungsgeregelte L/W-WP wurden mit Simulationsberechnungen aus WEXA [1] ermittelt. Die Simulation hat zudem gezeigt, dass es bei einer kontinuierlich leistungsgeregelten L/W-WP vorteilhaft ist, auch den Ventilator zu regeln. Dies wird bei den Versuchen mit der angepassten Luftgeschwindigkeit berücksichtigt. Mit zunehmender Lufttemperatur soll die Ventilatorleistung reduziert werden. Dadurch bleibt die Temperaturdifferenz von der Luft- zur Verdampfungstemperatur nahezu konstant. In unserem Fall haben wir die Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Soleeintritt mit 5 K und 7 K gewählt. Diese beiden Temperaturdifferenzen repräsentieren quasi zwei verschiedene leistungsgeregelte L/W-WP.

Die experimentellen Untersuchungen in diesem Kapitel beziehen sich auf die in Kapitel 3 beschriebenen Versuchsluftkühler, welche in der im Kapitel 4 vorgestellten Versuchsanlage betrieben und ausgemessen wurden. Die Versuchsluftkühler wurden mit Kältesole gekühlt, um genauer definierte Verhältnisse zu generieren, welche für den Abgleich mit dem Simulationsprogramm notwendig sind.

Versuchs-Nr.	$\theta_{LE}$ [°C]	$\theta_{TP}$ [°C]	$\theta_{LE} - \theta_S$ [K]	$\theta_{SE}$ [°C]	w [m/s]	Ventilatorkennlinie	Durchgeführte Versuche							
	VLK 1	VLK 2	VLK 3	VLK 4	VLK 5	VLK 6	VLK 7							
<b>Ein-/Aus-geregelte L/W-WP</b>														
VLKx.1	20	10	-10	30	0.5-3	konstant		X	X		X			
VLKx.2	15	12	13.6	1.4	2	steil	X	X	X		X			
VLKx.3	7	6	11.8	-4.8	2	steil	X	X	X	X	X	X	X	
VLKx.4	2	1.5	10.6	-8.6	2	steil	X	X	X	X	X	X	X	
VLKx.5	-2	-2.5	9.7	-11.7	1	steil	X	X	X	X	X			
VLKx.6	-2	-2.5	9.7	-11.7	2	steil	X	X	X	X	X	X	X	
VLKx.7	-2	-2.5	9.7	-11.7	3	steil	X	X	X		X			
VLKx.8	-7	-8	8.5	-15.5	2	steil	X	X	X	X	X	X	X	
VLKx.9	-2	-2.5	6.7	-8.7	2	steil	X	X	X		X			
VLKx.10	-2	-2.5	12.7	-14.7	2	steil	X	X	X		X			
VLKx.11	-2	-2.5	9.7	-11.7	2	flach	X	X	X		X			
VLKx.12	-2	-2.5	9.7	-11.7	2	konstant	X	X	X	X	X	X		
VLKx.13	7	6	11.8	-4.8	2	konstant		X						
VLKx.14	2	1.5	10.6	-8.6	2	konstant		X						
VLKx.15	-2	-2.5	9.7	-11.7	1	konstant		X		X				
VLKx.17	-2	-2.5	9.7	-11.7	3	konstant		X						
VLKx.18	-7	-8	8.5	-15.5	2	konstant		X						
<b>Kontinuierlich leistungsgeregelte L/W-WP</b>														
VLKx.20	15	12	8	7	0.5	konstant		X						
VLKx.21	7	6	8	-1	1	konstant		X						
VLKx.22	2	1.5	8	-6	1.4	konstant		X						
VLKx.23	-2	-2.5	8	-10	1.6	konstant		X						
VLKx.24	-7	-8	8	-15	2	konstant		X						
VLKx.25	15	12	6	9	0.5	konstant		X						
VLKx.26	7	6	6	1	1	konstant		X						
VLKx.27	2	1.5	6	-4	1.4	konstant		X						
VLKx.28	-2	-2.5	6	-8	1.6	konstant		X						
VLKx.29	-7	-8	6	-13	2	konstant		X						
<b>Validierungsversuche</b>														
VLKx.30	2	1.5	5	-3	1.4	konstant		X						
VLKx.31	2	1.5	10	-8	1.4	konstant		X						
VLKx.32	2	1.5	8	-6	0.8	konstant		X						
VLKx.33	2	1.5	8	-6	2	konstant		X						
VLKx.34	4	3	10	-6	1.4	konstant		X						
VLKx.35	4	3	11	-7	1.4	konstant		X						
VLKx.36	2	1.5	7	-6	2	steil			X		X			
VLKx.37	5	4	10.3	-6.3	2	steil			X		X			
VLKx.38	5	4	8	-4	2	steil			X		X		X	
VLKx.39	5	4	13	-9	2	steil			X		X		X	
VLKx.40	5	4	18	-13	2	steil		X	X					
VLKx.41	7	6	14	-7	2	steil		X						
<b>Absenkung der Soleeintrittstemperatur</b>														
Versuchs-Nr.	$\theta_{LE}$ [°C]	$\theta_{TP}$ [°C]	fm [-]			Ventilatorkennlinie	Durchgeführte Versuche							
	VLK 1	VLK 2					VLK 1	VLK 2	VLK 3	VLK 4	VLK 5	VLK 6	VLK 7	
VLKx.50	-7	-8	0.42	DA 9-7				X						
VLKx.51	-2	-2.5	0.42					X						
VLKx.52	2	1.5	0.42					X						
VLKx.53	7	6	0.42					X						

Tab. 5-2: Versuchsprogramm.

Die Validierungsversuche und die Versuche mit der Absenkung der Soletemperatur wurden spezifisch für die Überprüfung des mathematisch-physikalischen Simulationsprogramms durchgeführt. Für die Validierungsversuche lag vor allem der Übergangsbereich zwischen der Kondensat- und Frostbildung im Fokus. Die Versuche mit Absenkung der Soletemperatur sollten den Einfluss der Charakteristik der L/W-WP, mit bei zunehmender Verfrostung absinkender Verdampfungstemperatur, aufzeigen.

#### **Hinweise zu den Versuchsbedingungen:**

1. Die Versuchsnummer VLK 1.2 bedeutet: Versuch mit dem Versuchsluftkühler Nr. 1 mit den Bedingungen Nr. 2.
2. Bei der Versuchsdurchführung wurden verschiedene Ventilatorkennlinien bzw. Luftgeschwindigkeiten eingestellt. Der Ausdruck „konstant“ bedeutet, dass die Luftgeschwindigkeit im Kanal konstant gehalten wurde. „steil“ und „flach“ stehen für vereinfachte (linearisierte) Ventilatorkennlinien, welche jeweils so angepasst wurden, dass sich ohne Verfrostung die angegebene Luftgeschwindigkeit einstellte (weitere Daten zu den Ventilatorkennlinien sind im Anhang A1 aufgeführt).

### **5.3 Ausgewertete Größen**

#### **5.3.1 Übertragener Wärmestrom**

Die wichtigste Größe ist der von der feuchten Luft an die Kältesole übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_0$ . Der übertragene Wärmestrom kann dabei auf zwei Arten berechnet werden: Sole- oder luftseitig. Für den soleseitig übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{0KS}$  gilt:

$$\dot{Q}_{0KS} = \dot{m}_{KS} \cdot c_{pKS} \cdot (\vartheta_{KSA} - \vartheta_{KSE}) \quad (57)$$

Die spezifische Wärmekapazität der Kältesole  $c_{pKS}$  ist dabei temperatur- und konzentrationsabhängig und wird aus den Herstellerangaben ermittelt.

Der luftseitig übertragene Wärmestrom wird gemäss der Gleichung (44) im Abschnitt 2.3 berechnet. Die Fehlerbetrachtung zeigt aber, dass die soleseitige Berechnung die kleinere Messunsicherheit aufweist. Zusätzlich besteht bei der luftseitigen Berechnung eine Unsicherheit, wie viel des ausgeschiedenen Wasserdampfes kondensiert und wie viel tatsächlich erstarrt. Für die Auswertung wird deshalb der soleseitig übertragene Wärmestrom bevorzugt. In Abb. 5-1 ist dabei für den Versuch VLK 2.4 an drei Messpunkten die Messunsicherheit<sup>1</sup> dargestellt. Sie beträgt ca.  $\pm 7\%$  vom Messwert.

---

<sup>1</sup> Angegeben ist die erweiterte Messunsicherheit, die sich aus der Standardmessunsicherheit durch Multiplikation mit dem Erweiterungsfaktor  $k = 2$  ergibt. Der Wert der Messgröße liegt mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % im zugeordneten Wertebereich.

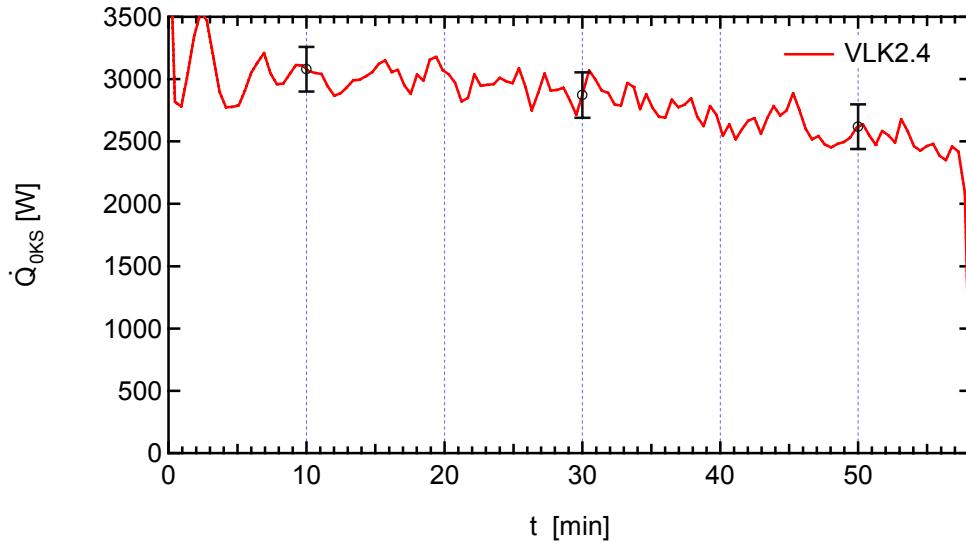


Abb. 5-1: Soleseitig übertragener Wärmestrom, VLK 2 ( $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 1.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$ ).

Bei den Versuchsluftkühlern, die aus zwei oder drei Lamellenpaketen bestehen, kann der übertragene Wärmestrom jeweils für die einzelnen Pakete bestimmt werden. Für das i-te Lamellenpaket gilt:

$$\dot{Q}_{0KS Pi} = \dot{m}_{KS} \cdot c_{pKS} \cdot (\vartheta_{KSA Pi} - \vartheta_{KSE Pi}) \quad (58)$$

Mit Hilfe dieser Wärmeströme lässt sich bestimmen, wie viel vom total soleseitig übertragenen Wärmestrom im i-ten Lamellenpaket übertragen wurde:

$$f_{\dot{Q}_{Pi}} = \frac{\dot{Q}_{0KS Pi}}{\dot{Q}_{0KS}} \quad (59)$$

$f_{\dot{Q}_{Pi}}$  ist der Aufteilungsfaktor des Wärmestroms für das i-te Lamellenpaket. Für eine gleichmässige Aufteilung des Wärmestroms gilt:

$$f_{\dot{Q}_{Pi} \text{ gleichmässig}} = \frac{1}{n_p} \quad (60)$$

Wobei  $n_p$  für die Anzahl der Lamellenpakete steht. Für die VLK 2, VLK 3, VLK 6, und VLK 7 beträgt dies 0.5 und für VLK 3 0.33.

### 5.3.2 Luftseitiger Druckverlust

Der luftseitige Druckverlust  $\Delta p_V$  wird direkt über den Versuchsluftkühler gemessen. Die Messunsicherheit<sup>1</sup> beträgt dabei  $\pm 3 \text{ Pa}$ . Analog wie beim soleseitig übertragenen Wärmestrom lässt sich der Druckverlust auch auf die einzelnen Lamellenpakete aufteilen. Der Druckverlustaufteilungsfaktor für das i-te Lamellenpaket ist definiert als:

<sup>1</sup> Angegeben ist die erweiterte Messunsicherheit, die sich auf der Standardmessunsicherheit durch Multiplikation mit dem Erweiterungsfaktor  $k = 2$  ergibt. Der Wert der Messgrösse liegt mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % im zugeordneten Wertebereich.

$$f_{\Delta p_{Pi}} = \frac{\Delta p_{V Pi}}{\Delta p_V} \quad (61)$$

## 5.4 Versuchsergebnisse und Interpretation

Die im Folgenden ausgewerteten Geometrien der Versuchsluftkühler VLK 1 bis VLK 7 sind in Tab. 3-1 zusammengestellt.

### 5.4.1 Vergleich Versuchsluftkühler VLK 1 mit VLK 2 (Basis-Versuchsluftkühler)

Beide Versuchsluftkühler haben den gleichen Lamellenabstand. Der Unterschied besteht in der Anzahl Rohreihen. VLK 1 hat fünf Rohreihen aneinander im Gegensatz zum VLK 2, welcher insgesamt sechs Rohrreihen aufweist, aufgeteilt in zwei Lamellenpakete mit je drei Rohreihen. Die luftseitige Wärmeübertragerfläche des VLK 2 ist dadurch um 20% grösser als die des VLK 1.

Der Vergleich zwischen VLK 1 und VLK 2 soll aufzeigen, wie gross der Einfluss der versetzten Lamellen ist und ob die Aufteilung in zwei durch einen Abstand getrennte Lamellenpakete eine Verbesserung bezüglich des Druckverlusts bringt. Der Vergleich erfolgt anhand der Versuche VLK x.2, VLK x.3, VLK x.4, VLK x.6 und VLK x.8.

#### a) Lufttemperatur 15°C (VLK x.2)

Der soleseitig übertragene Wärmestrom ist beim VLK 2 um etwa 20 % grösser als beim VLK 1, was gerade dem Flächenunterschied entspricht (Abb. 5-2 a)).

Zu Beginn des Versuchs, bei noch trockenen Bedingungen, ist der Druckverlust von VLK 2 leicht höher (Abb. 5-2 b)). Mit zunehmender Kondensatbildung auf der Lamellenoberfläche nimmt im Allgemeinen der Druckverlust zu. Dieser Anstieg ist auf das Anwachsen der Anzahl der Tropfen und deren Grösse zurückzuführen. Aus LOREF 1 [1] wissen wir, dass die Tropfen erst abfliessen können, wenn sie eine bestimmte Grösse erreicht haben. Nach etwa 30 min. bleibt der Druckverlust konstant. Daraus lässt sich schliessen, dass die Grösse und Anzahl der Kondensattropfen quasi konstant bleibt. Es fliest gleich viel Kondensat ab, wie gerade an den Lamellen gebildet wird.

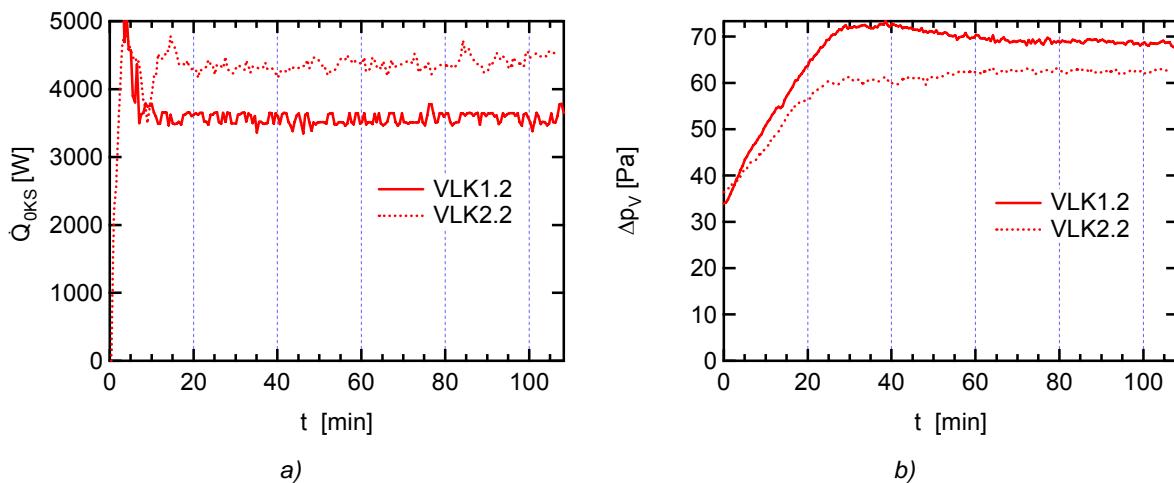


Abb. 5-2 a) Soleseitig übertragener Wärmestrom und b) luftseitiger Druckverlust von VLK 1 und VLK 2 bei VLKx.2 ( $\vartheta_{LE} = 15^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 12^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = 1.4^\circ\text{C}$ ).

Nach 40 min. nimmt im VLK 1 der Druckverlust sogar wieder etwas ab, was auf einen Verzögerungseffekt beim Abfliessen der Tropfen zurückzuführen sein könnte. Beim Abfliessen der Tropfen werden auf dem Weg nach unten weitere Tropfen, die selber noch nicht abfliessen würden, mitgerissen.

Dadurch wird die mittlere Tropfengrösse etwas kleiner, was sich im etwas reduzierten Druckverlust abzeichnet. Nach 60 min. ist der Druckverlust im VLK 2 um 7 bis 8 Pa kleiner, obwohl der VLK 2 eine Rohrreihe mehr hat.

### b) Lufttemperatur 7°C (VLK x.3)

Die Auswertung von VLK x.3 wurde mit dem luftseitig übertragenen Wärmestrom durchgeführt, da die soleseitige Messung ausgefallen ist (Abb. 5-3 a)). Der übertragene Wärmestrom im VLK 2 ist wiederum um das Flächenverhältnis grösser. Zeitlich nimmt der Wärmestrom des VLK 1 linear ab.

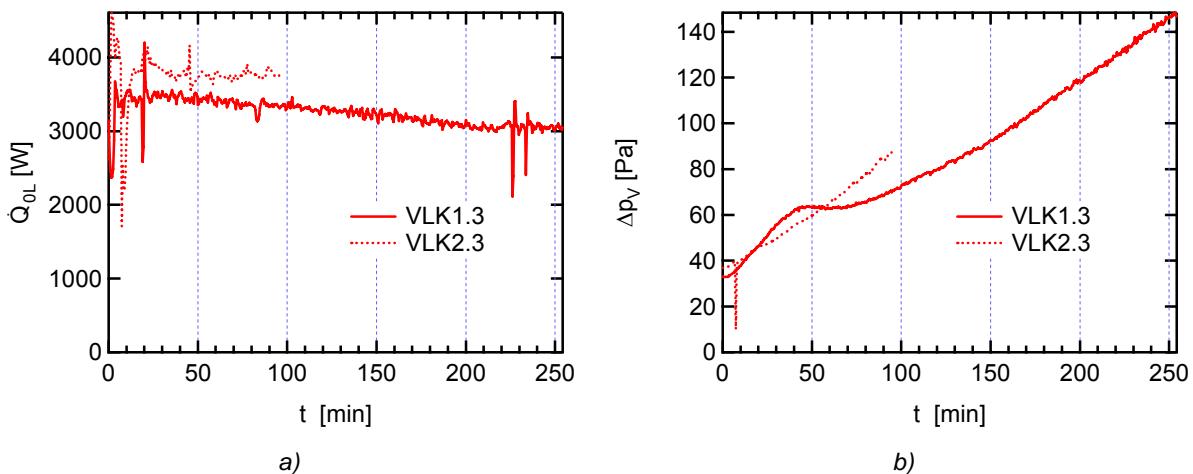


Abb. 5-3: a) Luftseitig übertragener Wärmestrom und b) luftseitiger Druckverlust von VLK 1 und VLK 2 bei VLKx.3 ( $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 16^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$ ).

Beim Druckverlust (Abb. 5-3 b)) ergaben sich zwei unterschiedliche Verläufe. Der Druckverlust des VLK 2 startet leicht höher aufgrund der zusätzlichen Rohrreihe und steigt dann kontinuierlich an. Beim VLK 1 hingegen nimmt der Druckverlust in den ersten 40 min. bis auf etwa 65 Pa stark zu, bleibt dann eine Zeit konstant und beginnt ab etwa 70 min. kontinuierlich zu zunehmen. Das stetige Zunehmen des Druckverlusts beim VLK 2 deutet auf Verfrostung hin. Aus den Experimenten und Erfahrungen mit den Simulationen wissen wir, dass die Verfrostung in diesem Fall nur in der hintersten Rohrreihe (in Strömungsrichtung der Luft) einsetzt. Die Lamellenoberflächentemperatur muss dazu unter etwa  $-3^\circ\text{C}$  liegen, was bei einer Soleeintrittstemperatur von  $-4.8^\circ\text{C}$  knapp erfüllt werden kann. Wie sich nun genau die Lamellentemperatur einstellt, hängt zusätzlich noch von der lokalen Lufttemperatur ab. Da im VLK 2 der grössere Wärmestrom übertragen wird, wird die Luft stärker abgekühlt und hat in der hintersten Rohrreihe eine tiefere Temperatur als im VLK 1. Dadurch wird die Lamellentemperatur im VLK 2 etwas tiefer sein als im VLK 1, was gerade ausreicht um von Anfang an zu verfrosten.

Beim VLK 1 hingegen bildet sich in den ersten 70 min. praktisch nur Kondensat. Dieses kann unterkühlt sein. Der Verlauf bis 70 min. gleicht stark dem des Versuchs VLK 2.1. Das weitere Ansteigen des Druckverlusts ab 70 min. zeigt an, dass dann auch bei VLK 1 die Verfrostung einsetzt.

### c) Lufttemperatur 2°C (VLK x.4)

Im Mittel ist der Wärmestrom (Abb. 5-4 a)) des VLK 2 leicht grösser als derjenige des VLK 1, abgesehen von den starken Schwingungen in den ersten 20 min. die vom Anfahren herrühren.

Die Druckverluste (Abb. 5-4 b)) steigen fortan bei beiden stetig (der Einbruch des Druckverlusts beim VLK 2 röhrt von einer Schwankung des Luftvolumenstroms). Der Startdruckverlust ist beim VLK 2 wiederum etwas höher und ab etwa 20 min. steigt der Druckverlust gleichmässig an. Beim VLK 1 nimmt der Druckverlust langsamer zu und verläuft dann ab etwa 40 min. mit gleicher Steigung um

ca. 10 min. zeitlich verschoben. Wieso der VLK 2 zu Beginn schneller verfroset, konnte nicht ermittelt werden.

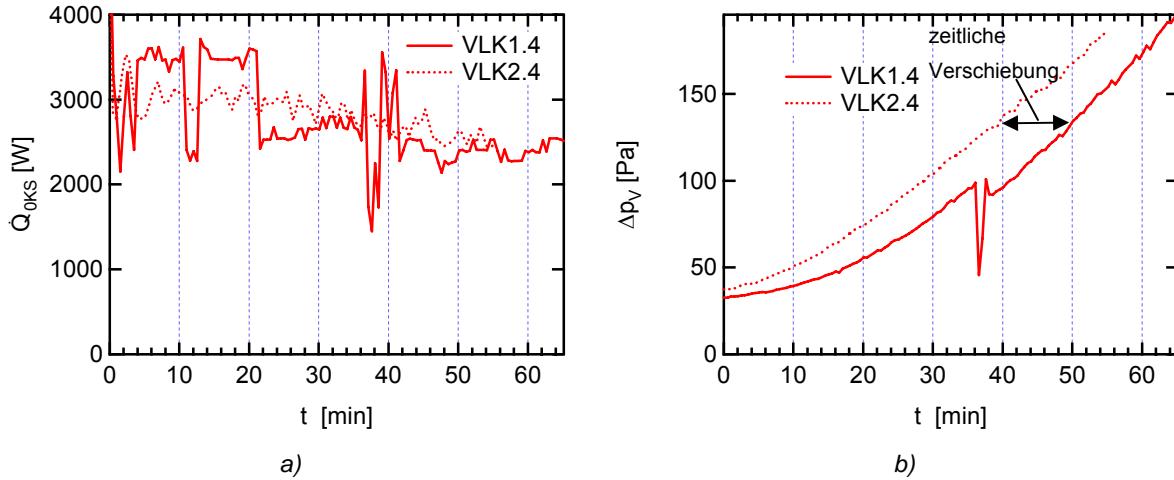


Abb. 5-4: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom und b) luftseitiger Druckverlust von VLK 1 und VLK 2 bei VLK x.4 ( $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 1.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$ ).

#### d) Lufttemperatur $-2^\circ\text{C}$ (VLK x.6)

Der Wärmestrom von VLK 2 ist anfangs etwas grösser und erreicht nach etwa 50 min. das Niveau des VLK 1 (Abb. 5-5 a)). Der Wärmestrom im VLK 1 bleibt über 60 min. konstant. Der Verlauf des Druckverlusts ist für beide Versuchsluftkühler quasi identisch.

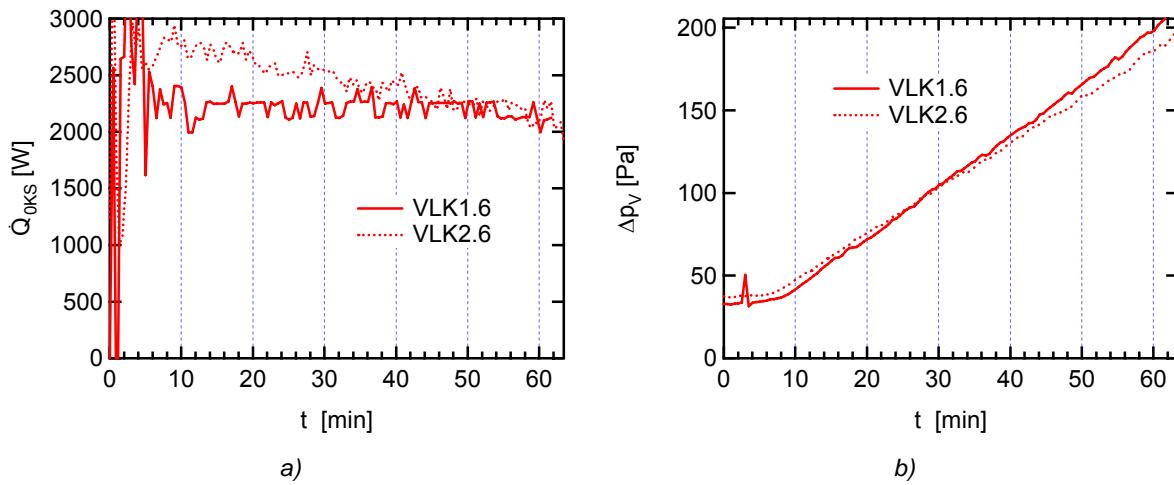


Abb. 5-5: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom und b) luftseitiger Druckverlust von VLK 1 und VLK 2 bei VLK x.6 ( $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$ ).

#### e) Lufttemperatur $-7^\circ\text{C}$ (VLK x.8)

Die Wärmeströme sind für beide Versuchsluftkühler fast gleich gross (Abb. 5-6 a)). Der Druckverlust am Anfang ist beim VLK 2 trocken höher als beim VLK 1. Die Verläufe sind aber identisch. Durch den grösseren Startdruckverlust des VLK 2 läuft der VLK 1 um ca. 10 min. zeitlich nach. Das etwas verzögerte Verfrosten von VLK 1 könnte auch durch Schwankungen der Soleeintrittstemperatur zu Beginn des Versuchs verursacht worden sein.

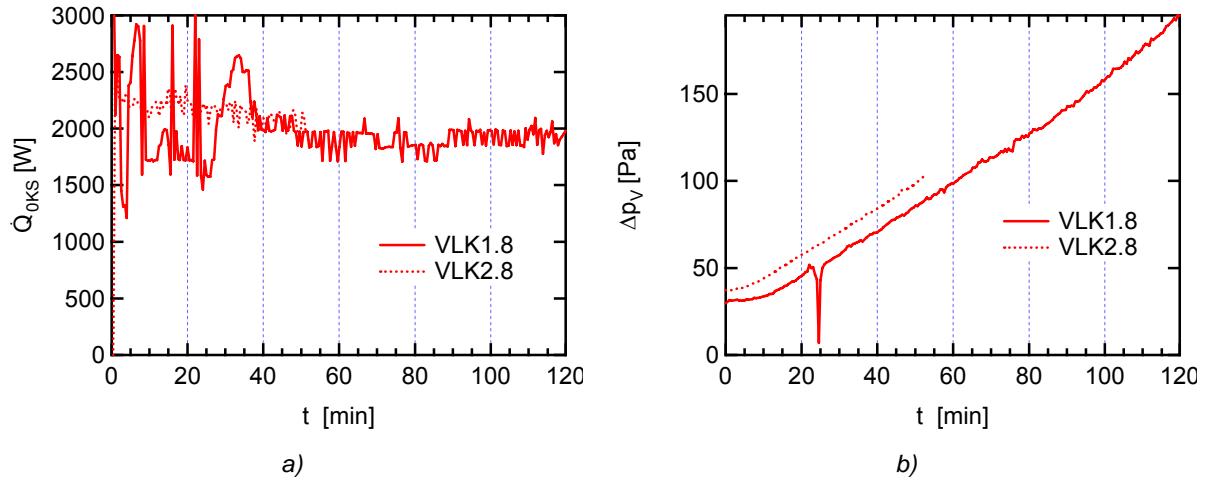


Abb. 5-6: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom und b) luftseitiger Druckverlust von VLK 1 und VLK 2 bei VLK x.8 ( $\vartheta_{LE} = -7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -8^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -15.5^\circ\text{C}$ ).

### Zusammenfassung VLK 1 – VLK 2

Die Auswertung dieser fünf Versuche hat auf den ersten Blick nicht eindeutige Resultate geliefert. Der Vergleich wurde dadurch erschwert, dass die luftseitigen Wärmeübertragerflächen der beiden Versuchsluftkühler nicht gleich gross sind.

Die Bauweise des VLK 2 mit zwei getrennten Lamellenpaketen zu je drei Rohrreihen hat bezüglich Druckverlust nur bei der Kondensatbildung einen Vorteil. Bei Lufttemperaturen unter  $0^\circ\text{C}$  sind die Druckverluste praktisch gleich gross, was positiv zu bewerten ist, da der VLK 2 eine Rohrreihe mehr hat.

Bei Lufttemperaturen knapp über  $0^\circ\text{C}$ , bei denen in der hinteren Rohreihe die Verfrostung einsetzt, ist eher der VLK 1 im Vorteil. Jedoch ist zu beachten, dass der Wärmestrom nicht gleich gross war. Dies bedeutet, dass die Soletemperatur im VLK 1 gesenkt werden müsste. Dadurch würde die Verfrostung in der hintersten Rohreihe auch wieder zunehmen.

#### 5.4.2 Vergleich Versuchsluftkühler VLK 2, VLK 3 und VLK 5

In dieser Versuchsreihe geht es darum, die in LOREF 1 [1] gemachten Verbesserungsvorschläge (VLK 3, VLK 5) bezüglich der Verfrostung am Eintritt mit dem Standard-Versuchsluftkühler VLK 2 zu vergleichen.

##### a) Lufttemperatur $15^\circ\text{C}$ (VLK x.2)

Die soleseitig übertragenen Wärmeströme (Abb. 5-7a)) sind gleich gross und bleiben über die Versuchszeit konstant. Zu beachten ist, dass beim VLK 5 nach 18 min. der Luftvolumenstrom kurzfristig eingebrochen ist (Aussetzung der Regelung) und deshalb die folgenden Verläufe des VLK 5 einen Einbruch an dieser Stelle haben.

Der Druckverlust nimmt in den ersten 30 min. bei allen Versuchsluftkühlern zu und bleibt dann nahezu konstant (Abb. 5-7 b)). Dies ist auf die Kondensatbildung zurückzuführen. Es entstehen in den ersten 30 min. zuerst Tropfen, die anwachsen und noch nicht abfliessen. Wenn sie eine bestimmte Grösse und ein bestimmtes Gewicht erreicht haben, fliessen sie ab.

Die Druckverluste von VLK 2 und VLK 5 sind, abgesehen vom Startdruckverlust, identisch. Der Druckverlust im VLK 3 stagniert ca. 15 Pa unterhalb jenem von VLK 2 und VLK 5. Damit zeigt sich, dass im VLK 2 durch den grösseren Lamellenabstand im ersten Lamellenpaket der Druckverlust

reduziert werden konnte. Abb. 5-7 d) zeigt den Anteil des Druckverlusts des ersten Lamellenpakets bezogen auf den Gesamtversuchsluftkühler. Bei einer gleichmässigen Aufteilung würde der Druckaufteilungsfaktor 0.5 betragen (beim VLK 5: 0.33). Beim Standard-Versuchsluftkühler VLK 2 wächst der Druckverlustaufteilungsfaktor auf über 0.6 an, d.h. über 60% des Druckverlusts wird im ersten Lamellenpaket generiert. Bestätigt wird dies auch von der Aufteilung des Wärmestroms in Abb. 5-7 c). Im ersten Lamellenpaket wird ca. 60% des Wärmestroms übertragen. Da die ausgeschiedene Kondensatmasse ungefähr proportional zum Wärmestrom ist, kann angenommen werden, dass ca. 60% des Kondensats im ersten Lamellenpaket anfällt.

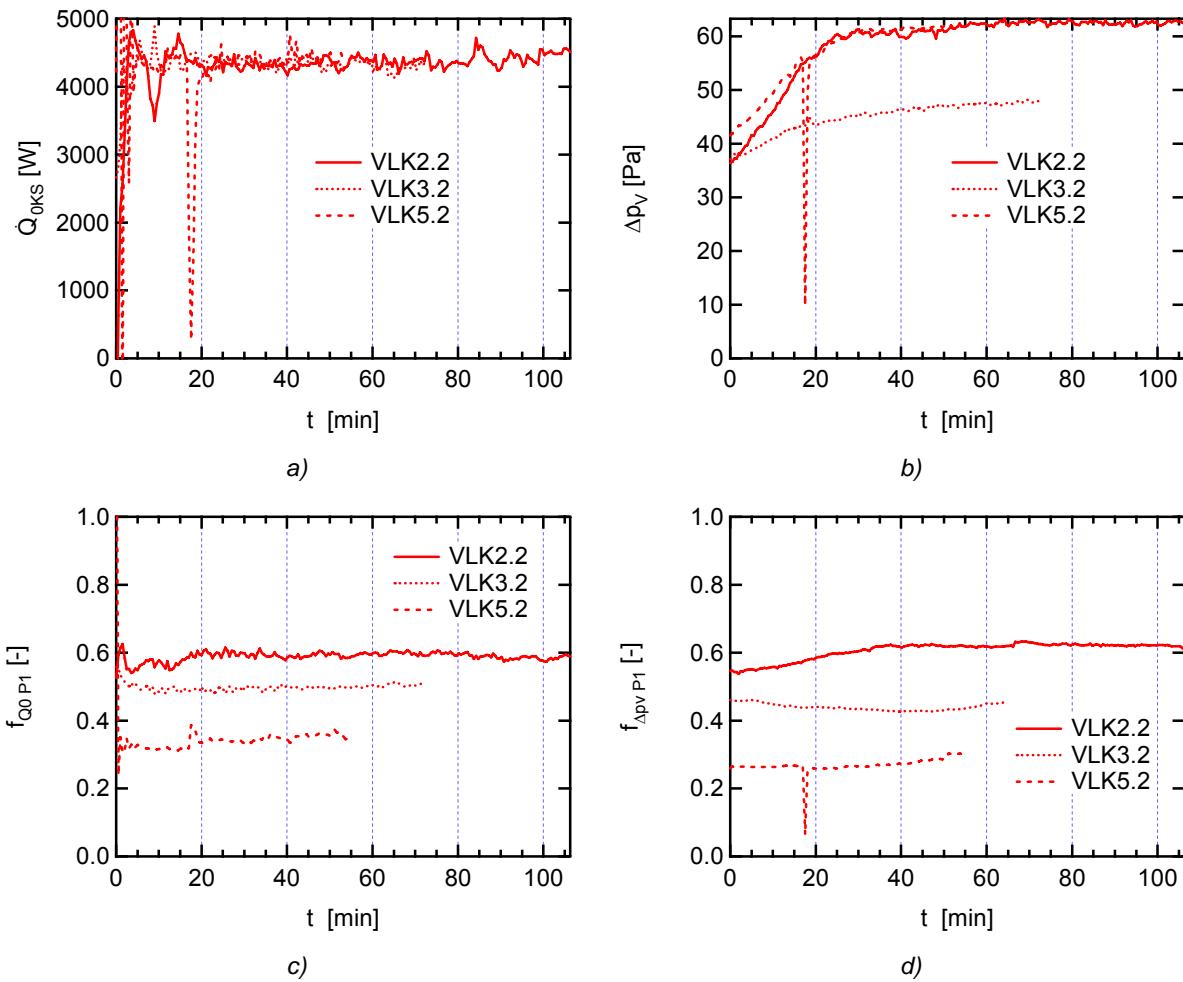


Abb. 5-7: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2, VLK 3 und VLK 5 bei VLK x.2 ( $\vartheta_{LE} = 15^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 12^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -1.4^\circ\text{C}$ ).

Beim VLK 3 ist die Wärmestrom- und Druckverlustaufteilung gleichmässig bei 50%. Dies führt wahrscheinlich dazu, dass der Druckverlust im VLK 3 um ca. 15 Pa tiefer ist als bei den anderen beiden.

Auch die Druckverlustaufteilung im VLK 5 ist nahezu gleichmässig bei 0.33. Aufgrund des kleinen Lamellenabstands im dritten Lamellenpaket ist der Gesamtdruckverlust gleich gross wie im Standard-Versuchsluftkühler 2.

### b) Lufttemperatur 7°C (VLK x.3)

Bei diesen Versuchsbedingungen beträgt die Soleeintrittstemperatur  $-4.8^\circ\text{C}$ . In den hinteren Rohrreihen bildet sich bereits Frost. Der Wärmestrom von VLK 5 ist leicht höher als der von VLK 2

und VLK 3 (Abb. 5-8 a)). Dies ist zum Teil auf Schwankungen der Soleeintrittstemperatur (verursacht durch die Regelung) zurückzuführen. Die Wärmeströme nehmen mit der Zeit leicht ab, was eine Auswirkung der Verfrostung ist.

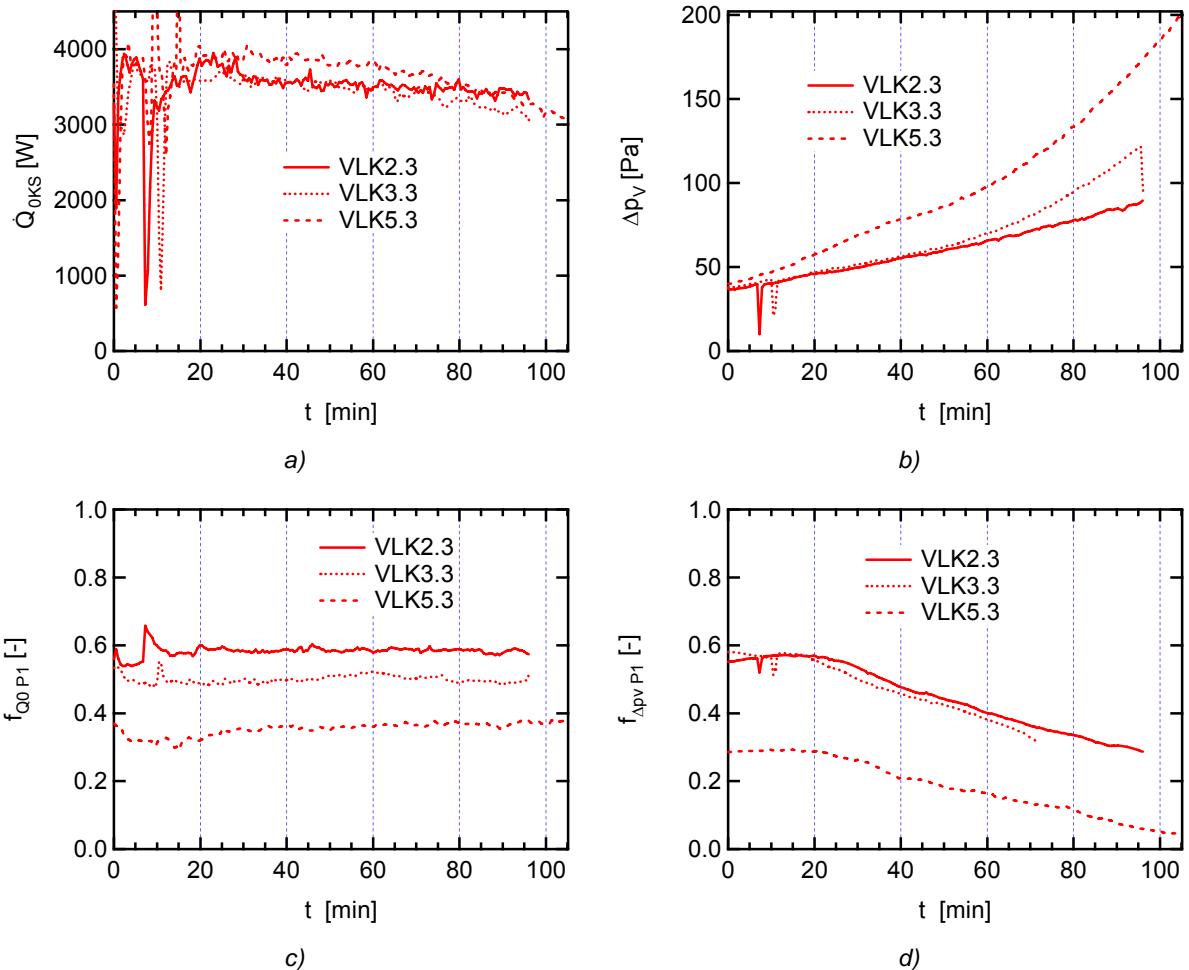


Abb. 5-8: a) Soleseite übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2, VLK 3 und VLK 5 bei VLK x.3 ( $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 6^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$ ).

Dass die Versuchsluftkühler bei einer Lufttemperatur von  $7^\circ\text{C}$  verfrosten, zeigt auch der Druckverlustverlauf (Abb. 5-8 b)). Die kontinuierliche Zunahme des Druckverlusts auf Werte über dem Niveau der Kondensatbildung (siehe VLK x.2: 65 Pa) bestätigt dies. Optisch wird dies durch die Fotoaufnahmen in Abb. 5-9 bestätigt. Während sich Eintritt nur sehr wenig Kondensat bildet, ist der Austritt bereits stellenweise verfrosten.

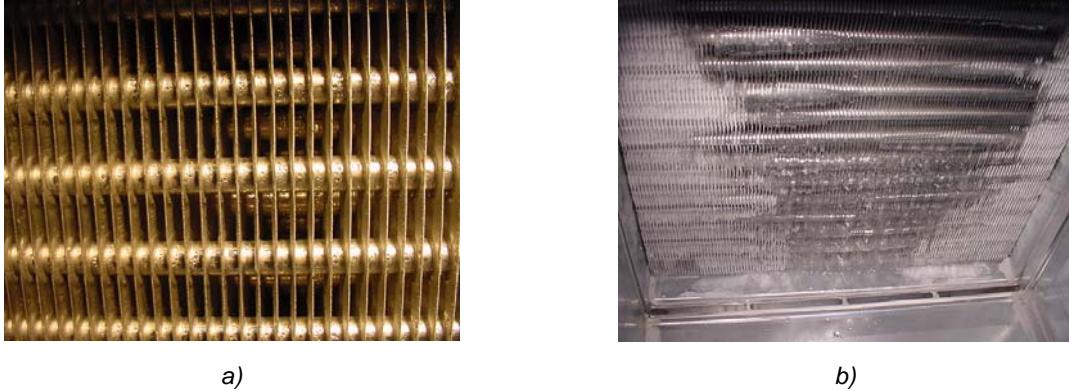


Abb. 5-9: a) leichte Kondensatbildung am Eintritt und b) teilweise Verfrostung am Austritt am VLK 3 beim Versuch VLK x.3 nach 95 min ( $\vartheta_{LE} = 7^{\circ}\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 6^{\circ}\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -4.8^{\circ}\text{C}$ ).

Da die Frostbildung in der hintersten Rohrreihe auftritt und VLK 5 dort den kleinsten Lamellenabstand hat, nimmt der Druckverlust im VLK 5 am schnellsten zu.

Bei der Aufteilung des Wärmestroms (Abb. 5-8 c)) zeigt sich ein ähnliches Bild wie beim VLK x.2. Die Wärmestromaufteilung bleibt während dem Versuch konstant. Hingegen nimmt die Druckverlustaufteilung bei allen Versuchsluftkühlern stark ab, da in den hinteren Rohrreihen der grösste Anteil des Druckverlusts durch die Frostbildung erfolgt (Abb. 5-8 d)).

### c) Lufttemperatur 2°C (VLKx.4)

In Abb. 5-10 a) sind die Wärmeströme praktisch gleich gross. Auch die Druckverluste liegen nahe zusammen und steigen innerhalb von 50 min. auf über 150 Pa an (Abb. 5-10 b)). Aufgrund der Ventilatorcharakteristik stellt sich bei einem grösseren Druckverlust ein kleinerer Luftvolumenstrom ein, der eine Abnahme des übertragenen Wärmestroms bewirkt.

Nach Abb. 5-11 bildet sich nun am Ein- und Austritt des Versuchsluftkühlers Frost. Am Eintritt sind auf Grund der Lufttemperatur von 2°C im Frost gefrorene Wassertropfen zu erkennen. Am Austritt hingegen bildet sich reiner Frost.

Die Aufteilung des Wärmestroms ändert sich während des Versuchs kaum (Abb. 5-10 c)). Im Verhältnis wird beim VLK 2 und VLK 5 im ersten Lamellenpaket ein gröserer Wärmestrom übertragen als in den hinteren. Wiederum ist der Wärmestrom beim VLK 3 gleichmässig auf beide Pakete verteilt.

Die Aufteilung des Druckverlusts zeigt aber, dass mit zunehmender Versuchsdauer im hinteren Lamellenpaket mehr Druckverlust erzeugt wird. Bei den anderen VLK bleibt die Aufteilung während dem Versuch praktisch konstant (Abb. 5-10 d)).

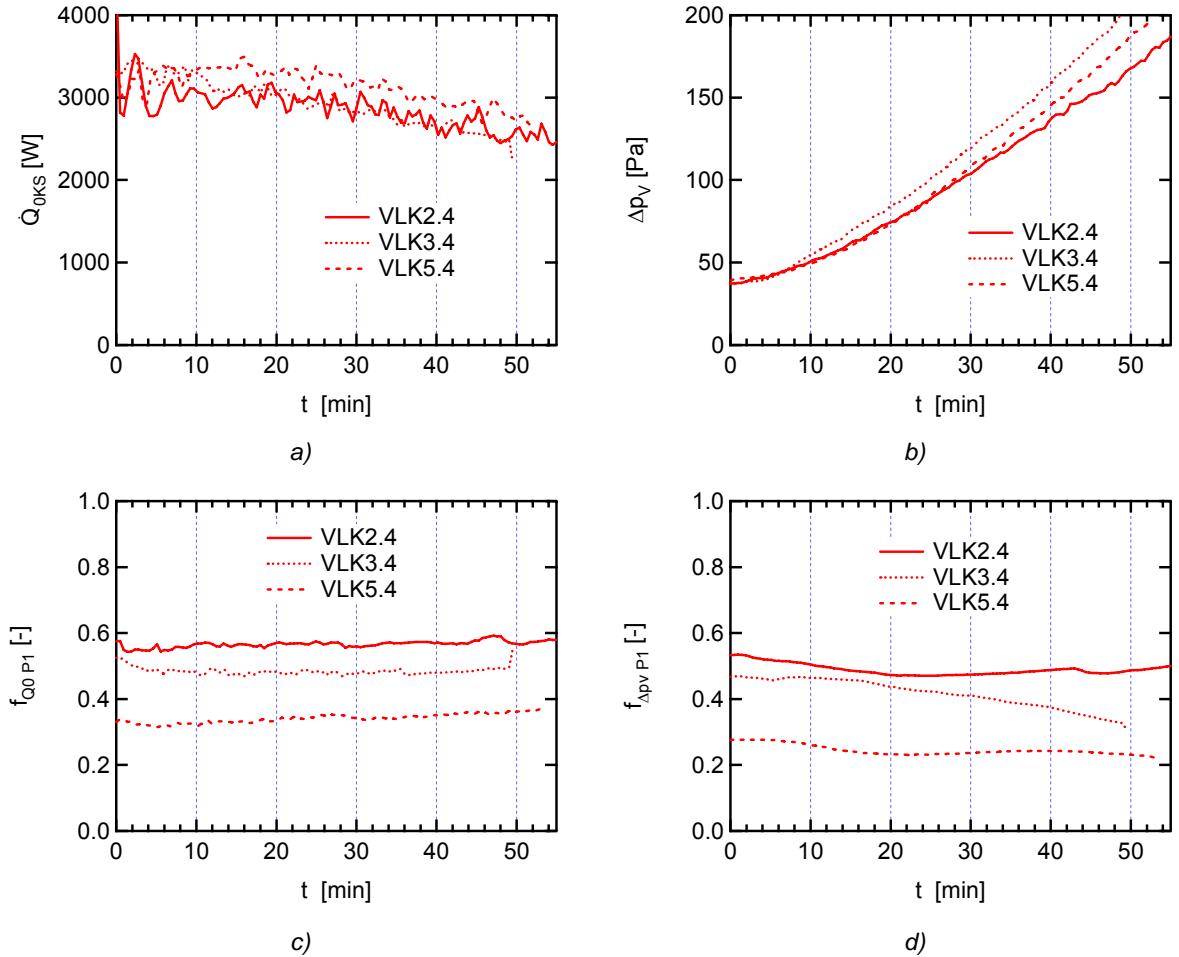


Abb. 5-10: a) Soleiseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2, VLK 3 und VLK 5 bei VLK x.4 ( $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 1.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$ ).

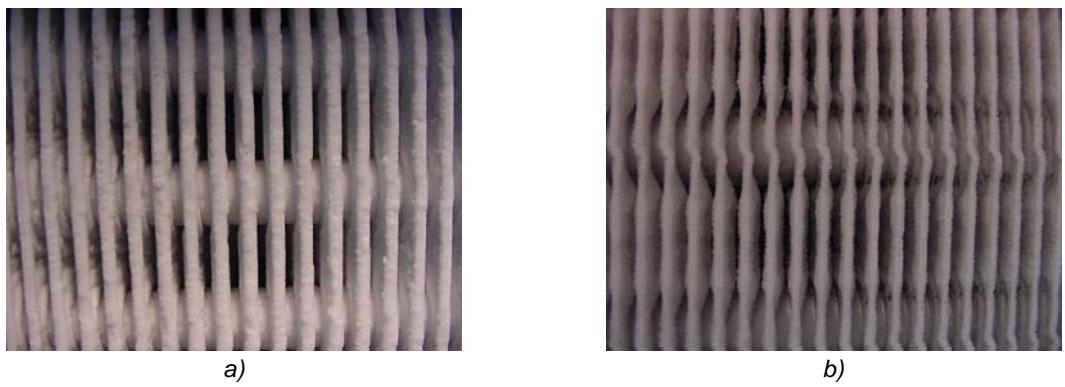


Abb. 5-11: Verfrostung am Eintritt a) und am Austritt b) des VLK 3 beim Versuch VLK x.4 nach 50 min. ( $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 1.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$ ).

**d) Lufttemperatur -2°C (VLK x.6)**

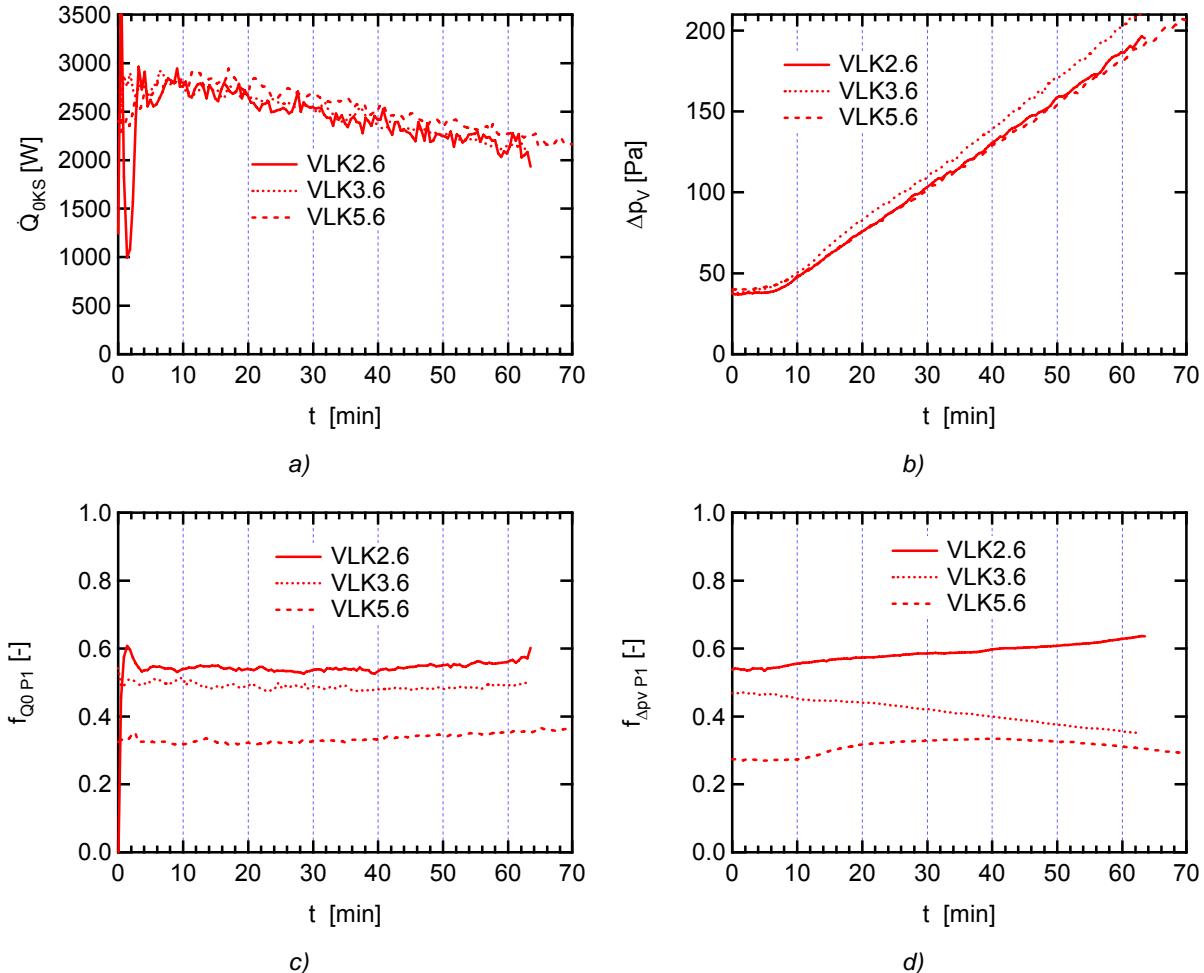


Abb. 5-12: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2, VLK 3 und VLK 5 bei VLK x.6 ( $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$ ).

Die Wärmestromaufteilung ist ähnlich, wie vorhin beim VLK x.4 (Abb. 5-12 c)). VLK 3 hat wiederum eine gleichmässige Wärmestromverteilung. Beim VLK 2 und VLK 5 wird im vordersten Lamellenpaket am meisten Wärme übertragen und somit auch am meisten Frost gebildet. Bezüglich Druckverlust hat dies zur Folge, dass für diese beiden VLK am Eintritt zunehmend mehr Druckverlust entsteht (siehe Druckverlustaufteilung Abb. 5-12 d)). Bei den vorherigen Versuchen hat sich die Wärmestromaufteilung noch nicht so ausgewirkt. Bei den Versuchen VLK x.3 und VLK x.4 ist die Lufteintrittstemperatur noch oberhalb von 0°C und es bildet sich am Eintritt kompakterer Frost, der sich nicht so stark auf den Druckverlust auswirkt. Beim VLKx.6 ist die Dichte der entstehenden Frostschicht über die Länge des Verdampfers eher gleichmässig.

Beim VLK 3 hingegen nimmt der Druckverlust stärker in den hinteren Rohrreihen zu, was aus der Abnahme der Druckverlustaufteilung zu interpretieren ist.

### e) Lufttemperatur -7°C (VLK x.8)

Bei quasi gleich grossen Wärmeströmen (Abb. 5-13 a)) nimmt der Druckverlust von VLK 2 am schnellsten zu. Die Ursache dafür ist die Verfrostung am Eintritt, welche aufgrund des, im Vergleich zu VLK 3 und VLK 5, kleinsten Lamellenabstands einen immer grösseren Druckverlust im ersten Lamellenpaket erzeugt (Abb. 5-13 b)).

Die grösseren Lamellenabstände am Eintritt zeigen nun beim VLK 3 und VLK 5 ihre Wirkung. Mit zunehmender Verfrostung nimmt der Druckverlustanteil im ersten Paket langsam ab.

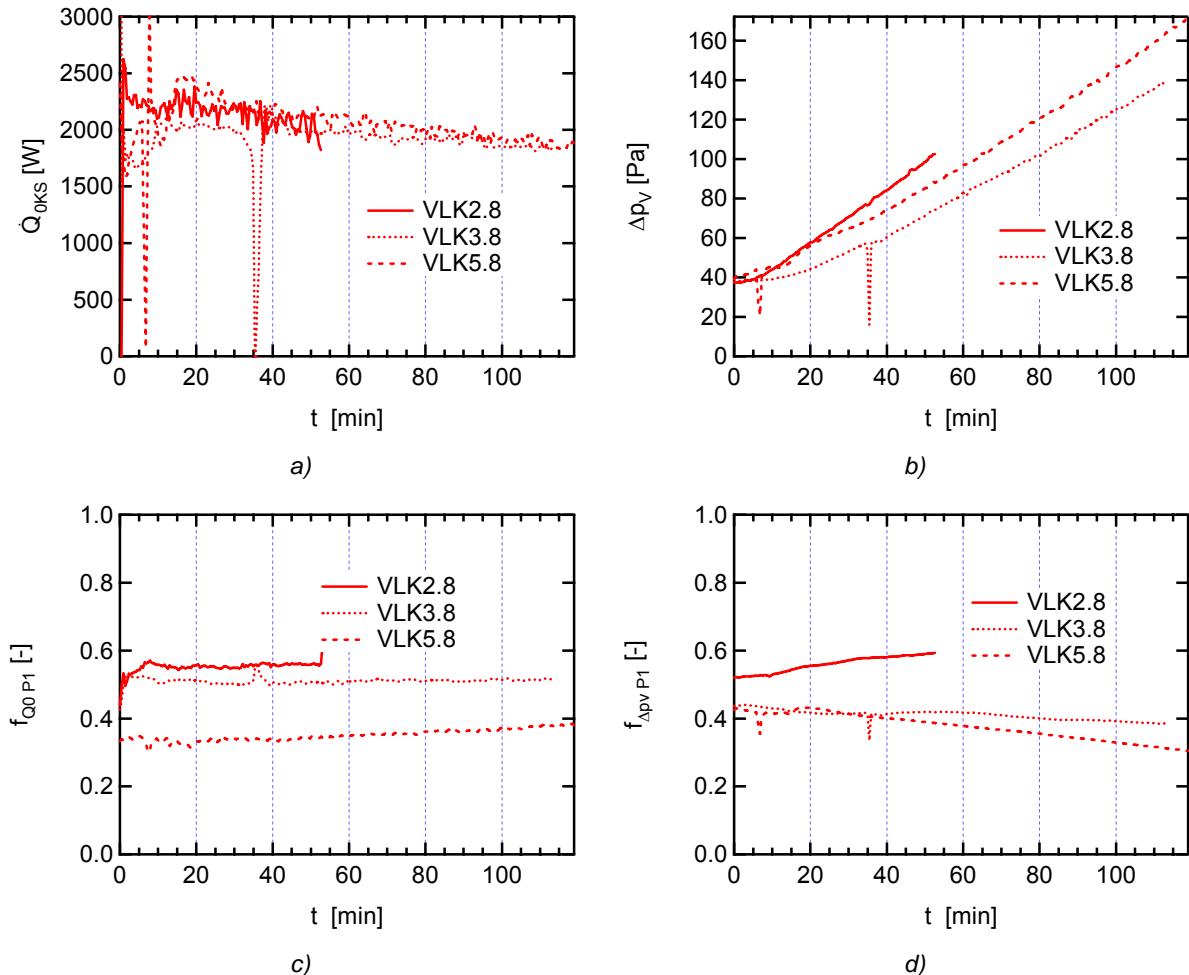


Abb. 5-13: a) Soelseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2, VLK 3 und VLK 5 bei VLK x.8 ( $\vartheta_{LE} = -7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -8^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -15.5^\circ\text{C}$ ).

### Zusammenfassung VLK 2, VLK 3 und VLK 5

Die durchgeführten Versuche können für die Bewertung der L/W-WP in drei verschiedene Bereiche eingeteilt werden: Reine Kondensatbildung, reine Verfrostung und ein Zwischenbereich mit Kondensat und Frostbildung.

Für die reine Kondensatbildung (Lufttemperatur 15°C, VLK x.2) bringt die Abstufung des Lamellenabstands eine geringfügige Verbesserung für VLK 3. Hingegen muss darauf geachtet werden, dass am Austritt ein minimaler Lamellenabstand nicht unterschritten wird, da sonst die Kondensattropfen wiederum einen grösseren Druckverlust erzeugen (VLK 5). Allgemein ist jedoch der Betrieb mit reiner

Kondensatbildung als unproblematisch zu bezeichnen, da die maximalen Druckverluste von etwa 65 Pa sich nur leicht auf den Luftvolumenstrom und damit auf den übertragenen Wärmestrom auswirken.

Bei der reinen Verfrostung (Lufttemperatur -2°C, VLK x.6 und Lufttemperatur -7°C, VLK x.8) kommt die Abstufung der Lamellenabstände am stärksten zur Geltung. Die Verfrostung ist am Lamellenluftkühlereintritt am stärksten. Durch den grösseren Lamellenabstand wird dem Frost mehr Raum geschaffen und der Druckverlust wird gleichmässiger über den Lamellenluftkühler verteilt.

Hingegen ist bei der Kondensat- und Frostbildung der Austritt des Lamellenluftkühlers kritisch. Die Frostbildung beginnt aufgrund der Kreuzgegenstromschaltung am Austritt des Lamellenluftkühlers in der hintersten Rohreihe. Der Druckverlust wird in diesem Fall praktisch nur in der hintersten Rohreihe erzeugt. VLK 2 mit dem grössten Lamellenabstand am Austritt ist in diesem Bereich im Vorteil.

Mit höherer Lufteintrittstemperatur verlagert sich die Verfrostungsfront zum Luftaustritt hin. Für diese Fälle wäre gerade die umgekehrte Abstufung der Lamellenabstände ideal. D.h. am Eintritt kleine und am Austritt grosse Lamellenabstände.

Die Schlussfolgerung ist, dass für einzelne Bereiche die Abstufung der Lamellenabstände optimiert werden kann. Für den Betrieb der L/W-WP ist jedoch ein optimales Verhalten über alle Bereiche gefordert. Dazu müssten die Versuchsergebnisse anhand der Laufzeit der L/W-WP im betreffenden Bereich gewichtet werden. Dies ist mit unseren Versuchen nicht möglich. Dazu müssten konkrete Messungen an einer L/W-WP oder Simulationen der Gesamtwärmepumpe (siehe Kapitel 7) durchgeführt werden.

#### **5.4.3 Variation der Luftgeschwindigkeit**

Mit dieser Versuchsreihe soll der Einfluss der Luftgeschwindigkeit bzw. der Ventilatorkennlinie aufgezeigt werden. Es wurde die Luftgeschwindigkeit von 1 bis 3 m/s variiert und die Ventilatorkennlinien „flach“, „steil“ und konstante Luftgeschwindigkeit verwendet.

##### **a) Einfluss der Luftgeschwindigkeit bei steiler Ventilatorkennlinie**

Mit den Versuchen VLKx.5, VLKx.6 und VLKx.7 wird der Einfluss der Luftgeschwindigkeit  $w = 1 \text{ m/s}$ ,  $2 \text{ m/s}$  und  $3 \text{ m/s}$  bei steiler Ventilatorkennlinie für den VLK 2 und VLK 3 aufgezeigt.

Je grösser die Luftgeschwindigkeit, umso grösser der übertragene Wärmestrom (siehe Abb. 5-14 a)) und Abb. 5-15 a). Die Versuche mit der Luftgeschwindigkeit von  $w = 3 \text{ m/s}$  dauerten dabei etwa 25 min. bis ein Druckverlust von 200 Pa erreicht wurde (siehe Abb. 5-14 b)) und Abb. 5-15 b)). Dieser schnelle Anstieg des Druckverlusts bewirkt, dass der Wärmestrom schneller abnimmt, da aufgrund der Ventilatorkennlinie der Luftvolumenstrom abnimmt. Diese Abnahme wirkt sich direkt auf den übertragenen Wärmestrom aus. Aus der Theorie ist bekannt, dass die Nusseltzahl proportional zur Reynoldszahl beziehungsweise zum Luftvolumenstrom hoch 0.8 ist.

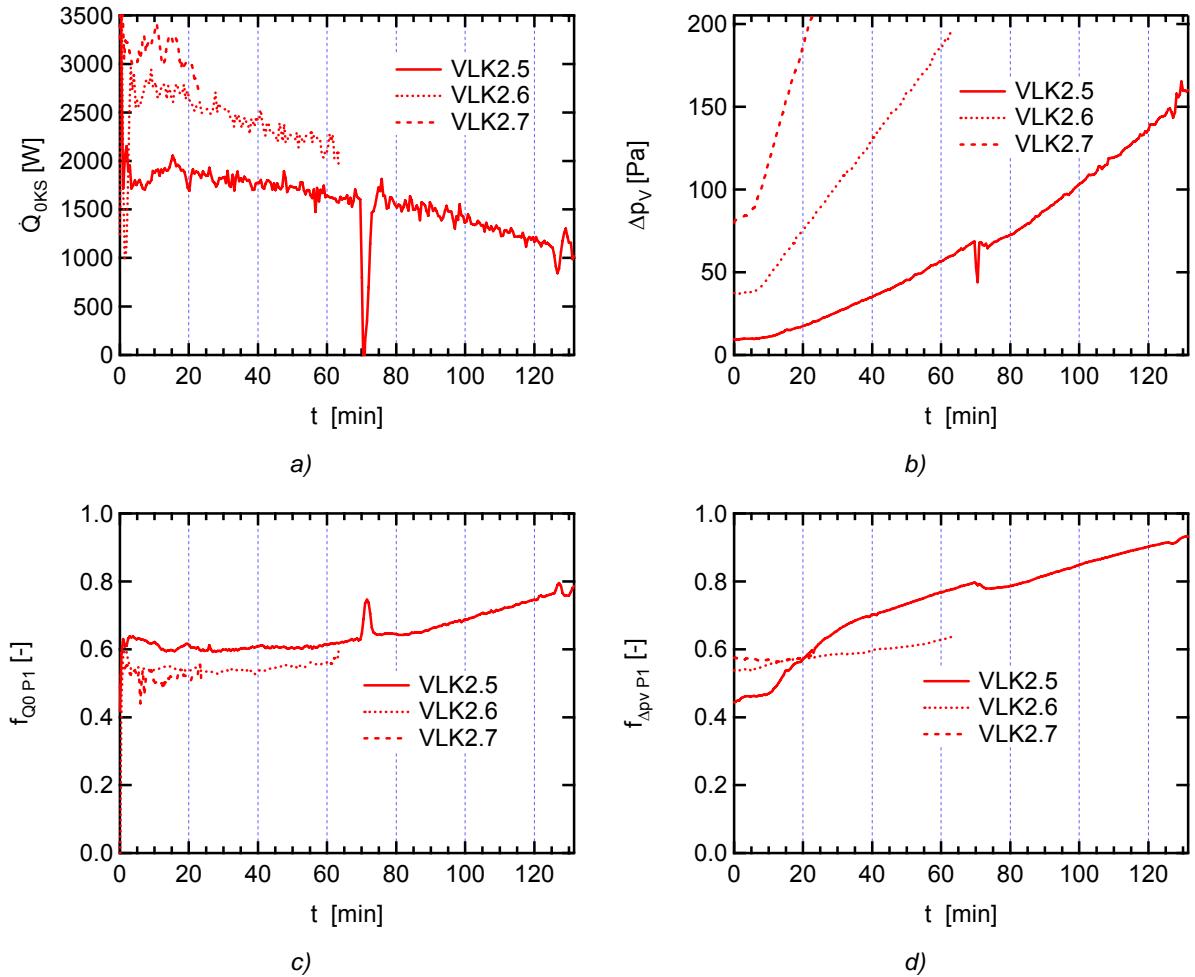


Abb. 5-14: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2 bei  $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$  für  $w = 1 \text{ m/s}, 2 \text{ m/s}$  und  $3 \text{ m/s}$  bei jeweils steiler Kennlinie.

Aus Abb. 5-14 c) und Abb. 5-15 c) wird ersichtlich, dass mit grösserer Luftgeschwindigkeit der Wärmestrom gleichmässiger über den Versuchsluftkühler verteilt wird. Bei kleiner Luftgeschwindigkeit wird im ersten Lamellenpaket des VLK 2 über 60% des Wärmestroms übertragen und somit auch etwa 60% des Frosts ausgeschieden. Durch die langsame Luftgeschwindigkeit wird die Luft im ersten Lamellenpaket stark abgekühlt und entfeuchtet. Im zweiten Paket kann die Luft nur noch wenig abgekühlt und entfeuchtet werden. Dies führt dazu, dass der Druckverlust im ersten Lamellenpaket stark zunimmt (siehe Abb. 5-14 d) und Abb. 5-15 d)). Beim VLK 3 stellten sich durch den grösseren Lamellenabstand am Eintritt die Druckverlust- und somit auch die Wärmestromverteilung gleichmässiger ein, vor allem bei der Luftgeschwindigkeit von  $w = 1 \text{ m/s}$ . Es muss jedoch beachtet werden, dass der Druckverlust nach 90 min. beim VLK 2 87 Pa und beim VLK 3 100 Pa betrug. Die bessere Aufteilung des Druckverlusts beim VLK 3 bringt nicht unbedingt eine Senkung des Gesamtdruckverlusts.

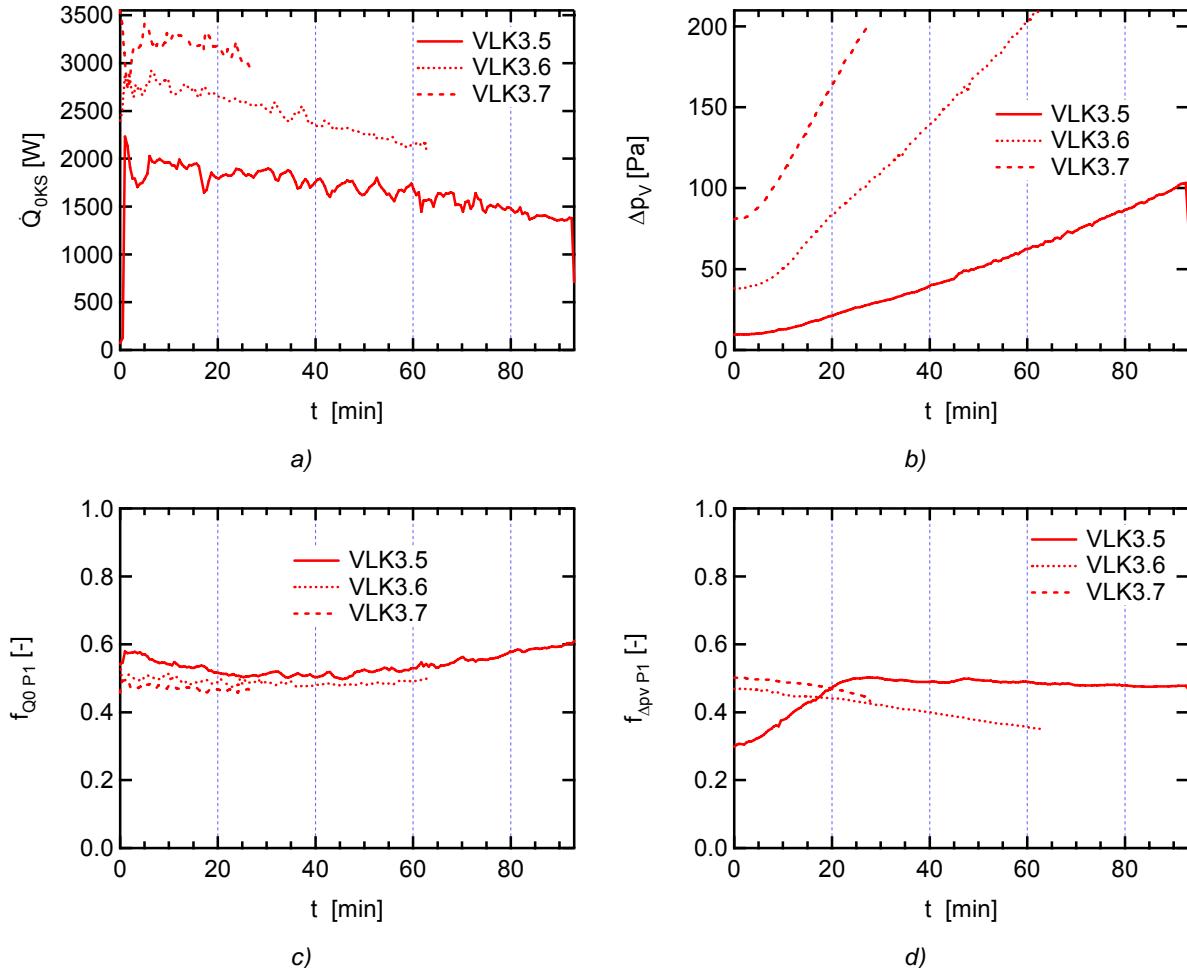


Abb. 5-15: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2 bei  $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$  für  $w = 1 \text{ m/s}$ ,  $2 \text{ m/s}$  und  $3 \text{ m/s}$  bei jeweils steiler Kennlinie.

### b) Einfluss der Luftgeschwindigkeit bei konstantem Luftvolumenstrom

Aufgrund des konstanten Luftvolumenstroms bleiben die übertragenen Wärmeströme konstant (siehe Abb. 5-16 a)). Die Isolationswirkung der anwachsenden Frostschicht wird kompensiert durch die wegen höherer Luftgeschwindigkeiten verbesserte Wärme- und Stoffübertragung (LOREF 1 [1]). Ein konstanter Wärmestrom muss aber mit einer höheren Ventilatorleistung bezahlt werden. Im Vergleich mit den Versuchen mit steiler Kennlinie nimmt der Druckverlust mit konstantem Luftvolumenstrom nämlich schneller zu (Abb. 5-16 b)). Ansonsten sehen die Verläufe der Wärmestrom- und Druckverlustaufteilung ähnlich aus (Abb. 5-16 c) und d)).

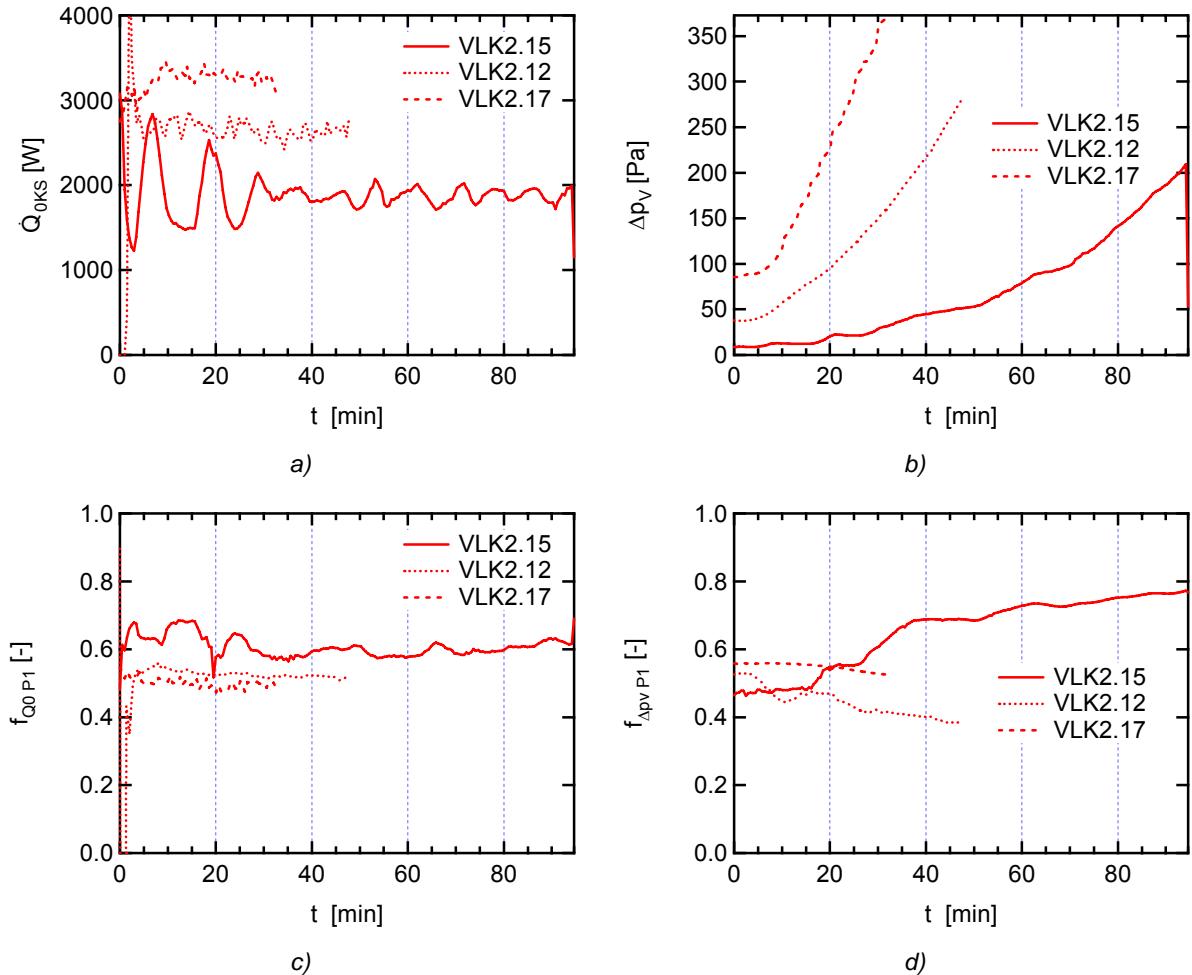


Abb. 5-16: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2 bei  $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$  für  $w = 1 \text{ m/s}, 2 \text{ m/s}$  und  $3 \text{ m/s}$  bei jeweils konstantem Luftvolumenstrom.

### c) Verschiedene Ventilatorkennlinien

Auch hier zeigt sich, dass bei steiler Ventilatorkennlinie der Wärmestrom zeitlich weniger stark abnimmt, der Druckverlust aber schneller ansteigt (Abb. 5-17 a) und b)). Für den konstanten Luftvolumenstrom beziehungsweise die konstante Luftgeschwindigkeit kann man die Ventilatorkennlinie als unendlich steil betrachten.

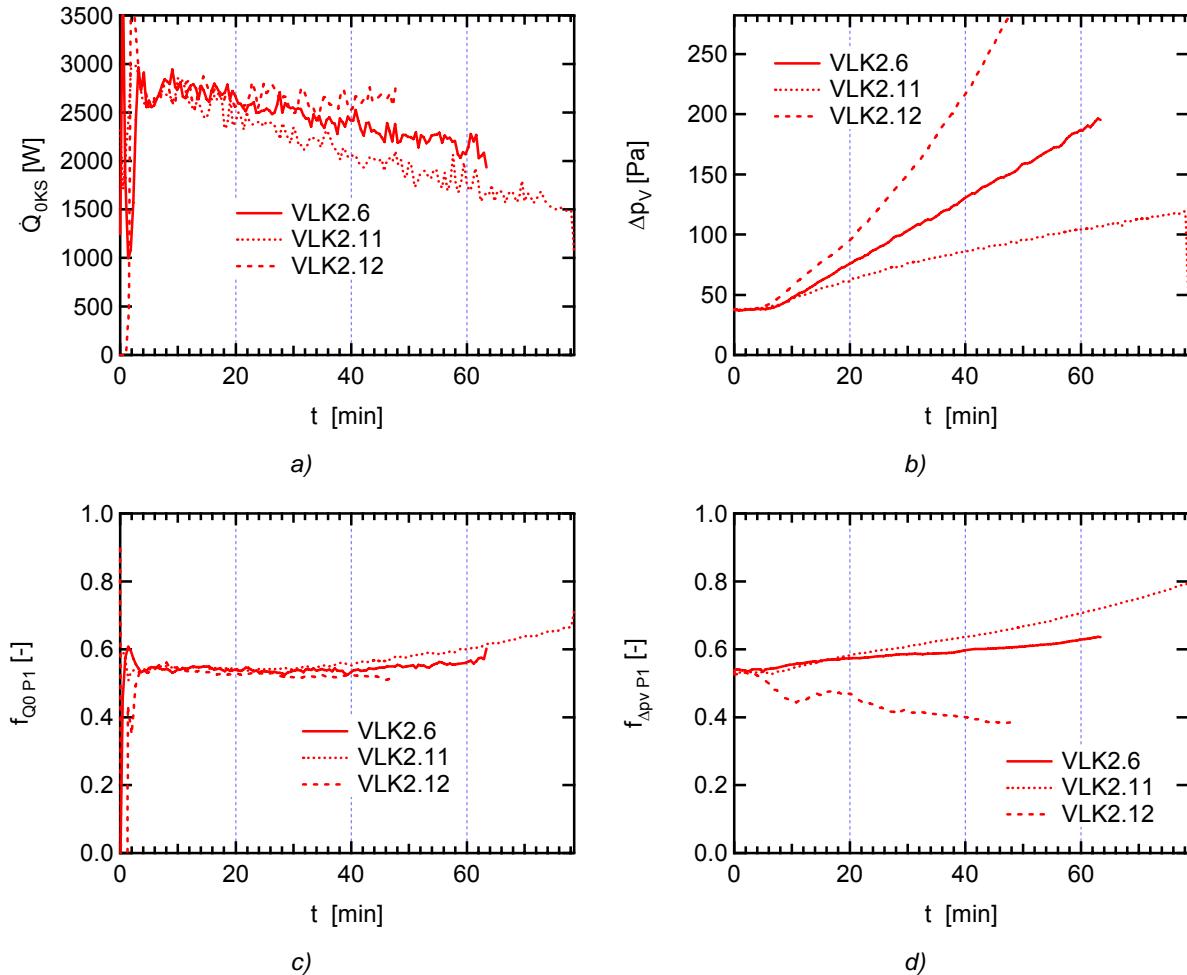


Abb. 5-17: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 2 bei  $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$  für flache (VLK 2.11) und steile Kennlinie (VLK 2.6) und konstantem Luftvolumenstrom für  $w = 2 \text{ m/s}$  (VLK 2.12).

Die Aufteilung des Druckverlusts und des Wärmestroms in Abb. 5-17 c) und d) ist bis etwa 40 min. praktisch gleich. Danach nehmen der Wärmestrom und der Druckverlust im ersten Lamellenpaket für die flache und steile Kennlinie etwas zu. Der Grund dafür ist wiederum, dass bei diesen Versuchen der Luftvolumenstrom etwas abnimmt und deshalb die Luft im ersten Lamellenpaket stärker abgekühlt und entfeuchtet wird.

#### Zusammenfassung Variation des Luftvolumenstroms

Bei den Versuchbedingungen mit  $-2^\circ\text{C}$  Lufttemperatur verfrosten der gesamte Lamellenluftkühler. Bei diesen Betriebsbedingungen muss zur Erreichung einer gleichmässigen Verteilung des Druckverlustes sowie des Wärmestromes über die Lamellenpakete, der Lamellenabstand am Eintritt, mit kleiner werdender Luftgeschwindigkeit, vergrössert werden.

Je grösser die Luftgeschwindigkeit, desto grösser der Wärmestrom und der Druckverlust. Dabei muss die grössere Luftgeschwindigkeit mit mehr Ventilatorantriebsleistung bezahlt werden.

Die Schwierigkeit besteht darin, dass bei anderen Luftzuständen eine andere Geometrie besser sein könnte. Auch bezüglich Kennlinie und Luftgeschwindigkeit kann mit diesen Auswertungen alleine keine Aussage bezüglich einem Optimum gemacht werden. Die Versuchsergebnisse zeigen aber auf,

dass der Ventilator eine wichtige Rolle spielt. Um wirklich eine Verbesserung erzielen zu können, muss die Wärmepumpe als Gesamtsystem betrachtet werden.

#### **5.4.4 Vergleich Versuchsluftkühler VLK 3 und VLK 6**

Beim Vergleich von VLK 3 mit VLK 6 soll der Einfluss der Aussparungen, wie sie schon in LOREF 1 [1] an der modifizierten Verfrostungsplatte mit Nocken vorgeschlagen wurden, untersucht werden.

##### **Lufttemperatur 7°C (VLKx.3)**

Bis 40 min. sind die übertragenen Wärmeströme praktisch gleich (Abb. 5-18 a)). Danach nimmt der Wärmestrom im VLK 3 stärker ab als im VLK 6. Der Grund dafür ist die stärkere Zunahme des Druckverlust im VLK 3 (siehe Abb. 5-18 b)). Wir wissen, dass bei den Versuchen VLK x.3 die Verfrostung vor allem in den hinteren Rohrreihen stattfindet. Die Verfrostung erzeugt deshalb in den hinteren Rohrreihen den Hauptanteil des Druckverlusts. Aus Abb. 5-18 d) wird ersichtlich, dass gerade die Aussparungen im VLK 6 den Druckverlust im hinteren Abschnitt reduzieren.

Optisch kann dies durch die Fotoaufnahmen in Abb. 5-19 nachvollzogen werden. Der unverfrostete Bereich im VLK 6 ist deutlich grösser als im VLK 3. Die Verfrostung beginnt scheinbar von den Seiten her und drängt die Luftströmung zur Mitte des Lamellenluftkühlers.

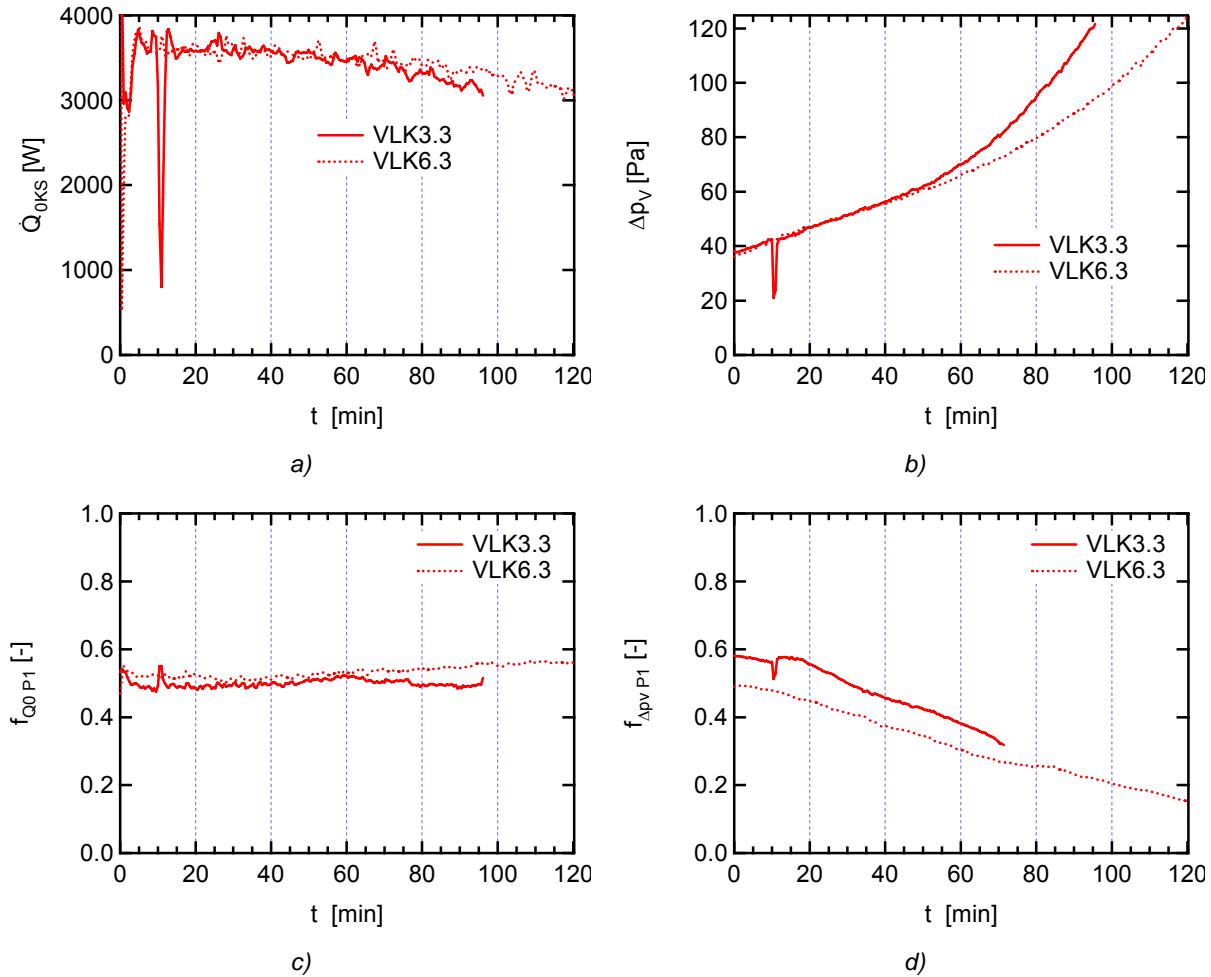


Abb. 5-18: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 3 und VLK 6 bei VLK x.3 ( $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 6^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$ ).

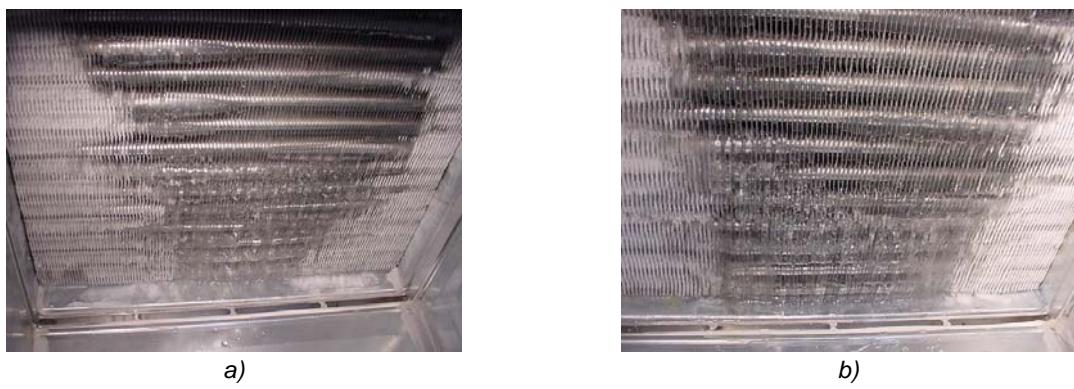


Abb. 5-19: Versuchsluftkühleraustritt am Versuchsende a) VLK 3 und b) VLK 6 bei VLK x.3 ( $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 6^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$ ).

### b) Lufttemperatur 2°C (VLK x.4)

Wärmestrom und Druckverlust verhalten sich ähnlich wie bei VLK x.3 (Abb. 5-20 a) und b)). Wiederum ist der Druckverlust im VLK 6 kleiner. Bei der Aufteilung der Wärmeströme und des Druckverlusts hat sich durch die Verlagerung der Frostbildungsfront in Richtung des Eintritts die Reihenfolge geändert (Abb. 5-20 c) und d)). Jedoch nimmt die Druckverlustaufteilung noch leicht ab, was darauf hindeutet, dass die hinteren Rohreihen immer noch kritisch sind bezüglich Verfrostung.

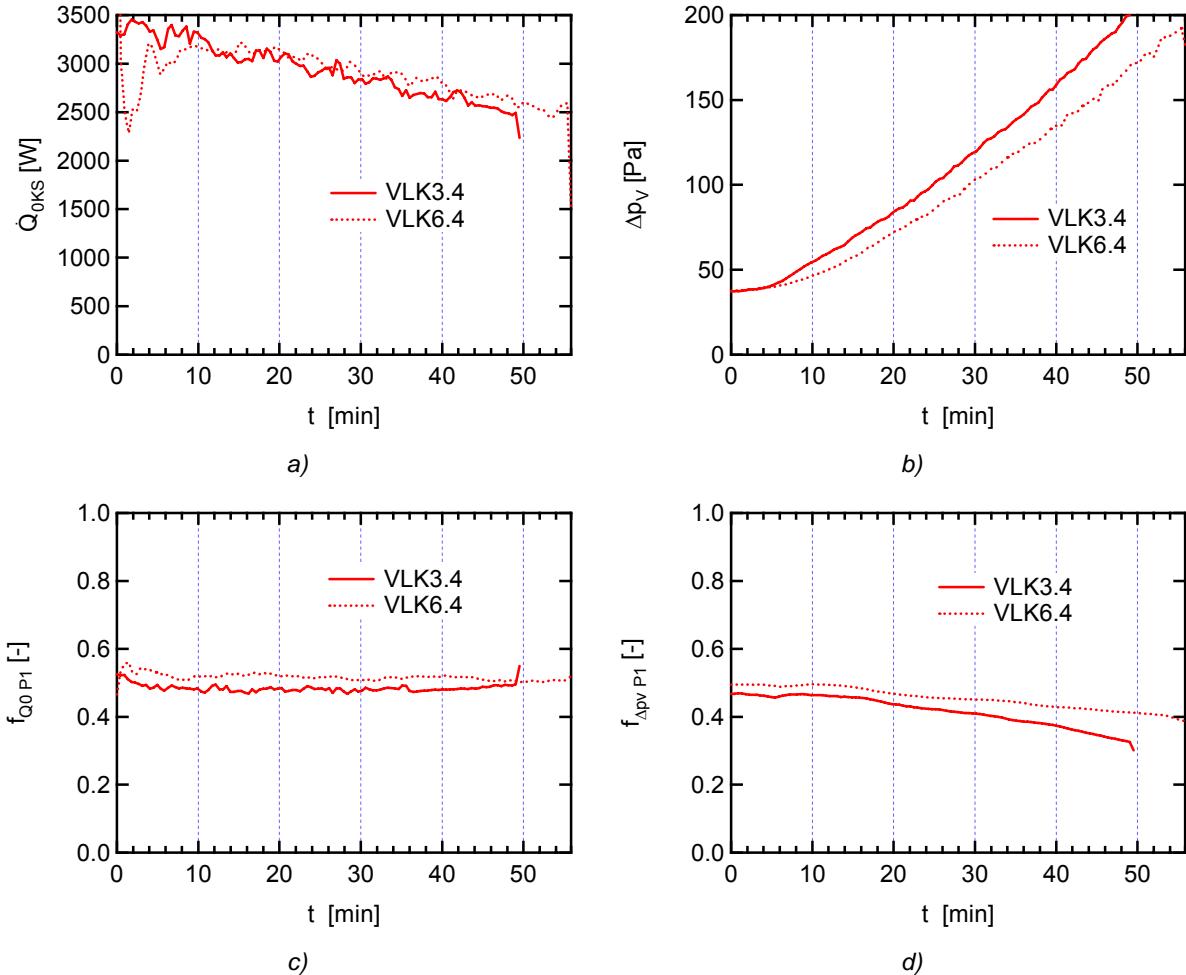


Abb. 5-20: a) Sohleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 3 und VLK 6 bei VLK x.4 ( $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = 1.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$ ).

### c) Lufttemperatur -2°C (VLK x.6)

Bei den Versuchen VLK x.6 sind die Wärmeströme, die Druckverluste und die Aufteilung des Wärmeströms (siehe Abb. 5-21) praktisch gleich. Einzig bei der Aufteilung des Druckverlusts ist VLK 6 etwas gleichmässiger (näher bei 50%) als VLK 3. Es scheint als ob die Aussparungen bei reiner Frostbildung zufrieren, beziehungsweise mit Frost ausgefüllt werden und deshalb deren Wirkung nicht zu tragen kommt. Ähnliches wurde auch schon in LOREF 1 [1] an der modifizierten Verfrostungsplatte mit Nocken beobachtet.

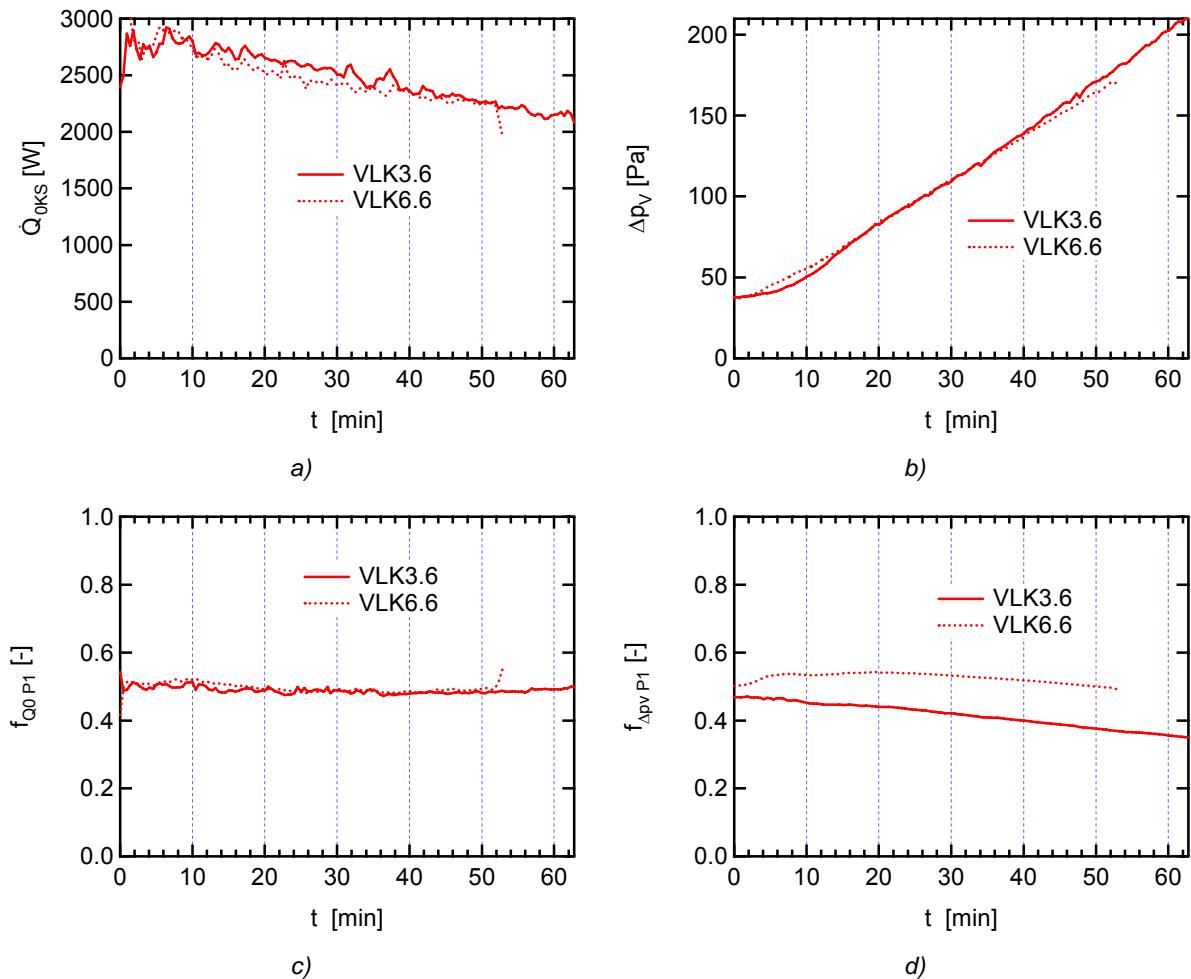


Abb. 5-21: a) Soleseitig übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 3 und VLK 6 bei VLK x.6 ( $\vartheta_{LE} = -2^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -2.5^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -11.7^\circ\text{C}$ ).

#### d) Lufttemperatur -7°C (VLK x.8)

Durch die grossen Schwankungen der Versuchsbedingungen (Lufttemperatur und Luftvolumenstrom) im VLK 3 in den ersten 40 min. ist die Auswertung dieses Versuchs schwierig (Abb. 5-22). Es kann sein, dass deshalb beim VLK 3 durch den Anfangs kleineren übertragenen Wärmestrom weniger Frost aufgebaut wird und dadurch der Druckverlust verzögert wird. Falls wiederum die Aussparungen mit Frost ausgefüllt werden, so müsste der Verlauf des Druckverlusts in etwa gleich sein.

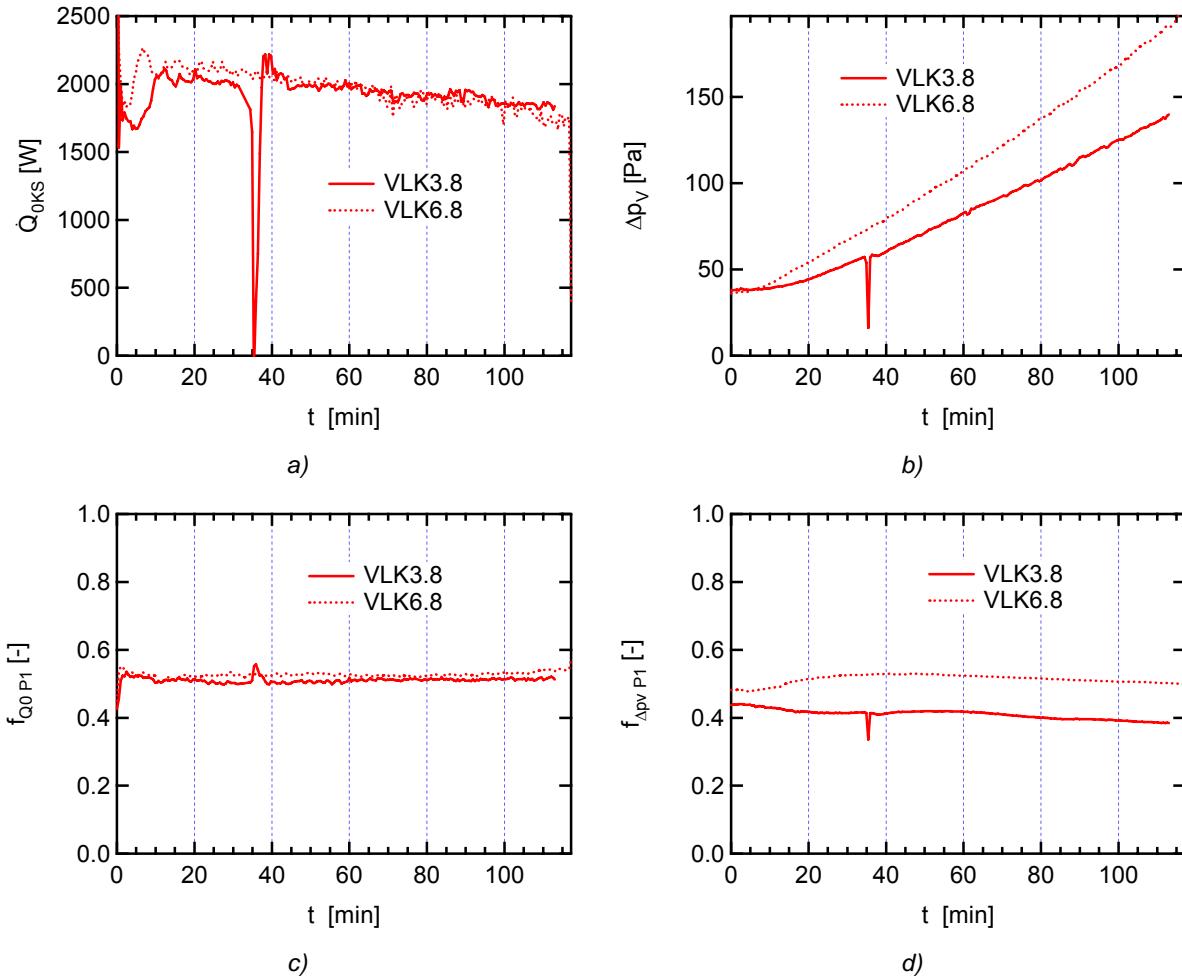


Abb. 5-22: a) Soleseitiger übertragener Wärmestrom, b) luftseitiger Druckverlust, c) Wärmestromaufteilung für das Lamellenpaket P1 und d) Druckverlustaufteilung für das Lamellenpaket P1 von VLK 3 und VLK 6 bei VLK x.8 ( $\vartheta_{LE} = -7^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{TPE} = -8^\circ\text{C}$ ,  $w = 2 \text{ m/s}$  (steile Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -15.5^\circ\text{C}$  ).

## Zusammenfassung VLK 3 und VLK 6

Es hat sich gezeigt, dass bei Bedingungen, bei denen die Verfrostung in den hinteren Bereichen auftritt, die Aussparungen eine Verbesserung bringen. Hingegen haben die Aussparungen bei Verfrostung über den gesamten Versuchsluftkühler weder eine Verbesserung noch eine Verschlechterung gebracht. Die Aussparungen werden dabei wahrscheinlich mit Frost ausgefüllt.

### 5.4.5 Vergleich Versuchsluftkühler VLK 3 und VLK 7: Zacken am Austritt der Lamellen

#### Problematik und Lösungsansatz

Liegt die Temperatur der Umgebungsluft oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$ , gibt es Betriebszustände, wo vorne im Lamellenluftkühler Kondensatropfen entstehen und sich am Austritt Eis bildet. Das Eis entsteht aus Kondensat, welches durch die Luftströmung entlang der Lamellen nach hinten transportiert wird. Das Kondensat fliesst entlang der Austrittskante der Lamellen ab und gefriert zum Teil.

Am VLK 7 wurde die Austrittskante so konzipiert, dass sich das Kondensat akkumulieren muss (Abschnitt 3.2.6). Es soll abtropfen, bevor es gefriert (Abb. 5-23).

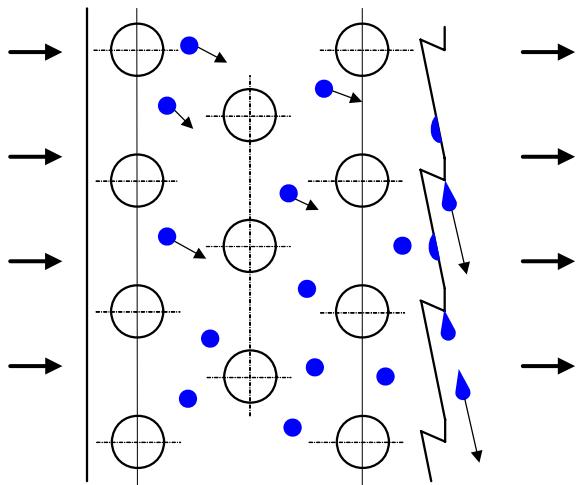


Abb. 5-23: Die entlang der Lamellen nach hinten gefördert Tropfen akkumulieren sich an den Spitzen der Zacken und fallen nach unten. Die Ablenkung des Falls der Tropfen ist bei den üblichen Strömungsgeschwindigkeiten von ca. 2 m/s genügend gross, so dass sie nicht auf die darunter liegenden Zacken fallen.

#### Versuchsprogramm

Die folgende Tabelle enthält das Versuchsprogramm für den VLK 7. Die Zacken sollen Vorteile bei Lufttemperaturen oberhalb von  $0^{\circ}\text{C}$  bringen, wo sich Eis am Austritt bildet. Deshalb wurden Versuche mit  $\vartheta_{LE} > 0^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. Bei allen Versuchen wurde die Luftgeschwindigkeit auf  $w = 2 \text{ m/s}$  gesetzt und die Ventilatorkennlinie „steil“ gewählt.

Versuchs-Nr.	$\vartheta_{LE} [\text{ }^{\circ}\text{C}]$	$\vartheta_{TP} [\text{ }^{\circ}\text{C}]$	$\vartheta_{LE}-\vartheta_S [\text{K}]$	$\vartheta_{SE} [\text{ }^{\circ}\text{C}]$
VLK 7.3	7	6	11.8	-4.8
VLK 7.4	2	1.5	10.6	-8.6
VLK 7.38	5	4	8	-4
VLK 7.39	5	4	13	-9

Tab. 5-3: Versuchsprogramm für VLK 7 ( $w = 2 \text{ m/s}$ , Ventilatorkennlinie „steil“)

## Ergebnisse

Zur Quantifizierung der Verbesserung infolge der Zacken am Austritt des Lamellenluftkühlers, wurde VLK 7 mit VLK 3 verglichen, da sich VLK 7 gegenüber VLK 3 lediglich durch die Zacken am Austritt unterscheidet. Es hat sich gezeigt, dass bei sämtlichen Versuchen der VLK 7 einen höheren Anfangsdruckverlust aufwies, welcher jedoch nicht vollständig auf die Zacken zurückzuführen ist. Infolge dieser schlechteren Startbedingungen schneidet VLK 7 im Vergleich mit VLK 3 schlechter ab. Bei detaillierterer Betrachtung der Versuchsbedingungen sowie der Geometrien der beiden Versuchsluftkühler wurden die Ursachen für diese unterschiedlichen Anfangsdruckverluste festgestellt. Leichte Unterschiede der Lamellenabstände sowie unterschiedliche Ventilatorkennlinien bei den durchgeföhrten Messungen führen dazu, dass der Anfangsdruckverlust bei VLK 7 höher ist, und ein direkter Vergleich der Messdaten somit zu falschen Interpretationen führt.

Damit ein Vergleich zwischen VLK 7 und VLK 3 trotzdem durchgefördert werden kann, wurden die Messdaten des Druckverlustes sowie des Luftvolumenstromes von VLK 7 auf die geometrischen und versuchstechnischen Bedingungen der Messungen des VLK 3 umgerechnet. Diese Umrechnung ist in Anhang A1 detailliert dokumentiert.

Der Vergleich zwischen beiden Versuchsluftkühler erfolgt anhand der zeitlichen Verläufe der Druckverluste. Die übertragenen Wärmeströme sind massgeblich abhängig vom Luftvolumenstrom. Aufgrund der identischen Geometrien der beiden Versuchsluftkühler sind die übertragenen Wärmeströme bei gegebenem Luftvolumenstrom gleich gross. Der Luftvolumenstrom stellt sich gemäss der Ventilatorkennlinie in Abhängigkeit des Druckverlustes ein. Zunehmende Druckverluste führen zur Reduktion des Luftvolumenstromes und somit des übertragenen Wärmestromes. Es ist somit ausreichend die Verläufe der Druckverluste der beiden Versuchsluftkühler zu vergleichen.

### a) Lufttemperatur 2°C (VLK x.4)

Bei den Versuchen VLK x.4 beträgt die Lufttemperatur  $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ; der Taupunkt  $\vartheta_{TP} = 1.5^\circ\text{C}$ ; und die Temperatur der eintretenden Kältesole  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$ . Am VLK-Eintritt entstehen bei Versuchsbeginn hauptsächlich Tropfen und am Rand etwas Frost. Am Austritt bildet sich unmittelbar bei Versuchsbeginn bereits Frost, weshalb die Zacken keine Wirkung auf den Verlauf des Druckverlustes haben.

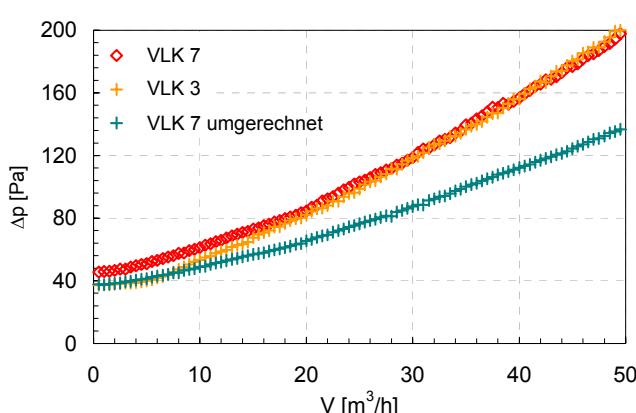


Abb. 5-24: Verläufe der gemessenen Druckverluste für VLK 3, VLK 7 sowie der umgerechneten Messwerte von VLK 7 bei folgenden Versuchsbedingungen:  
 $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 1.5^\circ\text{C}$ ;  
 $w_L = 2 \text{ m/s (steile Kennlinie)}$ ;  $\vartheta_{KSE} = -8.6^\circ\text{C}$

Während den ersten 5 min. des Versuches sind der korrigierte Druckverlust von VLK 7 und der Druckverlust von VLK 3 identisch (Abb. 5-24). Danach steigt der Druckverlust von VLK 3 schneller an. Bei diesen Versuchsbedingungen müssten beide Verläufe etwa gleich sein. Bei den Versuchen VLK x.39 (Abb. 5-26), bei welchen sich ebenfalls nur Austritt Frost bildete, sind die Verläufe der Druckverluste nahezu identisch.

### b) Lufttemperatur 5°C, Soleeintrittstemperatur -4°C (VLK x.38)

Die Bedingungen bei diesen Versuchen betragen  $\vartheta_{LE} = 5^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 4^\circ\text{C}$  und  $\vartheta_{KSE} = -4^\circ\text{C}$ . Bei beiden Versuchsluftkühlern kommt es sowohl am Eintritt als auch am Austritt, während der gesamten Versuchsdauer, zu Kondensatbildung. Am Austritt beider Versuchsluftkühler erstarrt das Kondensat jedoch teilweise zu Eis. Bei diesen Versuchsbedingungen zeigt der VLK 7 mit den Zacken am Austritt ein besseres Verhalten.

Während der ersten 10 min. sind die Verläufe der Druckverluste der beiden Versuchsluftkühler identisch. Mit zunehmender Eisbildung am Austritt nimmt der Verlauf des korrigierten Druckverlustes des VLK 7 weniger schnell zu. Hier führen die Zacken zu einem verbesserten Verhalten.

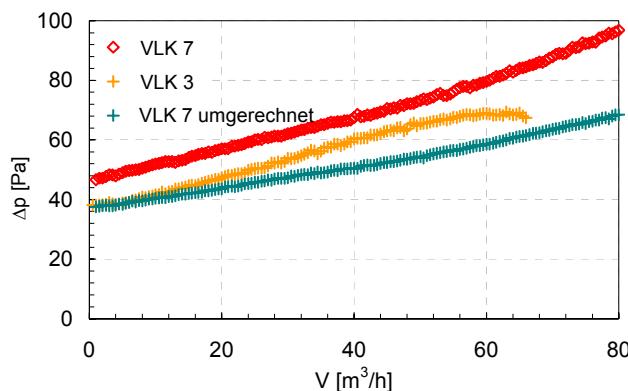


Abb. 5-25: Verläufe der gemessenen Druckverluste für VLK 3, VLK 7 sowie der umgerechneten Messwerte von VLK 7 bei folgenden Versuchsbedingungen:  
 $\vartheta_{LE} = 5^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 4^\circ\text{C}$ ;  
 $w_L = 2 \text{ m/s (steile Kennlinie)}$ ;  
 $\vartheta_{KSE} = -4^\circ\text{C}$

### c) Lufttemperatur 5°C, Soleeintrittstemperatur -9°C (VLK x.39):

Die Lufttemperatur beträgt wie bei den obigen Versuchen  $\vartheta_{LE} = 5^\circ\text{C}$  und der Taupunkt  $\vartheta_{TP} = 4^\circ\text{C}$ . Die Temperatur der eintretenden Kältesole ist  $\vartheta_{KSE} = -9^\circ\text{C}$ , d.h. es ist eine grösere Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältesole vorhanden. An den Austritten beider VLK entsteht bei diesen Versuchsbedingungen Frost, weshalb die Zacken keine Verbesserung zur Folge haben

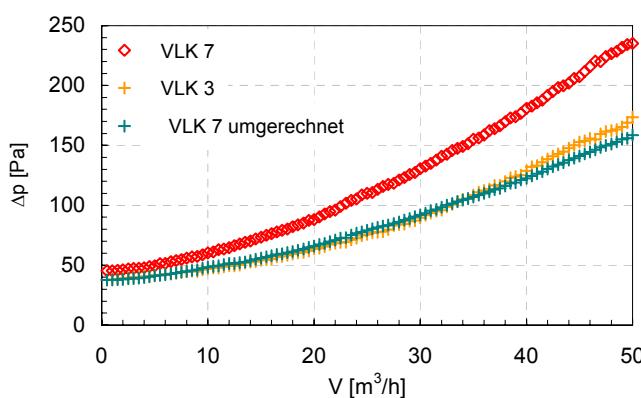


Abb. 5-26: Verläufe der gemessenen Druckverluste für VLK 3, VLK 7 sowie der umgerechneten Messwerte von VLK 7 bei folgenden Versuchsbedingungen:  
 $\vartheta_{LE} = 5^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 4^\circ\text{C}$ ;  
 $w_L = 2 \text{ m/s (steile Kennlinie)}$ ;  
 $\vartheta_{KSE} = -9^\circ\text{C}$

Bei diesen Versuchbedingungen sind die Verläufe der Druckverluste der beiden Versuchsluftkühler nahezu identisch. Dieses Resultat entspricht den Erwartungen.

### d) Lufttemperatur 7°C (VLK x.3)

Die Lufttemperatur beträgt bei diesen Versuchen (VLK x.3)  $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ , der Taupunkt ist  $\vartheta_{TP} = 6^\circ\text{C}$  und die Kältesole tritt mit einer Temperatur von  $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$  in die Versuchsluftkühler ein. Am Eintritt in die Versuchsluftkühler bildet sich während des ganzen Versuchs Kondensat. An den Austritten

entstehen zuerst ebenfalls Kondensattropfen, welche z.T. gefrieren. Bei diesen Bedingungen sollen die Zacken den zeitlichen Druckverlustanstieg verringern (wie bei VLK x.38, Abb. 5-25).

Wie bei Versuchen VLK x.38 steigt auch hier der Druckverlust von VLK 3 gegenüber dem korrigierten Druckverlust von VLK 7 nach etwa 10 min. stärker an. Auch hier kann das Kondensat am Austritt von VLK 7 durch die Zacken abtropfen wodurch weniger Eis gebildet wird.

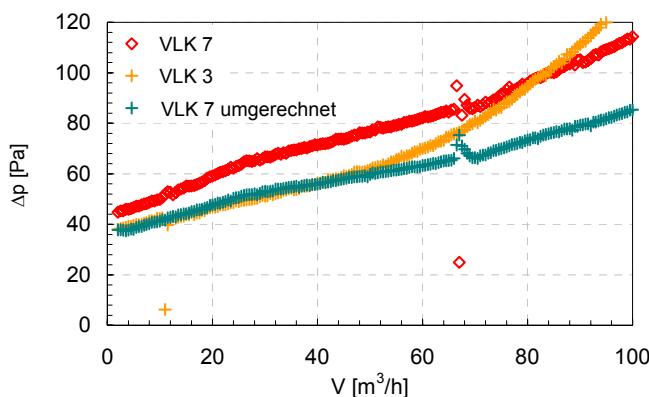


Abb. 5-27: Verläufe der gemessenen Druckverluste für VLK 3, VLK 7 sowie der umgerechneten Messwerte von VLK 7 bei folgenden Versuchsbedingungen:  
 $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 6^\circ\text{C}$ ;  
 $w_L = 2 \text{ m/s (steile Kennlinie)}$ ;  
 $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$

### Vereiste Lamellen-Austritte von VLK 3 und VLK 7

Abb. 5-28 zeigt Fotografien der Austritte des VLK 3 und VLK 7 bei den Versuchsbedingungen VLK x.3 ( $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 6^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{KSE} = -4.8^\circ\text{C}$ ) nach jeweils 100 min Versuchsdauer.

Beim VLK 3 hat sich unterhalb der Mitte eine kompakte Eisschicht gebildet. Der Versuchsluftkühleraustritt ist dort vollständig mit einer Eisschicht bedeckt, welche sich an den Lamellen aufgebaut hat. Der Strömungsquerschnitt ist dadurch stark verringert und der Druckverlust entsprechend höher als bei VLK 7. Beobachtungen bei der Abtauung mit warmer Sole haben gezeigt, dass diese Eisschicht schwierig abzutauen ist. Während der Frost am Rand und die einzelnen Eistropfen rund um die kompakte Frostschicht bereits nach 2 bis 3 min. abgetaut sind, ist das kompakte Eis in der Mitte nach 10 min. Abtaudauer noch fast vollständig vorhanden. Der thermische Kontakt des Eises am Austritt mit den Lamellen ist vermutlich relativ schlecht. Zwischen dem Eis und den Lamellen entsteht Schmelzwasser. Zum Teil fliesst dieses ab und somit entsteht dort eine isolierende Lücke (Dampfschicht). Es ist anzunehmen, dass unter solchen Umständen auch die Abtauung mit Ventilatornachlauf (Kapitel 6) nur schlecht wirksam wäre, da die Luft an den relevanten Stellen gar nicht durchströmen kann.

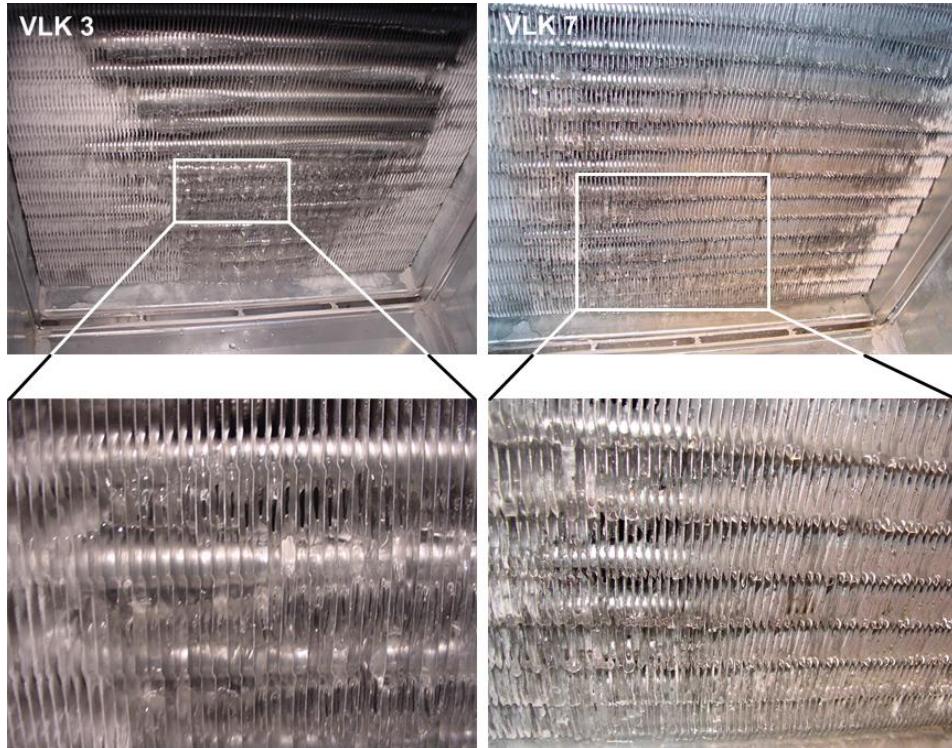


Abb. 5-28: Vereisung am VLK-Austritt nach 100 min. Versuchsdauer für VLK 3 (links) und für VLK 7 (rechts) bei den Versuchsbedingungen VLK x.3 ( $\vartheta_{LE} = 7^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_{TP} = 6^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 10.8 \text{ K}$ ;  $w_L = 2 \text{ m/s}$ ). Beim VLK 3 bildet sich unten in der Mitte eine kompakte Eisschicht, welche keine Luftströmung mehr erlaubt. Bei den gleichen Versuchsbedingungen hat sich beim VLK 7 kein kompaktes Eis gebildet.

Beim VLK 7 ist nach 100 min. Versuchsdauer kein kompaktes Eis vorhanden. Die Luft kann über den ganzen Querschnitt durch den Versuchsluftkühler hindurchströmen. Auch die Abtauung hat bei diesen Bedingungen gut funktioniert. Da überall der Luftdurchsatz gewährleistet ist, ist die Abtauung mit Ventilatornachlauf problemlos möglich.

## 6 Abtauung mit Ventilatornachlauf

### 6.1 Einleitung

Das Abtauen (Schmelzen) von Frost oder Eis an Verdampfern von L/W-WP erfolgt heute vorwiegend mit Prozessumkehr- oder Heissgasabtauung. Bei der *Prozessumkehrabtauung* wird der Kreisprozess der Wärmepumpe durch ein Vierwegventil so geschaltet, dass der Verdampfer zum Kondensator und der Kondensator zum Verdampfer wird. Von *Heissgasabtauung* spricht man, wenn vom Verdichter direkt in den Verdampfer gefördelter heißer Kältemitteldampf zur Abtauung verwendet wird. Der Verdichter ist bei beiden Methoden in Betrieb und das Abtauen ist entsprechend energieaufwändig.

Die Idee bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist, dass bei geeigneten Bedingungen mit *Umgebungsluft* abgetaut wird. Der Heizbetrieb wird durch Ausschalten des Kompressors unterbrochen, während der Ventilator weiter Umgebungsluft durch den Verdampfer fördert. Durch Wärmeabgabe von der Umgebungsluft an die Frost- bzw. Eisschicht wird die benötigte Schmelzwärme zum Abtauen aufgebracht. Eine erste Untersuchung zu diesem Thema erfolgte in der Studie von Ehrbar *et al.* [4].

Damit die Abtauung mit Ventilatornachlauf effizient möglich ist, muss die Temperatur der Umgebungsluft höher sein als der Gefrier- bzw. Schmelzpunkt von Wasser. Bei tieferen Temperaturen muss eine herkömmliche Abtaumethode angewendet werden. Neben der Lufttemperatur hat die Luftfeuchte einen entscheidenden Einfluss auf die Effizienz der Abtauung mit Ventilatornachlauf. Das Feuchtegefälle von der Luft an die Frostoberfläche bzw. an die Oberfläche des Schmelzwasserfilms kann je nach Luftzustand positiv oder negativ sein. Bei einer hohen Luftfeuchte *kondensiert* Wasserdampf am Frost/Schmelzwasser und die freiwerdende Kondensationswärme unterstützt die Abtauung. Bei tiefen Luftfeuchtigkeiten wird die Abtauung, bei vorhandenem Schmelzwasserfilm, durch *Verdunsten* von Wasser bzw. bei nicht vorhandenem Schmelzwasserfilm durch Sublimation von Wasser gehemmt, da dem Schmelzwasserfilm bzw. der Frostschicht die Verdampfungs- bzw. Sublimationswärme entzogen wird. Der Abbau der Frostschicht erfolgt bei diesen Bedingungen nur sehr langsam, so dass keine effiziente Abtauung mit Ventilatornachlauf erreicht werden kann.

Unternährer [5] hat in seiner Diplomarbeit erste Modelle erarbeitet und diese durch Experimente untermauert. Weitere Untersuchungen zeigten, dass die Abtauung mit Ventilatornachlauf gegenüber konventionellen Abtaumethoden eine erhebliche Energieeinsparung bringt. Der Schlüssel zur erfolgreichen Abtauung mit Ventilatornachlauf liegt im Zustand der Umgebungsluft. Die Lufttemperatur und die Luftfeuchte beeinflussen die Effizienz der Abtauung mit Ventilatornachlauf stark.

### 6.2 Zielsetzungen

Das Ziel der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist die Einsparung von elektrischer Energie und somit die Erhöhung der Jahresarbeitszahl. Der (gut dimensionierte) Ventilator benötigt im Heizbetrieb etwa 10% der elektrischen Leistung des Kompressors und im Abtaubetrieb rund 20% bei Prozessumkehr und Heissgasabtauung. Wenn die Abtauung mit Ventilatornachlauf z.B. 1.5-mal so lange dauern würde wie mit Prozessumkehr oder Heissgasabtauung, so könnte der Energieverbrauch eines Abtauzyklus um mehr als Faktor 3 verringert werden.

Ein zusätzlicher Vorteil gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr ist, dass dem Gebäude zur Abtauung keine Wärmeenergie entzogen wird (kein „Wärmeklau“).

### 6.3 Abtauvorgang

Der Abtauvorgang einer Frost- oder Eisschicht in einem Verdampfer kann in drei Phasen aufgeteilt werden (Abb. 6-1). Bei den klassischen Abtaumethoden müssen zuerst Verdampferrohre, Lamellen und der Frost auf 0°C erwärmt und das im Verdampfer enthaltene Arbeitsfluid vollständig verdampft

werden. Danach beginnt der eigentliche Schmelzvorgang, wobei die Temperatur bei  $0^{\circ}\text{C}$  verharrt. Ist der Frost geschmolzen, erwärmen sich die Verdampferrohre und die Lamellen weiter. Je nach Ort im Verdampfer ist der Abtauvorgang unterschiedlich weit fortgeschritten. Alle drei Phasen der Abtauung können an verschiedenen Stellen parallel ablaufen, da bei keiner Abtaumethode eine gleichmässig auf den Verdampfer verteilte Wärmeabgabe erfolgt.

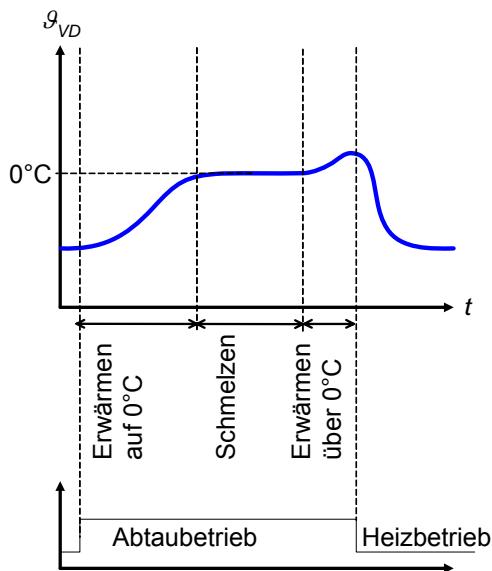


Abb. 6-1: Qualitative Darstellung des zeitlichen Temperaturverlaufs eines Verdampferrohres während der Abtauung.

Die Versuche in der Diplomarbeit von Unternährer [5] haben gezeigt, dass auch bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf keine gleichmässig über den Verdampfer verteilte Wärmeabgabe erfolgt. In der Anfangsphase des Schmelzens der Frostschicht wird beispielsweise *nur am Eintritt* Frost geschmolzen. Die Luft ist bereits kurz nach dem Eintritt in den Lamellenluftkühler schon so weit abgekühlt, dass im Bereich des Verdampferaustritts noch kein Frost abgetaut werden kann. Es wurde beobachtet, dass die Frostschicht am Austritt weiter angewachsen ist, während am Eintritt der Frost bereits geschmolzen war. Dies ist möglich durch Sublimation, wenn der Lamellenluftkühler und der Frost am Austritt noch eine Temperatur unter  $0^{\circ}\text{C}$  haben.

#### 6.4 Mathematisch-physikalisches Modell

Das Ziel der Modellierung und Simulation ist, den Einfluss der Lufttemperatur, Luftfeuchte sowie der Strömungsgeschwindigkeit auf die Abtauleistung zu bestimmen. In Abb. 6-2 ist ein Ausschnitt aus einem Lamellenluftkühler mit einer Frost- bzw. Eisschicht dargestellt. Es wird angenommen, dass durch die Abtauung auf der Frostschicht ein Schmelzwasserfilm entstanden ist. Für die Berechnung werden die folgenden Vereinfachungen getroffen:

- Das Längenelement I ist sehr klein. Es wird ein über das Längenelement konstanter Luftzustand und eine somit konstante Wärmestrom- und Stoffstromdichte angenommen.
- Das Temperaturgefälle innerhalb des Schmelzwasserfilms und der Frost- bzw. Eisschicht wird vernachlässigt.
- Der Abtauvorgang wird ohne die Aufwärmphase auf  $0^{\circ}\text{C}$  berechnet. Der Frost, der Schmelzwasserfilm und die Phasengrenzfläche haben eine konstante Temperatur von  $\vartheta_W = \vartheta_F = \vartheta_G = 0^{\circ}\text{C}$ .

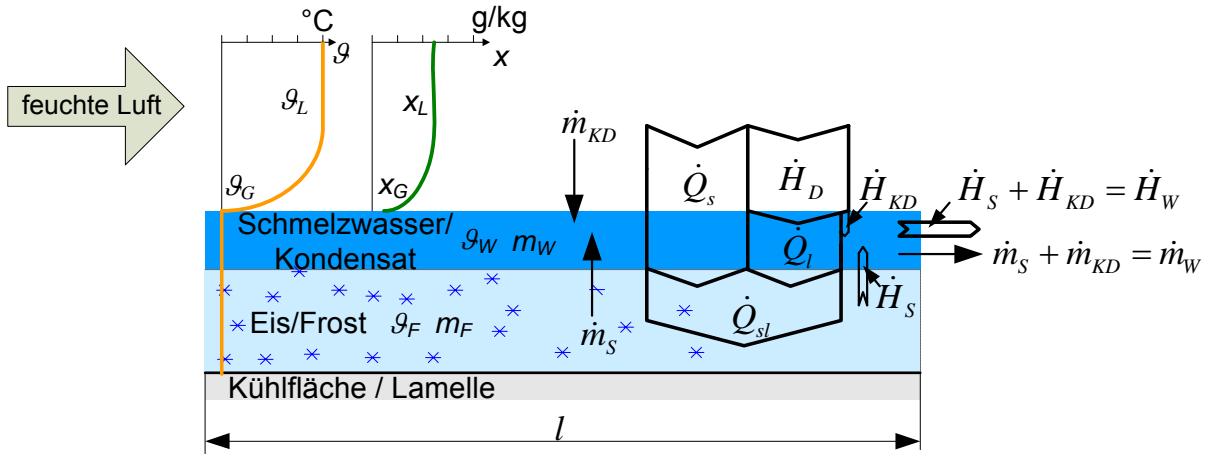


Abb. 6-2: Flächenelement einer Lamelle mit Frost und Schmelzwasserfilm bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf.

#### 6.4.1 Bilanzgleichungen

Für die in Abb. 6-2 dargestellte Situation mit  $x_L > x_G$  gelten folgenden Stoff- und Energiebilanzgleichungen:

##### Bilanzgrenze um die Luftströmung:

Der Massenstrom der trockenen Luft ist konstant:

$$\dot{m}_L = \text{konst.} \quad (62)$$

Die Differenz zwischen ein- und austretendem Dampfmassenstrom ist gleich dem auf dem Schmelzwasserfilm kondensierenden Kondensatmassenstrom:

$$\dot{m}_L(x_E - x_A) = \dot{m}_{KD} \quad (63)$$

Die Enthalpiestromdifferenz der feuchten Luft zwischen Ein- und Austritt ist gleich der Summe von sensibler Wärmestrom und dem Enthalpiestrom des kondensierenden Wasserdampfes:

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{H}_{fLE} - \dot{H}_{fLA} = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) \quad (64)$$

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot \vartheta_{LE} - x_{LA} \cdot \vartheta_{LA})] \quad (65)$$

Vereinfacht gilt (vgl. Abschnitt 2.3):

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA})] \quad (66)$$

##### Bilanzgrenze um den Schmelzwasser- und Kondensatfilm:

Es wird hier angenommen, dass die Summe des Kondensatmassenstromes und des Schmelzwassermassenstromes kontinuierlich abfließt und die Masse des Schmelzwasser- und Kondensatfilms somit zeitlich unverändert bleibt. Die Bilanzen an diesem Kontrollraum sind somit stationär. Für die Massenbilanz gilt somit:

$$\frac{dm_w}{dt} = \dot{m}_{KD} + \dot{m}_S - \dot{m}_W = 0 \quad (67)$$

$$\dot{m}_W = \dot{m}_{KD} + \dot{m}_S \quad (68)$$

Und die Energiebilanz lautet:

$$\dot{Q}_s + \dot{H}_D + \dot{H}_S = \dot{Q}_{sl} + \dot{H}_S + \dot{H}_K \quad (69)$$

Somit folgt aus der Energiebilanzgleichung der Wärmestrom  $\dot{Q}_{sl}$  zum Schmelzen der Frostsicht:

$$\dot{Q}_{sl} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_s + \dot{H}_D - \dot{H}_K \quad (70)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sl} &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_s + \dot{H}_D - \dot{H}_K = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) - \dot{m}_K \cdot h_K \\ &= \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot \vartheta_{LE} - x_{LA} \cdot \vartheta_{LA}) - c_{pK} \cdot \vartheta_K (x_{LE} - x_{LA})] \end{aligned} \quad (71)$$

Oder vereinfacht gilt für  $\dot{Q}_{sl}$  (vgl. Abschnitt 2.3):

$$\dot{Q}_{sl} = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + r_v \cdot (x_{LE} - x_{LA})] \quad (72)$$

Wenn bei stark negativem Konzentrationsgefälle ( $x_L - x_G$ ) der latente Wärmestrom  $\dot{Q}_l$  entgegen gesetzt grösser ist als der sensible  $\dot{Q}_s$ , wird  $\dot{Q}_{sl}$  negativ. In diesem Fall wird der Schmelzwasserfilm in Abb. 6-2 gefrieren. In Abschnitt 6.4.3 wird deutlich, dass bei diesen Luftzuständen kein Schmelzwasserfilm entsteht. Die Frostsicht wird nicht durch Schmelzen, sondern durch Sublimation verringert. Dieser Sublimationsvorgang verringert die Frostsicht nur sehr langsam. Der Hauptgrund dafür ist, dass die Sublimationsenthalpie ( $r_s = 2830 \text{ kJ/kg}$ ) etwa um den Faktor 10 grösser ist als die Schmelzenthalpie ( $r_E = 330 \text{ kJ/kg}$ ).

Als *Abtauleistung*  $\dot{Q}_A$  wird der Wärmestrom bezeichnet, mit dem die Frostsicht *geschmolzen* wird. Dieser entspricht der Summe von sensiblem  $\dot{Q}_s$  und latentem Wärmestrom  $\dot{Q}_l$ . Ist diese Summe negativ, kann die Frostsicht nicht geschmolzen werden. Gemäss dem Luftzustand L<sub>5</sub> in Abschnitt 6.4.3 wird dann die Frostsicht durch Sublimation reduziert.

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_{sl} = \dot{Q}_l + \dot{Q}_s \quad (73)$$

### Bilanzgrenze um die Frostsicht:

Die Änderung der Frostmasse ist gleich gross wie der Schmelzwassermassenstrom. Für die Integration von Gl. (74) wird angenommen, dass bei Abtaubeginn  $t = 0$  noch die gesamte Frostmasse vorhanden ist ( $m_F = m_{FS}$ ). Für die Massenbilanz der Bilanzgrenze um die Frostsicht gilt:

$$\frac{dm_F}{dt} = -\dot{m}_S \quad (74)$$

Und die Energiebilanzgleichung lautet:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{sl} - \dot{H}_S \quad (75)$$

Dabei gilt für  $dE/dt$ :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} [m_F(t) \cdot u_F(t)] = \frac{dm_F}{dt} \cdot u_F + \underbrace{\frac{du_F}{dt} \cdot m_F}_{=0, \text{ da } \vartheta_F \approx \text{konst.}} \quad (76)$$

Somit folgt für  $dE/dt$  weiter:

$$\frac{dE}{dt} = -\dot{m}_S \cdot [-r_E + c_F \cdot \vartheta_F] \quad (77)$$

Damit folgt für die Energiebilanzgleichung:

$$-\dot{m}_s[-r_E + c_F \cdot \vartheta_F] = \dot{Q}_{sl} - \dot{H}_s \quad (78)$$

$$\dot{m}_s \cdot r_E = \dot{Q}_{sl} - \dot{H}_s + c_F \cdot \vartheta_F \quad (79)$$

Mit:

$$\dot{H}_s + c_F \cdot \vartheta_F \ll \dot{Q}_{sl} \quad (80)$$

folgt vereinfacht:

$$\dot{m}_s \cdot r_E = \dot{Q}_{sl} \quad (81)$$

Der Schmelzwassermassenstrom lässt sich jetzt berechnen mit:

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_{sl}}{r_E} \quad (82)$$

Daraus lässt sich die resultierende Abtauzeit  $t_A$  zum Schmelzen der gesamten Frostmasse  $m_{fs}$  berechnen mit:

$$t_A = \frac{r_E \cdot m_{fs}}{\dot{Q}_{sl}} \quad (83)$$

#### 6.4.2 Simultane Wärme- und Stoffübertragung

Um die Wärme- und Stoffübergangsprozesse an einer mit Schmelzwasser und Kondensat überzogenen Frostschicht zu bilanzieren, wird ein lokales Lamellenelement wie in Abb. 6-2 betrachtet. Infolge des Temperaturgefälles zwischen Luft und Phasengrenzschicht (Schmelzwasser- und Kondensatoberfläche) findet eine Übertragung eines sensiblen Wärmestromes  $\dot{Q}_s$  statt. In Gl. (84) wird durch  $\alpha_L \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G)$  die sensible Wärmestromdichte  $\dot{q}_s$  berechnet. Der sensible Wärmestrom bewirkt eine Abkühlung der Luft.

Simultan zum sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_s$  wird ein latenter Wärmestrom  $\dot{Q}_l$  übertragen (Partialkondensation, Verdunstung oder Sublimation). Analog zum Temperaturgefälle als treibendes Gefälle bei der Wärmeübertragung ist das Konzentrationsgefälle  $x_L - x_G$  der Antrieb für die Stoffübertragung. In [6] wird beschrieben, dass die Stoffübertragung in den meisten technischen Anwendungen mit der Wärmeübertragung verknüpft werden kann. Dabei beschreibt die Lewiszahl  $Le$  das Verhältnis zwischen Wärme- und Stoffübertragung, welche für diese Anwendung mit  $Le = 1$  angenommen werden kann. Somit lässt sich die gesamte für die Abtauung nutzbare Wärmestromdichte  $\dot{q}_{sl}$  formulieren mit:

$$\dot{q}_{sl} = \underbrace{\alpha_L \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G)}_{\dot{q}_s} + \underbrace{\frac{Le \cdot \alpha_L}{c_{pl}} \cdot (x_L - x_G) \cdot r_v}_{\dot{q}_l} \quad (84)$$

In Gl. (84) beschreibt der zweite Term rechts die latente Wärmestromdichte. Der Massenstrom des kondensierenden bzw. sublimierenden Dampfes wird mit  $Le \cdot \alpha_L \cdot (x_L - x_G) / c_{pl}$  berechnet.

Das Konzentrationsgefälle  $x_L - x_G$  und somit die latente Wärmestromdichte  $\dot{q}_l$  kann je nach Luftfeuchte positiv oder negativ sein.

Ist das Konzentrationsgefälle positiv, kondensiert Wasserdampf aus der feuchten Luft an der Phasengrenzfläche (Schmelzwasser- und Kondensatfilm). Dabei wird Kondensationswärme an das

Schmelzwasser und die Frostschicht abgegeben, welche zusätzlich zum sensiblen Wärmestrom zum Schmelzen der Frostschicht beiträgt.

Ist das Konzentrationsgefälle bei tiefer Luftfeuchte negativ, verdunstet Schmelzwasser an der Phasengrenzfläche. Dabei wird dem Frost und dem Schmelzwasser Verdunstungswärme entzogen und der Wärmestrom  $\dot{q}_{sl}$  zum Schmelzen der Frostschicht reduziert.

#### 6.4.3 Darstellung der Abtauung mit Ventilatornachlauf im Mollier-Diagramm

Der sensible und latente Wärmestrom können im Mollier-Diagramm graphisch dargestellt werden. Dazu wird Gl. (84) mit  $c_{pl}/\alpha_L$  multipliziert. Man erhält die Gleichungen (85) und (86). Durch diese Umformung werden die Wärmestromdichten  $\dot{q}$  mit der Einheit  $W/m^2$  in Wärmemengen  $\mathcal{Q}$  pro kg Trockenluft umgewandelt. Diese Wärmemengen pro kg Trockenluft ( $J/kg$ ) können bei gegebenem Luftzustand und unter Annahme  $Le = 1$  einfach im Mollier-Diagramm dargestellt werden (vgl. dazu Bosnjakovic [6]).

$$\underbrace{\dot{q}_{sl} \cdot \frac{c_{pl}}{\alpha_L}}_{q_{sl}} = \underbrace{c_{pl} \cdot (g_L - g_G)}_{q_s} + \underbrace{Le \cdot (x_L - x_G)}_{q_l} \quad (85)$$

$$\mathcal{Q}_{sl} = \mathcal{Q}_s + \mathcal{Q}_l \quad (86)$$

In Abb. 6-3 sind die sensible, die latente und die daraus resultierende Gesamtwärmemenge für fünf verschiedene Luftzustände dargestellt. Alle fünf Luftzustände haben die gleiche Temperatur, so dass jeweils die gleiche sensible Wärmemenge pro kg Trockenluft abgegeben wird. Der sensible Wärmestrom ist somit in allen fünf Fällen gleich gross.

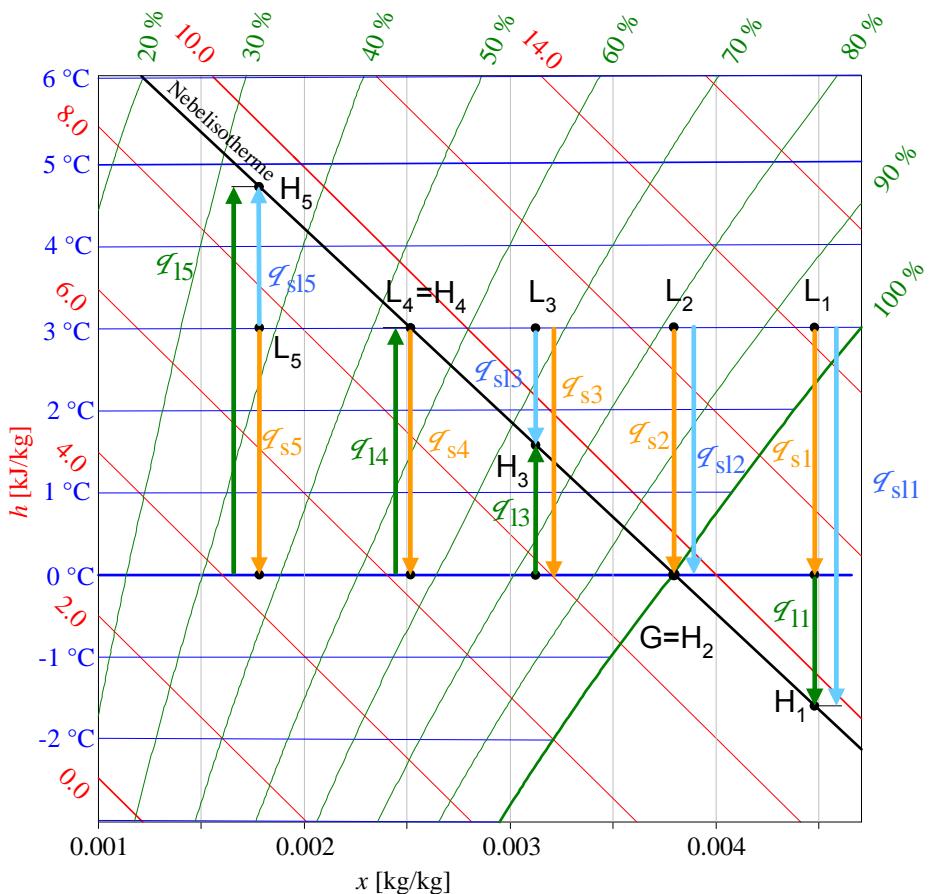


Abb. 6-3: Darstellung der abgegebenen sensiblen ( $q_s$ ) und latenten ( $q_l$ ) Wärmemenge bei der Strömung von Luft über eine mit Schmelzwasser und Kondensat überzogene Frostschicht von 0°C bei verschiedenen Luftzuständen. Die resultierende Gesamtwärmemenge ( $q_{sl}$ ) ermöglicht die Beurteilung der Abtauung mit Ventilatornachlauf. Der Oberflächengrenzpunkt G bezeichnet die Oberfläche des Schmelzwassers von 0°C. Die Luftzustände sind mit  $L_1$  bis  $L_5$  bezeichnet. Die Punkte  $H_1$  bis  $H_5$  sind Hilfspunkte zur graphischen Ermittlung der Wärmemengen.

#### Luftzustand $L_1$ (3°C, 95 % rH, $x_L > x_G$ )

Die Luft im Zustandspunkt  $L_1$  ist nahezu mit Wasserdampf gesättigt. Aus dem  $h,x$ -Diagramm lässt sich herauslesen, dass die Differenz der absoluten Feuchte  $x_{L1} - x_G$  positiv ist. Das bedeutet, dass Wasserdampf aus der feuchten Luft am Schmelzwasserfilm kondensiert und ein latenter Wärmestrom an das Schmelzwasser und den Frost abgegeben wird. Das Abtauung der Frostschicht wird durch die sensible *und* die latente Wärmemenge unterstützt und ist in diesem Bereich optimal ( $|q_{s1}| + |q_{l1}| = q_{sl1}$ ). Dies ist in Abb. 6-5 dargestellt. Beim Luftzustand  $L_1$  ist der Wärmestrom für die Abtauung der Frostschicht am grössten.

#### Luftzustand $L_2$ (3°C, 81 % rH, $x_L = x_G$ )

Beim Luftzustand  $L_2$  sind die absoluten Feuchten in der Luft und am Schmelzwasser- bzw. Kondensatfilm gleich gross ( $x_{L2} = x_G$ ). Es wird *keine* latente Wärmemenge übertragen. Die gesamte Wärmemenge für die Abtauung ist gleich der sensiblen Wärmemenge ( $q_{s2} = q_{s12}$ ).

### **Luftzustand L<sub>3</sub> (3°C, 67 % rH, x<sub>L</sub> < x<sub>G</sub>)**

Die Differenz der absoluten Feuchten zwischen der Luft mit Zustand L<sub>3</sub> und der Grenzschicht ist negativ, was eine Verdunstung von Wasser am Schmelzwasserfilm zur Folge hat. Die Abtauleistung wird um die latente Wärmemenge verringert ( $|q_{s3}| - |q_{l3}| = q_{sl3}$ ). Sie ist gegenüber Luftzustand L<sub>1</sub> um mehr als die Hälfte kleiner.

### **Luftzustand L<sub>4</sub> (3°C, 47% rH, x<sub>L</sub> < x<sub>G</sub>)**

Der Luftzustand L<sub>4</sub> befindet sich auf der Nebelisothermen. Die *latente Wärmemenge ist der sensiblen entgegengesetzt und gleich gross* ( $|q_{s4}| = |q_{l4}|$ ). Die resultierende Schmelzwärmemenge ist somit  $q_{sl4} = 0$ . Einer allfällig vorhandenen Schmelzwasserschicht und der Frostschicht wird also kein Wärmestrom zu- oder abgeführt. Dieser Luftzustand bildet den theoretischen Grenzfall: Das Abtauen mit Ventilatornachlauf durch *Schmelzen* der Frostschicht ist nicht mehr möglich. Trotzdem wird die Frostschicht bei diesem Luftzustand abgetragen. Durch Sublimation von Wasserdampf aus dem Frost aufgrund der Stoffübertragung wird die Frostschicht langsam abgebaut. Da dafür die Sublimationswärme von 2830 kJ/kg aufgewendet werden muss, ist dieser Prozess sehr langsam und nicht relevant für den Abbau einer Frostschicht in L/W-WP mittels Ventilatornachlauf.

### **Luftzustand L<sub>5</sub> (3°C, 32 % rH, x<sub>L</sub> < x<sub>G</sub>)**

#### **Mit Schmelzwasserfilm zu Beginn der Abtauung**

Der Luftzustand L<sub>5</sub> befindet sich links der Nebelisothermen. Die latente Wärmemenge ist entgegen gesetzt grösser als die sensible (Verdunstung von Wasser aus dem Schmelzwasserfilm). Die resultierende Schmelzwärmemenge ist somit *negativ!* Im Modell gemäss Abb. 6-2 wird also das Schmelzwasser zu Eis gefrieren. Sobald die Schmelzwasserschicht vollständig gefroren ist, stellen sich die nachfolgend beschriebenen Vorgänge ein.

#### **Ohne Schmelzwasserfilm zu Beginn der Abtauung**

Bei diesem Luftzustand ist von Beginn an *keine* Abtauung durch *Schmelzen* mit Ventilatornachlauf möglich, da sich die Eis- bzw. Frostschicht nicht auf 0°C erwärmt. Es entsteht somit kein Schmelzwasserfilm. Der latente Wärmestrom entsteht nicht durch Verdunstung, sondern durch *Sublimation* von Frost an die Luft. Gemäss Abb. 6-4 stellt sich eine Frosttemperatur unterhalb von 0°C ein, so dass die latente und die sensible Wärmemenge entgegengesetzt gleich gross sind. Das Schmelzen von Frost mit Ventilatornachlauf ist nicht mehr möglich. Wie beim Luftzustand L<sub>4</sub> wird auch hier die Frostschicht durch Sublimation abgetragen, was aufgrund des langsamen Abbaus der Frostschicht für eine Entfrostung des Verdampfers in Luft/Wasser-Wärmepumpen nicht relevant ist.

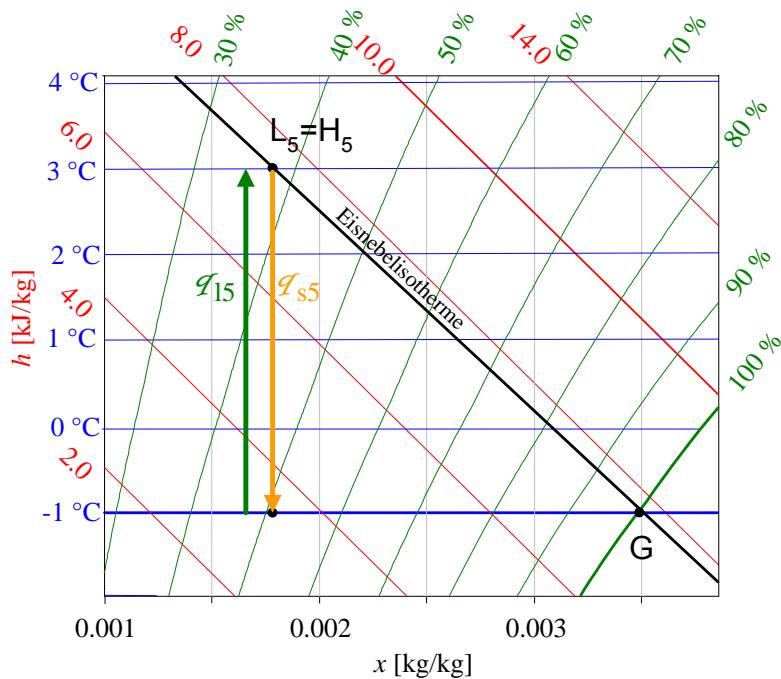


Abb. 6-4: Sensible und latente Wärmemenge wenn Luft mit dem Zustand  $L_5$  über eine Frostschicht strömt. Die Grenzschichttemperatur auf der Frostschicht stellt sich so ein, dass der sensible und der latente Wärmestrom entgegengesetzt gleich gross sind. Der Luftzustand  $L_5$  und der Zustand der Grenzschicht liegen auf der gleichen Eisnebelisothermen<sup>1</sup>).

<sup>1</sup> Beim Sublimation muss die graphische Konstruktion im  $h,x$ -Diagramm korrekterweise mit der Eisnebelisothermen durchgeführt werden. Der Unterschied der Steigung zwischen Nebel- und Eisnebelisothermen ist jedoch sehr gering und für die Darstellung nicht von Belang.

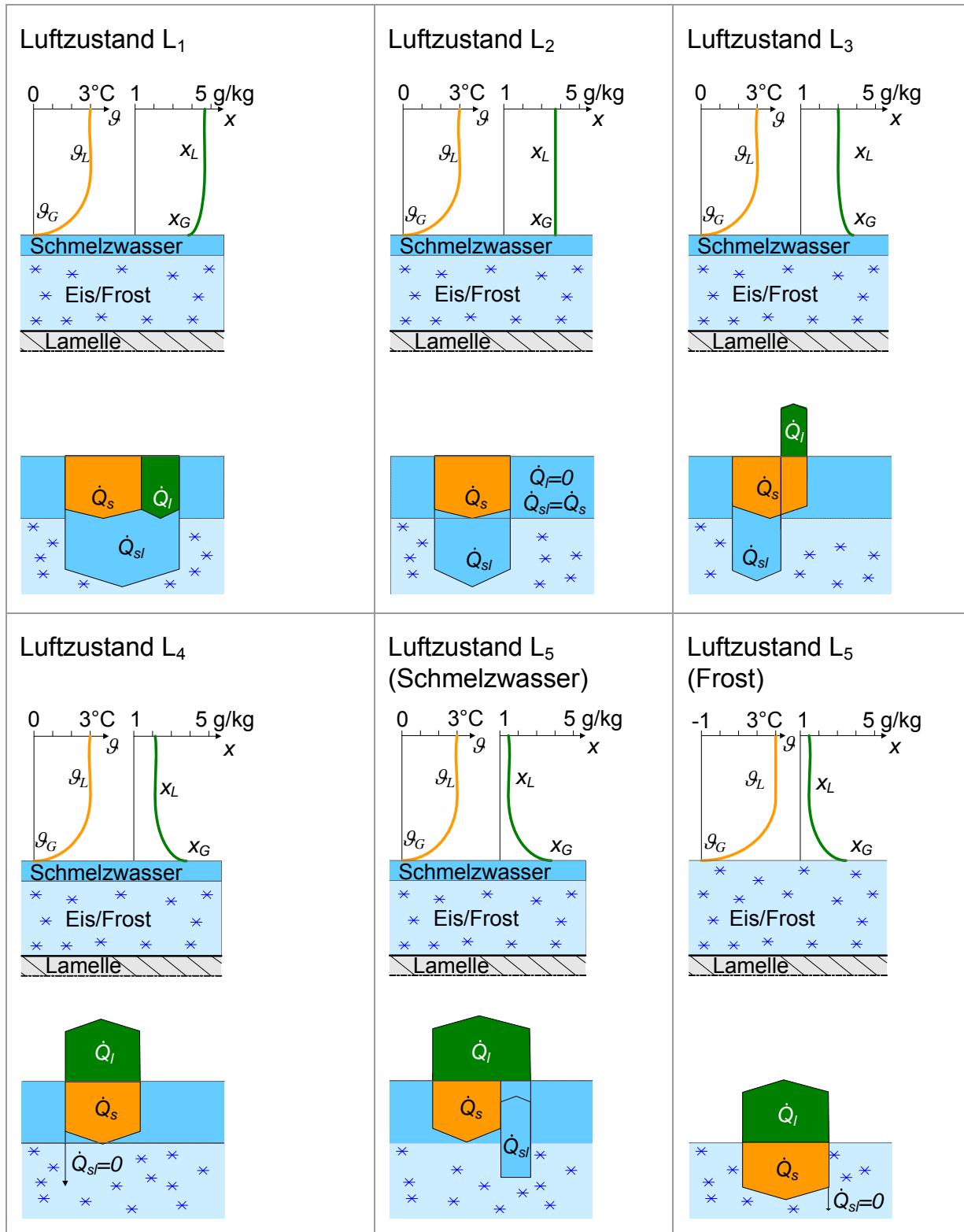


Abb. 6-5: Temperaturverlauf und Verlauf der absoluten Luftfeuchte von der Luftströmung bis zur Grenzschicht für die Luftzustände L<sub>1</sub> bis L<sub>5</sub> mit Darstellung der sich einstellenden Wärmeströme.

#### 6.4.4 Simulation

Mit den Gleichungen für die Stoff- und Energiebilanzen sowie für die simultane Wärme- und Stoffübertragung wurde ein einfaches Simulationsprogramm erstellt, mit welchem sich die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf zu Beginn der Abtauung berechnen lässt. Da sich die Lufttemperatur und die Luftfeuchte entlang der Lamellen ändern, wurde die Berechnung schrittweise in kurzen Elementen entlang der Lamellen durchgeführt. In Abb. 6-2 ist ein solches Element dargestellt. Die gesamte Abtauleistung  $\dot{Q}_A$  wird durch Aufsummieren der Gesamtwärmeströme  $\dot{Q}_{sl,i}$  der einzelnen Elemente berechnet.

In Abb. 6-6 ist der Ablauf des Simulationsprogramms dargestellt. Die Ergebnisse der Simulationen und der Vergleich mit den experimentellen Daten sind in Abschnitt 6.6 dokumentiert. Die Simulationen der Abtauung mit Ventilatornachlauf wurden mit der Geometrie von VLK 2 durchgeführt (vgl. Kapitel 3). Die hier berechneten Abtauleistungen gelten jeweils unmittelbar nach der Einleitung der Abtauung jedoch aber erst nach Erreichen der Beharrungstemperatur von 0°C (Schmelztemperatur von Frost bzw. Eis).

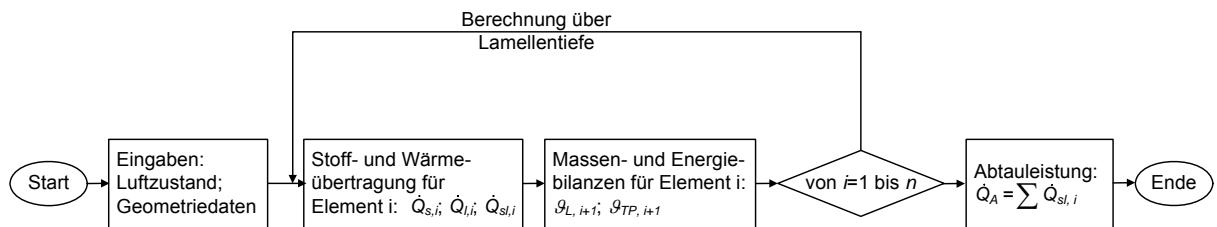


Abb. 6-6: Aufbau des Simulationsprogramms zur Berechnung der Abtauleistung. Über  $n$  Elemente entlang der Lamelle werden die einzelnen Wärmeströme und der Luftzustände berechnet.

#### 6.5 Experimentelle Untersuchung am solegekühlten Lamellenluftkühler

Mit Experimenten an der Versuchsanlage wurde die Wirksamkeit der Abtauung mit Ventilatornachlauf bei verschiedenen Luftzuständen und Luftgeschwindigkeiten untersucht. Die dabei verwendete Versuchsanlage ist in Kapitel 4 ausführlich beschrieben.

##### 6.5.1 Versuchsablauf

Der Versuchsablauf erfolgte in drei Phasen. Das Anfahren der Anlage sowie der Frostaufbau wird unter Abschnitt 4.5 beschrieben. Für den Frostaufbau werden die gleichen Versuchsbedingungen (Luftzustand und Luftgeschwindigkeit) eingestellt, wie für die anschliessende Abtauung mit Ventilatornachlauf.

Nach dem Erreichen der Anfangsfrostmasse  $m_{FS}$  wird die Abtauung eingeleitet, indem die Kühlung des Lamellenluftkühlers abgeschaltet wird. Die konditionierte Luft strömt weiterhin durch den Lamellenluftkühler und die Abtauung beginnt.

In Abb. 6-7 ist zu sehen, dass innerhalb der ersten drei Minuten der Abtauung die Austrittstemperatur und die Austrittsfeuchte der Luft stark ansteigen. In diesem Bereich wird der Lamellenluftkühler auf 0°C erwärmt (erste Phase des Abtaubetriebs). Danach bleiben die Austrittstemperatur und die Austrittsfeuchte für ca. 14 min. konstant: Die Frostschicht wird bei gleich bleibender Temperatur (0°C) geschmolzen (zweite Phase). Ungefähr 14 min. nach dem Einleiten der Abtauung beginnt ein langsamer Anstieg dieser beiden Größen. In dieser Phase hat es am Eintritt in den Lamellenluftkühler bereits keinen Frost mehr, während am Austritt noch Frost abgetaut werden muss (dritte Phase).

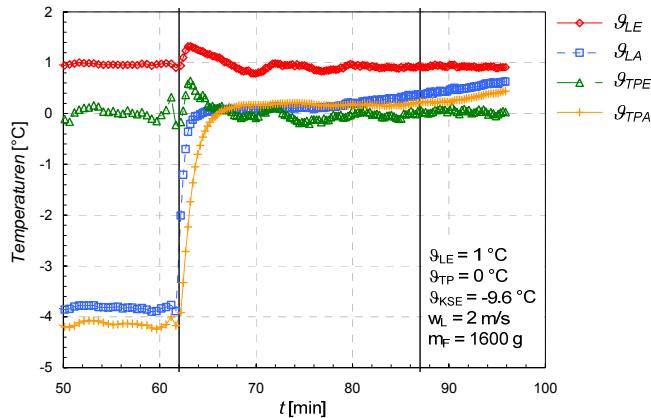


Abb. 6-7: Zeitliche Verläufe der Lufteintrittstemperatur  $\vartheta_{LE}$ , der Luftaustrittstemperatur  $\vartheta_{LA}$  sowie des Taupunkts am Eintritt  $\vartheta_{TPE}$ , und am Austritt  $\vartheta_{TPA}$  einer Messung der Abtauung mit Ventilatornachlauf an VLK 2.

### 6.5.2 Versuchsprogramm

In Tab. 6-1 sind die Bedingungen der durchgeföhrten Abtauversuche dargestellt. Der Versuch 1 bildet dabei den Grundversuch. Variiert wurden anschliessend der Lufteintrittszustand (Temperatur und Taupunkt), die Luftgeschwindigkeit, sowie die abzutauende Frostmasse. Sämtliche Versuche wurden mit dem in Kapitel 3 beschriebenen VLK 2 durchgeföhr.

In der folgenden Tabelle sind auch die mittleren Abtauleistungen sowie die durch Beobachtung festgestellten Abtauzeiten aufgeführt.

Versuch	$\vartheta_{LE}$ [°C]	$\vartheta_{TP}$ [°C]	$\vartheta_{KSE}$ [°C]	w [m/s]	$m_F$ [g]	$\dot{Q}_A$ [W]	$t_A$ [min]
1	2	0	-8.6	2	1600	490	12
2	1	0	-9.6	2	1600	230	25
3	1.5	0	-9.1	2	1600	390	17
4	3	0	-7.6	2	1600	770	8
5	2	-2	-8.6	2	1600	140	39
6	2	-1	-8.6	2	1600	300	20
7	2	2	-8.6	2	1600	1190	5
8	2	0	-8.6	1	1600	300	24
9	2	0	-8.6	1.5	1600	460	17
10	2	0	-8.6	2.5	1600	630	11
11	2	0	-8.6	2	600	650	3
12	2	0	-8.6	2	1100	490	7
13	2	0	-8.6	2	1400	450	11

Tab. 6-1: Versuchsprogramm mit gemessener mittlerer Abtauleistung und Abtauzeit.

### 6.5.3 Ausgewertete Größen

Für die Bewertung der durchgeführten Abtauversuche sind hauptsächlich die in Tab. 6-1 aufgeführten Größen Abtauleistung  $\dot{Q}_A$  und Abtauzeit  $t_A$  verwendet worden. Das Ende der Abtauung und somit die Abtauzeit ist durch Beobachten des Abtavorgangs ermittelt worden. Der Abtavorgang wurde unmittelbar nach dem vollständigen Abtauen der gesamten Eis- bzw. Frostmasse beendet.

Die Abtauleistung  $\dot{Q}_A$  wird aus der Enthalpiestromdifferenz zwischen Lufteintritt und Luftaustritt berechnet. Die spezifische Enthalpie der Luft am Ein- und Austritt des Lamellenluftkühlers wird durch die Messung von Temperatur und Taupunkt bestimmt. Die nachfolgend dargestellten Abtauleistungen sind jeweils die Mittelwerte des gesamten Abtavorganges. Das Aufwärmen des Versuchsluftkühlers wurde nicht berücksichtigt, da die dazu benötigte Wärmemenge stark von der beim Frostaufbau eingestellten Kühltemperatur der Sole abhängt.

## 6.6 Ergebnisse

In Abb. 6-8 ist die mittlere Abtauleistung in Funktion der Lufteintrittstemperatur dargestellt. Die Luftgeschwindigkeit beträgt  $w = 2 \text{ m/s}$  und der Taupunkt liegt unabhängig von der Lufteintrittstemperatur bei  $\vartheta_{TPE} = 0^\circ\text{C}$ . Da die Taupunkttemperatur der feuchten Luft bei dieser Versuchsreihe gerade der Grenzschichttemperatur entspricht, wird kein latenter Wärmestrom übertragen (vgl. Luftzustand  $L_2$  in Abb. 6-3).

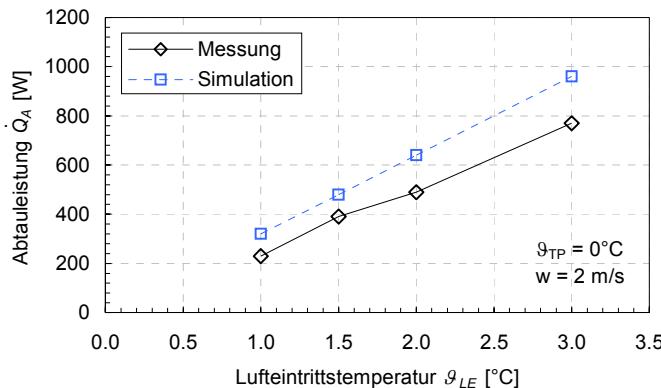


Abb. 6-8: Gemessene und simulierte mittlere Abtauleistung in Funktion der Lufteintrittstemperatur bei 2 m/s Luftgeschwindigkeit und einem Taupunkt von 0°C.

Abb. 6-8 zeigt, dass mit steigender Lufteintrittstemperatur die gemessene Abtauleistung linear zunimmt. Die Simulationsergebnisse zeigen das gleiche Verhalten. Dies ist plausibel, da mit steigender Lufteintrittstemperatur die Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung und somit der übertragene sensible Wärmestrom zunimmt.

In Abb. 6-9 wird die Abtauleistung in Funktion der Taupunkttemperatur der Luft am Eintritt dargestellt. Die Lufttemperatur beträgt jeweils  $\vartheta_{LE} = 2^\circ\text{C}$  und die Luftgeschwindigkeit  $w = 2 \text{ m/s}$ .

Die Simulation zeigt gegenüber den Messungen einen leicht überproportionalen Anstieg der Abtauleistung in Funktion der Taupunkttemperatur. Bei den Messungen liegt die resultierende Abtauleistung bei 100% relativer Luftfeuchte am Eintritt aufgrund von Schwankungen des Luftzustands bei dieser Messung etwas höher, als eigentlich zu erwarten wäre. Das Diagramm verdeutlicht, dass für eine effiziente Abtauung mit Ventilatornachlauf die Lufttemperatur als alleiniges Kriterium *nicht* genügt. Beim Messpunkt mit  $\vartheta_{TPE} = -2^\circ\text{C}$  liegt die Abtauleistung unter 200 W und die Abtauzeit beträgt rund 40 min. (der resultierende latente Wärmestrom ist hier aufgrund der sich

einstellenden Verdunstung negativ). Beim Messpunkt mit gesättigter Luft (100 % rH) wird eine Abtauleistung von deutlich über 1000 W erzielt und die Abtauzeit beträgt nur 5 min., obwohl die Lufttemperatur mit 2°C nicht deutlich über dem Schmelzpunkt von Wasser liegt (hier ist der latente Wärmestrom gross).

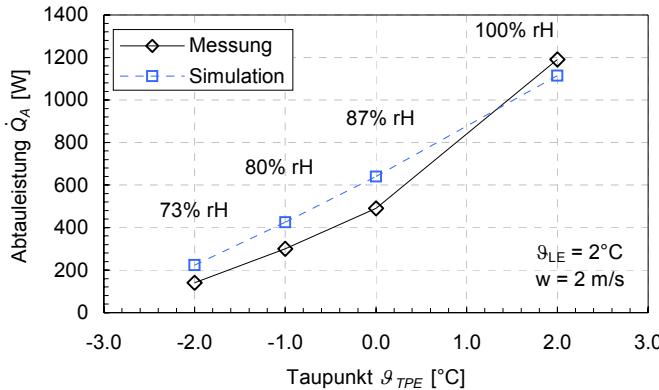


Abb. 6-9: Gemessene und simulierte mittlere Abtauleistung in Funktion des Taupunkts bei 2 m/s Luftgeschwindigkeit und einer Lufttemperatur von 2°C. Für jeden Messpunkt ist die relative Feuchte der Luft [rH] angegeben.

In Abb. 6-10 ist die Abhängigkeit der Abtauleistung in Funktion der Luftgeschwindigkeit dargestellt. Die Simulation zeigt mit zunehmender Luftgeschwindigkeit einen linearen Anstieg der Abtauleistung. Ursache dafür ist, dass in den Simulationen die luftseitige Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_L$  mit einer linearen Korrelation in Funktion der Luftgeschwindigkeit berechnet wird. Die Messungen bis 1.5 m/s Luftgeschwindigkeit liegen nahezu auf dem simulierten Verlauf, während ab 2 m/s Luftgeschwindigkeit tiefere Abtauleistungen gemessen wurden.

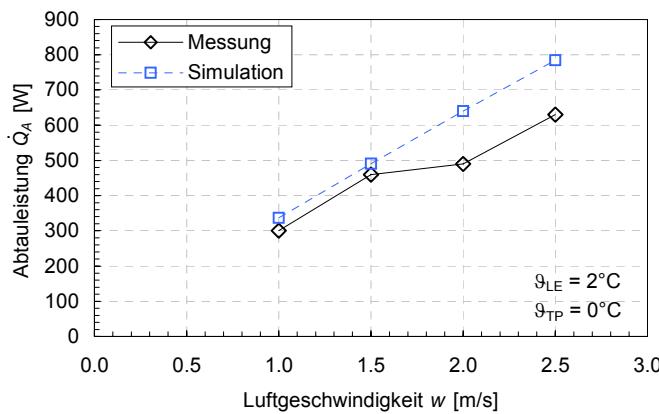


Abb. 6-10: Gemessene und simulierte mittlere Abtauleistung in Funktion der Luftgeschwindigkeit bei einem Taupunkt von 0°C und einer Lufttemperatur von 2°C.

Die simulierten Abtauleistungen liegen tendenziell durchgehend etwas höher als die gemessenen. Während die Simulationen jeweils die Abtauleistungen unmittelbar nach Beginn der Abtauung aufzeigen, werden bei den Messungen jeweils mittlere Abtauleistungen dargestellt.

### 6.6.1 Vergleich mit Heissgasabtauung

Für einen vergleichbaren Verdampfer wird die Abtauleistung bei Heissgasabtauung wie folgt abgeschätzt (auf Basis der Wärmepumpe PPL 401 der Danfoss-Steinmann Apparatebau AG):

$$\dot{Q}_A = P_K \cdot f_A \cdot f_W = 2300 \cdot 0.43 \cdot 0.5 = 500 \text{ W} \quad (87)$$

Bei der Heissgasabtauung wird die gesamte Abtauleistung vom Kompressor erbracht. Da die Fläche des Verdampfers der oben genannten Wärmepumpe grösser ist als die Fläche des experimentell untersuchten Versuchsluftkühlers, wird die Kompressorleistung in Gl. (87) mit dem Flächenverhältnis  $f_A$  korrigiert.

Bei der Heissgasabtauung ist das Druckverhältnis über den Kompressor deutlich kleiner als im Heizbetrieb. Ausserdem muss mit Verlusten an die Umgebung gerechnet werden. Deshalb wird mit dem Faktor  $f_W$  diese Verringerung der Abtauleistung berücksichtigt. Auf den VLK 2 umgerechnet ergibt sich eine Abtauleistung von rund 500 W. Es wird hier angenommen, dass diese Leistung unabhängig von der Umgebungstemperatur ist.

In Abb. 6-11 wird die abgeschätzte Abtauleistung mit Heissgasabtauung mit der Abtauung mit Ventilatornachlauf bei verschiedenen Lufteintrittstemperaturen verglichen. Bereits bei 2°C Lufteintrittstemperatur ist die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf gleich gross wie bei einer Heissgasabtauung. Mit der Annahme, dass bei gleicher Abtauleistung der Ventilator nur rund 10% der elektrischen Leistung des Verdichters aufnimmt, kann mit einer Abtauung mit Ventilatornachlauf der Energieverbrauch während einem Abtauzyklus in diesem Bereich um Faktor 10 reduziert werden.

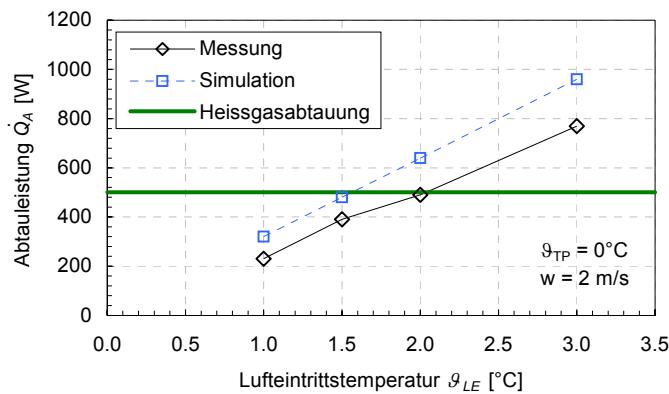


Abb. 6-11: Gemessene und simulierte mittlere Abtauleistung in Funktion der Lufteintrittstemperatur. Bei 2°C Lufteintrittstemperatur ist die gemessene Abtauleistung mit Ventilatornachlauf bereits gleich gross wie mit Heissgasabtauung.

### 6.6.2 Simulation der Abtauleistung in Funktion der Lufteintrittstemperatur und der Eintrittsfeuchte

In Abb. 6-12 ist die *simulierte Abtauleistung* in Funktion der Lufteintrittstemperatur  $\vartheta_{LE}$  und der Eintrittsfeuchte  $\varphi_{LE}$  dargestellt.

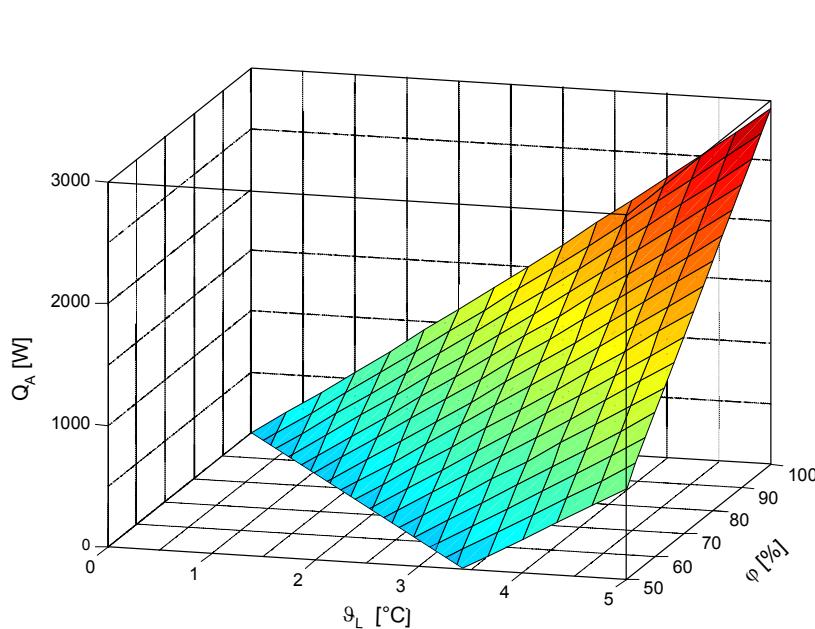


Abb. 6-12: Simulierte Abtauleistung  $\dot{Q}_A$  für VLK 2 bei Abtaubeginn in Funktion der Lufteintrittstemperatur  $\theta_{LE}$  und der relativen Feuchte am Eintritt.

Die Simulation wurde für den VLK 2 bei Abtaubeginn durchgeführt. Die Abtauleistung nimmt mit zunehmender Lufttemperatur aber auch mit zunehmender relativer Luftfeuchtigkeit linear zu. Bei  $\theta_{LE} = 5^\circ\text{C}$  beträgt sie bei 50% relativer Luftfeuchtigkeit etwas mehr als 500 W und bei 100% relativer Luftfeuchtigkeit ungefähr 3000 W.

## 6.7 Fazit

Mit den Versuchen und den mathematisch-physikalischen Simulationen konnte aufgezeigt werden, dass die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf bereits bei einer Lufttemperatur von  $\theta_{LE} = 2^\circ\text{C}$  und einer Taupunkttemperatur von  $\theta_{TPE} = 0^\circ\text{C}$  ungefähr gleich gross ist wie bei einer Heissgasabtauung. Das bedeutet, dass die aufgewendete elektrische Energie für eine vollständige Abtauung um das Verhältnis von Verdichter- zu Ventilatorleistung abnimmt, also etwa um den Faktor 8 bis 10.

Die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf ist stark abhängig von der Lufttemperatur *und* der Luftfeuchtigkeit. Vor allem bei Lufttemperaturen bis ca.  $3^\circ\text{C}$  kann bei entsprechend tiefer Luftfeuchtigkeit die Abtauung durch *Schmelzen* von Eis bzw. Frost stark verlangsamt oder gar verunmöglicht werden. Will man in Zukunft mit Umgebungsluft bei Temperaturen wenig oberhalb von  $0^\circ\text{C}$  abtauen, muss die Luftfeuchtigkeit zwingend berücksichtigt werden. Die Messung der Luft ist mit einer zusätzlichen Investition an der Wärmepumpe verbunden. Die zusätzlichen Investitionen können sich aus mehreren Gründen lohnen. Aufgrund des Energiesparpotenzials ist es sinnvoll, bei möglichst vielen Luftzuständen mit Ventilatornachlauf abzetauen, was nur mit einer Messung der Luftfeuchte möglich wird.

Dass die erforderlichen Abtauzeiten bei Temperaturen wenig oberhalb von  $0^\circ\text{C}$  grösser werden, ist aufgrund der hohen Stillstandszeiten herkömmlicher im Taktbetrieb betriebener Wärmepumpen bei diesen Umgebungstemperaturen nicht kritisch. Ein weiterer Pluspunkt ist, dass genau für Luftzustände mit viel Frostbildung die Abtauung mit Ventilatornachlauf besonders wirksam ist. Bei Lufttemperaturen von 2 bis  $7^\circ\text{C}$  und *hohen* Luftfeuchtigkeiten entsteht besonders viel Frost, welcher sich wegen der hohen Luftfeuchtigkeit sehr effizient abtauen lässt.

## 7 Verbesserung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe durch Optimierung der Verdampfer-Geometrie

### 7.1 Zielsetzungen

Die Effizienz einer serienmäßig produzierten Wärmepumpe vom Typ LCR 5 des Industriepartners Danfoss-Steinmann Wärmepumpen AG<sup>1</sup> soll durch die Optimierung der Verdampfer-Geometrie<sup>2</sup> verbessert werden. Es soll gezeigt werden, dass mit Hilfe der mathematisch-physikalischen Simulationen eine optimale Geometrie für die bestehende Wärmepumpe ermittelt werden kann. Durch das Ausmessen der WP mit Standard-Verdampfer und optimiertem Verdampfer im L/W-WP-Prüfstand werden die Aussagen der Simulationen untermauert.

### 7.2 Vorgehen

Die Optimierung des genannten Verdampfers ist exemplarischer Natur; die Ergebnisse beschränken sich auf die Betriebscharakteristik der verwendeten WP und die gewählten Bedingungen für die Wärmequelle und -senke.

Für die Optimierung der Geometrie wurde das Simulationsprogramm für L/W-WP, welches im Teil 2 [7] dieses Berichts beschrieben ist, verwendet. Die Charakteristika der Teilkomponenten können in diesem Programm hinterlegt werden, womit sich das Verhalten einer bestimmten WP berechnen lässt. Durch systematische Variation der wichtigsten Geometrieparameter des Standard-Verdampfers wurde eine Geometrie ermittelt, welche bei den Simulationen zu einer höheren Jahresarbeitszahl JAZ führt.

Die experimentelle Untersuchung wurde am L/W-WP Prüfstand durchgeführt. In zwei Versuchsreihen wurde die WP zuerst mit dem Standard-Verdampfer und im Anschluss mit dem optimierten Verdampfer bei verschiedenen Umgebungszuständen ausgemessen. Als Vergleichsgröße für die Effizienz der Wärmepumpe dient dabei der Verlauf der Arbeitszahl „Heizen+Abtauen“ AZ<sub>H+A</sub>.

### 7.3 Optimierung der Verdampfer-Geometrie

#### 7.3.1 Optimierungsparameter

Die Geometrie der verwendeten Verdampfer ist durch wenige Größen eindeutig definiert. Geht man von einer gegebenen Rohrteilung (vgl. Abb. 3-1) aus, so bleiben für eine Geometrieanpassung lediglich die folgenden Parameter: Anzahl der Rohrreihen in Strömungsrichtung der Luft, Größe des Anströmquerschnitts, Lamellenabstand. Bei den in Kapitel 5 beschriebenen Versuchen und einigen Probesimulationen hat sich gezeigt, dass sich eine Abstufung des Lamellenabstandes (in Strömungsrichtung der Luft) kaum auswirkt. Deshalb wird der Lamellenabstand für die Optimierung über alle Rohrreihen konstant gehalten. Da die Effizienzsteigerung nur durch die Anpassung der Geometrie realisiert werden soll, muss aus Gründen der Vergleichbarkeit die Größe der luftseitigen Wärmeübertragerfläche bei einem neuen Verdampfer gleich gross sein wie beim bestehenden (ca. 19 m<sup>2</sup>). Als Optimierungsparameter bleiben somit noch die Anzahl der Rohrreihen in Strömungsrichtung der Luft und die Größe des Anströmquerschnitts. Die Anzahl der Lamellen und somit der Lamellenabstand werden aufgrund der vorgegebenen Wärmeübertragerfläche berechnet, nachdem die Optimierungsparameter festgelegt wurden.

Die Matrix in Tab. 7-1 zeigt die wichtigsten geometrischen Kenngrößen für den Standard-Verdampfer und 8 neue Varianten, welche durch die Variation der Optimierungsparameter, ausgehend vom

<sup>1</sup> Danfoss Steinmann Wärmepumpen AG, Alpenweg 4, 3038 Kirchlindach

<sup>2</sup> In diesem Kapitel wird der als Lamellenluftkühler ausgeführte Verdampfer als „Verdampfer“ bezeichnet.

Standard-Verdampfer, entstanden sind. In drei Zeilen befinden sich die Kenngrößen für Geometrien mit 5, 6 oder 7 Rohrreihen und in drei Spalten unterscheiden sich die Anströmquerschnitte um  $\pm 20\%$  ausgehend vom Anströmquerschnitt des Standard-Verdampfers.

		Anströmquerschnitt bezogen auf den Standard-Verdampfer					
		80%		100%		120%	
Anzahl der Rohrreihen	5	Anz. Rohrreihen $n_R$	5	Anz. Rohrreihen $n_R$	5	Anz. Rohrreihen $n_R$	5
	5	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x448	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x560	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x672
	5	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	3.06	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	4	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	5
	5	Flächenabweichung [%]	0.13	Flächenabweichung [%]	0	Flächenabweichung [%]	-0.13
	5	$w_L$ [m/s]	2.18	$w_L$ [m/s]	1.96	$w_L$ [m/s]	1.82
	6	Anz. Rohrreihen $n_R$	6	Anz. Rohrreihen $n_R$	6	Anz. Rohrreihen $n_R$	6
	6	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x448	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x560	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x672
	6	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	3.81	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	5	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	6.26
	6	Flächenabweichung [%]	-0.025	Flächenabweichung [%]	-0.14	Flächenabweichung [%]	0.036
	6	$w_L$ [m/s]	2.2	$w_L$ [m/s]	2.04	$w_L$ [m/s]	1.83
	7	Anz. Rohrreihen $n_R$	7	Anz. Rohrreihen $n_R$	7	Anz. Rohrreihen $n_R$	7
	7	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x448	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x560	Anströmquerschnitt [ $\text{mm}^2$ ]	650x672
	7	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	4.59	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	6.04	Lamellenabstand $s_{\text{Lam}}$ [mm]	7.63
	7	Flächenabweichung [%]	-0.036	Flächenabweichung [%]	0.061	Flächenabweichung [%]	0.036
	7	$w_L$ [m/s]	2.22	$w_L$ [m/s]	2.05	$w_L$ [m/s]	1.84

Tab. 7-1: Varianten-Matrix zur Evaluation einer optimalen Verdampfer-Geometrie.

Um auch den Einfluss der Ventilatorcharakteristik zu untersuchen, wurden alle Geometrie-Varianten zusätzlich mit dem Ventilator vom Typ DA 9-7 von Marzorati simuliert, welcher eine wesentlich steilere Kennlinie aufweist als der AT 12-12 Z von Nicotra, der standardmäßig in der LCR 5 verbaut ist (vgl. Abb. 7-1). Diese 18 unterschiedlichen Varianten wurden simuliert und ausgewertet. Aus zeitlichen Gründen (grosser Simulationsaufwand) wurde auf die Simulation weiterer Varianten verzichtet.

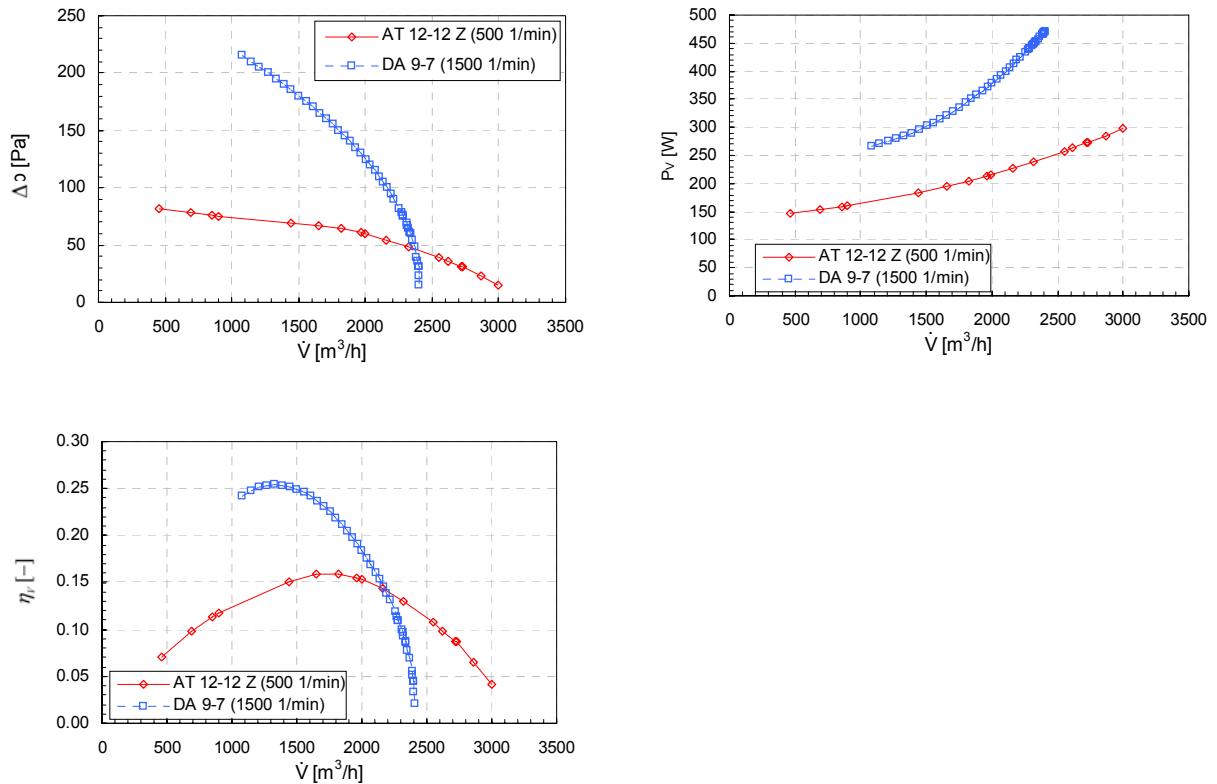


Abb. 7-1: Druck-, Leistungs- und Wirkungsgradverlauf der Ventilatoren AT 12-12 Z und DA 9-7.

### 7.3.2 Randbedingungen

Die Randbedingungen für den Betrieb einer L/W-WP sind einerseits die Wärmequelle (Umgebungsluft) und andererseits die Wärmesenke (Gebäude).

Für die Simulationen und die Experimente wurde ein durchschnittliches Einfamilienhaus im schweizerischen Mittelland (Zürich) als Wärmesenke gewählt. Der Wärmebedarf kann anhand der Heizkurve (Anhang A2.3.1) berechnet werden. Die vorgegebene Rücklauftemperatur definiert die Eintrittstemperatur des Heizwassers in den Kondensator der Wärmepumpe wobei der Heizwasser-massenstrom ebenfalls vorgegeben ist.

Die Wärmequelle wird durch die Stundenhäufigkeit der Umgebungstemperatur und die jeweilige Luftfeuchtigkeit charakterisiert. Für die Auswertungen wurde die Stundenhäufigkeit der Lufttemperatur des Design Reference Year für Zürich (DRY-Zürich) verwendet. Die Daten stammen aus dem Programm Meteonorm der Firma Meteotest<sup>1</sup>. Für die relative Luftfeuchtigkeit wurden generell 85% rH angenommen, was in etwa dem Durchschnittswert während der Heizperiode entspricht.

### 7.3.3 Abtau kriterium für die Simulationen

Im Simulationsprogramm wird die Heizphase beendet, wenn die  $AZ_{H+A}$  ihr Maximum erreicht hat. Damit die  $AZ_{H+A}$  zu jedem Zeitpunkt berechnet werden kann, muss die erforderliche Abtauenergie jederzeit vorausberechnet werden können.

<sup>1</sup> Meteotest, Fabrikstrasse 14, 3012 Bern

Im Bericht von Bertsch [8] wird das Verhältnis der theoretisch nötigen Abtauenergie zur effektiv aufgewendeten Abtauenergie durch die *Abtaueffizienz*  $\tau$  ausgedrückt:

$$\tau = \frac{Q_{A\text{th}}}{Q_A} \quad (88)$$

Die theoretische Abtauenergie setzt sich aus der Schmelzwärme und der erforderlichen Wärme für die Erwärmung des Eises bzw. Frostes auf 0°C zusammen:

$$Q_{A\text{th}} = m_F \cdot (r_E + c_{pF} \cdot (0^\circ\text{C} - \vartheta_V)) \quad (89)$$

Bei dieser Betrachtung ist der Energieaufwand zum Erwärmen des Verdampfers auf die Endtemperatur nach der Abtauung in der Abtaueffizienz enthalten. Für die Berechnung der Abtauenergie in den Simulationen wurde dieser Term jedoch separat aufgeführt, da für jeden Umschaltvorgang der WP ein Energieaufwand nötig ist, auch wenn kein Eis oder Frost abgetaut werden muss. Dies bestätigen die Messergebnisse in Abb. 7-11.

Ist die Abtaueffizienz bekannt, kann die erforderliche Abtauenergie wie folgt berechnet werden:

$$Q_A = \frac{1}{\tau} \cdot m_F \cdot [r_E + c_{pF} \cdot (0^\circ\text{C} - \vartheta_V)] + m_{VD} \cdot \bar{c}_{VD} \cdot (\vartheta_{VD\text{end}} - \vartheta_V) \quad (90)$$

Werte für die Abtaueffizienz konnten aus Messergebnissen der Versuche mit dem Standard-Verdampfer bestimmt werden, was eine gute Berechnung der Abtauenergie in den Simulationen erlaubte.

### 7.3.4 Simulationsergebnisse und Auswahl der optimierten Verdampfer-Geometrie

Für die 18 Varianten wurde die Jahresarbeitszahl gemäss Anhang A2 berechnet und in Abb. 7-2 dargestellt. Es soll jene Geometrie realisiert werden, die zur höchsten JAZ führt.

Die Diagramme in Abb. 7-2 zeigen, dass mit dem Ventilator AT 12-12 Z generell höhere JAZ erreicht werden als mit dem Ventilator DA 9-7. Der Grund dafür ist, dass der Ventilator AT 12-12 Z wesentlich weniger Leistung aufnimmt als der Ventilator DA 9-7 (vgl. Ventilatorkennlinien in Abb. 7-1), was sich direkt auf die Leistungszahl auswirkt.

Unabhängig von der Ventilatorcharakteristik führen Verdampfer mit mehr Rohrreihen zu höheren JAZ. Durch zusätzliche Rohrreihen werden die Lamellen in Strömungsrichtung länger, aber gleichzeitig ihre Anzahl reduziert, da die luftseitige Wärmeübertragungsfläche konstant gehalten wird. Durch den entsprechend grösseren Lamellenabstand wirkt sich das Frostwachstum weniger stark auf den Druckverlust aus, wodurch die Heizzyklen verlängert werden und weniger Abtauungen nötig sind.

Die Variation des Anströmquerschnittes zeigt eindrücklich, wie wichtig das Zusammenspiel zwischen Verdampfer und Ventilator ist. Für den Ventilator mit der flachen Kennlinie (AT 12-12 Z) wirkt sich eine Vergrösserung des Anströmquerschnittes positiv aus, während bei einer steilen Kennlinie (DA 9-7) eher kleinere Querschnitte vorteilhaft sind. Dieser Sachverhalt führt zu folgender Erkenntnis: *Verdampfer und Ventilator bilden ein System, welches nur als solches optimiert werden kann.*

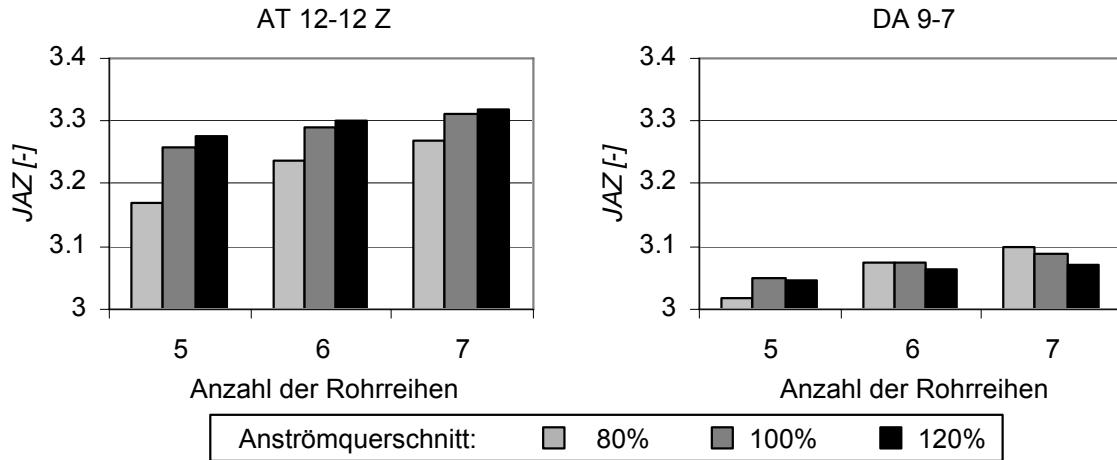


Abb. 7-2: Jahresarbeitszahlen für WP-LCR5 mit Ventilator AT 12-12 Z (links, flache Kennlinie) und Ventilator DA 9-7 (rechts, steile Kennlinie).

Die höchste JAZ wird mit dem Verdampfer mit 7 Rohrreihen und einem um 20% vergrösserten Anströmquerschnitt erreicht. Da sich jedoch die JAZ kaum von der Variante ohne Vergrösserung des Anströmquerschnitts unterscheidet, wurde die Zyklendauer als zusätzliches Bewertungskriterium herangezogen. Aus Abb. 7-3 ist klar ersichtlich, dass mit einem grösseren Anströmquerschnitt insbesondere bei tieferen Temperaturen längere Heizzyklen möglich sind. Dies spricht für den vergrösserten Anströmquerschnitt, da bei tiefen Temperaturen auch die relative Einschaltdauer der Wärmepumpe gross ist.

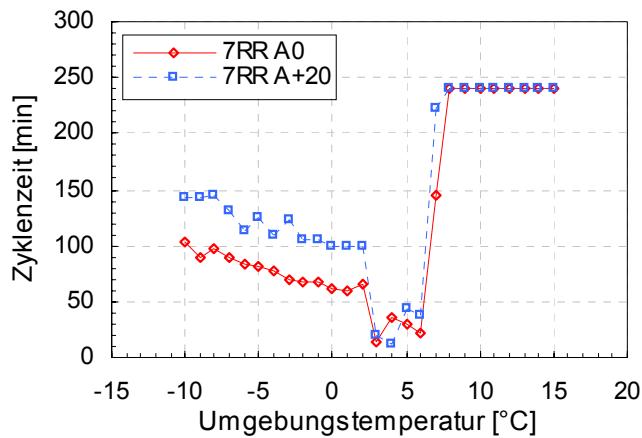


Abb. 7-3: Berechnete Zyklenzeiten aus Simulationen für Verdampfer mit 7 Rohrreihen, unterschiedlichen Anströmquerschnitten und dem Ventilator AT 12-12 Z.

Für den experimentellen Vergleich mit dem Standard-Verdampfer wird also ein neuer Verdampfer mit 7 Rohrreihen und einem um 20% vergrösserten Anströmquerschnitt realisiert. In Abb. 7-4 werden der Standard-Verdampfer und der optimierte Verdampfer unter Angabe der wichtigsten Kenngrössen gegenübergestellt. Die Luftgeschwindigkeit bezieht sich auf die Strömungsverhältnisse am trockenen Verdampfer.

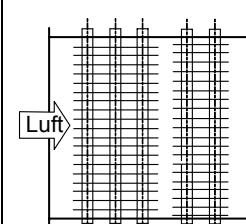
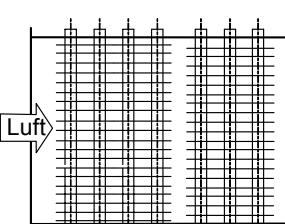
			
Rohrreihen $n_R$	5	7	
Anströmquerschnitt $b \times h$ [mm]	560x650 (100%)	672x650 (120%)	
Lamellenabstand $s_{Lam}$ [mm]	4.0	7.63	
Luftgeschwindigkeit $w$ [m/s]	1.96	1.84	
Spezielle Geometrie	-	Zacken am Lamellenaustritt	

Abb. 7-4: Gegenüberstellung des Standard-Verdampfers (links) und dem optimierten Verdampfer (rechts). Es sei nochmals erwähnt, dass die luftseitige Wärmeübertragungsfläche gleich gross ist (ca.  $19 m^2$ ).

Die Zacken am Luftaustritt (Abb. 3-6), wie sie beim Versuchsluftkühler 7 erprobt wurden, werden am optimierten Verdampfer ebenfalls realisiert. Die Zacken sorgen dafür, dass das aus den vorderen Rohrreihen nach hinten transportierte Kondensat an der Austrittskante abtropft und nicht während dem Ablaufen gefriert. Damit wird die Bildung eines Eispanzers am Luftaustritt gehemmt (vgl. Abschnitt 5.4.5).

## 7.4 Experimentelle Untersuchung der optimierten Verdampfer-Geometrie

### 7.4.1 Versuchsanlage

Für die experimentelle Untersuchung mit der L/W-WP wurde die in Kapitel 4 beschriebene Versuchsanlage verwendet, wobei an der Anlage einige Änderungen vorgenommen werden mussten. In Abb. 7-5 ist der Aufbau der eingesetzten Versuchsanlage schematisch dargestellt.

Die Teststrecke (vgl. Abb. 4-1) wurde durch zwei modulare Kanalstücke ersetzt, welche den Verdampfer und den Ventilator der Wärmepumpe aufnehmen. Das Kanalstück, das den Verdampfer aufnimmt, ist gemeinsam mit der WP auf einer mobilen Grundplatte montiert, was einen schnelleren Austausch erlaubt. Damit der Ventilator der WP nur den Druckverlust des Verdampfers überwinden muss, werden die zusätzlichen Druckverluste von Rohrleitungen und Luifaufbereitungseinheit durch den Kanalventilator kompensiert. Mit der Jalousieregelklappe wird die Druckdifferenz PD3 auf 0 Pa geregelt, wodurch die Verhältnisse an der WP gleich sind, als ob Lufteintritt und -austritt gegen die Umgebung offen wären. Die Regelung des Heizwasserstroms erfolgt durch die drehzahlgeregelte Heizwasserpumpe. Das Heizwassermischventil regelt die Rücklauftemperatur, indem ein Anteil des heißen Vorlaufwassers mit kälterem Wasser aus dem Heizwasserspeicher gemischt wird. Liegt die Temperatur im Heizwasserspeicher über der geforderten Rücklauftemperatur, wird über das Netzwasserventil zusätzlich kaltes Wasser eingespeist.

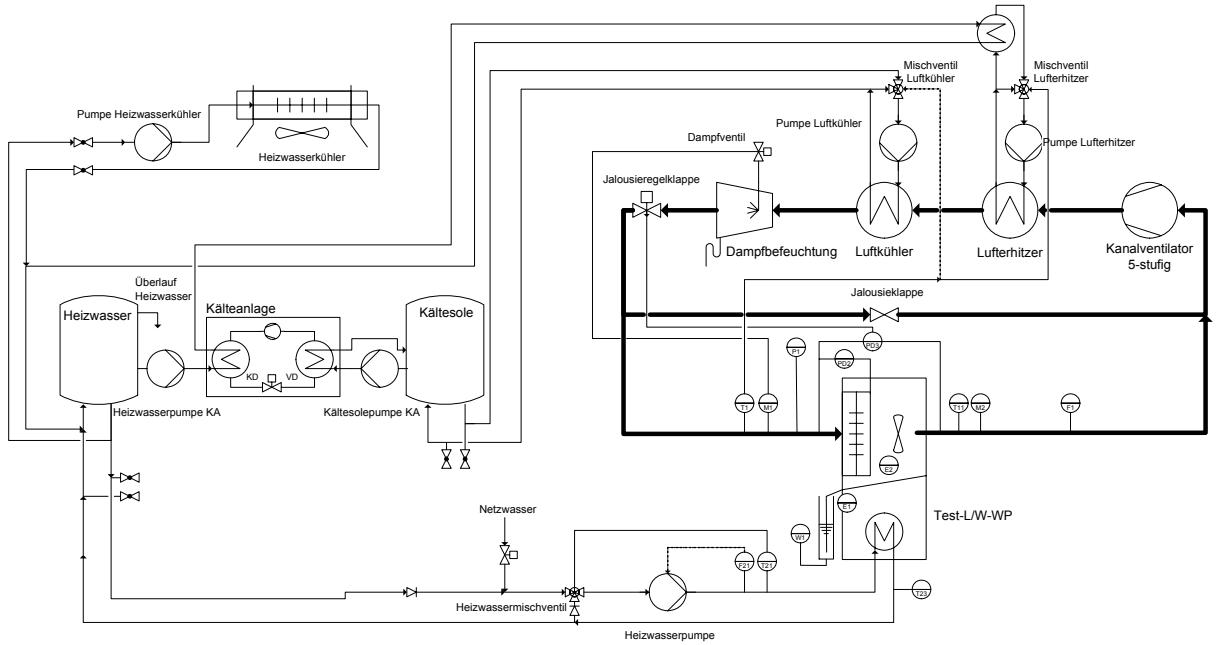


Abb. 7-5: Schema des L/W-WP-Prüfstandes.

Vor- und Rücklauftemperatur werden direkt vor und nach dem Kondensator der WP mit jeweils zwei Thermoelementen gemessen. Der Massenstrom des Heizwassers wird durch ein Coriolis-Durchflussmessgerät (F21) erfasst. Kompressor- und Ventilatorleistung werden durch elektrische Leistungsmessung ermittelt. Die Lufttemperaturen vor und nach dem Verdampfer werden je durch ein Raster von 9 Thermoelementen gemessen und deren Mittelwert gebildet (T1 und T11). Die Taupunkttemperatur wird ebenfalls am Ein- und Austritt des Verdampfers mit je einem Taupunktspiegel (M1 und M2) gemessen. Um eine Korrelation der Abtauenergie in Funktion der Frostmasse zu erstellen, muss zusätzlich die am Verdampfer abgeflossene Kondensat- und Schmelzwassermasse gemessen werden (W1). Die restlichen Messstellen werden zur Validierung des Simulationsprogramms und für die Regelung benötigt.

#### 7.4.2 Versuchsablauf

Um vergleichbare und realistische Versuchsbedingungen zu erreichen wird jeder Zyklus, der ausgewertet werden soll, direkt nach einer Abtauung gestartet. Die Sollwerte für Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit und Heizzwasserrücklauftemperatur werden in die Regelsoftware eingegeben und der Versuch gestartet. Nach Erreichen des gewünschten Betriebszustands wird manuell eine Abtauung eingeleitet und im Anschluss der eigentliche Messzyklus gestartet. Der Heizzyklus wird so lange betrieben, bis die WP-Steuerung die Abtauung selbstständig einleitet (vgl. Abtausteuerung A6). Ist die Abtauung beendet, geht die WP automatisch wieder in den Heizbetrieb über. Nach ca. 10 min. im Heizbetrieb wird der Versuch abgebrochen. Das Vorgehen ist in Abb. 7-6 anhand des Verlaufs der Heizleistung dargestellt. Für die Auswertung eines Zyklus inkl. Abtauen werden die Messdaten vom Beginn der Heizphase ( $t_0$ ) bis zum Ende der zweiten Abtauung ( $t_2$ ) ausgewertet.

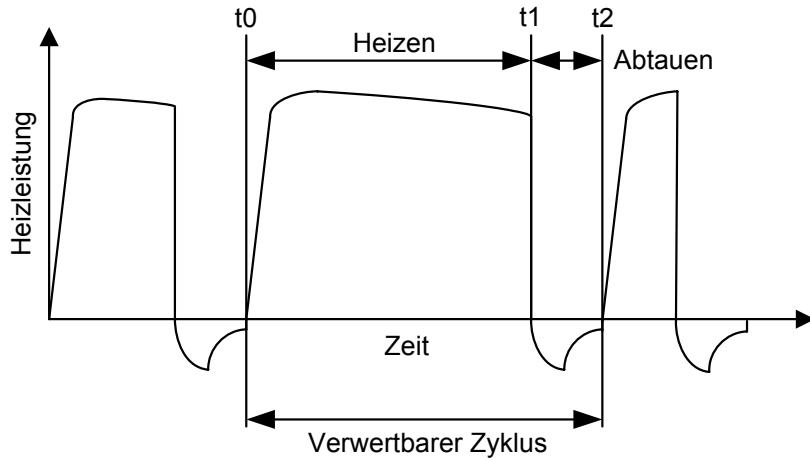


Abb. 7-6: Qualitativer Verlauf der Heizleistung bei der Versuchsdurchführung mit Heizen ( $t_0$  bis  $t_1$ ) und Abtauen ( $t_1$  bis  $t_2$ ).

Bei Versuchsbedingungen ohne Eis- und Frostbildung am Verdampfer erfolgt die Auswertung mit den Messdaten des stationären Betriebszustands. Dazu werden über ein geeignetes Zeitintervall die Mittelwerte der relevanten Größen gebildet.

#### 7.4.3 Versuchsprogramm

Die Arbeitszahl *Heizen+Abtauen*  $AZ_{H+A}$  soll für unterschiedliche Lufttemperaturen ermittelt werden. In Abb. 7-7 ist eine qualitative Verteilung der möglichen Messpunkte dargestellt. Die Simulationen haben gezeigt, dass die  $AZ_{H+A}$  zwischen 2°C und 8°C aufgrund der nötig werdenden Abtauungen stark absinkt. Um diesen Übergangsbereich genügend genau auflösen zu können, ist lokal eine engere Verteilung der Messpunkte nötig.

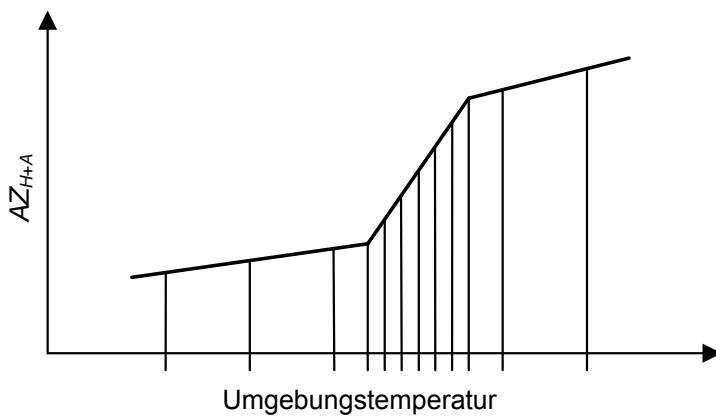


Abb. 7-7: Qualitative Verteilung der Messpunkte.

Begonnen wurde mit Messungen bei Lufttemperaturen von 15°C, 10°C, 6°C, 4°C, 0°C und -5°C um den Verlauf der  $AZ_{H+A}$  grob zu erfassen. Anschliessend wurde jeweils entschieden, für welche Lufttemperaturen noch Messungen nötig sind, damit der Verlauf der  $AZ_{H+A}$  in Funktion der Lufttemperatur gut wiedergegeben werden kann. Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu überprüfen wurden einige Punkte mehrmals gemessen.

Lufttemperatur °C	Taupunkttemperatur °C	Relative Feuchte %	Rücklauftemperatur °C
15	12.5	85	24.6
12	9.6	85	25.9
10	7.6	85	26.7
9	6.6	85	27.2
8	5.6	85	27.6
7	4.6	85	28.0
6	3.7	85	28.4
5	2.7	85	28.9
4	1.7	85	29.3
2	-0.2	85	30.1
0	-2	85	31.0
-2	-3.9	85	31.9
-5	-6.9	85	33.1
-7	-8.8	85	34.0

Tab. 7-2: Messpunkte für den Standard-Verdampfer.

In Tab. 7-2 sind alle Messpunkte zusammengefasst. Die Taupunkttemperatur wurde dabei so gewählt, dass die relative Feuchte 85% ist. Dies entspricht ca. der mittleren relativen Feuchte für den Standort Zürich, die gleichen Werte wurden auch für die Simulationen verwendet. Die Rücklauftemperatur, welche das zu beheizende Gebäude charakterisiert, wurde gemäss der Heizkurve in Anhang A2.3.1 berechnet.

#### 7.4.4 Ausgewertete Grössen

Die JAZ wird mit dem im Anhang A2 beschriebenen Verfahren aus den Werten für die Arbeitszahl Heizen+Abtauern  $AZ_{H+A}$  berechnet.

Die elektrischen Leistungen des Kompressors und des Ventilators werden direkt erfasst, während die Heizleistung aus Heizwassermassenstrom, Vor- und Rücklauftemperatur berechnet wird:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{HW} \cdot c_{p,HW} \cdot (g_{VL} - g_{RL}) \quad (91)$$

Die *Arbeitszahl Heizen*  $AZ_H$  bezieht sich nur auf die Heizphase (vgl. Abb. 7-6, t0 bis t1) und ist gleichbedeutend mit einer mittleren Leistungszahl:

$$AZ_H = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} (P_K + P_V) \cdot dt} \quad (92)$$

Die *Arbeitszahl Heizen+Abtauern*  $AZ_{H+A}$  bezieht sich auf den ganzen Zyklus inklusive der Abtauung (vgl. Abb. 7-6, t0 bis t2):

$$AZ_{H+A} = \frac{\int_{t_0}^{t_2} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_2} (P_K + P_V) \cdot dt} \quad (93)$$

Die Abtauenergie setzt sich zusammen aus dem „Wärmeklau“ (Wärme, die während der Abtauung dem Heizkreislauf entzogen wird) und der aufgewendeten Kompressorleistung:

$$Q_A = \int_{t1}^{t2} (\dot{Q}_H + P_K) dt \quad (94)$$

#### 7.4.5 Versuchsergebnisse

In Abb. 7-8 sind die Arbeitszahl Heizen+Abtauen  $AZ_{H+A}$  und die Arbeitszahl Heizen  $AZ_H$  für den Standard-Verdampfer und den optimierten Verdampfer in Funktion der Lufttemperatur dargestellt.

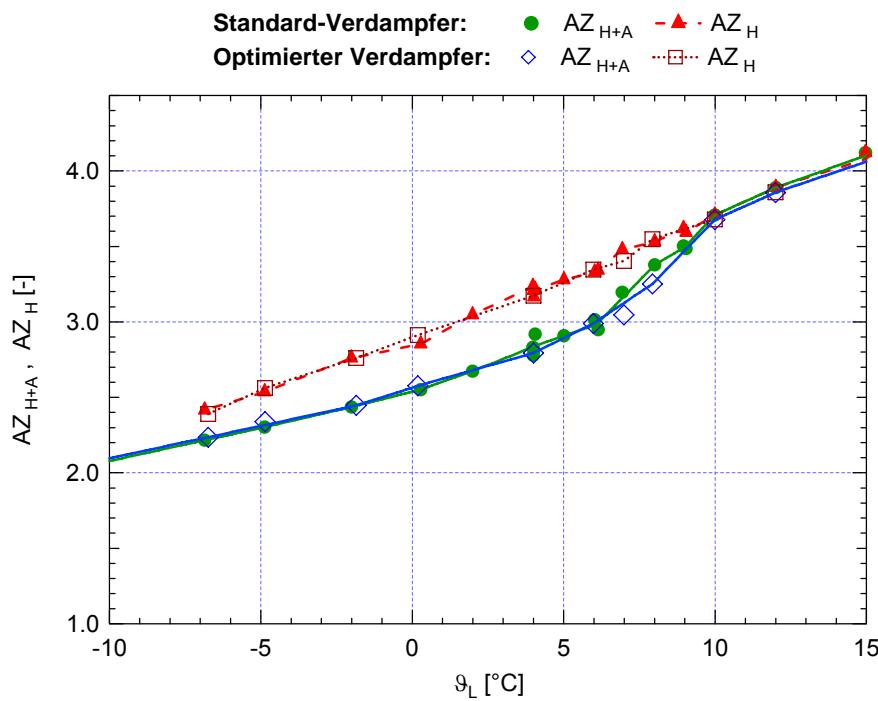


Abb. 7-8: Gemessene Arbeitszahlen Heizen + Abtauen und Heizen für Standard-Verdampfer und optimierten Verdampfer

Bei Lufttemperaturen über 10°C sind die  $AZ_{H+A}$  und die  $AZ_H$  gleich gross, weil in diesem Bereich keine Energie für die Abtauung aufgewendet werden muss. Unterhalb von 10°C Lufttemperatur ist die  $AZ_{H+A}$  aufgrund der erforderlichen Abtauenergie stets kleiner als die  $AZ_H$ . Bei sehr tiefen Lufttemperaturen nähert sich die  $AZ_{H+A}$  wiederum der  $AZ_H$  an, da bei diesen Lufttemperaturen die absolute Luftfeuchtigkeit gering ist und deshalb auch nur noch sehr wenig Frost ausgeschieden wird. Wie bei der Arbeitszahl Heizen  $AZ_H$  kann auch bei der Arbeitszahl Heizen+Abtauen  $AZ_{H+A}$  praktisch kein Unterschied zwischen Standard-Verdampfer und optimiertem Verdampfer festgestellt werden. Dies obwohl sich die geometrischen Kenngrößen stark unterscheiden.

In Abb. 7-9 werden die gemessenen Werte für die  $AZ_{H+A}$  mit jenen aus den Simulationen verglichen. Die durch Simulationen ermittelten Werte sind rund 15% grösser als die gemessenen. Der Grund dafür ist, dass die berechnete Verdichterleistung im Simulationsprogramm, verglichen mit der effektiv gemessenen Verdichterleistung, zu tief ausfällt. Der Verlauf der  $AZ_{H+A}$  wird durch die Simulationen sehr gut wiedergegeben und die Abweichungen können bei besserer Kenntnis der Verdichtereigenschaften vermieden werden. Einzig im Übergangsbereich von Kondensat zu Frostbildung (von

4°C bis 10°C Lufttemperatur) schneidet bei der Simulation der optimierte Verdampfer etwas besser ab, bei der Messung ist jedoch praktisch kein Unterschied feststellbar.

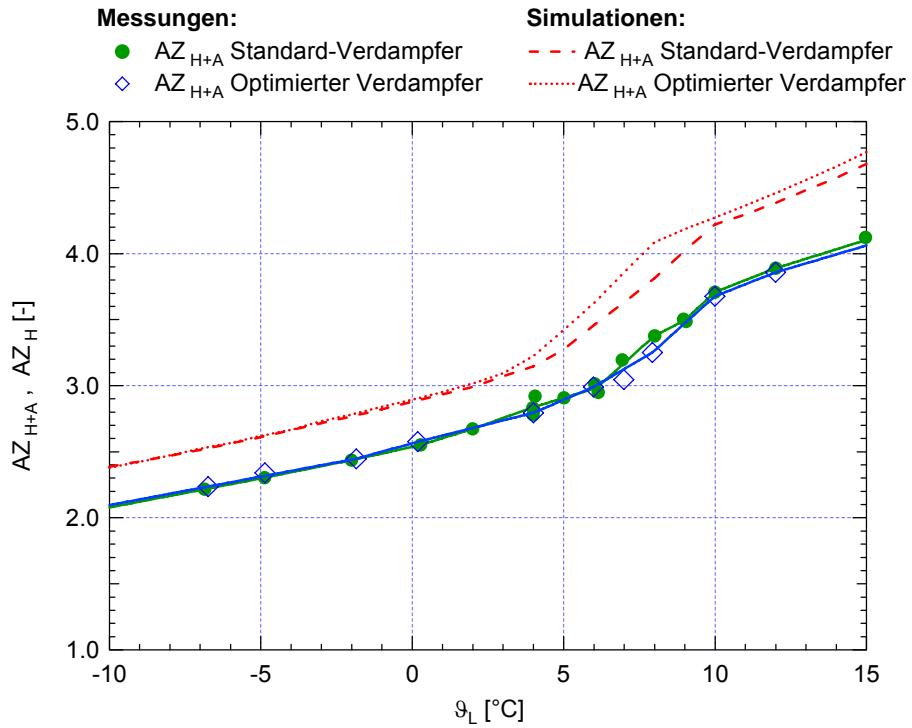


Abb. 7-9: Gemessene und simulierte Arbeitszahlen Heizen+Abtauhen für Standard-Verdampfer und optimierten Verdampfer

Es muss beachtet werden, dass bei der Messung die Abtauung vom WP-Regler eingeleitet wurde und somit nicht beim Erreichen der maximalen  $AZ_{H+A}$ , wie dies bei den Simulationen der Fall war. Es bestand also die Möglichkeit, dass der Heizzyklus bei den Versuchen mit dem optimierten Verdampfer jeweils zu früh abgebrochen wurde. Dazu wurden Messungen mit längeren Heizzyklen bzw. verzögter Einleitung der Abtauung durchgeführt; Abb. 7-10 zeigt das Resultat dieser Untersuchung. Bei tieferen Lufttemperaturen ist eine leichte Tendenz zu höheren  $AZ_{H+A}$  erkennbar, die Verbesserung ist jedoch nicht signifikant.

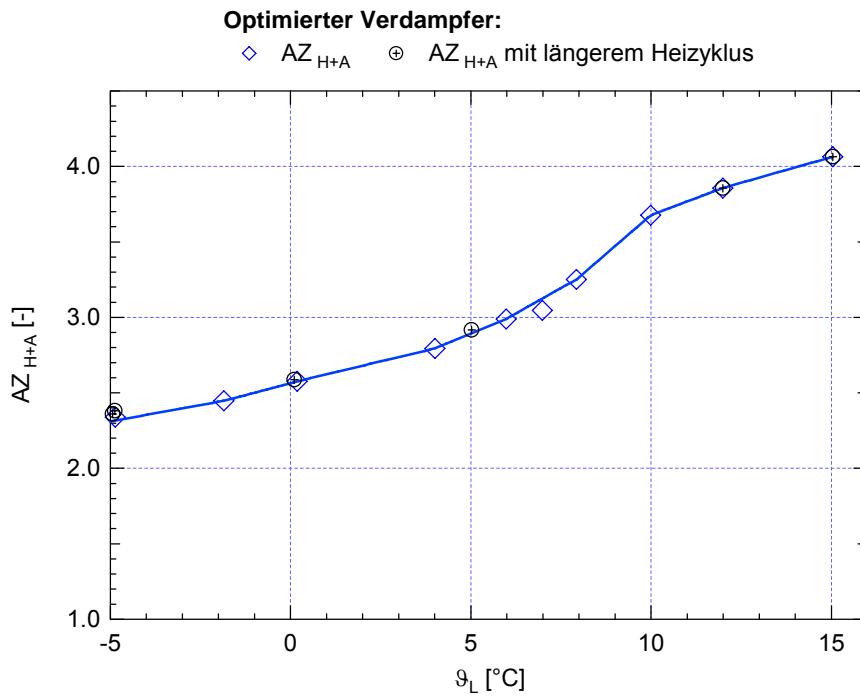


Abb. 7-10: Gemessene Arbeitszahlen Heizen+Abtauern für den optimierten Verdampfer mit dem Standard-Abtakriterium und verlängerten Heizzyklen.

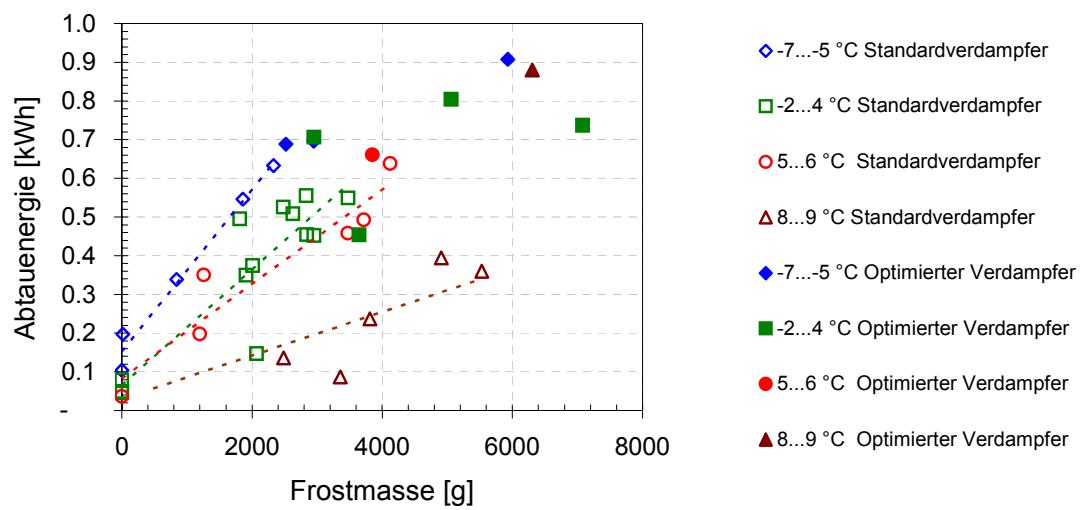


Abb. 7-11: Abtauenergie (Prozessumkehr) in Funktion der Frostmasse, aufgeteilt in verschiedene Lufttemperaturbereiche.

Der Grund, weshalb bei tieferer Lufttemperatur die AZ<sub>H+A</sub> mit längerem Heizzyklus grösser wird, ist aus Abb. 7-11 ersichtlich. Im Diagramm ist die gemessene Abtauenergie in Funktion der abgetauten Frostmasse für verschiedene Lufttemperaturbereiche dargestellt. Die Abtauenergie ist in etwa linear abhängig von der abgetauten Frostmasse, weist aber einen Anfangswert grösser 0 auf. Der

Anfangswert repräsentiert einen fixen Energieaufwand, der bei jeder Prozessumkehr investiert werden muss und besteht hauptsächlich aus der Energie, die nötig ist um den Verdampfer von seiner Betriebstemperatur während dem Heizen auf die Endtemperatur am Ende der Abtauung zu erwärmen. Wird also die Abtauung später eingeleitet, fällt dieser Energieaufwand bei der Berechnung der  $AZ_{H+A}$  weniger ins Gewicht. Bei tiefen Lufttemperaturen ist der fixe Energieaufwand für die Abtauung am grössten, wodurch sich eine Verlängerung des Heizzyklus am stärksten auswirkt.

## 7.5 Schlussfolgerungen

Bei der durchgeföhrten Optimierung konnte keine Effizienzsteigerung der verwendeten L/W-WP erzielt werden. Dass durch die alleinige Geometrieanpassung keine markante Effizienzsteigerung möglich ist, hat sich bereits bei den Untersuchungen der Versuchsluftkühler in Kapitel 5 abgezeichnet.

Es wurden aber trotzdem wichtige Erkenntnisse gewonnen:

- Bei der Optimierung einer L/W-WP muss der Verdampfer und der Ventilator als ein System betrachtet werden. Die beiden Komponenten können nicht für sich alleine betrachtet werden, sondern müssen aufeinander abgestimmt sein.
- Das Potenzial für eine Effizienzsteigerung der L/W-WP alleine durch die Optimierung der Verdampfergeometrie ist gering. Bezuglich der Verfrostung ist zu beachten, dass die Lamellenabstände nicht zu klein gewählt werden. Grössere Lamellenabstände erlauben zudem längere Heizzyklen, d.h. es sind weniger häufig Abtauungen erforderlich.
- Die optimierte Geometrie weist deutliche Vorteile bezüglich Abtauung mit Ventilatornachlauf auf. Dank grösseren Lamellenabständen bleibt der Luftvolumenstrom auch bei hohen Frostmassenbeladungen gross.
- Das Verbesserungspotenzial bezüglich JAZ durch effizientere Ventilatoren wird auf etwa 10 bis 20% geschätzt und ist noch nicht ausgeschöpft. Der Bestwirkungsgrad der verwendeten Ventilatoren ist mit 0.15 und 0.25 niedrig. Für die Optimierung des Gesamtsystems ist auch der Verlauf der Ventilatorwirkungsgrade wichtig. Arbeiten Ventilatoren abseits vom optimalen Betriebspunkt, so nimmt der Wirkungsgrad meist rasch ab.
- Die Simulationen haben die Messungen sehr gut wiedergegeben. Das Simulationsprogramm ist deshalb ein hilfreiches Werkzeug für weitere Untersuchungen. Der experimentelle Aufwand kann in zukünftigen Projekten deutlich reduziert werden.



## 8 Schlussfolgerungen und Ausblick

Das Projekt LOREF hat gezeigt, dass durch die alleinige Anpassung der Verdampfergeometrie keine markante Effizienzsteigerung für die Heizphase erreicht werden kann. Jedoch weist eine optimierte Verdampfergeometrie deutliche Vorteile für die Abtauung mittels Ventilatornachlauf auf. Insgesamt liegt ein grosses Potenzial bei der Prozessführung brach.

Kurzfristig werden Verbesserungen durch den Einsatz der Abtauung durch Ventilatornachlauf und dem dadurch reduzierten Energieaufwand für die Abtauung erreicht. Längerfristig wird die kontinuierliche Leistungsregelung die Effizienz markant verbessern, da dadurch der Temperaturhub bei höheren Umgebungstemperaturen verkleinert werden kann (siehe WEXA [1]) und zusätzlich die Frostbildung erst bei tieferen Umgebungstemperaturen einsetzt als dies bei der Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung der Fall ist.

Mit dem Projekt LOREF wurde eine solide Basis für die weitere Verbesserung von Luft/Wasser-Wärmepumpen geschaffen. Das mathematisch-physikalische Simulationsprogramm wird in Zukunft eine grosse Unterstützung bei der Weiterentwicklung der L/W-WP darstellen, da damit die Auswirkungen von Modifikationen rasch und zuverlässig abgeschätzt werden können.



## 9 Symbolverzeichnis

### 9.1 Formelzeichen

$\Delta A$	$m^2$	Flächenelement des Luftkühlers
$c_{LLK}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität Lamellenluftkühler
$c_{pD}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität Wasserdampf
$c_{pF}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität Frost
$c_{pfl}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität feuchte Luft
$c_{pHW}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität Heizwassers
$c_{pK}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität Kondensat
$c_{pKS}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität Kältesole
$c_{pL}$	$J/kg K$	spez. Wärmekapazität trockene Luft
$\bar{c}_{VD}$	$J/kg K$	mittlere spez. Wärmekapazität des Verdampfers
$D_{DL}$	$m^2/s$	Diffusionskoeffizient von Wasserdampf in Luft
$d_h$	$m$	hydraulischer Durchmesser
$dE_F$	$J$	infinitesimale Änderung der im Frost gespeicherten Energie
$dE_{SW}$	$J$	infinitesimale Änderung der im Schmelzwasser gespeicherten Energie
$f_A$	-	Flächenverhältnis zwischen Versuchsluftkühler und WP-Verdampfer
$f_{QPi}$	-	Aufteilungsfaktor des Wärmestromes für das i-te Lamellenpaket
$f_w$	-	Faktor für Verringerung der Abtauleistung
$f_{\Delta p_i}$	-	Aufteilungsfaktor des Druckverlustes für das i-te Lamellenpaket
$H_{fLA}$	$W$	Enthalpiestrom Luftaustritt
$\dot{H}_{fLE}$	$W$	Enthalpiestrom Lufteintritt
$h_{1+x}$	$J/kg$	spez. Enthalpie feuchter Luft bezogen auf trockene Luft
$h_D$	$J/kg$	spez. Enthalpie Wasserdampf
$h_F$	$J/kg$	spez. Enthalpie Frost
$h_{fLA}$	$J/kg$	spez. Enthalpie feuchter Luft am Austritt
$h_{fLE}$	$J/kg$	spez. Enthalpie feuchter Luft am Eintritt
$h_K$	$J/kg$	spez. Enthalpie ablaufendes Kondensat
$h_{LA}$	$J/kg$	spez. Enthalpie trockene Luft am Austritt
$h_{LE}$	$J/kg$	spez. Enthalpie trockene Luft am Eintritt
$h_{SW}$	$J/kg$	spez. Enthalpie Schmelzwasser
$k$	-	Erweiterungsfaktor für die Messunsicherheit
$Le$	-	Lewiszahl
$l$	$m$	Länge
$\Delta l$	$m$	Längenelement des Lamellenluftkühlers
$m_w$	$kg$	Wassermasse
$\dot{m}_D$	$kg/s$	Massenstrom ausgeschiedener Dampf
$\dot{m}_{DA}$	$kg/s$	Massenstrom Dampf in der austretenden Luft
$\dot{m}_{DE}$	$kg/s$	Massenstrom Dampf in der eintretenden Luft
$m_F$	$kg$	Frostmasse
$m_{FS}$	$kg$	Frostmasse beim Start der Abtauung
$\dot{m}_{HW}$	$kg/s$	Massenstrom Heizwasser
$\dot{m}_K$	$kg/s$	Massenstrom Kondensat

$\dot{m}_{KS}$	kg/s	Massenstrom Kältesole
$\dot{m}_L$	kg/s	Massenstrom trockener Luft
$\dot{m}_{LA}$	kg/s	Massenstrom trockener Luft am Austritt
$\dot{m}_{LE}$	kg/s	Massenstrom trockener Luft am Eintritt
$m_{LLK}$	kg	Masse Lamellenluftkühler
$m_{SW}$	kg	Masse Schmelzwasser
$\dot{m}_{SW}$	kg/s	Massenstrom Schmelzwassers
$m_{VD}$	kg	Masse des Verdampfers
$dm_D$	kg/s	pro Zeitelement dt ausgeschiedene Damfmasse
$dm_{SW}$	kg/s	pro Zeitelement dt ausgeschiedene Schmelzwassermasse
Nu	-	Nusseltzahl
$n_P$	-	Anzahl Lamellenpakete
$n_R$	-	Anzahl Rohrreihen in der Tiefe
$P_K$	W	Kompressorleistung
$P_V$	W	Ventilatorleistung
Pr	-	Prandtlzahl
p	Pa	absoluter Druck
$p_{sD}$	Pa	Sättigungsdruck (Dampfdruck) Wasserdampf in Luft
$\Delta p_V$	Pa	luftseitiger Druckverlust allgemein
$\Delta p_{V0}$	Pa	luftseitiger Druckverlust über den trockenen LLK
$\Delta p_{VPI}$	Pa	luftseitiger Druckverlust im i-ten Lamellenpaket
$\dot{Q}_0$	W	totaler übertragener Wärmestrom
$\dot{Q}_{0KS}$	W	totaler soleseitig übertragener Wärmestrom
$\dot{Q}_{0KSPi}$	W	totaler soleseitig übertragener Wärmestrom im i-ten Lamellenpaket
$\dot{Q}_A$	W	Abtauwärmestrom
$Q_A$	J	erzeugte Abtauwärme
$Q_{A\text{th}}$	J	theoretisch erforderliche Abtauwärme
$\dot{Q}_H$	W	Heizwärmestrom
$\dot{Q}_I$	W	latenter Wärmestrom
$\dot{Q}_s$	W	sensibler Wärmestrom
$d\dot{Q}_I$	W	infinitesimaler latenter Wärmestrom
$d\dot{Q}_s$	W	infinitesimaler sensibler Wärmestrom
$\dot{q}_A$	W/m <sup>2</sup>	spez. Abtauwärmestrom
$\mathcal{Q}_I$	kJ/kg	latenter Wärmeumsatz bezüglich der Trockenluft
$\mathcal{Q}_s$	kJ/kg	sensibler Wärmeumsatz bezüglich der Trockenluft
$\mathcal{Q}_0$	kJ/kg	gesamter Wärmeumsatz bezüglich der Trockenluft
$R_D$	J/kg K	Gaskonstante von Wasserdampf
$R_L$	J/kg K	Gaskonstante von Luft
Re	-	Reynoldszahl
$r_E$	J/kg	spez. Erstarrungsenthalpie Wasser
$r_i$	J/kg	Variable Frost- oder Kondensatbildung ( $r_i = r_S$ oder $r_i = r_V$ )
$r_S$	J/kg	spez. Sublimationsenthalpie Wasser
$r_V$	J/kg	spez. Verdampfungsenthalpie Wasser
Sc	-	Schmidtzahl

Sh	-	Sherwoodzahl
s <sub>Lam</sub>	m	Lamellenabstand
ΔT	K	Temperaturdifferenz
t	s	Zeit
t <sub>A</sub>	s	Dauer der Abtauung
dt	s	infinitesimales Zeitelement
ṁ	m <sup>3</sup> /s	Luftvolumenstrom
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit der Luft
x <sub>L</sub>	g/kg	abs. Feuchtigkeit Luft
x <sub>A</sub>	g/kg	abs. Feuchtigkeit Luft am Austritt
x <sub>E</sub>	g/kg	abs. Feuchtigkeit Luft am Eintritt
x <sub>G</sub>	g/kg	abs. Feuchtigkeit Luft an der Phasengrenzfläche

## 9.2 Griechische Symbole

α	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient
α <sub>L</sub>	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient Luftseitig
β	m/s	Stoffübergangskoeffizient
θ <sub>F</sub>	°C	Temperatur Frost
θ <sub>G</sub>	°C	Phasengrenzschichttemperatur
θ <sub>KD</sub>	°C	Temperatur Kondensat
θ <sub>KS</sub>	°C	Kältesoletemperatur
θ <sub>KSA</sub>	°C	Kältesoletemperatur am Austritt
θ <sub>KSAPi</sub>	°C	Kältesoletemperatur am Austritt des i-ten Lamellenpaketes
θ <sub>KSE</sub>	°C	Kältesoletemperatur am Eintritt
θ <sub>KSEPi</sub>	°C	Kältesoletemperatur am Eintritt des i-ten Lamellenpaketes
θ <sub>L</sub>	°C	Temperatur Luft
θ <sub>LA</sub>	°C	Temperatur Luft am Austritt
θ <sub>LE</sub>	°C	Temperatur Luft am Eintritt
θ <sub>LLKend</sub>	°C	Temperatur Lamellenluftkühler am Ende der Abtauung
θ <sub>RL</sub>	°C	Rücklauftemperatur Heizwasser
θ <sub>SW</sub>	°C	Temperatur Schmelzwasser
θ <sub>TP</sub>	°C	Taupunkttemperatur
θ <sub>TPA</sub>	°C	Taupunkttemperatur feuchter Luft am Austritt des LLK
θ <sub>TPE</sub>	°C	Taupunkttemperatur feuchter Luft am Eintritt des LLK
θ <sub>TPG</sub>	°C	Taupunkttemperatur feuchter Luft an der Grenzschicht
θ <sub>KD</sub>	°C	Verdampfungstemperatur
θ <sub>VDend</sub>	°C	Endtemperatur Verdampfer am Ende der Abtauung
θ <sub>VL</sub>	°C	Vorlauftemperatur Heizwasser
θ <sub>W</sub>	°C	Wandtemperatur einseitig gekühlter Spaltkanal
φ	-	relative Feuchtigkeit Luft
λ <sub>F</sub>	W/m K	Wärmeleitfähigkeit Frost
λ <sub>L</sub>	W/m K	Wärmeleitfähigkeit trockener Luft
ρ <sub>L</sub>	kg/m <sup>3</sup>	Dichte trockener Luft
τ	[ - ]	Abtaueffizienz

### 9.3 Abkürzungen

AZ	Arbeitszahl
$AZ_H$	Arbeitszahl Heizen
$AZ_{H+A}$	Arbeitszahl Heizen+Abtauern
COP	Coefficient of Performance
COSP	Coefficient of System Performance
G	Phasengrenzfläche
HS	Hauptsatz (1./2. HS der Thermodynamik)
JAZ	Jahresarbeitszahl
LA	Luft-Austritt
LE	Luft-Eintritt
RL	Rücklauf
VL	Vorlauf
WP	Wärmepumpe
L/W-WP	Luft/Wasser-Wärmepumpe
VLK	Versuchsluftkühler

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker: LOREF Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2004. (Publikationsnummer 240120 auf Datenbank [www.energieforschung.ch](http://www.energieforschung.ch))
- [2] H. Auracher: Wasserdampfdiffusion und Reifbildung in porösen Stoffen, VDI-Forschungsheft 566, VDI-Verlag, Düsseldorf 1974.
- [3] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA Wärmepumpen Exergie-Analyse, Bundesamt für Energie, 2008.
- [4] M. Ehrbar, S. Bertsch, S. Schwendener, P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 3, Bundesamt für Energie, 2004. (Publikationsnummer 250092 auf Datenbank [www.energieforschung.ch](http://www.energieforschung.ch))
- [5] A. Unternährer: Luftabtauung des Verdampfers einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ventilator-Nachlauf, Diplomarbeit HTA Luzern, 2006.
- [6] F. Bošniakovic, Technische Thermodynamik, 2. Teil, 4. Auflage, Verlag Theodor Steinkopff, Dresden und Leipzig, 1965.
- [7] R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen Teil 2, Bundesamt für Energie, 2008.
- [8] S. Bertsch, M Ehrbar, P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 2, Bundesamt für Energie, 2002. (Publikationsnummer 220187 auf Datenbank [www.energieforschung.ch](http://www.energieforschung.ch))
- [9] P. Von Böckh, M. Borer, T. Borer: Geregelte Wärmepumpe Pioneer – Geregelte Luft/Wasser-Wärmepumpe für Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen, Bundesamt für Energie, 2005. (Publikationsnummer 250035 auf Datenbank [www.energieforschung.ch](http://www.energieforschung.ch))



## A1 Umrechnung der Messwerte VLK 7

In den Auswertungen der Versuche wurde beobachtet, dass VLK 7 gegenüber VLK 3 jeweils den höheren luftseitigen Anfangsdruckverlust aufweist. Dadurch wird klar, dass VLK 7 schlechtere Startbedingungen hat. Mögliche Gründe für den unterschiedlichen Anfangsdruckverlust sind:

- Unterschiedlicher Luftvolumenstrom
- Zacken am Austritt verursachen einen höheren Druckverlust
- Herstellungsbedingte geometrische Unterschiede im Lamellenluftkühler

### A1.1 Volumenstrom

Abb. A 1 zeigt die gemessenen Ventilatorkennlinien für die Versuche mit VLK 3 und VLK 7. Es zeigt sich, dass der Versuchsluftkühler 7 mit einer höher liegenden Ventilatorkennlinie untersucht wurde als der Versuchsluftkühler 3, obwohl die im Regler vorgegebene Ventilatorkennlinie identisch war. Diese Veränderung im System wurde durch den Umbau von VLK 3 auf VLK 7 verursacht.

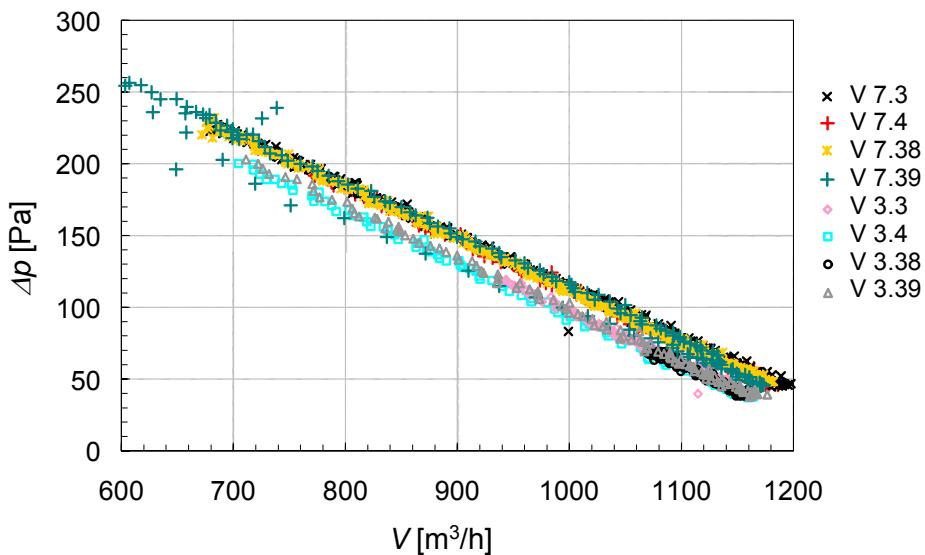


Abb. A 1: Gemessene Ventilatorkennlinien bei den Versuchen mit VLK 7 und VLK 3.

### A1.2 Zacken

Die Zacken am Austritt des Lamellenluftkühlers verursachen *keinen* höheren Druckverlust: Im VLK 7 ist der Druckverlust gegenüber VLK 3 in beiden Lamellenpaketen prozentual etwa gleich erhöht. Wenn die Zacken die Ursache wären, würde der Druckverlust nur im zweiten Paket ansteigen.

### A1.3 Geometrische Unterschiede

In Tab. A 1 sind die Anzahl Lamellen für die Lamellenpakete beider Versuchsluftkühler und die daraus berechneten Spaltweiten aufgelistet.

	VLK 7, Paket 1	VLK 3, Paket 1	VLK 7, Paket 2	VLK 3, Paket 2
Anzahl Lamellen [-]	80	79	125	123
Lamellenteilung [mm]	5	5.06	3.2	3.25
Spaltweite [mm]	4.8	4.86	3	3.05
prozentuale Abweichung der Spaltweite [%]	1.25		1.67	

Tab. A 1: Herstellungsbedingte Unterschiede der Lamellenteilungen zwischen VLK 3 und VLK 7.

Die Unterschiede zwischen VLK 7 und VLK 3 sind gering. Die Spaltweite beim Versuchsluftkühler 7 ist im ersten Paket 1.3 % tiefer und im zweiten Paket 1.7 % tiefer als beim Versuchsluftkühler 3. Diese etwas kleineren Spaltweiten beim VLK 7 können zu höheren Druckverlusten führen. Denkbar sind auch andere geometrische Unterschiede, welche nicht erkannt wurden.

### A1.4 Ursachen für den höheren Druckverlust

Der höhere Anfangsdruckverlust für den VLK 7 hat zwei Ursachen: Einerseits wurden nicht beide Versuchsluftkühler mit der exakt gleichen Ventilatorkennlinie betrieben und andererseits sind herstellungsbedingte Unterschiede vorhanden. Im folgenden Abschnitt werden die Messergebnisse vom VLK 7 so umgerechnet, dass sie mit den Messergebnissen des VLK 3 vergleichbar werden.

### A1.5 Korrektur von Volumenstrom und Druckverlust

#### A1.5.1 Grundidee

Die Grundidee der Umrechnung vom *Volumenstrom und Druckverlust* von VLK 7 auf die Verhältnisse bei den Messungen mit dem VLK 3 ist folgende: In jedem *Messpunkt* eines Versuchs werden die Druckverluste über die einzelnen Lamellenpakete und der Volumenstrom gemessen. Bei Versuchsbeginn erhält man so auch Messdaten für den unverfrostenen Lamellenluftkühler. In einer Korrelation für den Druckverlust (abhängig von  $V^2$ ) kann der Druckverlust in einen *Grundanteil ohne Frost* und in einen *Anteil mit Frost* aufgeteilt werden. Der Grundanteil ohne Frost kann für beide Versuchsluftkühler aus den Messdaten bestimmt werden. Ist dieser bestimmt, kann für jeden Messpunkt der durch den Frost verursachte Druckverlust bestimmt werden. Um beide Versuchsluftkühler vergleichen zu können, werden die Grundanteile von VLK 7 und VLK 3 gleich gesetzt. Die neue Funktion für den Druckverlust des VLK 7 enthält den Grundanteil des VLK 3 in Abhängigkeit vom Luftvolumenstrom. Mit Hilfe der Ventilatorkennlinie von VLK 3 lassen sich nun die Volumenströme und Druckverluste aller Messpunkte bestimmen.

#### A1.5.2 Berechnung

Als Grundlage für die Korrelation des Druckverlusts soll die Berechnungsmethode übernommen werden, welche im Simulationsprogramm verwendet wird (vgl. [7]). Diese wurde bereits für das Simulationsprogramm validiert und ist deshalb auch für diese Berechnung gültig.

Der Druckverlust für eine Rohrreihe eines Lamellenluftkühlers wird wie folgt berechnet:

$$\Delta p_{RR} = \frac{5 \cdot \rho_L}{A_{sq}} \cdot \frac{s_{Lam}^2}{(s_{Lam} - 2 \cdot \delta_F)^3} \cdot \dot{V}_L^2 \quad (A 1)$$

Der Druckverlust in (A 1) ist quadratisch von der Strömungsgeschwindigkeit (bzw. vom Volumenstrom) abhängig. Der Druckverlust des Lamellenluftkühlers wird nicht wie üblich durch einen Widerstandsbeiwert ausgedrückt. Um den Druckverlust zu berechnen, kann direkt der Lamellenabstand  $s_{Lam}$  eingesetzt werden. Bei Frostbildung wird zusätzlich die Frostdicke  $\delta_F$  berücksichtigt. Der Lamellenabstand  $s_{Lam}$  ist für den Grundanteil des Druckverlusts verantwortlich, während die Frostdicke  $\delta_F$  für den vom Frost verursachten Druckverlust verantwortlich ist.

Zur Berechnung des Druckverlustes in einem Lamellenpaket wird der Druckverlust einer einzelnen Rohrreihe aus (A 1) mit der Anzahl der Rohrreihen  $n_R$  multipliziert. Zu Beginn des Versuches, wenn die Frostdicke  $\delta_F$  noch null ist, lautet die Gleichung für den Druckverlust in einem Lamellenpaket:

$$\Delta p = \frac{n_R \cdot 5 \cdot \rho_L}{A_{sq}} \cdot \frac{1}{s_{Lam}} \cdot \dot{V}_L^2 \quad (A 2)$$

mit  $\Delta p$  in Pa,  $\rho_L$  in  $\text{kg/m}^3$ ,  $s_{Lam}$  in mm,  $\dot{V}$  in  $\text{m}^3/\text{s}$  und  $A_{sq}$  in  $\text{m}^2$

Eine Korrelation für den Druckverlust ist üblicherweise dazu da, den Druckverlust mit Hilfe des Lamellenabstands zu berechnen. Hier wird aber ein anderer Ansatzpunkt gewählt: Jeder Lamellenluftkühler ist ein Unikat. Auch bei vermeintlich gleicher Geometrie gibt es geringfügige Unterschiede (z.B. Lamellenabstand, Ausrichtung der Lamellen, Versatz zwischen den Lamellenpaketen). Da Messdaten über Luftvolumenstrom und Druckverlust der einzelnen Lamellenpakete ohne Frost vorhanden sind, kann ein Lamellenabstand mit (A 3) bestimmt werden. Dieser berechnete Lamellenabstand repräsentiert eine Grösse für den Druckverlust ohne Frost (analog zum Widerstandsbeiwert bei der üblichen Methode zur Berechnung von Druckverlusten).

In (A 3) wird der Lamellenabstand mit Hilfe des Druckverlusts und des Luft-Volumenstroms ohne Verfrostung bestimmt. Es handelt sich dabei um (A 2) nach  $s_{Lam}$  aufgelöst.

$$s_{Lam} = \frac{n \cdot 5 \cdot \rho_L}{A_{sq}} \cdot \frac{1}{\Delta p} \cdot \dot{V}_L^2 \quad (A 3)$$

Für die Lamellenpakete beider Versuchsluftkühler wird nun für alle Versuchsbedingungen der Lamellenabstand bestimmt und der Mittelwert gebildet. Dies ergibt folgende Resultate:

VLK	Lamellenpaket 1	Lamellenpaket 2
VLK 3	4.42	3.68
VLK 7	3.76	3.12

Tab. A 2: Durch die Korrelation für den Druckverlust berechnete Lamellenabstände.

Mit der Kenntnis des Lamellenabstands und den Messdaten von Volumenstrom und Druckverlust unter Frostbildung kann die effektive Frostdicke in jedem Messpunkt eines Versuchs bestimmt werden. Dazu muss (A 1) nach der Frostdicke aufgelöst werden. Von den drei möglichen Lösungen liefert nur die folgende rationale Resultate:

$$\delta_F = \frac{(-5 \cdot n \cdot \rho_L \cdot s_{Lam}^2 \cdot \dot{V}_L^2 \cdot \Delta p^2 \cdot A_{sq})^{1/3}}{2 \cdot \Delta p \cdot A_{sq}} + \frac{s_{Lam}}{2} \quad (A 4)$$

Nachfolgend ist das Vorgehen für die Umrechnung des Volumenstromes und des Druckverlustes für VLK 7 ausgeführt. Für die Ventilatorkennlinie wird die gleiche Kennlinie verwendet, wie für VLK 3, welche etwas tiefer lag, als für VLK 7:

$$\dot{V}_L = A - B \cdot \Delta p \quad (A 5)$$

Der Druckverlust (also die Anlagenkennlinie) wird ebenfalls umgerechnet: Die aus (A 3) berechneten Lamellenabstände der beiden Pakete von VLK 7 werden gleich gross gesetzt wie jene VLK 3. Dadurch wird der Grunddruckverlust für beide Lamellenluftkühler gleich gross. Die Berechnung für den gesamten Druckverlust eines Versuchsluftkühlers lautet (Addition des Druckverlustes beider Lamellenpakete):

$$\Delta p = \frac{n \cdot 5 \cdot \rho_L}{A_{sq}} \cdot \left[ \frac{s_{Lam1}^2}{(s_{Lam1}^2 - 2 \cdot \delta_{F1})^3} + \frac{s_{Lam2}^2}{(s_{Lam2}^2 - 2 \cdot \delta_{F2})^3} \right] \cdot \dot{V}_L^2 \quad (A 6)$$

Setzt man die nach  $\Delta p$  aufgelöste Ventilatorkennlinie (A 5) in (A 6) ein, ergibt sich eine quadratische Gleichung mit folgender Normalform:

$$\underbrace{\frac{n \cdot 5 \cdot \rho_L}{A_{sq}} \cdot \left[ \frac{s_{Lam1}^2}{(s_{Lam1}^2 - 2 \cdot \delta_{F1})^3} + \frac{s_{Lam2}^2}{(s_{Lam2}^2 - 2 \cdot \delta_{F2})^3} \right]}_{a_2} \cdot \dot{V}_L^2 + \underbrace{\frac{1}{B} \cdot \dot{V}_L}_{a_1} - \underbrace{\frac{A}{B}}_{a_0} = 0 \quad (A 7)$$

Folgende der zwei möglichen Lösungen liefert positive Werte (die Größen  $a_0$ ,  $a_1$  und  $a_2$  sind in (A 7) angegeben):

$$\dot{V}_L = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4 \cdot a_2 \cdot a_0}}{2 \cdot a_2} \quad (A 8)$$

Der korrigierte Volumenstrom und somit auch der korrigierte Druckverlust sind dadurch berechenbar.

## A2 Berechnung der Jahresarbeitszahl JAZ

Die *Jahresarbeitszahl* JAZ ist eine wichtige Bewertungsgröße für Heizsysteme mit Wärmepumpen. Um JAZ zuverlässig vergleichen zu können, müssen die Rahmenbedingungen (egal ob berechnet oder gemessen) gleich sein. Die Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems ist massgeblich abhängig von der verwendeten Wärmepumpe, aber auch vom Standort (Klimazone) sowie vom Gebäude (Heizenergiebedarf, Heizsystem).

### A2.1 Jahresarbeitszahl aus Feldmessung

Bei der Feldmessung werden die Heizleistung aber auch die zugeführten elektrischen Leistungen der Wärmepumpe im Betrieb über ein Jahr, zumindest aber über eine gesamte Heizperiode mess-technisch erfasst. Die JAZ (ohne Berücksichtigung der elektrischen Leistung für die Umwälzpumpe) berechnet sich gemäß (56) aus Kapitel 2:

$$\text{JAZ} = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_0^{1a} (P_K + P_V) \cdot dt} \quad (\text{A } 9)$$

Der erhöhte Messaufwand und die lange Messdauer sind deutliche Nachteile der Feldmessung. Auch lassen sich die Daten nur beschränkt vergleichen, da z.B. bei einer weiteren Messung am gleichen Gebäude mit einer anderen Wärmepumpe nicht mehr die gleichen Wetterbedingungen vorkommen.

### A2.2 Jahresarbeitszahl LOREF

Aufgrund der genannten Nachteile der Feldmessungen wurde ein vereinfachtes Berechnungsverfahren für die JAZ der L/W-WP entwickelt. Im Wesentlichen basiert das Berechnungsverfahren auf der Methode von Prof. Dr. P. v. Böck [9], welches für LOREF angepasst wurde.

Die Idee des Berechnungsmodells besteht darin, die JAZ aus einzelnen Messungen/Simulationen der Arbeitszahl eines Heizzyklus (Heizen inkl. Abtauung) bei verschiedenen, jeweils während einer Messung/Simulation konstant gehaltenen Luftbedingungen, zu berechnen. Die Vorteile dieses Berechnungsverfahren sind:

- Es muss nicht über ein gesamtes Jahr bzw. eine gesamte Heizperiode gemessen werden; einzelne Messungen genügen.
- Die Vergleichbarkeit wird besser (Klimadaten reproduzierbar).

Nachfolgend werden die einzelnen Berechnungsschritte an einem konkreten Berechnungsbeispiel erklärt.

## A2.3 Spezifikation des Heizbedarfs

### A2.3.1 Heizkurve

Der Heizbedarf ist durch die bauphysikalische Qualität des Gebäudes sowie durch das Heizwärmeabgabesystem gegeben (Abb. A 2).

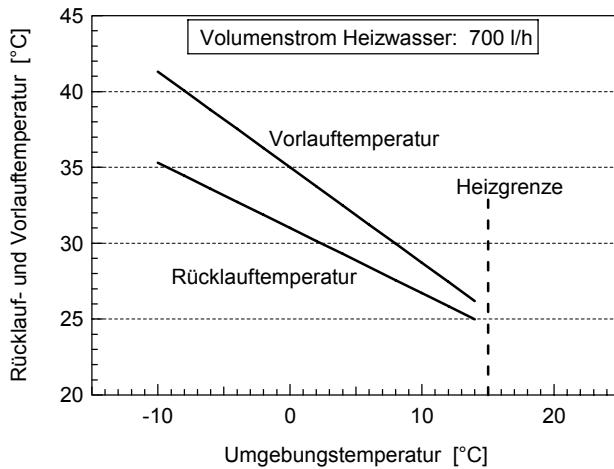


Abb. A 2: Heizkurve LOREF (EFH im schweizerischen Mittelland).

Die erforderliche Heizleistung  $\dot{Q}_{HG}$  berechnet sich aus dem Heizwasservolumenstrom und der Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauftemperatur des Heizwassers:

$$\dot{Q}_{HG}(\vartheta_L) = \dot{V}_{HW} \cdot \rho_{HW} \cdot c_{pW} \cdot [\vartheta_{VL}(\vartheta_L) - \vartheta_{RL}(\vartheta_L)] \quad (\text{A 10})$$

Die jeweilige Vor- und Rücklauftemperatur kann aus der Heizkurve des Gebäudes entnommen werden. Die Heizgrenze liegt bei der verwendeten Heizkurve bei einer Außenlufttemperatur von 15°C, d.h. bei höheren Außenlufttemperaturen wird die Heizung ausgeschaltet.

### A2.3.2 Klimadaten

Der Standort des Gebäudes ist mit dem entsprechenden Klima verbunden. Für LOREF gilt der Standort Zürich, welcher das schweizerische Mittelland repräsentiert und mit einer sehr hohen Siedlungsdichte für unsere Betrachtungen am interessantesten ist.

Alle Klimadaten beziehen sich auf DRY Zürich und stammen aus dem Programm Meteonorm 5.0 von der Firma Meteotest in Bern. Für unser Berechnungsmodell wurden Stundenwerte der Lufttemperatur für ein Standardjahr eingesetzt (Abb. A 3).

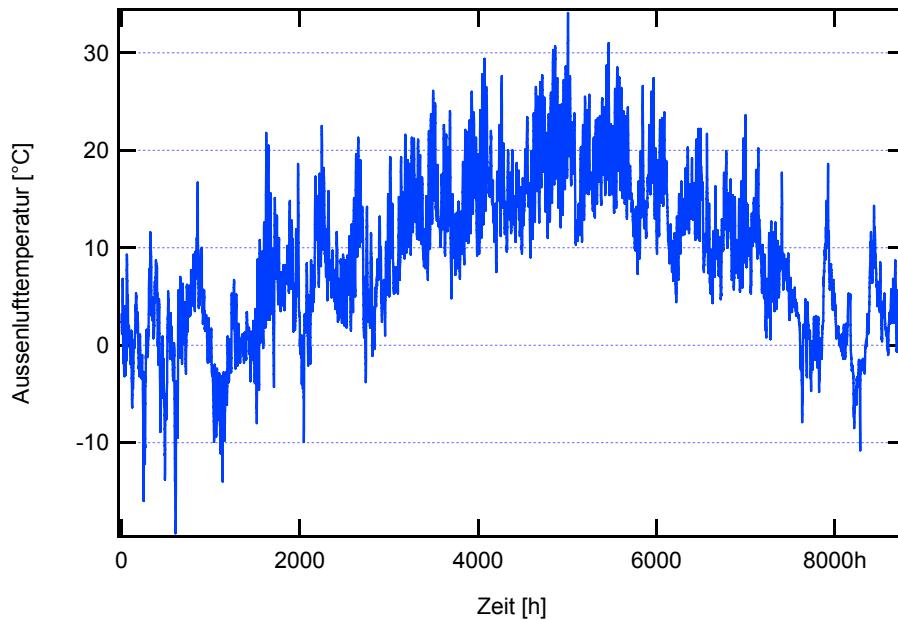


Abb. A 3: Temperaturverlauf DRY Zürich.

Die relative Luftfeuchtigkeit wird mit 85% rH als konstant angenommen. Für die Summe der Heizstunden während der gesamten Heizperiode, d.h. wenn die Aussenlufttemperatur unterhalb von 15°C liegt, ergibt sich für Zürich eine durchschnittliche relative Luftfeuchtigkeit von 81.6% rH. Die Annahme von 85% rH ist bezüglich der Verfrostung eher pessimistisch.

#### A2.3.3 Relative Laufzeit der L/W-WP

Die von der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (intermittierend) erzeugte Heizleistung ist, bei Temperaturen oberhalb des Auslegungspunktes der Wärmepumpe, stets höher als die vom Gebäude (kontinuierlich) erforderliche Heizleistung. Die Wärmepumpe wird deshalb getaktet (Abb. A 4).

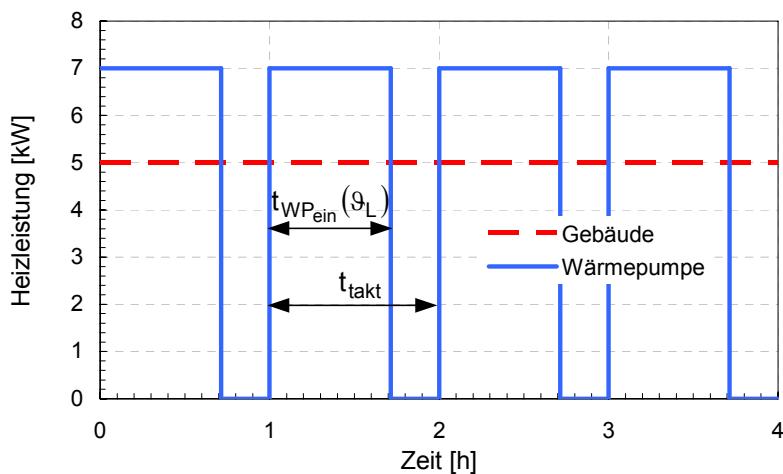


Abb. A 4: Relative Laufzeit der L/W-WP (schematisch dargestellt).

Die relative Laufzeit der L/W-WP  $\tau_{WPein}$  berechnet sich aus der Laufzeit der L/W-WP  $t_{WPein}(\vartheta_L)$  dividiert durch die Taktlänge  $t_{takt}$ , was gerade dem Verhältnis der erforderlichen Heizleistung des Gebäudes  $\dot{Q}_{HG}$  zur mittleren (gemittelt über den Heizzyklus) erzeugten Heizleistung der WP  $\dot{Q}_{HWP}$  entspricht:

$$\tau_{WPein}(\vartheta_L) = \frac{t_{WPein}(\vartheta_L)}{t_{takt}} = \frac{\dot{Q}_{HG}(\vartheta_L)}{\dot{Q}_{HWP}(\vartheta_L)} \quad (\text{A 11})$$

Die relative Laufzeit ist abhängig von der Aussenlufttemperatur, da die von der L/W-WP (intermittierend) erzeugte Heizleistung mit steigender Aussenlufttemperatur gegenüber der vom Gebäude (kontinuierlich) erforderlichen Heizleistung zunehmend grösser wird. Falls die Heizgrenze (bei 15°C) überschritten wird, wird die relative Laufzeit als Null definiert.

Die Taktlänge kann beliebig gewählt werden und ist in der Praxis bestimmt durch die Schaltverzögerung (Hysterese des Zweipunkt-Reglers) der WP-Steuerung.

#### A2.4 Arbeitszahl Heizen und Arbeitszahl Heizen + Abtauen

Die *Arbeitszahl Heizen*  $AZ_H$  bezieht sich nur auf die Heizphase und ist gleichbedeutend mit einer mittleren Leistungszahl. Die *Arbeitszahl Heizen+Abtauen*  $AZ_{H+A}$  bezieht sich auf den ganzen Zyklus inklusive Abtauung und wird in Temperaturbereichen mit Frostbildung, infolge der notwendigen Abtauung, wesentlich kleiner als die  $AZ_H$ . Für die Berechnung der *Jahresarbeitszahl* JAZ wird die  $AZ_{H+A}$  verwendet, da der Energieaufwand für die Abtauung nicht vernachlässigt werden darf.

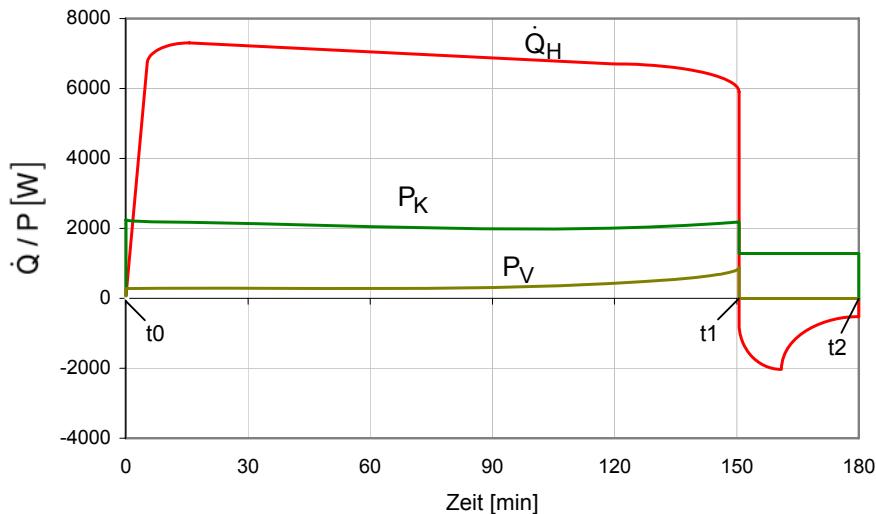


Abb. A 5: Unterteilung des Heizzyklus in Heizen ( $t_0$  bis  $t_1$ ) und Abtauen ( $t_1$  bis  $t_2$ ).

Die *Arbeitszahlen* berechnen sich durch Integration von Heizleistung, Kompressorleistung und Ventilatorleistung über die Zeit:

$$AZ_H = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} (P_K + P_V) \cdot dt} \quad (A 12)$$

$$AZ_{H+A} = \frac{\int_{t_0}^{t_2} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_2} (P_K + P_V) \cdot dt} \quad (A 13)$$

#### A2.4.1 Jahresarbeitszahl für PPL401 in Zürich

Die einzelnen Größen sind meistens in Abhängigkeit der Aussenlufttemperatur vorhanden. Für die Integration über die Zeit (1 Jahr) müssen die Größen in Abhängigkeit der Zeit vorhanden sein. Dies wird durch das Einsetzen der Aussenlufttemperatur in Funktion der Zeit in den jeweiligen Größen erreicht.

$$JAZ_{LOREF} = \frac{\int_0^{1a} AZ_{H+A}(g_L(t)) \cdot \tau_{WPein}(g_L(t)) \cdot dt}{\int_0^{1a} \tau_{WPein}(g_L(t)) \cdot dt} \quad (A 14)$$



### A3 Luft/Wasser-Wärmepumpe Typ PPL 401

steinmann apparaatebau AG																			
Alpenweg 4, 3038 Kirchlindach Tel: 031 / 829 27 37 - Fax 031 / 829 08 46												Reg. 1 / 4.1							
Leistungstabelle Wärmepumpe Luft-Wasser Typ PPL 401																			
Typ	TV	Lufteingangs temperatur										I max	LRA	VSA	Abs.baus.	R407			
	°C	-10	-8	-4	+2	+15		A	A	A	AT	kg	m3/h	Verdampfer	Kondensator	Gewicht			
PPL 401	35	Q 5.63	PNT 2.20	Q 6.20	PNT 2.27	Q 6.22	PNT 2.34	Q 7.24	PNT 2.36	Q 9.48	PNT 2.37	9	45	18	16	3.5			
	40	Q 5.61	PNT 2.45	Q 6.06	PNT 2.54	Q 6.21	PNT 2.60	Q 7.20	PNT 2.63	Q 9.42	PNT 2.60								
	45	Q 5.60	PNT 2.69	Q 5.92	PNT 2.72	Q 6.20	PNT 2.90	Q 7.16	PNT 2.91	Q 9.36	PNT 2.93								
	50	Q 5.58	PNT 2.87	Q 5.86	PNT 2.92	Q 6.10	PNT 3.18	Q 7.10	PNT 3.25	Q 9.29	PNT 3.23								
Basis:		Masse in mm Kältemittel Heizwassertemperatur max. Heizwassertemperatur min. Luftpfeintritt min. Luftpfeintritt max. Ext. Druckreserve Anzahl Kompressoren Heizwasseranschluss																	
		BxTxH = 745 x 745 x 1105 mm R-407c (FCKW-frei) + 50°C + 20°C - 11°C + 32°C 50 pa 1 Stk. 1"																	
Änderungen vorbehalten.																			

Abb. A 6: Datenblatt der Wärmepumpe PPL 401 (Danfoss-Steinmann AG, Kirchlindach).



## A4 Luft/Wasser-Wärmepumpe Typ LCR 5

### Technische Daten

TYP			LCR 5
Masse HxBxT cm			117x71x102
Gewicht kg			242
Nennspannung			
Absicherung Bauseits AT			16
max. Betriebsstrom I max.		A	9
	Heizleistung	kW	5.88
L-8/W35	Leistungsaufnahme	kW	2.29
	Leistungszahl	COP	2.6
	Heizleistung	kW	5.96
L-8/W45	Leistungsaufnahme	kW	2.71
	Leistungszahl	COP	2.2
	Heizleistung	kW	5.62
L-8/W55	Leistungsaufnahme	kW	3.36
	Leistungszahl	COP	1.7
Kältemittelmenge	R-407c (FCKW-frei)	kg	2
Lufteintritt min.		°C	-11
Lufteintritt max.		°C	32
Schalldruckpegel innen 1m		dB (A)	48
Schalldruckpegel aussen 5m Ansaug		dB (A)	33
Schalldruckpegel aussen 5m Ausblas		dB (A)	35
	Anzahl		1
Kompressor	Bauart		
	Leistungsstufen		1
Verdampfer			
Durchfluss		m <sup>3</sup> /h	2'700
Ext. Druckreserve		Pa	20
Kondensator			
Temperaturdifferenz		K	3
Durchfluss		m <sup>3</sup> /h	0.66
Druckdifferenz		kPa	2

Abb. A 7: Datenblatt der Wärmepumpe LCR 5 (Danfoss-Steinmann AG, Kirchlindach).



## A5 Ventilatorkennlinien

$$\dot{V} = A + B \cdot \Delta p_v \quad (\text{A 15})$$

### A5.1 Ventilatorkennlinien für die Versuche mit VLK1 – VLK7

$\dot{V}$ : Volumenstrom der Luft [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\Delta p_v$ : Druckverlust des Luftstroms über den VLK [Pa]

A: Koeffizient 1 [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

B: Koeffizient 2, welcher die Steigung der Ventilatorkennlinie bestimmt [ $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{Pa})$ ]

#### A5.1.1 Versuchsluftkühler 1

w [m/s]	1		2		3					
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
flach		9.795	1463.8	9.795		9.795				
steil		2.77	1254.6	2.77		2.77				
optimiert		1.4	1254.6	1.4		1.4				

Tab. A 3: Koeffizienten A und B der Ventilatorkennlinie für VLK 1.

#### A5.1.2 Versuchsluftkühler 2

w [m/s]	1		2		3					
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
flach		9.795	1533.8	9.795		9.795				
steil	600	2.77	1254.6	2.77	1945.7	2.77				
optimiert		1.4		1.4		1.4				

Tab. A 4: Koeffizienten A und B der Ventilatorkennlinie für VLK 2.

### A5.1.3 Versuchsluftkühler 4 (VLK 2 nur erstes Lamellenpaket)

w [m/s]	1		2		3					
Kennlinie	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
flach		9.795		9.795		9.795				
steil		2.77	1230	2.77		2.77				
optimiert		1.4		1.4		1.4				

Tab. A 5: Koeffizienten A und B der Ventilatorkennlinie für VLK 4.

### A5.1.4 Versuchsluftkühler 3, 6, 7

w [m/s]	1		2		3					
Kennlinie	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
flach		9.795	1511.3	9.795		9.795				
steil	601	2.77	1254.6	2.77	1956.6	2.77				
optimiert		1.4		1.4		1.4				

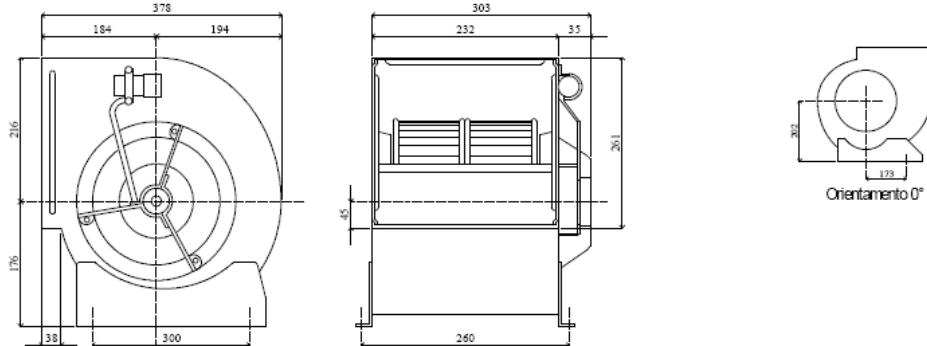
Tab. A 6: Koeffizienten A und B der Ventilatorkennlinie für VLK 3, VLK 6, VLK 7.

### A5.1.5 Versuchsluftkühler 5

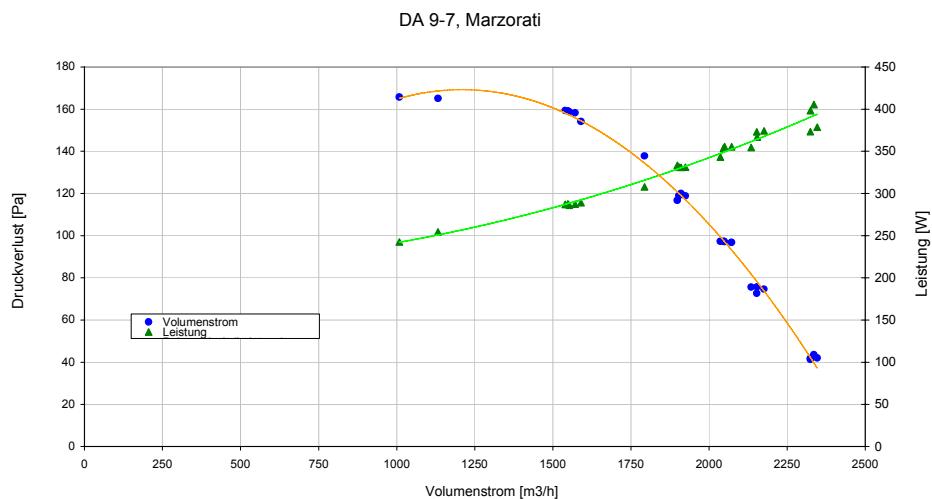
w [m/s]	1		2		3					
Kennlinie	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
flach		9.795	1556	9.795		9.795				
steil	604	2.77	1280	2.77	1985	2.77				
optimiert		1.4	1209	1.4		1.4				

Tab. A 7: Koeffizienten A und B der Ventilatorkennlinie für VLK 5.

### A5.1.6 DA 9-7, Marzorati Ventilazione SRL



Diametro ventola - Fanwheel diameter - Diamètre turbine : 250 [mm]  
 Numero pale - Number of blades - Nombre des aubes : 33  
 P.D<sup>2</sup> (kg/m<sup>2</sup>) : 0.1  
 Velocità periferica - Peripheral velocity - Vitesse périphérique : 0 [m/s]  
 Superficie premrente - Blade surface - Surface soufflage : 0.061 [m<sup>2</sup>]  
 Tensione - Tension - Tension : 230 [V] / 50 [Hz] / 1  
 Potenza - Power - Puissance : 0.15 [kW]  
 Regolatore - Regulator - Régulateur : M 600  
 Peso netto ventilatore - Fan net weight - Poids net du ventilateur : 10 [kg]

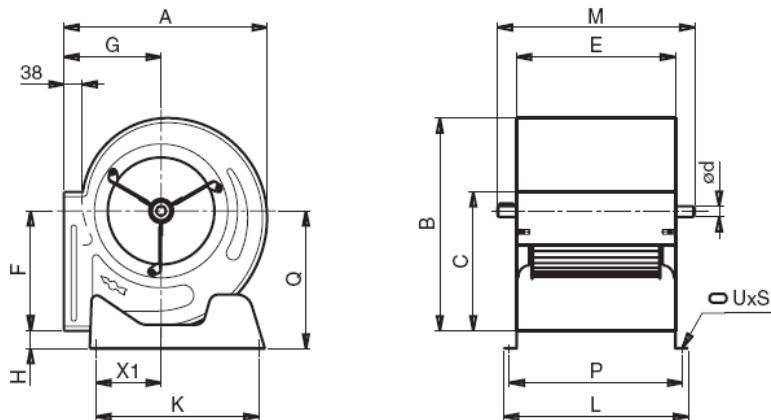


Messdaten aus Diplomarbeit 2006, T. Gemmet; „Verbesserter Ventilatoreinsatz in einer Luft/Wasser-Wärmepumpe“, HTA Luzern, Abt. Maschinentechnik.

**MARZORATI VENTILAZIONE SRL**  
 Via Varese 38 - 21047 Saronno ( VA ) Italy  
 Tel. +39-+39-02-96701633 / 96701012 / 96701701  
 Fax +39-+39-02-96701419  
 Web [www.marzorativentilazione.com](http://www.marzorativentilazione.com)  
 e-mail [info@marzorativentilazione.com](mailto:info@marzorativentilazione.com)

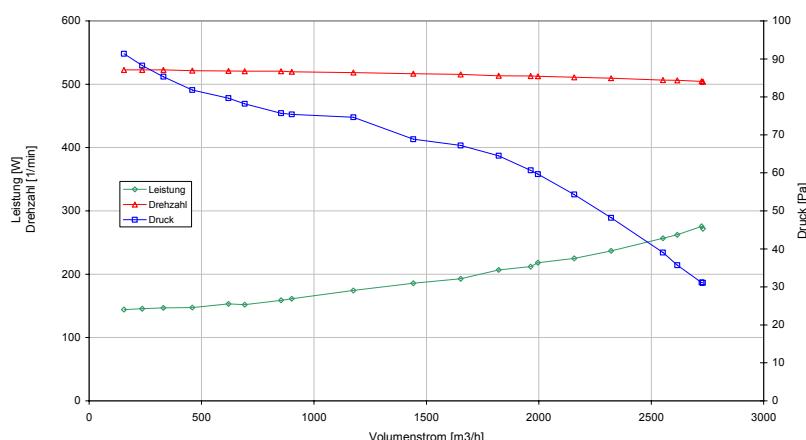
Abb. A 8: Datenblatt und Konstruktionszeichnungen Ventilator Marzorati DA 9-7.

### A5.1.7 AT 12-12 Z, Nicotra



Taglia Size	Codice Code	A mm	B mm	C mm	E mm	F mm	G mm	H mm	L mm	M mm	P mm	Q mm	R mm	S mm	V mm	K mm	X1 mm	X2 mm	X3 mm	X4 mm	t mm	t1 mm	w mm	z mm	d mm	uxs
7/7	602119	318	325	208	232	186	153	17	282	340	258	203	169	145	147	225	117	86	88	47	6	16.5	25	33	20	11X16
9/7	602171	380	387	262	232	215	185	38	282	340	258	253	199	177	179	300	119	124	123	120	6	16.5	25	38	20	11X16
9/9	602120	380	387	265	298	215	185	38	348	400	324	253	199	177	179	300	119	124	123	120	6	16.5	25	35	20	11X16
10/8	602124	425	443	289	265	249	203	38	315	355	291	287	227	198	197	340	136	132	135	132	6	16.5	30	31	20	11X16
10/10	602121	425	443	289	331	249	203	38	381	435	357	287	227	198	197	340	136	132	135	132	6	16.5	40	38	20	11X16
12/9	600318	491	521	341	309	294	230	38	350	400	325	222	266	222	224	408	161	153	161	153	8	21	35	50	25	11X16
12/12	600320	491	521	341	395	294	230	38	445	510	421	332	266	232	224	408	161	153	161	153	8	21	35	50	25	11X16
15/11	600335	569	609	404	373	342	264	38	423	510	399	380	309	272	258	495	197	211	201	200	8	21	35	65	25	11X16
15/15	600338	569	609	404	471	342	264	38	521	608	497	380	309	272	258	495	197	211	201	200	8	21	40	65	25	11X16
18/13	600346	684	739	478	430	415	314	42	480	567	456	457	376	340	307	608	262	283	278	288	8	21	40	70	25	11X16
18/18	600348	684	739	478	557	415	314	42	607	694	583	457	376	340	307	608	262	283	278	288	8	21	40	70	25	11X16

AT 12-12 Z, Nicotra



NICOTRA SPA - 24040 ZINGONIA (BERGAMO) - Via Modena, 18 - Tel. 035/873111 - Fax 035/884319  
 Website: [www.nicotra.it](http://www.nicotra.it) [www.nicotra.com](http://www.nicotra.com) E-mail: [info@nicotra.it](mailto:info@nicotra.it)

Abb. A 9: Datenblatt und Konstruktionszeichnungen Ventilator Nicotra AT 12-12 Z.

## A6 Abtausteuerung

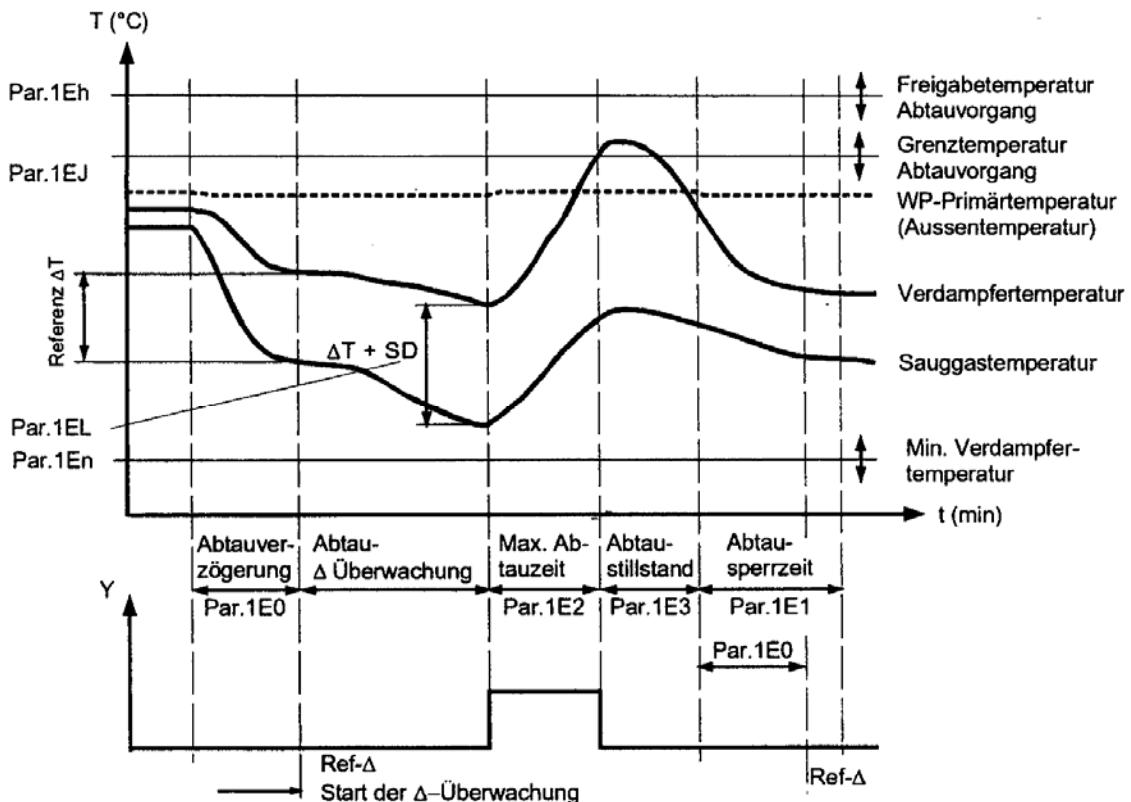


Abb. A 10: Abtausteuerung DOMESTA RDO3x4A... V5.xx der Firma ELESTA energy control in Bad Ragaz.

Die Überwachung der Vereisung des Verdampfers wird aktiviert, wenn die Aussentemperatur unter die „Freigabekette Abtauvorgang“ (Par.1Eh = 12°C) sinkt.

Die Einleitung der Abtauung geschieht über die  $\Delta T$ -Überwachung zwischen Aussen- und Verdampfer-temperatur. Diese Methode überwacht die Temperaturdifferenz zwischen der Aussen- bzw. Lufttemperatur und der Oberflächentemperatur des Verdampfers. Nach der Abtauverzögerung (Par.1E0 = 10 min) führt der Regler eine  $\Delta T$ -Referenzmessung durch. Dieser Wert wird überwacht und wenn das aktuelle  $\Delta T$  den Referenzwert um die Schalldifferenz (Par.1EL = 2 K) überschreitet, wird die Abtauung eingeleitet.

Die Abtauung wird beendet, wenn die Verdampferoberflächentemperatur den eingestellten Wert (Par.1EJ = 10°C) überschreitet oder unterbrochen, wenn die maximale Abtauzeit (Par.1E2 = 20 min) erreicht wird. Eine neue  $\Delta T$ -Referenzmessung wird nur durchgeführt, wenn die Abtauung beendet und nicht unterbrochen worden ist.