

**Schlussbericht** September 2004

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

# **Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen**

ausgearbeitet durch

Rasid Sahinagic, dipl. Ing. FH  
Martin Imholz, dipl. Ing. FH  
Louis Berlinger, dipl. Ing. FH  
Heinrich Huber, dipl. Ing. FH  
Karl Hilfiker, Prof. Dr. Ing. ETH

Hochschule für Technik und Architektur (HTA) Luzern  
Institut für Produktentwicklung (IPE)  
Thermische Verfahren und Anlagen (TVA)  
Technikumstrasse 21  
CH 6048 Horw

**Auftraggeber**

Bundesamt für Energie BFE, 3003 Bern, Sektion Erneuerbare Energien,  
Bereich Umgebungswärme/WKK/Kälte

**Leitung Projektteam**

Heinrich Huber, Prüfstelle HLK, HTA Luzern

**Auftragnehmer**

Hochschule für Technik+ Architektur (HTA) Luzern  
Institut für Produktentwicklung (IPE), HTA Luzern  
Technikumstrasse 21  
6048 Horw

**Autoren**

Rasid Sahinagic, HTA Luzern  
Martin Imholz, HTA Luzern  
Louis Berlinger, HTA Luzern  
Prof. Dr. Karl Hilfiker, HTA Luzern

**Begleitgruppe**

Prof. Dr. Thomas Kopp, Hochschule für Technik (HSR), 8640 Rapperswil  
Prof. Dr. Walter Janach, 6045 Meggen  
Prof. Dr. Max Ehrbar, Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs (NTB)  
Dr. Thomas Afjei, Fachhochschule beider Basel (FHBB), Institut für Energie, 4132 Muttenz  
Manfred Beerhalter, Steinmann Apparatebau AG, 3038 Kirchlindach  
Daniel Trüssel, Kälte- Wärme- Technik AG, 3123 Belp  
Erwin Piller, WT-Systemtechnik AG, 1715 Alterswil

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

**Bundesamt für Energie BFE**

Worblentalstrasse 32, CH-3063 Ittigen Postadresse: CH-3003 Bern  
Tel. 031 322 56 11, Fax 031 323 25 00 · office@bfe.admin.ch · www.energie-schweiz.ch

Vertrieb:

ENET

Egnacherstrasse 69 · CH-9320 Arbon  
Tel. 071 440 02 55 · Tel. 021 312 05 55 · Fax. 071 440 02 56  
enet@temas.ch · www.energieforschung.ch · www.energie-schweiz.ch

## Zusammenfassung

Das BFE geht davon aus, dass die Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) weiter gesteigert werden kann. Darin liegen ein wirtschaftliches sowie ein damit verbundenes energiepolitisches Potential. Das *Forschungsprojekt LOREF* zielt darauf ab, das Betriebsverhalten der L/W-WP zu verbessern – vor allem durch die Optimierung des Lamellenluftkühlers.

Im Herbst und Frühling weist die L/W-WP eine hohe Leistungszahl auf, denn es ist nur ein kleiner Temperaturhub zu überwinden.

Im kalten Winter dagegen ist der Temperaturhub von Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) hoch und die Leistungszahl fällt. Da nur wenig Dampf ausgeschieden wird muss der durch Desublimation an der Kühlfläche gebildete Frost nur selten abgetaut werden. In diesem Betriebszustand haben L/W-WP die kleinste Leistungszahl, aber den grössten *exergetischen Wirkungsgrad*, etwa 50%.

Es gibt aber Betriebsbedingungen, die als *kritischer Zustandbereich für L/W-WP* zu bezeichnen sind, nämlich bei nahezu mit Wasserdampf gesättigter Umgebungsluft von etwa 2°C -7°C. Viel Wasserdampf wird an den Kühlflächen abgeschieden, welche eine Temperatur unterhalb vom Gefrierpunkt von Wasser haben, so dass sich daran Eis und häufiger Frost bildet. Die Frostschrift verringert den freien Strömungsquerschnitt von Luftkühlern und erhöht damit den Druckverlust. Aufgrund der Ventilator Kennlinie sinkt der Luftvolumenstrom im realen Lamellenluftkühler. Dies und die Isolationswirkung der Frostschrift haben zur Folge, dass die Heizleistung abnimmt. Zudem wird ein aufwendiges Abtauverfahren notwendig. In diesem Zustandsbereich liegt das grösste Effizienzsteigerungspotential für L/W-WP.

In diesem Forschungsprojekt, LOREF 1, werden die *theoretischen Grundlagen* des Mechanismus der Frostbildung und der simultanen Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft an die Frostoberfläche erarbeitet und überprüft. Um Erkenntnisse über die Frostbildungsphasen zu gewinnen und die für die Simulation benötigten empirischen Daten zu ermitteln, wurden *Experimente* durchgeführt. In der Literatur sind dazu widersprüchliche Ergebnisse vorhanden, und der kritische Zustandsbereich ist wenig erforscht. Diese Grundlagen bilden die Voraussetzung zur Optimierung der Geometrie des Lamellenluftkühlers und der Prozessführung von L/W-WP.

In einer Versuchsanlage wurden am *einseitig gekühltem ebenen Spaltkanal* umfangreiche Versuche über die Eis- und Frostbildung und das Abtauen an einer *ebenen Verfrostsplatte* durchgeführt. An einer *Verfrostsplatte mit Nocken* wurde ein einzelner Spalt mit quer angeströmten Rohren eines realen Lamellenluftkühlers simuliert.

Die Wichtigsten Einflussgrössen auf die Frost- und Eisbildung und auf die simultane Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft an die Kühlwand sind: Luftgeschwindigkeit, Lufttemperatur, Luftfeuchte, Kühlwandtemperatur und Spaltweite. Mit diesen Einflussgrössen wurde das Versuchsprogramm erstellt. Daraus wurde die örtliche und zeitliche Entwicklung der wichtigsten Frostgrössen (Frostdicke, Frostdichte, Wärmeleitfähigkeit) und Wärme- und Stoffübertragungsgrössen (Wärmeübergangszahl, Stoffübergangszahl) ermittelt.

Die wichtigsten Ergebnisse dieser Versuche sind:

- Der Nutzwärmestrom nimmt bei konstantem Luftvolumenstrom während acht Stunden nicht ab, sondern bleibt konstant und nimmt in gewissen Fällen zu. Durch eine dicker werdende Frostschrift wird der Spaltkanal verengt, und die Strömung wird beschleunigt. Die daraus resultierende Intensivierung der Wärme- und Stoffübertragung kompensiert bzw. überwiegt die Isolationswirkung der Frostschrift. Der Druckverlust nimmt allerdings zu, was im realen Luftkühler zu einer Abnahme des Luftdurchsatzes führen würde!
- Die stärkste Frostdicke entsteht am Eintritt in den Versuchsluftkühler, wobei die grösste Frostwachstumsgeschwindigkeit sich im Laufe der Zeit in Richtung des Luftstroms verlagert.
- Eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift durch Vergletscherung bringt eine geringe Verbesserung.
- Die *Rauhigkeit* der Frostschrift hat nur einen marginalen Einfluss auf die Wärme- und Stoffübertragung und kann vernachlässigt werden. Zudem ist die Analogie zwischen der Wärme- und Stoffübertragung erfüllt.

Mit den Versuchsergebnissen wurde die mathematisch-physikalische Simulation verifiziert und mit Korrelationen ergänzt. Damit kann die Frostbildung und die simultane Wärme- und Stoffübertragung mit guter Genauigkeit berechnet werden.

Die Abtauversuche führten zu zwei wichtigen Ergebnissen:

- Eine genügend grosse Frostmasse gleitet an einer vertikalen ebenen Verfröstungsplatte als Schneematsch ab.
- Mit einer hydrophoben Beschichtung der Verfröstungsplatte kann die Tropfenbildung nach dem Abtauen verhindert werden.

Die Versuche an der Verfröstungsplatte mit Nocken haben folgende Ergebnisse erbracht:

- Auf der Seite des Staupunkts des Nockens lagert sich mehr und kompakterer Frost ab während im Nachlaufgebiet weniger Frost mit lockerer Struktur entsteht.
- Auf der Verfröstungsplatte sind die kritischen Querschnitte für das Zufrieren zwischen zwei Nocken einer Reihe.
- Als Folge dieser beiden Erkenntnisse wurden mit einer modifizierten Verfröstungsplatte mit Aussparungen an den kritischen Stellen Versuche durchgeführt. Diese wiesen unter bestimmten Versuchsbedingungen ein besseres Betriebsverhalten auf.

Mit einem Forschungsprojekt LOREF 1 konnte für eine Reihe von Problemen umfassende Lösungen aufgezeigt werden. Darüber hinaus wurden neue und erweiterte Fragestellungen ausgelöst, die in einem Folgeprojekt zu untersuchen und zu beantworten sein werden.

## Summary

The objective of the LOREF research project is to improve the operating behavior of air/water heat pumps by optimizing the processes occurring in the fin-and-tube heat exchanger.

There are operating conditions which are the most critical ones for air/water heat pumps: namely when ambient air is virtually saturated with water steam at air temperatures between about 2°C and 7°C. In such operating conditions, a great amount of water steam is dropped off at the cooling surfaces, whose temperature is below the freezing point of water, causing ice – or more commonly frost – to develop. The frost layer reduces the flow cross section of the air coolers, thus increasing the pressure drop consequently. The air volume flow in real fin air cooler decreases. This leads to reduced heat performance and elevation in temperature lift. In addition, this calls for costly defrosting methods. The greatest potential for improving the performance of air/water heat pumps lies in these critical regions of ambient air.

The LOREF1 research project develops and tests theoretical principles of the mechanism of frost formation and the simultaneous heat and mass transfer of humid air to the frost surfaces.

Extensive tests involving frost development and defrosting were performed on a *flat plate which is cooled on one side*. Also real fin air cooler was simulated at a *frost plate with tappets*. The variables influencing frost and ice and simultaneous heat and mass transfer from the humid air to the cooling panel are: air speed, air temperature, air moisture, temperature of the *cooling panel* and die gap.

The most important findings of these tests are:

- When air volume flow is held constant, for a period of 8 hours, the use heat flow remains constant and even increases in certain cases.
- The roughness of the frost layer has negligible effect on heat and mass transfer.

The mathematical-physical simulation was verified with the test results which provided supplemental correlations.

The tests with the *frost panel with tappets* produced the following findings:

- On a *frosting panel*, the critical cross sections for freezing up lie between two tappets of a row.
- Tests were conducted with a modified frosting panel with gaps recesses at the critical points. In certain test conditions these led to better performance.

## Résumé

Le projet de recherche *LOREF* vise à améliorer l'exploitation de la pompe à chaleur air/eau – surtout par l'optimisation des processus opérant dans l'échangeur de chaleur à ailettes en relation avec sa configuration géométrique.

Il y a des conditions d'exploitation pour pompes à chaleur air/eau à considérer comme domaines critiques à savoir lors d'air ambiant de 2°C à 7°C presque saturé de vapeur d'eau. Beaucoup de vapeur d'eau est évacuée dans la surface de refroidissement, ayant une température inférieure au point de congélation de l'eau, si bien qu'il s'y forme de la glace et, fréquemment, du gel. La couche de gel réduit la section de passage libre des échangeurs d'air et accroît ainsi la perte de pression. Ceci et l'effet d'isolation de la couche de gel ont pour conséquence une réduction de la puissance calorifique et une augmentation de température. En plus, une méthode de dégivrage onéreuse est indispensable. Dans ce domaine critique de l'air extérieur réside le plus grand potentiel des pompes à chaleur air/eau.

Dans ce projet de recherche, LOREF 1, sont recensées et examinées les bases théoriques des mécanismes de formation de gel et la transmission simultanée de chaleur et de masse de l'air humide sur la surface de gel. Aussi, des expériences ont été menées afin d'obtenir des connaissances sur les phases de formation de gel et faciliter les données empiriques nécessaires à la simulation mathématique.

Les facteurs plus importantes concernant la formation du gel et de glace et la transmission simultanée de chaleur et de masse de l'air humide sur la paroi de refroidissement sont : vitesse de l'air, température de l'air, humidité atmosphérique, température de la paroi de refroidissement et étendue de fente.

Les principaux résultats de ces essais sont :

- Le flux thermique effectif ne diminue pas lors d'un débit d'air maintenu constant pendant huit heures, mais se maintient constant. La perte de pression augmente toutefois, ce qui conduirait dans un échangeur d'air réel à une baisse du taux de circulation d'air !
- La plus forte épaisseur de gel se forme en entrée de l'installation d'essai, cependant la plus grande vitesse de croissance de gel se déplace au fil du temps en direction du flux d'air.
- Une augmentation de la *conductivité thermique* de la couche de gel par glaciation entraîne une faible amélioration.
- La rugosité de la couche de gel n'a qu'une influence marginale sur la transmission de chaleur et de masse et peut être négligée.

Avec les résultats des essais, la simulation mathématique et physique a été vérifiée et complétée avec des corrélations.

Les tests de dégivrage ont conduit à deux résultats:

- Une assez grande masse de gel glisse sur une plaque de congélation plane en position verticale comme bouillie neigeuse.
- Avec un revêtement de surface hydrophobe de la plaque de congélation on peut empêcher la formation de gouttes après dégivrage.

Les essais sur la plaque de congélation avec came ont fourni les résultats suivants :

- Sur le côté du point d'impact du came se dépose plus de gel et de consistance plus compacte, alors que dans la région de progression se forme moins de gel avec une structure plus légère.
- Sur la plaque de congélation se trouvent les sections critiques pour le bouchage par congélation entre deux comes d'une rangée.
- Comme conséquence de ces deux acquis on a effectué des essais à ces positions critiques avec une plaque de congélation modifiée avec passages et ouvertures. Ceux-ci, sous certaines conditions d'essai, ont démontré un meilleur comportement opérationnel.





# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	1
1 Die Luft/Wasser-Wärmepumpe kann noch effizienter werden	11
1.1 Die Vor- und Nachteile der Luft/Wasser-Wärmepumpe	11
1.2 Wie viel besser können Luft/Wasser-Wärmepumpen gemacht werden?	12
1.3 Zielsetzungen und Lösungsweg von LOREF	14
2 Grundgleichungen für die Abkühlung feuchter Luft bei Partial-Kondensation und -Desublimation	16
2.1 Nutzwärmestrom: Energiebilanz an einem einseitig gekühlten Spaltkanal	16
2.2 Die konvektive Wärme- und Stoffübertragung der Luftströmung: lokale Betrachtung an einem Flächenelement	20
2.3 Mechanismus der Frostbildung	22
3 Stand der Forschung	25
3.1 Frostbildung	25
3.1.1 Einflussfaktoren auf die Frostbildung	25
3.1.2 Wichtigste Grössen der Frostbildung in Bezug auf das Verhalten von Luftkühlern	25
3.2 Auswirkung einer Oberflächenbeschichtung von Kühlflächen auf die Frost- und Eisbildung	26
3.3 Abtaugung	27
4 Versuchsanlage und Messsystem	28
4.1 Luftaufbereitung	28
4.2 Versuchsluftkühler mit drei unterschiedlichen Verfrostoplatten	30
4.2.1 Aufbau	30
4.2.2 Ein- und Auslaufstrecke für den Versuchsluftkühler	32
4.2.3 Kühlbox umschliesst den Versuchsluftkühler	32
4.2.4 Wärmestrom mittels Isolationsschicht bestimmen	32
4.3 Messsystem und Messdatenerfassung	33
4.3.1 Temperaturmessungen	33
4.3.2 Durchflussmessung	33
4.3.3 Ermitteln der Luftfeuchte	34
4.3.4 Bestimmung der Frostdicke	34
4.3.5 Messdatenerfassung	34
5 Experimentelle Untersuchungen der Frost- und Eisbildung im einseitig gekühlten ebenen Spalt	35
5.1 Versuchsprogramm	35
5.2 Versuchsablauf und Versuchsdurchführung	37
5.3 Ausgewertete Grössen	37
5.4 Versuchsergebnisse und Interpretation der zeitlichen Verläufe der wichtigsten Grössen der Frostbildung	43
5.4.1 Frostdickenverlauf	43
5.4.2 Der Nutzwärmestrom	56
5.4.3 Frostdichte	61
5.4.4 Wärmeleitfähigkeit der Frostsicht	68
5.4.5 Frostoberflächentemperatur	70
5.4.6 Wärmeübergangszahl und Korrekturfaktor	76
5.4.7 Stoffübergangszahl und Analogiefaktor	83
5.4.8 Wärmeleitwiderstand in der Frostsicht und totaler Widerstand	89
5.5 Auswirkung der Versuchsparameter auf die Frostbildung	97
5.6 Erkenntnisse und Folgerungen aus den Untersuchungen der Frost- und Eisbildung im einseitig gekühlten ebenen Spalt	102

6	Mathematisch-physikalische Modellierung der Luftabkühlung mit Frostbildung	107
6.1	Simultane Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft	107
6.2	Modell der Frostbildung	109
6.3	Verwendete Korrelationen	110
6.3.1	Konvektiver Wärmeübergang der feuchten Luft	110
6.3.2	Wärmeleitfähigkeit der Frost- und Eisschicht	112
6.4	Simulationsprogramm	113
6.4.1	Programmablauf	113
6.4.2	Berechnung der Startwerte	116
6.4.3	Diskussion der Simulationsergebnisse	118
6.4.4	Fazit	122
7	Experimentelle Untersuchung der Abtauung	123
7.1	Zielsetzungen und angestrebte Ergebnisse	123
7.2	Schmelzvorgang einer Frostschrift und Versuchsablauf	123
7.3	Versuchsprogramm	124
7.4	Ergebnisse	125
7.4.1	Temperatur der Verrostungsplatte beim Abtauen	125
7.4.2	Visuelle Beobachtungen am Abtauvorgang	127
7.5	Aus den Untersuchungen abzuleitende Empfehlungen	130
7.6	Abtauen mit Naturabtauung und Ventilatornachlauf	131
8	Frostbildung im Lamellenluftkühler: Simulation mittels Verrostungsplatte mit Nocken	135
8.1	Zielsetzung	135
8.2	Verrostungsplatte mit Nocken VPN 1	135
8.3	Versuchsprogramm	136
8.4	Quantitative Auswertung	136
8.4.1	Nutzwärmestrom	136
8.4.2	Druckverlust	137
8.5	Visuelle Beobachtungen	138
8.5.1	Frostbildung am Verdampferrohr (Nocken)	138
8.5.2	Frostbildung an der Lamelle (ebenen Zonen auf der VPN 1)	140
8.5.3	Kritischer Strömungsquerschnitt	142
8.5.4	Vergletscherung	143
8.6	Modifizierte Verrostungsplatte mit Nocken VPN 2	144
8.6.1	Ausgangslage und Geometrie VPN 2	144
8.6.2	Ergebnisse	145
8.6.3	Interpretationen und Ausblick	146
9	Symbolverzeichnis	147
9.1	Lateinische Symbole	147
9.2	Griechische Symbole	150
10	Literaturverzeichnis	152
10.1	Bücher	152
10.1.1	Frost- und Eisbildung an gekühlten Platten	152
10.1.2	Frost- und Eisbildung in Luftkühlern, Lamellen mit quer angeströmten Rohren	152
10.1.3	Andere Bücher im Zusammenhang mit der Frostbildung und Beschichtungen	152
10.2	Fachzeitschriften	153
10.2.1	Frost- und Eisbildung an gekühlten Platten	153
10.2.2	Frost- und Eisbildung in Luftkühlern, Lamellen mit quer angeströmten Rohren	154
10.2.3	Andere Zeitschriften im Zusammenhang mit der Frostbildung und Beschichtungen	155
10.3	Sonstige Quellen	156

## Anhang

A1	Vergleich der Frostbildung und der Abtauung zwischen einer beschichteten und einer unbeschichteten ebenen Verfröstungsplatte	A1
A1.1	Phosphonsäure-Beschichtung der ebenen Verfröstungsplatte	A1
A1.2	Versuchsprogramm	A2
A1.3	Vergleich der Frostbildung zwischen unbeschichteter und beschichteter ebener Verfröstungsplatte	A3
A1.3.1	Frostbildung bei Versuch V04	A3
A1.3.2	Frostbildung bei V07 und V10	A6
A1.4	Vergleich zwischen unbeschichteter und beschichteter ebener Verfröstungsplatte bezüglich der Abtauung	A8
A1.6	Diskussion der Ergebnisse und Folgerungen	A8



## 1. Die Luft/Wasser-Wärmepumpe kann noch effizienter werden

In Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) dient die atmosphärische Aussenluft als “*Wärmequelle*”: Die L/W-WP überträgt Wärme von der Aussenluft an das zu verdampfende Kreislauffluid, gewöhnlich in einem *Lamellenluftkühler*. Dies geschieht einerseits direkt durch die Abkühlung der Luft. Zusätzlich wird Wärme frei, indem die ausgefällte Feuchtigkeit (Wasserdampf) auskondensiert, eventuell danach gefriert oder dadurch, dass der Wasserdampf direkt desublimiert. Diese Vorgänge unterliegen einem komplexen Zusammenspiel. Welcher dieser Vorgänge im Luftkühler abläuft und auf welche Weise, hängt einerseits vom jeweiligen Zustand der Aussenluft ab, ebenso vom Konzept und von der Auslegung der gesamten Wärmepumpe und dessen Kreislauffluid, aber insbesondere von der Bauart und der Dimensionierung des Lamellenluftkühlers selbst.

Moderne L/W-WP haben heute einen guten technischen Stand erreicht: Sie sind günstig in der Anschaffung, einfach zu installieren und arbeiten zuverlässig im Betrieb. Auch ihre energetische Effizienz gilt als recht gut: Sie erreichen Leistungszahlen von 3 bis 4, während diese vor 15 Jahren erst zwischen 2 und 3 betrugen. Damals wurde bei Aussentemperaturen unter  $-5^{\circ}\text{C}$  (beispielsweise) auf einen elektrischen Durchlauferhitzer umgeschaltet, dagegen liefern L/W-WP heute bei  $-15^{\circ}\text{C}$  oder gar  $-18^{\circ}\text{C}$  eine Leistungszahl von 2 oder mehr.

Gute Fortschritte gelangen durch die Verbesserung des Abtauprozesses. Die Abtauung ist im Verlauf der Jahre wohl apparativ aufwendiger geworden, aber dafür zuverlässig und der dafür benötigte Energieaufwand konnte bedeutend reduziert werden.

L/W-WP gewannen zunehmend an Akzeptanz. Über 30 % neuer Wohnbauten werden heute mit L/W-WP beheizt. Dieser Trend legt es nahe, sich über die Entwicklung der L/W-WP Rechenschaft zu geben.

Das *Bundesamt für Energie (BFE)* hat erkannt, dass L/W-WP sich wirtschaftlich und energetisch weiter verbessern lassen. Im Herbst 2002 wurde zur technischen Entwicklung ein Forschungsprojekt ausgeschrieben: Die *Jahresarbeitszahl* von Wärmepumpen mit Aussenluft als Wärmequelle soll so hoch werden wie jene von Wärmepumpen, die mit Erdwärmesonden als Wärmequelle arbeiten. Weiter gefordert ist, den Lärmpegel zu reduzieren.

Das BFE hat der Hochschule für Technik und Architektur Luzern (HTA) ein Forschungsprojekt anvertraut, um in jenem Bereich einen Entwicklungsbeitrag zu leisten, wo das Verbesserungspotenzial immer noch am grössten ist: Bei der optimalen Auslegung und Gestaltung des Lamellenluftkühlers. Im Zentrum dieser Arbeit steht die Untersuchung des Frostes sowie die Abklärung von geeigneten Massnahmen, mit denen die Frostbildung zur Effizienzsteigerung der L/W-WP günstig beeinflusst werden können. Daher haben wir als Forscherteam diesem Projekt den Namen **LOREF** gegeben: *Luftkühler-Optimierung durch Reduktion von Eis und Frost*.

### 1.1 Die Vor- und Nachteile der Luft/Wasser-Wärmepumpe

Als Orientierung wird eine kurze qualitative Abwägung der L/W-WP im Vergleich zu mit Erdwärmesonden betriebenen Wärmepumpen vorangestellt.

L/W-WP können nicht so kompakt gebaut werden. Die Wärmeübergangszahl der Luft ist verhältnismässig klein. Jedoch durch Oberflächenvergrösserung mit Lamellen erhält der Verdampfer eine günstige Form. Ebenfalls Raum beanspruchen der Ventilator zur Luftförderung und die Luftverteilung am Eintritt in den Lamellenluftkühler. Dem gegenüber brauchen mit Erdwärme betriebene Wärmepumpen einen Solekreislauf, mit Sonden bis zu 100 m Erdtiefe, womit die Investition höher wird.

Der Lärmpegel von L/W-WP ist zu reduzieren, und das ist möglich [60].

Die erforderliche Heizleistung für ein Wohngebäude ist weitgehend durch die Aussentemperatur bestimmt. Im Herbst und Frühling hat eine L/W-WP einen kleinen Temperaturhub zu leisten, so dass ihre Leistungszahl besser sein soll als jene von mit Erdwärmesonden betriebenen Wärmepumpen. Anders ist die Situation im Winter. Bei sehr tiefen Aussentemperaturen steigt der Temperaturhub aus zwei Richtungen an: Nach oben muss die Heizwasservorlauf-Temperatur höher sein, nach unten kann die Aussenlufttemperatur bis  $-12^{\circ}\text{C}$  oder gar bis  $-18^{\circ}\text{C}$  sinken, so dass der Temperaturhub bis 70 K betragen kann. Dadurch fällt die Leistungszahl in diesen Situationen stark ab, viel stärker als bei Wärmepumpen, die günstige Bedingungen für Erdwärmesonden haben. Jedoch braucht eine L/W-WP bei so tiefen Aussentemperaturen nur noch selten eine Abtauung, denn der Feuchtegehalt der Luft und damit die Frostbildung sind sehr gering.

Die eigentliche "Knacknuss" haben L/W-WP zu bewältigen, wenn die feuchte Luft bei der Abkühlung grosse Mengen von Wasserdampf ausscheidet und dieser sich als Frost an den Lamellen und Verdampferrohren ablagert. Ihr *kritischer Zustandsbereich* liegt bei Aussenluft von  $7^{\circ}\text{C}$  bis  $2^{\circ}\text{C}$  und hoher Sättigung. Die ungünstigen Auswirkungen auf die Effizienz der Wärmeübertragung in diesem kritischen Zustandsbereich der Aussenluft sind von der Frostbildung abhängig: Entsteht *poröser* Frost, wirkt dieser wärmeisolierend; gleichzeitig wird der Strömungswiderstand der Luft durch die Lamellen vergrössert. Anders, wenn kompakter Frost entsteht, denn dieser ist bedeutend besser wärmeleitend, und die Luftströmungskanäle werden weniger verengt. Zu untersuchen ist, wie *kompakter* statt *poröser* Frost zustande kommt, ob und wie eine "Vergletscherung" gelinge.

Zur "Knacknuss" *Frostbildung* gehört das Erfordernis der periodischen Abtauung. Die Einrichtungen dazu sind aufwendig, und zudem benötigt sie Energie. Die Abtaumethoden sind in den letzten Jahren wesentlich verbessert worden.

## 1.2 Wie viel besser können Luft/Wasser-Wärmepumpen gemacht werden?

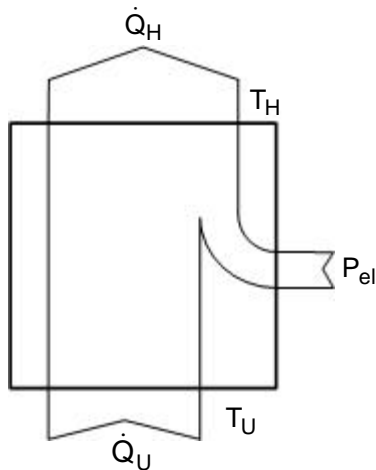
*"Höhere Leistungszahlen lassen sich durch Minimierung der Exergieverluste erzielen"*

– Th. Kopp in ENET news Juli 2004

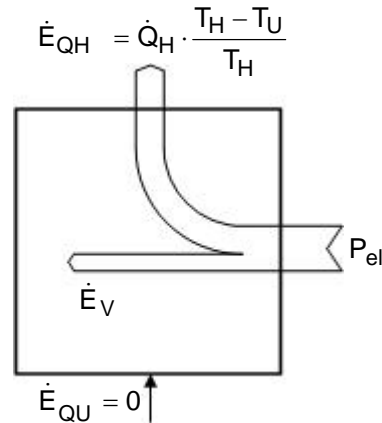
Um Wärmepumpen thermodynamisch richtig zu beurteilen, ist nicht ihre Leistungszahl, sondern der *exergetische Wirkungsgrad* zuständig, und um wirksame wirtschaftliche Verbesserungsmassnahmen aufzudecken, sucht man erst dort, wo der *Exergieverlust-Anteil* am grössten ist.

In einer Diplomarbeit an der HTA Luzern [51] wurde an einer Luft/Wasser-Wärmepumpe eine einfache *Exergieanalyse* ausgeführt, um herauszufinden, wo ihre Exergieverluste am grössten sind. Diese Ergebnisse werden hier kurz dargestellt.

Abb. 1-1 zeigt das *Energieflussbild* einer Wärmepumpe und Abb. 1-2 stellt das *Exergieflussbild* dazu dar.



**Abb. 1-1:** Energieflussbild der Wärmepumpe



**Abb. 1-2:** Exergieflussbild der Wärmepumpe

Die von einer Wärmepumpe abgegebene *Heizleistung*  $\dot{Q}_H$  hat den *Exergiestrom*  $\dot{E}_{QH}$ , der mit der Heiztemperatur  $T_H$  und der Umgebungstemperatur  $T_U$  nach *Carnot* bestimmt ist:

$$\dot{E}_{QU} = \dot{Q}_H \cdot \frac{T_H - T_U}{T_H} \quad (1.1)$$

Der Wärmestrom der "Wärmequelle" oder der "Umgebung",  $\dot{Q}_U$ , der mit der Umgebungstemperatur  $T_U$  zur Verfügung steht, besitzt *keine* Exergie, d.h.  $\dot{E}_{QU} = 0$ .

Die Differenz zwischen der elektrischen Antriebsleistung und des Exergiestroms der Heizleistung einer Wärmepumpe ist der *Exergieverlust*  $\dot{E}_V$ :

$$\dot{E}_V = P_{el} - \dot{E}_{QH} \quad (1.2)$$

Die Hauptursachen der Exergieverluste sind die Temperaturdifferenzen bei der Wärmeübertragung im Verdampfer und Kondensator und die Dissipation in Verdichter und Drossel.

Der *exergetische Wirkungsgrad* der Wärmepumpe ist definiert als:

$$\eta_{ex} := \frac{\dot{E}_{QH}}{P_{el}} \quad (1.3)$$

Daraus folgt:

$$\eta_{ex} := \frac{\dot{Q}_H \cdot \frac{T_H - T_U}{T_H}}{P_{el}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{rev}} \quad (1.4)$$

$\varepsilon_{rev}$  ist die Leistungszahl der verlustfreien *reversiblen* Wärmepumpe:

$$\varepsilon_{rev} = \frac{T_H}{T_H - T_U} = \frac{1}{\eta_{Carnot}} \quad (1.5)$$

Für verlustfreie Wärmepumpen gilt also:

$$\eta_{ex} = 1 \quad (1.6)$$

Messungen an einer L/W-WP in unserem Labor ergaben bei 5°C Aussenlufttemperatur und 37°C Heizwasservorlauftemperatur eine Leistungszahl  $\varepsilon = 3.7$ . Die reversible Leistungszahl berechnet sich zu  $\varepsilon_{rev} = 9.4$ . Somit beträgt ihr exergetischer Wirkungsgrad  $\eta_{ex} = 0.4$ . Jedoch bei -15°C Aussenlufttemperatur betrug die Leistungszahl nur noch 2.4, aber ihr exergetischer Wirkungsgrad war höher, nämlich  $\eta_{ex} = 0.45$ .

Das Ergebnis dieses Vergleichs verlangt nach Rechenschaft. – Bei kleinerem Temperaturhub erwartet man allgemein kleinere Exergieverluste und daher einen höheren exergetischen Wirkungsgrad der Wärmepumpe.

Für künftige Entwicklungen von Wärmepumpen sollte man umfangreichere (über grössere Temperaturbereiche) und detailliertere (mit Einbezug von Teilprozessen) Exergie-Analysen erstellen.

Unsere einfache Analyse ergab, dass im Fall mit 5°C Aussenlufttemperatur und 40 % exergetischem Wirkungsgrad etwa 43 % der totalen Exergieverluste im Lamellenluftkühler / Verdampfer auftraten. Und im Falle von -15°C Aussenlufttemperatur und 45 % exergetischem Wirkungsgrad betrug der Exergieverlust-Anteil im Lamellenluftkühler / Verdampfer nur noch 25 %. Beide Messungen wurden nach 30 Minuten Betriebszeit gemacht.

Die Ursache der Exergieverluste im Lamellenluftkühler liegt in der Überwindung der Temperaturdifferenz zwischen dem Luftstrom durch die Lamellen und dem Arbeitsfluid im Verdampfer begründet. Dadurch vergrössert sich der Temperaturhub und dieser bestimmt entscheidend den Exergieverlust.

Diese (eher pauschale) Analyse zeigt bereits, dass in der Verbesserung der Wärmeübertragung im Lamellenluftkühler / Verdampfer ein gutes Entwicklungspotenzial steckt. Die höchsten Exergieverluste treffen mit jenem Bereich der Aussenluft zusammen, der am häufigsten während der Heizperiode vorkommt, nämlich bei 7°C bis 2°C. In diesem Bereich ist die Frostbildungsrate im Lamellenluftkühler am grössten, und die Wärmepumpe braucht häufige und längere Abtauungen. Feuchte Aussenluft mit 7°C bis 2°C bildet für Luft-Wärmepumpen den *kritischen Zustandsbereich*. Ein Schwerpunkt des Forschungsprojektes LOREF muss die Untersuchung der Frostbildung im *kritischen Zustandsbereich* der Aussenluft sein.

### 1.3 Zielsetzungen und Lösungsweg von LOREF

Es zeigt sich, dass L/W-WP drei überwiegende Nachteile haben:

- Hoher Temperaturhub bei tiefen Aussenlufttemperaturen
- Erhöhter Temperaturhub bei Frostbildung
- Notwendigkeit des Abtauens

Alle Faktoren bewirken eine Reduktion der energetischen Effizienz und eine Erhöhung der Investition für die L/W-WP. Beim zweiten Punkt, der Frostbildung, treten die grossen Exergieverluste auf. Aber Exergieverluste können technisch beeinflusst, vermindert werden. Im so genannten *kritischen Zustandsbereich der Aussenluft*, bei 7°C bis 2°C, ist der Exergieverlust-Anteil der Wärmepumpe im Lamellenluftkühler / Verdampfer am grössten und daher dürfte hier das grösste Verbesserungspotenzial liegen. Mehrere Strategien sind hier – teilweise parallel – zu verfolgen:

1. Die Frostbildung ist durch geeignete Prozessführung so zu beeinflussen, dass nicht poröser und isolierender Frost, sondern kompakter und besser wärmeleitender Frost entsteht: eine *Vergletscherung* wird angestrebt.



2. Durch geeignete Gestaltung des Lamellenluftkühlers sollen optimale Verhältnisse der Wärme- und Stoffübertragung und des Druckverlustes der Luft erzielt werden. Dazu gehören: Lamellenabstand und Lamellenanordnung, Rohranordnung, Strukturierung der Lamellen.
3. Mit einer möglichst steilen Ventilator Kennlinie soll der Luftstrom durch den Lamellenluftkühler auch während der Frostbildung möglichst konstant bleiben. Auch soll der Ventilator effizient laufen und einen geräuscharmen Antrieb haben.
4. Lange Zyklen im Heizbetrieb zwischen zwei Abtauungen sollen möglich sein und dies bei möglichst konstanter Heizleistung.
5. Der gebildete Frost an den Lamellen und Rohren soll gut entfernbar sein. Kompakter Frost könnte eventuell bereits durch *Anschmelzen* abgleiten, mit kleinem Energieaufwand.

Zusätzlich wird untersucht, ob durch Oberflächenbeschichtung der Wärmeübertrageroberfläche günstige Effekte erzielt werden können, sowohl auf die Frostbildung als auch auf die Abtauung.

Diese Teilziele beeinflussen sich je gegenseitig, in den Auswirkungen häufig gegeneinander. Das Projekt LOREF soll zu einer *wirtschaftlich optimierten* Luft/Wasser-Wärmepumpe mit einer verbesserten Jahresarbeitszahl und höherem exergetischen Wirkungsgrad führen. Um dabei ein Optimum zu erreichen, sind Berechnungen unverzichtbar. Mit einem zu erstellenden Simulationsprogramm in Abhängigkeit der wichtigsten Einflussgrößen sollen bei der Auslegung des Wärmepumpenprozesses die zeitlichen Vorgänge der Frostbildung und die Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft mathematisch dargestellt werden können. Aus unseren früheren Projekten EROS (Kaufmann [55]) und dEfROSt (Britschgi [56]) liegen gewisse experimentelle und theoretische Ergebnisse vor. Jedoch ist die Frostbildung im so genannten *kritischen Zustandsbereich* der Luft, in dem viel Frost anfällt und Vergletscherung erwartet wird, noch kaum wissenschaftlich untersucht. Daher war von Anfang an vorgesehen, das Projekt LOREF in zwei Etappen durchzuführen:

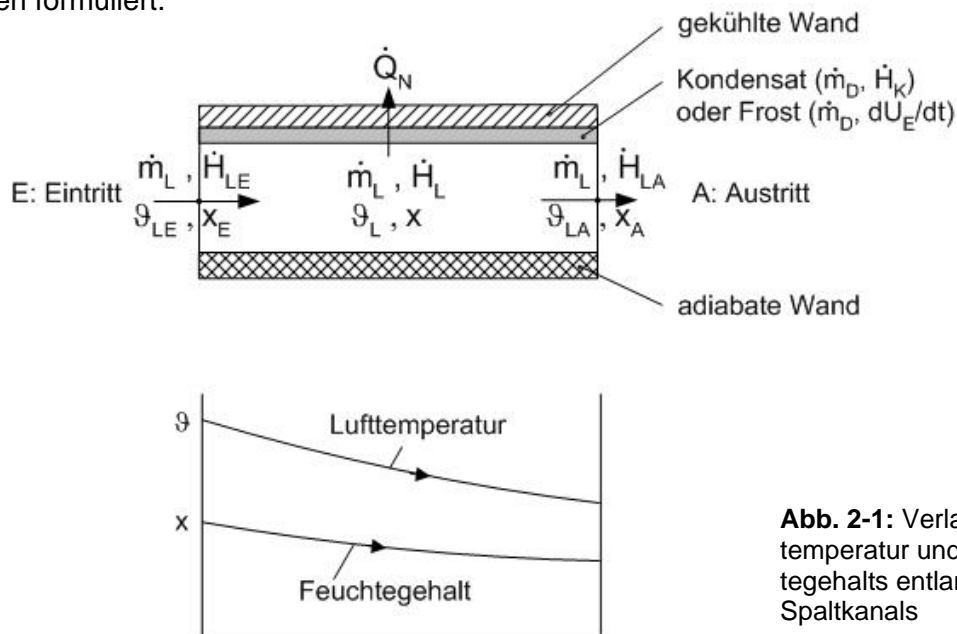
- In LOREF 1 werden Grundlagen der Frostbildung, vorwiegend im kritischen Zustandsbereich der feuchten Luft, sowohl experimentell als auch theoretisch ermittelt. Die Ausrichtung von LOREF 1 ist vorwiegend ingenieurwissenschaftlich und aber auch praxisorientiert. Durch ein fein abgestuftes Versuchsprogramm wird die Frostbildung in Abhängigkeit der relevanten Einflussgrößen untersucht. Ein Berechnungsprogramm wird erstellt zur Simulation der Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft und der Frostbildung. Mit den Versuchsergebnissen wird das Berechnungsprogramm verifiziert.
- In LOREF 2 sollen die Erkenntnisse und Ergebnisse aus den Grundlagen von LOREF 1 in eine verbesserte L/W-WP umgesetzt werden, auch wieder theoretisch (Optimierung mit erstelltem Berechnungsprogramm) und experimentell (Prototyp der L/W-WP mit optimiertem Prozess, optimierter Geometrie des Luftkühlers und optimiertem Ventilator). In LOREF 2 soll intensiv mit Herstellern von Wärmepumpen, Lamellenluftkühlern und Ventilatoren zusammengearbeitet werden, um zu garantieren, dass die Verbesserungen praxistauglich sind.

## 2 Grundgleichungen für die Abkühlung feuchter Luft bei Partial-Kondensation und -Desublimation

In diesem Kapitel werden physikalische Begriffe, wichtige Berechnungsgleichungen und einfache physikalische Modelle der Abkühlung der feuchten Luft vorgestellt. In den folgenden Kapiteln wird darauf zurückgegriffen, und die physikalischen Modelle werden verfeinert.

### 2.1 Nutzwärmestrom: Energiebilanz an einem einseitig gekühlten Spaltkanal

Beim Durchströmen der feuchten Luft im Lamellenluftkühler nehmen ihre Temperatur und ihr Feuchtegehalt ab. An der gekühlten Wand fließt entweder Kondensat ab oder es lagert sich Wasser als Frost ab. Abb. 2-1 zeigt schematisch den *einseitig gekühlten Spaltkanal* (vgl. Kap. 4) und den Verlauf der Lufttemperatur und des Feuchtegehalts. Daran werden die Grundlagen formuliert.



**Abb. 2-1:** Verlauf der Lufttemperatur und des Feuchtegehalts entlang eines Spaltkanals

$\dot{m}_L$  ist der *Massenstrom der trockenen Luft* und  $\vartheta_L$  ist die über den Strömungsquerschnitt mittlere Temperatur (so wie sie sich für eindimensionale Strömung aus der Energiebilanz ergibt). Ebenso bedeutet der Feuchtegehalt  $x$  den über den Querschnitt gemittelte Wert (gemäss Massenbilanz).

Als *Feuchtegehalt* ist die Dampfmenge *bezogen auf die trockene Luft* definiert:

$$x = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_L} \quad (2.1)$$

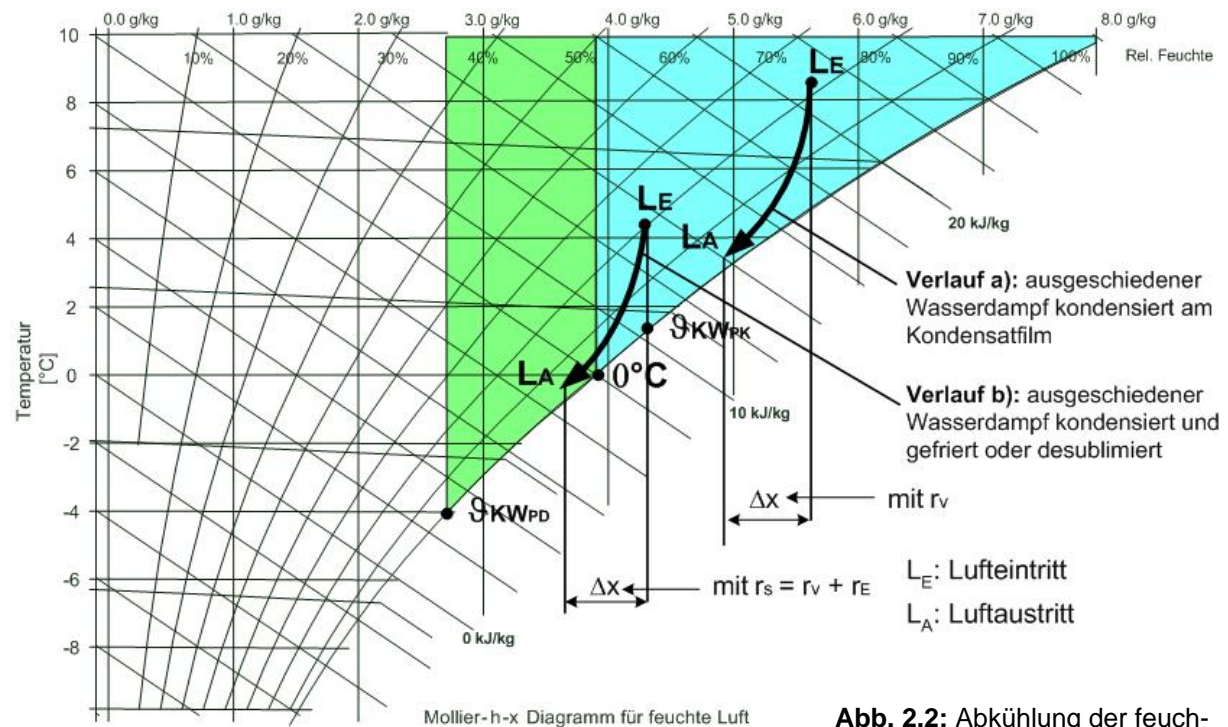
In unseren Berechnungen kommt *übersättigte Luft* nicht vor. In den Lamellenluftkühlern von L/W-WP sind die Temperaturdifferenzen nicht so gross, dass Nebel gebildet wird [55].

Der Enthalpiestrom der feuchten Luft ist:

$$\dot{H}_L = \dot{m}_L \cdot h_{1+x} = \dot{m}_L \cdot h_L + \dot{m}_D \cdot h_D = \dot{m}_L \cdot [h_L + x \cdot h_D] \quad (2.2)$$

$h_{1+x}$  ist die spezifische Enthalpie der feuchten Luft bezogen auf die Masseneinheit der trockenen Luft,  $h_L$  jene der trockenen Luft und  $h_D$  die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes.

Um die Prozesse mit der feuchten Luft klarer darzustellen, ist das  $h, x$ -Diagramm geeignet. Der Prozess der Abkühlung der Luft – wie er entlang des Kanals als Mittelwert über den Querschnitt auftritt – ist in der Abb. 2-2 eingezeichnet. Im *Verlauf a)* kondensiert der ausgeschiedene Wasserdampf am Kondensatfilm, und im *Verlauf b)* wird der Gefrierpunkt von Wasser unterschritten, so dass der ausgeschiedene Wasserdampf entweder direkt desublimiert oder aber an der Frost- und Eisschicht erst kondensiert und dann erstarrt (Genauere Betrachtungen darüber folgen in Kap. 5 und 6).



**Abb. 2.2:** Abkühlung der feuchten Luft im  $h, x$ -Diagramm

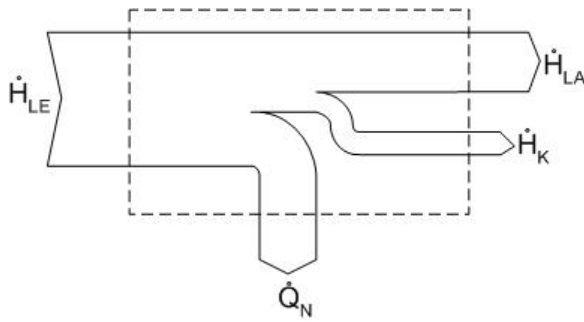
Bevor die für die feuchte Luft übliche Normierung (bei 0°C) angegeben wird, soll die *Energiebilanz* diskutiert werden (ohne den Gedanken zu verlieren, dass man für feuchte Luft unter 0°C mit negativen Enthalpien rechnet). Es sind nun die beiden Verläufe a) und b), die in Abb. 2-2 gezeichnet sind, separat zu behandeln.

### a) Ausgeschiedener Dampf kondensiert (Partial-Kondensation)

Im Fall, dass der von der Luft ausgeschiedene Dampf stets verflüssigt wird und an der vertikalen Wand abläuft, gelten stationäre Verhältnisse. Somit berechnet sich der *Nutzwärmestrom*  $\dot{Q}_N$  (der über die Kühlfläche dem Verdampfer zugeführt wird):

$$\dot{Q}_N = \dot{H}_{LE} - (\dot{H}_{LA} + \dot{H}_K) = \dot{m}_L \cdot [(h_{LE} - h_{LA}) + x_E \cdot h_{DE} - x_A \cdot h_{DA} - (x_E - x_A) \cdot h_K] \quad (2.3)$$

Abb.2-3 zeigt das Energieflussbild dazu.



**Abb. 2-3:** Energieflussbild für stationäre Partial-Kondensation

$\dot{H}_{LE}$  : Enthalpiestrom der feuchten Luft am Eintritt

$\dot{H}_{LA}$  : Enthalpiestrom der feuchten Luft am Austritt

$\dot{H}_K$  : Enthalpiestrom des ablaufenden Kondensats

$\dot{Q}_N$  : Nutzwärmestrom

Mit der üblichen Normierung der spezifischen Enthalpie der trockenen Luft  $h_L$  bei  $0^\circ\text{C}$  als Null und ebenso derjenigen von Wasserdampf  $h_D$  bei  $0^\circ\text{C}$  als Null und zwar bezüglich dem Wasser in flüssigem Zustand, gilt (nach Mollier) für den Enthalpiestrom der feuchten ungesättigten Luft:

$$\dot{H}_L = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot \vartheta_L + x \cdot (c_{pD} \cdot \vartheta_L + r_V)] \quad (2.4)$$

Es gelten:  $c_{pL} = 1.006 \text{ kJ/kgK}$ ,  $c_{pD} = 1.858 \text{ kJ/kgK}$ ,  $r_V = 2500 \text{ kJ/kg}$

Die Gleichung (2.4) wird stets benutzt, wenn der ausgeschiedene Dampf flüssig ist, mithin bei unterkühltem Kondensat (unterhalb des Gefrierpunktes).

Der Kondensatstrom  $\dot{m}_K$  ist identisch mit dem von der feuchten Luft abgeschiedenen Dampfstrom:

$$\dot{m}_K = \dot{m}_D = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \quad (2.5)$$

Der Enthalpiestrom des gebildeten Kondensats beträgt mit obiger Normierung:

$$\dot{H}_K = \dot{m}_K \cdot c_{pK} \cdot \vartheta_K = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \cdot c_{pK} \cdot \vartheta_K \quad (2.6)$$

Somit erhält man für den Nutzwärmestrom mit (2.4) und (2.5) in (2.3) eingesetzt:

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_L \cdot \{c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + (x_E - x_A) \cdot [r_V + c_{pD} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) - c_{pK} \cdot \vartheta_K]\} \quad (2.7)$$

Die zwei letzten Terme in der eckigen Klammer sind gegenüber  $r_V$  vernachlässigbar klein. Man erhält damit für den Nutzwärmestrom die übersichtliche Beziehung:

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + (x_E - x_A) \cdot r_V] \quad (2.8)$$

Es ist in der Literatur üblich, vom *sensiblen* und *latenten* Wärmestromanteil  $\dot{Q}_s$  und  $\dot{Q}_l$  zu reden:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) \quad (2.9)$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \cdot r_V \quad (2.10)$$

und daher gilt:

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \quad (2.11)$$

Im nächsten Abschnitt ist zu zeigen, dass  $\dot{Q}_s$  durch *konvektive Wärmeübertragung* und  $\dot{Q}_l$  analog durch *konvektive Stoffübertragung* – beide quer zur Luftströmung – erfolgen.

### b) Ausgeschiedener Dampf desublimiert (Partial-Desublimation)

Nun zum Fall, dass der aus der feuchten Luft ausgeschiedene Dampf zu festem Wasser, zu Eis, desublimiert. Vom energetischen Standpunkt aus muss nicht zwischen Eis und Frost unterschieden werden, denn die Enthalpie der in den Poren eingeschlossenen Luft ist vernachlässigbar.

Durch Eis- und Frostbildung liegen im Strömungskanal *instationäre* Verhältnisse vor: Die Frostschrift wächst langsam und verändert so auch langsam die Stoff- und Energieströme. Über (nicht all zu lange) Zeitintervalle können die Vorgänge als *quasi-stationär* behandelt werden (Kap. 6). Trotzdem soll die *Massen- und Energie-Bilanzierung der Frostschrift* erst instationär formuliert werden.

Der vom Luftstrom im Strömungskanal ausgeschiedene Dampfstrom  $\dot{m}_D$  erhöht während  $dt$  die Frostmasse um  $dm_F$ . Es gilt:

$$\frac{dm_F}{dt} = \dot{m}_D = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \quad (2.12)$$

Vom Luftstrom wird durch *Wärme konvektion* der sensible Wärmestrom  $\dot{Q}_s$  und durch *Stoffkonvektion* der Enthalpiestrom des ausgeschiedenen Dampfes  $\dot{H}_D$  an die Frostoberfläche geführt. Für  $\dot{H}_D$  gilt:

$$\dot{H}_D = \dot{m}_D \cdot h_D = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \cdot h_D \quad (2.13)$$

An der Phasengrenzfläche desublimiert der Wasserdampf zu Eis. Dadurch wird im Eis (Frost) während  $dt$  die *Innere Energie*  $dU_E$  gespeichert. Dafür gilt:

$$\frac{dU_E}{dt} = \dot{m}_D \cdot u_E \quad (2.14)$$

An der Kühlfläche wird dem „*Kontrollraum Eis*“ der Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_N$  entzogen. Die Energiebilanz dafür lautet folglich:

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_s + \dot{H}_D - \frac{dU_E}{dt} = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + (x_E - x_A) \cdot (h_D - u_E)] \quad (2.15)$$

Die *spezifische Energie des Eises* (Frostes)  $u_E$  kann durch die Enthalpie  $h_E$  ersetzt werden, und diese wird für die gängige Enthalpienormierung bei 0°C:

$$h_E = -r_E + c_{pE} \cdot \vartheta_E \quad (2.16)$$

Die Temperatur des Eises (Frostes) ist stets negativ, d.h.  $\vartheta_E < 0^\circ\text{C}$ . Für unsere Anwendung ist  $c_{pE} \cdot \vartheta_E \ll r_E$

$c_{pE} = 2.05 \text{ kJ/kgK}$  und  $r_E = 333 \text{ kJ/kg}$ . Somit folgt für den Nutzwärmestrom:

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + (x_E - x_A) \cdot (r_V + r_E)] \quad (2.17)$$

Es ist:

$$r_V + r_E = r_S = 2833 \text{ kJ/kg} \quad (2.18)$$

$r_S$  heisst Sublimationsenthalpie und ist identisch mit der Desublimationsenthalpie.

Zusammenfassend gilt für die Partialdesublimation

*Nutzwärmestrom:*

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) + (x_E - x_A) \cdot (r_V + r_E)] = \dot{Q}_s + \dot{Q}_{ID} \quad (2.19)$$

*Sensibler Wärmestrom:*

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{LA}) \quad (2.20)$$

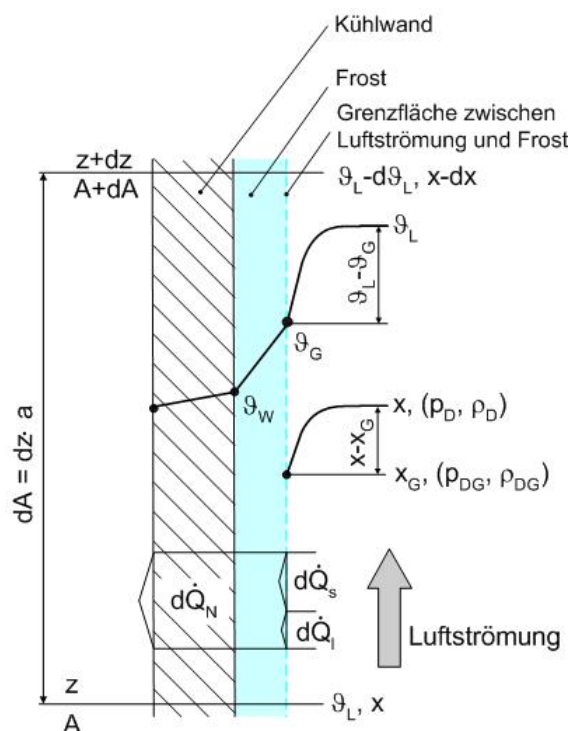
*Latenter Wärmestrom (bei Desublimation):*

$$\dot{Q}_{ID} = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \cdot (r_V + r_E) = \dot{m}_L \cdot (x_E - x_A) \cdot r_S \quad (2.21)$$

## 2.2 Die konvektive Wärme- und Stoffübertragung der Luftströmung: lokale Betrachtung an einem Flächenelement

In Abschnitt 2.1 wurde erläutert, dass der *Nutzwärmestrom*  $\dot{Q}_N$  aus zwei Anteilen besteht, dem *sensiblen Wärmestrom*  $\dot{Q}_s$  und dem *latenten*  $\dot{Q}_l$ . Gemäss Gl. 2.9 ist der sensible Wärmestrom proportional zur Temperaturabnahme der feuchten Luft *entlang* des Kühlkanals und analog, nach Gl. (2.10) bzw. (2.21) ist der latente Wärmestrom proportional zur Abnahme des Feuchtegehalts der durch den Kanal strömenden Luft. Aber die Ursache für diese zwei Wärmeströme ist je ein treibendes Gefälle *quer* zur Luftströmung: das Temperaturgefälle und das Feuchtigkeitsgefälle der Luftströmung hin zur Frostoberfläche. Das Temperaturgefälle quer zur Luftströmung bewirkt den *konvektiven Wärmeübergang* und ebenso bewirkt das Feuchtigkeitsgefälle den Wasserdampftransport von der Luftströmung zur Kühlwand. Dieser transportierte Wasserdampf kondensiert oder desublimiert am Kondensatfilm oder am Frost. Dadurch tritt hier der *latente Wärmestrom*  $\dot{Q}_l$  auf.

Zur Berechnung dieser Wärmeströme werden jetzt die Vorgänge an einer *infinitesimalen Kühlfläche*  $dA = a \cdot dz$  im einseitig gekühlten Spaltkanal mit der Höhe  $a$  und der Länge  $dz$  betrachtet. In Abb. 2-4 sind der Verlauf der Temperatur und des Feuchtegehalts quer zur Luftströmung und die Wärmeströme dargestellt.



**Abb. 2-4:** Abkühlung der feuchten Luft: lokal an einem Flächenelement

Der *sensible Wärmestrom*  $d\dot{Q}_s$  wird auch als *konvektiver Wärmestrom*  $d\dot{Q}_k$  bezeichnet. Er kommt durch das Temperaturgefälle  $\vartheta_L - \vartheta_G$  zustande und wird berechnet aus

$$d\dot{Q}_k = d\dot{Q}_s = \alpha \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G) \cdot dA \quad (2.22)$$

Es bedeutet  $\vartheta_L$  die über den Querschnitt gemittelte Lufttemperatur und  $\vartheta_G$  die Temperatur an der Phasengrenzfläche der Luft zum Kondensat bzw. zu Frost oder Eis (Abb. 2-4).

Die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  wird aus der *Nusseltzahl*  $Nu$  mit geeigneten Korrelationen für den Spaltkanal ermittelt unter Berücksichtigung der Einlaufverhältnisse:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda_L} = f\left(Re, Pr, \frac{d_h}{l}\right) \quad (2.23)$$

Der *latente Wärmestrom*  $d\dot{Q}_l$  entsteht durch die Kondensation bzw. Desublimation des von der Luftströmung ausgeschiedenen Dampfstromes  $d\dot{m}_D$ .

Es gilt somit: 
$$d\dot{Q}_l = r_i \cdot d\dot{m}_D \quad (2.24)$$

mit  $r_i = r_v$  für Partial-Kondensation und  $r_i = r_s$  für Partial-Desublimation.

Die Ausscheidung des Dampfstromes  $d\dot{m}_D$  aus der feuchten Luft an die Phasengrenzfläche berechnet sich mit den Gesetzen der *konvektiven Stoffübertragung*. Diese zeigen grosse *Analogie zur konvektiven Wärmeübertragung* und laufen im vorliegenden Fall *simultan* ab.

Es gibt mehrere mögliche *Konzentrationsmasse*, um das treibende Gefälle für die konvektive Stoffübertragung zu formulieren, insbesondere werden die *Partialdichte* des Dampfes  $\rho_D$ , der *Partialdruck* des Dampfes  $p_D$  und der *Feuchtegehalt*  $x$  verwendet. Bei feuchter Luft mit Temperaturen bis 20°C wird vorteilhaft mit dem *Feuchtegehalt*  $x$  gerechnet. Mit zwei Vereinfachungen, die sich auf die Genauigkeit nicht auswirken, lässt sich der ausgeschiedene Dampfstrom berechnen:

$$d\dot{m}_D = \beta \cdot \rho_L \cdot (x - x_G) \cdot dA \quad (2.25)$$

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

$$x_G = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_{Ds}}{p - p_{Ds}} \approx \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_{Ds}}{p} \quad (2.26)$$

Die *Stoffübergangszahl*  $\beta$  wird, *analog* zu  $\alpha$ , aus der *Sherwoodzahl*  $Sh$  mit einer *analogen* Korrelation ermittelt:

$$Sh = \frac{\beta \cdot d_h}{D_{DL}} = f(Re, Sc, \frac{d_h}{l}) \quad (2.27)$$

$D_{DL}$  ist die Diffusionskonstante des Dampfes in der Luft.

Gemäss der *Analogie von LEWIS* sind Stoffübergangszahl  $\beta$  und Wärmeübergangszahl  $\alpha$  proportional zueinander:

$$\beta = \alpha \cdot \frac{1}{\rho_L \cdot c_{pL}} \cdot \frac{1}{Le^{2/3}} \quad (2.28)$$

Die *Lewiszahl*  $Le$  ist der Quotient aus der Schmidt- und Prantlzahl und somit wiederum eine Stoffwertzahl.

Mit der Gl. (2.25) in (2.24) eingesetzt wird der latente Wärmestrom:

$$d\dot{Q}_l = \beta \cdot \rho_L (x - x_G) \cdot r_i \cdot dA \quad (2.29)$$

Mit Gleichungen (2.22) und (2.29) erhält man somit den vom Flächenelement  $dA$  abgeführten *Nutzwärmestrom*:

$$d\dot{Q}_N = d\dot{Q}_s + d\dot{Q}_l = [\alpha \cdot (\vartheta_L - \vartheta_G) + \beta \cdot \rho_L \cdot (x - x_G) \cdot r_i] \cdot dA \quad (2.30)$$

Andererseits folgt für den Nutzwärmestrom mit der Energiebilanzgleichung (2.17) – hier formuliert über eine infinitesimale Länge des Kontrollraums der Luftströmung:

$$d\dot{Q}_N = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot d\vartheta_L + dx \cdot r_i] \quad (2.31)$$

$d\vartheta_L$  ist die Temperaturabnahme und  $dx$  die Abnahme des Feuchtegehaltes in der Luftströmung entlang dem Flächenelement  $dA$ .

Nun sind aus Gl. (2.30) die Einflussgrössen seitens der Luftströmung auf die Nutzwärmestromdichte ersichtlich, nämlich jene physikalische Grössen, die die beiden treibenden Gefälle bestimmen und jene, die in  $Nu$ ,  $Sh$ ,  $Re$ ,  $Pr$  und  $Sc$  enthalten sind. Im Versuchsprogramm werden daher die folgenden Abhängigkeiten untersucht:

$$\dot{q}_N = \frac{d\dot{Q}}{dA} = f(w, d_h, \vartheta_L, \vartheta_G, \varphi) \quad (2.32)$$

Es ist darauf hinzuweisen, dass der quasi exponentielle Verlauf der Dampfdruckkurve bzw. der Sublimationsdruckkurve sich auf  $x_G$  auswirkt und ebenso auf die Frostbildungsrate (gemäss Gleichung (2.25)).

### 2.3 Mechanismus der Frostbildung

Frost entsteht an einer gekühlten Fläche durch das *Desublimieren* von in feuchter Luft enthaltenem Wasserdampf bei Wärmeabgabe. Damit der Phasenwechsel des Wassers stattfinden kann, muss die Kühlwandtemperatur sowohl den Taupunkt der feuchten Luft als auch den Tripelpunkt von Wasser unterschritten haben (Abb. 2-5).

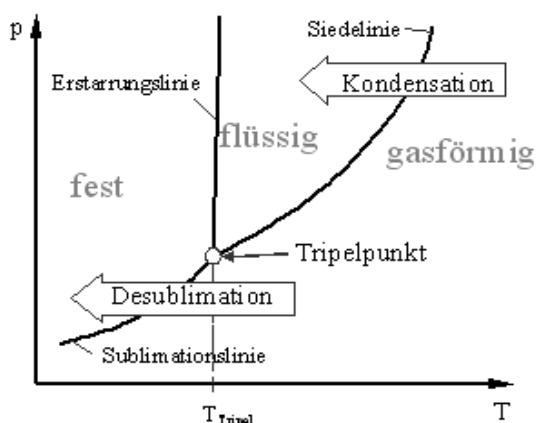


Abb. 2-5: p,T-Diagramm von Wasser

Die Kühlwandtemperatur und der Zustand der Luft entscheiden beide zusammen darüber, ob das ausfallende Wasser direkt desublimiert oder zunächst kondensiert und anschliessend erstarrt. Die Voraussetzungen für die direkte Desublimation sind: Die Temperaturdifferenz zwischen der feuchten Luft und der Kühlwand muss grösser als 40 K sein und der Partialdruck des Wassers in der feuchten Luft muss niedriger als der Tripeldruck sein (Lüer [2]).

Im Einzelnen ist die Frostbildung ein äusserst komplexer Vorgang und entsprechend schwierig ist seine mathematisch-physikalische Modellierung. Für die Anwendung interessieren vor allem die folgenden Eigenschaften des Frostes: die Frostdicke  $\delta_F$ , die Frostdichte  $\rho_F$  und die Wärmeleitfähigkeit des Frostes  $\lambda_F$ . Aber diese Eigenschaften ändern und zwar örtlich und zeitlich. Das macht die mathematisch-physikalische Modellierung so schwierig.

Aus der Literatur und aus eigenen Untersuchungen sind verschiedene Frostbildungsstadien bekannt. Für diese werden geeignete empirisch-theoretische Modelle erarbeitet. Sie sind für die mathematisch-physikalische Simulation erforderlich.

Es werden nun die vier Phasen der Frostbildung beschrieben, wie sie Hayashi [11] dargestellt hat. – vgl. Abb. 2-6

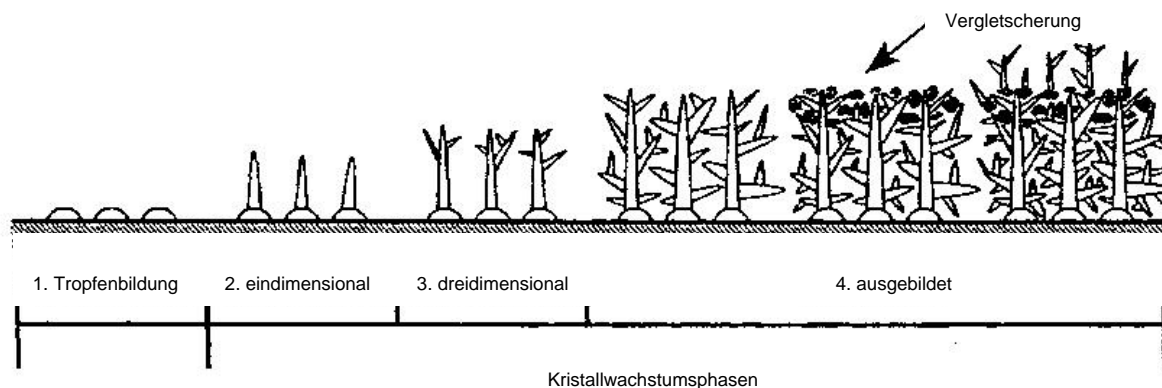


Abb. 2-6: Phasen der Frostbildung



### **Unterkühlte Tropfen**

Die Frostbildung beginnt bei den Betriebsbedingungen von Lamellenluftkühlern der L/W-WP vorwiegend mit der *Tropfenkondensation* von Wasserdampf aus der feuchten Luft an der Kühlwand, vgl. Abb. 2-6. Die haftenden Tropfen beginnen dann zu wachsen und gefrieren noch nicht, obwohl die Kühlwandtemperatur unter 0°C liegt. Erst wenn die Tropfen „genügend lange Zeit“ unterkühlt sind, erstarren sie. Die Frost- bzw. Eisschicht erreicht ihre maximale Dichte (Abb. 2-7). Die Grösse der Tropfen bei der Erstarrung hängt von der Unterkühlung ab. Je stärker die Unterkühlungen umso kleinere Tropfen gibt es.

### **Eindimensionales Frostwachstum**

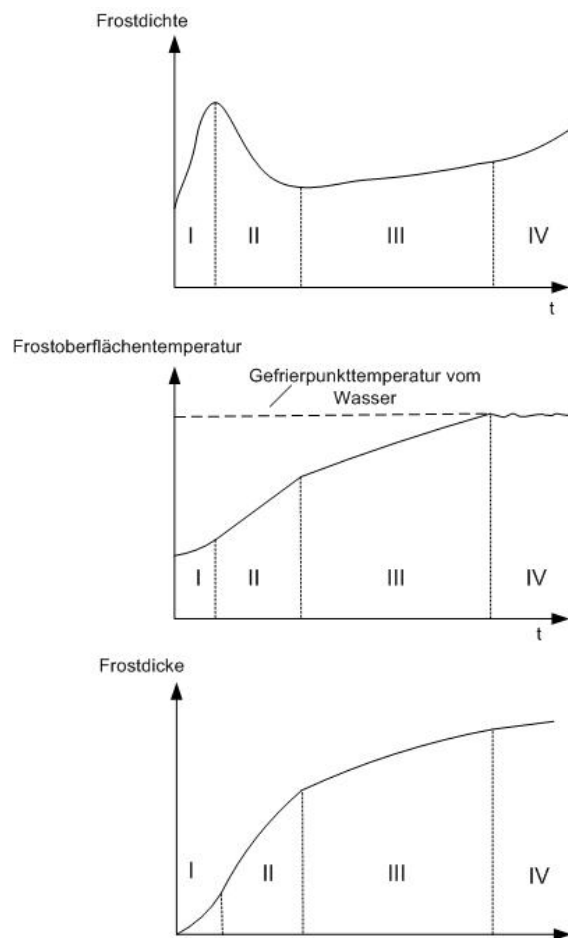
Auf der dichten ersten Eisschicht entstehen in dieser Phase die vertikal ausgerichteten Eiskristalle in Form von Frostnadeln. Die Frostschrift erreicht ihre minimale Dichte (Abb. 2-7). Die Anzahl der Nadeln steigt im Verlaufe der Zeit stetig an. Die Oberfläche ist sehr rauh.

### **Frostwachstumsphase**

In dieser Phase, die gleichzeitig mit der Vermehrung der Nadeln verläuft, beginnen sich die Kristalle zu verzweigen. Es findet ein dreidimensionales Frostkristallwachstum statt, das zusammen mit dem Diffusionsstrom innerhalb der Frostschrift eine kontinuierliche Verdichtung der Frostschrift bewirkt. Die Frostoberfläche wird immer glatter.

### **Vergletscherung**

Bei Taupunkttemperaturen der Luft oberhalb von 0°C – im so genannt *kritischen Zustandsbereich der Luft* – kann die Frostoberflächentemperatur bis auf 0°C ansteigen. An der Frostoberfläche scheidet sich dann flüssiges Wasser ab. Durch kapillare Wirkung dringt es in den porösen Frost ein und gefriert dort aufgrund der niedrigeren Temperatur. Da die Wärmeleitfähigkeit so entstandener Schichten erheblich besser als die des porösen Frostes ist, sinkt die Frostoberflächentemperatur wieder unter den Gefrierpunkt ab und die Frostbildung beginnt von neuem. Diese Vorgänge können sich mehrfach wiederholen, wodurch abwechselnd lockere und kompakte Frostschriften entstehen.



In Abb. 2-7 sind für die vier Frostwachstumsphasen, die Frostdichte, die Frostoberflächentemperatur und die Frostdicke, qualitativ in Abhängigkeit der Zeit dargestellt.

- I: Unterkühlte Tropfen
- II: Eindimensionales Kristallwachstum
- III: Frostwachstumsphase
- IV: Vergletscherung

**Abb. 2-7:** Die vier verschiedenen Phasen der Frostbildung in Bezug auf die Frostdichte, Frostoberflächentemperatur und Frostdicke

## 3 Stand der Forschung

### 3.1 Frostbildung

Die meisten Forschungsarbeiten über die Frostbildung beschäftigen sich mit der Luftkühlung in Gefrierhäusern, also der Desublimation bei tiefen Temperaturen. Wissenschaftliche Untersuchungen darüber an Luftkühlern gibt es seit über 60 Jahren.

Im Verlaufe der Forschungsaktivitäten werden die Betrachtungen des Wärme- und Stoffüberganges von der feuchten Luft, aus welcher Wasserdampf desublimiert bzw. erst kondensiert und dann gefriert, immer differenzierter, angefangen von unterkühlten Tropfen, der Eiskristallbildung, der Frostporosität und Dampfdiffusion bis zur Vergletscherung (auch „meltback“: Lüer [2], Hayashi [11]). Erst umfangreiche experimentelle Arbeiten wurden durchgeführt und zunehmend wurden *halbempirische Modelle* aufgestellt, um den Mechanismus der Eis- und Frostbildung simulieren zu können. Die meisten neueren Arbeiten basieren auf den Untersuchungen von Hayashi [11] und Lotz [3] aus den 70-er Jahren.

Als wertvolle Referenzen für unser Projekt LOREF mit einschlägigen Forschungsarbeiten über die Frostbildung am Lamellenluftkühler für L/W-WP müssen die Arbeiten von Egolf [1] und Per Falén [4] erwähnt werden.

#### 3.1.1 Einflussfaktoren auf die Frostbildung

Die Herleitungen in Abschnitt 2.2 zeigen, dass die Frostbildung von folgenden Faktoren abhängt: Luftgeschwindigkeit, Lufttemperatur, Luftfeuchte, Kühlwandtemperatur, Ort und Zeit.

Trotz vieler Arbeiten gibt es noch immer Diskrepanzen und Widersprüche in Bezug auf den Einfluss einzelner Faktoren auf den Mechanismus der Eis- und Frostbildung. Dies beruht darauf, dass die Versuche unter verschiedenen Bedingungen unternommen, unterschiedliche Geometrien untersucht und bei der Modellierung verschiedene empirische Korrelationen verwendet wurden. Deshalb ist ein Überblick über einzelne Arbeiten und ein Vergleich zwischen ihnen schwer zu erbringen.

Die meisten empirischen Korrelationen gelten für Luftkühlung auf tiefere Temperaturen als jene, die in L/W-WP im *kritischen Zustandsbereich der feuchten Luft* liegen.

#### 3.1.2 Wichtigste Grössen der Frostbildung in Bezug auf das Verhalten von Luftkühlern

##### **Frostdicke**

Theoretisch und experimentell erwiesen ist, dass die Frostdicke mit zunehmendem Feuchtegehalt der Luft und abnehmender Kühlwandtemperatur stärker ansteigt. Die beiden Faktoren erhöhen das treibende Gefälle für die Stoffübertragung. Eine Zunahme der Lufttemperatur bei gleich bleibendem Feuchtegehalt steigert zwar den Wärmestrom zur Frostoberfläche, nicht aber den Massenstrom des ausgeschiedenen Wasserdampfs. Um den grösser werdenden sensiblen Wärmestrom durch die Frostoberfläche transportieren zu können, entsteht eine Frostschrift mit grösserer Dichte (Lüer [2]).

Weniger klar ist der Einfluss der Luftgeschwindigkeit bzw. der Reynoldszahl auf das Frostwachstum. Mehrere Quellen behaupten, dass die Wachstumsrate mit der steigenden Luftgeschwindigkeit zunimmt. Andere deuten auf einen Zuwachs der Frostdicke mit zunehmenden Geschwindigkeiten in gewissen Fällen und Verminderung in anderen Fällen (mit höherer Luftfeuchte) hin. Schneider [15], Kamei [16] und Yonko [14] können dagegen nur eine sehr geringe oder gar keine Abhängigkeit erkennen.

### **Frostdichte**

Die Frostdichte ist die zentrale Grösse der Frostbildung, da sie sowohl die Wärme- als auch die Stoffübertragung bedeutend beeinflusst (Lüer [2]). Viele Autoren berichten übereinstimmend, dass die Frostdichte mit zunehmender Kühlwandtemperatur und Luftgeschwindigkeit ansteigt. Über den Einfluss der übrigen Einflussfaktoren auf die Frostdichte gibt es keine Einigkeit.

### **Wärmeleitfähigkeit**

Neben der Frostdichte haben auch andere Grössen wie Froststruktur und Frosttemperatur einen Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift. Die Art der Abhängigkeit ist noch nicht geklärt, und eine allgemeine Gleichung für die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit existiert noch nicht. Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift werden entweder empirische Korrelationen mit der Dichte oder halbempirische Korrelationen mit der zusätzlichen Berücksichtigung der Froststruktur verwendet. Sie sind durch die Strukturmodelle entstanden. Solche Modelle, z.B. das von Auracher [41] vorgestellte Modell, lassen einerseits eine physikalische Deutung zu, andererseits ermöglichen sie in gewissen Grenzen eine Anpassung an experimentelle Ergebnisse.

### **Wärme- und Stoffübergangszahl und ihre Analogie**

Viele Autoren berichten über eine Zunahme der aus dem sensiblen Wärmestrom berechneten Wärmeübergangszahl beim Einsetzen der Verfestung. Die Zunahme sei auf die Rauigkeit der Frostschrift zurückzuführen.

Obwohl in mehreren Arbeiten experimentell ermittelte Stoffübergangszahlen mit theoretischen, aus der *Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung* berechneten Werten verglichen wurden, ist es noch nicht klar, ob die *Analogie* erfüllt ist. Während die Analogie durch die Arbeiten von Prins [6] und Hosoda/Uzuhashi [13] bestätigt wird, berichten andere Autoren, dass die Stoffübertragung die Wärmeübertragung überwiegt. Dies sei umso mehr der Fall, je poröser die Frostschrift ist.

Hier stellt sich die Frage, ob diese Widersprüche durch die Unsicherheit im Zusammenhang mit der Frostoberflächentemperatur-Messung oder/und Nicht-Berücksichtigung der Dampfdiffusion innerhalb der Frostschrift entstanden sind.

## **3.2 Auswirkung einer Oberflächenbeschichtung von Kühlflächen auf die Frost- und Eisbildung**

R. Östin [42] hat experimentelle Untersuchungen mit zwei verschiedenen hydrophob beschichteten Luft-Luft-Wärmeübertragern gemacht. Dabei hat er keine Unterschiede gegenüber einem unbeschichteten Wärmeübertrager bezüglich der Frosteigenschaften festgestellt. Die von ihm getestete wasseranziehende, mit Ethylenglykol behandelte Beschichtung, welche Wasser aufnimmt (hygroskopisch ist), hat eine Verzögerung der Frostbildung zur Folge. Dieser Effekt lässt schon nach der ersten Abtauung stark nach und verschwindet nach mehreren Abtauungen ganz, da die Beschichtung mit Wasser gesättigt ist und durch Erwärmen wieder ausgetrieben werden müsste.

Ähnliche Beobachtungen haben Okoroafor und Newborough [43] an hydrophil beschichteten Plättchen gemacht. Sie weisen ausserdem auf die durch die Wasseraufnahme gesteigerte Wärmeleitfähigkeit der Kunststoffbeschichtung hin. Die Aufnahme von Wasser hat den Nachteil, dass sich die Beschichtung aufquillt und ausdehnt und somit die Gefahr der Ablösung vom Trägermaterial sehr gross ist.

Jhee [47] hält fest, dass die hydrophobe Beschichtung eines Lamellen-Luftkühlers vor allem die Abtauung beeinflusst: Bei Abtauung mit elektrischen Widerstandsdrähten war die Restwassermenge am hydrophob beschichteten Kühler kleiner. Bei hydrophiler Beschichtung bildet sich nach ihren Experimenten bei Versuchsbeginn Frost mit höherer Dichte. Weshalb daraus entgegen den Erwartungen kein spürbarer Einfluss auf das Verhalten vom Luftkühler resultierte, wird nicht erläutert.

Wu und Webb [44] untersuchten das Ablösen von Frost auf beschichteten Plättchen mit Vibrationen. Der Frost konnte in keinem ihrer Versuche mit Vibrationen entfernt werden.

### 3.3 Abtauung

Eine Systematik der Abtauprozesse gibt Sanders [5]. Die Zeitdauer und thermische Effizienz werden für verschiedene Szenarien berechnet. Er verweist auf das Phänomen des Luftspaltes, der zwischen Frost und Lamellen eine Isolationswirkung hat. Machielsen [32] bewertet mit Kennzahlen den optimalen Zeitpunkt des Abtauens von Kälteanlagen. In den Arbeiten von Ehrbar [33] werden besonders die beiden wichtigen Abtauverfahren *Prozessumkehr* und *Heissgasabtauung* untersucht.

## 4 Versuchsanlage und Messsystem

Gemäss Projektvorgabe sollten im Rahmen von LOREF 1 vertiefte Erkenntnisse über die Phänomene und deren Wirkungen bei der Frostbildung an Luftkühlern, wie sie bei Luft/Wasser-Wärmepumpen typischerweise auftreten, sowie über die Phänomene und deren Wirkungen beim Abtauprozess gewonnen werden. Die Versuchsanlage war so auszulegen, dass Grundlagenversuche zur Frostbildung bei Abkühlung feuchter Luft unter verschiedenen Bedingungen experimentell zuverlässig gefahren werden konnten. Es sollten dabei einerseits auftretende Phänomene beim Frostwachstum (z.B. die verschiedenen Frostbildungsphasen, insbesondere die Vergletscherung) optisch beobachtet werden können. Andererseits war die Durchführung unterschiedlichster Messungen sicherzustellen, und anhand der ausgewerteten Messergebnisse sollten die Simulationsprogramme überprüft und die Korrelationen (Wärme- und Stoffübergangszahlen, Dichte und Wärmeleitfähigkeit des Frostes) ermittelt werden können.

Bis zu 8 Stunden Versuchsdauer sind bei instationärer Frostbildung verschiedene Messreihen mit konstant gehaltenen Parametern mit guter Genauigkeit zu fahren.

Als zusätzliche Anforderung hatte die Versuchsanlage Frostbildungsversuche mit *geometrisch unterschiedlichen Verfrostopplatten* zu ermöglichen.

Die aufgrund dieser Vorgaben konstruierte Versuchsanlage besteht aus drei miteinander gekoppelten Anlageteilen: Die Luftaufbereitung bzw. Luftstromsteuerung, der Versuchsluftkühler und das Messsystem.

Der Versuchsluftkühler simuliert die Situation von Lamellen samt Spaltweiten eines realen Luftkühlers in einer Wärmepumpe. Die Simulation der verfrosten Lamelle übernimmt im *Versuchsluftkühler (VLK)* eine *ebene Verfrostopplatte (EVP)* aus Aluminium, die mittels einer mit ihr verbundenen *Kühlplatte für Kältesole* auf die für den jeweiligen Versuch gewünschte Temperatur gebracht werden kann. Bei den Versuchen mit dieser *ebenen Verfrostopplatte (EVP)* strömt die Luft durch einen Kanal mit rechteckigem Querschnitt von 12 mm beziehungsweise 5 mm Spaltweite.

Zur Simulation von quer angeströmten Rohren in einem Lamellenluftkühler wurden an einer *Verfrostopplatte mit Nocken* in zwei Varianten (*VPN 1 und VPN 2*) zusätzliche Versuche durchgeführt. Auf diesen sind *zylindrische Nocken* angebracht zur Simulation eines Lamellenluftkühlers mit quer angeströmten Rohren. Verfrostopplatte und Nocken sind ebenfalls aus Aluminium.

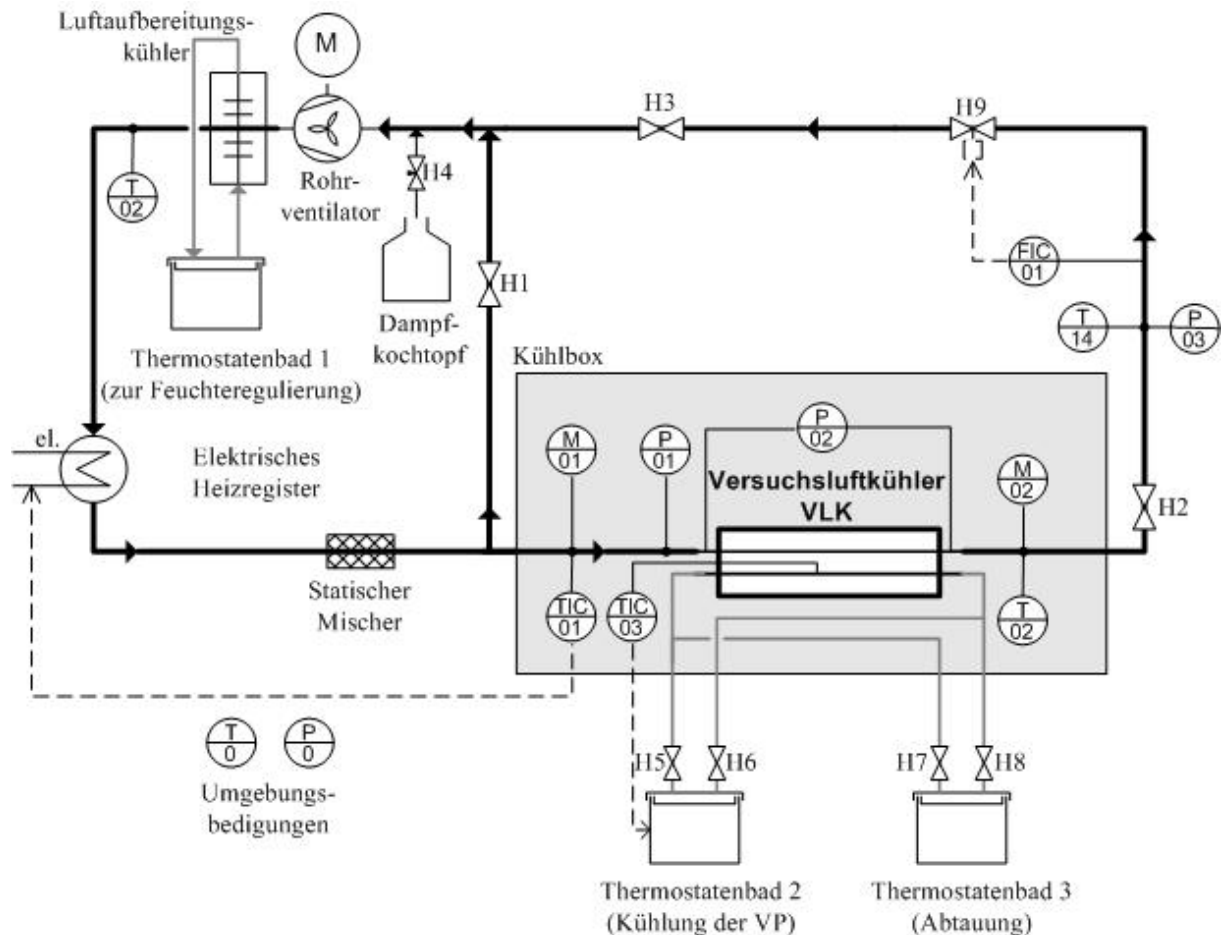
### 4.1 Luftaufbereitung

Abb. 4-1 stellt das Schema der Versuchsanlage mit den Messstellen dar. Die gesamte Versuchsanlage besteht aus zwei miteinander gekoppelten Kreisläufen. Im Hauptkreislauf (links in Abb. 4-1) wird die Luft auf die im jeweiligen Versuch geforderte Temperatur und Feuchte konditioniert. Durch den Nebenkreislauf strömt ein kleiner Teil der konditionierten Luft durch den *Versuchsluftkühler (VLK)*.

Im Hauptkreislauf kann nach Bedarf mit Dampf aus dem *Dampfkochtopf* befeuchtet werden. Der *Rohrventilator* sorgt für die Zirkulation der Luft in den Rohrleitungen. Nach dem *Rohrventilator* wird die Aussenluft mit dem *Luftaufbereitungskühler* abgekühlt, um durch Unterschreiten des Taupunktes Wasser auszuscheiden. Die geforderte absolute Feuchte wird damit gesteuert. Die Luft tritt gesättigt am Austritt des Luftaufbereitungskühlers aus.

Im *elektrischen Heizregister* wird die Luft auf die am Eintritt in den Versuchsluftkühler geforderte Temperatur erwärmt. Die Luft hat nun somit die geforderte Temperatur und Feuchte. Mit dem statischen Mischer wird eine homogene Temperatur-, Feuchte- und Geschwindigkeitsverteilung vor der Einlaufstrecke des Versuchsluftkühlers erreicht.

Ein Teil dieser aufbereiteten Luft wird in den Versuchsluftkühler geleitet, wo an einer *ebenen Verfrostopfplatte*, bzw. an mit zylindrischen Nocken bestückten Verfrostopfplatten (VPN 1 und VPN 2) die Eigenschaften von Eis- und Frost unter verschiedenen Lufteintrittsbedingungen untersucht werden. Der Volumenstrom wird durch die Ventile H1 und H3 grob eingestellt und durch H9 fein geregelt. Der Luftstrom durch den Versuchsluftkühler ist gegenüber dem gesamten Luftstrom klein.



#### Messstellen:

TIC01: Lufttemperatur am Versuchsluftkühler-Eintritt  
 T 02: Lufttemperatur am Versuchsluftkühler-Austritt  
 TIC03: Verfrostopfplatten-Temperatur  
 T 14: Lufttemperatur (bei Volumenstrommessung)  
 T 0: Umgebungstemperatur  
 M 01: Lufteintrittsfeuchte  
 M 02: Luftaustrittsfeuchte  
 P 01: Druckdifferenz Luftstrom zu Umgebung  
 P 02: Druckdifferenz über Versuchsluftkühler  
 P 03: Druckdifferenz Luftstrom zu Umgebung  
 P 0: Umgebungsdruck  
 FIC01: Luftvolumenstrom

#### Ventile:

H1: Irisblende  
 H2: Kugelventil  
 H3: Kugelventil  
 H4: Nadelventil Dampfmenge-  
 regulierung  
 H5: Absperrventil Thermostatenbad 2  
 H6: Absperrventil Thermostatenbad 2  
 H7: Absperrventil Thermostatenbad 3  
 H8: Absperrventil Thermostatenbad 3  
 H9: Pneumatisches Regelventil

**Abb. 4-1:** Schema der Luftaufbereitungsanlage mit Bezeichnung der Messstellen (ohne Einrichtungen zur Regelung der Kühlboxtemperatur)

## 4.2 Versuchsluftkühler mit drei unterschiedlichen Verfestungsplatten

### 4.2.1 Aufbau

Für die Versuche im Projekt LOREF 1 besteht der Versuchsluftkühler mit den austauschbaren Verfestungsplatten (EVP, VPN 1 und VPN 2) aus einem *Spaltkanal* (8) mit rechteckigen Querschnitt (Abb. 4-2), deren längsseitige Flächen durch eine gekühlte *Verfestungsplatte* (5) und dieser gegenüber durch ein *Sichtfenster* (9) aus Plexiglas gebildet werden. Im Kühlbetrieb wird die *Kühlplatte für Kältesole* (1) mit Sole aus einem Thermostatenbad gekühlt, so dass sich auf der Verfestungsplatte Frost bildet.

Am Ende jedes Versuches mit einer Frostbildung muss die gesamte abgeschiedene Frostmasse gewogen werden können. Dazu kann die Verfestungsplatte über das demontierbare Sichtfenster dem Versuchsluftkühler entnommen werden.

Für die Abtauversuche wird die Kühlplatte mit Sole aus einem Thermostatenbad erwärmt. Damit Schmelzwasser und Frost bzw. Schneematsch ungehindert abgleiten kann, wird dabei die *verschlussbare Öffnung für die Abtauung* (12) geöffnet.

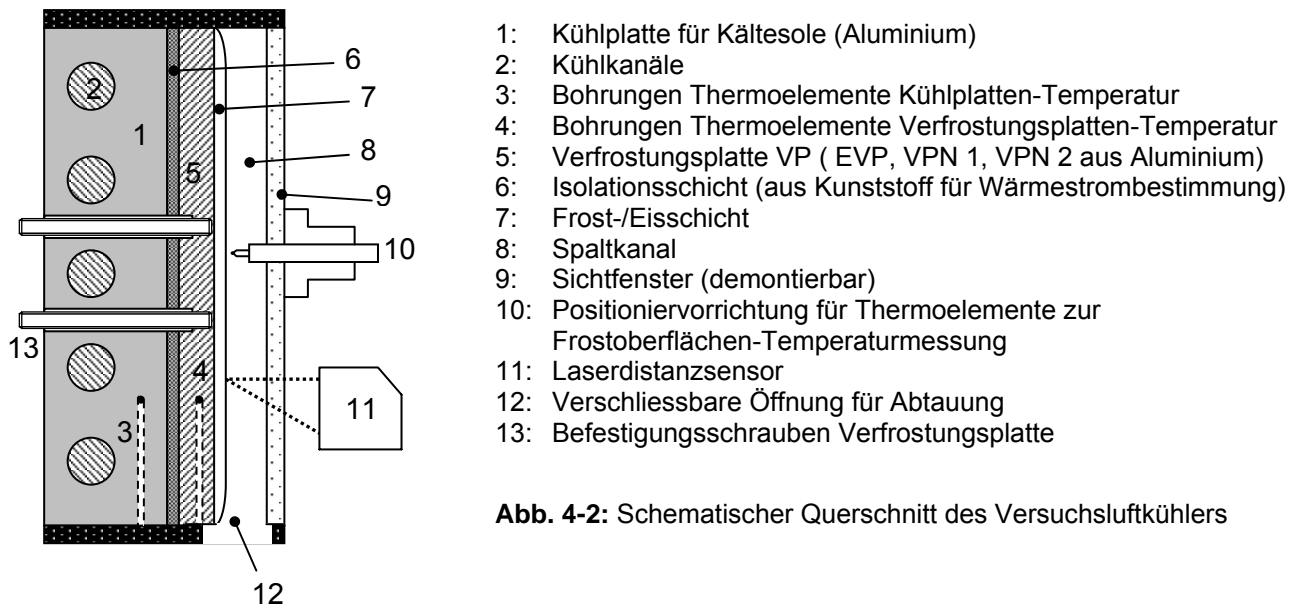


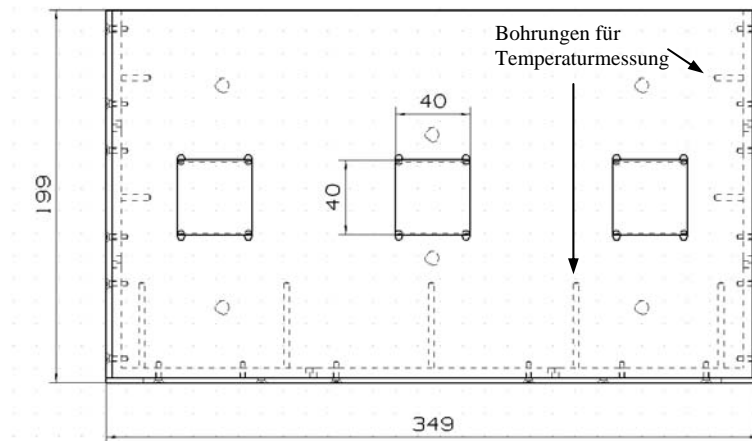
Abb. 4-2: Schematischer Querschnitt des Versuchsluftkühlers

### Versuchsluftkühler mit Verfestungsplatte

In der Basisbestückung enthält der Versuchsluftkühler eine gekühlte *ebene Aluminiumplatte* als Verfestungsplatte (Abb. 4-3), welche die eine Längsfläche des Spaltkanals bildet. Versuche wurden mit den zwei verschiedenen Spaltweiten von 5 mm und 12 mm durchgeführt.

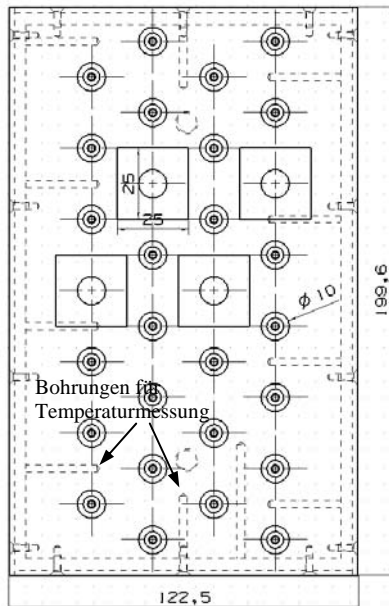
In der Verfestungsplatte befinden sich drei gefräste Taschen, welche mit demontierbaren *Aluminiumplättchen* bestückt sind. Die Frostmassen auf den Plättchen werden am Ende eines Versuches gewogen. Damit lassen sich Masse und Dichte des lokal abgeschiedenen Frosts eruieren.





**Abb. 4-3: Ebene Verfrosterplatte (EVP) mit drei demontierbaren Plättchen zur Bestimmung lokaler Frostmassen und Frostdichten. Luftströmung von links nach rechts, Zeichnung massstäblich.**

#### Versuchsluftkühler mit Verfrosterplatten mit Nocken (VPN 1 und VPN 2)

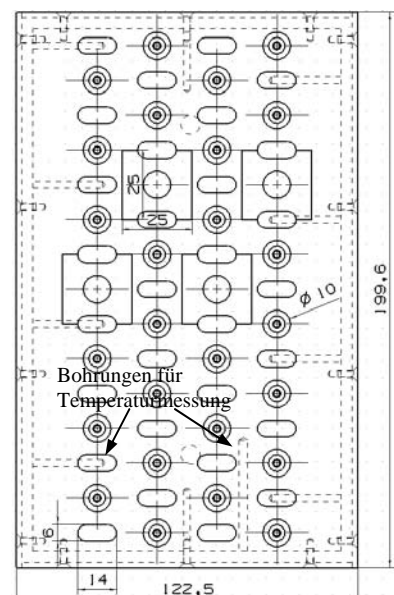


Auf der Verfrosterplatte mit Nocken (VPN1) sind im Gegensatz zur ebenen Verfrosterplatte zylindrische Nocken in einer Dreiecksteilung (25 mm) aufgeschraubt (Abb. 4-4). Die Nocken sind 5 mm hoch, haben einen Durchmesser von 10 mm und simulieren vier Reihen von Verdampferrohren in einem Lamellenluftkühler. Die Anzahl Rohrreihen und die Rohrteilung bestimmen die Länge der Verfrosterplatte mit Nocken, die dadurch wesentlich kürzer als die ebene Verfrosterplatte ist.

**Abb. 4-4: Verfrosterplatte mit Nocken (VPN 1). Luftströmung von links nach rechts. Zeichnung massstäblich**

Bei den Versuchen mit der Verfrosterplatte mit Nocken wurde festgestellt, dass zwischen den Rohren einer Reihe die Frostsicht am dicksten ist. Es stellte sich die Frage nach den Auswirkungen, wenn in der Praxis an diesen Stellen in den Lamellen Schlitze vorhanden wären. Um dazu weitere Versuche durchzuführen, wurde die *Modifizierte Verfrosterplatte mit Nocken (VPN 2)* konstruiert (Abb. 4-5), auf der solche Schlitze durch eingefräste Taschen, gefüllt mit Isolationsmaterial (Armaflex), simuliert wurden.

**Abb. 4-5: Modifizierte Verfrosterplatte mit Nocken (VPN 2). Luftströmung von links nach rechts, Zeichnung massstäblich.**



#### 4.2.2 Ein- und Auslaufstrecke für den Versuchsluftkühler

In der Praxis von L/W-WP beginnt am Eintritt des Luftkühlers zwischen den Lamellen unmittelbar die Wärme- und Stoffübertragung. Beim ebenen gekühlten Spalt kann die Strömung am Eintritt nicht gleich sein wie im realen Luftkühler, da die Verfestungsplatte viel dicker als eine Lamelle ist. Um definierte Strömungsverhältnisse, d.h. ein über die Spaltweite ausgebildetes laminares Strömungsprofil bzw. Strömungsprofil im Übergangsbereich, am Eintritt in den Versuchsluftkühler zu haben, wurde eine Einlaufstrecke (Abb.4-6) vor dem Versuchsluftkühler angebaut. Die dazu erforderliche Länge der Einlaufstrecke wurde mit einem CFD-Programm bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten und verschiedenen Spaltweiten berechnet. Es ergab sich, dass eine Länge von 800 mm ausreicht.

Am Austritt des Versuchsluftkühlers verhindert eine *Auslaufstrecke*, dass die Stromlinien als Folge der starken Querschnittsreduktion im Übergangsstück bereits im Versuchsluftkühler gekrümmt werden.

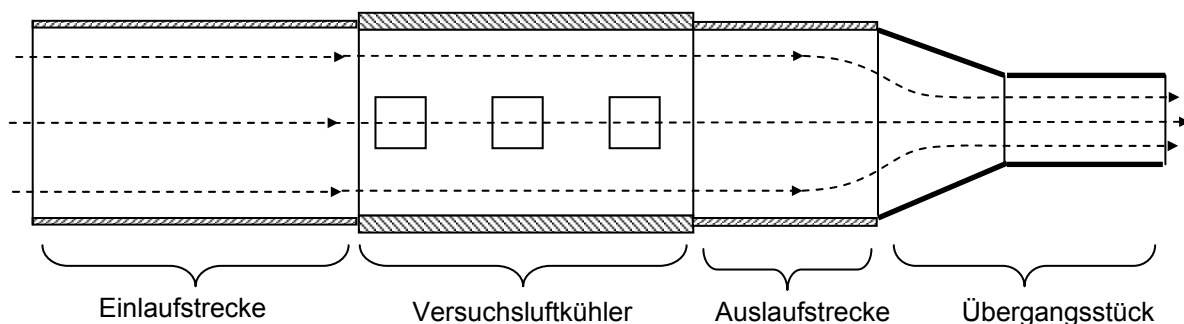


Abb. 4-6: Strömungsführung im Versuchsluftkühler

#### 4.2.3 Kühlbox umschließt den Versuchsluftkühler

Über die Oberfläche des Versuchsluftkühlers (vor allem über das Sichtfenster) entstünden von aussen relativ hohe Wärmeeinbrüche im Vergleich zur Enthalpiestromabnahme des zu analysierenden Luftstromes bei bereits geringen Temperaturdifferenzen. Daraus würden erhebliche Messfehler resultieren. Um den Versuchsluftkühler wurde daher eine *thermostatisierte Kühlbox* (Abb. 4-1) gebaut, in der aufbereitete Luft zirkuliert. Für die Beobachtung des Frosts auf der Verfestungsplatte hat die Box einen rasch demontierbaren Deckel über dem Sichtfenster.

#### 4.2.4 Wärmestrom mittels Isolationsschicht bestimmen

Um den von der Verfestungsplatte an die Kühlplatte für Kältesole bzw. an die Sole abgegebenen Wärmestrom zu bestimmen, ist zwischen der Kühlplatte für Kältesole und der Verfestungsplatte eine *Isolationsschicht* aus Polyethylen eingebaut (Abb. 4-2). Auf der Grundlage ihres niedrigen Wärmeleitwiderstands kann durch Messung der Temperaturdifferenz der Wärmestrom berechnet werden. Ihr Wärmeleitwiderstand wurde experimentell bestimmt.

Zusätzlich zu dieser Wärmestromberechnung wird der übertragene Wärmestrom aus der Enthalpiestromabnahme der Luft bestimmt. Diese Methode zur Wärmestromberechnung wurde als Redundanz zur Wärmestromberechnung mit der Isolationsschicht eingesetzt.

Über die Energiebilanz des Kältekreislaufs lässt sich der übertragene Wärmestrom nicht genügend genau ermitteln (zu kleine Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt).

## 4.3 Messsystem und Messdatenerfassung

### 4.3.1 Temperaturmessungen

#### ***Temperaturen der Verfröstungsplatten***

Neun *Thermoelemente* sind in Bohrungen nahe an der Oberfläche der Verfröstungsplatten (EVP, VPN 1 und VPN 2) angebracht (Abb. 4-3, 4-4, 4-5).

Für guten thermischen Kontakt zwischen der Verfröstungsplatte und den Thermoelementen wurde eine Wärmeleitpaste verwendet. Das Temperaturgefälle durch die Verfröstungsplatten aus Aluminium ist so gering, dass die in den Bohrungen gemessenen Temperaturen gleich der Grenztemperatur zwischen Plattenoberfläche und Frost gesetzt werden können.

#### ***Temperaturen der Kühlplatte für Kältesole***

Die Temperaturen der Kühlplatte für die Kältesole werden auf dieselbe Art gemessen wie diejenigen der Verfröstungsplatte. Die fünf Temperatursensoren in der Kühlplatte liegen an den gleichen Positionen wie die unteren fünf Sensoren in der *ebenen Verfröstungsplatte*.

#### ***Temperatur der Luft am Ein- und Austritt des Versuchsluftkühlers***

Mit *Thermoelementen* wird am Ein- und Austritt des Versuchsluftkühlers die über die ganze Spaltweite gemittelte Lufttemperatur bestimmt. Die langen dünnen Thermoelemente ragen über den ganzen Querschnitt in die Strömung hinein und messen aufgrund der Wärmeleitung innerhalb des Thermoelements eine gemittelte Temperatur. Für die Versuche mit der Spaltweite 5 mm wurden wegen des kleinen Volumenstroms der Luft und der damit verbundenen Gefahr von Fehlmessungen speziell dünne Thermoelement-Drähte eingesetzt (Durchmesser 0.08 mm).

#### ***Temperatur der Frostoberfläche***

Es war geplant, die Frostoberflächentemperatur zu messen: Eine *Positioniervorrichtung* sollte die Spitzen der Thermoelemente exakt auf die Oberfläche der Frostschrift bringen. Die Temperaturmessungen schwankten stark, gaben teilweise deutlich höhere Temperaturen als die Tripelpunkttemperatur von Wasser an. Deshalb konnten diese Messungen nicht für die Auswertungen genutzt werden. Auch in der Literatur sind keine zufrieden stellenden Messmethoden für Frostoberflächentemperaturen bekannt. Da Thermoelemente die Wärme sehr gut leiten, wird Wärme von der Luftströmung über das Thermoelement an die Frostschrift übertragen und damit wird an der Messstelle Frost geschmolzen (Lüer [2]). Auch mit Infrarotthermometern sind wegen Schwankungen des Emissionswerts von Frost die Messunsicherheiten  $\pm 2^\circ\text{C}$ , was für Berechnungen deutlich zu wenig genau ist.

### 4.3.2 Durchflussmessung

Der Volumenstrom der Luft wird nach dem Versuchsluftkühler mit einem *Turbinenradialgaszähler* gemessen. Um einen grossen Volumenstrombereich mit einer guten Messgenauigkeit abzudecken, wurden zwei Zähler mit verschiedenen Bereichen eingesetzt. Da die Temperatur an der Stelle der Volumenstrommessung infolge Wärmeeinbruchs höher als die Temperatur im Versuchsluftkühler ist, wird der reale Volumenstrom im Versuchsluftkühler mit dem Gasgesetz berechnet.

Bei einem Volumenstrom  $\leq 2 \text{ m}^3/\text{h}$  wird mit einem *Flügelradzähler* gemessen. Dieser wurde zuvor an der bereits aufgebauten Anlage mit einem Balgengaszähler kalibriert. Auch bei dieser Messung wird der Unterschied der Temperatur und über diese der Unterschied des spezifischen Volumens der feuchten Luft zwischen Messstelle und Versuchsluftkühler berücksichtigt.

#### 4.3.3 Ermitteln der Luftfeuchte

Der Feuchtegehalt der Luft wird mit je einem *Taupunktspiegel* am Ein- und am Austritt des Versuchsluftkühlers gemessen. Mit einem Kunststoffschlauch, der in die Strömung ragt, wird ein kleiner Luftvolumenstrom in den Taupunktspiegel gefördert. Dort wird die Taupunkttemperatur der Luft bestimmt. Der Luftvolumenstrom durch den Taupunktspiegel am Austritt des Versuchsluftkühlers wird vor der Volumenstrommessung wieder zurückgeführt, damit keine Fehlmessung des Volumenstroms resultiert.

#### 4.3.4 Bestimmung der Frostdicke

An fünf Stellen entlang der ebenen Verfrosterplatte wird die Frostdicke auf der Verfrosterplatte mit *Laserdistanzsensoren* gemessen (Abb. 4-7). Diese Sensoren haben die gleichen Positionen wie die Thermoelemente der Verfrosterplatte.

Laserdistanzsensoren messen nach dem Prinzip der Triangulation. Der Laserstrahl trifft punktförmig auf der Frostoberfläche auf. Der Empfänger des Sensors detektiert die Position dieses Punktes und bestimmt den Winkel zwischen ausgestrahltem Laser und empfangenem Licht, wodurch der Abstand zum Messpunkt bestimmt wird.

Zur Kontrolle der Frostdickenmessungen mit den Laserdistanzsensoren wurde die Frostdicke auf den abnehmbaren Aluminiumplättchen (Abb. 4-3) mit einer Schiebelehre nachgemessen. Es ergab sich eine Abweichung zwischen den beiden Messverfahren. Sie ist zurückzuführen auf die Rauigkeit und auf die partielle Transparenz der Frostoberfläche. Die Messwerte mit der Schiebelehre wurden als Referenz für die Laserdistanzsensoren genommen und diese mit einer Korrelation umgerechnet.

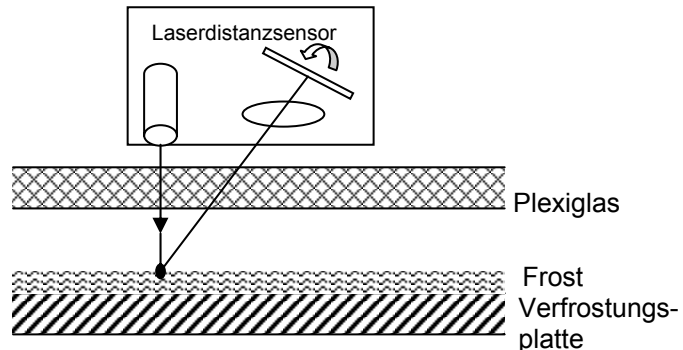


Abb. 4-7: Messung der Frostdicke

#### 4.3.5 Messdatenerfassung

Alle Messungen, ausser den Wägungen der Frostmassen, sind an der Messdatenerfassung angeschlossen. Die Messsignale der Sensoren werden über zwei Datenlogger in vorgegebenen Zeitintervallen abgerufen und digitalisiert auf den Mess-PC übertragen. Mit der Applikation Lab-HLK (Programmiert in LabView) werden die digitalen Messsignale mit den hinterlegten Kalibrationsdaten umgerechnet und in eine Excel-Tabelle übertragen. Mit Excel werden aus den Messdaten fortlaufend weitere Größen für die Auswertung berechnet und die zeitlichen Verläufe in Diagrammen dargestellt.

## 5 Experimentelle Untersuchungen der Frost- und Eisbildung im einseitig gekühlten ebenen Spalt

Das Schwergewicht im Projekt LOREF liegt auf den Untersuchungen der Frost- und Eisbildung. Die Versuche wurden mit dem Versuchsluftkühler (Abschnitt 4.2) in der Basisbestückung mit der ebenen Verfröstungsplatte (Abb. 4-3) durchgeführt. Die Messergebnisse und daraus ermittelte Auswertungen und Interpretationen beziehen sich mithin auf einen einseitig gekühlten ebenen Spalt. Die Versuche an der ebenen Aluminiumplatte (Verfröstungsplatte) erlauben das Studium grundlegender Mechanismen der Frost- und Eisbildung, mithin der Vergletscherung. Der Spaltkanal (Versuchsluftkühler) ist nur einseitig gekühlt, um auf der der Verfröstungsplatte gegenüberliegenden Seite visuelle Beobachtungen sowie die nötigen Messungen vornehmen zu können.

### 5.1 Versuchsprogramm

Die wichtigsten Einflussgrössen auf die Frost- und Eisbildung und auch auf die simultane Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft an die Kühlwand sind: Luftgeschwindigkeit, Lufttemperatur, Luftfeuchte, Kühlwandtemperatur und Spaltweite (vgl. Abschnitt 2.2). Mit diesen Einflussgrössen wurde das Versuchsprogramm erstellt. Daraus wurde die örtliche und zeitliche Entwicklung der wichtigsten Frostgrössen (Frostdicke, Frostdichte, Wärmeleitfähigkeit) und Wärme- und Stoffübertragungs-Grössen (Wärmeübergangszahl, Stoffübergangszahl) ermittelt. Tab. 5-1 gibt die in den Versuchen gefahrenen Versuchsparameter, die untersuchten Bereiche und die gewählten Parameterwerte an.

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

**Tab. 5-1:** Versuchsparameter, untersuchte Bereiche und Parameterwerte

Die Frostbildung und ebenfalls die simultane Wärme- und Stoffübertragung sind *instationär* verlaufende Prozesse. Damit deren Abhängigkeit von den einzelnen Versuchsparametern klarer erkennbar wird, wurden die Eintrittszustände der feuchten Luft und die Kühlwandtemperatur während der Versuche konstant gehalten.

Würden für jeden obigen Parameter 3 bis 4 Werte gefahren, ergäbe sich ein zu umfangreiches Versuchsprogramm (mit jeweils einer Versuchsdauer von 8 Stunden). Deshalb wurde die folgende Vorgehensweise gewählt:

Im Mittelpunkt der Untersuchung steht der *kritische Zustandsbereich der Luft* (das ist bei einer Temperatur von 2°C bis 7°C und bei grosser Luftfeuchtigkeit). Dabei entsteht eine starke Verfröstung. Im realen Betrieb laufen L/W-WP häufig unter den Bedingungen des *kritischen Zustandsbereiches der Luft*.

Ausgehend vom *Grundversuch* (Tab. 5-2), der die entsprechenden Werte des kritischen Zustandsbereiches der Luft gut repräsentiert, wurden alle Parameterwerte jeweils einzeln variiert, und zusätzlich wurden gleichzeitig sowohl die Lufteintrittstemperatur als auch die relative Feuchte variiert.

Die Spaltweiten des Versuchsluftkühlers sind 5 mm und 12 mm gewählt worden. Diese Spaltweiten sind eher grösser als bei einem realen Luftkühler. Jedoch ermöglichen sie die Untersuchung grundlegender Mechanismen der Frost- und Eisbildung, insbesondere der Vergletscherung.

Als *Grundversuch* werden die folgenden Parameterwerte gewählt:

w	$\vartheta_{LE}$	$\varphi$	$\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$	b
1 m/s	4 °C	85 %	8K	12 mm

**Tab. 5-2:** Grundversuch

Das gesamte Basisversuchsprogramm ist in der Tab. 5-3 dargestellt:

Versuchsreihe	Versuchs-Nr.	w [m/s]	$\vartheta_{LE}$ [°C]	$\varphi$ [%]	$\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$ [K]	b [mm]
1	01	0.5	4	85	8	12
	02	0.75				
	03	1				
	04	2				
	05	4				
2	06	1	-7	85	8	12
	07		-2			
	08		5			
	09		6			
	10		7			
3	11	1	4	70	8	12
	12			95		
4	13	1	9	60	13	12
	14		6.2	73	10.2	
	15		5	80	9	
	16		2.5	95	6.5	
5	17	1	4	85	5	12
	18				10	
	19				12	
6	20	1	4	85	8	5

**Tab. 5-3:** Basisversuchsprogramm

Die Versuchsdauer betrug bei allen Versuchen 8 Stunden. Zusätzlich wurden für einige Bedingungen ein- und dreistündige Versuche durchgeführt, um die durch Messungen des Feuchtegehaltes ermittelte ausgeschiedene Frostmasse durch Wägen zu kontrollieren und lokale Werte für die Frostdichte und auch die Wärmeleitfähigkeit zu ermitteln.

## 5.2 Versuchsablauf und Versuchsdurchführung

Bevor die Anlage angefahren wird, wird die Verfröstungsplatte mit Aceton gereinigt und mit einem Aluminiumblech abgedeckt, damit sich während des Anfahrens noch kein Frost bilden kann.

Das eigentliche Anfahren dauert etwa zwei Stunden. Wenn die Bedingungen stationär sind, wird die Kühlbox geöffnet, das Plexiglas-Sichtfenster mit den Laser-Distanzsensoren abgehoben um die *Abdeckung* von der Verfröstungsplatte zu entfernen. Das Sichtfenster wird wieder montiert und die Kühlbox geschlossen. Dieser Vorgang dauert maximal eine Minute. Jetzt wird die Messdatenerfassung eingeschaltet. Sie speichert einmal in der Minute die Messwerte aller Sensoren.

Etwa in den ersten dreissig Minuten schwanken die Platten-, Lufteintritts- und Kühlboxtemperaturen leicht, da durch das Öffnen der Kühlbox und des Versuchsluftkühlers Kälteverluste entstehen.

Bis zum Ende des Versuches werden die vorgegebenen Versuchsparameter automatisch geregelt.

Bei Versuchende werden die Kühlbox und das Fenster zum Versuchsluftkühler geöffnet. Die *Plättchen zur Bestimmung der lokalen Frosteigenschaften* werden mit einer Vorrichtung aus der Verfröstungsplatte herausgelöst, und mit einer Schiebelehre wird die Frostdicke gemessen. Anschliessend werden die Plättchen in einen luftdichten Behälter eingeschlossen und mit dem Behälter gewogen. Die Verfröstungsplatte mit dem Frost wird losgeschraubt und rasch (damit kein Frost schmilzt) gewogen. Die Versuchskühlplatte, die Plättchen und die luftdichten Behälter werden trocken nochmals gewogen und daraus die abgeschiedenen Frostmassen bestimmt.

## 5.3 Ausgewertete Grössen

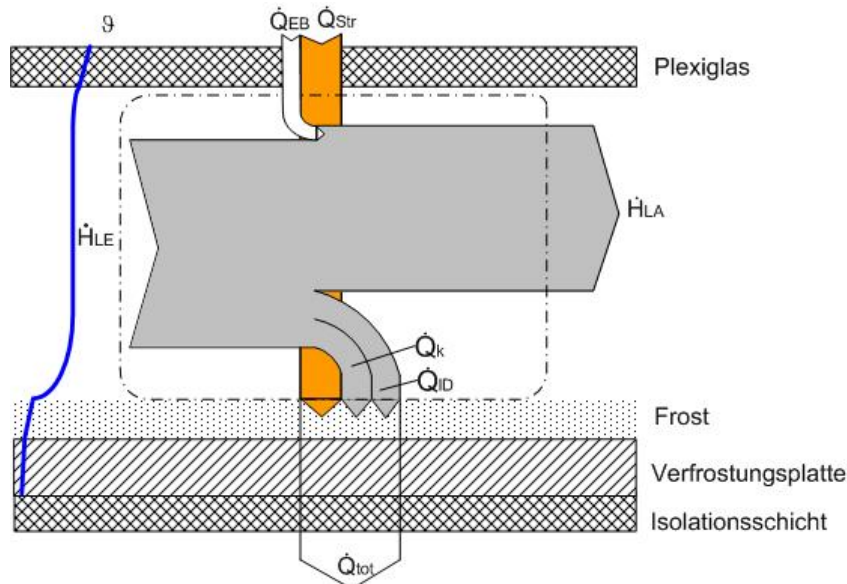
Aus den über die Versuchszeit gemessenen Grössen (Frostdickenverlauf, Temperaturen, Feuchte, Luftgeschwindigkeit) wurden wichtige physikalische Grössen *abgeleitet*:

- Übertragene Wärmeströme (total, latent, konvektiv und Nutzwärmestrom)
- Frostdichte und Wärmeleitfähigkeit des Frostes
- Frostoberflächentemperatur
- Wärmeübergangszahl und Stoffübergangszahl
- Wärmewiderstände (Wärmeleitwiderstand des Frosts und konvektiver Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung, totaler Widerstand)

Diese *ausgewerteten Grössen* wurden mittels Gleichungen berechnet. In diesem Abschnitt 5.3 werden die Gleichungen dafür aufgestellt, und im Abschnitt 5.4 und 5.5 werden diese ausgewerteten Grössen dargestellt und interpretiert. In Kapitel 6 werden damit die benötigten empirischen Korrelationen für die mathematisch-physikalische Modellierung erstellt.

**Die übertragenen Wärmeströme: total, konvektiv, latent und Nutzwärmestrom**

Die am Versuchskühler (einseitig gekühlter Spaltkanal) auftretenden Energieströme sind in Abb. 5-1 dargestellt. Gegenüber der Darstellung in Abb. 2-1 ist die Plexiglaswand nicht mehr adiabatisch, sondern es treten hier zwei Wärmeströme auf: der *Wärmeeinbruch*  $\dot{Q}_{EB}$  und die *resultierende Wärmestrahlung* zwischen dem Plexiglas und der Frostscheit  $\dot{Q}_{Str}$ .



**Abb. 5-1:** Energieströme an einem Element des Versuchsluftkühlers

Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass in diesem Energieflussbild durch die Normierung der feuchten Luft bei 0°C und Vernachlässigung der Inneren Energie des Eises bezüglich 0°C kein instationärer Term auftritt gemäss der Herleitung in Abschnitt 2.2. Es ist zu vermerken, dass die Enthalpieströme der Luft  $\dot{H}_{LE}$  und  $\dot{H}_{LA}$ , auch wegen der Enthalpienormierung, negativ sein können.

Für den *totalen Wärmestrom*  $\dot{Q}_{tot}$ , der durch die Frostscheit über die Verfestungsplatte und Isolationsschicht in die Kältesole geleitet wird, gilt:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_{ID} + \dot{Q}_k \quad (5.1)$$

Die Isolationsschicht wurde mithin eingebaut, um  $\dot{Q}_{tot}$  in den Versuchen bestimmen zu können

$$\dot{Q}_{tot} = \lambda_{IS} \cdot \frac{\Delta T_{IS}}{\delta_{IS}} \cdot A \quad (5.2)$$

Aus Messungen bestimmt sind  $\lambda_{IS}$  und  $\Delta T_{IS}$ . Für  $\lambda_{IS}$  wurde vom Hersteller der Isolationsschicht nur ein Richtwert angegeben. Um  $\lambda_{IS}$  genauer zu bestimmen, wurden mehrere Versuche an der trockenen Verfestungsplatte durchgeführt, sowohl in einem Temperaturbereich mit Temperaturdifferenzen, die in einem realen Luftkühler einer L/W - WP vorkommen als auch bei grösseren Temperaturdifferenzen bzw. Wärmeströmen, wo der Einfluss des Wärmeeinbruchs klein ist. Durch ein iteratives Vorgehen ist ein recht genauer Wert für  $\lambda_{IS}$  ermittelt worden.

Die resultierende *Wärmestrahlung* zwischen der Plexiglasscheibe und der Frostscheit wird berechnet nach VDI-Wärmeatlas [58] mit:



$$\dot{Q}_{\text{str}} = c \cdot A \cdot \left[ \left( \frac{T_L}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{FO}}}{100} \right)^4 \right] \quad (5.3)$$

Es wird angenommen, dass die Temperatur der Plexiglasscheibe identisch mit der Temperatur der Luft am Eintritt ist.

Der Strahlungskoeffizient  $c$  ist ermittelt nach VDI-Wärmeatlas [58]:

$$c = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_F} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{Plexiglas}}} - 1} = \frac{5.67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}}{\frac{1}{0.94} + \frac{1}{0.90} - 1} = 4.81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \quad (5.4)$$

Der *latente Wärmestrom bei Desublimation*  $\dot{Q}_{\text{ID}}$  ist aus der Stoffübertragung und der Sublimationsenthalpie mit Gleichung (2.21) und der *sensible Wärmestrom*  $\dot{Q}_s$  mit Gleichung (2.20) bestimmbar.

Der *konvektive Wärmestrom* ist in unseren Versuchen nicht identisch mit dem sensiblen Wärmestrom, er ist etwas grösser, versuchsbedingt, wegen dem Wärmeeinbruch durch die Plexiglasplatte.

Er wird gemäss Abb. 5-1 berechnet:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_{\text{tot}} - \dot{Q}_{\text{ID}} - \dot{Q}_{\text{str}} \quad (5.5)$$

Der *Nutzwärmestrom*  $\dot{Q}_N$ , der in der Praxis für die Wärmepumpe genutzt werden kann, ist nicht mit  $\dot{Q}_{\text{tot}}$  in Abb. 5-1 identisch, da der Versuchsapparat wegen zusätzlich der Wärmeeinbruch  $\dot{Q}_{\text{EB}}$  und die resultierende Wärmestrahlung  $\dot{Q}_{\text{str}}$  auftreten.

Der *Nutzwärmestrom*  $\dot{Q}_N$  ist – wie üblich – als Enthalpiedifferenz des Luftstromes definiert:

$$\dot{Q}_N = \dot{H}_{\text{LE}} - \dot{H}_{\text{LA}} \quad (5.6)$$

Wegen dem Wärmeeinbruch  $\dot{Q}_{\text{EB}}$  ist der Nutzwärmestrom nicht gleich der Summe von sensiblen und latenten Wärmestrom. Die Auswirkungen auf die Auswertungen der Versuche sind marginal.

### **Mittlere und lokale Frostdichte**

Die *mittlere Frostdichte* ist aus der Messung der ausgeschiedenen Frostmasse und der gemittelten Frostdicke entlang der Verfröstungsplatte bestimmt:

$$\bar{\rho}_F(t) = \frac{m_F(t)}{a \cdot l \cdot \bar{\delta}_F(t)} \quad \text{a ist die Spalthöhe und l die Plattenlänge} \quad (5.7)$$

Die drei in der Verfröstungsplatte eingebauten abnehmbaren Plättchen (vgl. 4.2.1) ermöglichen die Ermittlung der *lokalen Frostdichte* am Ende des Versuches.

### **Mittlere und lokale Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift im Falle der Vergletscherung**

Die Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift ändert, nimmt ab oder zu im Verlaufe der Zeit, abhängig von der jeweiligen Phase der Frostbildung. Da der Energietransport durch Wasser-

dampfdiffusion im Frost im Vergleich zum totalen Wärmestrom sehr gering ist, lässt sich die mittlere Wärmeleitfähigkeit durch die Frostschrift berechnen aus

$$\bar{\lambda}_{F(t)} = \frac{\dot{Q}_{\text{tot}}}{A} \cdot \frac{\bar{\delta}_F}{(\vartheta_{FO} - \vartheta_{KW})} \quad (5.8)$$

Bekannt sind alle Grössen ausser der Frostoberflächentemperatur, diese liess sich nicht mit genügender Genauigkeit messen (vgl. Abschnitt 4.3.1).

Wenn jedoch Vergletscherung auftritt, beträgt die Frostoberflächentemperatur  $\vartheta_{FO}$   $0^\circ\text{C}$ , und somit kann mit Gleichung (5.8) bei Vergletscherung die mittlere Wärmeleitfähigkeit von Frost ermittelt werden.

Für die andern Fälle wird Zuflucht genommen zur gegenseitigen Abhängigkeit zwischen der Wärmeleitfähigkeit und der Dichte des Frostes. Dazu hat sich das halbempirische Modell von *Auracher* [41] bewährt. Es ist in Abschnitt 6.3 beschrieben und enthält die Berechnungsformel für die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit aus der Frostdichte.

### **Frostoberflächentemperatur**

Die mittlere Frostoberflächentemperatur wird nun für die Frostwachstumsphase aus Gleichung (5.8) ermittelt.

$$\bar{\vartheta}_{FO} = \bar{\vartheta}_{KW} + \frac{\dot{Q}_{\text{tot}} \cdot \bar{\delta}_F}{\bar{\lambda}_F \cdot A} \quad (5.9)$$

Die Frostoberflächentemperatur kann ebenfalls, wie Dichte und Wärmeleitfähigkeit, lokal an den drei Stellen mit den Plättchen ermittelt werden.

### **Wärmeübergangszahl der Luft**

Verschiedene Autoren berichten, dass die *Wärmeübergangszahl der Luft an eine verrostete Kühlfläche*  $\alpha_{VF}$  grösser ist als  $\alpha$  an einer trockenen Wand. Aus den Versuchsergebnissen kann die mittlere Wärmeübergangszahl  $\alpha_{VF}$  bestimmt werden mit:

$$\bar{\alpha}_{VF} = \frac{\dot{Q}_k}{(\bar{\vartheta}_L - \bar{\vartheta}_{FO}) \cdot A} \quad (5.10)$$

Unter trockenen Bedingungen wird  $\alpha$  berechnet aus der Korrelation  $Nu = f(Re, Pr, d_h/l)$  für den einseitig gekühlten Spaltkanal nach VDI-Wärmeatlas (vgl. Abschnitt 6.3.1). Dabei wird die Spaltverengung infolge der Frostbildung berücksichtigt.

Zur Überprüfung des Einflusses der Frostrauhigkeit und Oberflächenvergrösserung wird ein empirischer *Korrekturfaktor*  $f$  eingeführt:

$$f = \frac{\bar{\alpha}_{VF}}{\bar{\alpha}} \quad (5.11)$$

Im Simulationsprogramm (vgl. Kap. 6) kann dieser empirische Korrekturfaktor zur Berechnung der mittleren Wärmeübergangszahl  $\alpha_{VF}$  verwendet werden:

$$\bar{\alpha}_{VF} = f \cdot \bar{\alpha} \quad (5.12)$$

### **Stoffübergangszahl**

Die Stoffübergangszahl ist sowohl mit der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung (vgl. Abschnitt 2.2), als auch aus den Messungen bestimmt. Aus der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung folgt:

$$\bar{\beta}_{VF_a} = \frac{\bar{\alpha}_{VF}}{c_{pL} \cdot \rho_L \cdot Le^{2/3}} \quad \text{mit } \bar{\alpha}_{VF} \text{ aus Gleichung (5.10)} \quad (5.13)$$

Aus dem Konzentrationsgefälle und der ausgeschiedenen Frostmasse wird die *mittlere Stoffübergangszahl* aus Gleichung (2.25) berechnet:

$$\bar{\beta}_{VF} = \frac{\dot{m}_F}{\rho_L \cdot (\bar{x} - \bar{x}_G) \cdot A} \quad (5.14)$$

$\bar{x}$  ist der über die Plattenlänge gemittelte Feuchtegehalt der Luftströmung und  $\bar{x}_G$  ist der Feuchtegehalt an der Frostoberfläche und hat Sättigungszustand. Sie werden als Mittelwerte eingesetzt:

$$\bar{x} = \frac{\bar{x}_E + \bar{x}_A}{2} \quad (5.15) \quad \text{und} \quad \bar{x}_G = \bar{x}_G(\vartheta_{FO}) \quad (5.16)$$

Um zu untersuchen, ob die *Analogie zwischen Wärme und Stoffübertragung* erfüllt ist, wird ein *Analogiefaktor*  $\gamma$  als Quotient zwischen der experimentell ermittelten und der aus der Analogie berechneten Stoffübergangszahl definiert:

$$\gamma = \frac{\bar{\beta}_{VF}}{\bar{\beta}_{VF_a}} \quad (5.17)$$

### Widerstände: in der Frostschrift, in der feuchten Luft und totaler Widerstand zwischen feuchter Luft und Kühlwand

Eine übersichtliche Beurteilung von Verbesserungsvorschlägen des Luftkühlers gelingt durch den Begriff *Widerstand* (in Anlehnung an das Ohmsche Gesetz). Für die simultane Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft an den Frost ergeben sich zwei zueinander parallele Widerstände, nämlich der konvektive *Wärmeübergangswiderstand*  $R_{kW}$  und der *konvektive Stoffübergangswiderstand*  $R_{kS}$ . Zur Überwindung von  $R_{kW}$  wirkt das Temperaturgefälle ( $\vartheta_L - \vartheta_{FO}$ ) im Luftstrom zur Frostoberfläche und entsprechend für  $R_{kS}$  die Feuchtedifferenz ( $x - x_G$ ). Dazu in Serie geschaltet ist der *Wärmeleitwiderstand der Frostschrift*  $R_F$ , auf den die Temperaturdifferenz zwischen Frostoberfläche und Kühlwand,  $\vartheta_{FO} - \vartheta_{KW}$ , wirkt. Abb. 5-2 zeigt das Schaltbild dieser Widerstände.

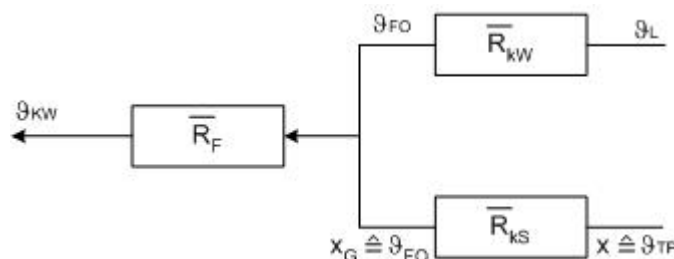


Abb. 5-2: Schaltbild der Widerstände

Das treibende Gefälle  $x - x_G$  für den *konvektiven Stoffübergangswiderstand*  $R_{kS}$  ist mit dem Temperaturgefälle  $\vartheta_{TP} - \vartheta_{FO}$  berechenbar. Dieses Gefälle wird ebenfalls für  $R_{kW}$  eingeführt, was eine plausible Approximation darstellt (VDI-Wärmeatlas [58], Jba 6). Nun können beide konvektive Widerstände als *resultierender konvektiver Übergangswiderstand*  $R_k$  (der simultanen Wärme- und Stoffübertragung) zusammengefasst werden (vgl. Abb. 5-3).

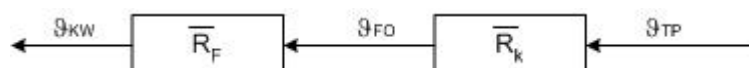


Abb. 5-3: Das vereinfachte Schaltbild der Widerstände

Dieser resultierende *konvektive Übergangswiderstand*  $\bar{R}_k$  lässt sich aus den Versuchsergebnissen berechnen, und zwar als Mittelwert über die Fläche A (und bezogen auf A = 1) durch:

$$\bar{R}_k = \frac{(\bar{\vartheta}_{TP} - \bar{\vartheta}_{FO})}{\dot{Q}_{tot}/A} \quad (5.18)$$

Der mittlere *Wärmeleitwiderstand der Frostschrift*  $\bar{R}_F$  ist definiert analog zu Gleichung (5.18) durch:

$$\bar{R}_F = \frac{(\bar{\vartheta}_{FO} - \bar{\vartheta}_{KW})}{\dot{Q}_{tot}/A} \quad (5.19)$$

und mit der Gleichung für stationäre Wärmeleitung durch die ebene Wand folgt dafür:

$$\bar{R}_F = \frac{\bar{\delta}_F}{\lambda_F} \quad (5.20)$$

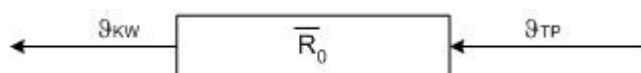
Somit lässt sich  $\bar{R}_F$  bestimmen aus  $\bar{\delta}_F$  und  $\lambda_F$ , die aus Messungen und Auswertungen bekannt sind.

Der Wärmeleitwiderstand der Frostschrift  $R_F$  wird sowohl als *Mittelwert über die Fläche A* berechnet als auch lokal ermittelt, an drei Stellen der Verfrostsplatte durch Messungen mit den Plättchen (vgl. Abschnitt 4.2).

Der *mittlere totale Widerstand*  $\bar{R}_0$  (Abb. 5-4) zwischen der feuchten Luft und Kühlwand lässt sich damit bestimmen aus:

$$\bar{R}_0 = \frac{(\bar{\vartheta}_{TP} - \bar{\vartheta}_{KW})}{\dot{Q}_{tot}/A} \quad (5.21)$$

$\bar{R}_0$  stellt wiederum den Mittelwert über die Fläche A dar und ist stets auf die Fläche A = 1 bezogen.



**Abb. 5-4:** Schaltbild mit dem totalen Widerstand zwischen Luft und Kühlwand

## 5.4 Versuchsergebnisse und Interpretation der zeitlichen Verläufe der wichtigsten Grössen der Frostbildung

### 5.4.1 Frostdickenverlauf

Es wird sowohl der *lokale* Frostdickenverlauf, d.h. die zeitliche Entwicklung der Dicke an den drei Messstellen, als auch der *zeitliche* Frostdickenverlauf entlang der Verfestungsplatte dargestellt. Die Frostdicke wird mit den Laserdistanzsensoren gemessen und mit der Schiebelehre nach 1, 3 und 8 Stunden kontrolliert.

#### ***Einfluss der Luftgeschwindigkeit***

Während der Verfestung der Versuchskühlplatte wird die Luftgeschwindigkeit in Strömungsrichtung infolge der Verengung des Spaltkanals grösser, aber die *Reynoldszahl*, die Stoff- und Wärmeübertragung bestimmt, ändert sich nicht, da der Volumenstrom der feuchten Luft konstant gehalten wird und die Spalthöhe viel grösser als die Spaltweite ist. Für den ebenen Spaltkanal mit der Höhe  $a$  und Spaltweite  $b$  ist die Reynoldszahl:

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (5.20)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser

$$d_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \text{ und der Luftgeschwindigkeit } w = \frac{\dot{V}}{a \cdot b}. \text{ Da } a \gg b \text{ folgt } d_h = 2 \cdot b \quad (5.21)$$

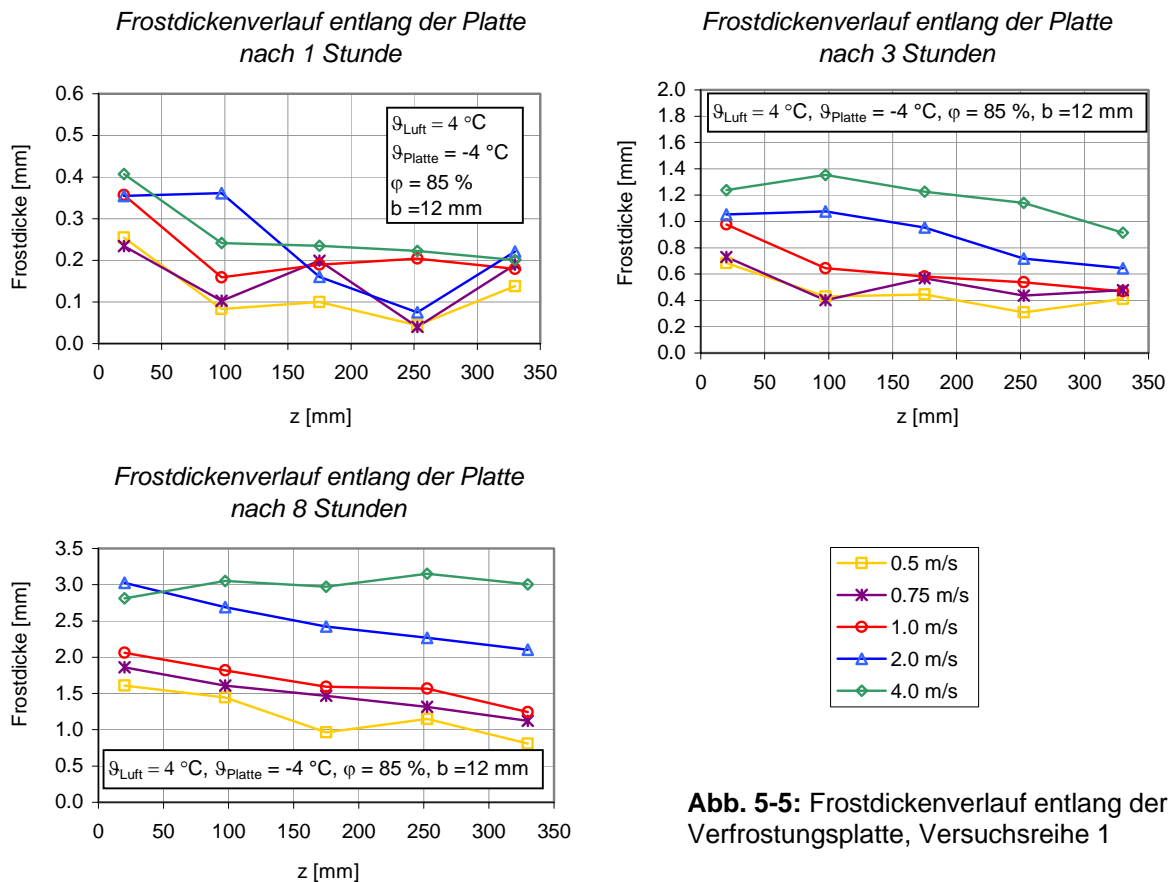
Damit ergibt sich:

$$Re = \frac{2 \cdot \dot{V}}{\nu \cdot a} \quad (5.22)$$

Somit ändert die Reynoldszahl bei gleich bleibendem Volumenstrom während des Versuches nicht und ist entlang der Kühlplatte konstant.

Es wurde die laminare ( $Re < 2300$ ) und die Strömung im Übergangsbereich ( $2300 > Re < 10'000$ ) untersucht. Für die untersuchten Luftgeschwindigkeiten 0.5 m/s, 0.75 m/s und 1.0 m/s war die Strömung bei der Spaltweite von 12 mm im laminaren Bereich und für 2.0 m/s und 4.0 m/s im Übergangsbereich. Bei Spaltweiten von 5 mm wurde nur die laminare Strömung untersucht.

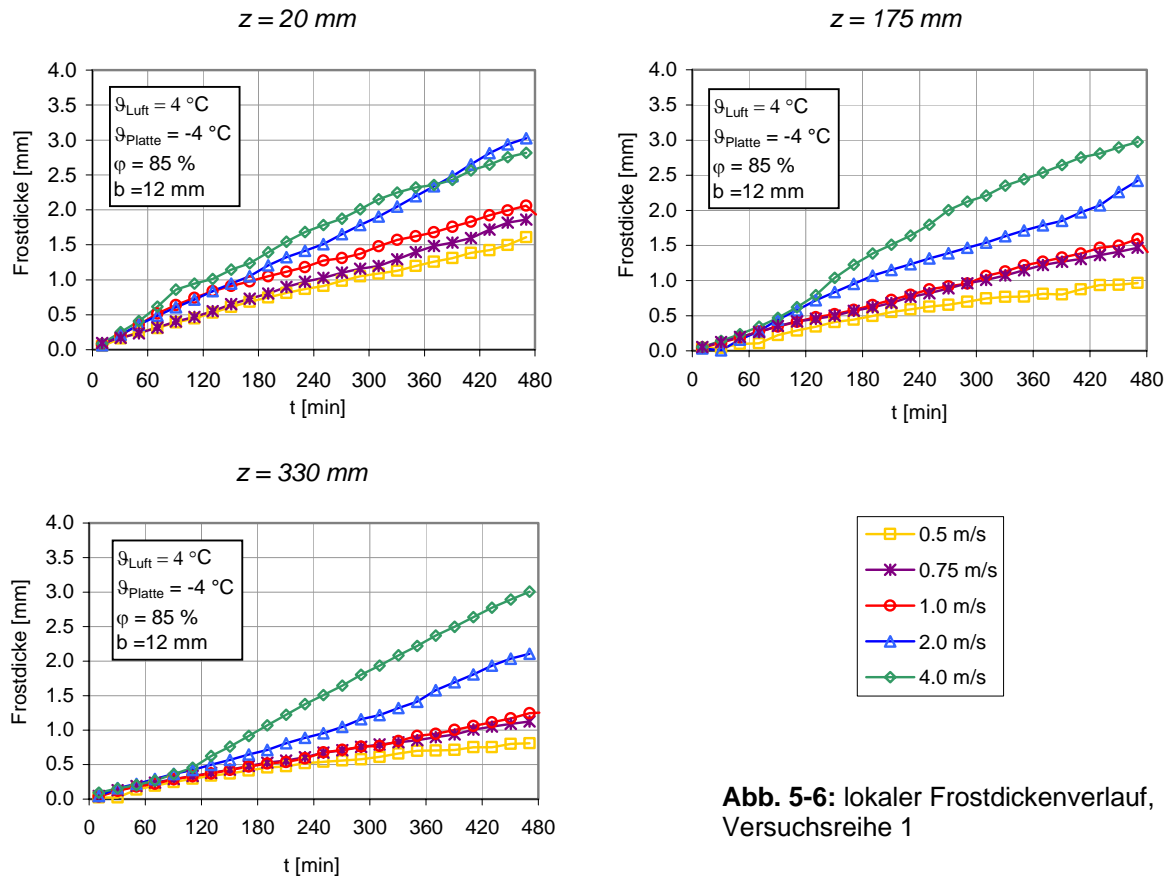
In Abb. 5-5 ist der Frostdickenverlauf entlang der Verfröstungsplatte für die fünf angegebenen Luftgeschwindigkeiten nach 1, 3 und 8 Stunden dargestellt. (Man beachte die unterschiedliche Skalenteilung!)



**Abb. 5-5:** Frostdickenverlauf entlang der Verfröstungsplatte, Versuchsreihe 1

In der eindimensionalen Kristallwachstumsphase, die etwa in der ersten Stunde stattfindet, können mit den Laserdistanzsensoren keine guten Genauigkeiten erzielt werden. Eine qualitative Aussage kann jedoch gemacht werden: Aus den Frostdickenverläufen ist ersichtlich, dass sich eine dickere Frostschrift mit der grösseren Luftgeschwindigkeit bildet. Infolge des grösseren Temperatur- und Konzentrationsgefälles und der höheren Übergangszahlen ist die grösste Frostdicke am Versuchsluftkühlereintritt festzustellen. Im Verlaufe der Zeit wird die Frostwachstumsgeschwindigkeit in Richtung des Versuchsluftkühleraustritts grösser. Am Eintritt findet inzwischen ein langsames Frostwachstum mit der Verdichtung der Frostschrift statt.

Abbildung 5-6 zeigt die zeitlichen Frostickenverläufe an den drei Stellen der Verfrosterplatte, wo die Laserdistanzsensoren positioniert sind.



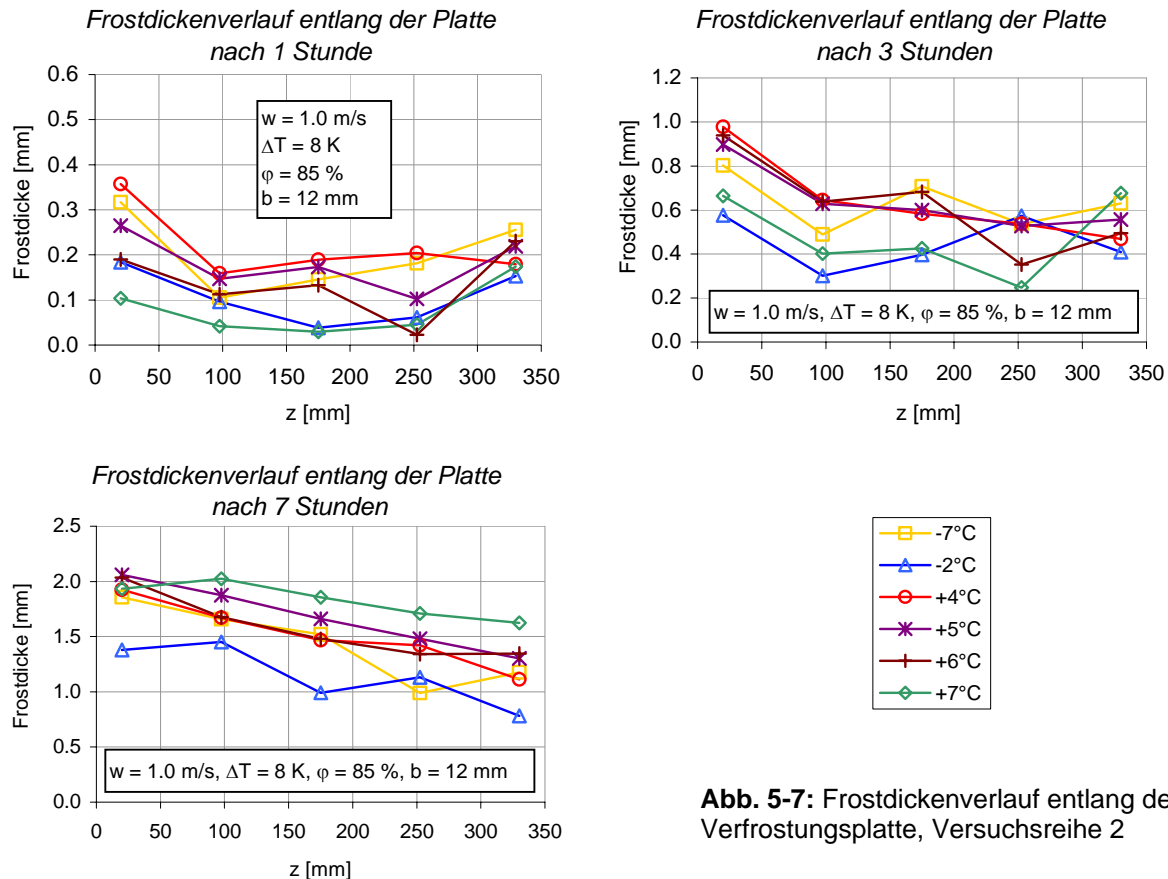
**Abb. 5-6:** lokaler Frostickenverlauf, Versuchsreihe 1

Die sinkende Frostwachstumsgeschwindigkeit am Eintritt des Versuchsluftkühlers zeigt sich ebenfalls in der Abb. 5-6.

Es wurden die laminare und die Strömung im Übergangsbereich untersucht. Bei Strömung im Übergangsbereich (2 m/s und 4 m/s) zeigt sich das Frostwachstum am Versuchsluftkühlereintritt unabhängig von der Luftgeschwindigkeit. Für die laminare Strömung ist entlang der ganzen Verfrosterplatte eine schwache Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit festzustellen.

### Einfluss der Lufteintrittstemperatur

In Abb. 5-7 ist die Frostdicke entlang der Verfrosterplatte für die sechs verschiedenen Temperaturen zwischen  $-7^{\circ}\text{C}$  und  $+7^{\circ}\text{C}$  nach 1, 3 und 7 Stunden dargestellt.



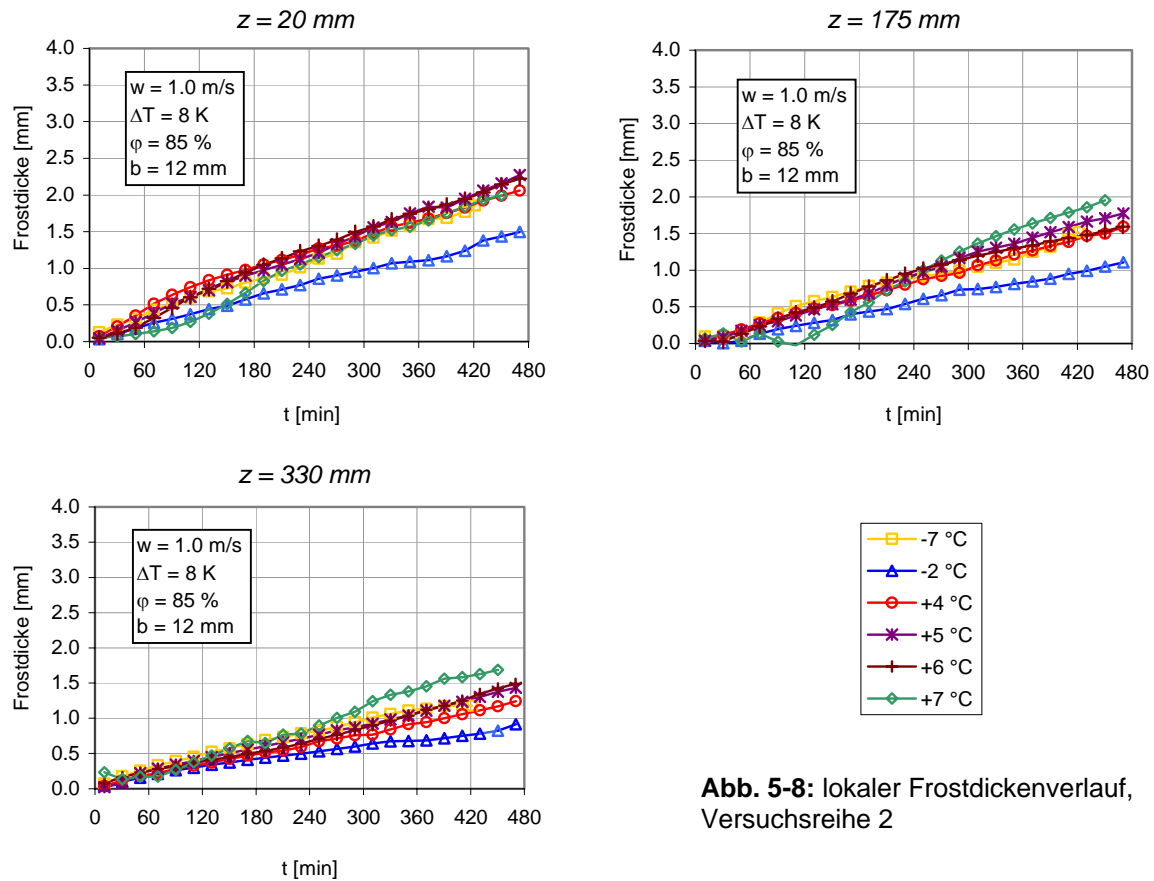
**Abb. 5-7:** Frostdickenverlauf entlang der Verfrosterplatte, Versuchsreihe 2

Die Frostdicke zeigt sich wenig von der Lufteintrittstemperatur abhängig.

Bei allen Versuchen dieser Versuchsreihe ist die Temperaturdifferenz gleich gross. Infolge des approximativ exponentiellen Verlaufs der Wasserdampfdruckkurve sinkt bei tieferer Lufttemperatur das treibende Konzentrationsgefälle. Damit wird weniger Wasserdampf ausgeschieden. Jedoch ist bei der Lufteintrittstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  etwa die gleiche Frostdicke wie beim Grundversuch (mit  $\vartheta_L = +4^{\circ}\text{C}$ ) festzustellen. Dieses Phänomen entsteht durch die direkte Desublimation und der damit verbundenen kleineren Frostdichte. Auch Falén [4] berichtet, dass die Frostdichte bei dieser tiefen Temperatur sehr klein ist (vgl. Abschnitt 5.4.3).



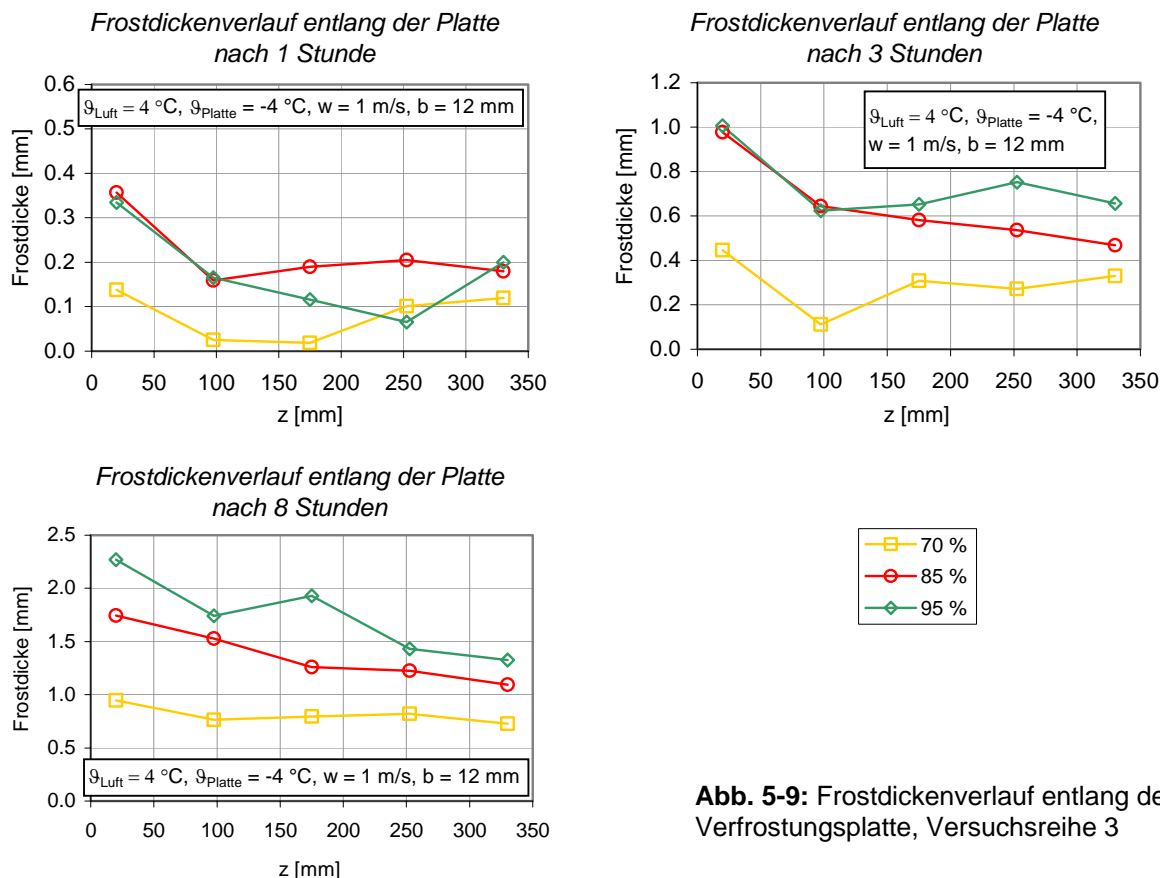
In Abb. 5-8, lokaler Frostdickenverlauf, ist ersichtlich, dass die Frostdicke am Versuchsluftkühlereintritt von der Lufttemperatur unabhängig ist. Eine Ausnahme ist festzustellen bei der Lufttemperatur von  $-2^{\circ}\text{C}$ : Es wird weniger Frost ausgeschieden, wobei die Frostdichte etwa jener bei den Lufttemperaturtemperaturen oberhalb  $0^{\circ}\text{C}$  entspricht. Damit ergibt sich eine kleinere Frostdicke.



**Abb. 5-8:** lokaler Frostdickenverlauf, Versuchsreihe 2

**Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant**

In Abb. 5-9 ist der Frostdickenverlauf entlang der Verfröstungsplatte dargestellt für drei verschiedene relative Luftfeuchten nach 1, 3 und 8 Stunden. Da die Lufteintrittstemperatur in dieser Versuchsreihe konstant gehalten wurde, wirken sich sowohl die verschiedenen Feuchtegehalte als auch die *Überhitzung* des Wasserdampfes in feuchter Luft auf die Frostbildung aus.

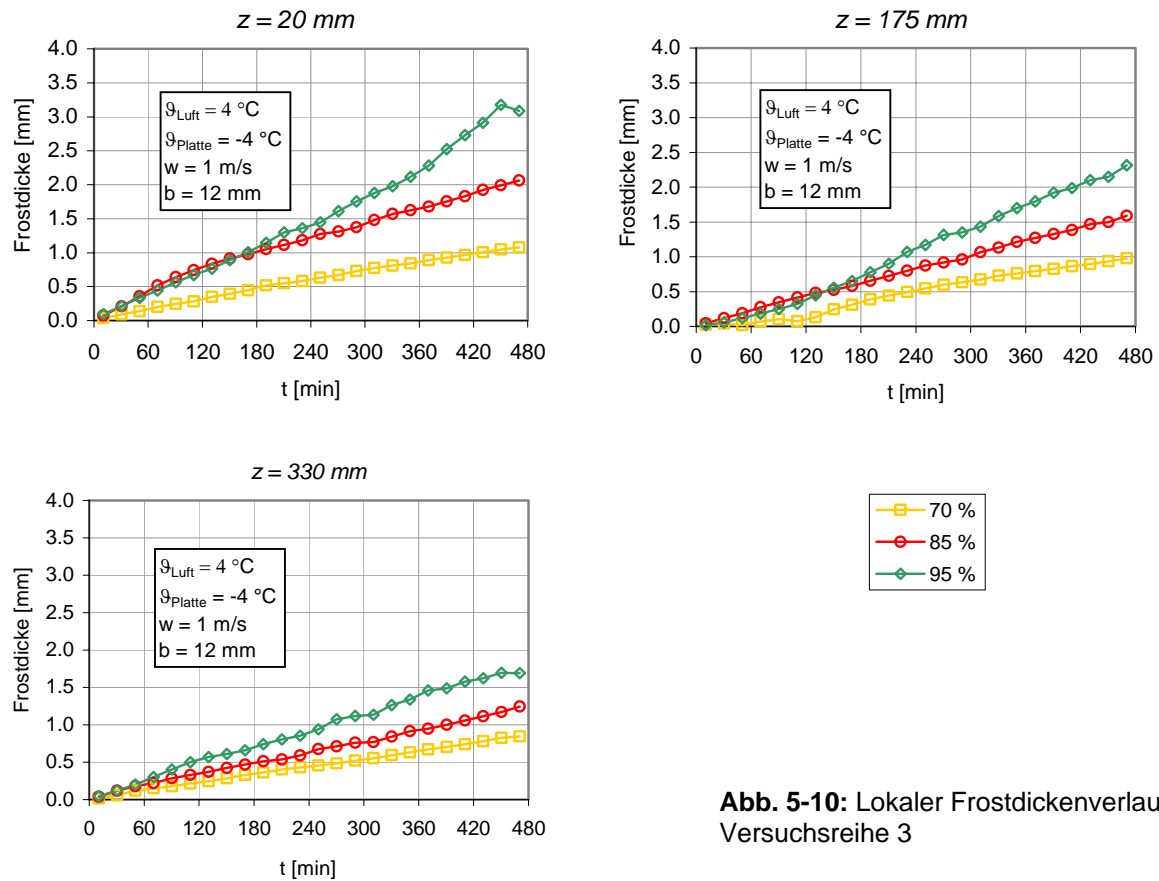


**Abb. 5-9:** Frostdickenverlauf entlang der Verfröstungsplatte, Versuchsreihe 3

Wegen des grösseren Konzentrationsgefälles (da die Lufteintrittstemperatur bei jedem Versuch dieser Versuchsreihe konstant ist) scheidet sich bei höheren relativen Luftfeuchten mehr Frost aus. Die Frostdicke bei einer relativen Feuchte von 70 % ist einerseits wegen des geringeren Konzentrationsgefälles für die Stoffübertragung kleiner als bei anderen höheren relativen Feuchten, andererseits ist die Froststruktur zusätzlich kompakter. Mit der abnehmenden relativen Feuchte scheidet sich weniger Frost aus bzw. nimmt die Frostoberflächentemperatur weniger rasch zu. Dadurch wird der sensible Wärmestrom grösser, der durch die Frostsicht geleitet werden muss. Deswegen entsteht eine dichtere (kompaktere) Frostsicht bzw. die Frostdicke wird kleiner. Dies kann man auch aus der Betrachtung über die Frostdichte im Abschnitt 5.4.3 feststellen.

In Bezug auf die Entwicklung der Frostdicke entlang der Verfröstungsplatte ist aus der Abb. 5-9 festzustellen, dass bei der relativen Feuchte von 70% eine fast konstante Frostdicke entsteht. Durch das kleiner werdende Konzentrationsgefälle quer zur Strömung in Strömungsrichtung wird weniger Frostmasse abgeschieden. Die Frostdicke müsste deshalb in Strömungsrichtung kontinuierlich abnehmen. In Strömungsrichtung nimmt aber die relative Feuchte in der Kernströmung zu und es entsteht deshalb Frost mit geringerer Dichte (Siehe Abschnitt 5.4.3). Die fehlende Frostdicke aufgrund geringerer Frostmasse wird durch die Abnahme der Frostdichte kompensiert.

In Abb. 5.10, lokaler Frostdickenverlauf, ist wiederum starke Abhängigkeit der Frostdicke von der relativen Luftfeuchte ersichtlich, hingegen ist für alle drei Luftfeuchten am Verfröstungsplattenaustritt ein kleines Frostwachstum festzustellen, infolge des durch die Ausscheidung vom Wasserdampf verminderten Konzentrationsgefälles.

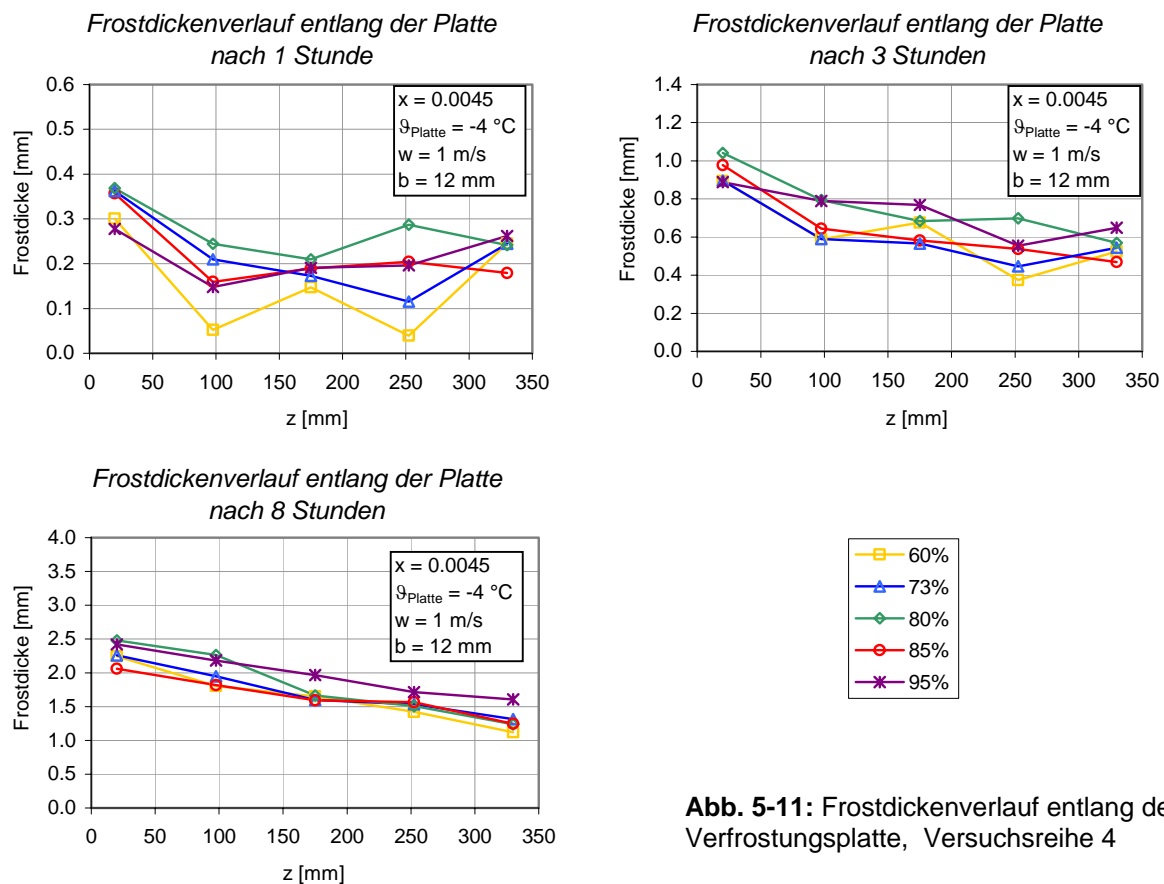


**Abb. 5-10:** Lokaler Frostdickenverlauf, Versuchsreihe 3

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Luftkühlereintritt konstant

Bei dieser Versuchsreihe wurden die verschiedenen relativen Luftfeuchten am Luftkühlereintritt untersucht bei konstantem Feuchtegehalt von  $x = 0.0045 \text{ kg/kg}_{\text{trL}}$ , was einer relativen Luftfeuchte von 85 % bei einer Lufttemperatur von  $4^\circ\text{C}$  (Grundversuch) entspricht. Die Lufttemperatur wurde zwischen  $2.5^\circ\text{C}$  und  $9^\circ\text{C}$  variiert. Das treibende Gefälle für die Stoffübertragung war damit bei allen Versuchen gleich.

Dadurch konnte in dieser Versuchsreihe der Einfluss der Überhitzung des Wasserdampfes in feuchter Luft allein (ohne Änderung des Konzentrationsgefälles) untersucht werden und nicht wie bei der Versuchsreihe 3, wo sich sowohl die Überhitzung als auch das Konzentrationsgefälle änderten.

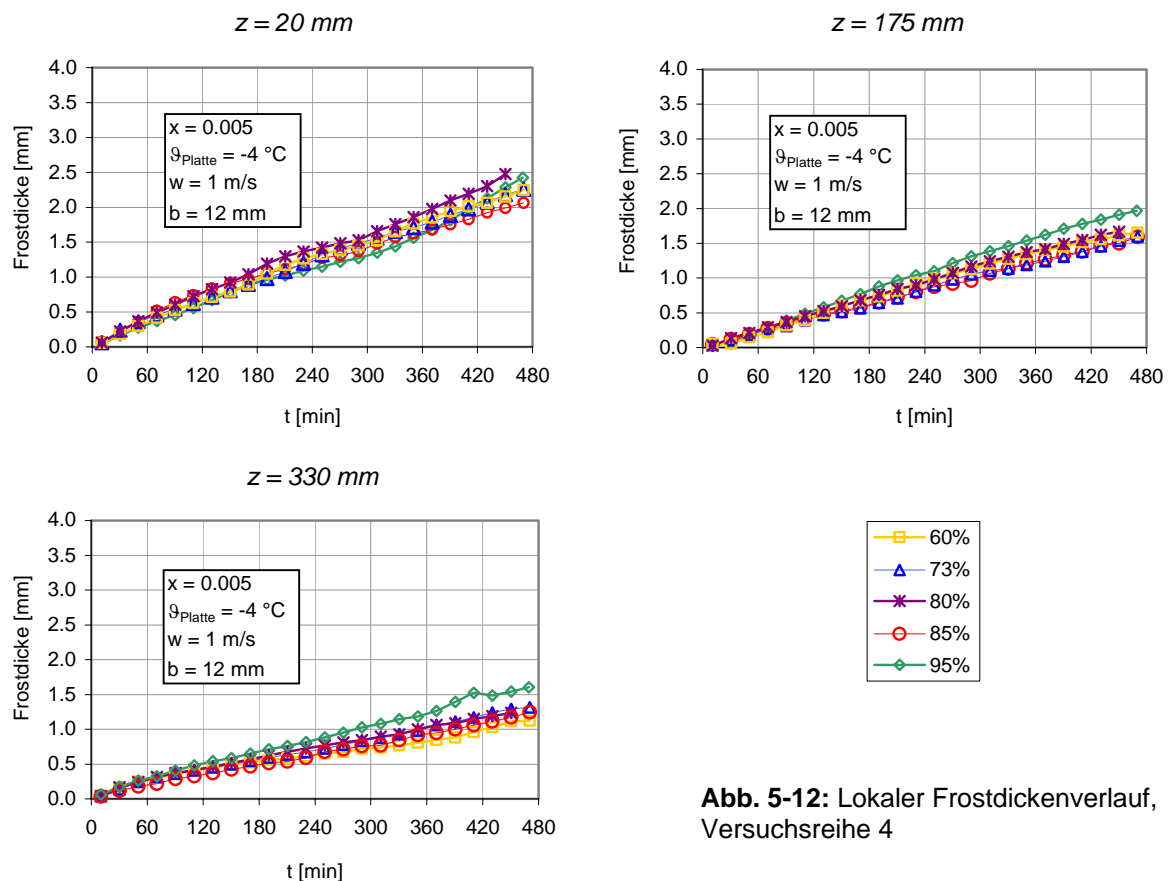


**Abb. 5-11:** Frostdickenverlauf entlang der Verfrosterplatte, Versuchsreihe 4

In Abb. 5-11 zeigt sich eine leichte Abhängigkeit des Frostwachstums von der Überhitzung des Wasserdampfes in feuchter Luft und zwar entsteht bei den kleineren relativen Luftfeuchten eine Frostschrift kleinerer Dicke. Um den durch die grössere Überhitzung des Wasserdampfes grösseren sensiblen Wärmestrom durch die Frostschrift leiten zu können, stellt sich bei gleicher Frostdicke eine höhere Frostoberflächentemperatur ein. Dadurch wird das Temperaturgefälle innerhalb des Frosts grösser und die Dampfdiffusion innerhalb der Frostschrift nimmt zu. Als Folge davon nimmt die Frostdicke zu. Dadurch ist diese leichte Abnahme der Frostdicke begründet.

So ein Verhalten der Frostbildung mit zunehmender relativer Feuchte bei gleich bleibendem Feuchtegehalt erwartete Lür [2] in seiner experimentellen Untersuchung. Jedoch konnte er das nicht beweisen, wobei zu erwähnen ist, dass Lür viel grössere Temperaturdifferenzen zwischen Verfröstungsplatte und feuchter Luft untersucht hat. Damit war die durch die Erhöhung der relativen Luftfeuchte hervorgerufene prozentuelle Zunahme des sensiblen Wärmestromes viel kleiner als bei den Versuchen im hier vorliegenden Projekt.

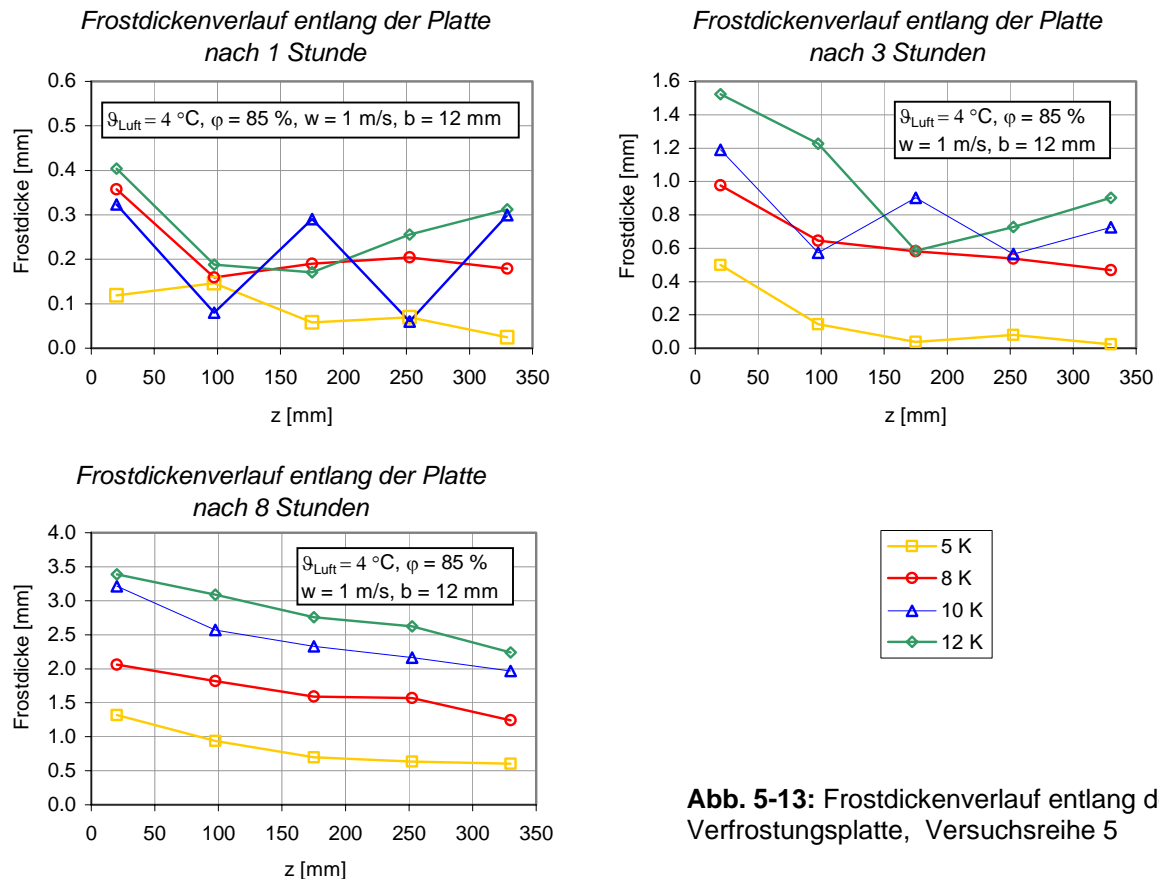
In Abb. 5-12, lokaler Frostickenverlauf, ist mit zunehmender Überhitzung des Wasserdampfes in feuchter Luft wiederum eine leichte Abnahme der Frostdicke ersichtlich. Eine interpretierbare Abhängigkeit am Versuchsluftkühlereintritt ist nicht festzustellen.



**Abb. 5-12:** Lokaler Frostickenverlauf, Versuchsreihe 4

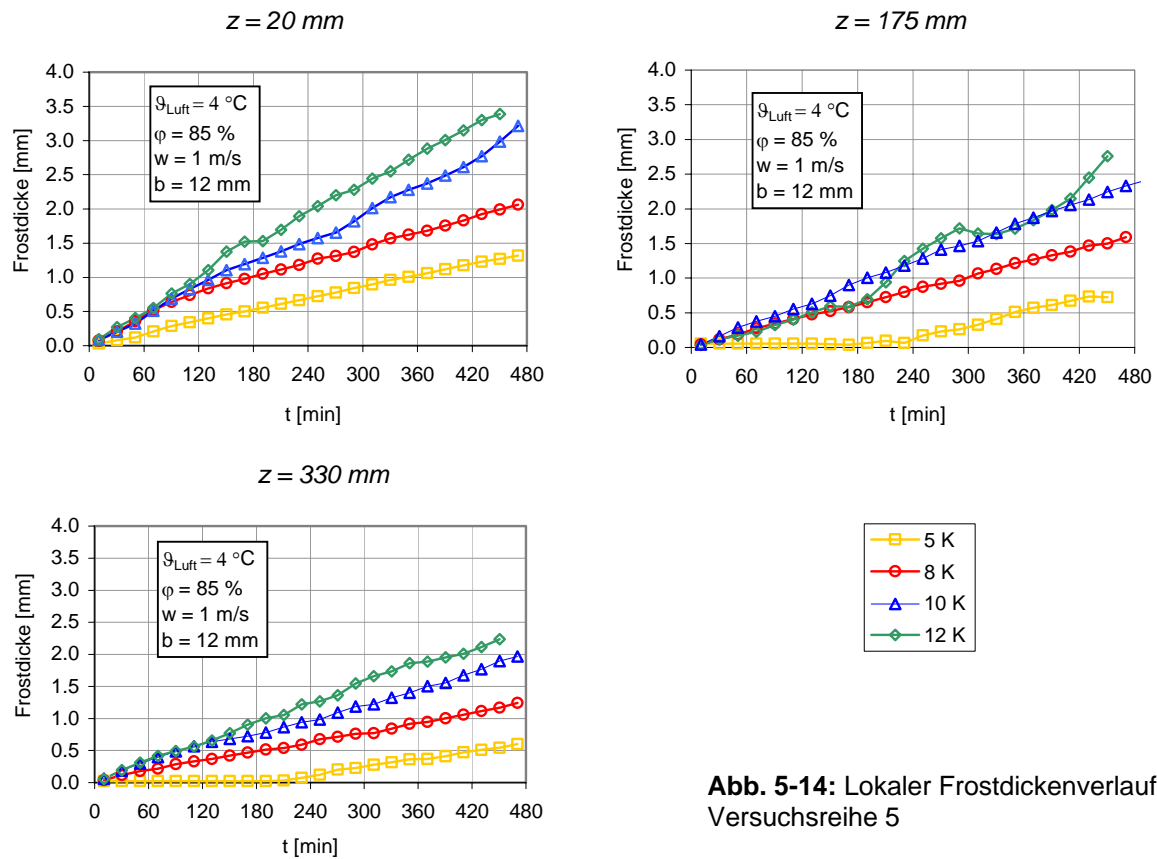
### Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur und Verfröstungsplatten-Temperatur

In dieser Versuchsreihe wurde die Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintrittstemperatur und Verfröstungsplatten-Temperatur variiert. Die Frostprofile in Abb. 5-13 zeigen deutlich die schneller verlaufende Frostbildung mit zunehmender Temperaturdifferenz. Dieses Verhalten beruht darauf, dass durch das mit zunehmender Temperaturdifferenz grösser werdende treibende Gefälle für die Stoffübertragung mehr Wasserdampf ausgeschieden wird.



**Abb. 5-13:** Frostdickenverlauf entlang der Verfröstungsplatte, Versuchsreihe 5

In Abb. 5-14, lokaler Frostdickenverlauf, ist die Verzögerung der Frostbildung in Strömungsrichtung bei der Temperaturdifferenz von 5 K ersichtlich. Die Temperatur der Verfrostoplatte von  $-1^{\circ}\text{C}$  führt zu einem verzögerten Gefrieren der unterkühlten Tropfen (vgl. Abschnitt 2.3).

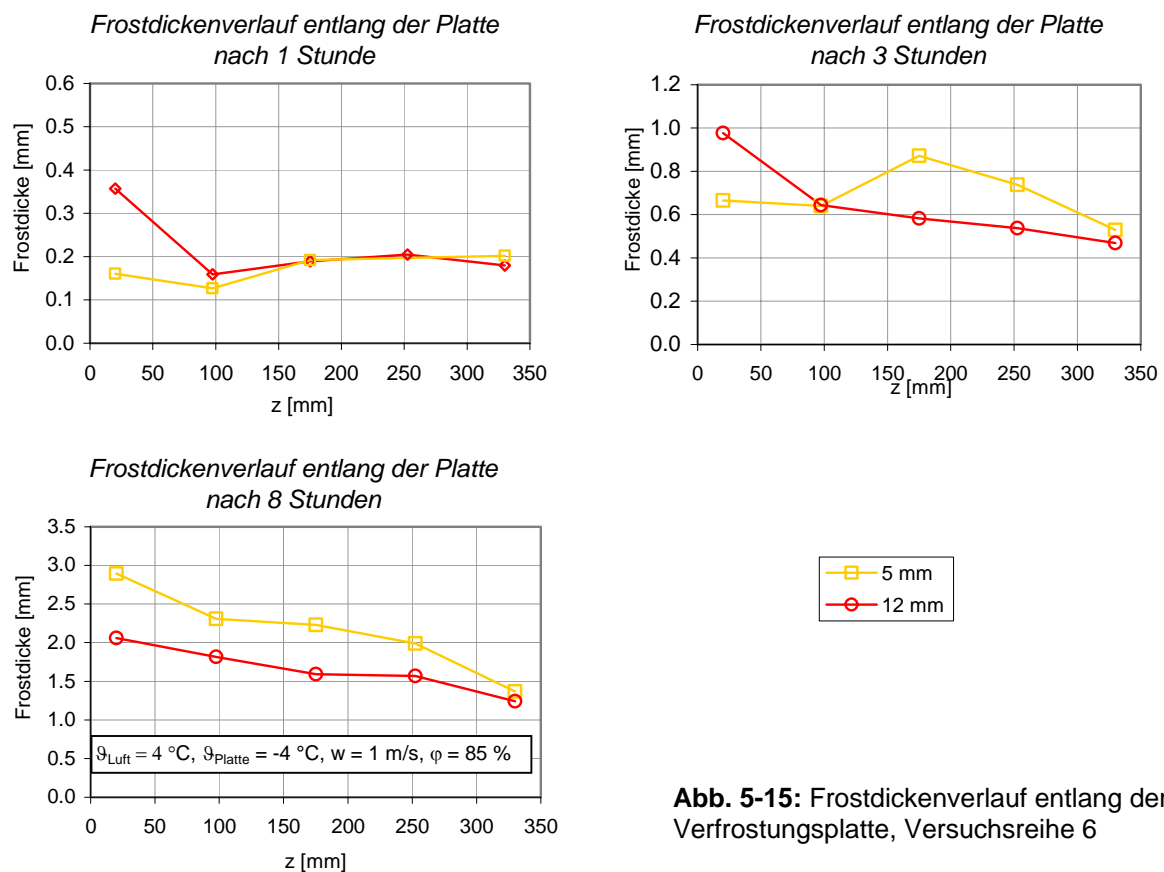


**Abb. 5-14:** Lokaler Frostdickenverlauf, Versuchsreihe 5

### Einfluss der Spaltweite

Wie die Herleitung im Abschnitt 2.2 zeigt, sind der hydraulische Durchmesser  $d_h$  und somit die Spaltweite bedeutende Einflussgrößen auf die simultane Wärme- und Stoffübertragung bei der Frostbildung. Dieser Einfluss wurde mit den Spaltweiten von 5 mm und 12 mm untersucht.

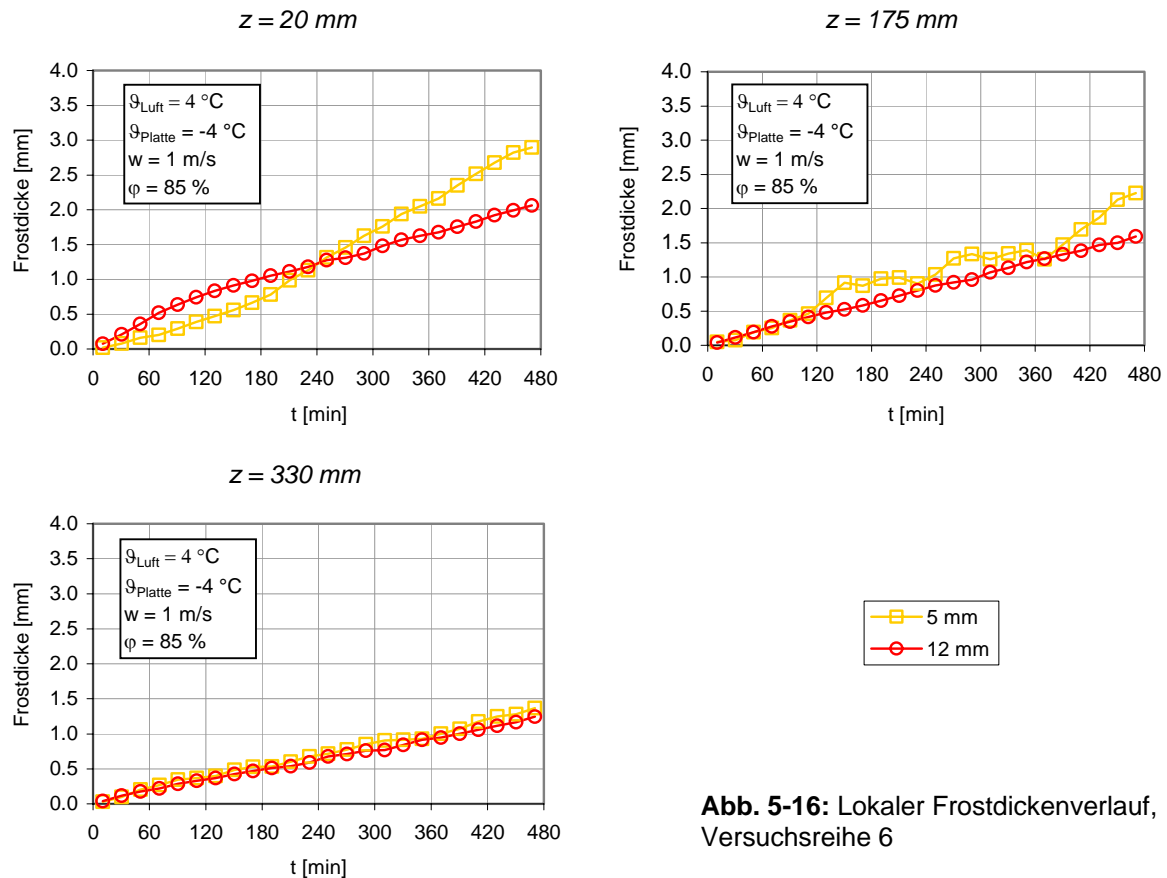
Aus der Abb. 5-15 ist zu entnehmen, dass sich bei der kleineren Spaltweite mehr Frost bildet, obwohl weniger Wasserdampf durch den Versuchsluftkühler strömt. Dies lässt sich mit stärkerer Abkühlung der feuchten Luft und der damit verbundenen Erhöhung der Wärme- und Stoffübergangszahl erklären (vgl. Abb. 5-67 in Abschnitt 5.4.6).



**Abb. 5-15:** Frostdickenverlauf entlang der Verfrosterplatte, Versuchsreihe 6



Aus dem lokalen Frostdickenverlauf, Abb. 5-16, ist festzustellen, dass am Versuchsluftkühleraustritt die Frostdicke unabhängig von der Spaltweite ist. Umso enger der Spalt, desto grösser wird die Wärme- und Stoffübergangszahl. Im engeren Spalt nimmt deshalb in Strömungsrichtung das Temperatur- und Konzentrationsgefälle stärker ab und somit auch die Wärme- und Stoffübertragung. Am Austritt ( $z = 330 \text{ mm}$ ) sind die abgeschiedenen Massenströme etwa gleich gross. Deshalb sind die Frostdicken praktisch gleich.



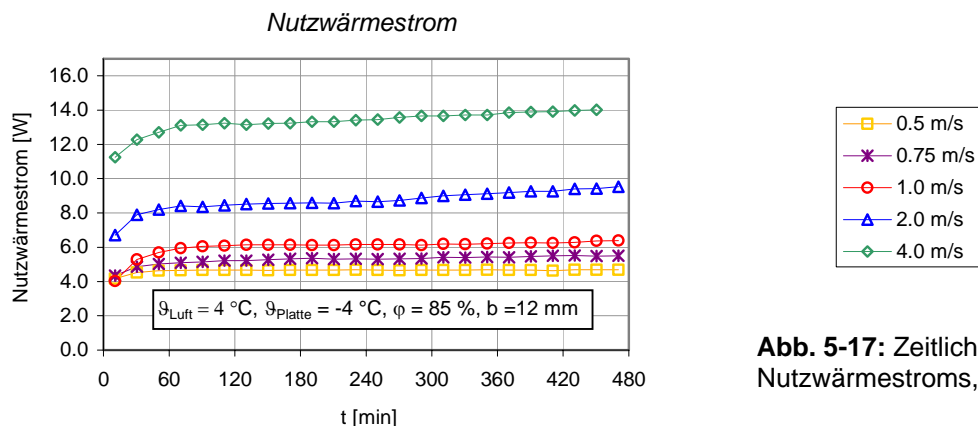
**Abb. 5-16:** Lokaler Frostdickenverlauf, Versuchsreihe 6

### 5.4.2 Der Nutzwärmestrom

Der *Nutzwärmestrom* ist im Abschnitt 5.3 in Gleichung (5.6) als Enthalpiestromabnahme des feuchten Luftstroms zwischen Ein- und Austritt des Luftkühlers definiert, unter der Voraussetzung der gemachten Enthalpienormierung.

#### *Einfluss der Luftgeschwindigkeit*

In der Abb. 5-17 ist der zeitliche Verlauf des Nutzwärmestroms für fünf verschiedene Luftgeschwindigkeiten dargestellt. Es zeigt, je höher die Luftgeschwindigkeit, umso höher der Verlauf des Nutzwärmestroms. Dies trifft auch für den sensiblen und latenten Wärmestromanteil zu.



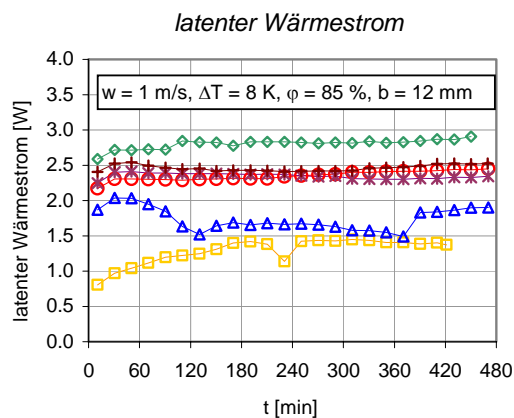
**Abb. 5-17:** Zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestroms, Versuchsreihe 1

In Bezug auf die zeitliche Entwicklung zeigt sich bei allen Versuchen zu Versuchsbeginn während etwa 20 bis 40 Minuten eine Zunahme des Nutzwärmestromes. Die ist jedoch durch den Versuchsablauf bedingt (vgl. Abschnitt 4.3.2). In dieser Zeit sinkt der Wärmeeinbruch von einem maximalen Wert nach der Montage des Plexiglas-Sichtfensters und der Einschaltung der Messdatenerfassung auf einen konstanten Wert. Im folgenden Zeitabschnitt bleibt der Nutzwärmestrom konstant oder nimmt leicht zu. Der Nutzwärmestrom bleibt konstant bei allen Luftgeschwindigkeiten ausser bei 2 m/s und 4 m/s. Bei den Luftgeschwindigkeiten von 2 m/s und 4 m/s konnte in der zweiten Phase (ab ca. 180 min) nochmals eine Zunahme des Nutzwärmestroms festgestellt werden:

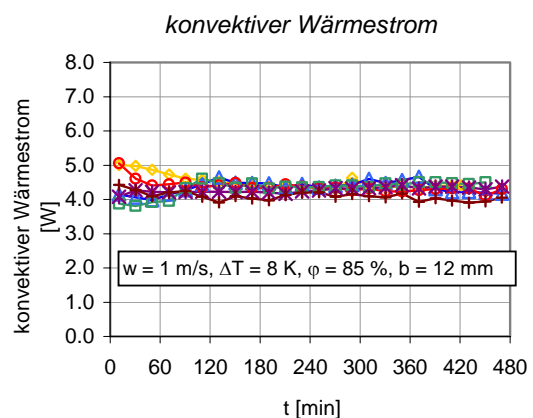
Der Nutzwärmestrom ist umgekehrt proportional zum *totalen Widerstand* zwischen der feuchten Luft und der Verfrostsplatte. Der *totale Widerstand* setzt sich zusammen aus dem *Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* und dem luftseitigen *Wärmewiderstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung* (vgl. Abschnitt 5.3). Durch die anwachsende Frostschrift steigt deren Wärmeleitwiderstand. Wie sich der *totale Widerstand* zwischen der feuchten Luft und der Verfrostsplatte verhält, hängt aber auch vom *Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung* ab. Dieser nimmt mit der Spaltverengung ab, verursacht durch die wachsende Frostschrift. In den meisten Versuchen kompensieren sich die beiden Effekte: Der zunehmende *Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* wird durch den abnehmenden *Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung* wettgemacht. Der Nutzwärmestrom bleibt konstant. Bei starker Spaltverengung mit und ohne Vergletscherung (vgl. Abschnitt 2.3) überwiegt die luftseitige Abnahme des *Widerstandes der simultanen Wärme- und Stoffübertragung*, so dass der Nutzwärmestrom zunimmt.

### Einfluss der Lufteintrittstemperatur

Für alle sechs Versuche dieser Versuchsreihe ist die Temperaturdifferenz gleich gross,  $\Delta T = 8 \text{ K}$ , aber das Konzentrationsgefälle der Stoffübertragung ändert jeweils, nämlich gemäss dem approximativ exponentiellen Verlauf der Wasserdampfdruckkurve. Daraus ergibt sich, dass bei höherer Lufteintrittstemperatur mehr Frost ausgeschieden wird und somit der *latente Wärmestrom* ebenfalls grösser ist (vgl. Abb. 5-18). Der *konvektive (sensible) Wärmestrom* bleibt *zeitlich konstant* für alle sechs Lufteintrittstemperaturen. Einerseits nimmt mit der Zeit das Temperaturgefälle zwischen Luft- und Frostoberflächentemperatur ab, andererseits nimmt entsprechend die Wärmeübergangszahl zu. Daraus resultiert der zeitlich konstante *konvektive Wärmestrom*.

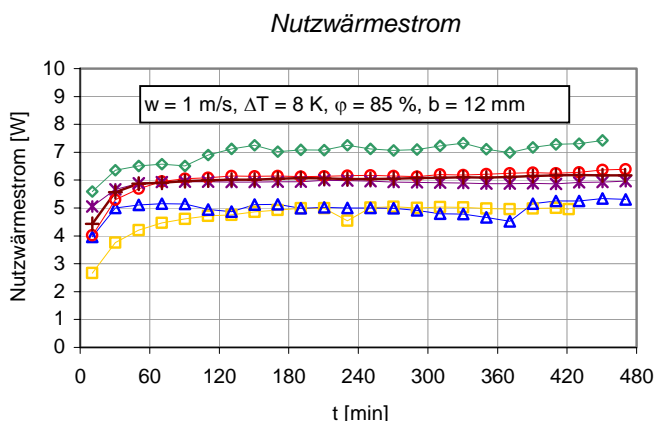


**Abb. 5-18:** Latenter Wärmestrom, Versuchsreihe 2



**Abb. 5-19:** Konvektiver Wärmestrom, Versuchsreihe 2

Der Nutzwärmestrom verläuft sowohl zeitlich als auch in Abhängigkeit von der Lufteintrittstemperatur wie sein latenter Anteil (vgl. Abb. 5-18 und Abb. 5-20).

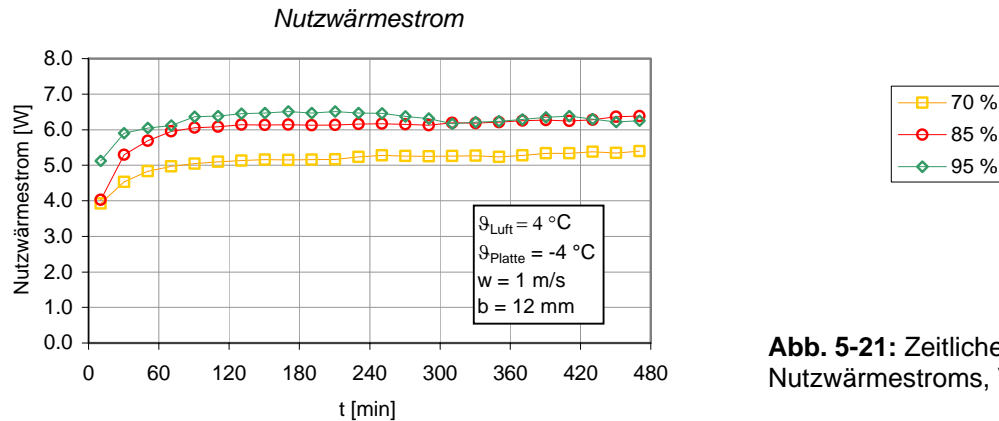


**Abb. 5-20:** Zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestroms, Versuchsreihe 2

Der Nutzwärmestrom bleibt zeitlich konstant, wenn keine Vergletscherung auftritt. Bei der Lufteintrittstemperatur von  $7 \text{ °C}$  (entspricht Verfrostoplattentemperatur von  $-1 \text{ °C}$ ) wird die Frostoberflächentemperatur  $0 \text{ °C}$  rasch erreicht, so dass ein leichter Anstieg des Nutzwärmestroms entsteht.

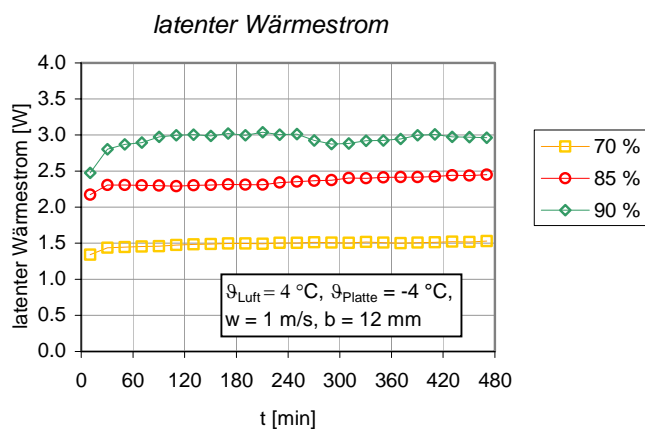
### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant

In der Abb. 5-21 ist der zeitliche Verlauf des *Nutzwärmestroms* für drei verschiedene relative Luftfeuchten bei gleicher Lufteintrittstemperatur dargestellt. Sie verlaufen recht konstant. Je niedriger die relative Feuchte ist, desto kleiner ist der Nutzwärmestrom. Dies ergibt sich aus dem latenten Wärmestromanteil (Abb. 5-22).

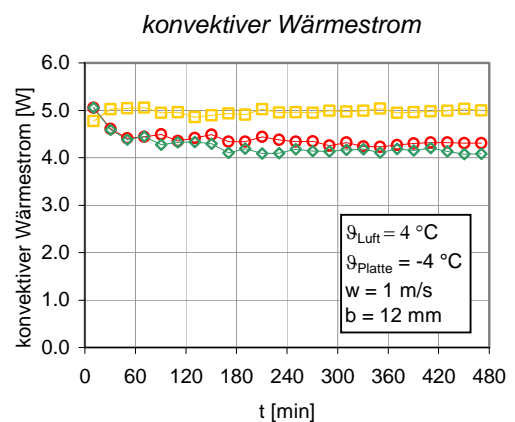


**Abb. 5-21:** Zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestroms, Versuchsreihe 3

Eine kleinere Frostdicke mit grösserer Frostdichte führt bei der relativen Luftfeuchte von 70% zu einer sehr schwachen zeitlichen Zunahme der Frostoberflächentemperatur (Abb. 5-48). Damit werden das treibende Temperaturgefälle und der konvektive Wärmestrom grösser, als bei den relativen Luftfeuchten von 85% und 95% (Abb. 5-23).



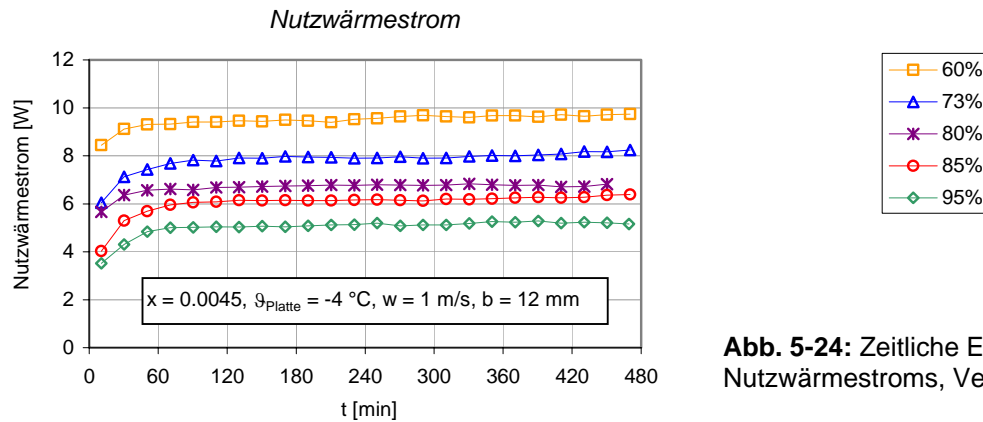
**Abb. 5-22:** Zeitliche Entwicklung des latenten Wärmestroms, Versuchsreihe 3



**Abb. 5-23:** Zeitliche Entwicklung des konvektiven Wärmestroms, Versuchsreihe 3

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Luftkühlereintritt konstant

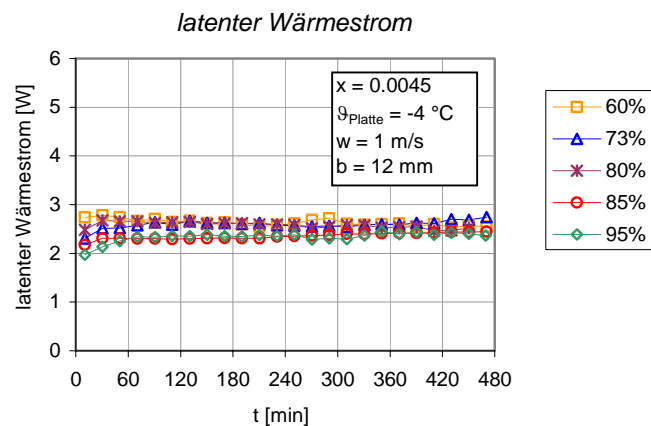
In Abb. 5-24 ist der zeitliche Verlauf des Nutzwärmestroms für fünf verschiedene relative Luftfeuchten bei gleich grossem Feuchtegehalt am Versuchsluftkühlereintritt dargestellt.



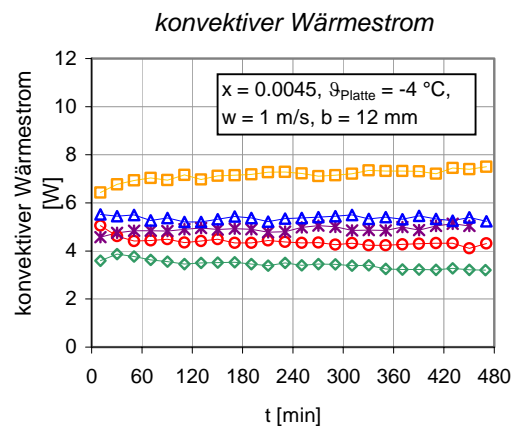
**Abb. 5-24:** Zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestroms, Versuchsreihe 4

Der von der feuchten Luft abgegebene Wärmestrom (Nutzwärmestrom) ist umso höher, je niedriger die relative Luftfeuchte ist. Das ist, weil der konvektive Wärmestromanteil grösser wird (vgl. Abb. 5-26).

Da das treibende Gefälle für die Stoffübertragung bei allen Versuchen konstant gehalten wurde, ergibt sich etwa der gleich grosse *latente Wärmestrom* (Abb. 5-25).



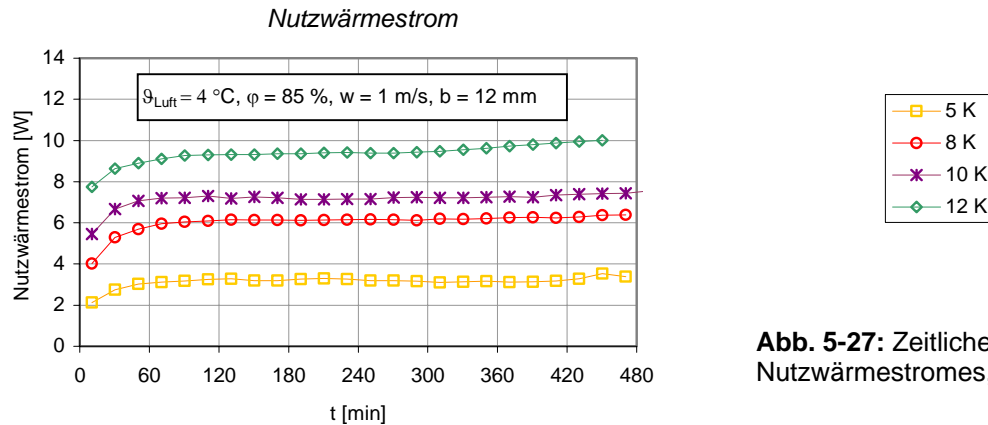
**Abb. 5-25:** Zeitliche Entwicklung des latenten Wärmestromes, Versuchsreihe 4



**Abb. 5-26:** Zeitliche Entwicklung des konvektiven Wärmestromes, Versuchsreihe 4

### Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur, Verfröstungsplatten-Temperatur

In Abb. 5-27 ist der zeitliche Verlauf des Nutzwärmestroms für vier verschiedene Differenzen zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Temperatur der Verfröstungsplatte dargestellt.



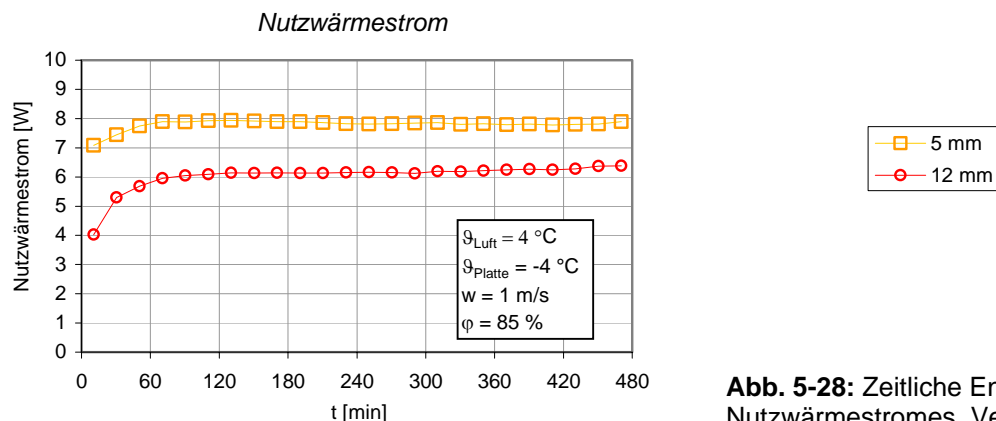
**Abb. 5-27:** Zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestromes, Versuchsreihe 5

Durch das grössere treibende Gefälle sowohl für die Wärme- als auch die Stoffübertragung wird der Nutzwärmestrom bei der zunehmenden Temperaturdifferenz grösser.

Bei der Temperaturdifferenz von 12 K ist nach ca. 5 Stunden eine leichte Zunahme des Nutzwärmestromes festzustellen. Dies beruht darauf, dass die durch die Spaltverengung hervorgegangene Abnahme des Widerstandes der simultanen Wärme- und Stoffübertragung in der feuchten Luft die Zunahme des Wärmeleitwiderstandes der Frostschrift überwiegt (vgl. Abschnitt 5.6, Abb. 5-98). Diese Versuchsbedingungen wurden ebenfalls bei der Spaltweite von 5 mm untersucht. Die Zunahme des der Luft entnommenen Wärmestromes war wieder festzustellen, und zwar war sie noch stärker als bei der Spaltweite von 12 mm (Abb. 5-99 und 5-100).

### Einfluss der Spaltweite

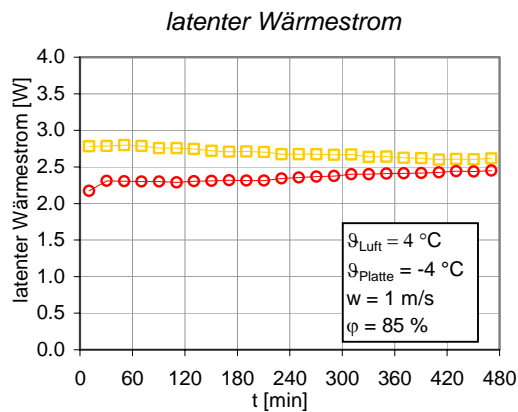
In Abb. 5-28 ist der zeitliche Verlauf des Nutzwärmestroms für zwei Spaltweiten dargestellt.



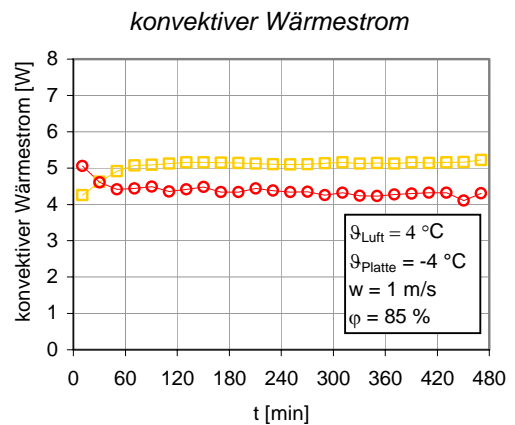
**Abb. 5-28:** Zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestromes, Versuchsreihe 6

Bei der Spaltweite von 5 mm ergibt sich der grössere Nutzwärmestrom. Der Einfluss der stärkeren Abkühlung der feuchten Luft überwiegt den Einfluss des kleineren Luftvolumenstroms und des damit verbundenen kleineren Wasserdampfstroms in feuchter Luft.

Die Abb. 5-29 und Abb. 5-30 zeigen den zeitlichen Verlauf des latenten und konvektiven Wärmestroms.



**Abb. 5-29:** Zeitliche Entwicklung des latenten Wärmestromes, Versuchsreihe 6



**Abb. 5-30:** Zeitliche Entwicklung des konvektiven Wärmestromes, Versuchsreihe 6

### 5.4.3 Frostdichte

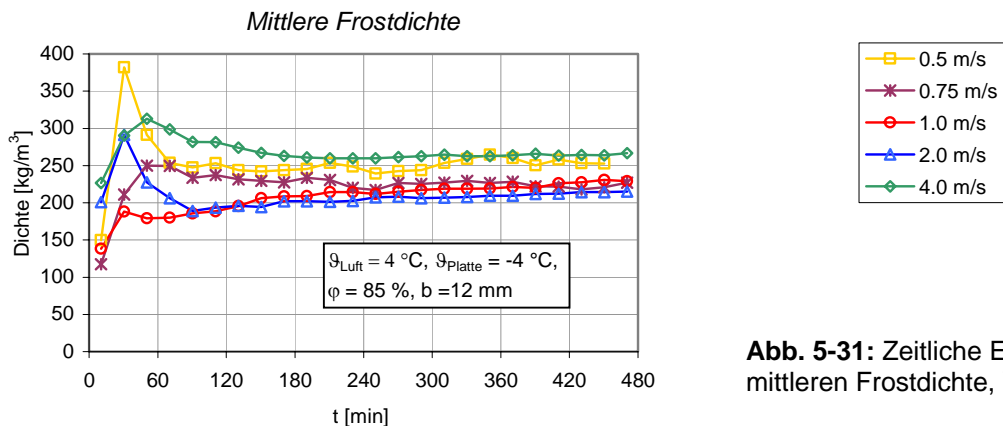
Das zeitliche Verhalten der *mittleren Frostdichte* wurde aus der Messung der ausgeschiedenen Frostmasse und der *gemittelten Frostdicke* entlang der Verfrosterplatte bestimmt.

Die drei in der Verfrosterplatte eingebauten abnehmbaren Plättchen ermöglichen die Ermittlung der *lokalen Frostdichte* am Ende des Versuches.

Für alle Versuchsreihen zeigt sich ein ähnliches zeitliches Verhalten der mittleren Frostdichte: In der Anfangsphase der Frostbildung baut sich eine dünne Eisschicht an der Verfrosterplatte auf, die durch das Gefrieren der unterkühlten Tropfen entsteht. Die Frost- bzw. Eisschichtdicke erreicht dabei ihren maximalen Wert. Ab diesem Zeitpunkt entstehen an dieser Schicht die vertikal ausgerichteten Kristalle in Form von Frostnadeln. In dieser Frostwachstumsphase erreicht die mittlere Frostdichte ihren minimalen Wert. Die Anzahl der Nadeln steigt mit der Zeit stetig an, gleichzeitig beginnen sie sich zu verzweigen. So bildet sich eine feine teppichartige Struktur. Durch die Dampfdiffusion innerhalb dieser Schicht steigt die Frostdichte an.

#### Einfluss der Luftgeschwindigkeit

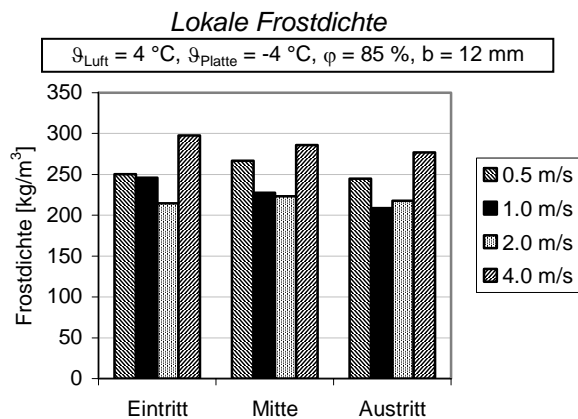
In Abb. 5-31 ist die zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte dargestellt.



**Abb. 5-31:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte, Versuchsreihe 1

Bei kleineren Luftgeschwindigkeiten bildet sich im laminaren Bereich (0 - 1.3 m/s) eine dichtere Frostschrift. Dies lässt sich damit erklären, dass bei kleineren Luftgeschwindigkeiten die Verlagerung der grösseren Wachstumsgeschwindigkeit in Strömungsrichtung langsamer verläuft und damit der Einfluss der in der Anfangsphase gebildeten Eisschicht auf die mittlere Frostdichte dominiert.

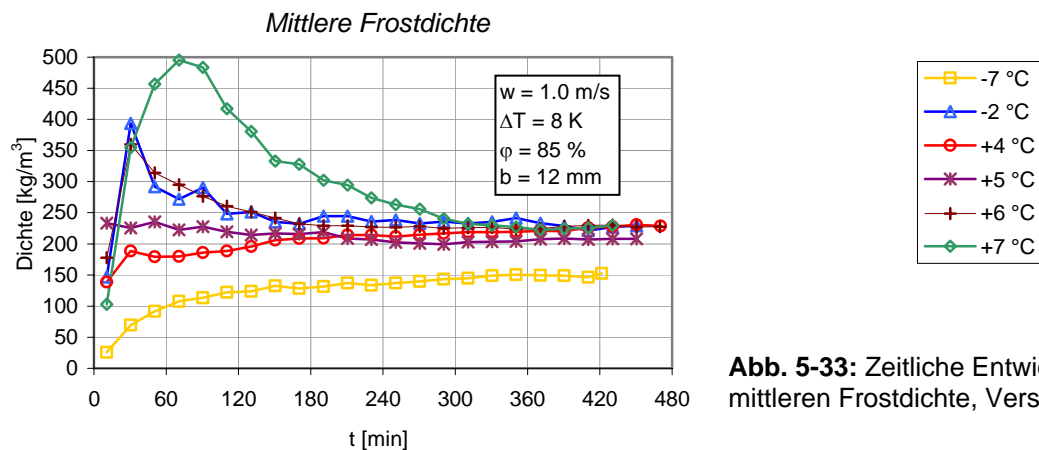
Dagegen wird bei *Strömung im Übergangsbereich* die Frostdichte bei höherer Luftgeschwindigkeit grösser. Mit der grösseren Wärmeübergangszahl nimmt die Frostdicke bzw. die Frostoberflächentemperatur schneller zu. Dadurch wird das treibende Gefälle für die Dampfdiffusion innerhalb der Frostschrift grösser, was zu einer dichteren Frostschrift führt.



Aus dem lokalen Verlauf der Frostdichte entlang der Verfrostschriftplatte (Abb. 5-32) ist bei den Geschwindigkeiten von 4 m/s und 1 m/s eine kleine Abnahme der Frostdichte in Strömungsrichtung festzustellen. Dagegen ist bei den Geschwindigkeiten von 0.5 m/s und 2 m/s keine interpretierbare Änderung der Frostdichte in Richtung des Luftaustrittes festzustellen.

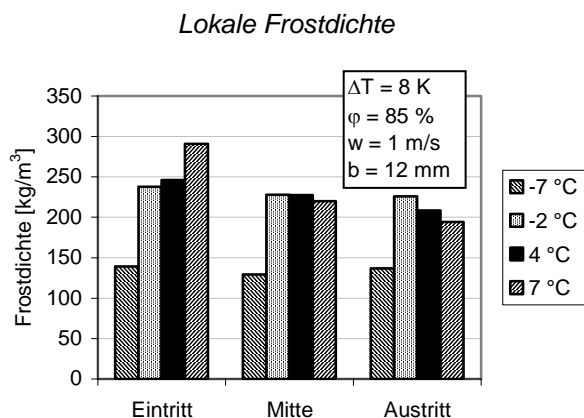
**Abb. 5-32:** Lokale Frostdichte nach 8 Stunden, Versuchsreihe1



**Einfluss der Lufteintrittstemperatur****Abb. 5-33:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte, Versuchsreihe 2

Wie schon in Abschnitt 2.3 beschrieben, kondensiert bei der Frostbildung (bei Betriebsbedingungen von L/W-WP) zuerst der Wasserdampf aus der feuchten Luft als Tropfen auf der Verfröstungsplatte aus. Die Tropfen beginnen dann anzuwachsen und gefrieren noch nicht, obwohl die Plattentemperatur unter  $0^{\circ}\text{C}$  liegt. Erst wenn die Tropfen genügend lange unterkühlt sind, erstarren sie. Die Grösse der Tropfen bei der Erstarrung hängt von der Unterkühlung ab. Bei kleineren Unterkühlungen gibt es grössere Tropfen, und die Erstarrung dauert länger, was der Fall ist bei der Lufteintrittstemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$  bzw. Verfröstungsplatten-Temperatur von  $-1^{\circ}\text{C}$  (vgl. Abb. 5-33). Damit kann der Verlauf der Frostdichte bei diesen Betriebsbedingungen beschrieben werden.

Bei sehr tiefen Temperaturen entsteht offensichtlich eine weniger kompakte Froststruktur, was sich aus dem quantitativen Verlauf der Frostdichte bei Lufteintrittstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  schliessen lässt. Bei diesem Versuch beginnt die Frostbildung mit direkter Desublimation vom Wasserdampf aus der feuchten Luft. Einen solchen Verlauf der Frostdichte bei der Lufteintrittstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  hat ebenfalls Per Fahlen [4] aufgrund seiner experimentellen Ergebnisse festgestellt.

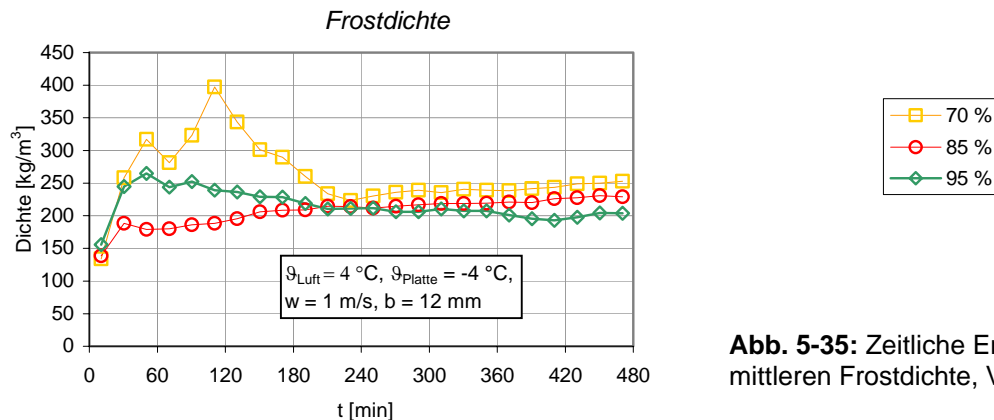


In Abb. 5-34 zeigt sich eine Abnahme der Frostdichte in Strömungsrichtung. Sie nimmt schwächer ab mit abnehmender Lufteintrittstemperatur, so dass sich eine etwa konstante Frostdichte entlang der Verfröstungsplatte bei Lufteintrittstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  ergibt.

**Abb. 5-34:** Lokale Frostdichte nach 8 Stunden, Versuchsreihe 2

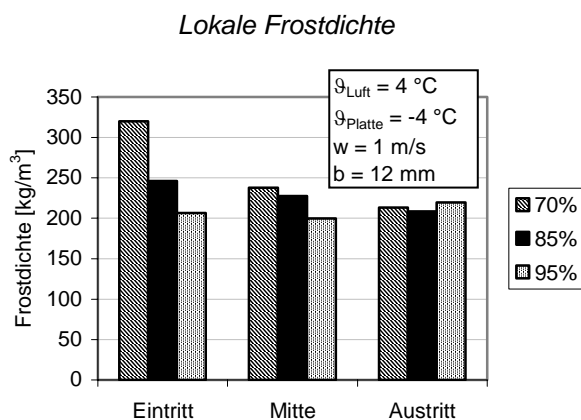
**Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant**

In Abb. 5-35 ist die zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte für drei relative Lufteintrittsfeuchten dargestellt.



**Abb. 5-35:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte, Versuchsreihe 3

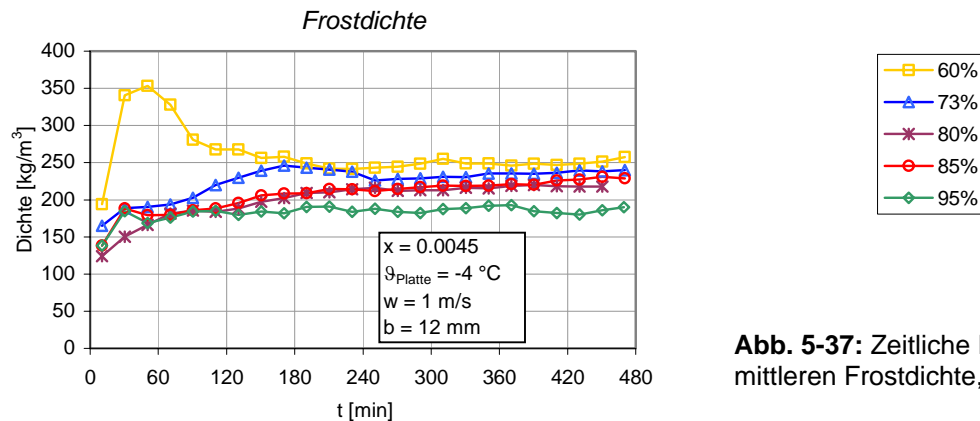
Einerseits ist bei den geringeren relativen Feuchten das treibende Gefälle für die Stoffübertragung kleiner (Lufteintrittstemperatur bei allen Versuchen +4°C). Daher verlagert sich die grössere Wachstumsgeschwindigkeit in Strömungsrichtung langsamer. Der Einfluss der ersten Eisschicht auf die mittlere Frostdichte ist dadurch für die längere Zeit (mit zunehmender Versuchsdauer) dominant. Andererseits muss der mit abnehmender relativer Feuchte zeitlich grösser werdende sensible Wärmestrom durch die Frostschrift geleitet werden, was eine kompaktere Frostschrift zur Folge hat.



In Abb. 5-36 ist die Frostdichte an den drei Stellen (abnehmbare Plättchen) entlang der Verfrostschriftplatte dargestellt. Die feuchte Luft kühlt sich nicht nur quer zur Strömung sondern ebenfalls in Strömungsrichtung ab, so dass die relative Feuchte grösser und der sensible Wärmestrom kleiner wird. Daraus resultiert die geringere Frostdichte entlang der Verfrostschriftplatte, was bei den Luftfeuchten von 70 % und 85 % ersichtlich ist.

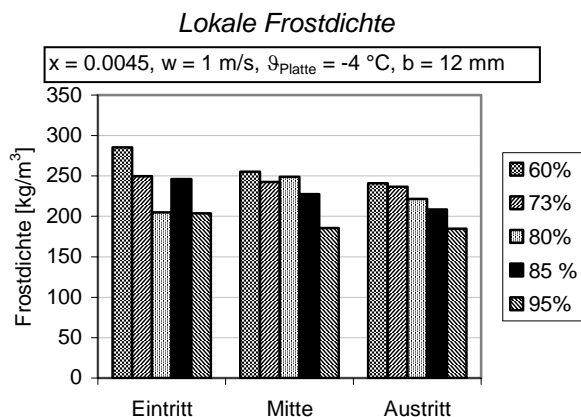
**Abb. 5-36:** Lokale Frostdichte nach 8 Stunden, Versuchsreihe 3

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Versuchsluftkühlereintritt konstant



**Abb. 5-37:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte, Versuchsreihe 4

Aus dem quantitativen Verlauf der mittleren Frostdichte in Abb. 5-37 kann geschlossen werden, dass bei grösserer Überhitzung des Wasserdampfes aus feuchter Luft die unterkühlten Tropfen langsam gefrieren und damit der Einfluss der ersten Eisschicht für lange Zeit dominant bleibt. Ausserdem muss der mit abnehmender relativer Luftfeuchte grösser werdende konvektive Wärmestrom durch die Frostschrift geleitet werden. Dadurch entsteht eine dichtere Frostschrift.

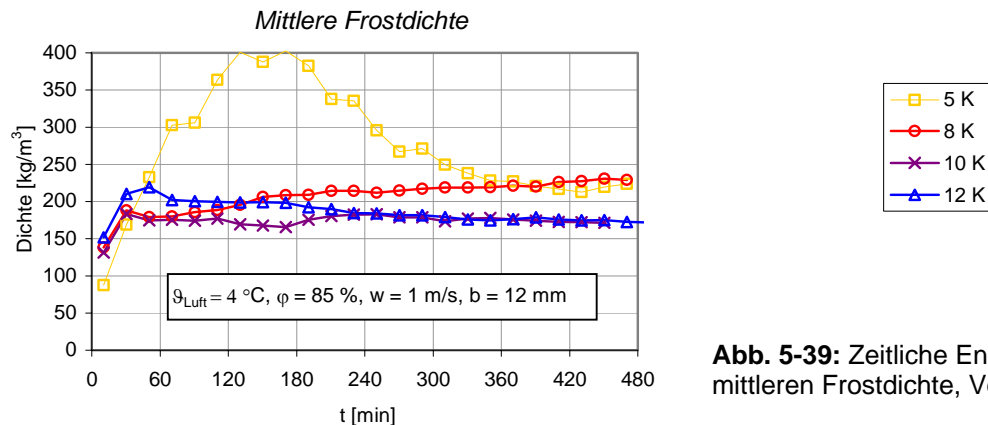


Aus der Abb. 5-38 wird die obige Feststellung bestätigt, wonach sich die Frostschrift mit grösserer Dichte bei kleineren relativen Luftfeuchten bildet. Der Versuch mit 80% zeigt am Versuchsluftkühlereintritt eine Abweichung von dieser Feststellung, was aber im Rahmen der Messunsicherheit liegt.

Ausserdem ist bemerkenswert, dass die Frostdichte bei allen Versuchen dieser Versuchsreihe in Strömungsrichtung abnimmt.

**Abb. 5-38:** Lokale Frostdichte nach 8 Stunden, Versuchsreihe 4

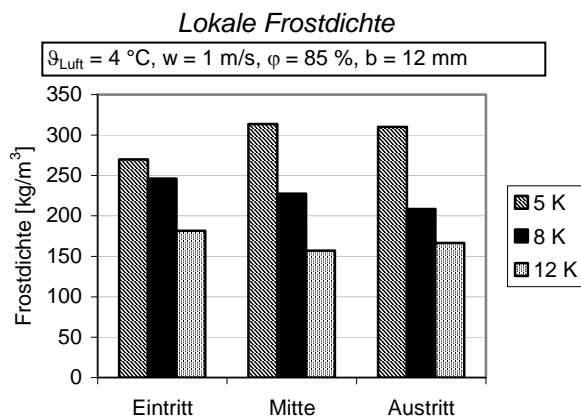
### ***Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur, Verfröstungsplatten-Temperatur***



**Abb. 5-39:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte, Versuchsreihe 5

Bei der Temperaturdifferenz von 5 K (entsprechend Verfröstungsplatten-Temperatur -1°C) gefrieren die unterkühlten Tropfen langsamer. Der Einfluss der ersten Eisschicht auf die mittlere Frostdichte ist damit für längere Zeit dominant.

Die starke Zunahme der Frostwachstumsgeschwindigkeit bei den hohen Temperaturdifferenzen von 10 und 12 K, wenn die Frostdicke etwa 2 mm beträgt, führt zu einer leichten Abnahme der mittleren Frostdichten.

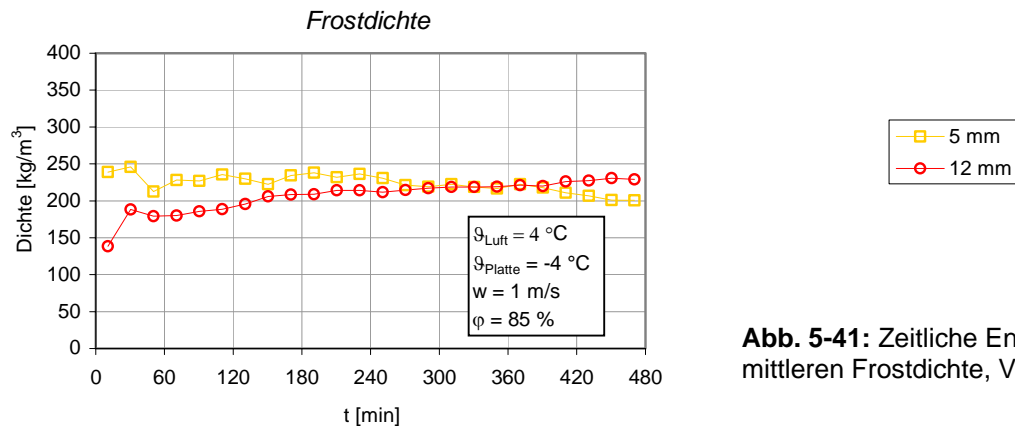


Aus der Abb. 5-40 ist wieder ersichtlich, dass die Frostdichte bei kleineren Temperaturdifferenzen grösser ist.

Bei den Temperaturdifferenzen von 8 K und 12 K baut sich tendenziell eine geringere Dichte in Strömungsrichtung auf. Dagegen ergibt sich bei der Temperaturdifferenz von 5 K am Eintritt eine Frostschicht mit kleinerer Dichte.

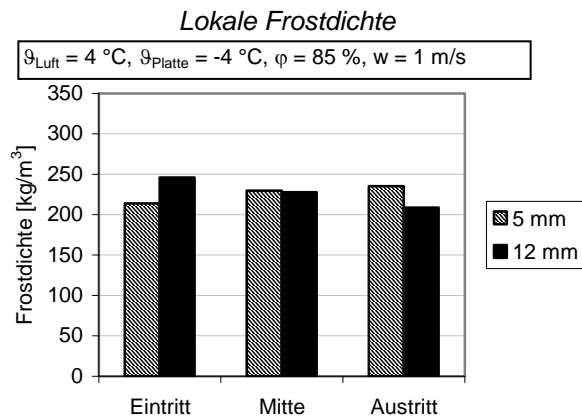
**Abb. 5-40:** Lokale Frostdichte nach 8 Stunden, Versuchsreihe 5

### Einfluss der Spaltweite



**Abb. 5-41:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostdichte, Versuchsreihe 6

Abb. 5-41: Durch das schnellere Frostwachstum bei der Spaltweite von 5 mm nimmt die Frostdichte nach vier Stunden leicht ab. Dagegen findet bei der Spaltweite von 12 mm nach dem Erreichen der minimalen Frostdichte während der eindimensionalen Kristallwachstumsphase eine langsame Verdichtung der Frostschrift statt.



Aus der Abb. 5-42 ist eine leichte Zunahme der Frostdichte in Strömungsrichtung bei der Spaltweite von 5 mm und eine leichte Abnahme bei der Spaltweite von 12 mm zu entnehmen.

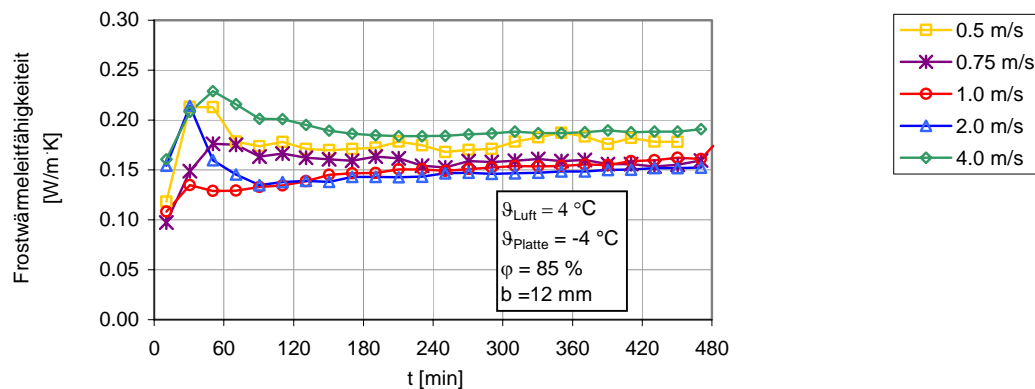
**Abb. 5-42:** Lokale Frostdichte nach 8 Stunden, Versuchsreihe 6

#### 5.4.4 Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift

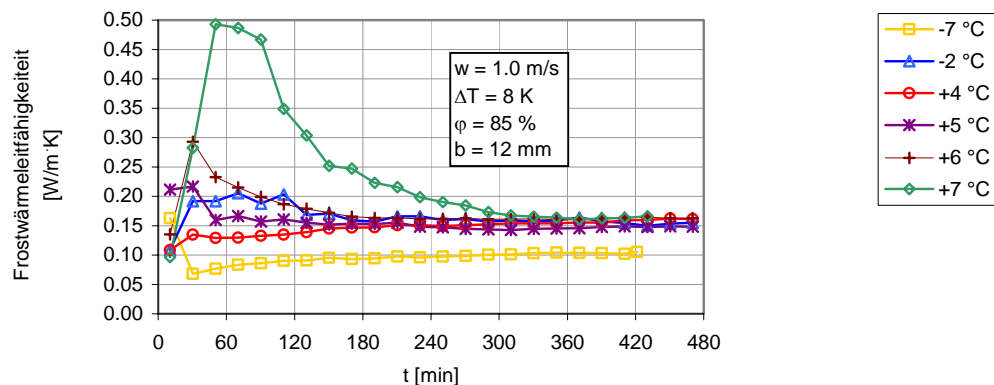
Die Frostoberflächentemperatur konnte nicht mit genügender Genauigkeit gemessen werden (vgl. Abschnitt 4.3.1). Daher wurde für die Ermittlung der *Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift* das halbempirische *Modell von Auracher* [41] verwendet. Dieses Modell basiert auf einer physikalisch anschaulichen Deutung und ermöglicht eine Anpassung an experimentelle Ergebnisse. Nach Auracher wird die *Wärmeleitfähigkeit des Frosts* in Abhängigkeit der *Frost-dichte* berechnet (vgl. Kap 6.3.2). Da nicht nur die mittlere Frost-dichte, sondern auch die lokale Frost-dichte an den drei Stellen (mittels den abnehmbaren Plättchen) bekannt ist, kann die Wärmeleitfähigkeit ebenfalls an diesen Stellen ermittelt werden.

Mit der Gleichung (5.8) kann die Frostwärmeleitfähigkeit dann direkt berechnet werden, wenn die Frostoberflächentemperatur  $0^{\circ}\text{C}$  erreicht hat, d.h. bei Vergletscherung.

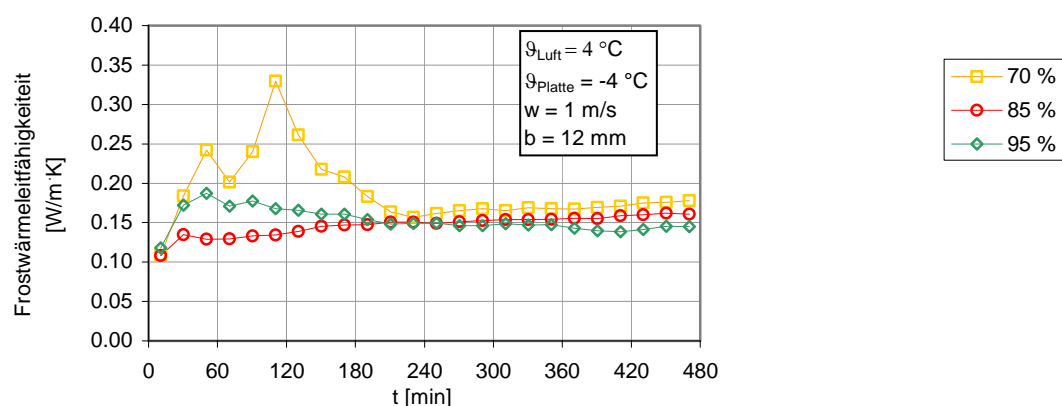
a) Zeitlicher Verlauf der Frostwärmeleitfähigkeit für Versuchsreihe 1



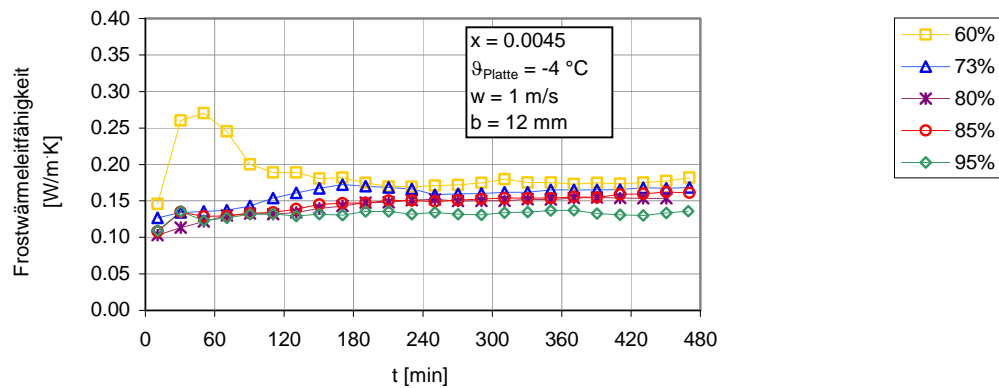
b) Zeitlicher Verlauf der Frostwärmeleitfähigkeit für Versuchsreihe 2



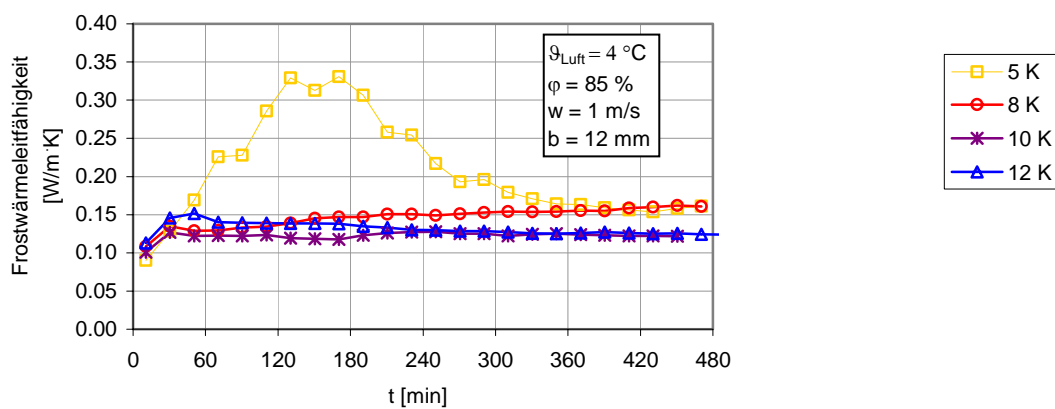
c) Zeitlicher Verlauf der Frostwärmeleitfähigkeit für Versuchsreihe 3



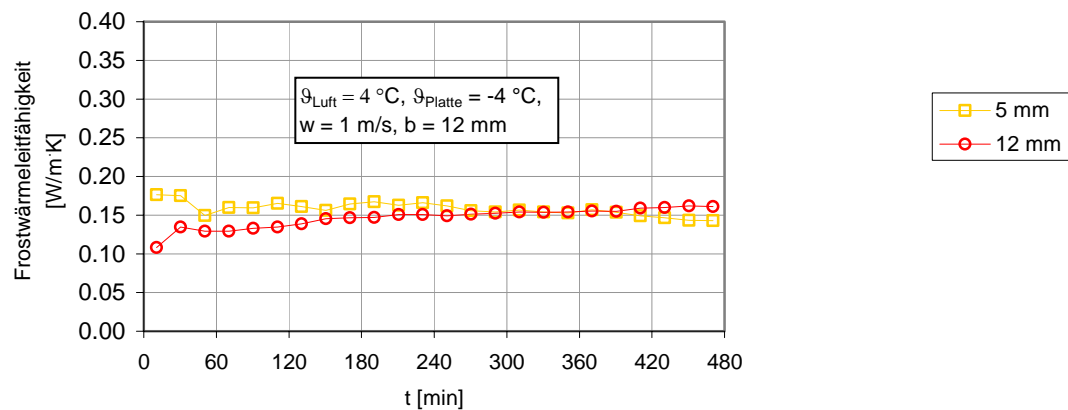
d) Zeitlicher Verlauf der Frostwärmeleitfähigkeit für Versuchsreihe 4



e) Zeitlicher Verlauf der Frostwärmeleitfähigkeit für Versuchsreihe 5



f) Zeitlicher Verlauf der Frostwärmeleitfähigkeit für Versuchsreihe 6

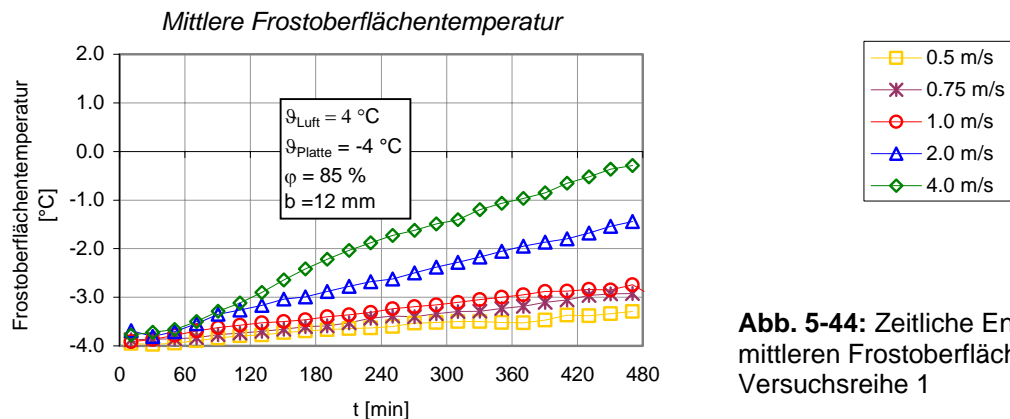

**Abb. 5-43:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift

Die Darstellungen in Abb. 5-43 zeigen, dass die Frostwärmeleitfähigkeit im ganzen untersuchten Bereich rund 0.15 W/m·K beträgt und zwar während den 8 Stunden Versuchsdauer. Die genaueren zeitlichen Verläufe und Parameterbeeinflussungen gehen aus der Diskussion der *Frostdichte* (Abschnitt 5.4.3) hervor.

### 5.4.5 Frostoberflächentemperatur

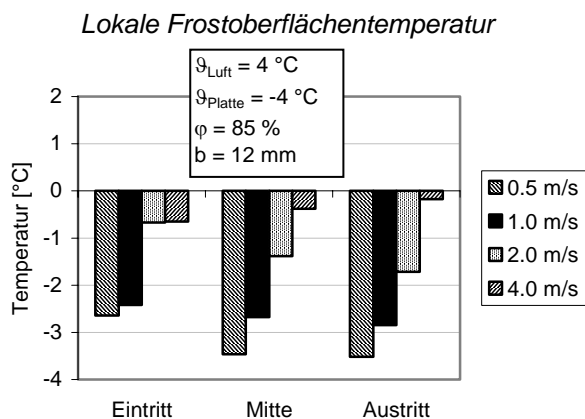
Die Frostoberflächentemperatur wird mit Gleichung (5.9) aus den Versuchsergebnissen ermittelt.

#### *Einfluss der Luftgeschwindigkeit*



**Abb. 5-44:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostoberflächentemperatur, Versuchsreihe 1

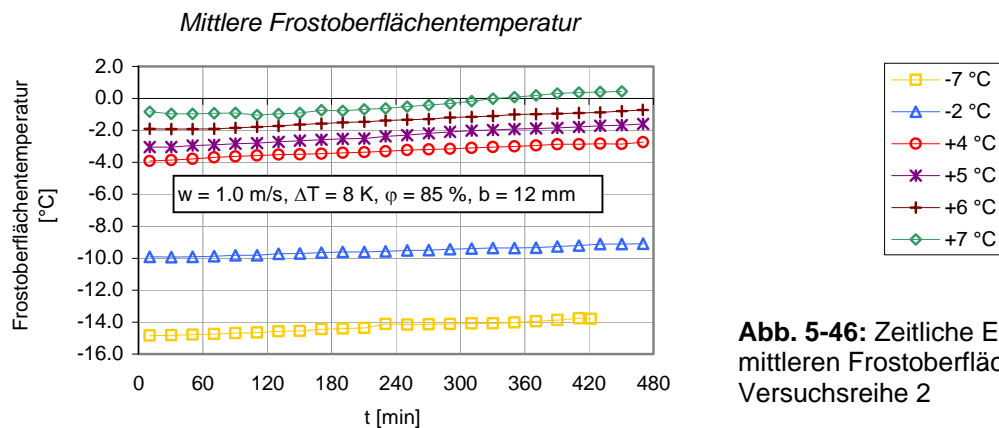
Abb. 5-44 zeigt, dass für alle Luftgeschwindigkeiten die Frostoberflächentemperatur im Verlaufe der Zeit zunimmt. Bei der laminaren Strömung ist die Zunahme der mittleren Frostoberflächentemperatur schwach von der Luftgeschwindigkeit abhängig (vgl. Abb. 5-44). Wenn die Strömung im Übergangsbereich ist, nimmt die mittlere Frostoberflächentemperatur stärker zu, je höher die Luftgeschwindigkeit ist. Dieses Verhalten lässt sich mit einer schwachen Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Luftgeschwindigkeit im laminaren Bereich und einer stärkeren im Übergangsbereich erklären (vgl. Abb. 5-56). In Bezug auf die zeitliche Entwicklung nimmt die Frostoberflächentemperatur bei der Strömung im Übergangsbereich viel schneller zu als bei der laminaren Strömung.



Ausser bei der Luftgeschwindigkeit von 4 m/s nimmt die Frostoberflächentemperatur in Strömungsrichtung bei allen Luftgeschwindigkeiten ab (vgl. Abb. 5-45). Bei der Luftgeschwindigkeit von 4 m/s verlagert sich die grösste Frostwachstumsgeschwindigkeit schneller in Strömungsrichtung. Daraus resultiert eine fast konstante Frostdicke und Frostoberflächentemperatur entlang der Verfrosterplatte.

**Abb. 5-45:** Lokale Frostoberflächentemperatur nach 8 Stunden, Versuchsreihe 1

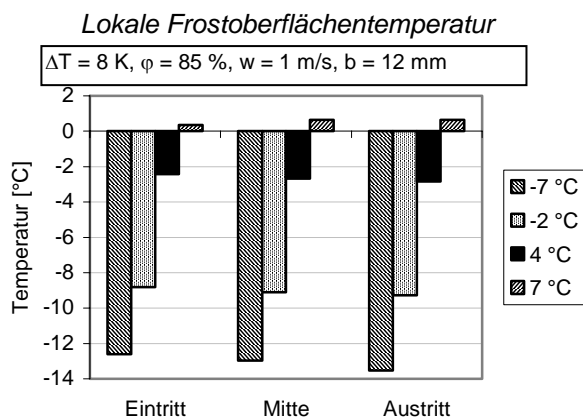


**Einfluss der Lufteintrittstemperatur**

**Abb. 5-46:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostoberflächentemperatur, Versuchsreihe 2

Bei dieser in Abb. 5-46 dargestellten Versuchsreihe ergibt sich wiederum ein Anstieg der mittleren Frostoberflächentemperatur im Verlaufe der Zeit.

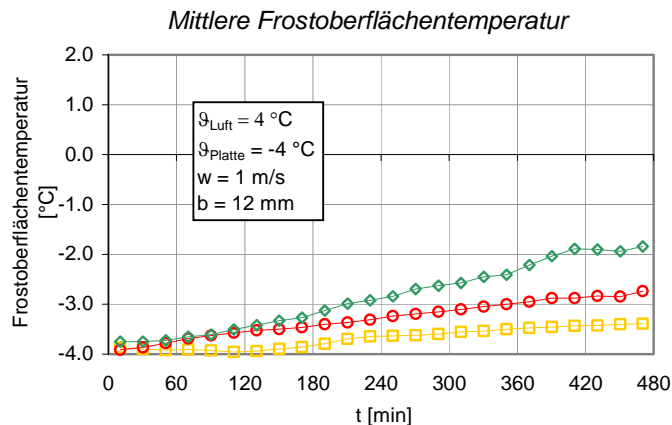
Die rechnerisch ermittelte mittlere Frostoberflächentemperatur bei der Lufteintrittstemperatur von 7°C überschreitet den Gefrierpunkt von Wasser und muss auf Messunsicherheiten zurückzuführen sein.



Die nach 8 Stunden Versuchsdauer ermittelte Frostoberflächentemperatur entlang der Verfestungsplatte weist eine leichte Abnahme auf, ausser bei der Lufteintrittstemperatur von +7°C (vgl. Abb. 5-47). Bei dieser Lufttemperatur hat die Frostoberflächentemperatur auf der ganzen Platte 0°C erreicht und Vergletscherung der Frostschrift tritt ein.

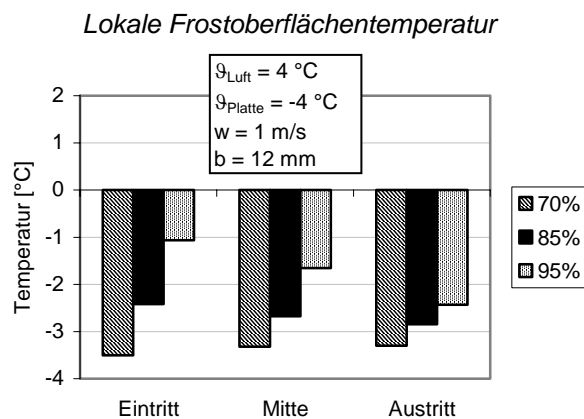
**Abb. 5-47:** Lokale Frostoberflächentemperatur nach 8 Stunden, Versuchsreihe 2

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant



**Abb. 5-48:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostoberflächentemperatur, Versuchsreihe 3

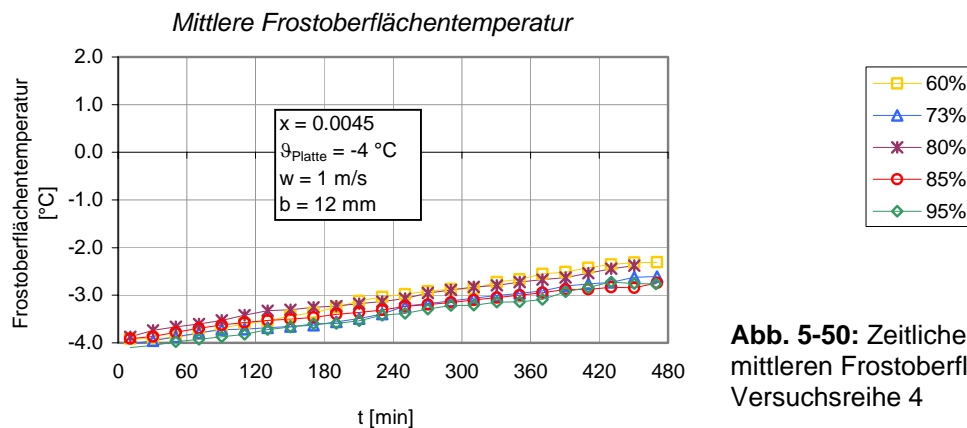
Durch das grösser werdende Konzentrationsgefälle mit zunehmender relativer Feuchte bei gleich bleibender Lufteintrittstemperatur wird mehr Wasserdampf ausgeschieden, was zum rascheren Anstieg der mittleren Frostoberflächentemperatur führt (vgl. Abb. 5-48).



Die Frostoberflächentemperatur nimmt entlang der Verfröstsplatte bei den höheren relativen Luftfeuchten ab (vgl. Abb. 5-49). Bei der relativen Luftfeuchte von 70 % zeigt sich ein konstanter Verlauf der Frostoberflächentemperatur in Strömungsrichtung.

**Abb. 5-49:** Lokale Frostoberflächentemperatur nach 8 Stunden, Versuchsreihe 3

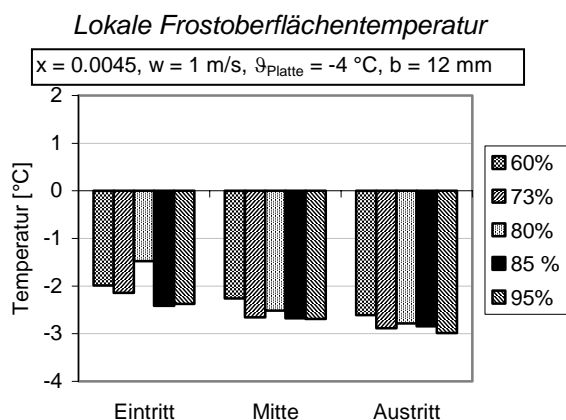
### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Luftkühlereintritt konstant



**Abb. 5-50:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostoberflächentemperatur, Versuchsreihe 4

Abb. 5-50: Um den sensiblen Wärmestrom, der in dieser Versuchsreihe bei kleineren relativen Feuchten grösser ist, durch die Frostschrift leiten zu können, stellt sich eine höhere Frostoberflächentemperatur ein. Das ist hier aber nur wenig ausgeprägt.

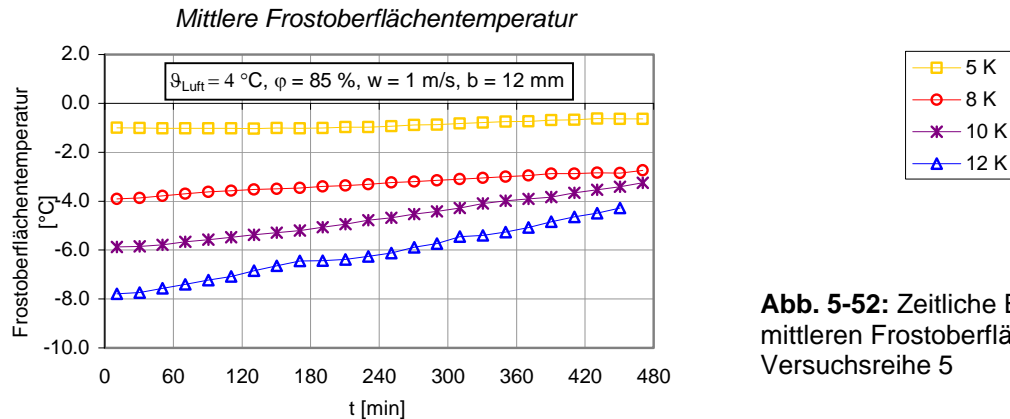
Die Frostoberflächentemperatur nimmt im Verlaufe der Zeit bei allen untersuchten relativen Luftfeuchten etwa konstant zu.



**Abb. 5-51:** Bei allen Versuchen nimmt die Frostoberflächentemperatur in Strömungsrichtung ab.

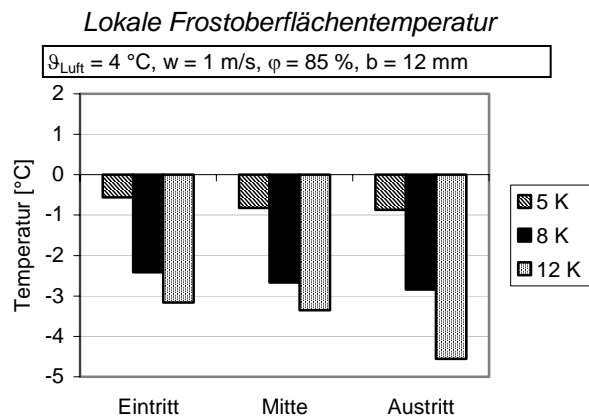
**Abb. 5-51:** Lokale Frostoberflächentemperatur nach 8 Stunden, Versuchsreihe 4

### Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur, Verfrosterplatten-Temperatur



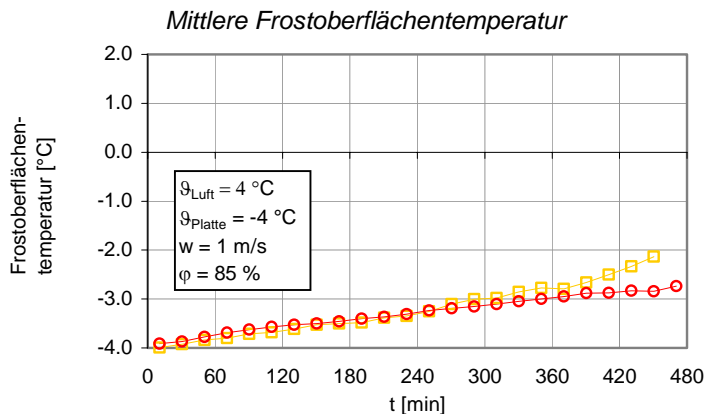
**Abb. 5-52:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostoberflächentemperatur, Versuchsreihe 5

Die Frostoberflächentemperatur steigt mit der Zeit schneller, je höher die Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der Verfrosterplatte ist (vgl. Abb. 5-52), da mehr Wasserdampf aus der feuchten Luft ausgeschieden wird. Die bei grossen Temperaturdifferenzen entstandene Frostschrift hat eine eher kleinere Wärmeleitfähigkeit.



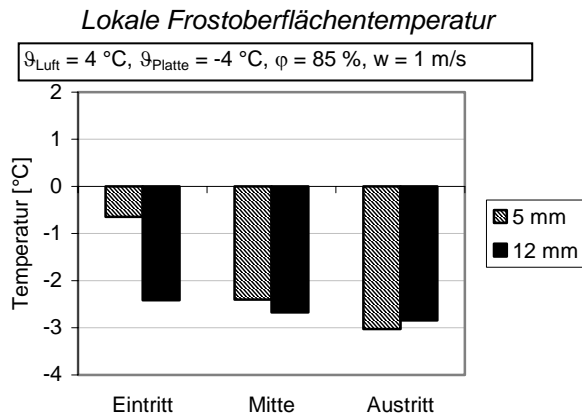
Bei den drei untersuchten Temperaturdifferenzen dieser Versuchsreihe nimmt die Frostoberflächentemperatur in Strömungsrichtung ab (Abb. 5-53).

**Abb. 5-53:** Lokale Frostoberflächentemperatur nach 8 Stunden, Versuchsreihe 5

**Einfluss der Spaltweite**

**Abb. 5-54:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Frostoberflächentemperatur, Versuchsreihe 6

Aus Abb. 5-54 ist ersichtlich, dass die Frostoberflächentemperatur in den ersten 6 Stunden gleichmässig ansteigt. Danach nimmt die Frostoberflächentemperatur bei der Spaltweite von 5 mm schneller zu.



**Abb. 5-55:** Lokale Frostoberflächentemperatur nach 8 Stunden, Versuchsreihe 6

Die Frostoberflächentemperatur nimmt bei beiden Spaltweiten in Strömungsrichtung ab (vgl. Abb. 5-55).

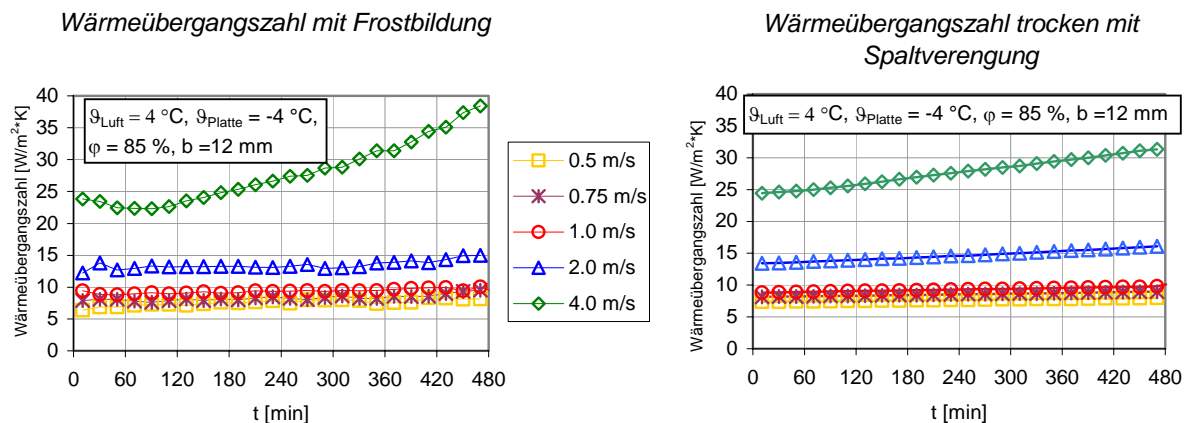
Bei der Spaltweite von 5 mm ist am Eintritt die Frostoberflächentemperatur höher als beim 12 mm breiten Spalt. Im 5 mm breiten Spalt ist die Wärme- und Stoffübertragung intensiver und es wird im ersten Abschnitt der grösste Wärmestrom übertragen. Dadurch steigt die Frostoberflächentemperatur stark an. Der grosse übertragene Wärmestrom hat dann aber auch zur Folge, dass das Temperatur- und Feuchtegefälle quer zur Strömung in

Strömungsrichtung schneller abnimmt. Dadurch nimmt der im hinteren Teil der Verfröstungsplatte übertragene Wärmestrom stark ab. Bei der Spaltweite von 12 mm ist der übertragene Wärmestrom gleichmässiger über die Verfröstungsplatte verteilt und somit auch die Frostoberflächentemperatur.

### 5.4.6 Wärmeübergangszahl und Korrekturfaktor

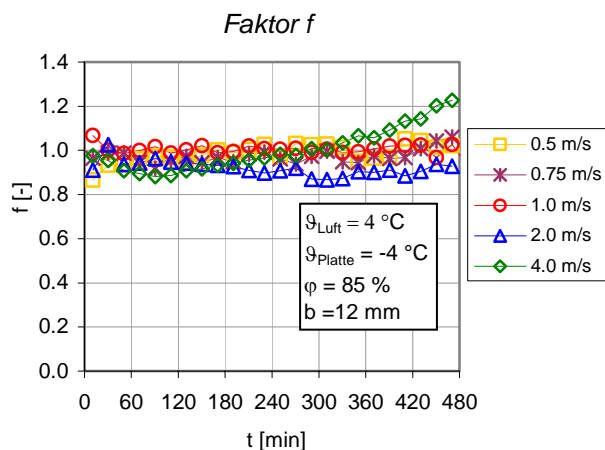
#### Einfluss der Luftgeschwindigkeit

In Abb. 5-56 ist der zeitliche Verlauf der *mittleren Wärmeübergangszahl* für die fünf verschiedenen Luftgeschwindigkeiten dargestellt. Das Diagramm links stellt die Wärmeübergangszahl dar, die aus den Versuchsergebnissen mit Gleichung (5.10) ermittelt wurde, also unter verfrosten Bedingungen. Rechts ist die Wärmeübergangszahl dargestellt, die für die entsprechenden Versuchsbedingungen aus der Korrelation für konvektive Wärmeübertragung mit den Gleichungen (6.21), (6.23) oder (6.25) berechnet wurde, also mit Korrelationen, die ohne Frostzustand gelten. Sie wird als *Wärmeübergangszahl trocken* bezeichnet. In dieser Berechnung sind die Verhältnisse der Spaltverengung durch die anwachsende Frostschicht berücksichtigt.



**Abb. 5-56:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl, Versuchsreihe 1

Übereinstimmend mit der Theorie der Wärmeübertragung, zeigt sich für die Wärmeübergangszahl mit zunehmender Luftgeschwindigkeit eine schwache Zunahme für die laminare Strömung und eine stärkere Zunahme für die Strömung im Übergangsbereich.



**Abb. 5-57:** Zeitliche Entwicklung des Faktors  $f$ , Versuchsreihe 1

Messungen ermittelte) Wärmeübergangszahl mit Frostbildung in den letzten zwei Stunden Versuchsdauer stärker an, als die (aus der Korrelation berechnete) Wärmeübergangszahl bei trockenen Bedingungen mit Spaltverengung.

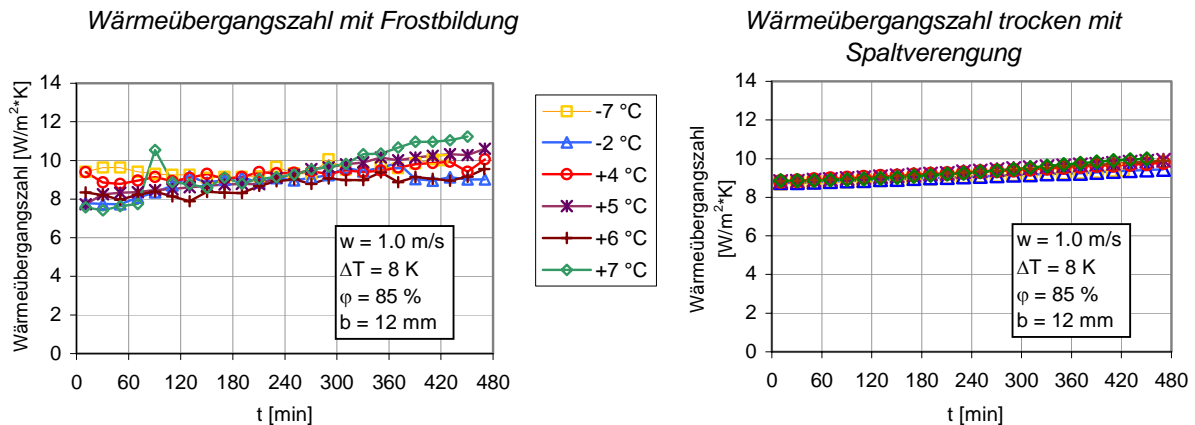
Um für die mathematisch-physikalische Modellierung die Vergrößerung der Wärmeübergangszahl verursacht durch die Frostrauhigkeit berücksichtigen zu können, wird der Korrekturfaktor  $f$  eingeführt. Er ist als Quotient aus der *Wärmeübergangszahl mit Frostbildung* durch die *Wärmeübergangszahl bei trockenen Bedingungen mit Spaltverengung* definiert (Gleichung (5.11)). Sind beide Wärmeübergangszahlen gleich gross, hat der Korrekturfaktor den Wert Eins.

In dieser Versuchsreihe ist der Faktor  $f$  für alle Luftgeschwindigkeiten über die ganze Versuchsdauer etwa konstant Eins mit Ausnahme der Luftgeschwindigkeit 4 m/s. In diesem Versuch steigt die (aus den

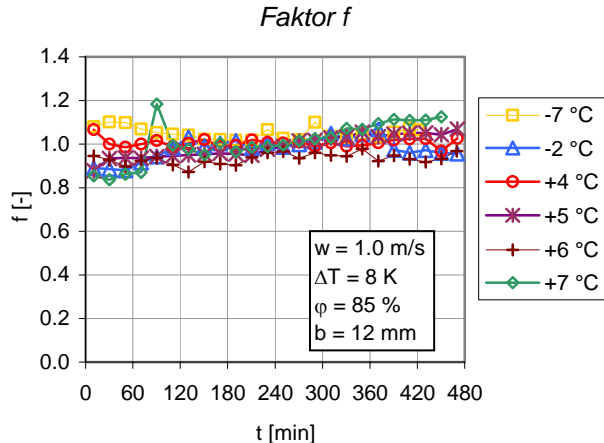
Die gute Übereinstimmung mit  $f \approx 1$  zeigt auf, dass die Frostrauhigkeit nur einen kleinen Einfluss auf die Wärmeübergangszahl haben kann. Würde die Frostrauhigkeit die Wärmeübergangszahl stark vergrößern, müsste zwischen Versuchsbeginn (kein Frost) und den ersten 120 Minuten Versuchsdauer (Kristallwachstumsphase) der Faktor  $f$  deutlich ansteigen. Aus diesem Grund wird der Anstieg des Faktors  $f$  beim Versuch mit der Lufteintrittsgeschwindigkeit von 4 m/s nicht der Frostrauhigkeit zugeschrieben.

### Einfluss der Lufteintrittstemperatur

Die Wärmeübergangszahl zeigt sich fast unabhängig von der Lufteintrittstemperatur (Abb. 5-58). Nach etwa 5 Stunden ist eine schwache Abhängigkeit festzustellen.



**Abb. 5-58:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl, Versuchsreihe 2

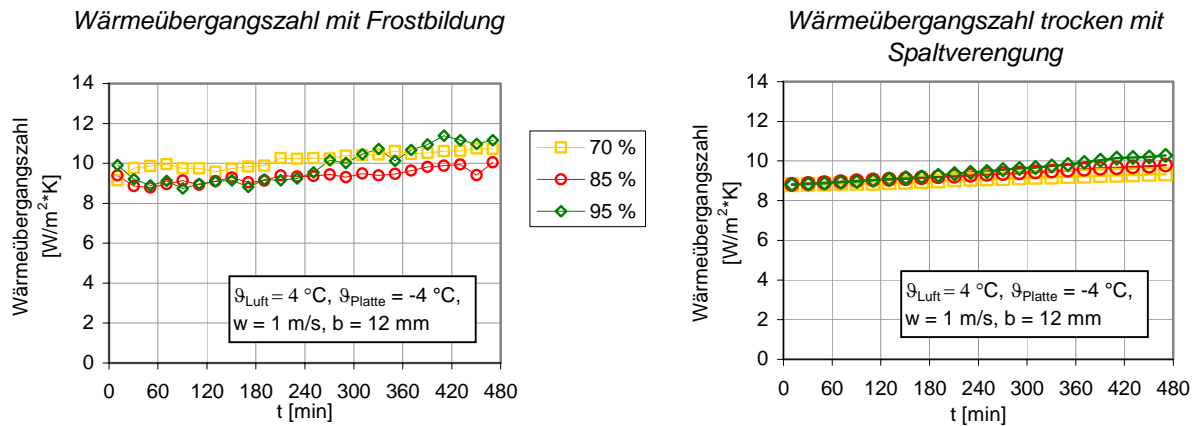


Die Verläufe des Korrekturfaktors in Abb. 5-59 lassen nur einen marginalen Einfluss der Frostrauhigkeit auf die Wärmeübergangszahl feststellen.

**Abb. 5-59:** Zeitliche Entwicklung des Faktors  $f$ , Versuchsreihe 2

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant

Abb. 5-60 zeigt, dass die Wärmeübergangszahl der feuchten Luft wenig abhängig von der relativen Luftfeuchte ist.



**Abb. 5-60:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl, Versuchsreihe 3

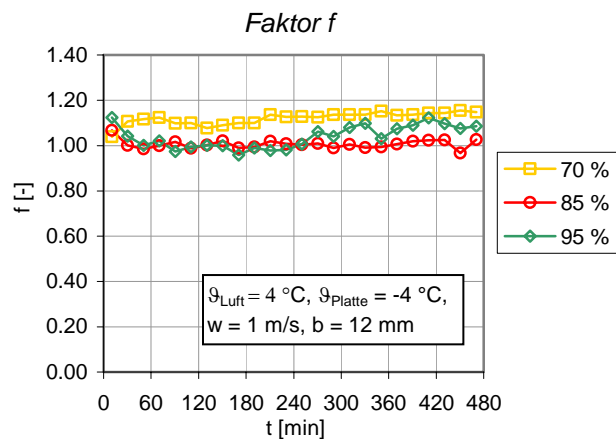


Abb. 5-61: Der grössere Korrekturfaktor  $f \approx 1.15$  bei der relativen Luftfeuchte von 70 % kann nicht mit dem Einfluss der Rauigkeit erklärt werden, da die gebildete Frostschrift bei diesem Versuch kompakter und weniger rau ist.

**Abb. 5-61:** Zeitliche Entwicklung des Faktors f, Versuchsreihe 3



### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Versuchsluftkühlereintritt konstant

Die Wärmeübergangszahl in Abb. 5-62 zeigt sich unabhängig von der relativen Luftfeuchte und steigt gleichmässig im Verlaufe der Zeit an.

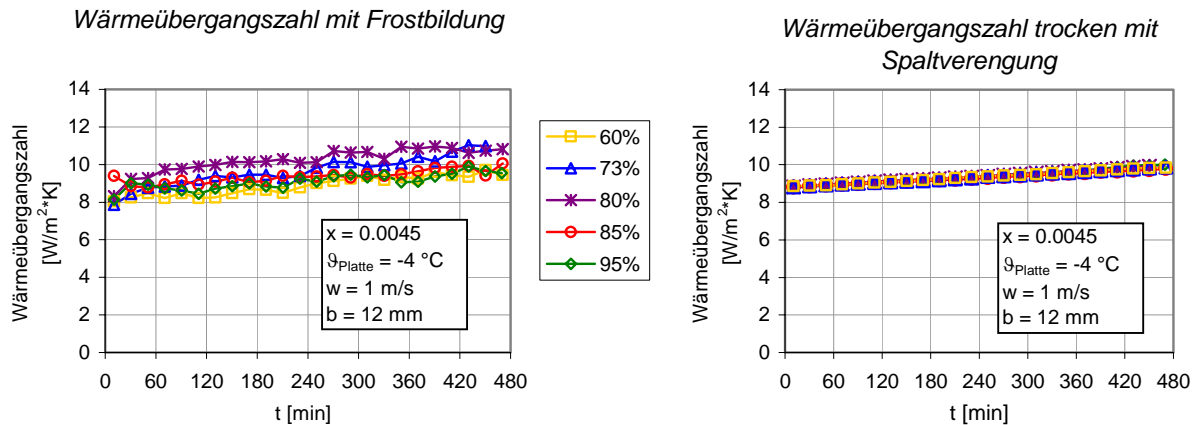
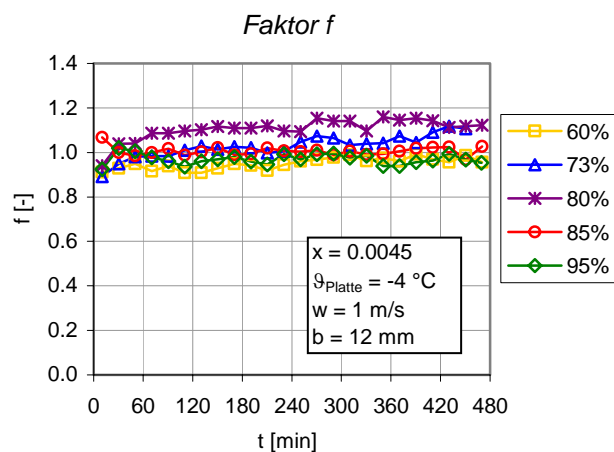


Abb. 5-62: Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl, Versuchsreihe 4

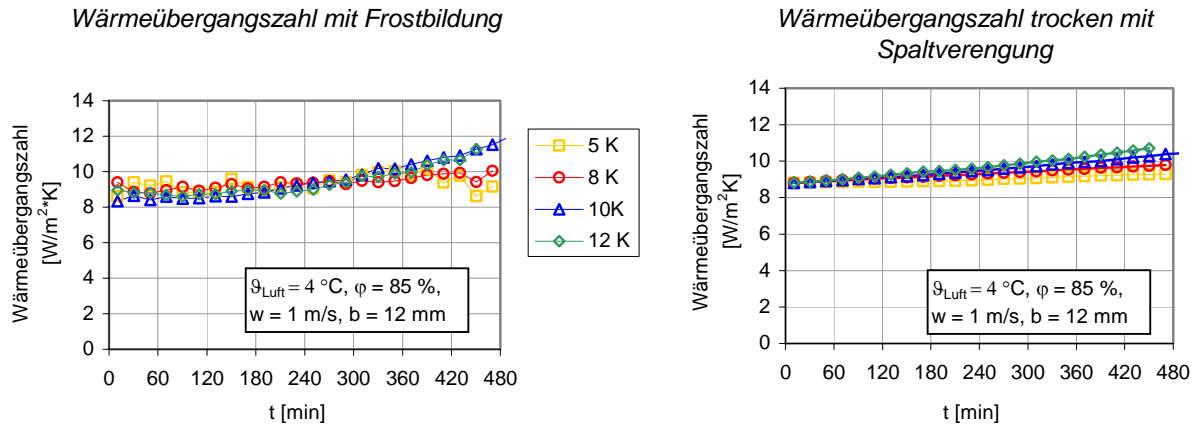


Aus dem Verlauf des Korrekturfaktors in Abb. 5-63 lässt sich wiederum auf einen kleinen Einfluss der Frostrauhigkeit auf die Erhöhung der Wärmeübergangszahl der feuchten Luft schliessen.

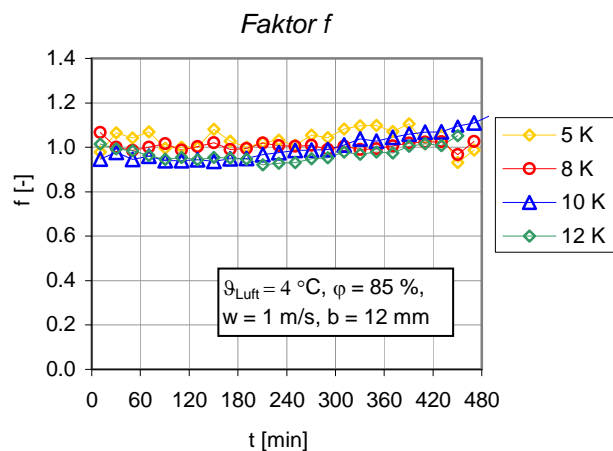
Abb. 5-63: Zeitliche Entwicklung des Faktors  $f$ , Versuchsreihe 4

**Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur, Verfrosterplatten-Temperatur**

Aus der Abb. 5-64 ist eine schwache Zunahme der mittleren Wärmeübergangszahl der feuchten Luft in den ersten vier Stunden ablesbar. Danach nimmt sie stärker zu. Die leichte Abhängigkeit der *Wärmeübergangszahl trocken mit Spaltverengung* ist darauf zurückzuführen, dass die mit zunehmender Temperaturdifferenz grösser werdende Frostdicke zur stärkeren Spaltverengung und damit zur stärkeren Erhöhung der Wärmeübergangszahl führt.



**Abb. 5-64:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl, Versuchsreihe 5

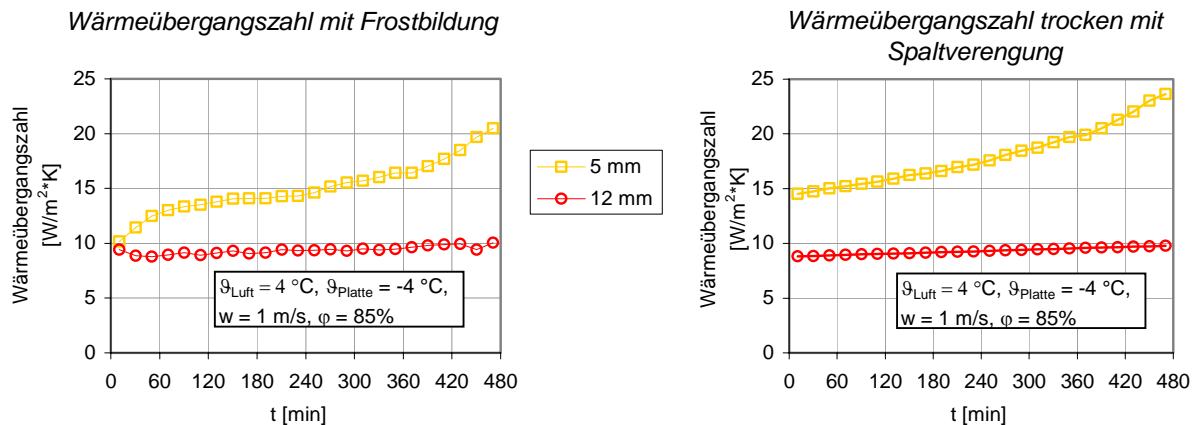


Der Korrekturfaktor dieser Versuchsreihe deutet wiederum einen marginalen Einfluss der Frostrauhigkeit auf die Erhöhung der Wärmeübergangszahl der feuchten Luft (Abb. 5-65) an.

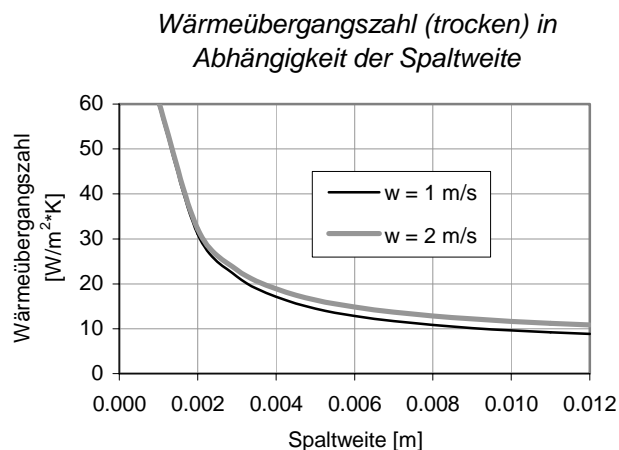
**Abb. 5-65:** Zeitliche Entwicklung des Faktors  $f$ , Versuchsreihe 5

### Einfluss der Spaltweite

In Abb. 5-66 ist die zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl der feuchten Luft, berechnet sowohl aus den Messergebnissen als auch mit der Korrelation für die trockenen Bedingungen, unter Berücksichtigung der Spaltverengung, für die beiden Spaltweiten 5 mm und 12 mm dargestellt.

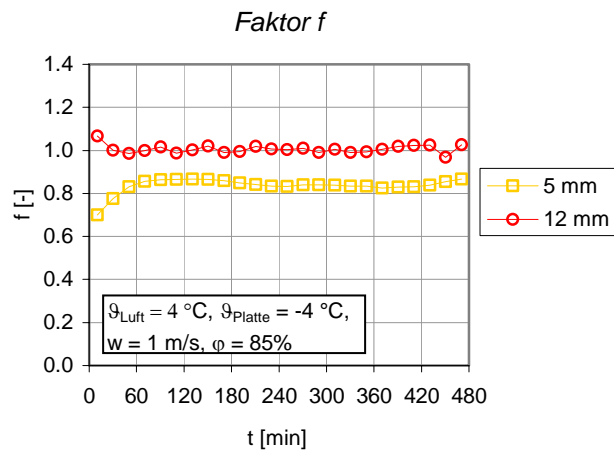


**Abb. 5-66:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Wärmeübergangszahl, Versuchsreihe 6



**Abb. 5-67:** Wärmeübergangszahl in Funktion der Spaltweite für die laminare Strömung

Da die Reynoldszahl während jedem Versuch konstant bleibt (vgl. Abschnitt 5.4.1) und die Prandtlzahl der feuchten Luft ebenfalls als konstant betrachtet werden kann, ergibt sich für die aus der Korrelation berechnete Wärmeübergangszahl (vgl. Abschnitt 6.3.1) in Abhängigkeit der Spaltweite der in Abb. 5-67 dargestellte hyperbolische Verlauf. Damit lässt sich der zeitliche Verlauf der Wärmeübergangszahl in Abb. 5-66 interpretieren. Die durch die Frostablagerung hervorgerufene Spaltverengung führt bei der Spaltweite von 5 mm (ohne Frost) zu einem sehr starken Anstieg der Wärmeübergangszahl, wenn die verengte Spaltweite kleiner als 5 mm ist (vgl. Abb. 5-67).



Bei der Spaltweite von 12 mm beträgt der Korrekturfaktor  $f \approx 1$  (vgl. Abb. 5-68). Dagegen hat der Korrekturfaktor bei der Spaltweite von 5 mm einen Wert von ca. 0.85. Diese Abweichung ist auf die Unsicherheit bei der Ermittlung sowohl der mittleren Frostoberflächentemperatur als auch der mittleren Lufttemperatur im Versuchsluftkühler zurückzuführen.

**Abb. 5-68:** Zeitliche Entwicklung des Faktors  $f$ , Versuchsreihe 6

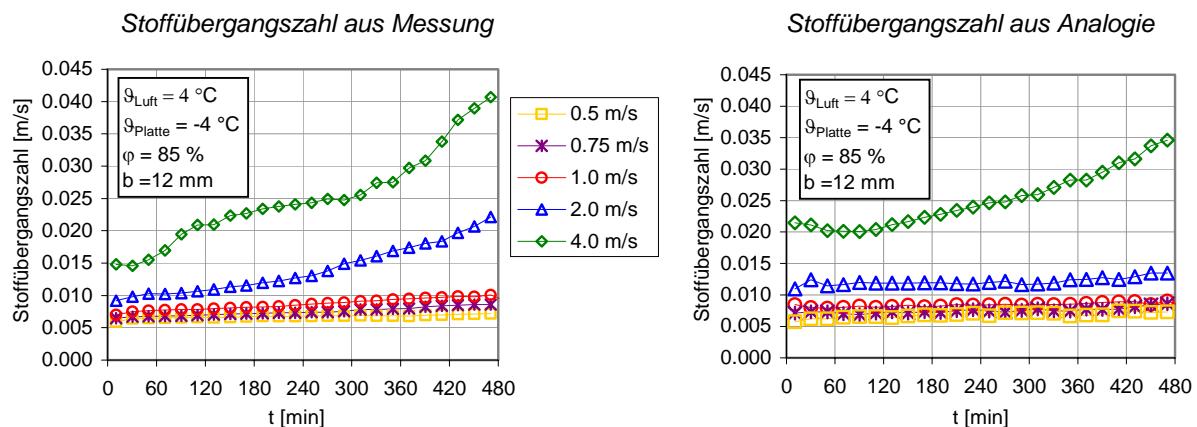
### 5.4.7 Stoffübergangszahl und Analogiefaktor

Die Stoffübergangszahl der feuchten Luft an die Frostoberfläche wird einerseits mit der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung und andererseits aus der Messung mit den Gleichungen (5.13) und (5.14) als Mittelwerte über die Verfestigungsplatte bestimmt. Wenn die Analogie zwischen der Wärme- und Stoffübertragung erfüllt ist, sind die gemessene und die aus der Analogie berechnete Stoffübergangszahl gleich gross. Um dies zu untersuchen, wird der Quotient zwischen diesen zwei Zahlen gebildet (Gleichung (5.17)) und als *Analogiefaktor*  $\gamma$  eingeführt.

In diesem Zusammenhang muss jedoch folgendes erwähnt werden: Die Unsicherheit bei der Ermittlung der Frostoberflächentemperatur, welche einen grossen Einfluss auf die Stoff- und Wärmeübertragung hat, erschwert diese Untersuchung. Darauf seien die in der Literatur diskutierten Widersprüche zurückzuführen, wie Sanders [5] berichtet. Während der Frostbildung nimmt die Frostoberflächentemperatur zu, wodurch die treibenden Gefälle für die Wärme- und Stoffübertragung kleiner werden. Aus dem Quotienten dieser beiden Gefälle wird der Analogiefaktor  $\gamma$  bestimmt und damit wird klar, dass sich die Ungenauigkeit der Frostoberflächentemperatur auf  $\gamma$  stark auswirkt.

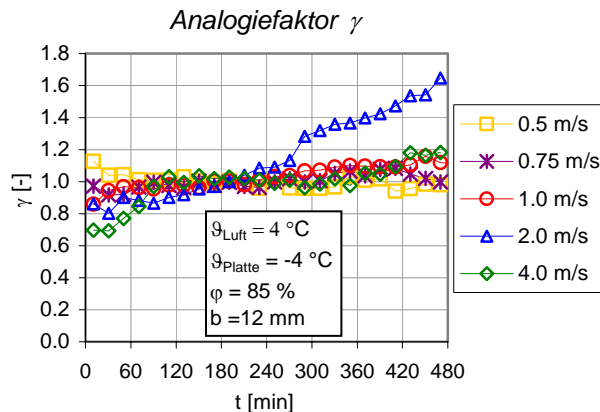
#### **Einfluss der Luftgeschwindigkeit**

Die gemessenen Stoffübergangszahlen zeigen sich im laminaren Bereich unabhängig von der Lufteintrittsgeschwindigkeit. Dagegen steigen sie im Übergangsbereich mit zunehmender Luftgeschwindigkeit an (vgl. Abb. 5-69).



**Abb. 5-69:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Stoffübergangszahl, Versuchsreihe 1

Da die in Abb. 5-69 rechts dargestellten Stoffübergangszahlen aus der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung ermittelt wurden, verhalten sich diese gleich, wie die Wärmeübergangszahlen in Abb. 5-56.



**Abb. 5-70:** Zeitliche Entwicklung des Analogiefaktors  $\gamma$ , Versuchsreihe 1

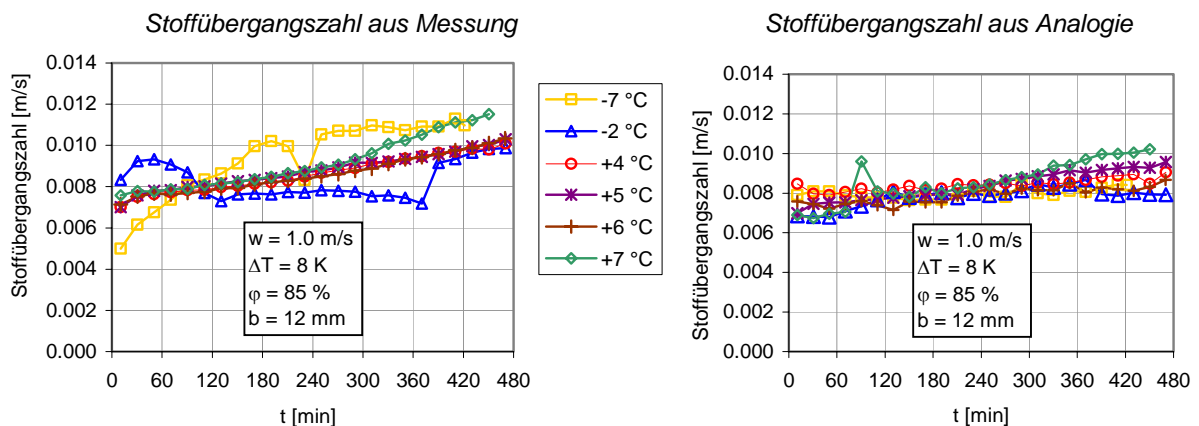
Bei vielen Versuchen konnten während den ersten 30 bis 40 Minuten die Schwankungen des Luftzustandes am Verfröstungsplatten-Eintritt nicht vermieden werden. Dadurch ist das Verhalten des Analogiefaktors während dieser Versuchsphase schwierig zu interpretieren. Aus dem weiteren zeitlichen Verlauf ist eine allgemeine Tendenz festzustellen: Der Analogiefaktor hat angenähert den Wert 1.

Für den Versuch mit 2 m/s Luftgeschwindigkeit steigt der Analogiefaktor nach 5 Stunden stark an. Die Auswertungen haben ergeben, dass dieser Anstieg mit der Unsicherheit der Ermittlung der Frostober-

flächentemperatur zusammenhängt: Diese entsteht einerseits durch die kleiner werdenden treibenden Gefälle für die Wärme- und Stoffübertragung und andererseits durch die Abnahme der Frostoberflächentemperatur entlang der Verfröstungsplatte (vgl. Abb. 5-45).

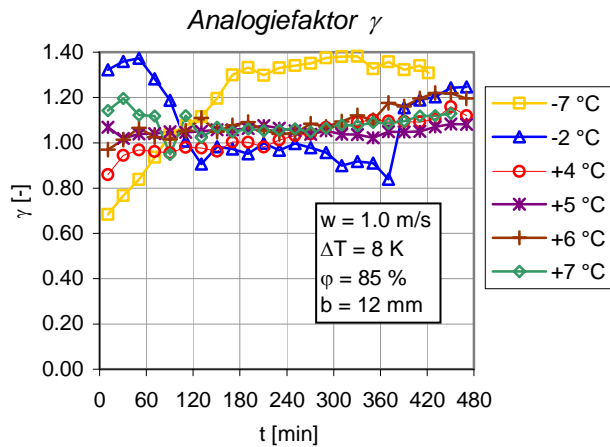
### Einfluss der Lufteintrittstemperatur

Abb. 5-71 sind die aus den Messdaten ermittelte Stoffübergangszahl und die aus der Analogie berechnete Stoffübergangszahl bei verschiedenen Lufteintrittstemperaturen dargestellt.



**Abb. 5-71:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Stoffübergangszahl, Versuchsreihe 2

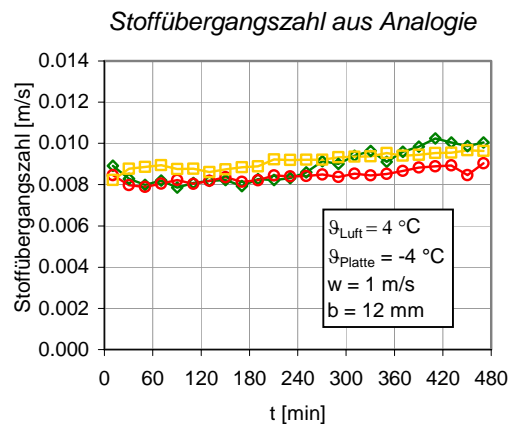
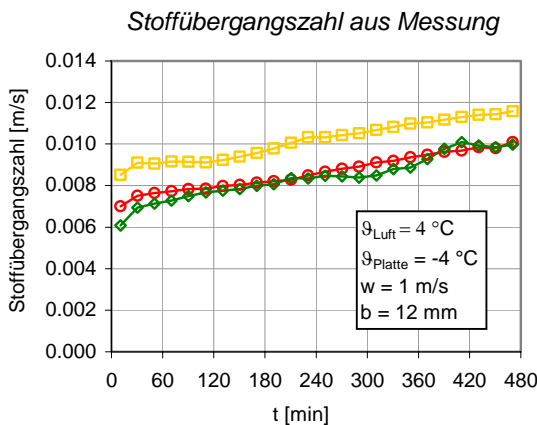
Sowohl die gemessene als auch die berechnete Stoffübergangszahl nehmen im Verlaufe der Zeit leicht zu und zeigen sich unabhängig von der Lufteintrittstemperatur (vgl. Abb. 5-71). Bei den Lufteintrittstemperaturen von -2°C und -7°C variierte der Feuchtegehalt der Luft am Versuchsluftkühlereintritt, womit die Schwankungen in der aus den Messungen berechneten Stoffübergangszahl zu erklären sind.



**Abb. 5-72:** Zeitliche Entwicklung des Analogiefaktors  $\gamma$ , Versuchsreihe 2

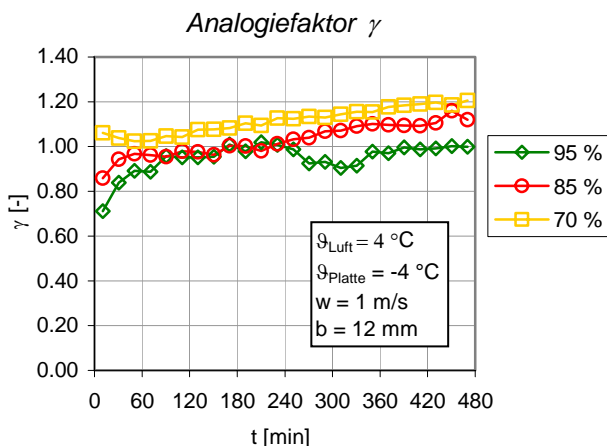
Der Analogiefaktor in Abb. 5-72 hat für die beiden Versuche mit den Lufteintrittstemperaturen  $-2^{\circ}\text{C}$  und  $-7^{\circ}\text{C}$  Schwankungen, welche bereits im obigen Abschnitt erklärt sind. Bei den übrigen Versuchen verhält sich der Analogiefaktor über die ganze Versuchszeit vom Wert 1.05 bis 1.1 leicht ansteigend.

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant



**Abb 5-73:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Stoffübergangszahl, Versuchsreihe 3

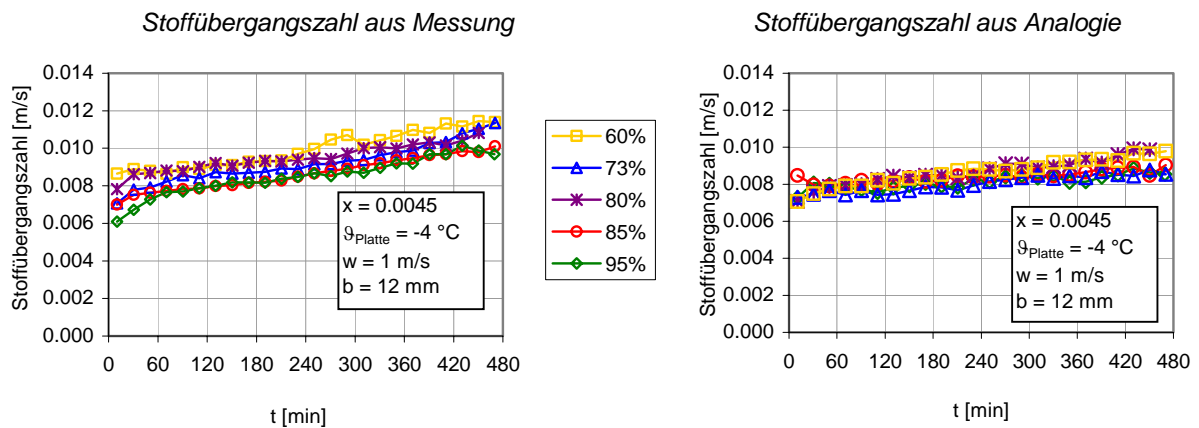
Die in Abb. 5-73 links dargestellten gemessenen Stoffübergangszahlen nehmen bei allen drei Versuchen im Verlaufe der Zeit zu. Die Stoffübergangszahlen aus der Analogie berechnet und die Stoffübergangszahlen aus der Messung zeigen sich unabhängig von der relativen Feuchte, wenn man vom Versuch mit 70% relativer Feuchte absieht. Bei diesen Versuchsbedingungen ist die Ermittlung der Stoffübergangszahl aus den Messdaten besonders schwierig: Die Stoffübergangszahl wird mit der Gleichung (5.14) ermittelt, worin die Differenz  $x - x_G$  vorkommt. Bei 70% relativer Feuchte ist diese Differenz sehr klein, wodurch sich Unsicherheiten bei der Bestimmung von  $x$  und  $x_G$  besonders stark auswirken.



**Abb. 5-74:** Zeitliche Entwicklung des Analogiefaktors  $\gamma$ , Versuchsreihe 3

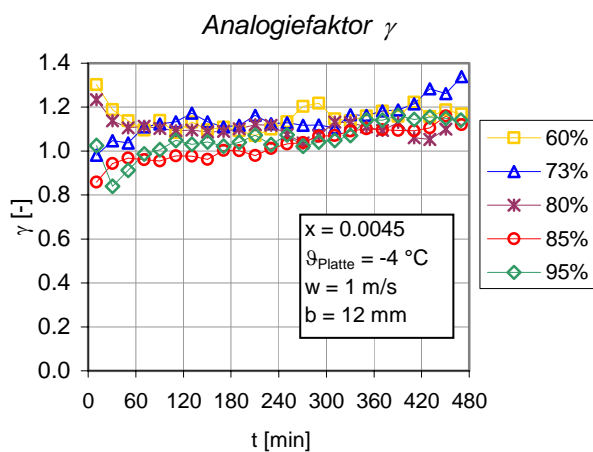
Sieht man vom Versuch bei 70% relativer Feuchte ab, ist die Analogie zwischen Stoff- und Wärmeübertragung gut erfüllt. Der Analogiefaktor ist für beide verbleibenden Versuche zu Beginn etwa 0.95, wobei er dann im Versuch mit 85% relativer Feuchte etwas mehr ansteigt (etwa auf  $\gamma = 1.1$ ) als im Versuch mit 95% relativer Feuchte.

### Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Versuchsluftkühlereintritt konstant



**Abb. 5-75:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Stoffübergangszahl, Versuchsreihe 4

Die Stoffübergangszahl zeigt sich unabhängig von der relativen Luftfeuchte (Abb. 5-75). Die aus der Messung ermittelte Stoffübergangszahl steigt im Verlauf der Zeit etwas stärker an, als die aus der Analogie berechnete Wärmeübergangszahl.



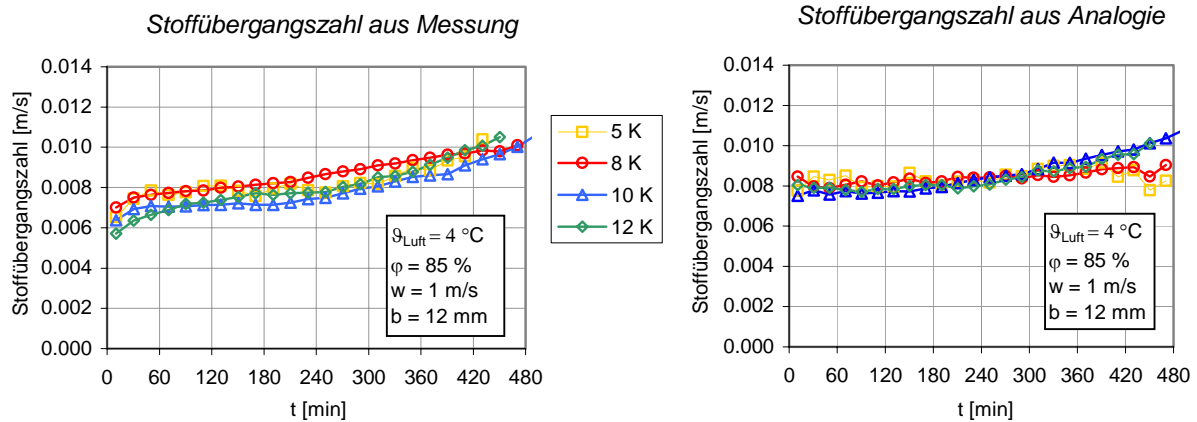
Der Analogiefaktor in Abb. 5-76 streut für alle relativen Feuchten zwischen 0.9 und 1.2, wobei er gegen Ende des Versuchs etwas höher ist als zu Versuchbeginn

**Abb. 5-76:** Zeitliche Entwicklung des Analogiefaktors  $\gamma$ , Versuchsreihe 4

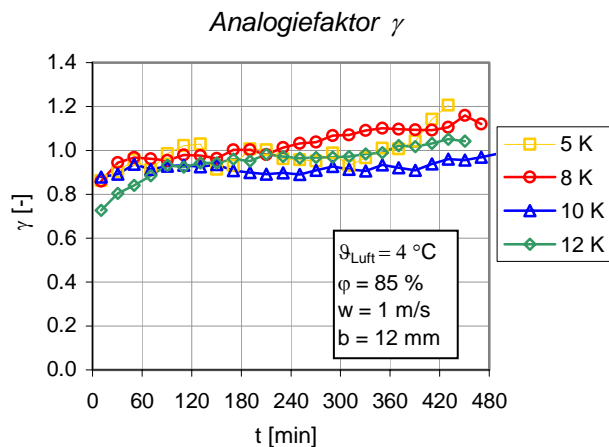


### Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur, Verfröstungsplatten-Temperatur

Die in Abb. 5-77 dargestellten Stoffübergangszahlen zeigen sich unabhängig von der Temperaturdifferenz zwischen dem Lufteintritt und der Verfröstungsplatte.



**Abb. 5-77:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Stoffübergangszahl, Versuchsreihe 5

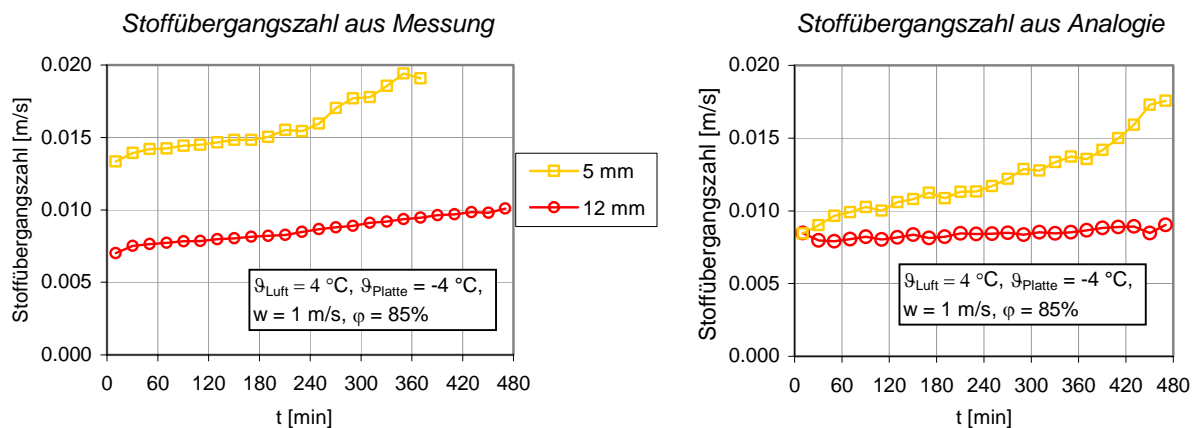


Die Analogie zwischen Stoff- und Wärmeübertragung ist in dieser Versuchsreihe gut erfüllt: Der Analogiefaktor ist mit Ausnahme von leichten Schwankungen etwa 1.

**Abb. 5-78:** Zeitliche Entwicklung des Analogiefaktors  $\gamma$ , Versuchsreihe 5

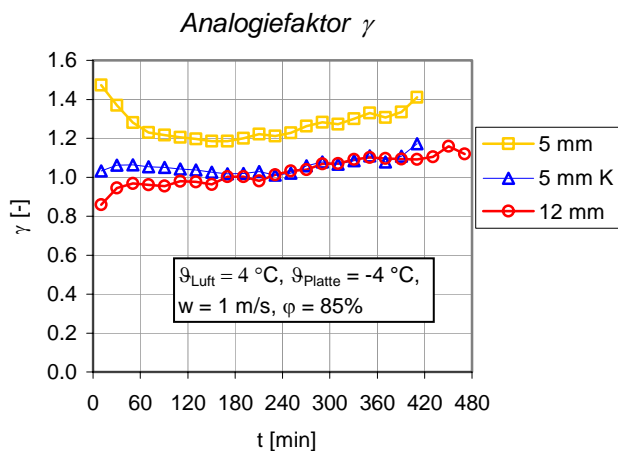
### Einfluss der Spaltweite

In Abb. 5-79 ist die Stoffübergangszahl aus der Messung und aus der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung für die beiden Spaltweiten 5 mm und 12 mm dargestellt.



**Abb. 5-79:** Zeitliche Entwicklung der mittleren Stoffübergangszahl, Versuchsreihe 6

Sowohl die gemessene als auch die berechnete Stoffübergangszahl bei der Spaltweite von 5 mm sind grösser als bei jener von 12 mm, was aus der Theorie der simultanen Wärme- und Stoffübertragung zu erwarten war.



**Abb. 5-80:** Zeitliche Entwicklung des Analogiefaktors  $\gamma$ , Versuchsreihe 6

gangszahl aus der Korrelation aus dem VDI-Wärmeatlas [58] unter der Berücksichtigung der Spaltverengung berechnet wird. Er hat wie die Versuche mit der Spaltweite von 12 mm etwa einen Wert von 1.

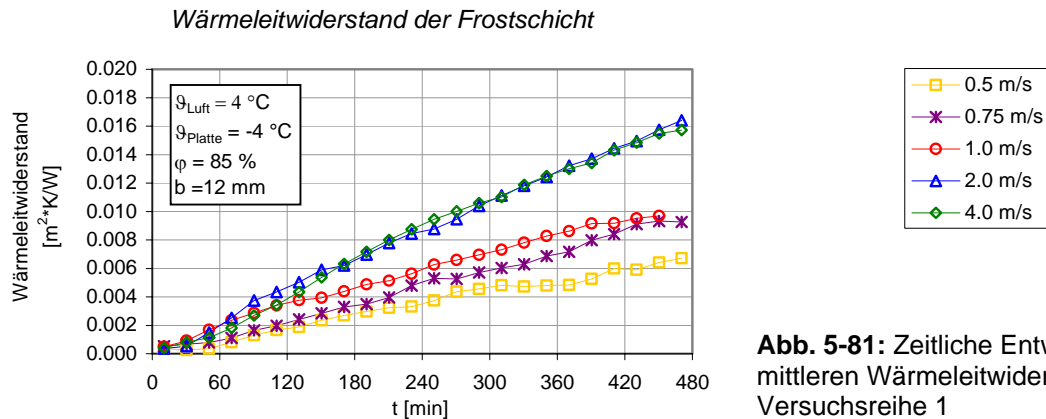
In der Abb. 5-80 sind drei Analogiefaktoren dargestellt: Einer für die Spaltweite 12 mm und zwei für die Spaltweite 5 mm. Im Abschnitt 5.4.6 wurde bei der Diskussion über die Wärmeübergangszahl bei der Spaltweite 5 mm festgestellt, dass die gemessene *Wärmeübergangszahl mit Frostbildung* kleiner ist, als die mit der *Korrelation für die trockenen Bedingungen berechnete Wärmeübergangszahl*. Der Analogiefaktor, für dessen Berechnung die gemessene Wärmeübergangszahl mit Frostbildung benutzt wurde, liegt mit einem Mittelwert von  $\gamma = 1.3$  deutlich höher als 1. Er ist in der Abb. 5-80 mit „5 mm“ bezeichnet. In der Abbildung ist noch ein zweiter mit „5 mm K“ bezeichneter Analogiefaktor dargestellt, der mit der Wärmeüber-

### 5.4.8 Wärmeleitwiderstand der Frostschrift und totaler Widerstand

#### Wärmeleitwiderstand der Frostschrift

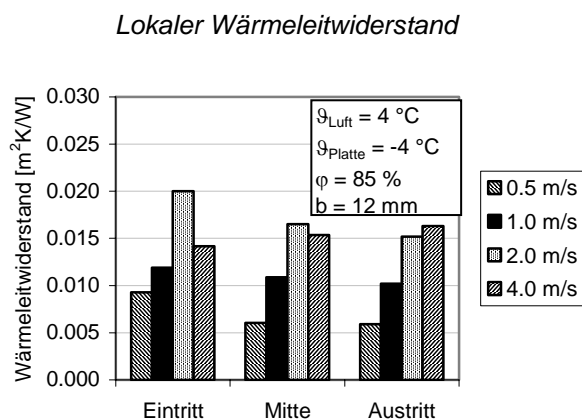
Aus der Gleichung (5.20) ist der Wärmeleitwiderstand des Frosts berechnet. Es folgen in den Darstellungen die zeitlichen Entwicklungen davon und der Mittelwert nach 8 Stunden am Eintritt, in der Mitte und am Austritt der Verfestigungsplatte für die Versuchsreihen.

#### Einfluss der Luftgeschwindigkeit



**Abb. 5-81:** Zeitliche Entwicklung des mittleren Wärmeleitwiderstands, Versuchsreihe 1

Durch die Entstehung der ersten dünnen kompakten Schicht nimmt der *Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* anfangs langsam zu (vgl. Abb. 5-81). Während der eindimensionalen Kristallwachstumsphase wächst er am schnellsten. Durch Anwachsen des Frostes in der Frostwachstumsphase steigt er dann weniger rasch, weil die Frostdichte und damit die Wärmeleitfähigkeit ansteigen. Bezüglich des quantitativen Verlaufes stellen wir in der Abb. 5-81 folgendes fest: Es sind zwei Geschwindigkeitsbereiche zu erkennen. Einer für die laminare und eine andere für die Strömung im Übergangsbereich. Bei der Luftgeschwindigkeit von 4 m/s findet eine stärkere Verdichtung der Frostschrift statt als bei der Luftgeschwindigkeit von 2 m/s statt und dadurch wird die grössere mittlere Frostdicke kompensiert.



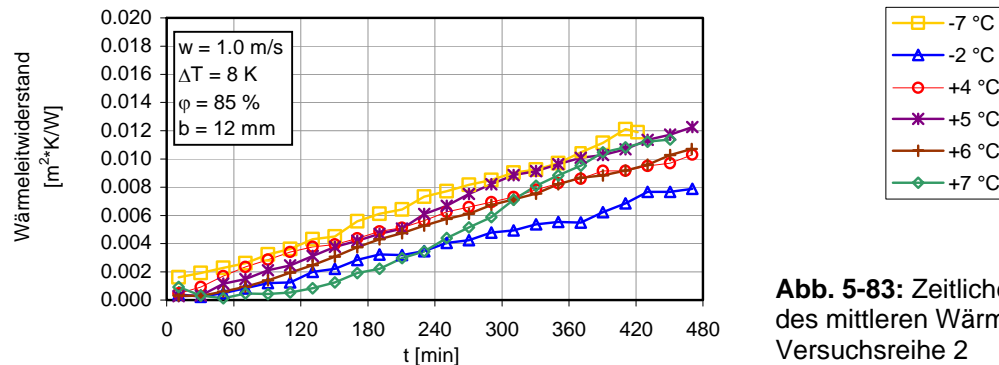
**Abb. 5-82:** Lokaler Wärmeleitwiderstand nach 8 Stunden, Versuchsreihe 1

Der Wärmeleitwiderstand der Frostschrift nimmt bei allen Luftgeschwindigkeiten entlang der Verfestigungsplatte ab, ausser bei der Geschwindigkeit von 4 m/s.

Abb. 5-82 zeigt dies nach 8 Stunden Versuchszeit. Wenn sich der Strömungszustand, ob entweder laminar oder im Übergangsbereich, während eines Versuches nicht ändert, ist die Frostdicke am Eintritt fast unabhängig von der Luftgeschwindigkeit (vgl. Abb. 5-6). Die gebildete Frostschrift ist jedoch bei der Luftgeschwindigkeit von 4 m/s mehr verdichtet. Dadurch ergibt sich am Versuchsluftkühlereintritt bei 4 m/s ein kleinerer Wärmeleitwiderstand als bei 2 m/s.

### Einfluss der Lufteintrittstemperatur

Wärmeleitwiderstand der Frostschrift

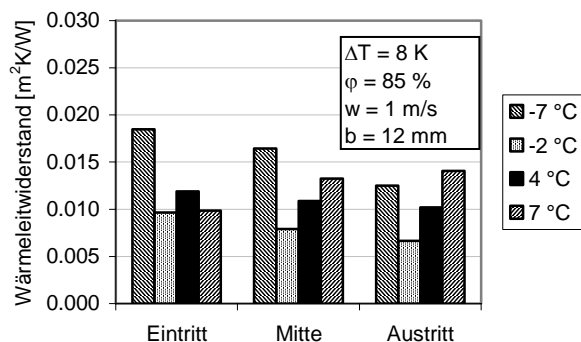


**Abb. 5-83:** Zeitliche Entwicklung des mittleren Wärmeleitwiderstands, Versuchsreihe 2

In Abb. 5-83 ist der *mittlere Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* in Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur dargestellt. Die weniger dichte Froststruktur bei der Lufteintrittstemperatur von  $-7^{\circ}\text{C}$  führt zum grössten Wärmeleitwiderstand.

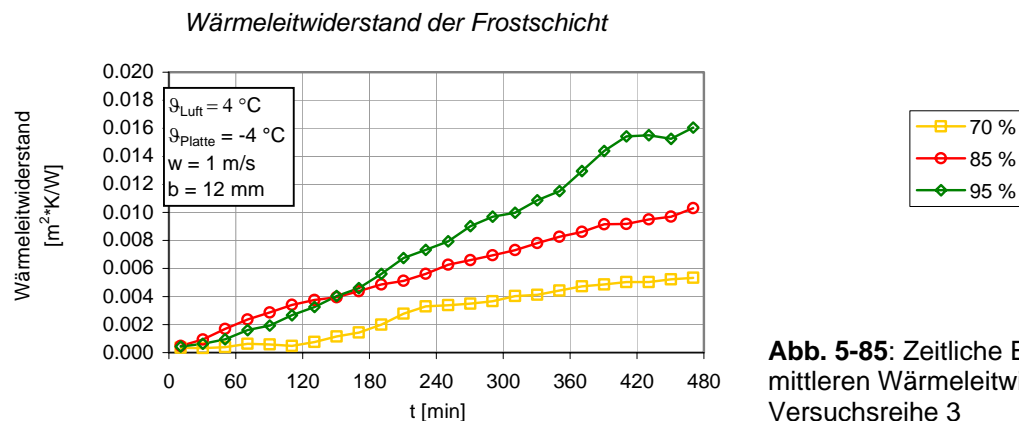
Durch die geringere Frostdicke und etwa gleiche Frostdichte wie bei den Lufttemperaturen oberhalb  $0^{\circ}\text{C}$  ergibt sich beim Versuch mit der Lufteintrittstemperatur von  $-2^{\circ}\text{C}$  ein kleinerer Wärmeleitwiderstand der Frostschrift.

Lokaler Wärmeleitwiderstand



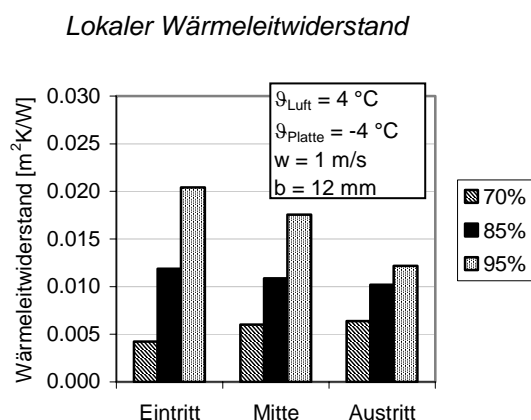
Ausser bei der Lufteintrittstemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$  bzw. Verfestigungsplatten-Temperatur von  $-1^{\circ}\text{C}$  hat der Wärmeleitwiderstand bei allen untersuchten Lufteintrittstemperaturen entlang der Verfestigungsplatte nach 8 Stunden abgenommen (vgl. Abb. 5-84). Bei der Lufteintrittstemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$  findet die Vergletscherung statt und zwar tritt sie zuerst am Versuchsluftkühlereintritt auf. Dadurch ergibt sich nach 8 Stunden eine bessere Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift, die zu einem kleineren Wärmeleitwiderstand führt (vgl. Abb. 5-31 und 5-7).

**Abb. 5-84:** Lokaler Wärmeleitwiderstand nach 8 Stunden, Versuchsreihe 2

**Einfluss der relativen Luftfeuchte: Lufteintrittstemperatur konstant**

**Abb. 5-85:** Zeitliche Entwicklung des mittleren Wärmeleitwiderstands, Versuchsreihe 3

Abb. 5-85: Aus dem zeitlichen Verlauf des mittleren Wärmeleitwiderstandes in Abhängigkeit der relativen Luftfeuchte lässt sich auf eine Zunahme des Wärmeleitwiderstandes der Frostschrift mit grösser werdender relativer Luftfeuchte schliessen. Die relative Luftfeuchte von 70 % bewirkt sowohl durch die kleinste Frostdicke als auch die grösste Frostdichte den kleinsten Wärmeleitwiderstand.



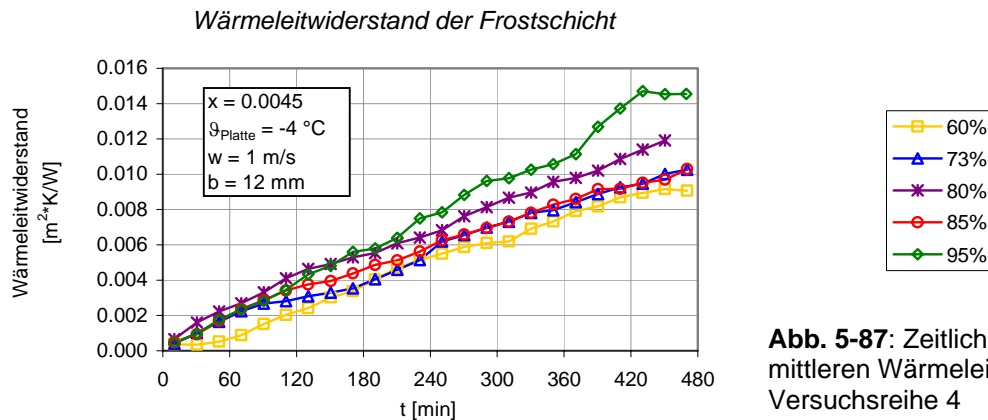
In Abb. 5-86 zeigt sich bei den relativen Luftfeuchten von 85 % und 95 % eine klare Abnahme des Wärmeleitwiderstands in Strömungsrichtung nach 8 Stunden.

Die Abnahme der Frostdichte entlang der Verfestungsplatte bei der relativen Feuchte von 70 % führt zu einem eher grösserem Wärmeleitwiderstand (vgl. Abschnitt 5.5.3).

**Abb. 5-86:** Lokaler Wärmeleitwiderstand nach 8 Stunden, Versuchsreihe 3

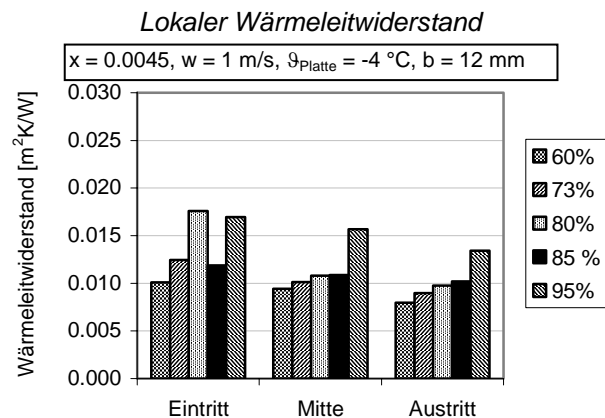
**Einfluss der relativen Luftfeuchte: Feuchtegehalt am Versuchsluftkühlereintritt konstant**

In Abb. 5-87 ist der mittlere Wärmeleitwiderstand der Frostschrift in Abhängigkeit der relativen Luftfeuchte bei gleichem Feuchtegehalt am Luftkühlereintritt dargestellt.



**Abb. 5-87:** Zeitliche Entwicklung des mittleren Wärmeleitwiderstands, Versuchsreihe 4

Der *mittlere Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* wird mit abnehmender relativer Luftfeuchte kleiner. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der grössere sensible Wärmestrom durch die Frostschrift geleitet werden muss, was zur dichteren Frostschrift führt.

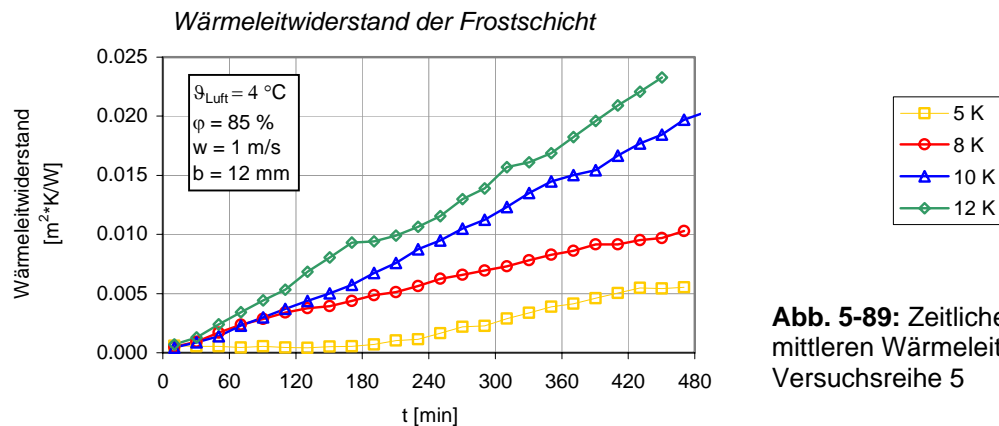


Aus Abb. 5-88 zeigt, dass der Wärmeleitwiderstand bei dieser Versuchsreihe nach 8 Stunden in Strömungsrichtung eher leicht abgenommen hat

**Abb. 5-88:** Lokaler Wärmeleitwiderstand nach 8 Stunden, Versuchsreihe 4

**Einfluss der Temperaturdifferenz: Lufteintrittstemperatur, Verfrosterplatten-Temperatur**

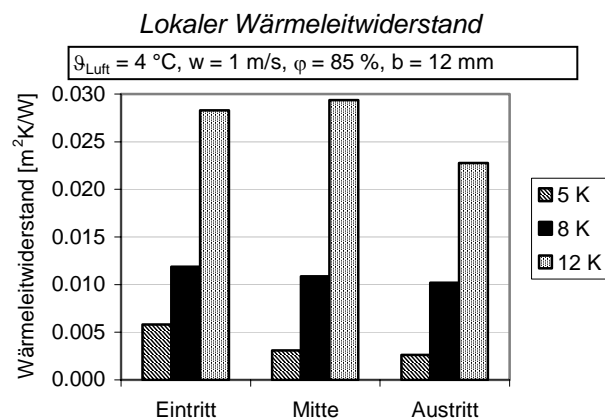
In Abb. 5-89 ist der *mittlere Wärmeleitwiderstand der Frostschrift* in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der Verfrosterplatte dargestellt.



**Abb. 5-89:** Zeitliche Entwicklung des mittleren Wärmeleitwiderstands, Versuchsreihe 5

Da mit zunehmender Temperaturdifferenz die Frostdicke grösser und die Wärmeleitfähigkeit kleiner werden, nimmt der Wärmeleitwiderstand zu.

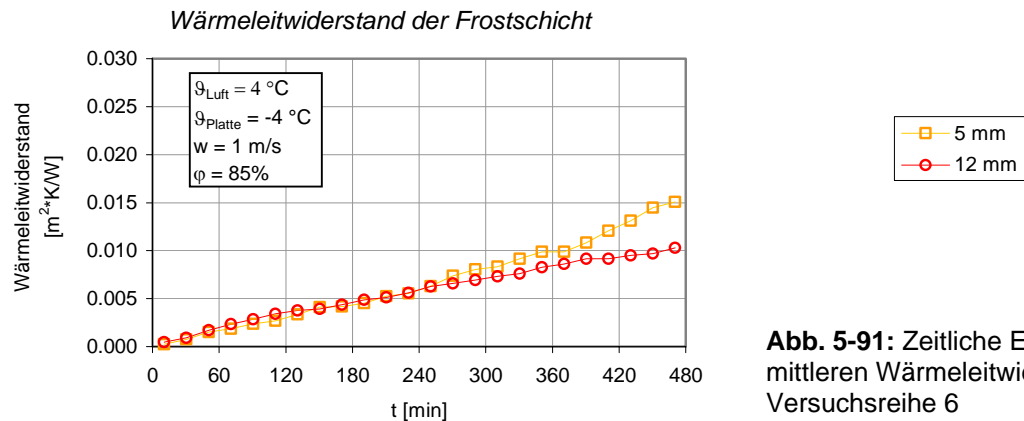
Während der Phase des langsamen Gefrierens der unterkühlten Tropfen bei der Temperaturdifferenz von 5 K ist der Wärmeleitwiderstand sehr klein.



In Abb. 5-90 zeigt sich eine leichte Abnahme des Wärmeleitwiderstandes in Strömungsrichtung nach 8 Stunden Versuchsdauer, ausser bei der Temperaturdifferenz von 12 K in der Mitte des Versuchsluftkühlers.

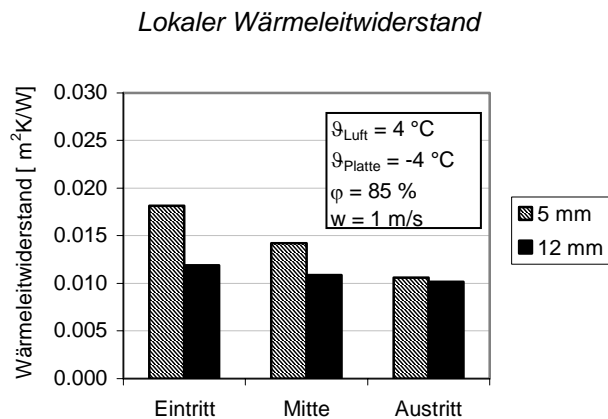
**Abb. 5-90:** Lokaler Wärmeleitwiderstand nach 8 Stunden, Versuchsreihe 5

## Einfluss der Spaltweite



**Abb. 5-91:** Zeitliche Entwicklung des mittleren Wärmeleitwiderstands, Versuchsreihe 6

Aus dem zeitlichen Verlauf des *mittleren Wärmeleitwiderstands* bei den beiden untersuchten Spaltweiten in Abb. 5-91 ist in den ersten 5 bis 6 Stunden etwa der gleiche Wert des Wärmeleitwiderstandes feststellbar. Danach nimmt er bei der Spaltweite von 5 mm stärker zu als bei 12 mm.



**Abb. 5-92:** Der Wärmeleitwiderstand des Frosts nach 8 Stunden ist für 5 mm Spaltweite am Eintritt hoch und nimmt zum Austritt hin ab. Bei 12 mm Spaltweite ist er über die Länge konstant.

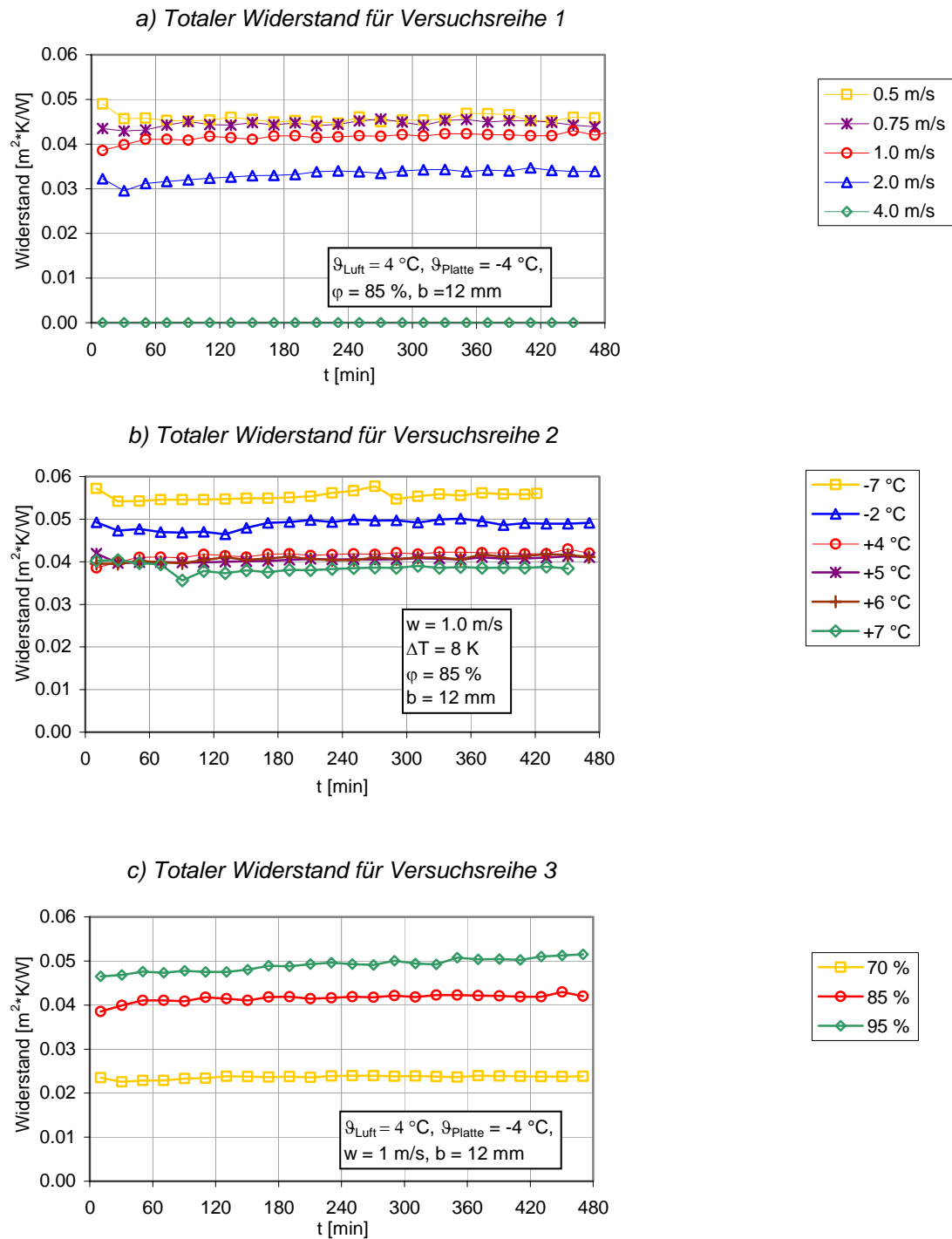
**Abb. 5-92:** Lokaler Wärmeleitwiderstand nach 8 Stunden, Versuchsreihe 6



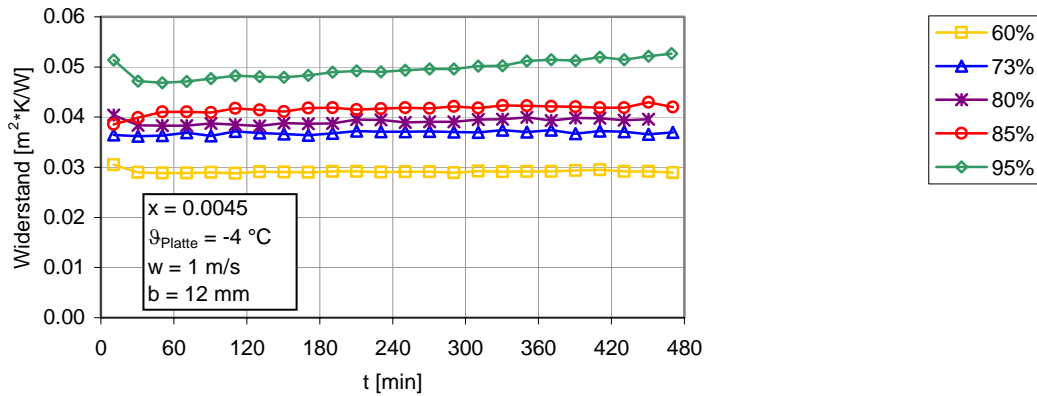
### Mittlerer totaler Widerstand

Der mittlere *totale Widerstand* wird nach Gleichung (5.21) berechnet. Er repräsentiert die zwei parallelen konvektiven Übergangswiderstände und den Wärmeleitwiderstand der Frostschicht.

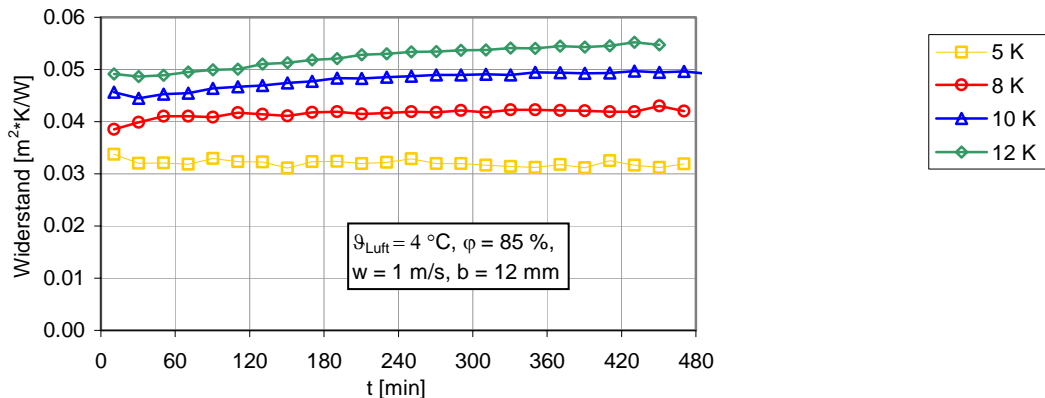
Abb. 5-93 stellt den mittleren *totalen Widerstand* für die sechs Versuchsreihen dar in Abhängigkeit der Zeit.



d) Totaler Widerstand für Versuchsreihe 4



e) Totaler Widerstand für Versuchsreihe 5



f) Totaler Widerstand für Versuchsreihe 6

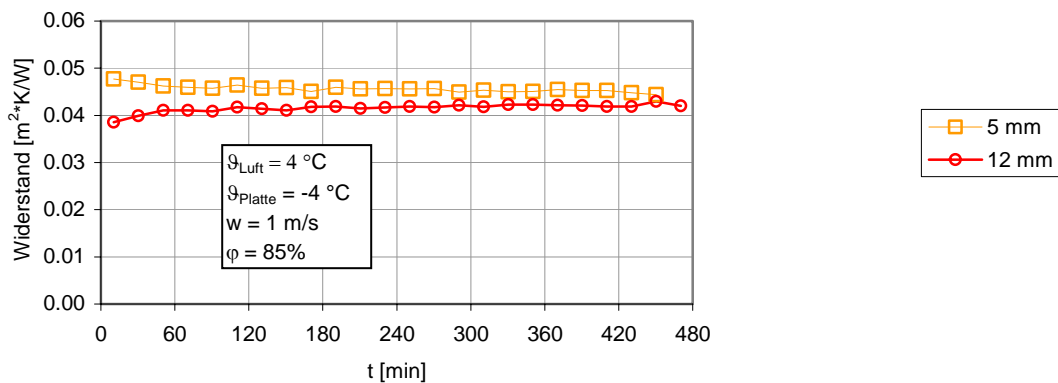

**Abb. 5-93:** Zeitliche Entwicklung des mittleren totalen Widerstandes

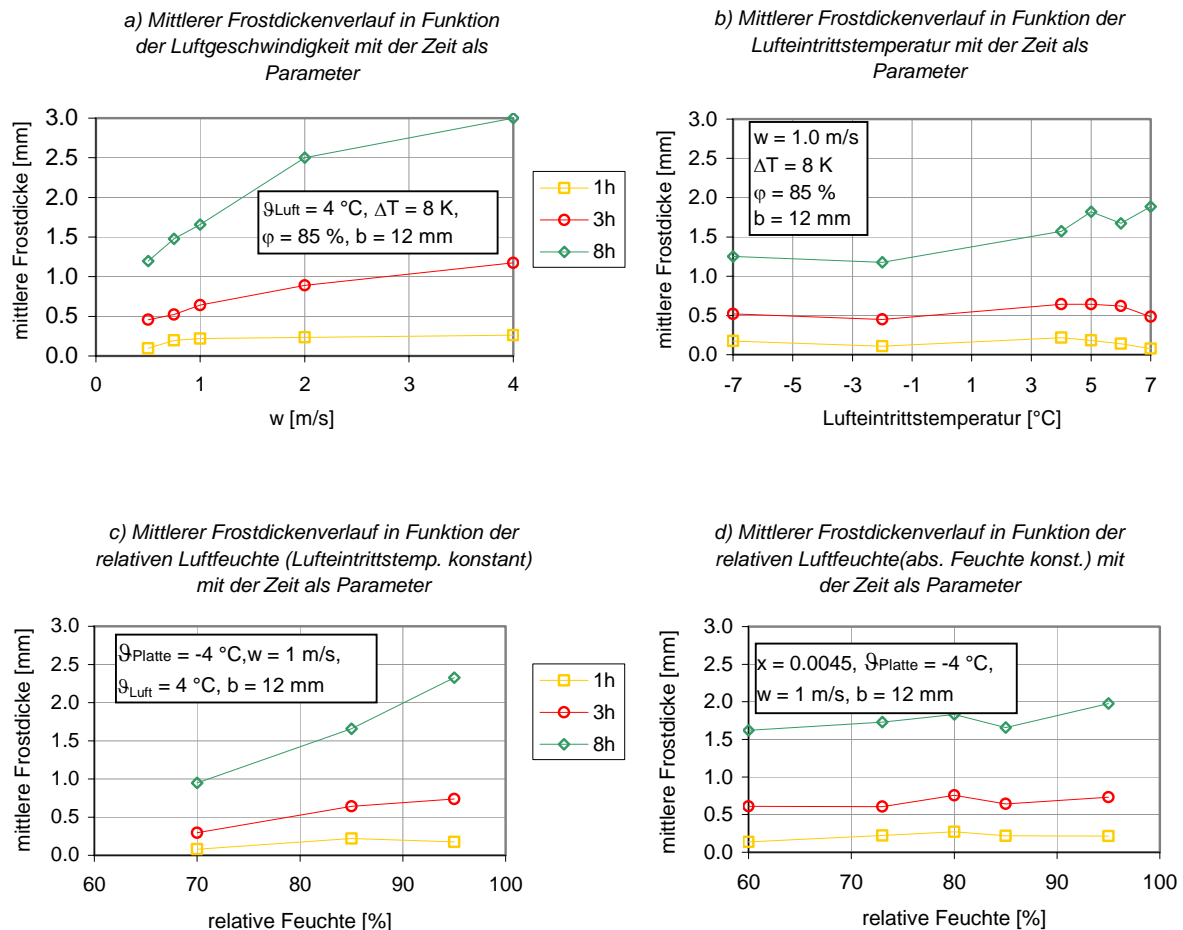
Abb. 5-93 zeigt einen etwa konstanten mittleren *totalen Widerstand* zwischen der feuchten Luft und der Verfrosterplatte für die ganze Versuchsdauer von 8 Stunden. Die Zunahme des Wärmeleitwiderstandes der Frostschrift wird durch die Abnahme des konvektiven Übergangswiderstandes kompensiert. Dieses Verhalten wurde bei der Spaltweite von 5 mm durch die zusätzlichen Versuche weiter untersucht und ist im Abschnitt 5.6 genauer diskutiert.

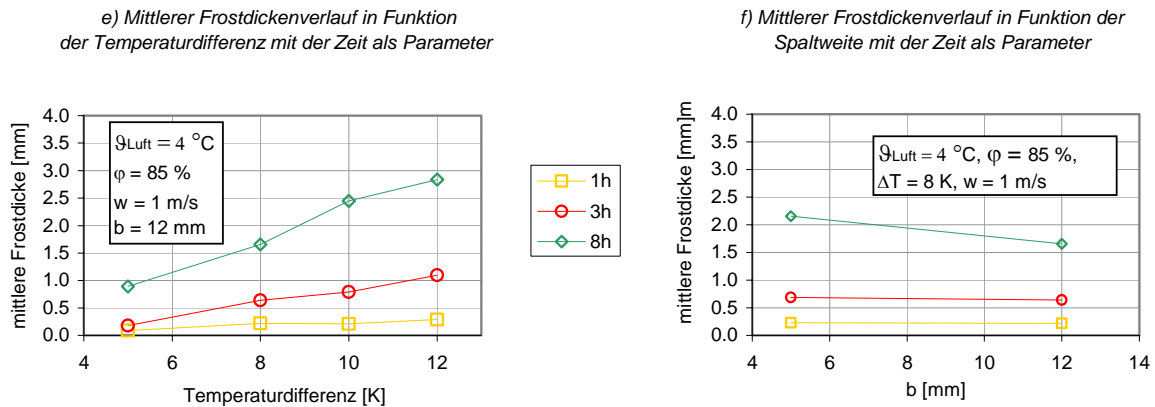
## 5.5 Auswirkung der Versuchsparameter auf die Frostbildung

Im Abschnitt 5.5 wurden die Versuchsergebnisse und die Auswertungen davon stets als zeitliche Verläufe dargestellt; z.B. die Frostdicke in Funktion der Zeit für verschiedene Luftgeschwindigkeiten als Parameter. Im Hinblick auf Schlussfolgerungen dürfte es ebenso wichtig sein, z.B. die Frostdicke oder den abgegebenen Nutzwärmestrom in Funktion der Luftgeschwindigkeit, der Lufteintrittstemperatur, der Luftfeuchte usw. darzustellen. Solche Darstellungen erfolgen in den zweidimensionalen Diagrammen, die kurz interpretiert werden. Die darin verwendeten Parameter beziehen sich auf das Ende der Versuchszeit, und zwar sind die Verläufe für 1, 3 und 8 Stunden dargestellt.

### Mittlere Frostdicke

In Abb. 5-94 ist die *mittlere Frostdicke* nach 1, 3 und 8 Stunden im Versuchsluftkühler in Funktion der verschiedenen Versuchsparameter dargestellt:





**Abb. 5-94:** Die mittlere Frostdicke nach 1, 3 und 8 h in Abhängigkeit der Versuchsparameter

Nach einer Stunde Versuchszeit ist keine Abhängigkeit der mittleren Frostdicke von den einzelnen Parameterwerten festzustellen und zwar nicht nur im Rahmen einer Versuchsreihe, sondern für alle Versuche des ganzen Versuchsprogramms. Die mittlere Frostdicke liegt nach einer Stunde bei allen Versuchen zwischen 0.2 mm und 0.4 mm. Einzig bei den Versuchen mit der Verfrostoplattentemperatur von  $-1^{\circ}\text{C}$  (Lufteintrittstemperatur  $7^{\circ}\text{C}$  und  $4^{\circ}\text{C}$  mit entsprechender Temperaturdifferenz von 8 K bzw. 5K) ist kaum Frost vorhanden, da das Gefrieren der unterkühlten Tropfen bei diesen Versuchsbedingungen länger dauert.

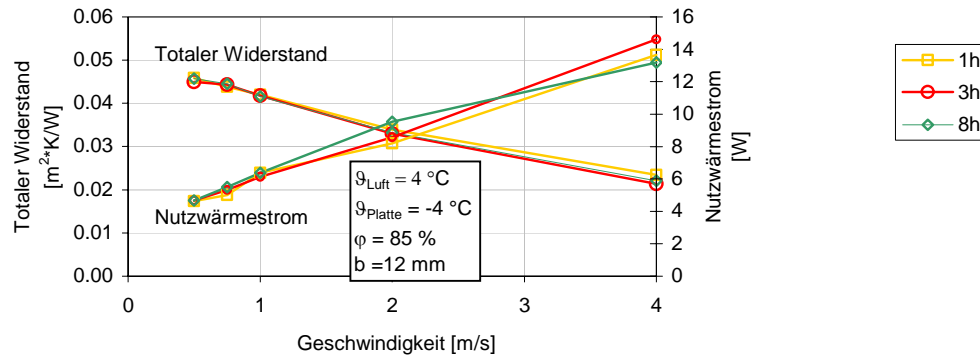
Nach drei Stunden zeigt sich die mittlere Frostdicke im Versuchsluftkühler abhängig von denjenigen Parametern, die das treibende Gefälle für die Stoffübertragung beeinflussen (Temperaturdifferenz, relative Luftfeuchte bei konstanter Lufteintrittstemperatur) und von der Luftgeschwindigkeit.

Nach der Versuchsdauer von 8 Stunden ist die Abhängigkeit von den erwähnten Versuchsparametern noch mehr ausgeprägt. Nun aber zeigt sich die mittlere Frostdicke auch noch von der Spaltweite und von der Lufteintrittstemperatur abhängig. Die mittlere Frostdicke nimmt zu mit der zunehmenden Luftgeschwindigkeit, Lufteintrittstemperatur, relativen Luftfeuchte (bei konstanter Lufteintrittstemperatur), Temperaturdifferenz und mit abnehmender Spaltweite. Es wurden jedoch nur zwei Spaltweiten untersucht.

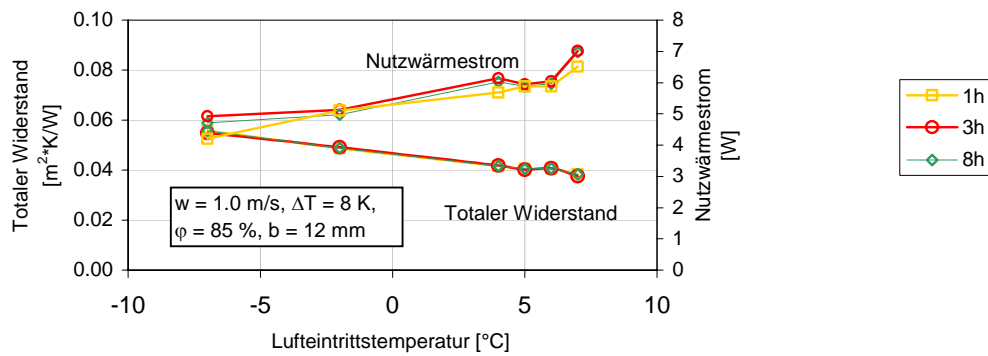
## Nutzwärmestrom und totaler Widerstand

In Abb. 5-95 sind der *Nutzwärmestrom* und der *totale Widerstand* zwischen Luft und Verfröstungsplatte nach 1, 3 und 8 Stunden jeweils in einem Diagramm in Abhängigkeit der verschiedenen Versuchsparameter dargestellt.

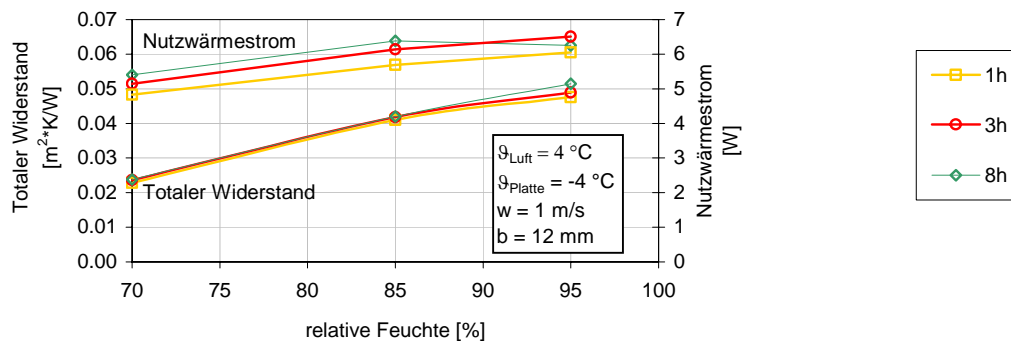
a) Totaler Widerstand und Nutzwärmestrom in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit

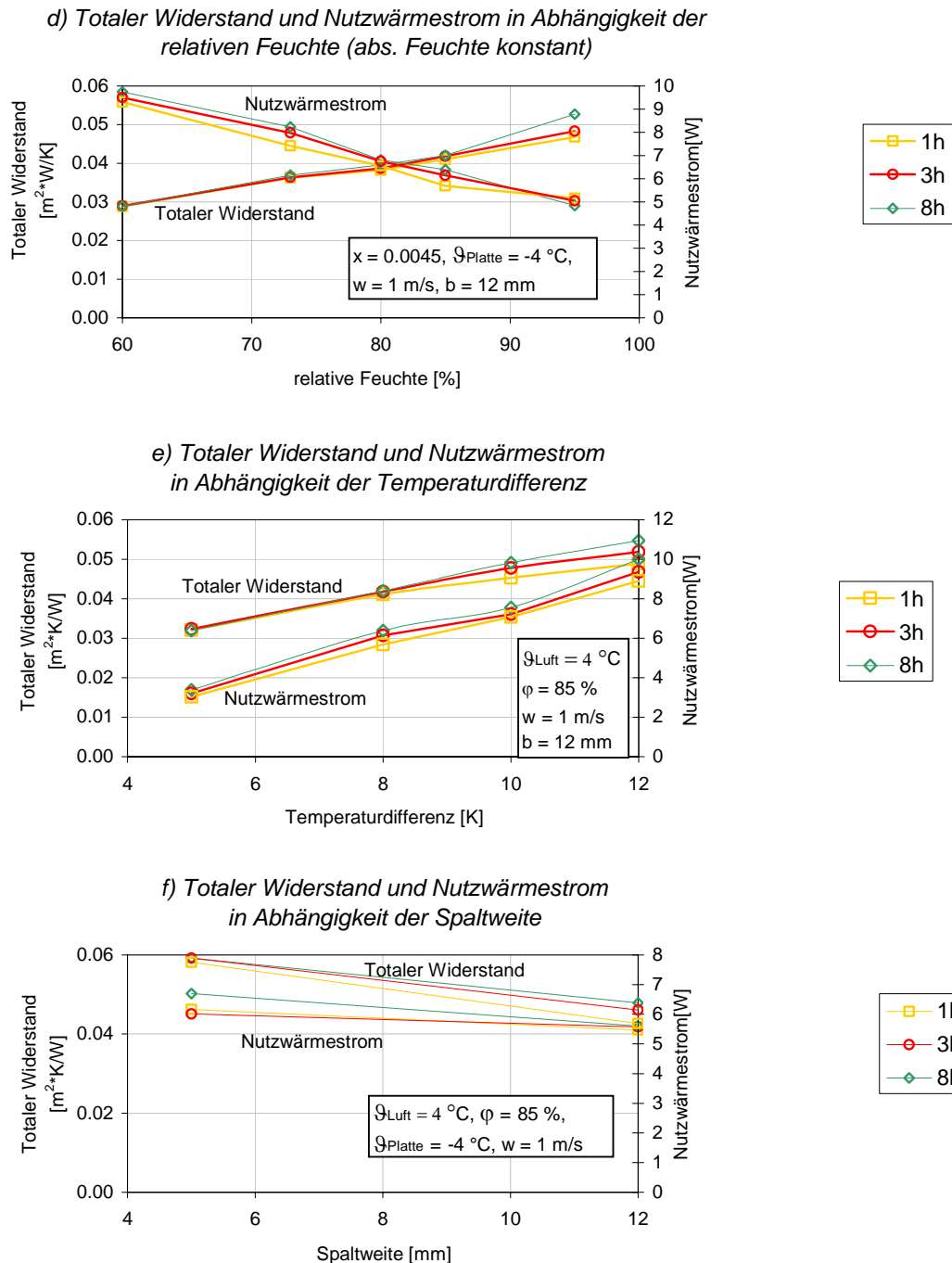


b) Totaler Widerstand und Nutzwärmestrom in Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur



c) Totaler Widerstand und Nutzwärmestrom in Abhängigkeit der relativen Feuchte (Lufteintrittstemperatur konst.)





**Abb. 5-95:** Der totale Widerstand und Nutzwärmestrom nach 1, 3 und 8 h in Abhängigkeit der Versuchsparameter

Eine Zunahme des Nutzwärmestromes mit gleichzeitiger Abnahme des totalen spezifischen Wärmewiderstandes ist ersichtlich bei:

- Zunehmender Luftgeschwindigkeit
- Zunehmender Lufteintrittstemperatur
- Abnehmender relativer Luftfeuchte (bei gleich bleibendem Feuchtegehalt)

Der Nutzwärmestrom ist direkt proportional dem Temperaturgefälle zwischen Taupunkttemperatur und Verfestungsplatten-Temperatur (vgl. Abb. 5-4) und umgekehrt proportional dem totalen Widerstand. Da für die oben erwähnten Versuchsreihen das Temperaturgefälle zwischen Taupunkt und Verfestungsplatte und damit das treibende Gefälle für die Stoffübertra-

gung gleich gross ist, muss eine Abnahme des totalen Widerstandes zur Zunahme des Nutzwärmestromes führen.

Bei höherer relativer Feuchte (mit gleich bleibender Lufteintrittstemperatur) und höherer Temperaturdifferenz wird das treibende Gefälle für die Stoffübertragung bzw. die Temperaturdifferenz zwischen Taupunkt und Verfrosterplatte grösser, wodurch der Nutzwärmestrom ansteigen kann, obwohl der totale Widerstand grösser wird.

Interessant ist, dass der Nutzwärmestrom und der totale Widerstand bei allen Darstellungen in Abb. 5-95 unabhängig von der Zeit sind. Die Verläufe für 1, 3 und 8 Stunden sind überall quasi deckungsgleich.

Eine zeitliche Zunahme des Nutzwärmestroms im Falle der starken Verengung des Spaltkanals und der Vergletscherung ist in dieser Darstellung nicht ausgeprägt sichtbar.

## 5.6 Erkenntnisse und Folgerungen aus den Untersuchungen der Frost- und Eisbildung im einseitig gekühlten ebenen Spalt

Im Hinblick auf die Umsetzung in die Praxis werden im Folgenden die wichtigen Erkenntnisse und Folgerungen aus den experimentellen Untersuchungen der Frost- und Eisbildung beschrieben. In einem Folgeprojekt soll, basierend auf diesen in LOREF 1 erarbeiteten Grundlagen-Erkenntnissen über den Mechanismus der Frostbildung, die Geometrie von Luftkühlern und die Prozessführung mit Einbezug einer günstigen Ventilator Kennlinie für die Betriebsbedingungen von L/W-WP aufeinander optimal abgestimmt werden.

### ***Indirekte Desublimation (Kondensation – Unterkühlung – Erstarrung; Taupunkt oberhalb Gefrierpunkt)***

In der *ersten Phase der Frostbildung* wird der aus feuchter Luft ausgeschiedene Wasserdampf erst an der Kühlwand zu Tropfen kondensiert (vgl. Abschnitt 2.3). Wenn die Tropfen genügend unterkühlt sind, erstarren sie. Je kleiner die Unterkühlung, desto grösser werden die Tropfen, bevor sie erstarren und desto länger dauert die erste Phase der Frostbildung. Bei Kühlwandtemperaturen von  $-1^{\circ}\text{C}$  bis  $-3^{\circ}\text{C}$  dauert es etwa 30 bis 60 Minuten bis zur Erstarrung. Langsam bildet sich eine Eisschicht, und der Wärmeleitwiderstand beginnt zu wachsen. In der zweiten Phase, dem eindimensionalen Kristallwachstum, wächst der Wärmeleitwiderstand schneller an, die Frostschrift wird porös. Daraufhin folgt Wasserdampfdiffusion durch den Frost, die Frostdichte und damit die Wärmeleitfähigkeit des Frosts nehmen zu. Das bewirkt nun ein langsames Ansteigen des *Wärmeleitwiderstandes*.

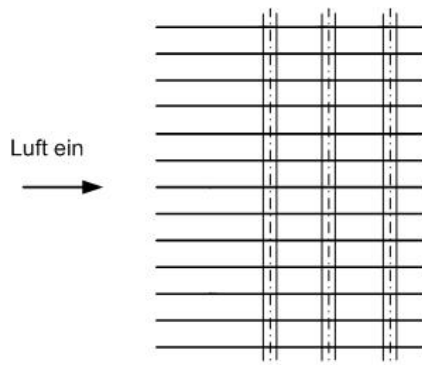
### ***Direkte Desublimation (Taupunkt unterhalb des Gefrierpunktes)***

Der Feuchtegehalt gesättigter Luft nimmt gemäss dem approximativ exponentiellen Verlauf der Wasserdampfdruckkurve mit tieferen Temperaturen ab, und somit ist die Wasserdampfausscheidung nur noch gering. Es bildet sich bei niedrigerer Temperatur als  $-10^{\circ}\text{C}$  sehr wenig Frost und der Anteil an latentem Wärmestrom (gegenüber dem sensiblen) wird ebenfalls bedeutend kleiner. Der Versuch mit  $-7^{\circ}\text{C}$  Luft Eintrittstemperatur (V06) zeigt – für uns überraschend – dass die *Frostdichte* gering ist (vgl. Abschnitt 5.4.3). Das ist auf direkte Desublimation zurückzuführen.

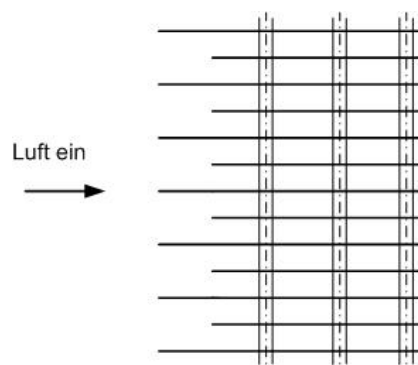
### ***Verbesserung der Luftkühlergeometrie***

Die grösste Frostdicke und damit der grösste lokale Wärmeleitwiderstand ergibt sich – bei den meisten Versuchen – am Eintritt in den Versuchsluftkühler. Das ist ungünstig: Der Druckverlust nimmt zu und der Strömungskanal verstopft. Daher sollen die Lamellenabstände für Luftkühler von Luft/Wasser-Wärmepumpen generell nicht zu klein sein, besonders wegen des *kritischen Luftzustandes* mit starker Frostbildung. Eine der Massnahmen, um eine gleichmässige Frostverteilung entlang der Lamellen zu erreichen, ist die *Verlängerung der Lamellen* am Luftkühlereintritt (vgl. Abb. 5-96). Dadurch verringert sich an der verlängerten Eintrittskante das Temperatur- und Konzentrationsgefälle. Eine andere Massnahme dazu zeigt Abb. 5-97. Nur jede zweite Lamelle wird verlängert: Es entsteht zusätzlich mehr Raum für die Frostablagerung.





**Abb. 5-96:** Luftkühler mit verlängerten Lamellen am Eintritt

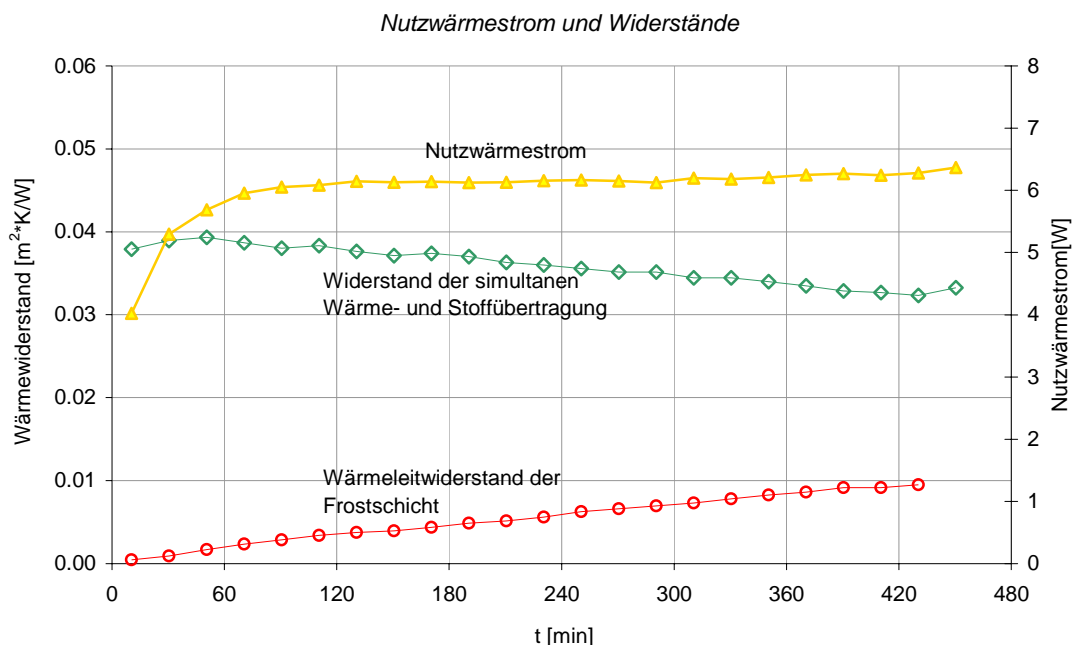


**Abb. 5-97:** Luftkühler mit grösseren Lamellenabständen am Eintritt

### Nutzwärmestrom

In Abschnitt 5.4.2 ist das überraschende Versuchsergebnis dargestellt, dass der Nutzwärmestrom bis zu 8 Stunden Versuchsdauer nicht abnimmt, sondern konstant bleibt oder in einigen Fällen zunimmt. Mit anderen Worten: Der totale Widerstand (Summe aus dem konvektiven Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und dem Wärmeleitwiderstand der Frostschicht) bleibt konstant oder nimmt ab (vgl. Abschnitt 5.4.8).

Abb. 5-98 zeigt exemplarisch beide seriellen Teilwiderstände: Der konvektive Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und der Wärmeleitwiderstand der Frostschicht. Der Wärmeleitwiderstand des Frosts nimmt durch Anwachsen der Frostschicht zu. Der luftseitige Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung nimmt ab, da durch die Spaltverengung die Wärme- und Stoffübertragung intensiviert wird.

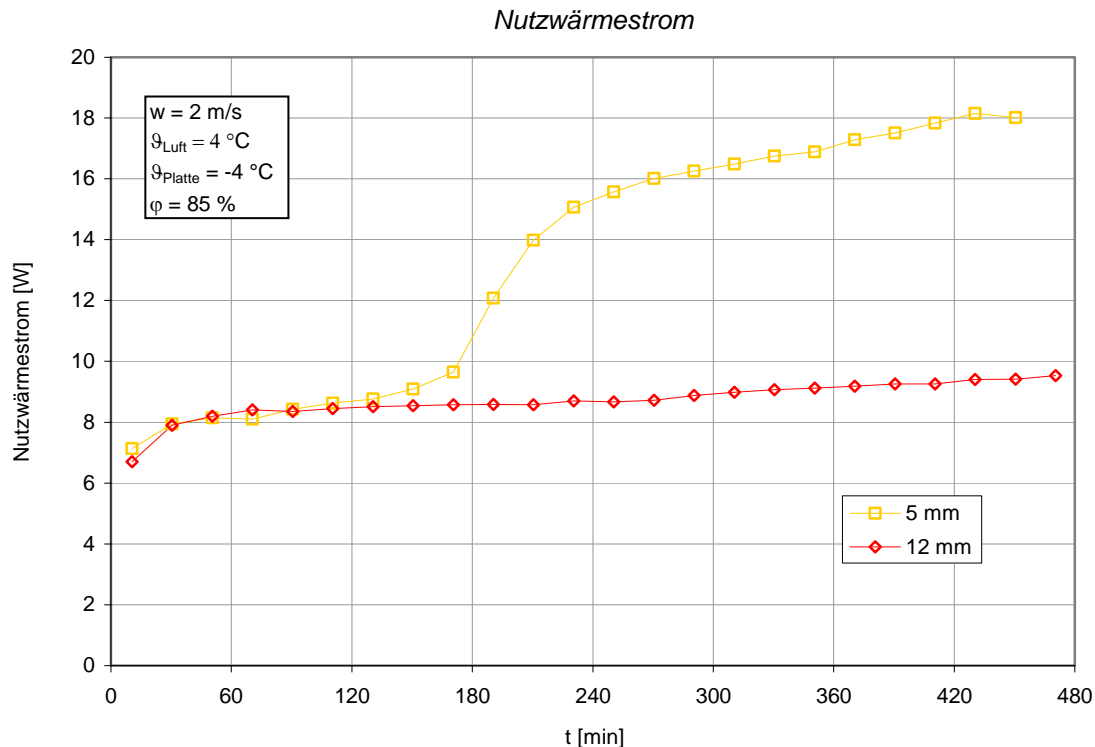


**Abb. 5-98:** Nutzwärmestrom und Widerstände für den Grundversuch (V03)

Die Hauptursache für den konstanten Nutzwärmestrom ist die Spaltverengung durch die Frostschicht. Im folgenden Abschnitt wird dieses Phänomen aufgrund der Ergebnisse der zusätzlichen Versuche bei der Spaltweite von 5 mm noch detaillierter beschrieben.

### ***Einfluss der Spaltverengung mit und ohne Vergletscherung***

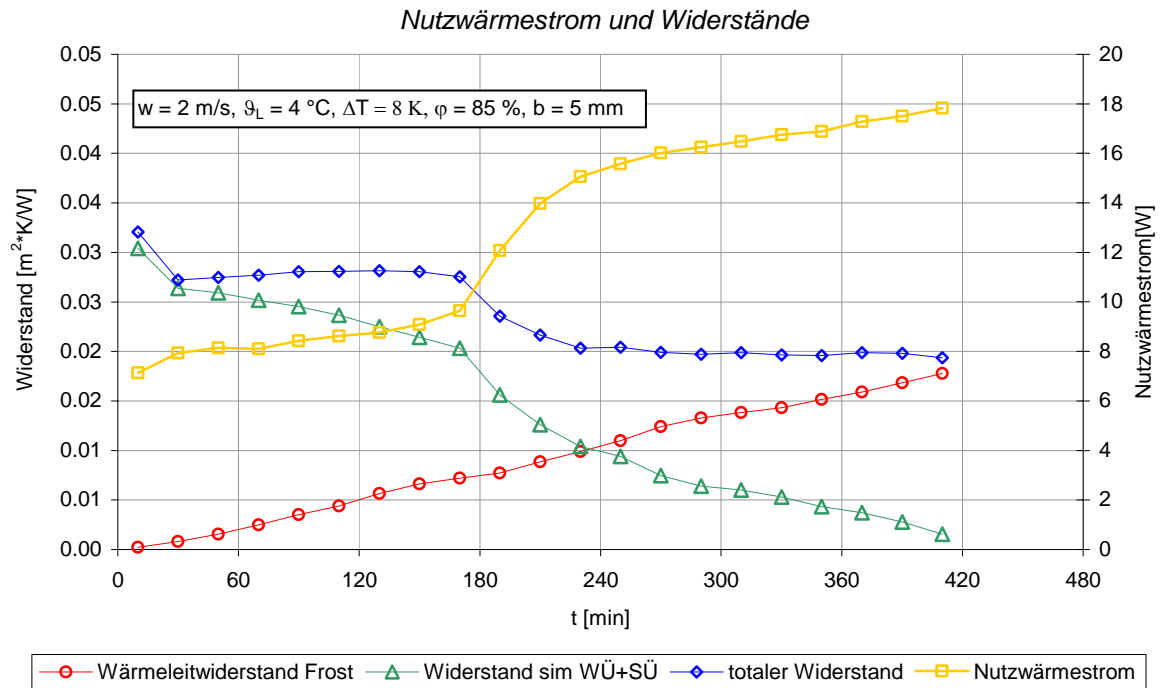
In Abb. 5-99 ist die zeitliche Entwicklung des Nutzwärmestroms für die Spaltweiten von 5 mm und 12 mm mit einer Luftgeschwindigkeit von 2 m/s dargestellt. Bis etwa 180 Minuten sind beide Nutzwärmeströme gleich gross. Danach nimmt der Nutzwärmestrom beim Versuch mit 5 mm Spaltweite stark zu.



**Abb. 5-99:** Nutzwärmestrom bei 5 mm und 12 mm Spaltweite

Einerseits nimmt die Isolationswirkung der wachsenden Frostschrift bzw. der Wärmeleitwiderstand der Frostschrift zu (vgl. Abb. 5-100). Andererseits wird durch die Spaltverengung die simultane Wärme- und Stoffübertragung intensiviert (vgl. Abb. 5-67). Der konvektive Widerstand der simultanen Wärme- und Stoffübertragung nimmt ab (vgl. Abb. 5-100). Diese beiden gegenläufigen Effekte heben sich in den ersten 180 Minuten gerade auf und der totale Widerstand und der Nutzwärmestrom bleiben konstant. Ab 180 Minuten überwiegt der Effekt der Intensivierung der simultanen Wärme- und Stoffübertragung die Isolationswirkung der Frostschrift. Oder anders betrachtet: Die Abnahme des Widerstandes der simultanen Wärme- und Stoffübertragung ist grösser als die Zunahme des Wärmeleitwiderstandes der Frostschrift, wodurch der totale Widerstand zwischen der feuchten Luft und der Verfrosterungsplatte abnimmt (vgl. Abb. 5-100).

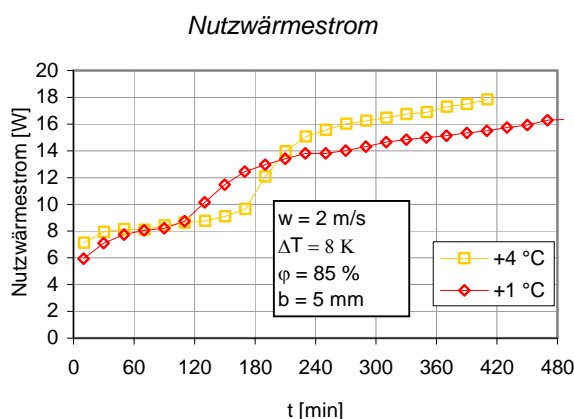
Nach 240 Minuten wird die Zunahme des Nutzwärmestroms einerseits durch Annähern der Temperaturdifferenz zwischen der Luft- bzw. Taupunkttemperatur zur Frostoberflächentemperatur eingebremst und andererseits wächst die Frostdicke nicht mehr so stark an, da die Frostoberflächentemperatur im vorderen Teil des Versuchsluftkühlers gegen  $0 \text{ °C}$  und im hinteren Teil gegen die Taupunkttemperatur strebt und damit eine stationäre Frostdicke fast erreicht ist.

**Abb. 5-100:** Widerstände und Nutzwärmestrom

Bei der Spaltweite von 12 mm kann die Frostdicke gar nicht zu so einer starken Verengung führen.

Wie gross der Einfluss der Vergletscherung auf die Zunahme des Nutzwärmestroms ist, lässt sich nur schwer abschätzen. Im Vergleich zur Spaltverengung ist dieser Einfluss eher klein.

Um dies weiter zu untersuchen, wurde ein weiterer Versuch ( $\theta_{\text{Luft}} = 1\text{ °C}$ ,  $w = 2\text{ m/s}$ ,  $\Delta T = 8\text{ K}$ ,  $\varphi = 85\%$ ,  $b = 5\text{ mm}$ ) durchgeführt, bei dem bei etwa gleichen Temperatur- und Konzentrationsgefällen keine Vergletscherung möglich ist. Vergleicht man diesen Versuch nun mit dem Versuch mit 5 mm Spaltweite in Abb. 5-99, so fällt auf, dass bei beiden Versuchen eine starke Zunahme des Nutzwärmestroms vorkommt, diese aber beim Versuch mit Vergletscherung ( $\theta_{\text{Luft}} = 4\text{ °C}$ ) zeitlich verzögert eintritt (vgl. Abb. 5-101). Dieses Phänomen ist darauf zurück zu führen, dass bei Vergletscherung eine dichtere Frostschrift entsteht. Bei etwa gleich grossem abgeschiedenem Dampfmassenstrom, wächst die Frostdicke mit Vergletscherung deshalb weniger schnell an. Durch diese unterschiedliche Frostwachstumsgeschwindigkeit ergibt sich die zeitliche Verzögerung des starken Anstiegs des Nutzwärmestroms.

**Abb. 5-101:** Nutzwärmestrom bei 1 °C und 4 °C Lufttemperatur

Nach etwa 200 Minuten erreicht der Versuch mit Vergletscherung ( $\theta_L = 4\text{ °C}$ ) einen höheren Nutzwärmestrom als der Versuch ohne Vergletscherung. Ab 260 Minuten bleibt der Nutzwärmestrom des Versuchs mit Vergletscherung konstant etwa zwei Watt grösser als der des Versuchs ohne Vergletscherung. Dieser Unterschied kommt aufgrund des doch leicht grösseren Konzentrationsgefälles und des daraus grösseren latenten Wärmestroms beim Versuch mit Vergletscherung zustande.

Bei einer solchen Spaltverengung nimmt auch der Druckverlust stark zu. Dies wirkt sich in einem realen Luftkühler auch stark auf den Ventilator und den Luftvolumenstrom aus. Dies muss vor allem im Rahmen von LOREF 2 weiter untersucht werden.

### ***Einfluss der relativen Luftfeuchte***

Die Untersuchungen der Versuchsreihen 3 und 4 zeigen, je geringer die relative Luftfeuchte, desto dichtere und besser leitende Frostsicht von konstanter Dicke entsteht entlang der Kühlwand. Dies stellt bessere Bedingungen für den Betrieb von Luft/Wasser-Wärmepumpen dar. Es wird angestrebt, auf der Grundlage dieser Erkenntnis, Verbesserungen des Luft/Wasser-Wärmepumpen-Prozesses zu erreichen.

### ***Empirische Korrelationen für das mathematisch-physikalische Simulationsprogramm***

Für die mathematisch-physikalische Simulation des Betriebsverhaltens eines Luftkühlers während der Frost- und Eisbildung sind der Einfluss der Rauigkeit auf eine Erhöhung der *Wärmeübergangszahl* und die *Analogie* zwischen der *Wärme- und Stoffübertragung* von grosser Bedeutung. Es zeigt sich ein marginaler Einfluss der Rauigkeit auf die Erhöhung der *Wärmeübergangszahl* (vgl. Abschnitt 5.4.6).

Die Analogie zwischen der Wärme- und Stoffübertragung ist bei der Spaltweite von 12 mm gut erfüllt. Die Unsicherheit bei der Ermittlung der Frostoberflächentemperatur wirkte sich bei der Spaltweite von 5 mm stärker aus. Darauf seien auch die in der Literatur diskutierten Widersprüche zurückzuführen, wie Sanders [5] berichtet. Der Analogiefaktor, für dessen Berechnung die Wärmeübergangszahl mit der Korrelation für die trockenen Bedingungen verwendet wurde, beträgt Eins. Daraus kann geschlossen werden, dass die Analogie ebenfalls bei der Spaltweite von 5 mm gut erfüllt ist (vgl. Abb. 5-80).

Die weiteren Frosteigenschaften und Merkmale der Frostbildung wie unterkühlte Tropfen und Dicke der ersten dünnen Eisschicht (sog. Unterschicht), die für die Modellierung der Frost- und Eisbildung wichtig sind und in LOREF 1 experimentell untersucht wurden, werden im Kapitel 6 detailliert beschrieben.

## 6. Mathematisch-physikalische Modellierung der Luftabkühlung mit Frostbildung

Die folgende mathematisch-physikalische Modellierung dient als Basis für das Simulationsprogramm, mit dem die Eis- und Frostbildung in einem einseitig gekühlten *ebenen Spalt* numerisch berechnet werden kann. Mit den Versuchsergebnissen wird es überprüft und ergänzt.

Die *Modellierung* besteht aus zwei Teilen: Das erste Modell beinhaltet die Berechnung der *simultanen Wärme- und Stoffübertragung* der Luftströmung im Spalt, und im zweiten Modell wird das *Verhalten der Frostschrift* mathematisiert.

### 6.1 Simultane Wärme- und Stoffübertragung der feuchten Luft

Durch einen Spalt, auf der einen Längsseite begrenzt durch *die Verfrosterplatte* und auf der anderen durch ein Plexiglasfenster, strömt feuchte Luft. In ihr findet quer zur Strömung simultane Wärme- und Stoffübertragung statt. Die Energieströme, die den Spalt und die Frostschrift durchströmen, sind in Abb. 5-1 dargestellt. Die Grundgleichungen der simultanen Wärme- und Stoffübertragung sind in Abschnitt 2.2 und 5.3 bereits dargelegt. Es folgen nun die Ergänzungen dazu.

Für die Modellierung werden folgende Annahmen getroffen:

1. Die Gesetze der simultanen Wärme- und Stoffübertragung werden für ein Flächenelement  $\Delta A = a \cdot \Delta z$  während eines Zeitelements  $\Delta t$  als eindimensionaler stationärer Prozess formuliert.
2. In der Luftströmung erfolgt keine Nebelbildung (Kaufmann [55], Britschgi [56]). Der durch das Konzentrationsgefälle zur Verfrosterplatte transportierte Wasserdampf desublimiert an der Phasengrenzfläche Luft/Frost.
3. Am Eintritt in die Einlaufstrecke (vgl. Abb. 4.6) des Versuchsluftkühlers ist der Zustand der feuchten Luft homogen. Entlang der Einlaufstrecke wird das (laminare bzw. im Übergangsbereich befindende) Geschwindigkeitsprofil ausgebildet. Die Ausbildung des Temperatur- und Konzentrationsprofils entlang des Versuchsluftkühlers beginnt am Eintritt des Versuchsluftkühlers.
4. Die Stoff- und Wärmeübertragung erfolgt nur quer zur Strömung.
5. Die Innere Energie bzw. Enthalpie der Frostschrift wird bezüglich der Normierung bei  $0^\circ\text{C}$  vernachlässigt:  $c_{pF} \cdot \vartheta_F \ll r_s$
6. Über die ganze Oberfläche der Verfrosterplatte herrscht eine konstante Temperatur.

Der *Enthalpiestrom der feuchten Luft* wird aus Gleichung (2.4) berechnet.

Der *konvektive Wärmestrom*, der identisch mit dem *sensiblen Wärmestrom* ist, wird gemäss Gleichung (2.22) berechnet:

$$\Delta \dot{Q}_k = \Delta \dot{Q}_s = \alpha_{VF} \cdot (\vartheta_L - \vartheta_{FO}) \cdot \Delta A \quad (6.1)$$

Die Berechnung der Wärmeübergangszahl der Luft an die verfroster Oberfläche  $\alpha_{VF}$  ist in Abschnitt 6.3.1 erläutert.

Der *latente Wärmestrom* bei der Desublimation (Enthalpiestromdifferenz zwischen Wasserdampf und erstarrtem Frost) wird mit Gleichung (2.24) und Gleichung (2.25) berechnet:

$$\Delta \dot{Q}_{ID} = \beta_{VF} \cdot \rho_L \cdot r_s \cdot (x - x_G(\vartheta_{FO})) \cdot \Delta A \quad (6.2)$$

Der durch Konvektion ausgeschiedene Dampfstrom beträgt:

$$\Delta \dot{m}_D = \beta_{VF} \cdot \rho_L \cdot (x - x_G(\vartheta_{FO})) \cdot \Delta A \quad (6.3)$$

Die Stoffübergangszahl in der Luft an den Frost wird aus der Analogie bestimmt:

$$\beta_{VF} = \frac{\alpha_{VF}}{c_{pL} \cdot \rho_L \cdot Le^{2/3}} \quad (6.4)$$

Nach Hirschberg [57] gilt für die Lewiszahl von feuchter Luft:

$$Le \approx 0.884 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_L \quad (6.5)$$

In Abschnitt 5.4.7 wurde die Analogie zwischen der Wärme- und Stoffübertragung untersucht und ausgewertet. Die Unsicherheit der gemessenen Frostoberflächentemperatur für die Auswertung beeinflusst den ermittelten Analogiefaktor  $\gamma$ . Für die mathematisch-physikalische Modellierung kann als gute Vereinfachung, welche auf die Messdaten gestützt ist, von der Analogie zwischen der Wärme- und Stoffübertragung ausgegangen werden. Für den in Gleichung (5.17) definierten *Analogiefaktor*  $\gamma$  gilt also:

$$\gamma \approx 1 \quad (6.6)$$

Die anlagenbedingte *Wärmestrahlung* (vgl. Abschnitt 5.2) aufgrund des einseitig gekühlten Spaltkanals und der gegenüberstehenden Plexiglasscheibe wird nach Gleichung (5.3) berechnet.

Der Druckverlust  $\Delta p_V$  wird berechnet mit:

$$\Delta p_V = \lambda_R \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot \bar{w}_{VF}^2 \cdot \frac{l}{d_h} \quad (6.7)$$

Für den Rohrwiderstandsbeiwert  $\lambda_R$  gilt für die untersuchten laminaren Strömungen:

$$\lambda_R = \frac{64}{Re} \quad (6.8)$$

Die *Reynoldszahl* bleibt auch bei sich ändernder Frostdicke konstant, da die Änderung der Luftgeschwindigkeit durch die Abnahme des hydraulischen Durchmessers kompensiert wird (vgl. Abschnitt 5.4.1).

Bei zunehmender Frostdicke nimmt die lokale Luftgeschwindigkeit bei konstantem Volumenstrom zu. Dies wird bei der Berechnung des Druckverlusts mit einer *mittleren Luftgeschwindigkeit bei Verfrosterung*  $\bar{w}_{VF}$  berücksichtigt, die die über die Verfrosterungsplatte gemittelte Luftgeschwindigkeit bei einer mittleren Frostdicke  $\bar{\delta}_F$  darstellt.

$$\bar{w}_{VF} = w \cdot \frac{b_0}{b_0 - \bar{\delta}_F} \quad (6.9)$$

Der *hydraulische Durchmesser* bei der mittleren Frostdicke  $\bar{\delta}_F$  beträgt:

$$d_h = 2 \cdot (b_0 - \bar{\delta}_F) \quad (6.10)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (6.8) bis (6.10) in (6.7) erhält man für den Druckverlust  $\Delta p_V$  im Spaltkanal:

$$\Delta p_V = 8 \cdot \nu \cdot \rho_L \cdot w \cdot l \cdot \frac{b_0}{(b_0 - \bar{\delta}_F)^3} \quad (6.11)$$

## 6.2 Modell der Frostbildung

Das Wachstum einer Frostschrift ist von sehr komplexen Vorgängen geprägt und verläuft instationär (vgl. Abschnitt 2.3). Die Berechnung wird mit diskreten Zeitschritten  $\Delta t$  am Flächenelement  $\Delta A$  als stationärer Prozess durchgeführt.

Der Aufbau der Frostschrift verläuft über drei Phasen und wird entsprechend modelliert. In der ersten Phase, der *Phase der unterkühlten Tropfen*, scheiden sich auf der Verfrosterplatte kleine Tropfen aus, die eine dünne und dichte Unterschicht bilden. Danach setzt das eigentliche *Frostwachstum* ein. Es bildet sich eine homogene Schicht, die anwächst und gleichzeitig durch Diffusion von Wasserdampf innerhalb der Schicht immer dichter wird. Diese Wachstumsphase dauert so lange, bis die Frostoberflächentemperatur  $0^\circ\text{C}$  erreicht. Nun setzt die *Phase der Vergletscherung* ein: Auf der Frostoberfläche bildet sich Kondensat, das in die Frostschrift eindringt und dort gefriert. Dadurch wird die Dichte der Frostschrift erhöht.

### *Phase der unterkühlten Tropfen*

Bei Versuchsbeginn bilden sich auf der Verfrosterplatte kleine Tropfen. Diese gefrieren erst, wenn sie genügend unterkühlt sind. Die Grösse dieser Tropfen und damit auch die Dicke der Unterschicht hängt von dem Grad der Unterkühlung ab. Bei grosser Unterkühlung, ab Verfrosterplatten-Temperaturen von etwa  $-10^\circ\text{C}$ , bilden sich nur kleine Tropfen, hingegen bei Plattentemperaturen knapp unter dem Gefrierpunkt bilden sich grössere Tropfen.

Diese anwachsende Unterschicht wird als homogen modelliert. Die Dichte wurde durch Regression bestimmt und beträgt  $\rho_{Us} = 500 \text{ kg/m}^3$ . Die maximale Dicke der Unterschicht  $\delta_{Us}$  ist von den Versuchsparametern abhängig und wird auch durch Auswertungen der Versuchsergebnisse ermittelt.

Die Phase der unterkühlten Tropfen ist beendet, wenn die maximale Dicke der Unterschicht erreicht wird.

### *Frostwachstumsphase*

Der erste Frost, der auf der Unterschicht entsteht, hat eine Frostdichte  $\rho_{F0}$  und wird im Simulationsprogramm als *Startdichte* bezeichnet. Die Startdichte ist im Simulationsprogramm von Bedeutung. Die Masse, die im ersten Zeitschritt ausgeschieden wird, bildet aufgrund dieser Startdichte eine Frostschrift mit der *Dicke*  $\delta_{F0}$ . Für den ersten Zeitschritt  $\Delta t$  der Frostbildungsphase gilt:

$$\delta_{F0} = \frac{\dot{m}_D \cdot \Delta t}{\rho_{F0} \cdot A} \quad (6.12)$$

In den folgenden Zeitschritten teilt sich der aus der feuchten Luft ausgeschiedene Dampfstrom  $\dot{m}_D$  auf und zwar in einen Anteil  $\dot{m}_\delta$ , der die *Frostdicke* erhöht und in einen Anteil  $\dot{m}_\rho$ , der die *Frostdichte* erhöht. Das Verhältnis der beiden Anteile ist definiert als *Aufteilungskoeffizient*  $v$ :

$$v = \frac{\dot{m}_\delta}{\dot{m}_D} = \frac{\dot{m}_\delta}{\dot{m}_\delta + \dot{m}_\rho} \quad (6.13)$$

Der Massenstrom  $\dot{m}_\rho$ , der die *Dichte* der Frostschrift erhöht, entsteht aus der Dampfdiffusion innerhalb der Frostschrift und berechnet sich nach dem 1. Fick'schen Gesetz:

$$\dot{m}_p = \frac{D_{DL}}{\delta_{F,i,t}} \cdot \frac{1}{\mu_0} \cdot \rho_L \cdot (x_G(\vartheta_{FO}) - x_G(\vartheta_{KW})) \quad (6.14)$$

Der Diffusionskoeffizient  $D_{DL}$  berechnet sich nach Gleichung (6.34) und der Diffusionswiderstand  $1/\mu_0$  nach (6.35).

Die *Dichte* und die *Dicke* der Frostschrift nehmen nun wie folgt zu:

$$\delta_{F,i,t+\Delta t} = \delta_{F,i,t} + \frac{\dot{m}_D \cdot v \cdot \Delta t}{A \cdot \rho_{F,i,t}} \quad (6.15)$$

$$\rho_{F,i,t+\Delta t} = \rho_{F,i,t} + \frac{\dot{m}_D \cdot (1-v) \cdot \Delta t}{A \cdot \delta_{F,i,t+\Delta t}} \quad (6.16)$$

Die obigen beiden Gleichungen (6.15) und (6.16) sind voneinander abhängig und werden rekursiv berechnet.

Diese eigentliche *Frostbildungsphase* dauert bis die Frostoberflächentemperatur  $0^\circ\text{C}$  erreicht. Danach kommt die letzte Phase: Die Vergletscherung.

### **Vergletscherung**

Hat die Frostoberflächentemperatur im Verlaufe der Zeit  $0^\circ\text{C}$  erreicht, so bildet sich auf der Frostoberfläche Kondensat, das in die Frostschrift dringt. Das heisst, die Frostdicke nimmt nicht zu, sondern der *gesamte ausgeschiedene Wasserdampf* trägt zur Verdichtung der Frostschrift bei. Daraus folgt, dass der *Aufteilungskoeffizient*  $v = 0$  ist. Mit der Gleichung (6.16) erhält man dann die Zunahme der Frostdichte.

Durch die Verdichtung des Frostes nimmt auch die Wärmeleitfähigkeit des Frostes zu und daraus resultiert nun bei gleich bleibender Frostdicke eine Abnahme der Frostoberflächentemperatur. Im nächsten Zeitschritt findet dann eventuell wieder eine Frostbildung ohne Vergletscherung statt. Dieser Vorgang wiederholt sich dann mehrmals.

## **6.3 Verwendete Korrelationen**

### **6.3.1 Konvektiver Wärmeübergang der feuchten Luft**

Zur Berechnung der luftseitigen Wärmeübergangszahl der feuchten Luft für die Simulation des Versuchsluftkühlers wird mit den Gleichungen für den konzentrischen Ringspalt nach VDI-Wärmeatlas [58] Gb1 - Gb4 gerechnet. Diese Berechnungen haben auch für den ebenen Spalt Gültigkeit. Dazu gilt für das Verhältnis von Aussen- zu Innendurchmesser des konzentrischen Ringspaltes:

$$\frac{d_i}{d_a} = 1 \quad (6.17)$$

Der hydraulische Durchmesser  $d_h$  ist gleich der doppelten Spaltbreite  $b$ .

$$d_h = 2 \cdot b \quad (6.18)$$

Für Reynoldszahlen  $Re \leq 2300$  ist die Strömung im ebenen Spalt laminar. Turbulente Strömung liegt erst bei  $Re > 10^4$  vor. Im Übergangsbereich  $2300 < Re < 10^4$  beeinflusst die Art der Anströmung die Strömungsform.

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  über die Länge  $l$  wird aus der Gleichung (2.23) berechnet und den nun folgenden Korrelationen.



**Laminarströmung im ebenen Spalt mit Wärmeübertragung von einer Seite des Spaltes**

Im Versuchsluftkühler mit der Basisbestückung *ebene Verfröstungsplatte* ist eine Einlaufstrecke vor der Wärmeübertragung angebracht, damit die Strömung zu Beginn der Wärmeübertragung ausgebildet ist (thermischer Anlauf). Die Näherungsgleichungen für die mittlere Nusseltzahl dafür lauten:

$$Nu_1 = 4.86 \quad (6.19)$$

$$Nu_2 = 1.8411 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_h / l)^{1/3} \quad (6.20)$$

Die Länge  $l$  wird von Beginn der Wärmeübertragung an gerechnet.

$$Nu_m = (Nu_1^3 + Nu_2^3)^{1/3} \quad (6.21)$$

**Turbulente Strömung im ebenen Spalt mit Wärmeübertragung von einer Seite des Spaltes**

Ab  $Re \geq 10^4$  ist die Strömung im Spalt turbulent ausgebildet. Die Wärmeübergangszahl wird berechnet aus einer Modifikation der Wärmeübergangszahl für die turbulente Rohrströmung.

$$\frac{Nu}{Nu_{Rohr}} = 0.86 \quad (6.22)$$

$$Nu_{Rohr} = \frac{(\zeta/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\zeta/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + (d_h/l)^{2/3} \right] \quad (6.23)$$

$$\zeta = (1.8 \cdot \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (6.24)$$

Gültigkeitsbereich:  $10^4 \leq Re \leq 10^6$ ;  $0.6 \leq Pr \leq 1000$ ;  $0 \leq d_h/l \leq 1$

**Nusseltzahl im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung**

Die Nusseltzahl für den Übergangsbereich lässt sich aus der Nusseltzahl bei Laminarströmung und der Nusseltzahl bei turbulenter Strömung interpolieren.

$$Nu_m = (1 - \gamma) \cdot Nu_{m,L,2300} + \gamma \cdot Nu_{m,T,10^4} \quad (6.25)$$

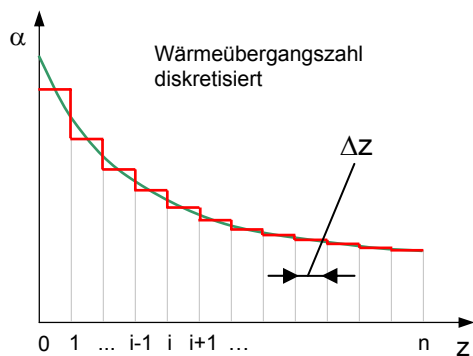
$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (6.26)$$

$Nu_{m,L,2300}$ : Nusseltzahl laminar bei  $Re = 2300$

$Nu_{m,T,10^4}$ : Nusseltzahl turbulent bei  $Re = 10^4$

**Diskretisierte Wärmeübergangszahl**

Die Wärmeübergangszahl nimmt entlang der Verfröstungsplatte stark ab. Für das Simulationsprogramm wird deshalb die *mittlere Wärmeübergangszahl* für jeden diskreten Längsschritt benötigt.



**Abb. 6-1:** Diskretisierte Wärmeübergangszahl

Die Wärmeübergangszahl für den Längsschritt  $i$  berechnet sich aus der mittleren Wärmeübergangszahl berechnet mit der Länge  $i \cdot \Delta z$  und mit der Wärmeübergangszahl des vorherigen Längsschrittes  $i-1$ :

$$\alpha_i = i \cdot \alpha_{m,i} \cdot (i \cdot \Delta z) - (i-1) \cdot \alpha_{i-1} \quad (6.27)$$

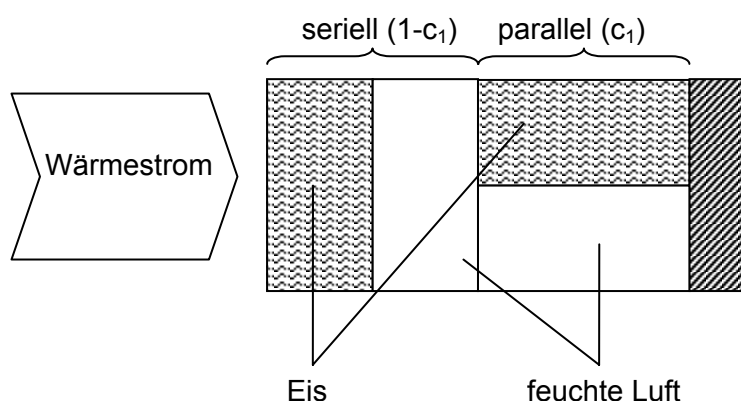
### 6.3.2 Wärmeleitfähigkeit der Frost- und Eisschicht

Zur Berechnung der *Wärmeleitfähigkeit der Frostschrift* wird das halbempirische Modell von Auracher [41] angewandt. Der Aufbau dieses Modells ist hier kurz zusammengefasst.

Die *fiktive Wärmeleitfähigkeit von Frost*  $\lambda_F$  setzt sich zusammen aus einem Anteil von *Wärmeleitung im Frost*  $\lambda_{CD}$  und einem Anteil in den Poren diffundierendem Dampf  $\lambda_D$ . Auracher macht den Ansatz:

$$\lambda_F = \lambda_{CD} + \lambda_D \quad (6.28)$$

$\lambda_{CD}$  wird durch ein Frost-Struktur-Modell in die serielle und die parallele Wärmeleitung aufgeteilt werden (Abb. 6-2). Die Frostschrift wird vereinfacht dargestellt in Teilen aus Eis und feuchter Luft, die entweder seriell oder parallel zu einander angeordnet sind.



**Abb. 6-2:** Modell von Auracher für Wärmeleitung in Frost

Die aus serieller und paralleler Schaltung *resultierende Wärmeleitfähigkeit aus der Wärmeleitung*  $\lambda_{CD}$  berechnet sich aus:

$$\lambda_{CD} = \frac{1}{\frac{c_1}{\lambda_P} + \frac{1-c_1}{\lambda_S}} \quad (6.29)$$

Der Faktor  $c_1$  ist ein Mass für die Aufteilung von serieller und paralleler Schaltung. Der Faktor wurde von Auracher [41] aus Versuchen ermittelt und ist abhängig von der Frostdichte.

$$c_1 = 0.042 + 0.42 \cdot 0.995^{\rho_F} \quad (6.30)$$

Für die serielle Schaltung gilt (vgl. Nomenklatur):

$$\lambda_S = \left(1 - \frac{\rho_F}{\rho_E}\right) \cdot \lambda_L + \frac{\rho_F}{\rho_E} \cdot \lambda_E \quad (6.31)$$

Für die parallele Schaltung gilt:

$$\lambda_P = \frac{\lambda_L \cdot \lambda_E}{\left(1 - \frac{\rho_F}{\rho_E}\right) \cdot \lambda_E + \frac{\rho_F}{\rho_E} \cdot \lambda_L} \quad (6.32)$$

Die *Wärmeleitfähigkeit aus der Dampfdiffusion innerhalb der Frostschrift*  $\lambda_D$  wird berechnet mit:

$$\lambda_D = \frac{D_{DL}}{\mu_0} \cdot \frac{r_s \cdot \rho_L \cdot (x_G(\vartheta_{FO}) - x_G(\vartheta_{KW}))}{\vartheta_{FO} - \vartheta_{KW}} \quad (6.33)$$

Der Diffusionskoeffizient beträgt nach Auracher [41]:

$$D_{DL} = D_{0DL} \cdot \left(\frac{T_W + T_{FO}}{2 \cdot T_{Schmelz}}\right)^{1.72} = 2.25 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s} \cdot \left(\frac{T_W + T_{FO}}{2 \cdot 273.15 \text{ K}}\right)^{1.72} \quad (6.34)$$

Der Diffusionswiderstand  $1/\mu_0$  ist in der Arbeit von Auracher [41] definiert als:

$$\frac{1}{\mu_0} = 1 - \frac{c_0 \cdot \rho_E}{\rho_F} \quad (6.35)$$

Aus Experimenten hat Auracher [41] den Koeffizienten  $c_0$  bestimmt:  $c_0 = 0.545$ .

## 6.4 Simulationsprogramm

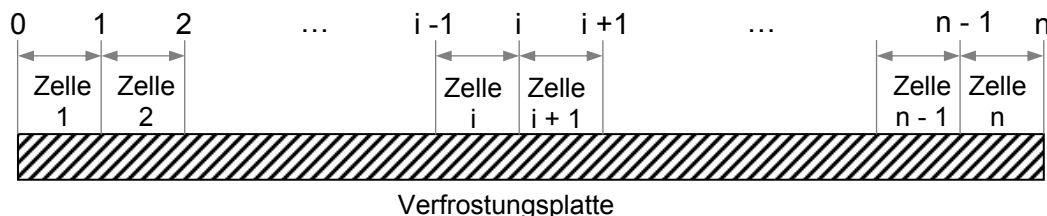
### 6.4.1 Programmablauf

Das Simulationsprogramm basiert auf der Modellierung, die in diesem Kapitel beschrieben wurde.

Mit dem vorliegenden Simulationsprogramm kann die Frostbildung auf einer gekühlten Platte in einem ebenen Spalt mit ausgebildeter Strömung berechnet werden. Dieses Simulationsprogramm soll helfen, die Phänomene der Frostbildung zu verstehen und soll später als Grundlage für eine Optimierung von Luftkühlern eingesetzt werden können.

Die Simulation wurde mit *maple 8* programmiert und durchgerechnet. Die damit berechneten Daten werden in eine Excel-Datei eingefügt. Im Excel werden die Diagramme erstellt und können mit den Messdaten verglichen werden.

Wegen des komplexen Verhaltens der Frostschrift in verschiedenen Phasen der Frostbildung wird die Berechnung mit diskreten Rechenschritten durchgeführt. Die Verfrosterplatte wird über die Länge in  $n$  Zellen der Länge  $\Delta z$  unterteilt (Abb. 6-3). In einer Zelle werden die Zustandsgrößen während eines Zeitschritts  $\Delta t$  als konstant behandelt (quasi stationär).



**Abb. 6-3:** Aufteilung der Verfrosterplatte in einzelne Zellen

Der Ablauf des Programms ist in Abb. 6-4 dargestellt:

Zuerst werden die *Versuchsparameter* eingegeben: Luftgeschwindigkeit, Lufttemperatur, relative Feuchte und die Temperatur der Verfrosterplatte. Auch die *Spaltgeometrie* wird definiert: Höhe und Länge der Verfrosterplatte und die Spaltweite werden definiert. Zusätzlich müssen noch die Zeitschrittlänge  $\Delta t$ , die Zellenlänge  $\Delta l$  und die Dauer der Simulation eingegeben werden.

Mit diesen Werten berechnet das Simulationsprogramm dann die Startwerte der Zelle 1 zum Zeitpunkt  $t = 0$ . Auf die Berechnung der Startwerte wird in Abschnitt 6.4.2 näher eingegangen.

Mit den Werten aus dem vorhergehenden Zeitschritt oder den Startwerten werden die Wärme- und Stoffübergangszahl, die Frostoberfläche und der diffundierende Massenstrom berechnet.

Ist die Frostoberflächentemperatur grösser oder gleich  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , so tritt Vergletscherung auf, und der Aufteilungskoeffizient  $\nu$  wird Null gesetzt (gemäss Abschnitt 6.2). Ist die Frostoberflächentemperatur kleiner  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bildet sich normales Frostwachstum, und der Aufteilungskoeffizient wird gemäss Gleichung (6.14) berechnet.

Im nächsten Schritt wird abgefragt, ob die Frostdicke grösser als die Startdicke (Unterschichtdicke) ist. Ist dies der Fall, so kommt das Modell der „Frostwachstumsphase“ zum Zug. Ist die Frostdicke noch kleiner, so hat das Modell der „Phase der unterkühlten Tropfen“ Gültigkeit. Das heisst, es bildet sich eine Unterschicht mit der Dichte  $\rho_F = 500\text{ kg/m}^3$ .

Aus dem vorangegangenen Abfragen werden nun die restlichen Berechnungen der Zelle in einem bestimmten Zeitschritt ausgeführt. Danach wird die nächste Zelle berechnet. Die Werte aus der vorherigen Zelle werden als Startwerte übernommen. Dieser Schritt wird wiederholt, bis die letzte Zelle  $n$  durchgerechnet ist. Dann wird der Zeitschritt erhöht, und die Zellen werden erneut durchgerechnet, bis schliesslich die Simulationszeit erreicht ist.

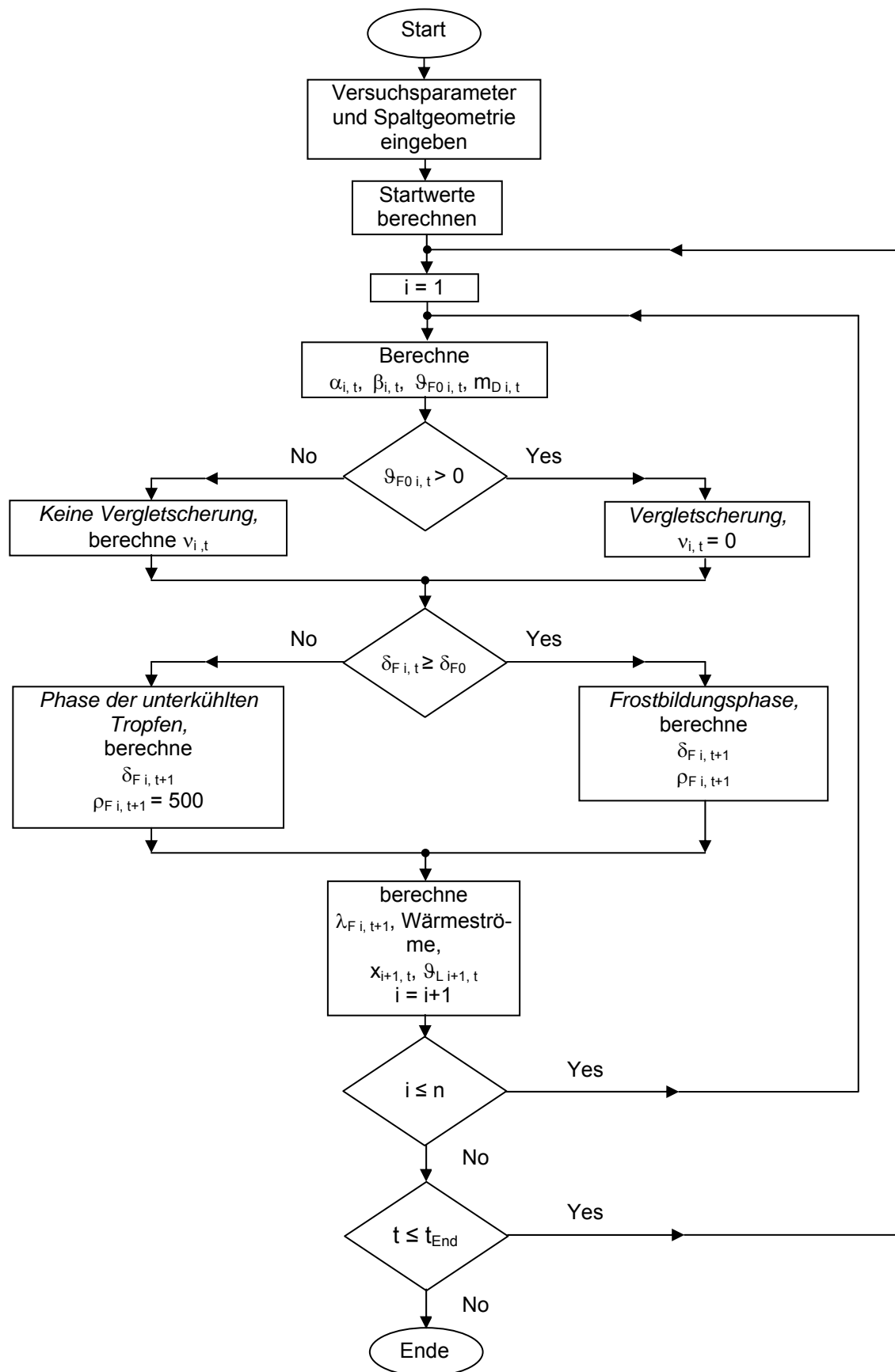


Abb. 6-4: Ablaufplan des Simulationsprogramms

### 6.4.2 Berechnung der Startwerte

Dem Simulationsprogramm muss die *Startdichte* und die *Startdicke* der Unterschicht vorgegeben werden. Die Startwerte wurden über die Simulation ermittelt. Das heisst, die Startwerte wurden so variiert, dass die Ergebnisse der Simulation möglichst gut mit der Messung übereinstimmen.

Aus diesen Werten wurden für verschiedene Bereiche Regressionen berechnet, mit denen im Simulationsprogramm die Startwerte generiert werden.

#### Startdichte

Die *Startdichte* des Frosts  $\rho_{F0}$  ist am stärksten abhängig von der Luftgeschwindigkeit sowie von der absoluten Feuchte. Diese beiden Parameter werden jeweils in zwei Bereiche unterteilt (Abb. 6-5). Daraus ergeben sich für die Startdichte vier Gebiete, die zu unterscheiden sind.

Die Luftgeschwindigkeit wird in die laminare Strömung (bis ca. 1.5 m/s) und in den Übergangsbereich aufgeteilt. Die Luftgeschwindigkeit ist mitbestimmend für die Stoff- und Wärmeübertragung.

Die absolute Feuchte bestimmt, ob eine Vergletscherung stattfinden kann oder nicht. Unterhalb der Sättigungsfeuchte der Luft bei 0°C kann keine Vergletscherung stattfinden, darüber hingegen gibt es Vergletscherung.

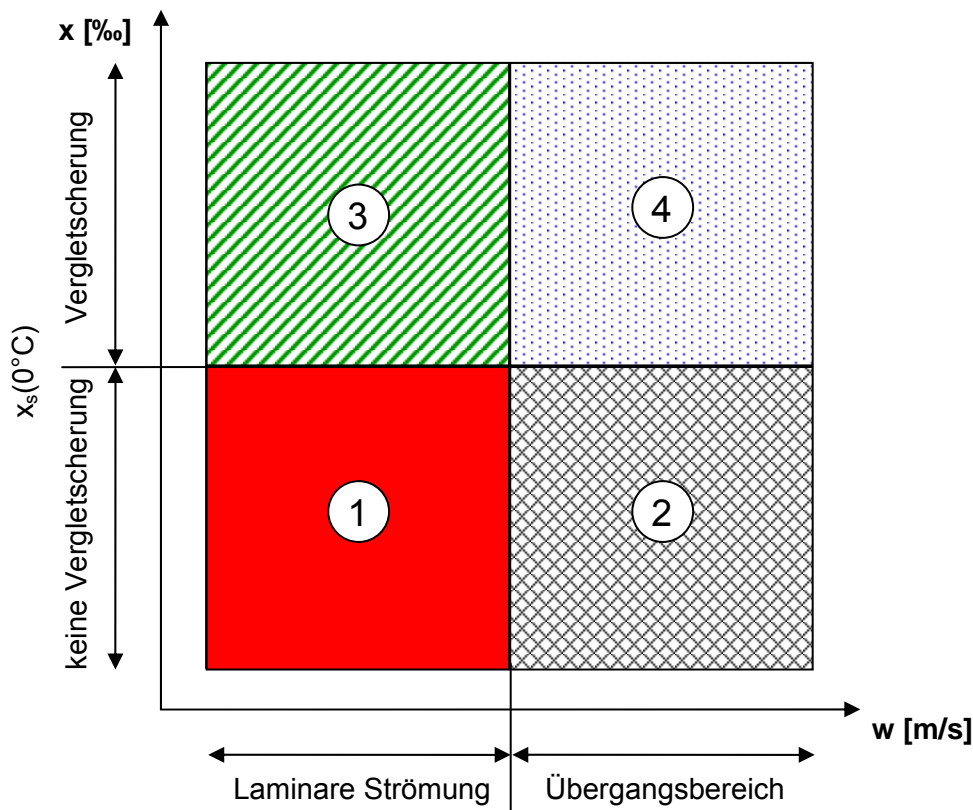
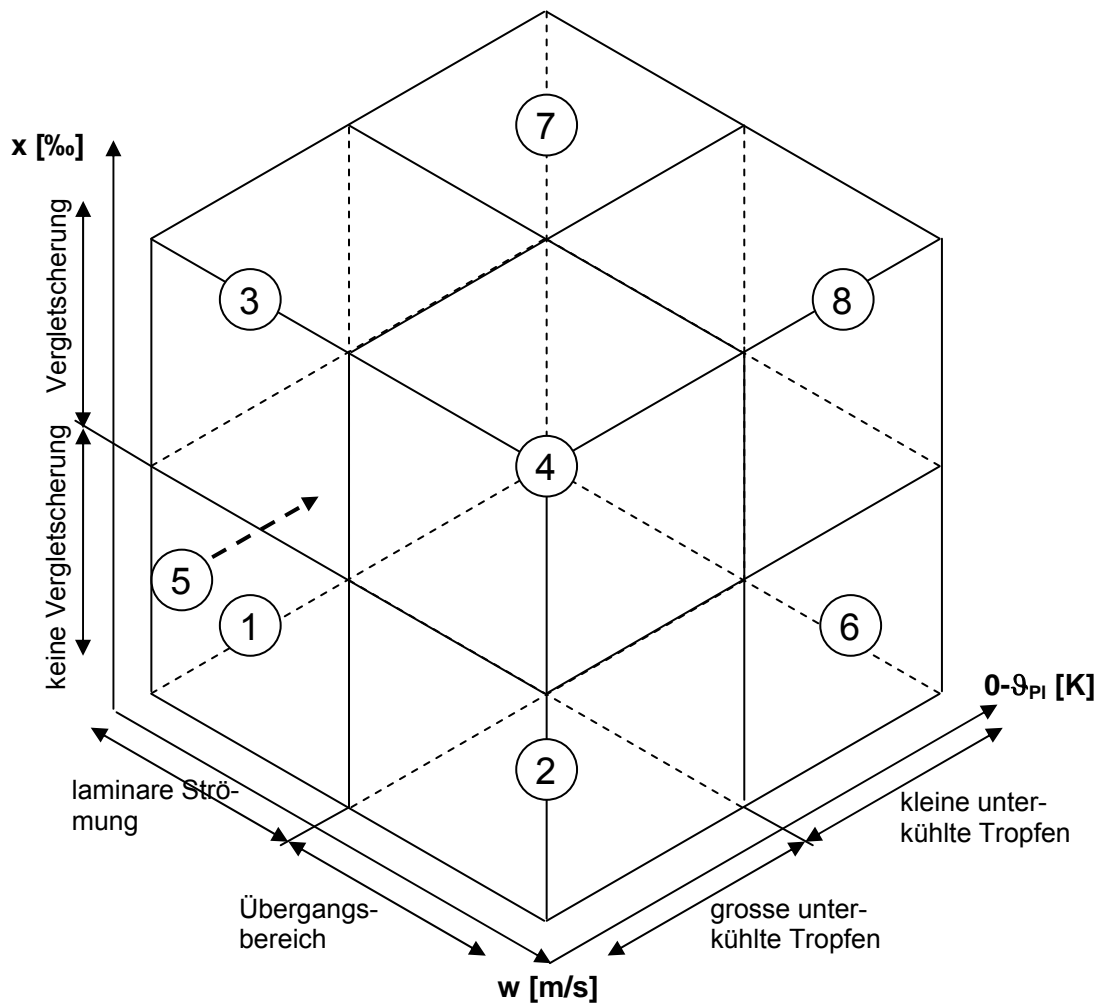


Abb. 6-5: Gebiete 1 bis 4 für die Startdichte

#### Startdicke

Die *Startdicke*  $\delta_{F0}$  ist wie die Startdichte abhängig von der Luftgeschwindigkeit und der absoluten Feuchte. Zusätzlich spielt noch die Differenz des Gefrierpunktes zur Verfröstungsplatten-Temperatur eine Rolle (Abb. 6-6).

Hier werden auch zwei Bereiche unterschieden: Im Bereich der Verfröstungsplatten-Temperatur von 0 bis -4 °C bilden sich relativ grosse Tropfen zu Beginn des Versuches. Im Bereich darunter sind diese Tropfen wesentlich kleiner. Diese Tropfen bestimmen massgeblich die Dicke der Unterschicht. Für die Startdicke ergeben sich deshalb 8 Gebiete.



**Abb. 6-6:** Gebiete 1 bis 8 für die Startdicke

### Im Simulationsprogramm verwendete Korrelationen

Die Regression der Startfrostdichte und der Startfrostdicke wurden im Allgemeinen mit einem linearen Ansatz berechnet. Im Falle, dass die erhaltene Korrelation die ursprünglichen Werte nicht genügend wiedergibt, wurde der lineare Ansatz um das quadratische Glied ergänzt.

$$\rho_{F0} = a_1 + a_2 \cdot w + a_3 \cdot x + a_4 \cdot \Delta x + a_5 \cdot w^2 \quad (6.36)$$

$$\begin{aligned} \delta_{F0} = & b_1 + b_2 \cdot w + b_3 \cdot x + b_4 \cdot \Delta x + b_5 \cdot (0^\circ\text{C} - \theta_{Pl}) \\ & + b_6 \cdot \Delta T + b_7 \cdot w^2 + b_8 \cdot x^2 + b_9 \cdot \Delta x^2 + b_{10} \cdot \Delta T^2 \end{aligned} \quad (6.37)$$

Die Koeffizienten für die Korrelationen der einzelnen Gebiete sind in der Tab. 6-1 zusammengefasst und gelten für einen Zeitschritt von  $\Delta t = 120 \text{ s}$ :

Gebiet der Startdicke			1		2		3		4	
Gebiet der Startdicke			1	2	3	4	5	6	7	8
$\rho_{F0}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	a <sub>1</sub>	[kg/m <sup>3</sup> ]	-142.475		Keine Messdaten		358.684		40.577	
	a <sub>2</sub>	[kg·s/m <sup>4</sup> ]	-				-502.283		31.923	
	a <sub>3</sub>	[kg/m <sup>3</sup> ·‰]	8.6104				5.6161		-	
	a <sub>4</sub>	[kg/m <sup>3</sup> ·‰]	245.685				-31.6408		-	
	a <sub>5</sub>	[kg·s <sup>2</sup> /m <sup>5</sup> ]	-				273.826		-	
$\delta_{F0}$ [mm]	b <sub>1</sub>	[mm]	0.080	0.150	Bereich für WP nicht relevant!	nur relevant, wenn w > 2 m/s	-3.253	2.257	-0.0646	Keine Messdaten, $\delta_{F0}$ von Bereich 6
	b <sub>2</sub>	[mm·s/m]	-	-			0.6713	-	0.0646	
	b <sub>3</sub>	[mm/‰]	-	-			1.0269	0.5227	-	
	b <sub>4</sub>	[mm/‰]	-	-			-0.7746	-	-	
	b <sub>5</sub>	[mm/K]	-	-0.009			0.1875	0.010	-	
	b <sub>6</sub>	[mm/K]	-	-			-0.1069	-	-	
	b <sub>7</sub>	[mm·s <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ]	-	-			-0.4731	-	-	
	b <sub>8</sub>	[mm/‰ <sup>2</sup> ]	-	-			-0.0219	-	-	
	b <sub>9</sub>	[mm/‰ <sup>2</sup> ]	-	-			0.006428	-	-	
	b <sub>10</sub>	[mm/K <sup>2</sup> ]	-	-			0.005760	-	-	

Tab. 6-1: Koeffizienten für die Startdicke und Startdicke

### 6.4.3 Diskussion der Simulationsergebnisse

Wie gut die Simulation die Realität wiedergibt, wird durch Vergleichen der Ergebnisse aus dem Simulationsprogramm mit den Messungen für einige Größen (Frostdicke, Frostoberflächentemperatur und Druckverlust) dargelegt. Stellvertretend für alle über dreissig durchgeführten Versuche wird mit Hilfe des Grundversuches der zeitliche Verlauf der Simulation diskutiert.

#### Frostdicke

Der Verlauf der Frostdicke ist eine der wichtigsten Größen für die Kontrolle der Simulation. Von der Dichte sind die Wärmeleitfähigkeit, die Dicke und daraus abgeleitet die Frostoberflächentemperatur abhängig. Die Frostoberflächentemperatur wiederum beeinflusst die ganze Wärme- und Stoffübertragung und Diffusion innerhalb der Frostsicht. In Abb. 6-7 ist die gemessene und die simulierte mittlere Frostdicke in Funktion der Zeit dargestellt.

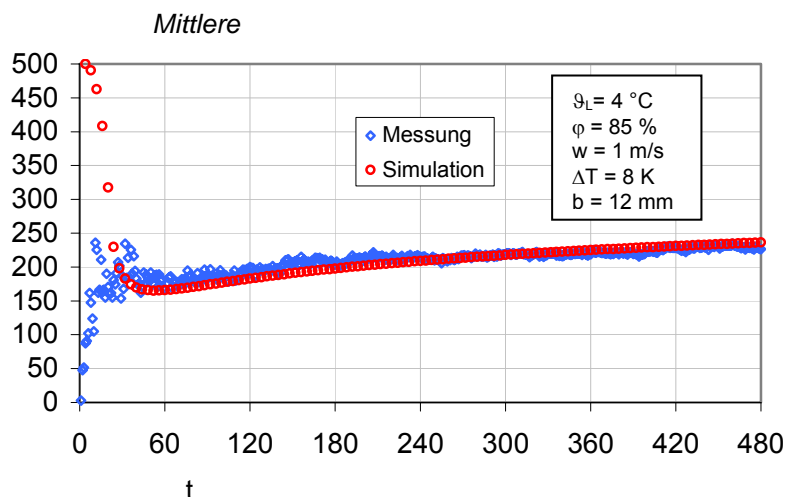


Abb. 6-7: Berechnete und gemessene Frostdicke

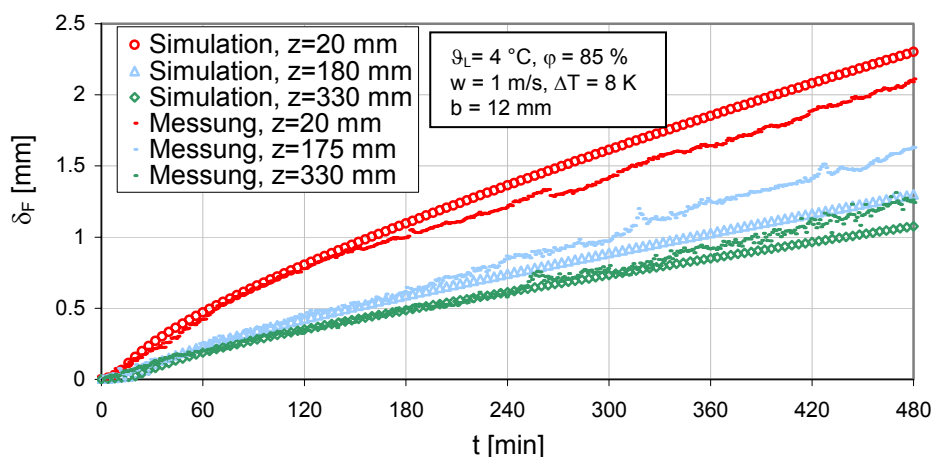


Die Frostdichte der Simulation beginnt mit einem Wert von  $500 \text{ kg/m}^3$ . Diese Dichte entspricht der Dichte der Unterschicht, die in der 1. Phase der unterkühlten Tropfen entsteht. Bei der Messung hingegen ist am Anfang die Dichte praktisch null. Dieses unterschiedliche Verhalten ist mit der Messunsicherheit zu erklären. Zu Beginn der Verfestung bilden sich erst einzelne Tropfen und Kristalle. Die Frostschrift weist noch viel Leerraum auf. Dieser leere Raum wird auch zur Ermittlung der Frostdichte verwendet und es resultiert deshalb eine zu kleine gemessene Frostdichte. Mit fortschreitender Dauer nimmt die berechnete Dichte mit dem Einsetzen der Frostbildungsphase bis auf ein Minimum ab. Nach dem Erreichen des Minimums steigt die Frostdichte kontinuierlich an, was auf die stetige Verdichtung des Frostes zurückzuführen ist (vgl. Abschnitt 5.4.3).

Nach zirka 20 – 30 Minuten stimmen die beiden Verläufe schon sehr gut überein. Allgemein ist die Startphase bei der Simulation, wie auch die der Messung, ungenau.

### Frostdicke

In Abb. 6-8 sind die *Frostdicken* der Simulation und der Messung jeweils am Eintritt ( $z = 20 \text{ mm}$ ), in der Mitte ( $z = 180 \text{ mm}$  bzw.  $175 \text{ mm}$ ) und am Austritt ( $z = 330 \text{ mm}$ ) dargestellt. Die Frostdicke der Simulation nimmt in den ersten Minuten nur langsam zu. Wenn die Startdicke der Unterschicht erreicht ist, d.h. die Phase der unterkühlten Tropfen abgeschlossen ist, beginnt die Dichte (Vergleiche mit Abb. 6.7) abzunehmen und die Dicke steigt schnell an. Mit fortwährendem Anwachsen der Frostschrift nimmt die Dichte zu und die Frostwachstumsgeschwindigkeit nimmt ab.

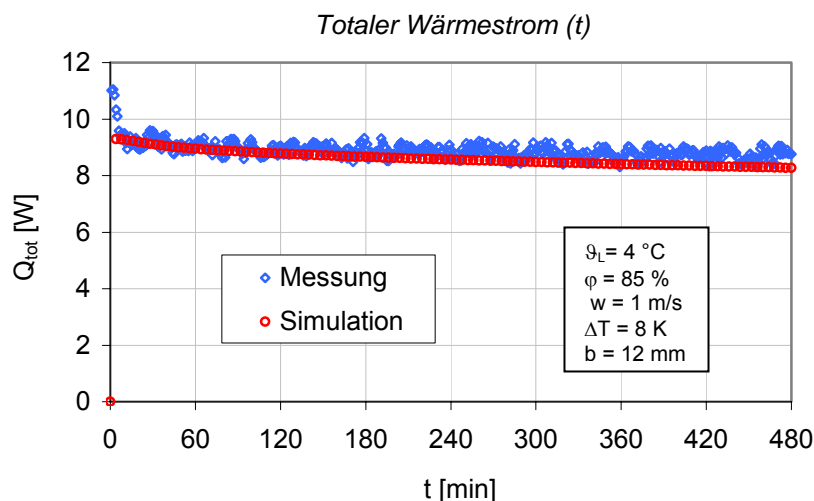


**Abb. 6-8:** Berechneter und gemessener Frostdickeverlauf über 8 Stunden

Die Simulation und die Messung weisen nach 8 Stunden eher eine grössere Abweichung auf. Woher diese Abweichung kommt, ist schwer zu sagen, da einerseits die Dickenmessung eine Unsicherheit hat und andererseits die Startfrostdichte mit einer Korrelation berechnet wird, die auch eine gewisse Abweichung beinhaltet. Unter diesen Umständen erreicht die Simulation doch befriedigende Resultate.

### Totaler Wärmestrom

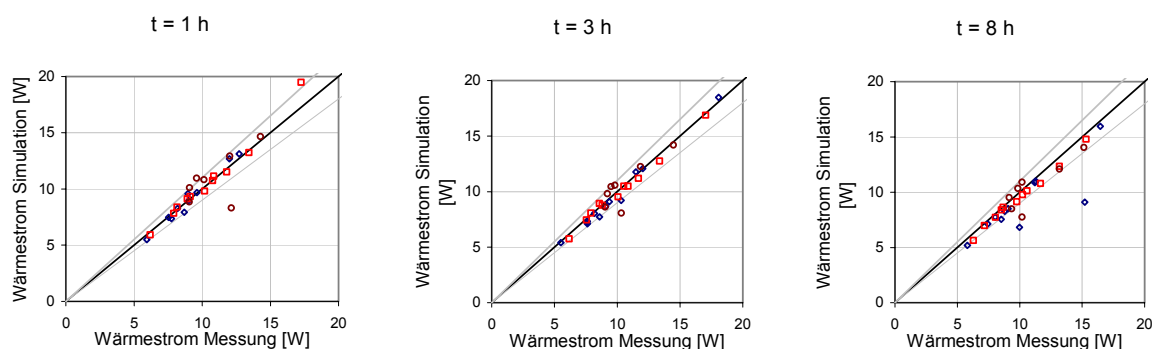
Der *totale Wärmestrom* ist der Wärmestrom, der effektiv über die Verfestungsplatte abgeführt wird. Im realen Luftkühler ist der Nutzwärmestrom wichtiger als der totale Wärmestrom. Trotzdem lässt sich mit dieser Grösse die gesamte Leistung (konvektiver Wärmestrom, sensibler Wärmestrom, Erstarrung und Strahlung) überprüfen.



**Abb. 6-9:** Totaler Wärmestromverlauf über 8 Stunden

Der *totale Wärmestrom* ist am Anfang maximal (Abb. 6-9). Mit der Zeit nimmt er durch die Abnahme der Strahlung aufgrund der zunehmenden Frostoberflächentemperatur ab. Der simulierte Wert ist etwas kleiner, da bei der Simulation der Wärmeeinbruch nicht berücksichtigt wird.

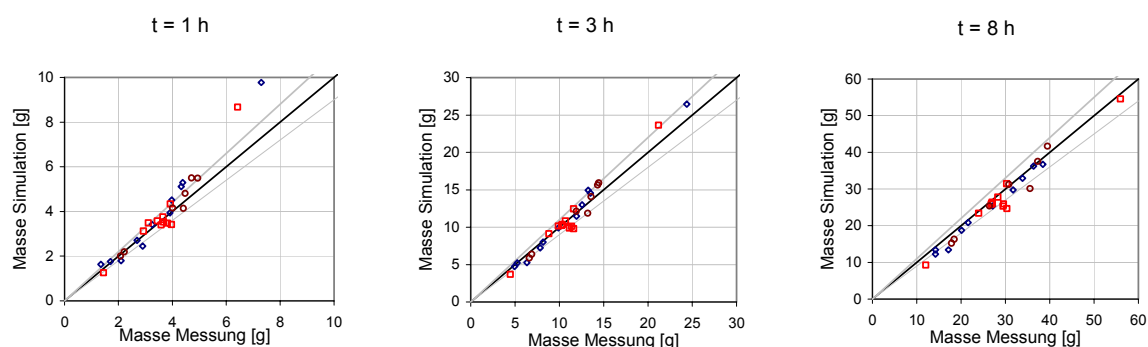
In Abb. 6-10 wird der totale Wärmestrom aus der Simulation mit dem aus der Messung aller durchgeführten Versuche nach 1, 3 und 8 Stunden verglichen. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung. Die meisten Punkte liegen innerhalb der 10 % -Grenzen (dünne Linien).



**Abb. 6-10:** Totaler Wärmestrom nach 1, 3 und 8 h: Vergleich zwischen Simulation und Messung

### Ausgeschiedene Frostmasse

Mit der *ausgeschiedenen Frostmasse* lässt sich auch gleichzeitig der latente Wärmestrom überprüfen, da die Frostmasse praktisch proportional zum latenten Wärmestrom ist.



**Abb 6-11:** Ausgeschiedene Frostmasse nach 1, 3 und 8 h: Vergleich zwischen Simulation und Messung (dünne Linien: 10 %-Abweichung)

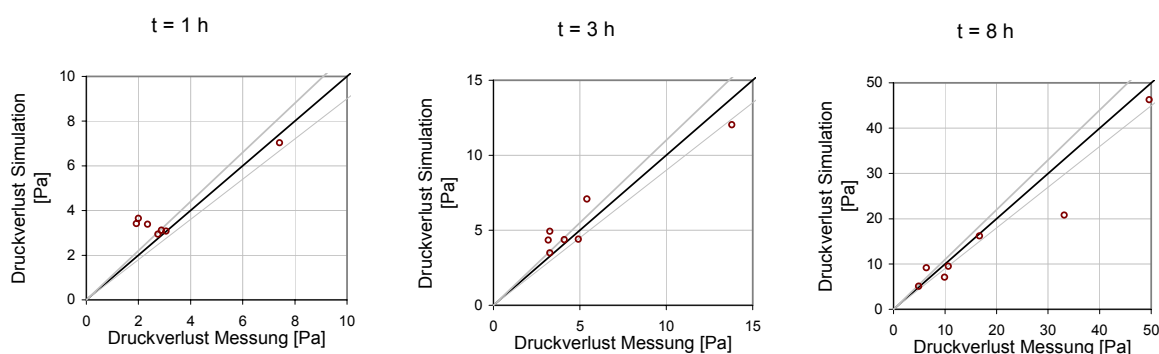
Bei der Frostmasse stimmt die Simulation gut mit der Messung überein (Abb. 6-11). Nach 1 Stunde gibt es noch grössere relative Abweichungen, die aber nach 8 Stunden ausgeglichen sind.

### Druckverlust

Der Druckverlust wurde im Versuchsluftkühler mit der ebenen Verfröstungsplatte nur bei der Spaltweite von 5 mm gemessen, da mit der grossen Spaltweite von 12 mm nur sehr kleine Druckverluste erzeugt wurden. Diese waren mit unserer Druckmessdose nicht mehr gut messbar.

Für die Optimierung eines Luftkühlers ist der Druckverlust eine sehr wichtige Grösse. Der Druckverlust bestimmt den Luftdurchsatz, den der Ventilator erzeugt. Ungünstig erweist sich dabei die Abhängigkeit des Druckverlustes in der dritten Potenz von der Frostdicke. Die Unsicherheit der Frostdicke erhöht dadurch auch die Unsicherheit des Druckverlusts.

Zusätzlich überdeckt eine laminare Unterschicht die Rauigkeit des Frosts. Die Dicke dieser laminaren Unterschicht müsste auch zur Frostdicke für die Druckverlustberechnung hinzugezählt werden. In Abb. 6-12 fällt deshalb die Abweichung von der Messung bei einzelnen Punkten etwas grösser aus.



**Abb. 6-12:** Druckverlust: Vergleich zwischen Simulation und Messung

#### **6.4.4 Fazit**

Das erstellte Simulationsprogramm gibt die Versuchsergebnisse mit guter Genauigkeit wieder. Es ist dabei zu beachten, dass die Frostbildung mit ihren verschiedenen Wachstumsphasen ein sehr komplexer Vorgang ist. Die Gültigkeit dieses Simulationsprogramms trifft zu für Prozessbedingungen wie sie in L/W-WP auftreten.

Das Simulationsprogramm erwies sich auch als hilfreich für die Interpretation der Versuchsergebnisse, insbesondere wo gewisse Effekte auftreten. Es hat so auch wesentlich beigetragen, zusammen mit den sehr umfangreichen Messungen, den Mechanismus der Frostbildung verständlicher zu machen.

Dieses Simulationsprogramm ist künftig noch zu erweitern für die Geometrie realer Lamellenluftkühler mit quer angeströmten Rohren, so dass damit rechnerisch die Effizienzsteigerung von L/W-WP weiter gelingt.

## 7. Experimentelle Untersuchung der Abtauung

Für die komplette Untersuchungsreihe mit Abtauversuchen wurde ausschliesslich mit dem Versuchsluftkühler in der Basisbestückung mit der ebenen Verfröstungsplatte (Abb. 4-3) gearbeitet. Für sämtliche Abtauversuche wurde die benötigte Frostschrift neu aufgebaut.

Die Abtauversuche erfolgten nach zwei grundsätzlich verschiedenen Abtaumethoden:

Im ersten Fall wurde die Wärme zur Abtauung mit heisser Sole an die *Kühlplatte für Kältesole* über die *Verfröstungsplatte* an die Frostschrift geführt. In der Praxis wird dies meist entweder durch *Prozessumkehr* oder mit *Heissgasabtauung* realisiert. Beide Methoden sind energetisch und apparativ aufwendig.

Im zweiten Fall wurde ein Abtauverfahren mit Aussenluft bei Temperaturen genügend oberhalb des Gefrierpunktes von Wasser untersucht, und zwar einerseits über Naturabtauung bei Anlagenstillstand ohne weitere Eingriffe, andererseits mit Hilfe des Ventilatornachlaufs.

### 7.1 Zielsetzungen und angestrebte Ergebnisse

Für die Sicherstellung eines optimalen Betriebs einer realen Luft/Wasser-Wärmepumpe muss der Abtauprozess mit einem *minimalen energetischen und zeitlichen Aufwand* ablaufen. Eine dafür geeignete Methode ist das *Abtauen durch Anschmelzen*. Durch Zufuhr von Wärme an die Frostschrift soll ein Wasserfilm zwischen dem Frost und der Wärmeübertragerwand entstehen, worauf die Frostschrift abgleiten kann. Ein grosser Teil der für das Schmelzen der gesamten Masse der Frostschrift benötigten Energie sollte dadurch eingespart werden können. Zu untersuchen war dabei auch, welche *Eigenschaften* eine Frostschrift haben muss, um den Verlauf des Abtauprozesses bzw. ein Abtauen durch Anschmelzen zu optimieren.

Zu untersuchen war zudem, ob bei Aussenlufttemperaturen höher als 0°C eine Abtauung mit *Naturabtauung* bzw. mit *Ventilatornachlauf* realisiert werden kann.

*Abtauverfahren* wie Heissgasabtauung oder Prozessumkehr wurden in LOREF 1 nicht untersucht. Darüber sind im BFE-Projekt „*Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern*“ [33] bereits umfassende Untersuchungen gemacht worden.

### 7.2 Schmelzvorgang einer Frostschrift und Versuchsablauf

Der Schmelzvorgang einer Frost- und Eisschrift an einer vertikalen ebenen Aluminiumplatte kann in *drei Phasen* eingeteilt werden:

Während der *ersten Phase* der Abtauung muss die Verfröstungsplatte mit der daran haftenden Frostschrift auf 0°C erwärmt werden.

Nach dem Aufwärmen der Frostschrift auf 0°C beginnt die *zweite Phase*, das eigentliche Schmelzen der Frostschrift. Dabei sind verschiedene Abläufe möglich: Entweder wird nur ein Teil der Frostschrift geschmolzen, der Rest gleitet als Frost oder von Schmelzwasser durchtränkter Schneematsch ab. Oder aber, wie bei Lamellenluftkühlern oft zu beobachten, es schmilzt die ganze Frostmasse ab. Für diesen Fall wird in der Literatur über differenziertere Untersuchungen berichtet: Machielsen [32] beschreibt in seiner Arbeit beispielsweise, dass durch das Schmelzen des Frostes an der Wärmeübertragerwand ein Luftspalt zwischen Wärmeübertragerwand und der Frostschrift entstehen kann, welcher den Wärmeübergang an den Frost stark verschlechtert. Für alle Verläufe der zweiten Phase der Abtauung gilt, dass die Temperatur der Wärmeübertragerwand wenig über 0°C verharrt, bis die ganze Frostschrift verflüssigt und die Abtauung beendet ist.

In einer *dritten Phase* steigt die Verfröstungsplatten-Temperatur weiter an. Das Kondensat, welches auf der Platte haften geblieben ist, erwärmt sich. Ein Teil des Kondensats verdunstet. An Stellen der Verfröstungsplatte, wo das Kondensat als dünner Film haften geblieben ist, verdunstet dieser innerhalb kurzer Zeit (auf der ebenen Verfröstungsplatte innert ca. 30 s).

Der *Versuchsablauf* aller Abtauversuche war in zwei Teile gegliedert: Den *Aufbau der Frostschrift* und den eigentlichen *Abtauversuch*. Es muss angenommen werden, dass der Abtauvorgang hauptsächlich von den Bedingungen des Frostaufbaus abhängig ist.

Der *Aufbau der Frostschrift* folgt dem gleichen Ablauf wie die Versuche zur Untersuchung der Frostbildung. Nachdem die Frostschrift die gewünschte *flächenspezifische Frostmasse* erreicht hat, wird die Abtauung eingeleitet. Die Kühlplatte des Versuchsluftkühlers wird durch Umschalten mit Ventilen mit 70°C heisser Sole durchströmt (Abb. 4-1: Schema der Versuchsanlage).

Die Abtauung wird mit einer digitalen Videokamera gefilmt. Während der Abtauung wird die Temperatur der Verfröstungsplatte laufend gemessen und durch die Messdatenerfassung aufgezeichnet.

### 7.3 Versuchsprogramm

Die Abtauversuche wurden an Frostschriften durchgeführt, die bei *unterschiedlichen Bedingungen* aufgebaut wurden. Das Versuchsprogramm beinhaltet den Frostaufbau bei unterschiedlichen Luftzuständen und Verfröstungsplatten-Temperaturen. Für die Abtauversuche wurde die *ebene Verfröstungsplatte mit* einer Spaltweite von 12 mm benutzt. In Tab. 7-1 ist das Versuchsprogramm aufgelistet.

Versuchs-Nr. (Versuchsbedingungen)	Zeit für den Frostaufbau $t$ [h]	Flächenspezifische Frostmasse $m_A$ [g/m <sup>2</sup> ]
V03	5.2	253
( $w=1\text{m/s}$ , $\vartheta_{LE}=4^\circ\text{C}$ , $\varphi=85\%$ , $\Delta T=8\text{K}$ )	17	833
V07	5.5	200
( $w=1\text{m/s}$ , $\vartheta_{LE}=-2^\circ\text{C}$ , $\varphi=85\%$ , $\Delta T=8\text{K}$ )	8	288
V10	5	301
( $w=1\text{m/s}$ , $\vartheta_{LE}=7^\circ\text{C}$ , $\varphi=85\%$ , $\Delta T=8\text{K}$ )	5.7	343

**Tab. 7-1:** Versuchsprogramm für die Abtauung

Eine der Haupteinflussgrößen für die Eigenschaften einer Frostschrift ist die *Luftteintrittstemperatur*. Für den Aufbau der Frostschrift wurden ausgehend vom Grundversuch (V04:  $w = 1\text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{LE} = 4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_L = 85\%$ ,  $\Delta T = 8\text{K}$ ) noch zwei weitere Luftteintrittstemperaturen gewählt: In Versuch V10 mit 7°C und in V07 mit -2°C.

Der Grundversuch entspricht den Betriebsbedingungen mit einer grossen Verfrosterungsgefahr bei Verdampfern von Luft/Wasser-Wärmepumpen; dieser im praktischen Betrieb häufige und schwierig zu steuernde Fall lag deshalb auch für die Abtauversuche nahe. Die Versuche mit 7°C und -2°C Lufteintrittstemperatur wurden gewählt, weil damit einmal eine Vergletscherung möglich und einmal nicht möglich ist. Da bei den letzteren beiden Versuchen der Aufbau der Frostschrift und somit auch deren Eigenschaften (Dichte, Wärmeleitfähigkeit, mechanische Eigenschaften etc.) unterschiedlich sein können, erscheint es wichtig, dass diese beiden Fälle untersucht wurden.

In der Untersuchung des Anschmelzens müssen auch Frostschriften mit unterschiedlicher *Masse pro Wärmeübertragerfläche* abgetaut werden. Um ein Abgleiten zu gewährleisten, muss die Gewichtskraft des Frosts grösser sein als die Adhäsionskräfte an der Verfrosterungsplatte. Die *flächenpezifische Frostmasse* ist die auf der Verfrosterungsplatte abgeschiedene Frostmasse dividiert durch die Fläche der Platte. Da die Frostmasse vor dem Abtauen nicht gewogen werden kann, wurde die Zeit, welche für den Aufbau einer Frostschrift mit der gewünschten *flächenpezifischen Frostmasse* notwendig ist, aus den Versuchen für die Frostbildung bestimmt. Als Redundanz dazu kann aus der Messung des Volumenstroms und der Differenz der Luftfeuchte zwischen Ein- und Austritt des Versuchsluftkühlers die abgeschiedene Frostmasse bestimmt werden.

In einigen Arbeiten [45, 46, 47] war man bestrebt, durch eine Oberflächenbeschichtung der Wärmeübertragerfläche die Abtauung günstig zu beeinflussen. Im Anhang A1 werden eigene Untersuchungen über die Abtauung einer Frostschrift auf einer *beschichteten* Verfrosterungsplatte mit der Abtauung auf einer unbeschichteten Verfrosterungsplatte verglichen.

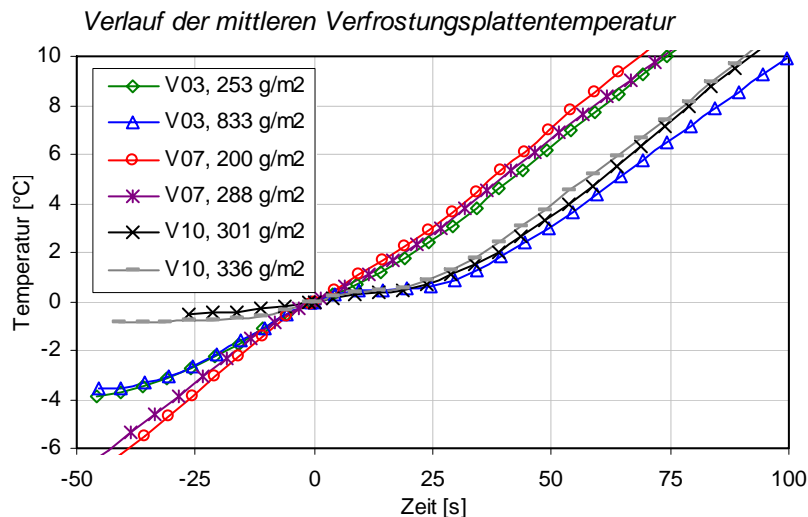
## 7.4 Ergebnisse

Im ersten Teil dieses Abschnitts werden die gemessenen Temperaturverläufe an der Verfrosterungsplatte bei den Abtauversuchen dokumentiert und im zweiten Teil werden die visuellen Beobachtungen am Abtauvorgang beschrieben.

### 7.4.1 Temperatur der Verfrosterungsplatte beim Abtauen

#### *Mittelwerte der Temperatur der Verfrosterungsplatte*

Abb. 7-1 zeigt den Verlauf der *Mittelwerte der Temperaturen* der Verfrosterungsplatte für die durchgeführten Abtauversuche. Aufgrund der verhältnismässig grossen Kältespeicherung der Verfrosterungsplatte und des Wärmewiderstandes durch die Isolationsschicht zur Wärmestrombestimmung (Abb. 4-2) reagiert die Temperatur der Verfrosterungsplatte träge auf das Erwärmen beim Abtauen. Daher wurde für alle Versuche der Abtaubeginn bei Erreichen von 0°C Verfrosterungsplattenoberflächen-Temperatur angesetzt. Dadurch lässt sich die Zeitdauer des Verharrens der Plattentemperatur bei 0°C während des Schmelzens zwischen den einzelnen Versuchen besser vergleichen.

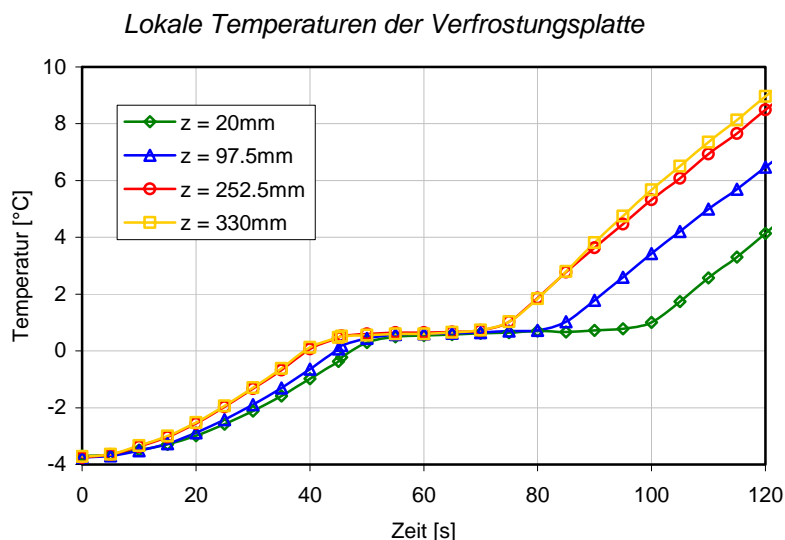


**Abb. 7-1:** Mittelwert der gemessenen Temperaturen der Verfröstungsplatte bei der Abtaung. Das Erreichen von 0°C wurde für alle Versuche auf den Abtaubeginn gesetzt (Zeit 0 s). Dadurch wird der Schmelzvorgang (Verharren bei 0°C) zwischen den einzelnen Versuchen besser vergleichbar.

Das Verharren der mittleren Verfröstungsplatten-Temperatur bei 0°C dauert bei grossen abgetauten Frostmassen (bei gleichen Versuchsbedingungen!) länger an als bei kleinen, da mehr Frost abgetaut wird. Auffallend ist, dass beim Versuch V03 mit der flächenspezifischen Frostmasse 833 g/m² die Verfröstungsplatten-Temperatur nur etwa 15% länger bei 0°C verharret als bei den zwei Versuchen V10. Dies obwohl die flächenspezifische Frostmasse beim Versuch V03, 833 g/m², um mehr als das Zweieinhalbfache grösser ist. In Abschnitt 7.4.2 wird näher beschrieben, dass beim Versuch V03, 833 g/m², ein grosser Teil des Frosts in Form von Schneematsch abgeglitten ist.

### **Lokale Temperaturen der Verfröstungsplatte**

In Abb. 7-2 sind die *lokalen Temperaturen* an vier Positionen der Verfröstungsplatte bei einem Abtauvorgang im Verlauf der Zeit dargestellt. "z" bezeichnet den Abstand von der Luftstromeintrittskante der Verfröstungsplatte bis zum Temperaturfühler. Die Temperaturen verlaufen bis zum Erreichen von 0°C für alle Abstände etwa gleich.

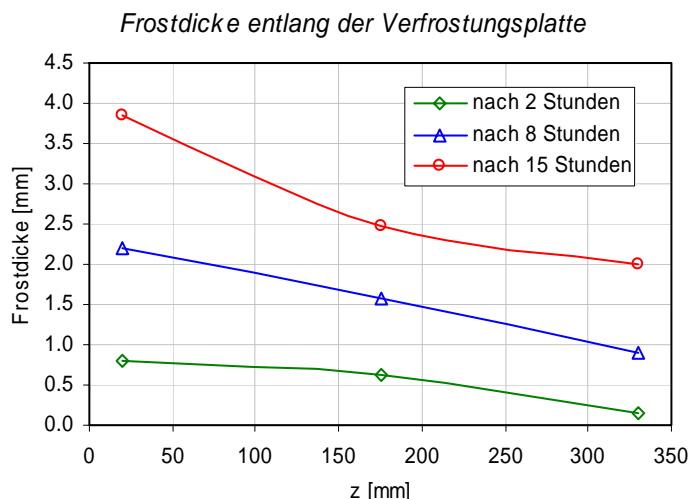


**Abb. 7-2:** Lokale Temperaturen der Verfröstungsplatte beim Versuch V03, 833 g/m². Der Parameter "z" bezeichnet den Abstand des Thermoelements von der Luftstromeintrittskante der Verfröstungsplatte.

Die Zeitspanne, während der die Temperatur wenig über 0°C verharret, nimmt mit zunehmendem Abstand von der Luftstromeintrittskante ab und ist am Austritt nur noch etwa halb so lange wie am Eintritt. Dieser verzögerte Anstieg der Verfröstungsplatten-Temperatur am Luftstromeintritt wird durch drei sich überlagernde Effekte verursacht: Erstens ist die *Frostdicke* und die *abgeschiedene Frostmasse* am Luftstromeintritt am grössten und nimmt gegen



den Austritt hin kontinuierlich ab (Abb. 7-3). Dadurch dauert die Abtauung am Luftstrom-eintritt länger. Zweitens wird die Verfestungsplatte am Austritt (Abb. 7-2 bei  $z = 330$  mm) etwas früher erwärmt als am Eintritt, da die warme Sole auf der Luftstromaustritts-Seite der Verfestungsplatte eintritt. Dieser Effekt ist nicht dominierend, wie der Aufheizvorgang der Verfestungsplatte bis auf  $0^\circ\text{C}$  zeigt. Drittens besteht in der Versuchsanlage der Spaltkanal vor der Luftstromeintrittskante der Verfestungsplatte aus isolierendem Kunststoff. Beim Übergang von der Kunststoffplatte zum Luftstromeintrittskante der Verfestungsplatte verbindet sich der Frost mit der Kunststoffplatte. Diese erwärmt sich beim Abtauen erst verzögert, und dadurch bleibt dort Frost haften, während der Rest der Verfestungsplatte schon frei von Frost ist (Abb. 7-5).



**Abb. 7-3:** Frostdickenverlauf nach verschiedenen Versuchszeiten des Frostaufbaus beim Versuch V03,  $833 \text{ g/m}^2$ .

#### 7.4.2 Visuelle Beobachtungen am Abtauvorgang

Die wichtigsten Ergebnisse aus den visuellen Beobachtungen am Abtauvorgang betreffen Erkenntnisse über das Anschmelzen, über Blockaden für das Abgleiten und über das Haften von Tropfen am Schluss der Abtauung.

Beobachtungen über: Versuch	Anschmelzen (Abgleiten von Schneematsch)	Haftung von Tropfen am Ende einer Abtauung
V03, $253 \text{ g/m}^2$ :	Am Lufteintritt in Versuchsluftkühler gleitet Frost als Schneematsch ab.	Viele Tropfen bleiben haften
V03, $833 \text{ g/m}^2$ :	Grösster Teil des Frosts gleitet als Schneematsch ab.	Keine Tropfen bleiben haften
V07, $200 \text{ g/m}^2$ :	Frost schmilzt und läuft als Schmelzwasser ab	Viele Tropfen bleiben haften
V07, $288 \text{ g/m}^2$ :	Frost schmilzt und läuft als Schmelzwasser ab	Sehr wenig Tropfen bleiben haften
V10, $301 \text{ g/m}^2$ :	Grösster Teil der Frostschrift schmilzt. Kleiner Teil gleitet als Schneematsch ab	Wenig Tropfen bleiben haften
V10, $343 \text{ g/m}^2$ :	Grösster Teil der Frostschrift schmilzt. Kleiner Teil gleitet als Schneematsch ab	Wenig Tropfen bleiben haften

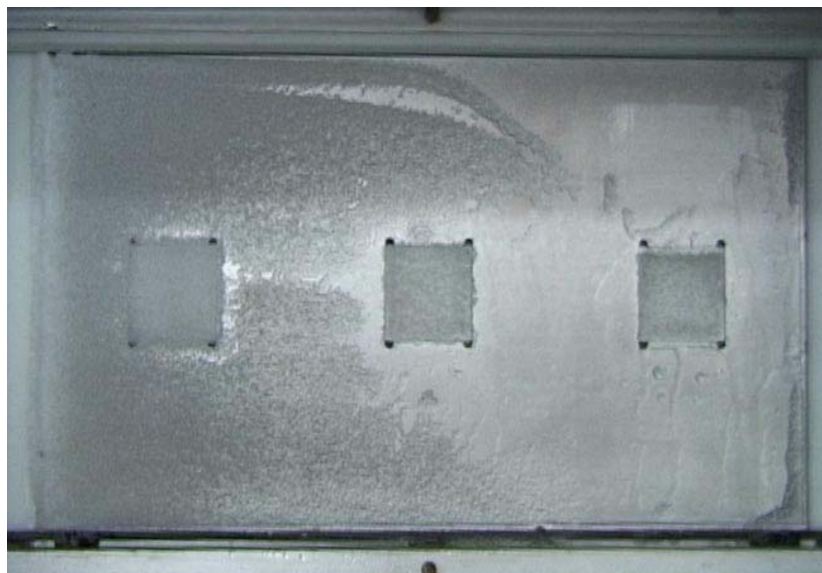
**Tab. 7-2:** Überblick über die Beobachtungen an den Abtauversuchen

### **Abgleiten von Frost und Schneematsch mittels Anschmelzen**

Bei einigen Abtauversuchen war ein *Abgleiten von Schneematsch* zu beobachten. Dabei wurde ein Teil der Frostschrift geschmolzen. Das Schmelzwasser drang in die restliche Frostschrift ein, und es bildete sich *transparenter Schneematsch*, welcher von der Verfröstungsplatte abglitt. Der Schneematsch bildete dabei nicht eine feste Kruste, sondern verhielt sich wie eine zähflüssige Masse.

Das Abgleiten von Schneematsch wurde nur bei Abtauversuchen mit flächenspezifischen Frostmassen über  $220 \text{ g/m}^2$  beobachtet. Am ausgeprägtesten war das Abgleiten von Schneematsch beim Versuch V03,  $833 \text{ g/m}^2$ .

Bei Versuchen mit kleiner Frostmasse schmolz der ganze Frost. Die Gewichtskraft des Frosts war zu gering, um auf einem Wasserfilm abgleiten zu können. Die Abtauung einer dünnen Frostschrift mit wenig Masse nimmt nur wenig Zeit in Anspruch (auf der ebenen Verfröstungsplatte im Bereich von einigen Sekunden). Die Schrift schmilzt, bevor sie von der Plattenoberfläche abgleiten kann.



**Abb. 7-4:** Abgleiten von Schneematsch von der Verfröstungsplatte beim Versuch V03,  $833 \text{ g/m}^2$ . Am Luftstromaustritt (rechts) ist der Frost bereits abgeglitten. In der Mitte ist das Abgleiten voll im Gange, und man erkennt (Mitte oben), dass sich der zu Schneematsch umgewandelte Frost wie eine zähe Flüssigkeit verhält.

Beim Versuch V07 mit  $288 \text{ g/m}^2$  flächenspezifischer Frostmasse ist trotz recht grosser Frostmasse die ganze Frostschrift geschmolzen, während bei den Versuchen V10,  $301 \text{ g/m}^2$  und V03,  $253 \text{ g/m}^2$  bei ähnlicher flächenspezifischer Frostmasse ein Abgleiten feststellbar war. Diese beiden unterschiedlichen Ergebnisse dürften ihren Ursprung in der *Art der Frostbildung* und somit in den *Frosteigenschaften* haben.

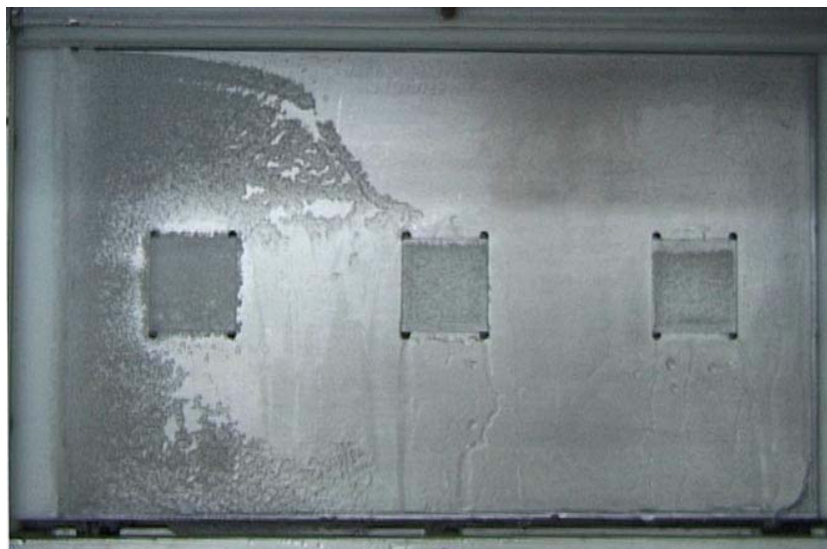
Beim Versuch V07 hat die über die auf  $-10^\circ\text{C}$  gekühlte Verfröstungsplatte strömende Luft eine Temperatur von  $-2^\circ\text{C}$ . Bei diesen Bedingungen bilden sich auf der Verfröstungsplatte nur *kleine unterkühlte Tropfen*, bevor die zweite Phase der Frostbildung mit vertikal zur Platte ausgerichteten eindimensionalen Kristallen beginnt (Abschnitt 2.2). Es ist möglich, dass beim Abtauen folgender bereits von Sanders [5] beschriebener Effekt eintritt: Beim Abtauen schmelzen die kleinen Tropfen und die nadelförmigen Kristalle weg, es entsteht eine Luft- bzw. Dampfschrift zwischen der restlichen Frostschrift und der Verfröstungsplatte bevor ein Schmelzwasserfilm für das Abgleiten entstehen kann. Das Abtauen dauert dadurch länger, da die schlecht wärmeleitende Luftschicht den Wärmeübergang stark behindert.

Die Versuche V10 und V03 hingegen haben höhere Luft Eintritts- und Verfröstungsplatten-Temperaturen. In der ersten Phase der Frostbildung entstehen *grosse unterkühlte Tropfen* von einigen Zehntelmillimetern Durchmesser, was eine *grössere Frostdichte* zur Folge hat (die gefrorenen Tropfen haben die Dichte von Eis).

Beim Abtauen schmelzen die Tropfen auf der Verfestungsplatte, und es bildet sich ein Schmelzwasserfilm, welcher in die Frostschrift eindringt und auf dem der so entstandene Schneematsch abgleiten kann.

### **Blockaden für das Abgleiten**

Das Abgleiten von Schneematsch kann durch *Unregelmässigkeiten an der Verfestungsplatte* verzögert oder gar verhindert werden. In Abb. 7-5 ist sichtbar, dass der Frost auf den drei Plättchen aufgrund des Übergangs zwischen Plättchen und Verfestungsplatte noch nicht abgeglitten ist. An diesen Stellen bildet der Schneematsch eine formschlüssige Verbindung mit seinem Untergrund, der das Abgleiten behindert.



**Abb. 7-5:** Ursachen für blockiertes oder verzögertes Abgleiten von Frost: Mit dem Frost formschlüssig verbundene Unregelmässigkeiten (Plättchen) oder auch ungleichmässige Erwärmung (am Luftstromeintritt links an der hellen Kunststoffplatte).

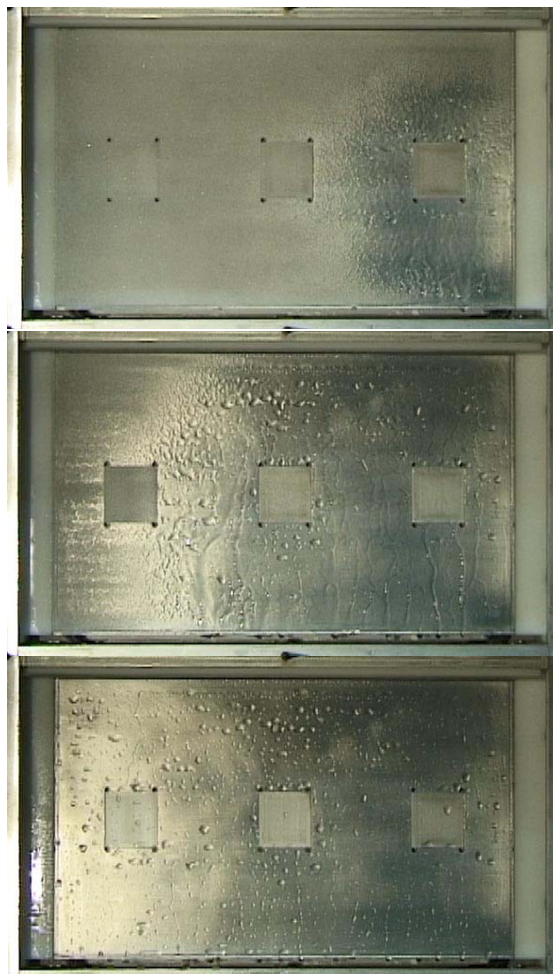
Auch eine *unregelmässige Erwärmung* kann das Abgleiten von Frost und Schneematsch verzögern. Die Verfestungsplatte wird nahezu homogen erwärmt. Am Luftstromeintritt ganz links hat sich (abgesehen von einer grösseren Frostmasse) der Frost über die Platte hinaus an der Isolation festgesetzt, wo kaum eine Erwärmung stattfindet. Dadurch gleitet an dieser Stelle der Frost erst deutlich später ab, als auf dem Rest der Platte.

### ***Tropfen am Schluss der Abtauung***

Bei einigen Versuchen wurden am Ende des Abtauvorganges viele *Tropfen auf der Verfrosterplatte* beobachtet, welche nicht abgeflossen sind. Alle diese Versuche hatten flächenspezifische Frostmassen unter  $300 \text{ g/m}^2$ , und es war während des ganzen Abtauvorgangs fast keine Abfliessbewegung (weder von Schneematsch noch von Schmelzwasser) festzustellen.

Bei den Versuchen, bei denen ein Abgleiten oder eine deutliche Abfliessbewegung während des Abtauens sichtbar war, blieb am Ende des Versuchs anstatt der Tropfen ein dünner Wasserfilm auf der Platte zurück.

Eine Abhängigkeit zwischen dem Haften von Tropfen und den verschiedenen Versuchsbedingungen der Frostbildung konnte nicht festgestellt werden.



**Abb. 7-5:** Abtauung mit am Schluss haften gebliebenen Tropfen

## **7.5 Aus den Untersuchungen abzuleitende Empfehlungen**

Für die Abtauung ist eine *grosse flächenspezifische Frostmasse* von Vorteil. Einerseits wird durch die Gewichtskraft der Frostschrift das Abgleiten (mittels Anschmelzen) gefördert, und andererseits zeigten sich weniger Tropfen am Schluss der Abtauung auf der Verfrosterplatte. Eine grosse flächenspezifische Frostmasse bedeutet im realen Betrieb, dass weniger Abtauzyklen gefahren werden müssen. Das reduziert zusätzlich die Energieverluste, welche beim Umschalten der Wärmepumpe von Betrieb auf Prozessumkehr oder bei Heissgasabtauung entstehen.

Frost, welcher in der ersten Phase der Frostbildung grosse unterkühlte Tropfen und somit eine *hohe Dichte* aufweist, hat ein günstigeres Abtauverhalten. Bei Versuchen mit kleinen unterkühlten Tropfen in der ersten Phase der Frostbildung fand kein Abgleiten von Frost oder Schneematsch statt. Ausserdem begünstigt eine grössere Frostdichte und die damit verbundene höhere Wärmeleitfähigkeit den Wärmeübergang, was für den Wärmepumpenbetrieb und die Abtauung von Vorteil ist. Die Prozessführung, die Geometrie des Lamellenluftkühlers und der Ventilator sind mit Vorteil so zu gestalten, dass Frost mit hoher Dichte entsteht.

Das Abgleiten von Schneematsch wird durch Unregelmässigkeiten in der Verfröstungsplatten-Oberfläche verhindert. Bei einem konventionellen Lamellenluftkühler wird das Abgleiten deshalb durch die formschlüssige Verbindung von Frost mit den quer angeströmten Rohren erschwert. Es müssten deshalb andere Geometrien, welche das Abgleiten nicht behindern, gefunden werden. Ein Abgleiten wird aber auch durch ungleichmässige Erwärmung der Verfröstungsplatte bei der Abtauung verzögert. Ideal verläuft die Abtauung dann, wenn an allen Stellen auf dem Lamellenluftkühler die Frostschrift zur gleichen Zeit abgetaut ist. Das lässt sich durch eine gleichmässig auf dem Kühler verteilte Frostmasse und durch eine gleichmässige Erwärmung des Lamellenluftkühlers bei der Abtauung realisieren. Dadurch wird auch verhindert, dass die Abtauung unvollständig ist oder dass bereits abgetaute Flächen nur noch die Umgebung aufheizen, weil an einzelnen Stellen noch Frost abgetaut werden muss.

## 7.6 Abtauen mit Naturabtauung und Ventilatornachlauf

Bei Aussentemperaturen von 2 bis 8°C ist die Wärmepumpe nicht dauernd in Betrieb, und die Umgebungsluft würde für die Abtauung der Frostschrift ausreichen. *Naturabtauung* heisst, mit Aussenluft bei ausgeschalteter Wärmepumpe abtauen. Das Abtauen mit *Ventilatornachlauf* ist intensiver: die Wärmepumpe bleibt ebenfalls ausgeschaltet, der Ventilator fördert Aussenluft durch den Lamellenluftkühler.

### Zielsetzungen

Mit der ebenen Verfröstungsplatte bei einer Spaltbreite  $b = 12 \text{ mm}$  wurde untersucht, welchen Einfluss ein Unterbruch der Kühlung auf den Aufbau der Frostschrift hat. Es soll geklärt werden, ob und unter welchen Bedingungen mit Naturabtauung oder mit Ventilatornachlauf abgetaut werden kann. Es ist denkbar, dass die Frostschrift bei zu kurzer Naturabtauung oder zu kurzem Ventilatornachlauf nur teilweise schmilzt und das Schmelzwasser die Frostschrift durchnässt. Das ergäbe bei erneutem Start der Wärmepumpe eine Frostschrift mit deutlich höherer Dichte und Wärmeleitfähigkeit. Vor allem im Temperaturbereich der Verfröstungsplatte von -3 bis 0 °C ist die Methode erfolgsversprechend, da in diesem Bereich die Frostbildung aufgrund der unterkühlten Tropfen verzögert auftritt und gleichzeitig die Aussentemperaturen hoch sind.

### Versuchsprogramm

Die Experimente wurden bei folgenden Bedingungen des Luftzustandes durchgeführt: V08 (Luft Eintrittstemperatur  $\vartheta_L = 5^\circ\text{C}$ ), V09 ( $\vartheta_L = 6^\circ\text{C}$ ) und V10 ( $\vartheta_L = 7^\circ\text{C}$ ).

Für die *Abtauung mit Ventilatornachlauf* wurde bei diesen Versuchen zuerst während 45 Minuten Frost gebildet und dann die Kühlung der Verfröstungsplatte 30 Minuten lang ausgeschaltet. Der Rohrventilator der Versuchsanlage (Abb. 4-1) ist dabei gelaufen und liess die Luft im Kreislauf zirkulieren, um so die Bedingungen für den Ventilatornachlauf in einer LW-WP nachzustellen. Danach wurde die Kühlung wieder eingeschaltet. Dieser Zyklus wurde mehrmals wiederholt.

Versuchs.-Nr	w [m/s]	$\vartheta_{LE} [^\circ\text{C}]$	$\phi [\%]$	$\vartheta_{LE} - \vartheta_{KW} [\text{K}]$	b [mm]
V08	1	5	85	8	12
V09	1	6	85	8	12
V10	1	7	85	8	12

**Tab. 7-3:** Versuchsprogramm für die Abtauung mit Ventilatornachlauf



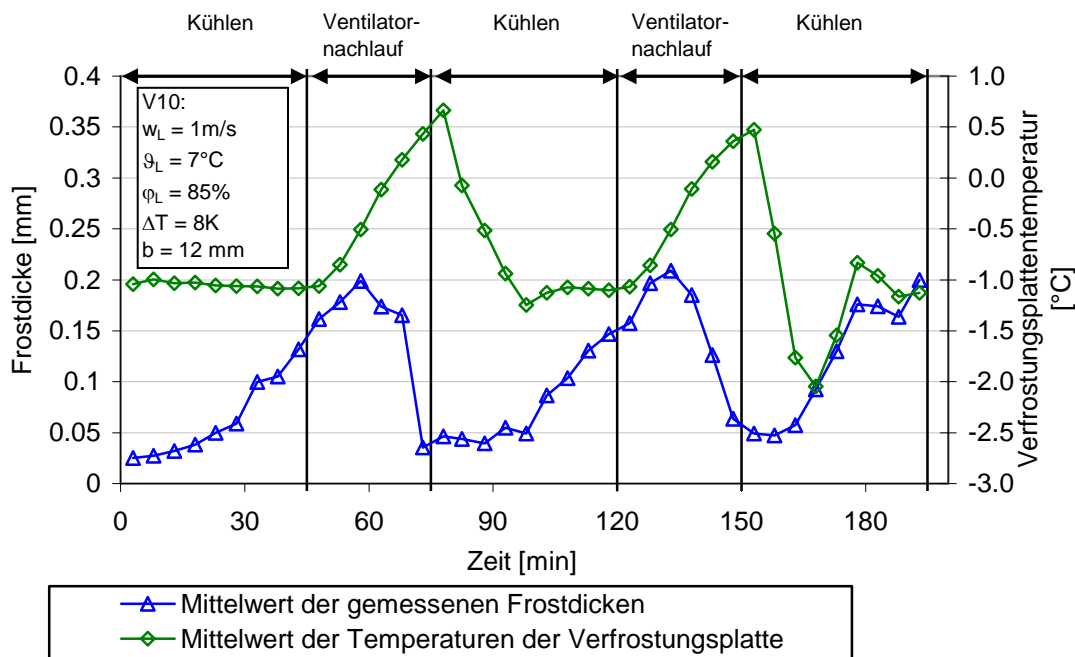
**Hinweis:**

Ein Vorversuch hat gezeigt, dass ein Unterbruch der Kühlung ohne Ventilatornachlauf (*Naturabtauung*) fast keine Wirkung hat: Die Frostschichtdicke nimmt während über einer Stunde Stillstand der Versuchsanlage nicht ab. Dies ist auf den Aufbau des Versuchsluftkühlers zurückzuführen. Die aus Aluminium bestehende Verrostungsplatte und die Kühlplatte für die Kältesole haben im Verhältnis zur Wärmeübertragungsfläche eine grosse Masse und somit eine grosse Kältespeichereffizienz.

**Ergebnisse**

Bei allen drei Versuchen mit Ventilatornachlauf konnte beobachtet werden, dass bei genügend langer Unterbrechungszeit die gesamte Frostschicht bis auf einen dünnen verbleibenden Wasserfilm abgetaut werden kann. Abb. 7-7 zeigt die gemittelte Frostschichtdicke und die gemittelte Verrostungsplatten-Temperatur für die Versuchsbedingungen V10. Daraus wird ersichtlich, dass die Frostschicht nach der Abtauung mit Ventilatornachlauf vollständig abgetaut wurde.

*Frostdicke und gemittelte Temperatur der Verrostungsplatte bei Ventilatornachlauf*



**Abb. 7-7:** Mittelwert der Frostschichtdicke und Mittelwert der Versuchskühlplattentemperatur beim Abtauen mit Ventilatornachlauf.

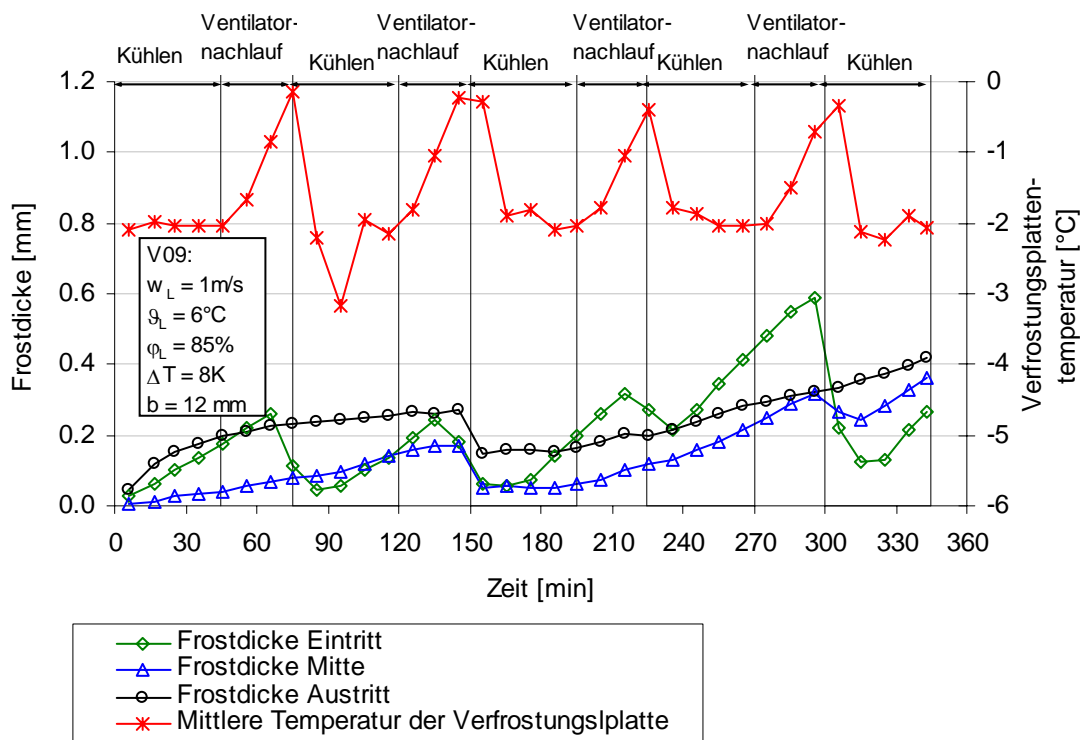
Die für das vollständige Abtauen benötigte Unterbrechungszeit ist abhängig von der Lufttemperatur und war bei  $5^\circ\text{C}$  am grössten (tiefste Lufttemperatur, bei welcher gemessen wurde). Bereits beim Versuch V09 mit einer Lufttemperatur von  $6^\circ\text{C}$  reichten die 30 Minuten Ventilatornachlauf nicht mehr aus. Abb. 7-8 zeigt, dass nur ein Teil des Frostes abgetaut wurde. Im realen Lamellenluftkühler ist es wahrscheinlich, dass auch Lufttemperaturen unter  $6^\circ\text{C}$  noch für Abtauung mit Ventilatornachlauf ausreichen. Es ist auch zu erwarten, dass die Dauer der Abtauung mit Ventilatornachlauf im Lamellenluftkühler deutlich kürzer ist, aufgrund der im Verhältnis zur Masse des Wärmeübertragers deutlich höheren Oberfläche.

Bei keinem der Versuche mit Ventilatornachlauf haben sich bei vollständiger Verflüssigung der Frostschrift Tropfen auf der Verfröstungsplatte gezeigt. Die Luftströmung durch den Ventilatornachlauf und die dadurch auftretenden Reibungskräfte an den Tropfen verhindern die Tropfenbildung.

In Abb. 7-8 (Versuch mit 6°C Lufteintrittstemperatur) sind die Frostdicken an drei Stellen auf der Verfröstungsplatte während vier Betriebszyklen dargestellt. Aus ihrem Verlauf lassen sich folgende zwei Aussagen machen:

- Die Frostschrift taut in diesem Versuch während des Ventilatornachlaufs nicht vollständig ab. Die Frostdicken nimmt in jedem Zyklus etwas ab, über die ganzen sechs Stunden nimmt sie jedoch stetig zu. Das bedeutet, dass der Frost teilweise schmilzt und Schmelzwasser in die verbleibende Frostschrift eindringt. Beim nächsten Gefrieren der Schicht hat diese eine höhere Dichte und darum eine höhere Wärmeleitfähigkeit. Versuchsbedingt (abwechselnd Kühlen und Ventilatornachlauf) konnte dieser Effekt nicht durch Messungen bestätigt werden.
- Die Verläufe der Frostdicken zeigen, dass der Frost am Luftstromeintritt in den Versuchsluftkühler zuerst schmilzt. Der Schmelzvorgang wandert vom Eintritt der Verfröstungsplatte zum Austritt, wobei für den Versuch in Abb. 7-8 die Zeit nicht ausreicht, um den Frost am Austritt zu schmelzen.

*Frostdicken und gemittelte Temperatur der Verfröstungsplatte bei Ventilatornachlauf*



**Abb. 7-8:** Frostdicken (lokal) und Mittelwert der Temperatur der Verfröstungsplatte beim Abtauen mit Ventilatornachlauf.

### ***Schlussfolgerungen und Empfehlungen***

Das Abtauen mit Ventilatornachlauf ist eine gute Möglichkeit, um gerade im Bereich der kritischen Aussenluftbedingungen mit wenig Energieaufwand abzutauen. Auch wenn die Stillstandszeit der Wärmepumpe aufgrund des Heizbedarfs nur zum Schmelzen eines Teils der Frostschrift reicht, kann doch eine Reduktion der Frostdicke und eine Erhöhung der Frostdichte durch Schmelzeffekte erreicht werden. Dadurch reduzieren sich der Strömungsdruckverlust und der Wärmeleitwiderstand der Frostschrift. Damit kann die nächste Abtauung mit viel Aufwand an elektrischer Energie (z. B. mit der Prozessumkehrung) hinausgeschoben werden.



## 8 Frostbildung im Lamellenluftkühler: Simulation mittels Verfröstungsplatte mit Nocken

### 8.1 Zielsetzung

Mit den in der ersten Phase des Projektes durchgeführten Versuchen an der ebenen Platte (ebene Verfröstungsplatte) war es möglich, viele wichtige Erkenntnisse über die Frostbildung zu gewinnen. Wie aber verhält es sich in einem realen Lamellenluftkühler mit quer angeströmten Rohrreihen? Wo lagert sich am meisten Frost ab? Welcher Querschnitt ist am schnellsten zugefroren?

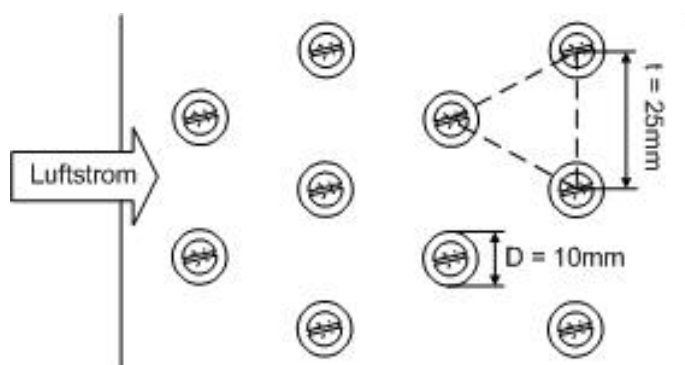
Diese Fragen sollen an einer entsprechend konzipierten Verfröstungsplatte qualitativ beantwortet werden können. Die Erkenntnisse und Erfahrungen aus den Versuchen mit der Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 1 sollen helfen, neue Konzepte und Ideen für die Konstruktion eines optimierten Lamellenluftkühlers zu entwickeln.

Der Lamellenluftkühler ist ein in der Praxis bewährter Apparat. Um den Bezug zur Praxis und zu einer gut realisierbaren Lösung für optimierte L/W-WP beizubehalten, wird der Verbesserung und Verfeinerung dieses Apparats Priorität beigemessen. Trotzdem darf nicht ausser Acht gelassen werden, dass der klassische Lamellenluftkühler in der L/W-WP auch Nachteile hat. Beim Abtauen einer Frostschrift können sich Frostteile verkeilen und fallen aufgrund des Formschlusses mit den Verdampferrohren nicht aus dem Kühler heraus. Auch die Erkenntnisse über die Frostbildung mit der ebenen Verfröstungsplatte weisen darauf hin, dass eine andere Lamellenanordnung oder eine andere Wärmeübertragergeometrie bezüglich der Frostbildung idealer sein könnte.

Aus den visuellen Beobachtungen hat sich ein Vorschlag für die Verbesserung des Lamellenluftkühlers ergeben. Eine geringe Modifikation aufgrund der Ergebnisse der Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 1 wurde vorgenommen (Abschnitt 8.6).

### 8.2 Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 1

Die *Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 1* besteht aus einer Aluminiumplatte mit aufgeschraubten 5 mm hohen Nocken, welche die quer angeströmten Rohre in einem realen Lamellenluftkühler simulieren. Sie sind in einer Dreiecksteilung in vier Reihen montiert (Abb. 8-1) und entsprechen der Ausführung in der Praxis. Die Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 1 wird im bestehenden Versuchsluftkühler in den 5 Millimeter breiten Spaltkanal eingebaut. Eine massstäbliche Zeichnung der gesamten Platte vgl. Abb.4-4.



**Abb. 8-1:** Abmessungen der Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 1, Zeichnung Massstäblich

### 8.3 Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm, dargestellt in der Tab. 8-1, beinhaltet sieben Versuche, vorwiegend im *kritischen Zustandsbereich der Luft*, und ist wie bei der ebenen Verfrosterplatte auf dem Grundversuch aufgebaut. Die Versuche wurden alle mit der Spaltweite von 5 mm durchgeführt.

Versuchs-Nr.	w [m/s]	$\vartheta_{LE}$ [°C]	$\varphi$ [%]	$\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$ [K]	b [mm]
03	1	4	85	8	5
04	2				
07	1	-2	85	8	5
09	1	6			
11	1	4	70	8	5
13	1	9	60	13	5
19	1	4	85	12	5

Tab. 8-1: Versuchsprogramm der Verfrosterplatte mit Nocken VPN 1

### 8.4 Quantitative Auswertung

Zur quantitativen Auswertung der Versuche mit der VPN 1 wurden nur der Nutzwärmestrom und der Druckverlust berücksichtigt und interpretiert. Die Frostdicke und die Eigenschaften des Frosts wurden qualitativ (Abschnitt 8.5) durch Beobachtung erfasst. Das Erfassen der Verteilung der Frostdicke auf den Nocken und der Platte war mit dem aktuell vorhandenen Messsystem mit den Laserdistanzsensoren nicht möglich.

#### 8.4.1 Nutzwärmestrom

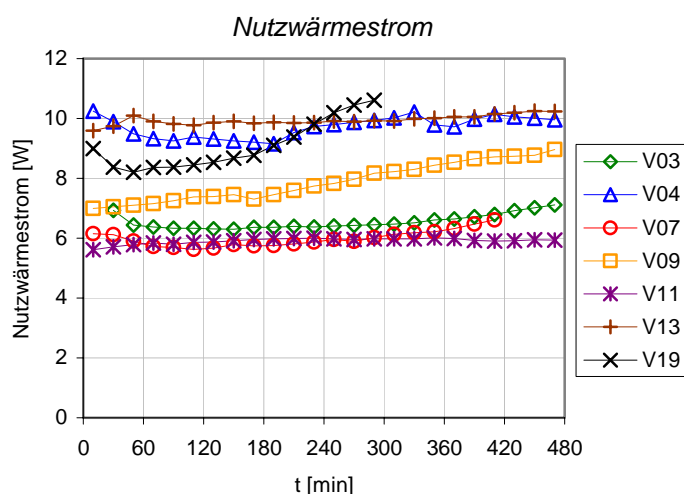


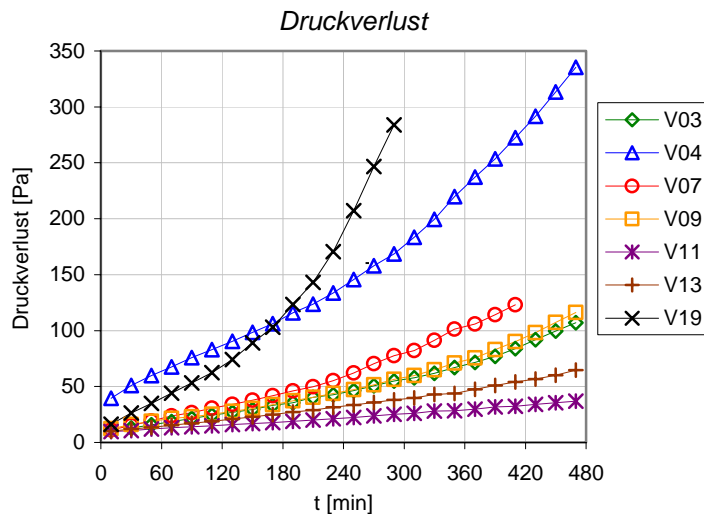
Abb. 8-2: Nutzwärmestrom der Luft

Bei allen Versuchen blieb der Nutzwärmestrom über die Zeit konstant oder hat sogar leicht zugenommen (Abb. 8-2).

Diese leichte Zunahme des Nutzwärmestroms im Versuch V19 kann dadurch erklärt werden, dass durch die Spaltverengung hervorgerufene Abnahme des luftseitigen Widerstandes der Stoff- und Wärmeübertragung die Zunahme des Wärmeleitwiderstandes in der Frostschrift überwiegt (Abb. 5-97). In diesem Versuch ist auch die Vergletscherung des gesamten Kühlers aufgetreten, was in Abschnitt 8.5.4 beschrieben wird.

Am kleinsten ist diese Zunahme bei den Versuchen V11 und V13. Hier ist keine Vergletscherung möglich, da der Taupunkt unterhalb des Tripelpunkts von Wasser liegt. Zudem ist das Konzentrationsgefälle klein, so dass sich nur wenig Frost bildet.

### 8.4.2 Druckverlust



**Abb. 8-3:** Druckverlust über die Verfrosterplatte mit Nocken im Versuchsluftkühler

Aus dem Druckverlust des Luftstroms kann bei gleichen Reynoldszahlen (ausser Versuch V04 haben alle Versuche  $Re = 750$ ) auf die Frostdicke geschlossen werden. Ausser beim Versuch V04 beginnen alle Kurven bei etwa 15 Pa Druckverlust, was dem Druckverlust ohne Frost entspricht. Der Versuch V04 hat schon zu Beginn einen grösseren Druckverlust, da hier die Luftgeschwindigkeit doppelt so gross ist wie bei den anderen Versuchen. Die grösste Zunahme des Druckverlustes war beim Versuch V19 (Abb. 8-3) mit der grössten Frostdicke festzustellen. Dabei nahm gleichzeitig mit der grössten Zunahme des Druckverlusts (nach ca. 200 min bei  $\Delta p = 120$  Pa) auch der Nutzwärmestrom zu. Vergleicht man nun die zeitlichen Verläufe des Druckverlustes mit denjenigen des Nutzwärmestroms, stellt man fest, dass bei einem bestimmten Druckverlust ( $\Delta p$  etwa 80-100 Pa) der Nutzwärmestrom leicht ansteigt. Dieser Anstieg kommt durch den Anstieg des luftseitigen Wärme- und Stoffübergangs zustande, da durch die anwachsende Frostschrift (Spaltverengung) bei gleich bleibendem Luftvolumenstrom die Strömungsgeschwindigkeit der Luft ansteigt.

Inwieweit dieses Phänomen für eine Optimierung genutzt werden kann, muss im LOREF 2 untersucht werden. Mehr Druckverlust bedeutet bei gleichem Luftvolumenstrom auch mehr Ventilatorleistung.

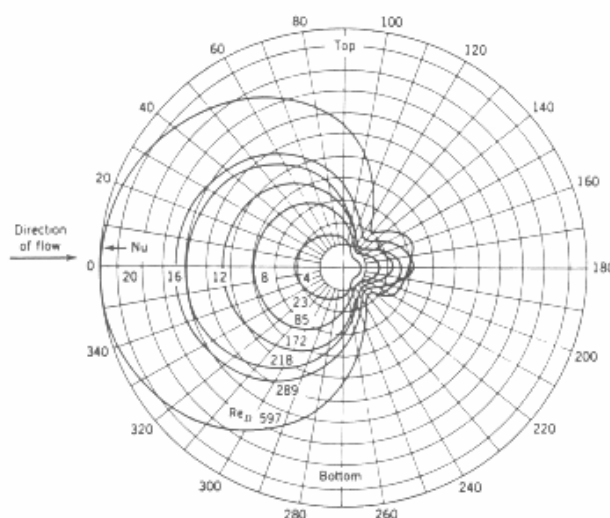
## 8.5 Visuelle Beobachtungen

Für die folgenden Beobachtungen und Interpretationen teilen wir die Frostbildung in die Frostbildung am Verdampferrohr (Nocken) und in die Frostbildung an der Lamelle (ebene Platte) auf.

### 8.5.1 Frostbildung am Verdampferrohr (Nocken)



**Abb.8-4:** Frostbildung am Rohr in der ersten Rohrreihe nach 8 Stunden (Strömung von links nach rechts)  
 $V_{13}$ :  $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=9^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=60\%$ ,  $\Delta T=13$  K



**Abb. 8.5:** Nusseltzahlen am quer angeströmten Zylinder, Bild aus [59]

Allgemein lässt sich feststellen, dass sich auf der Staupunktseite des Nockens (links, Strömungsrichtung immer von links nach rechts) am meisten Frost bildet (Abb. 8-4). Vom Staupunkt bis zum Ablösepunkt weist die Frostschrift praktisch eine konstante Dicke auf. Im Bereich, wo sich die Strömung vom Rohr ablöst (Ablösepunkt), ist die Frostdicke minimal. Danach nimmt die Frostdicke wieder zu.

Durch das gleichmässige Anwachsen der Frostschrift im Staupunkt des Nockens verschiebt sich der Ablösepunkt leicht gegen die Strömungsrichtung nach aussen. Hinter dem Ablösepunkt beginnen sich Wirbel zu bilden, die das Nachlaufgebiet formen.

Diese Frostverteilung entspricht dem azimuthalen Verlauf des Stoff- sowie des Wärmeübergangs um den Nocken. Ein Vergleich mit den Nusseltzahlen an einem quer angeströmten Zylinder bestätigt dies. Qualitativ stimmt die Frostdicke am Rohrumfang in Abb. 8-4 mit den Nusseltzahlen in Abb. 8-5 überein.

Es fällt auf, dass die Frostdicke im Nachlaufgebiet in (Abb. 8-4) im Verhältnis zur Nusseltzahl eher grösser ausfällt. Aufgrund der Analogie zwischen der Wärme- und Stoffübertragung verhält sich die örtlich abgeschiedene Menge Frost ungefähr proportional zur Nusseltzahl. Tatsächlich zeigt sich, dass im Nachlaufgebiet weniger Frost abgeschieden wird, der aber poröser ist und deshalb eine dickere Schicht bildet.



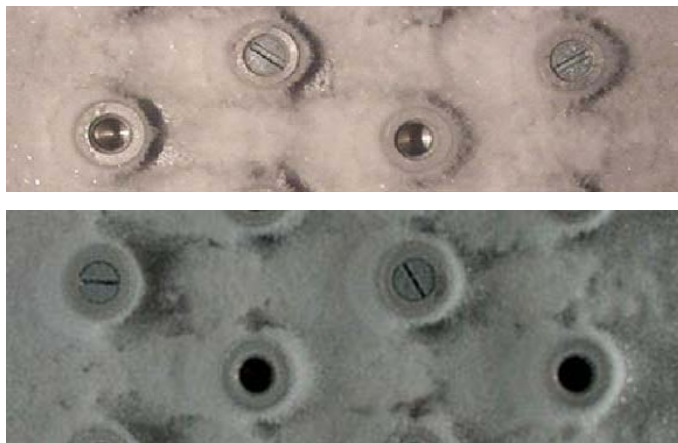
**Abb. 8-6:** Frost am Rohr in allen vier Rohrreihen nach 2 (oberes Bild) und nach 8 Stunden. Strömung von links nach rechts.

V03:  $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=8$  K

Abb. 8-6 oben zeigt einen Ausschnitt der Verfröstungsplatte mit Nocken über die gesamten vier Nockenreihen nach 2 Stunden Frostbildung. Von Reihe zu Reihe nimmt die Frostdicke leeseitig im Verhältnis zur Luv-Seite zu. Dies ist auf die veränderten Anströmungsbedingungen aufgrund der Störungen der vorangehenden Rohrreihen zurück zu führen.

Nach 8 Stunden (Abb. 8-6 unten) hat sich an den Rohren deutlich mehr Frost angesetzt. In den hinteren Rohrreihen ist die Frostdicke, ausser beim Ablösepunkt, fast gleichmässig über den gesamten Umfang verteilt.

Diese gleichmässige Frostdickenverteilung wurde bei allen Versuchen beobachtet, bei denen die Wandtemperatur nicht unter  $-4^\circ\text{C}$  lag. Bei tieferen Wandtemperaturen bildet sich auf der Lee-Seite nur wenig Frost (Abb. 8-7). Eine Erklärung dafür ist: Bei tieferer Wandtemperatur bildet sich nachweislich ein Frost mit einer kleineren Dichte. Dieser „leichte“ Frost kann von den Wirbeln und Turbulenzen im Nachlaufgebiet weggerissen werden.



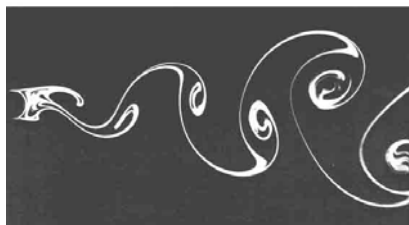
**Abb. 8-7:** Frost am Rohr an allen vier Rohrreihen. Strömung von links nach rechts.

Oben: V19 nach 5 Stunden  
 $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=12$  K

Unten: V04 nach 8 Stunden  
 $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=-2^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=8$  K

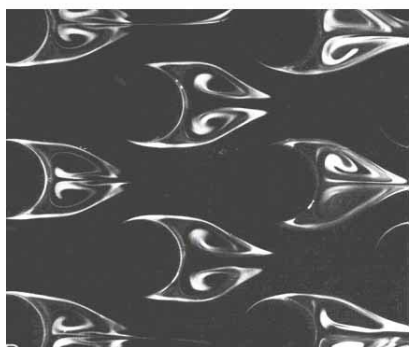
### 8.5.2 Frostbildung an der Lamelle (ebene Zonen auf der VPN 1)

Die Frostablagerung auf der Lamelle (ebene Zonen auf der VPN 1) ist stark von der Strömung abhängig, die durch die Rohre beeinflusst wird. Dazu betrachten wir zuerst eine Strömungsvisualisierung an einem einzelnen quer angeströmten Zylinder (Abb. 8-8).



**Abb. 8-8:** Quer angeströmter Zylinder,  $Re = 140$ , Bild aus [53]

Hinter dem Zylinder bilden sich zwei Wirbel, die gegenseitig einwärts drehen. Abwechselnd lösen sie sich ab und gehen über in die Karman'sche Wirbelstrasse. Die Wirbel lösen sich etwa nach zwei bis drei Durchmessern hinter dem Zylinder ab. Im realen Lamellenluftkühler wird dieser Prozess gerade von der nächsten Rohrreihe beeinflusst. Daraus ergibt sich etwa das Strömungsbild von Abb. 8-9.



**Abb. 8-9:** Nachlaufgebiet von quer angeströmten Zylindern in Dreiecksteilung,  $Re = 3000$ , Bild aus [53]

Der Luftstrom zwischen den Rohren der ersten Rohrreihe teilt sich vor der zweiten Rohrreihe auf, umströmt zu gleichen Teilen das Rohr in der zweiten Rohrreihe und vereinigt sich dabei mit einem daneben liegenden Teilstrom. Dies wiederholt sich in jeder Rohrreihe von neuem. Dadurch wird der Teilstrom abwechselungsweise nach oben und unten umgelenkt. Die Breite der Stromröhre eines Teilstromes bleibt ungefähr gleich gross. Sie wird geformt durch die Zylinder und das Nachlaufgebiet.

In Abb. 8-9 sind Ablösungen der Wirbel am Zylinder (feine Fahnen) oben links und unten links zu beobachten. Es muss auch in unseren Versuchen mit der Verfröstungsplatte mit Nocken bei  $Re = 750$  (1 m/s) und  $Re = 1500$  (2 m/s) mit solchen abgelösten Wirbeln gerechnet werden.



Hinter dem Nocken gibt es auf der VPN 1 nach zwei Stunden eine dünnere Frostschicht, die das Nachlaufgebiet gut wiedergibt (Abb. 8-11). Im Nachlaufgebiet der Nocken ist die ebene Zone der Platte besser sichtbar. Die Form des Nachlaufgebiets entspricht etwa der Form der Wirbel in Abb. 8-9

**Abb. 8-10:** Frostbildung hinter den Rohren der zweiten Rohrreihe nach 2 Stunden

V03:  $w = 1$  m/s,  $\vartheta_L = 4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 85\%$ ,  $\Delta T = 8$  K

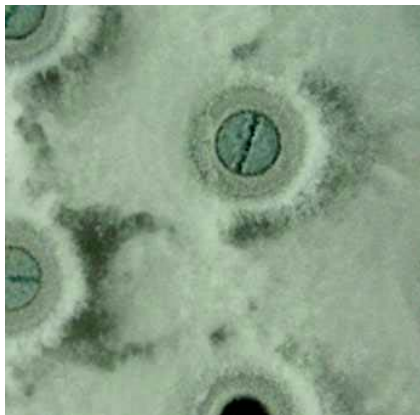




Nach 8 Stunden Frostbildung an der gleichen Stelle hat sich auch hinter dem Nocken Frost gebildet. Durch das Anwachsen der Frostschrift wird das Nachlaufgebiet immer mehr zurückgedrängt und kürzer. In Abb. 8-11 lässt sich das Nachlaufgebiet nur noch schwach erahnen.

**Abb. 8-11:** Frostbildung hinter den Rohren der zweiten Rohrreihe nach acht Stunden  
Grundversuch V03:  $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=8$  K

In Abb 8-12 entstand hinter den Nocken der ersten Reihe ein Loch in der Froststruktur (dunkel), das im Bereich des oberen und unteren Ablösegebiets zwei ausgeprägte Fahnen hat. Diese werden durch die sich einwärts drehenden Wirbel gebildet. Zwischen den beiden Fahnen im Nachlaufgebiet des Nockens, gibt es Frostbildung, die aufgrund der Rückströmung entsteht. Dadurch gelangt feuchte Luft ins Nachlaufgebiet.



**Abb. 8-12:** Frostbildung hinter den Nocken der ersten und zweiten Reihe nach 8 Stunden:  
V13:  $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=9^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=60\%$ ,  $\Delta T=13$  K

Man kann sich nun die Frage stellen, warum sich im Nachlaufgebiet weniger Frost bildet als an anderen ebenen Stellen auf der Verfrosterplatte mit Nocken. Entscheidend sind hier vor allem zwei Phänomene: Erstens können die Wirbel Frostteilchen mitreissen, und zweitens wird durch die Rezirkulation im Wirbel der Wärme- und Stoffübergang gemindert.

Bei lockerem Frost wie in Abb. 8-12 werden durch die grösseren lokalen Geschwindigkeiten in den Wirbeln Frostteilchen mitgerissen oder können sich gar nicht auf der Platte festsetzen. Im Versuch V13 wurden kurzzeitige Anstiege der relativen Feuchte, bis in den übersättigten Bereich, festgestellt, was durch mitgerissene Frostteilchen, welche in die Feuchtemessgeräte gelangt sind, verursacht wurde.

Im Wirbel selber ist die Verweilzeit der feuchten Luft relativ gross. Dadurch nehmen die Temperatur und der Feuchtegehalt ab, und das Gefälle für die Wärme- und Stoffübertragung wird kleiner. Es wird weniger Frost abgeschieden!

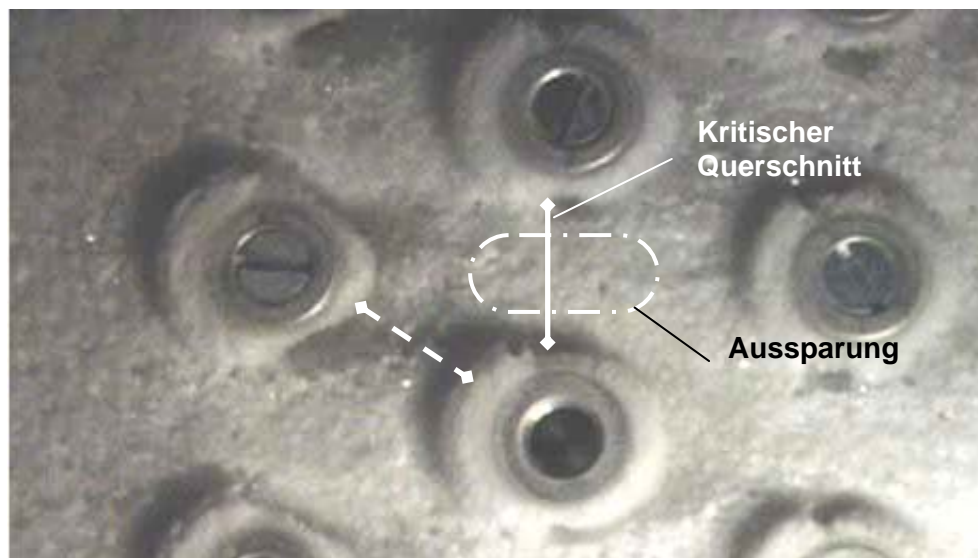
Die Wirbel reissen nicht nur Frost unmittelbar hinter dem Nocken mit, sondern auch auf dem Weg über die VPN 1. Bei der Ablösung werden die Wirbel kleiner und werden durch Erhaltung des Drehimpulses beschleunigt. Treffen diese Wirbel noch auf Objekte, z.B. die quer angeströmten Nocken, so werden sie nochmals weiter beschleunigt und können Löcher in die Frostschrift bohren. In Abb. 8-13 sind so entstandene Löcher in der Frostschrift zu sehen.



**Abb. 8-13:** Löcher im Frost nach 8 Stunden bei V04:  $w=2$  m/s,  $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=8$  K

### 8.5.3 Kritischer Strömungsquerschnitt

Der kleinste Strömungsquerschnitt ist in Bezug auf das Zufrieren der Verfrosterplatte mit Nocken (Lamellenluftkühler) massgebend und wird hier als *kritischer Strömungsquerschnitt* bezeichnet. Bei der Dreiecksteilung (Abb. 8-14) sind die Strömungsquerschnitte bei den Seitenlängen des Dreiecks minimal: Der erste kritische Strömungsquerschnitt ist also *zwischen den Nocken* einer Reihe (in Abb. 8-14 mit der weissen ausgezogenen Linie gekennzeichnet). Der zweite liegt zwischen Nocken aufeinander folgender Reihen (weisse unterbrochene Linie in Abb. 8-14). Die Versuche haben gezeigt, dass das Zufrieren vor allem zwischen den Nocken einer Reihe vorkommt. Die grösste Gefahr für das Zufrieren besteht in den ersten beiden Reihen. Dort ist das Konzentrationsgefälle für die Frostabscheidung am grössten. Der Querschnitt zwischen den Nocken aufeinander folgender Reihen bleibt eher offen, da sich im Nachlaufgebiet nur sehr wenig Frost bildet.



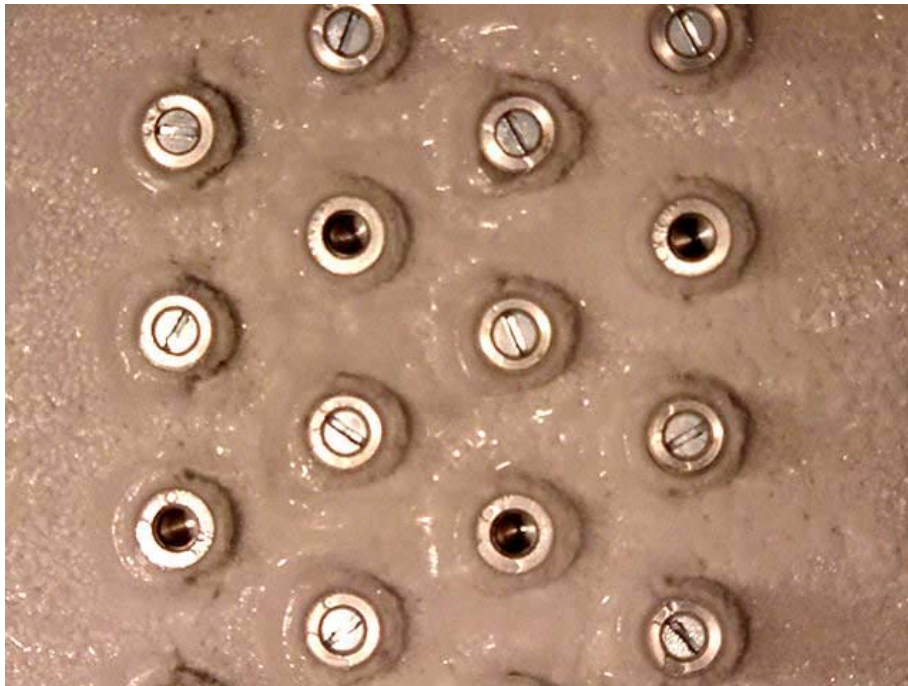
**Abb. 8-14:** Zugefrorene Verfrosterplatte mit Nocken nach 7 Stunden Versuchsdauer. V19:  $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=12$  K

Um das Zufrieren der VPN 1 zu verhindern oder hinauszuzögern, könnte man im kritischen Strömungsquerschnitt eine Aussparung in die Lamelle eines realen Luftkühlers stanzen (wie in Abb. 8-14 für die VPN 1 vorgeschlagen). Die dadurch zu erreichende günstige Frostbildung und der Einfluss des Verlusts an Wärmeübertragerfläche ist am realen Lamellenluftkühler zu untersuchen.



#### 8.5.4 Vergletscherung

Die Vergletscherung der Frostschrift konnte nur bei einem Versuch beobachtet werden (Abb. 8-15).



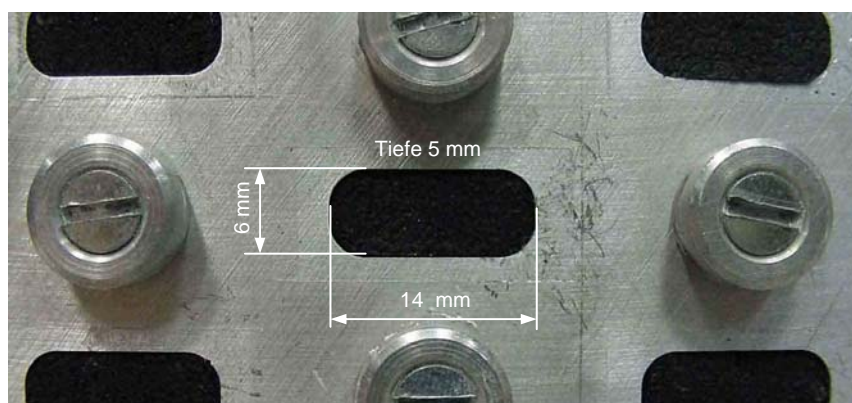
**Abb. 8-15:** Vergletscherung, V09:  $w=1$  m/s,  $\vartheta_L=6^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=8$  K

Die Vergletscherung (glänzende Stellen auf Abb. 8-15) findet vor allem auf der Luv-Seite der Nocken und auf den ebenen Zonen zwischen der ersten und letzten Reihe statt. Ab der letzten Reihe ist die Vergletscherung nur noch gering, da die Taupunkttemperatur der Luft ab dieser Stelle nur noch wenig oberhalb des Tripelpunktes von Wasser liegt.

## 8.6 Modifizierte Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 2

### 8.6.1 Ausgangslage und Geometrie VPN 2

Bei der *modifizierten Verfröstungsplatte (VPN 2) mit Nocken* (Abb. 8-16) wurde der Vorschlag aus Abschnitt 8.5.3 zum Hinauszögern des Zufrierens umgesetzt. Die Verfröstungsplatte mit Nocken (VPN 1) wurde mit zwischen den Nocken liegenden Taschen erweitert: Die mit Isolationsmaterial (Armaflex) gefüllten Taschen simulieren gestanzte Aussparungen in den Lamellen eines realen Luftkühlers. Die gesamte Wärmeübertragerfläche wird dadurch um 8,5 % reduziert. Die Abmessungen sowie die Geometrie der Taschen der VPN 2 sind aufgrund von Beobachtungen an VPN 1 getroffene Annahmen, noch ohne systematische Ermittlung.



**Abb. 8-16:** Fotografie mit Vermessung von modifizierter Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 2 (detaillierte Konstruktionszeichnung in Abb. 4-5)

In Ergänzung zum Versuchsprogramm gemäss Tab. 8-1 sollte in einem zusätzlichen Versuchsprogramm mit der *modifizierten Verfröstungsplatte mit Nocken* festgestellt werden, welche Auswirkungen diese Massnahme (Taschen) auf den Verlauf des Druckverlustes bzw. auf den Nutzwärmestrom hat. Dazu wurden die Versuche V03m, V04m und V19m mit der modifizierten Verfröstungsplatte mit Nocken wiederholt.

Versuchs-Nr.	w [m/s]	$\vartheta_{LE}$ [°C]	$\phi$ [%]	$\vartheta_{LE}-\vartheta_{KW}$ [K]	b [mm]
V03m	1	4	85	8	5
V04m	2				
V19m	1	4	85	12	5

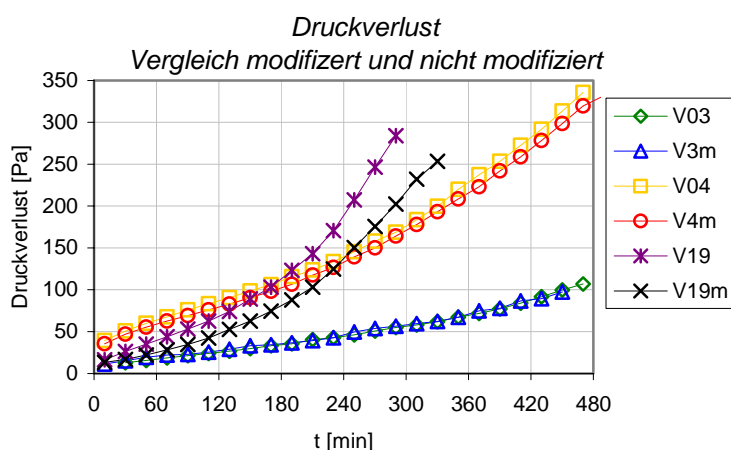
**Tab. 8-2:** Versuchsprogramm der modifizierten Verfröstungsplatte mit Nocken VPN 2

### 8.6.2 Ergebnisse



In Abb. 8-17 ist die Tasche mit Frost beinahe zugewachsen. In der Mitte ist gerade noch ein Schlitz zu erkennen. Die Taschen zwischen den Nocken werden mit der Zeit von Frost überwachsen. Die Frostsicht auf der Isolation ist jedoch deutlich dünner, was bei genauer Beobachtung in Abb. 8-17 bei allen Taschen zu erkennen ist.

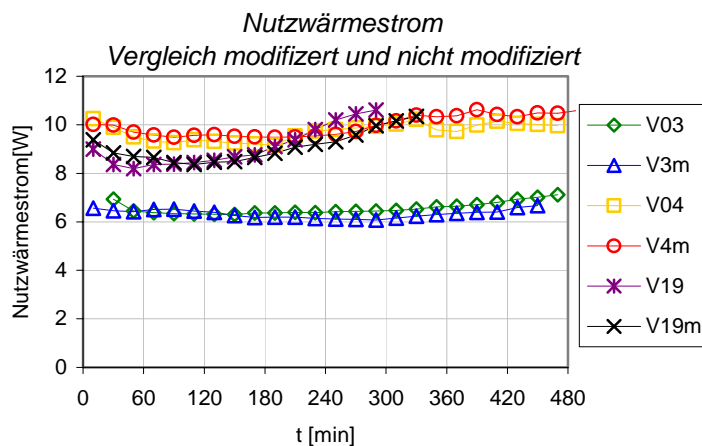
**Abb. 8-17:** Versuch V04m nach 8 Stunden:  
 $w=2 \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_L=4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$ ,  $\Delta T=8 \text{ K}$



Bei grösserer Frostwachstumsgeschwindigkeit wirkte sich die Massnahme mit den Taschen am stärksten aus (Abb. 8-18). Beim Versuch V19m konnte somit der Druckverlust gegenüber V19 um etwa 30 % reduziert werden. Aufgrund dieser Beobachtung kann angenommen werden, dass ein modifizierter realer Lamellenluftkühler mit längeren Betriebszyklen gefahren werden könnte.

**Abb. 8-18:** Vergleich des Druckverlusts zwischen VPN 1 und VPN 2

Keine Verbesserung wurde beim Versuch V03 erreicht. Dazwischen liegt der Versuch V04 mit einer Reduktion des Druckverlustes von etwa 5 %.



**Abb. 8-19:** Vergleich des Nutzwärmestroms zwischen VPN 1 und VPN 2

Der Nutzwärmestrom bei den Versuchen mit VPN 2 ist nur gering kleiner als bei den Versuchen mit VPN 1 (Abb. 8-19) obwohl die Fläche bei der modifizierten Verfröstungsplatte mit Nocken 8.5 % kleiner ist wegen den Taschen.

### 8.6.3 Interpretation und Ausblick

Zusammenfassend können folgende Feststellungen gemacht werden: In den Versuchen mit VPN 2 (Taschen) resultierten gegenüber den Versuchen mit VPN 1 kleinere Druckverluste bei quasi gleichen Nutzwärmeströmen. Am realen Lamellenluftkühler ermöglichen kleinere Druckverluste längere Betriebszyklen. Da die Taschen gefüllt mit Isolationsmaterial in VPN 2 nur eine Annäherung an Aussparungen in den Lamellen eines realen Luftkühlers sind, müssen entsprechende Modifikationen auch am realen Luftkühler experimentell untersucht werden. Zudem müssen die Gestaltung und die Abmessungen der Aussparungen in den Lamellen optimiert werden.

## 9 Symbolverzeichnis

### 9.1 Lateinische Symbole

A	Fläche	$m^2$
$\Delta A$	Fläche eines Längenelements $\Delta z$ (Simulationsprogramm)	$m^2$
a	Höhe des Spaltkanals	m
b	Breite des Spaltkanals	m
$b_0$	Breite des Spaltkanals ohne Frost	m
c	Strahlungskoeffizient	[-]
$c_0$	Konstante zur Berechnung des Diffusionswiderstandes	[-]
$c_1$	Faktor zur Berechnung der Frostdichte	[-]
$c_p$	spezifische Wärmekapazität	J/(kg · K)
$c_{pD}$	spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf	J/(kg · K)
$c_{pE}$	spezifische Wärmekapazität Eis	J/(kg · K)
$c_{pK}$	spezifische Wärmekapazität Kondensat	J/(kg · K)
$c_{pL}$	spezifische Wärmekapazität Luft	J/(kg · K)
d	Durchmesser	m
$d_h$	hydraulischer Durchmesser	m
$d_i$	innerer Durchmesser	m
$d_a$	äusserer Durchmesser	m
D	Diffusionskoeffizient	$m^2/s$
$D_{DL}$	Diffusionskoeffizient Wasserdampf in Luft;	$m^2/s$
$D_{0DL}$	Diffusionskoeffizient Wasserdampf in Luft bei $p_0$ und $T_0$ , $D_{0DL} = 2.25 \cdot 10^{-5}$	$m^2/s$
$\dot{E}$	Exergiestrom;	W
$\dot{E}_Q$	Exergiestrom des Wärmestroms	W
$\dot{E}_{QH}$	Exergiestrom des Heizwärmestroms	W
$\dot{E}_{QU}$	Exergiestrom des Umgebungswärmestroms	W
$\dot{E}_V$	Exergieverluststrom	W
f	Korrekturfaktor für die Wärmeübergangszahl verfrosten	[-]
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	W
$\dot{H}_D$	Enthalpiestrom des Wasserdampfes	W
$\dot{H}_K$	Enthalpiestrom des Kondensats	W
$\dot{H}_L$	Enthalpiestrom der feuchten Luft	W
$\dot{H}_{LA}$	Enthalpiestrom der feuchten Luft am Austritt	W
$\dot{H}_{LE}$	Enthalpiestrom der feuchten Luft am Eintritt	W
$H_E$	Enthalpie von Eis	J
h	spezifische Enthalpie	J/kg
$h_D$	spezifische Enthalpie von Wasserdampf	J/kg
$h_{DA}$	spezifische Enthalpie von Wasserdampf am Luftkühleraustritt	J/kg
$h_{DE}$	spezifische Enthalpie von Wasserdampf am Luftkühlereintritt	J/kg
$h_E$	spezifische Enthalpie von Eis	J/kg
$h_L$	spezifische Enthalpie der trockenen Luft	J/kg
$h_K$	spezifische Enthalpie von Kondensat	J/kg
$h_{LA}$	spezifische Enthalpie der trockenen Luft am Austritt	J/kg
$h_{LE}$	spezifische Enthalpie der trockenen Luft am Eintritt	J/kg

$h_{1+x}$	spezifische Enthalpie der feuchten Luft bezogen auf die Masseneinheit der trockenen Luft	J/kg
$i$	Variable für Nummerierung der Längenelemente $\Delta z$ (Simulationsprogramm)	[-]
$l$	Länge der Verfrosterplatte	m
$L$	Länge (allgemein)	m
$\Delta L$	Länge eines Längenelements (Simulationsprogramm)	m
$Le$	Lewis-Zahl	[-]
$M$	Molare Masse	kg/kmol
$M_L$	Molare Masse von trockener Luft	kg/kmol
$M_D$	Molare Masse von Wasserdampf	kg/kmol
$m$	Masse	kg
$m_F$	Masse des Frostes	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$\dot{m}_D$	Massenstrom des Wasserdampfes	kg/s
$\dot{m}_K$	Massenstrom des Kondensats	kg/s
$\dot{m}_L$	Massenstrom der trockenen Luft	kg/s
$\dot{m}_\delta$	Massenstrom Wasserdampf für die Zunahme der Frostschichtdicke	kg/s
$\dot{m}_p$	Massenstrom Wasserdampf für die Zunahme der Frostdichte	kg/s
$m_A$	flächenspezifische Frostmasse (Frostmasse bezüglich der Verfrosterplattenfläche)	kg/m <sup>2</sup>
$\Delta \dot{m}_D$	in einem finiten Flächenelement diffundierender Dampfmassenstrom	kg/s
$n$	Anzahl Längenelemente $\Delta z$	[-]
$Nu$	Nusselt-Zahl	[-]
$Nu_1$	Nusselt-Zahl 1 (gemäss Berechnung VDI-Wärmeatlas)	[-]
$Nu_2$	Nusselt-Zahl 2 (gemäss Berechnung VDI-Wärmeatlas)	[-]
$Nu_m$	mittlere Nusselt-Zahl (gemäss Berechnung VDI Wärmeatlas)	[-]
$Nu_{m,L,2300}$	Nusselt-Zahl Übergangsbereich (gemäss Berechnung VDI Wärmeatlas)	[-]
$Nu_{m,T}$	Nusselt-Zahl turbulent (gemäss Berechnung VDI Wärmeatlas)	[-]
$Nu_{Rohr}$	Nusselt-Zahl bei Rohrströmung	[-]
$p$	Druck	Pa
$p_D$	Partialdruck von Wasserdampf	Pa
$p_{D_S}$	Partialdruck von Wasserdampf bei Sättigungszustand	Pa
$p_{DG}$	Partialdruck von Wasserdampf an der Phasengrenzschicht	Pa
$\Delta p_{VR}$	Druckverlust bei der Rohrströmung	Pa
$\Delta p_V$	Druckverlust	Pa
$P$	Leistung	W
$P_{el}$	elektrische Leistung	W
$Pr$	Prandtl-Zahl	[-]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{EB}$	Wärmeeinbruch	W
$\dot{Q}_H$	Heizwärmestrom	W
$\dot{Q}_l$	latenter Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{ID}$	latenter Wärmestrom bei Desublimation	W
$\dot{Q}_K$	konvektiver Wärmestrom	W

$\dot{Q}_N$	Nutzwärmestrom	W
$\dot{Q}_U$	Wärmestrom von der Umgebung an die Wärmepumpe	W
$\dot{Q}_s$	sensibler Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{Str}$	Wärmestrom durch Strahlung	W
$\dot{Q}_{tot}$	totaler Wärmestrom	W
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m <sup>2</sup>
$\dot{q}_N$	Nutzwärmestromdichte	W/m <sup>2</sup>
Re	Reynolds-Zahl	[-]
R	spezifischer Wärmeleitwiderstand	(m <sup>2</sup> ·K)/W
R <sub>D</sub>	Gaskonstante für Wasserdampf	J/(kg·K)
R <sub>F</sub>	mittlerer Wärmeleitwiderstand der Frostsicht	(m <sup>2</sup> ·K)/W
R <sub>k</sub>	mittlerer konvektiver Übergangswiderstand der konvektiven Stoff- Wärmeübertragung	(m <sup>2</sup> ·K)/W
R <sub>kS</sub>	mittlerer konvektiver Stoffübergangswiderstand	(m <sup>2</sup> ·K)/W
R <sub>kW</sub>	mittlerer konvektiver Wärmewiderstand	(m <sup>2</sup> ·K)/W
R <sub>0</sub>	totaler Widerstand	(m <sup>2</sup> ·K)/W
R <sub>L</sub>	Gaskonstante für Luft	J/(kg·K)
r <sub>E</sub>	Erstarrungsenthalpie von Wasser	J/kg
r <sub>S</sub>	Sublimationsenthalpie von Wasser	J/kg
r <sub>V</sub>	Verdampfungsenthalpie von Wasser	J/kg
r <sub>i</sub>	Variable r <sub>i</sub> (ist entweder r <sub>i</sub> = r <sub>E</sub> oder r <sub>i</sub> = r <sub>S</sub> )	kJ/kg
Sh	Sherwood-Zahl	[-]
Sc	Schmidt-Zahl	[-]
t	Zeit	s
Δt	Länge eines Zeitschritts (Simulation)	
T	absolute Temperatur	K
T <sub>FO</sub>	Temperatur der Frostoberfläche	K
T <sub>H</sub>	Temperaturniveau des Heizwärmestroms	K
T <sub>L</sub>	Lufttemperatur	K
ΔT	Temperaturdifferenz zwischen Verfröstungsplatte und Luft	K
ΔT <sub>IS</sub>	Temperaturdifferenz über die Isolationsschicht zur Wärmestrombestimmung	K
T <sub>U</sub>	Umgebungstemperatur	K
U	innere Energie	J
U <sub>E</sub>	innere Energie von Eis	J
u	spezifische innere Energie	J/kg
u <sub>E</sub>	spezifische innere Energie von Eis	J/kg
$\dot{V}$	Volumenstrom der feuchten Luft	m <sup>3</sup> /s
w	Strömungsgeschwindigkeit bei b <sub>0</sub> (Spaltweite ohne Frost)	m/s
w <sub>VF</sub>	Strömungsgeschwindigkeit bei Verfröstung	m/s
x	Feuchtegehalt der Luft	[-]
x <sub>A</sub>	Feuchtegehalt der Luft am Austritt des VLK	[-]
x <sub>E</sub>	Feuchtegehalt der Luft am Eintritt des VLK	[-]
x <sub>G</sub>	Feuchtegehalt der Luft an der Phasengrenzschicht	[-]
Δx	Feuchtedifferenz	[-]
z	Koordinate in Richtung der Versuchsluftkühler-Achse	m

## 9.2 Griechische Symbole

$\alpha$	Wärmeübergangszahl	$W/(m^2 \cdot K)$
$\alpha_m$	mittlere Wärmeübergangszahl	$W/(m^2 \cdot K)$
$\alpha_{VF}$	Wärmeübergangszahl bei Verfrosterung	$W/(m^2 \cdot K)$
$\beta$	Stoffübergangszahl	m/s
$\beta_{VF}$	Stoffübergangszahl bei Verfrosterung	m/s
$\beta_{VF_a}$	Stoffübergangszahl bei Verfrosterung aus Analogie	m/s
$\delta$	Schichtdicke	m
$\delta_F$	Frostschichtdicke	m
$\delta_{IS}$	Dicke der Isolationsschicht zur Wärmestrombestimmung	m
$\delta_{F0}$	Startfrostsichtdicke (Simulationsprogramm)	m
$\varepsilon$	Leistungszahl	[-]
$\varepsilon_{rev}$	Leistungszahl einer reversiblen Wärmepumpe	[-]
$\varepsilon_F$	Emissionsgrad von Frost	[-]
$\varepsilon_{Plexiglas}$	Emissionsgrad von Plexiglas	[-]
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante	J/K
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\vartheta_E$	Temperatur des Eises	°C
$\vartheta_{FO}$	Frostoberflächentemperatur	°C
$\vartheta_G$	Grenzschichttemperatur	°C
$\vartheta_K$	Temperatur des Kondensats	°C
$\vartheta_{KW}$	Kühlwandtemperatur (Verfrosterungsplattentemperatur)	°C
$\vartheta_{KW_{PD}}$	Kühlwandtemperatur bei Partialdesublimation	°C
$\vartheta_{KW_{PK}}$	Kühlwandtemperatur bei Partialkondensation	°C
$\delta_{IS}$	Kühlwandtemperatur (Verfrosterungsplattentemperatur)	°C
$\vartheta_L$	Temperatur der Luft	°C
$\vartheta_{LA}$	Temperatur der Luft am Austritt des VLK	°C
$\vartheta_{LE}$	Temperatur der Luft am Eintritt des VLK	°C
$\vartheta_{TP}$	Taupunkttemperatur der feuchten Luft	°C
$\gamma$	Analogiefaktor;	[-]
	Symbol wird auch für Berechnung der Nusselt-Zahl im VDI-Wärmeatlas verwendet (im Bericht in Gl. 6.25 und 6.26)	
$\eta$	Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{ex}$	exergetischer Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{Carnot}$	Carnotwirkungsgrad	[-]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_{CD}$	Wärmeleitfähigkeit durch Wärmeleitung innerhalb der Frostsicht	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_D$	Wärmeleitfähigkeit durch Diffusion innerhalb der Frostsicht	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_F$	Wärmeleitfähigkeit von Frost	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_E$	Wärmeleitfähigkeit von Eis	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_{IS}$	Wärmeleitfähigkeit der Isolationsschicht	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_L$	Wärmeleitfähigkeit der Luft	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_P$	Wärmeleitfähigkeit parallel	$W/(m \cdot K)$
$\lambda_S$	Wärmeleitfähigkeit seriell	$W/(m \cdot K)$



$\lambda_R$	Widerstandsbeiwert der Rohrströmung	[-]
$\mu_0$	Diffusionswiderstand	[-]
$\varphi$	relative Luftfeuchte	%
$\nu$	kinematische Viskosität der feuchten Luft	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_D$	partielle Wasserdampfdichte	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{DG}$	partielle Wasserdampfdichte an der Grenzschicht	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_E$	Dichte von Eis	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_F$	Dichte von Frost	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{F0}$	Startfrostdichte (Simulationsprogramm)	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_L$	Dichte von feuchter Luft	kg/m <sup>3</sup>
$\zeta$	Grösse für die Berechnung des Wärmeübergangs im VDI Wärmeatlas	[-]

## 10 Literaturverzeichnis

### 10.1 Bücher

#### 10.1.1 Frost- und Eisbildung an gekühlten Platten

- |     |               |  |
|-----|---------------|--|
| [1] | Herbert Egolf | Grundlagen zur experimentellen Bestimmung der Bereifung von Luftkühlern, Diss. ETH Zürich, Nr. 7509, 1984                  |
| [2] | Andreas Lüer  | Reifbildung an parallelen gekühlten Platten eines mit feuchter Luft laminar durchströmten Kanals, Diss. TU Darmstadt, 1998 |

#### 10.1.2 Frost- und Eisbildung in Luftkühlern, Lamellen mit quer angeströmten Rohren

- |     |                 |  |
|-----|-----------------|--|
| [3] | Helmut Lotz     | Wärme- und Stoffaustauschvorgänge in bereifenden Lamellenrippen-Luftkühlern im Zusammenhang mit deren Betriebsverhalten, Diss. TH Aachen, 1968 |
| [4] | Per Falén       | Frosting and Defrosting of Air-Coils, Teknologtryck Calers, Göteborg, 1996   |
| [5] | C.Th.Sanders    | Frost formation: The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers, 1974                                       |
| [6] | Lambertus Prins | Wärme- und Stoffübertragung in einem quer angeströmten bereifenden Luftkühler, 1955  |
| [7] | J.W.J. Bouma    | Frosting and defrosting behaviour of outdoor air-coils of air source heat pumps, 1981  |
| [8] | Rudolf Plank    | Handbuch der Kältetechnik, Band 6, Teil B Wärmeaustauscher, Springer Verlag, 1988  |

#### 10.1.3 Andere Bücher im Zusammenhang mit der Frostbildung und Beschichtungen

- |      |               |   |
|------|---------------|---|
| [9]  | Hein Auracher | Wasserdampfdiffusion und Reifbildung in porösen Stoffen VDI Forschungsheft 566, VDI-Verlag Düsseldorf, 1974 |
| [10] | G.Poots       | Ice and snow accretion on structures  |

## 10.2 Fachzeitschriften

### 10.2.1 Frost- und Eisbildung an gekühlten Platten

- |      |   |   |
|------|---|---|
| [11] | Y. Hayashi, K. Aoki,<br>H. Yuhara             | Study of Frost Formation Based on a Theoretical Model of the Frost Layer, Heat Transfer-Japanese Research 6, 79-94, 1977  |
| [12] | Y. Hayashi, K. Aoki,<br>S. Adachi, K. Hori    | Study of Frost Properties Correlating With Frost Formation Types, J. Heat Transfer 99, 239-245, 1977  |
| [13] | T. Hosoda, T. Uzuhashi                        | Effects of Frost on the Heat Transfer Coefficient, Hitachi Review 16, 254-259, 1967   |
| [14] | J.D. Yonko, C.F. Sepsy                        | An Investigation of the Thermal Conductivity of Frost While Forming on a Flat Horizontal Plate, ASHREA Trans. 73, Part I 1.1-1.11, 1967                             |
| [15] | H.W. Schneider                                | Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.21 pp.1019-1024, 1978                          |
| [16] | S. Kamei, T. Mizushima,<br>S. Kifune, T. Koto | Research on the frost formation in a low temperature cooler, The Japan Science Review 2 (3), 317-326, 1952  |
| [17] | Y.-X. Tao; R.W. Besant;<br>K.S. Rezkallah     | Measurement and correlation of frost properties with airflow over a flat plate, J. Heat Transfer, 1992  |
| [18] | Y.-X. Tao; R.W. Besant;<br>K.S. Rezkallah     | A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate, J. Heat Transfer 36, 353-363, 1993                                       |
| [19] | N. Seki; S. Fukusako;<br>K. Matsuo; S. Uemura | An analysis of incipient frost formation, W- und SÜ 19, 9-18, 1985  |
| [20] | S.A. Serif; S.P. Raju;<br>M.M. Padki          | A semi-empirical transient method for modeling frost formation on a flat plate, Rev. Int. Froid 16, 321-329, 1993   |
| [21] | H. Saito, I. Tokura,<br>K. Kishinami          | A study on frost formation (dimensionless parameters correlating density and thickness of frost layer), Heat Transfer-Japanese Research, vol: 13, no:4, 76-88, 1985 |
| [22] | A.Z. Sahin                                    | An experimental study on the initiation and growth of frost formation on a horizontal plate, Experimental Heat Transfer, 7: 101-119, 1994                           |
| [23] | A.Z. Sahin                                    | An analytical study of frost nucleation and growth during the crystal growth period, Heat and Mass Transfer 30 (1995) 321-330, Springer-Verlag, 1995                |
| [24] | M.C. Chuang                                   | The frost formation on parallel plates at very low temperature in a humid air stream, ASME publication, 1976  |
| [25] | Y.-X. Tao, W. Stewart Jr.                     | Frost formation and heat transfer in cold environment, 1995   |
| [26] | Chin-Hsiang Cheng,<br>Chiuan-Che Shiu         | Frost formation and frost crystal growth on cold plate in atmospheric air flow, 2002  |

- [27] Kwan-Soo Lee, Woo-Seung Kim, Tae-Hee Lee A one-dimensional model for frost formation on a cold flat Surface, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 40, No. 18, pp. 4359-4365, 1997
- [28] Rin Yun, Yongchan Kim, Man-ki Min Modelling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 362-371
- [29] Chin-Hsiang Cheng, Yu-Chic Cheng Predictions of frost growth on a cold plate in atmospheric air, 2001
- [30] K.A.R. Ismail, C.S. Salinas Modeling of frost formation over parallel cold plates, International Journal of Refrigeration 22, 425-441, 1999
- [31] S. M. Sami, T. Duong Numerical prediction of frost formation on cooled heat exchangers, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 81-94, 1988

### 10.2.2 Frost- und Eisbildung in Luftkühlern, Lamellen mit quer angeströmten Rohren

- [32] Cees H. M. Machielsen Bereifung und Abtauung von Luftkühlern: Theoretische Gesichtspunkte, Versuchsergebnisse, Standart NEN 1876, Systemoptimierung; Ki Klima-Kälte-Heizung, 1982, 10, S. 361-363
- [33] M. Ehrbar, B. Hubacher Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern , Bundesamt für Energie 2000
- [34] J. Alber, E. Macchi Luftkühler- Leistungsverhalten mit vereister Oberfläche, Die Kälte und Klimatechnik, 6-12, 1997
- [ 35] D. Sehker, H. Karatas, N. Egrican Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I – Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration 27 (2004) 367-374
- [36] D. Sehker, H. Karatas, N. Egrican Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part II – Experimental investigation of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration 27 (2004) 375-377
- [37] A. F. Emery, B.L. Siegel Experimental measurements of the effects of frost formation on heat exchanger performance, Department of Mechanical Engineering University of Washington Seattle, Washington
- [38] K. Ogawa, N. Tanaka, M. Takeshita Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions, ASHREA Transactions: Symposia, CH-93-2-4, 762-771
- [39] H. R. Gabathuler, J. Cizmar, E. Zahnd Messungen an Retrofit-Wärmepumpen, Phase 2, Bundesamt für Energie, Schlussbericht, 2002
- [40] T. Kopp, M. Deller Wärmequelle Luft für Retrofit-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, Schlussbericht, 2002

**10.2.3 Andere Zeitschriften im Zusammenhang mit der Frostbildung und Beschichtungen**

- |      |  |   |
|------|--|---|
| [41] | H. Auracher                            | Effective Thermal Conductivity of Frost, Heat and Mass Transfer in Refrigeration and Cryogenics, Hemisphere, 285-302, 1987  |
| [42] | R. Östin, G. Johansson                 | A Polymeric Approach to Counteract Frosting in Air to Air Heat Exchangers, Institute of Technology in Stockholm, Sweden   |
| [43] | E.U. Okoroafor, M. Newborough          | Minimising Frost growth on cold surfaces exposed to humid air by means of crosslinked hydrophilic polymeric coatings, Applied Thermal Engineering 20, 737-758, 2000 |
| [44] | X.M. Wu, Ralph L. Webb                 | Investigation of the possibility of frost release from a cold surface, Experimental Thermal and Fluid Science 24, 151-156, 2001                                     |
| [45] | D.N. Anderson, A.D. Reich              | Tests of the Performance of Coatings for low ice adhesion, National Aeronautics and Space Administration, January 1997, Cleveland Ohio                              |
| [46] | E.U. Okoroafor, M. Newborough          | Minimising frost growth on cold surfaces exposed to humid air by means of crosslinked hydrophilic polymeric coatings, Applied Thermal Engineering 20 (2000) 737-758 |
| [47] | Sung Jhee, Kwan-Soo Lee, Woo-Seung Kim | Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behaviour of a fin tube heat exchanger, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 1047-1053          |
| [48] | P. Hoffmann, G. Kulik, M. Zehnder      | Oberflächenbehandlung zur Vereisungsverringerung, Bundesamt für Energie, Schlussbericht September 2003,   |
| [49] | M.A. Dietenberger                      | Generalised correlation of the water frost thermal conductivity, Int. J. Heat mass Transfer, Vol. 26, No. 4, pp.607-619, 1983                                       |

### 10.3 Sonstige Quellen

- |      |                              |  |
|------|------------------------------|--|
| [50] | M. Imfeld                    | Konzept zur Optimierung der Geometrie von Lamellen-Luftkühlern; Diplomarbeit 2003 HTA Luzern   |
| [51] | G. Santarella                | Experimentelle und theoretische Untersuchung des Verbesserungspotentials von Luft/Wasser-Wärmepumpen bei Frost- und Eisbildung am Luftkühler durch Exergie-Analyse; Diplomarbeit 2003 HTA Luzern               |
| [52] | T. Stirnimann                | Die Kühlung feuchter Luft unterhalb des Tau- und Gefrierpunktes an hydrophob beschichteten Lamellen-Wärmeübertragern; Diplomarbeit 2003 HTA Luzern   |
| [53] | M. Van Dyke                  | An album of fluid motion, The Parabolic Press 1982   |
| [54] | T. Tresch                    | Theorie und mathematisch-physikalische Modellbildung der Partialkondensation und –Desublimation von Dampf-Gasgemischen durch kryogene Kühlung zum Erreichen hoher Gasreinheiten; Diplomarbeit 2002, HTA Luzern |
| [55] | Stefan Kaufmann              | Kondensation von Dampf aus Gemischen mit inertem Gas: Effiziente Trennung statt Nebelbildung, Fortschritt-Berichte VDI Nr. 609.  |
| [56] | R. Britschgi:                | Berichte zum dEfROSt-Projekt, Hochschule Technik+Architektur Luzern  |
| [57] | H.G. Hirschberg              | Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagenbau, Springer-Verlag 1999  |
| [58] | Verein Deutscher Ingenieure  | VDI-Wärmeatlas, 9. überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag 2002  |
| [59] | E.R.G. Eckert<br>E. Soehngen | Trans. A.S.M.E., 74, 346 (1952)  |
| [60] | H.R. Graf                    | Lärmreduktion bei Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen, Bundesamt für Energie, 2002  |

## **A1 Vergleich der Frostbildung und der Abtauung zwischen einer beschichteten und einer unbeschichteten ebenen Verrostungsplatte**

Im Projekt LOREF 1 wurde auch untersucht, ob eine geeignete *Oberflächen-Beschichtung* eines Lamellenluftkühlers die Frost- und Eisbildung sowie die Abtauung günstig verändern kann. Durch Beeinflussung der Keimbildung zu Beginn der Frostbildung soll eine dichtere Frostschrift entstehen. Ausserdem soll das Abtauen mit Anschmelzen durch die Beschichtung gefördert werden.

Die Untersuchungen über die Bildung und Abtauung von Frost- und Eisschichten auf einer *beschichteten ebenen Verrostungsplatte* wurden als Diplomarbeit [52] durchgeführt. Das Ziel dieser Arbeit war, die Versuchsergebnisse der beschichteten und der unbeschichteten Verrostungsplatte zu vergleichen. Es konnten vorwiegend qualitative Ergebnisse erzielt werden und es ist schwierig klare Folgerungen aus den gemachten Versuchen zu erzielen, da die Unterschiede zwischen beschichteter und unbeschichteter Platte klein sind.

### **A1.1 Phosphonsäure-Beschichtung der ebenen Verrostungsplatte**

Bisherige Arbeiten über die *Oberflächen-Beschichtung von Lamellenluftkühlern* haben keine eindeutigen Erkenntnisse über die geeigneten Eigenschaften einer Beschichtung gebracht (Abschnitt. 3.2). In diesem Projekt erhoffte man mit der Beschichtung die Frost- und Eisbildung zu vermindern oder Frost mit hoher Dichte und somit hoher Wärmeleitfähigkeit auf dem Lamellenluftkühler zu erreichen. Ausserdem sollte die Abtauung durch *Anschmelzen* möglich werden. Der grösste Teil der Frostschrift soll dabei auf einem Wasserfilm von den Lamellen abgleiten und nicht mit hohem Energieaufwand geschmolzen werden.

An der ETH Lausanne wurde das BFE-Projekt „Oberflächenbehandlung zur Vereisungsverringerung“ [48] durchgeführt. Zwei unterschiedliche Beschichtungen wurden hergestellt und an Ausschnitten von Lamellenluftkühlern experimentell untersucht. Dabei hat sich auf dem mit Phosphonsäure beschichteten Lamellenluftkühler weniger Frost abgesetzt als auf dem unbeschichteten. Dadurch verlief auch der Abtauvorgang schneller. Um den Frostbildungsmechanismus und den Abtauprozess detaillierter zu untersuchen, wurde eine ebene Verrostungsplatte von der ETH-L mit Phosphonsäure beschichtet und an der HTA Luzern untersucht.

## A1.2 Versuchsprogramm

Die *Frostbildung* wurde mit drei verschiedenen Versuchsbedingungen je für die beschichtete und die unbeschichtete Platte untersucht (Tab. A1-1). Die Versuche wurden nach einer, nach drei und nach acht Stunden abgebrochen, um die abgeschiedenen Frostmassen durch Wägen zu bestimmen.

Versuchs- Bezeichnung	$w_L$ [m/s]	$\vartheta_{Le}$ [K]	$\varphi$ [%]	$\vartheta_{Le}-\vartheta_W$ [K]	$b$ [mm]
V04, b	2	4	85	8	12
V07, b	1	-2	85	8	12
V10, b	1	7	85	8	12

**Tab. A1-1:** Versuchsprogramm für die Frost- und Eisbildung an der beschichteten ebenen Frostbildungsplatte

Als Lufteintrittsbedingungen für die Versuche der Frostbildung wurden die Temperaturen  $-2^\circ\text{C}$ ,  $4^\circ\text{C}$  und  $7^\circ\text{C}$  bei jeweils 85% relativer Luftfeuchte gewählt. Die Versuche V04 mit der Lufteintrittstemperatur  $4^\circ\text{C}$  und V10 mit der Lufteintrittstemperatur  $7^\circ\text{C}$  stellen den kritischen Bereich des Betriebs einer Wärmepumpe dar: Die hohe absolute Feuchte hat ein schnelles Frostwachstum zur Folge. Bei diesen Lufteintrittsbedingungen treten in der Frostschrift häufig Schmelzeffekte auf, woraus eine Vergletscherung entsteht. Im Versuch V07 ist die Lufteintrittstemperatur unter dem Gefrierpunkt von Wasser und deshalb ist keine Vergletscherung der Frostschrift möglich.

Bei den Versuchen über die Abtauung muss zuerst eine Frostschrift aufgebaut werden (Abschnitt 7.2). Das Versuchsprogramm der Abtauung für die unbeschichtete Verfrosterplatte beinhaltet unterschiedliche Bedingungen für den Frostaufbau und somit unterschiedliche Eigenschaften des Frosts. Die Abtauung erfolgt mit  $70^\circ\text{C}$  heisser Sole aus einem Thermostatenbad (Abschnitt 7-3).

Für die experimentelle Untersuchung der Abtauung auf einer beschichteten Platte wurden die Versuche V07 und V10 gewählt (aus gleichen Überlegungen wie in Abschnitt 7.3): Beim für LW-WP kritischen Zustandsbereich der Aussenluft von Versuch V10 mit einer Lufteintrittstemperatur von  $7^\circ\text{C}$  ist Vergletscherung der Frostschrift möglich. Vergletscherung nicht möglich ist beim Versuch V07 mit einer Lufteintrittstemperatur von  $-2^\circ\text{C}$ .

Versuchs-Nr. (Versuchsbedingungen)	Zeit für den Frostaufbau $t$ [h]	flächenspezifische Frostmasse $m_A$ [g/m <sup>2</sup> ]
V07 ( $w_L=1\text{m/s}$ , $\vartheta_L=-2^\circ\text{C}$ , $\varphi=85\%$ , $\Delta T=8\text{K}$ )	5.2	187
V10 ( $w_L=1\text{m/s}$ , $\vartheta_L=7^\circ\text{C}$ , $\varphi=85\%$ , $\Delta T=8\text{K}$ )	6.2	363

**Tab. A1-2:** Versuchsprogramm für die Abtauung an der beschichteten ebenen Verfrosterplatte



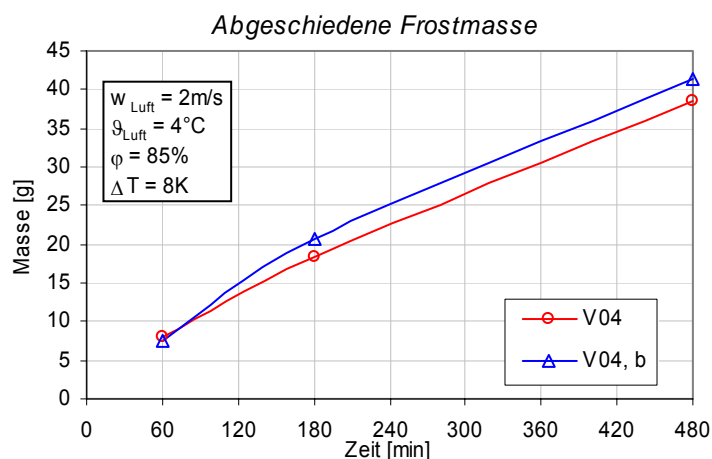
### A1.3 Vergleich der *Frostbildung* zwischen unbeschichteter und beschichteter ebener Verfröstungsplatte

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Grössen der Frostbildung einer beschichteten und einer unbeschichteten ebenen Verfröstungsplatte miteinander verglichen. Dazu wurden die Messungen für beide Verfröstungsplatten bei den drei verschiedenen Versuchsbedingungen ausgewertet.

Beim Versuch V04 (Abschnitt 8.3.1) hat sich auf der beschichteten Platte Frost mit etwas grösserer Dichte abgeschieden. Bei den beiden Versuchen V07 und V10 (Abschnitt 8.3.2) wurde kein Unterschied zwischen beschichteter und unbeschichteter Verfröstungsplatte festgestellt.

#### A1.3.1 Frostbildung bei Versuch V04

##### *Verlauf der abgeschiedenen Frostmasse*



**Abb. A1-1:** Abgeschiedene Frostmasse

Die abgeschiedene Frostmasse ist die nach einer Zeit  $t$  auf der Verfröstungsplatte akkumulierte Frostmasse. Sie wurde jeweils für jede Versuchsbedingung nach 1h, nach 3h und nach 8h durch Abbruch des Versuchs und durch eine Wägung des Frosts bestimmt. Für die Versuchsbedingungen bei V04 hat sich in der Zeit zwischen einer und drei Stunden auf der beschichteten Verfröstungsplatte 2.5g mehr Frost abgeschieden als auf der unbeschichteten Platte (Abb. A1-1). Das macht nach 3h Versuchsdauer etwa eine um 13% höhere Frostmasse aus. Zwischen 3h und 8h Versuchsdauer hat sich auf beiden Platten die gleiche Frostmasse abgeschieden.

## Frosteigenschaften

Die Frostdicke wurde an fünf verschiedenen Stellen entlang der Verfröstungsplatte mit Laserdistanzsensoren gemessen. Die Distanz „z“ in den Diagrammen mit den lokalen Frostdicken-Verläufen (Abb. A1-2) bezeichnet den Abstand des jeweiligen Laserdistanzsensors von der Eintrittskante der Vereisungsplatte. Die lokale Frostdicke hat für die beschichtete und die unbeschichtete Verfröstungsplatte an allen Stellen etwa den gleichen Verlauf.

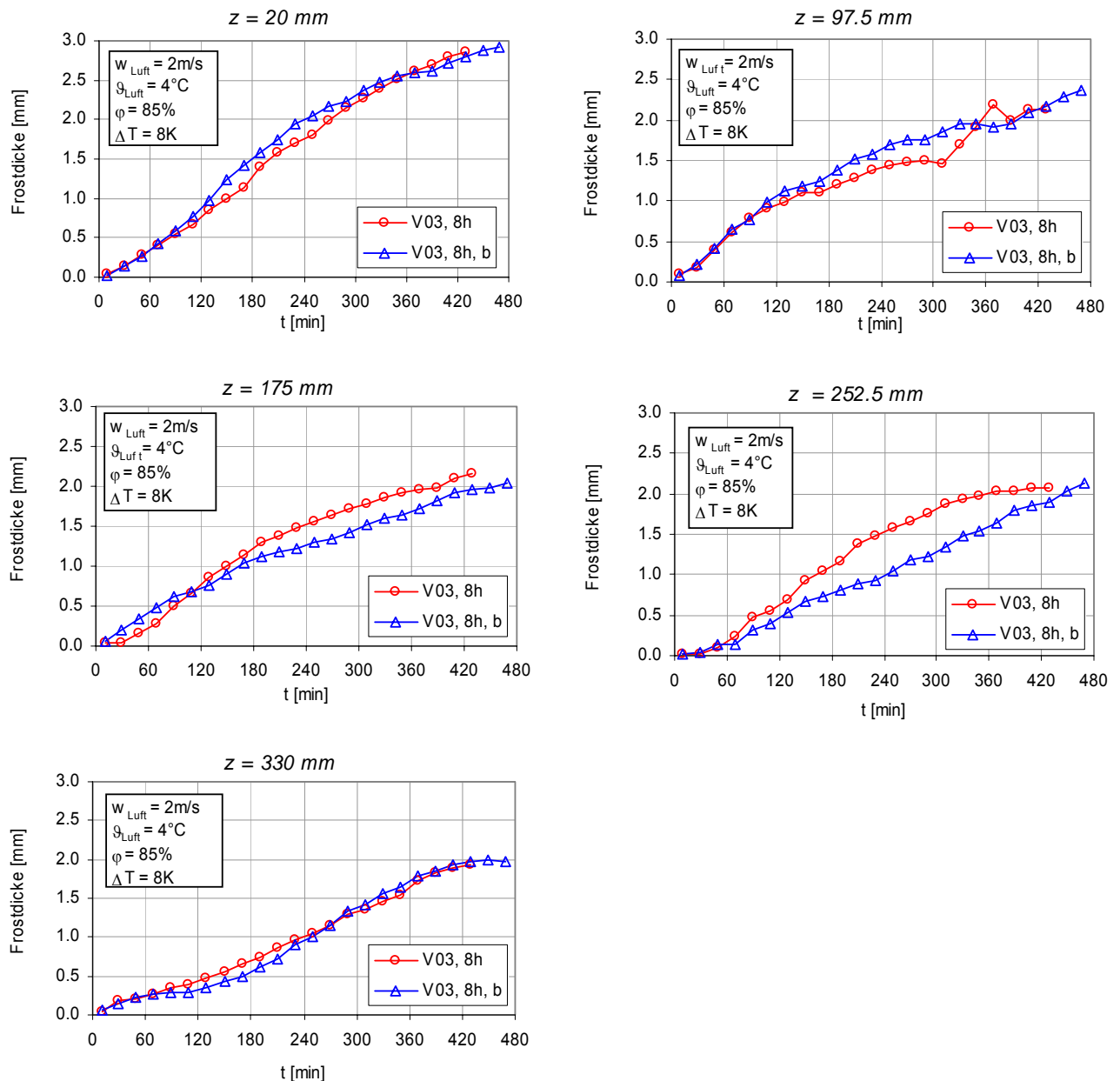
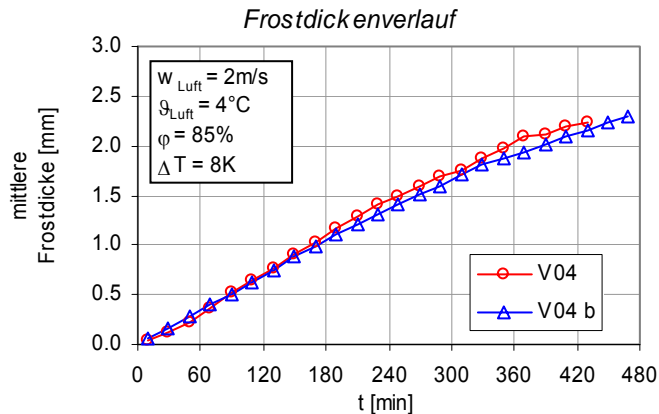
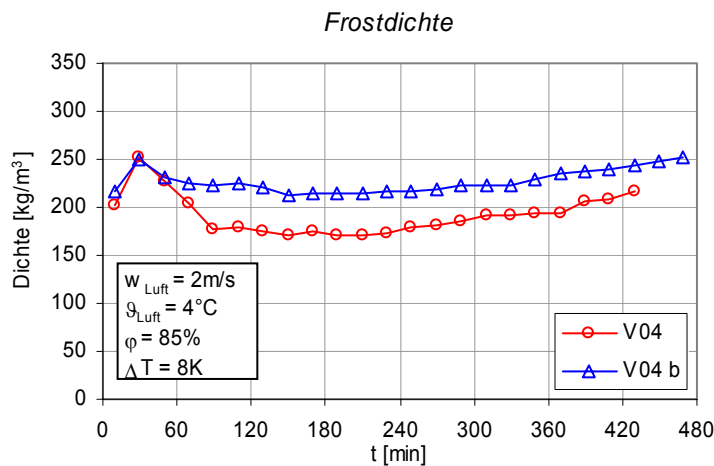


Abb. A1-2: Lokale Frostdickenverläufe



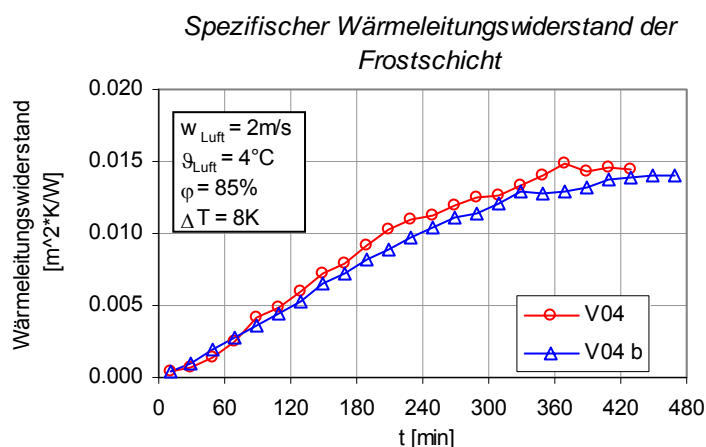
**Abb. A1-3:** Mittlerer Frostdickenverlauf

Der Mittelwert des Frostdickenverlaufs (Abb. A1-3) berechnet aus den fünf Einzelmessungen mit den Laserdistanzsensoren ist bei der beschichteten Verfestungsplatte marginal kleiner als bei der unbeschichteten.



**Abb. A1-4:** Mittlere Frostdichte

Durch die grössere abgesetzene Frostmasse und die dennoch dünnere Frostsicht ergibt sich eine höhere Dichte der Frostsicht auf der beschichteten Platte (Abb. A1-4). Nach 300 min beträgt die Frostdichte auf der beschichteten Platte ca. 225 kg/m<sup>3</sup>, auf der unbeschichteten etwa 185 kg/m<sup>3</sup>.

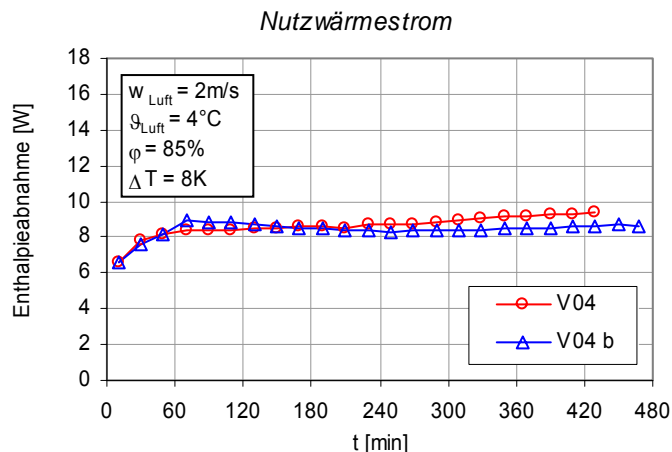


**Abb. A1-5:** Spezifischer Wärmeleitungswiderstand der Frostsicht

Der spezifische Wärmeleitungswiderstand ist bei der Frostsicht auf der beschichteten Verfestungsplatte ab 120 min Versuchsdauer etwa 10% kleiner als bei der unbeschichteten Platte (Abb. A1-5). Dies kann durch die höhere Frostdichte erklärt werden.

## Wärmeübertragung

In den ersten zweieinhalb Stunden ist der Nutzwärmestrom (Abb. A1-6) der beschichteten Verfröstungsplatte grösser als für die unbeschichtete: Innerhalb dieses Zeitraums hat sich auf der beschichteten Platte mehr Frost abgeschieden, was gleichbedeutend mit einem grösseren latenten Wärmestrom durch Desublimation ist.

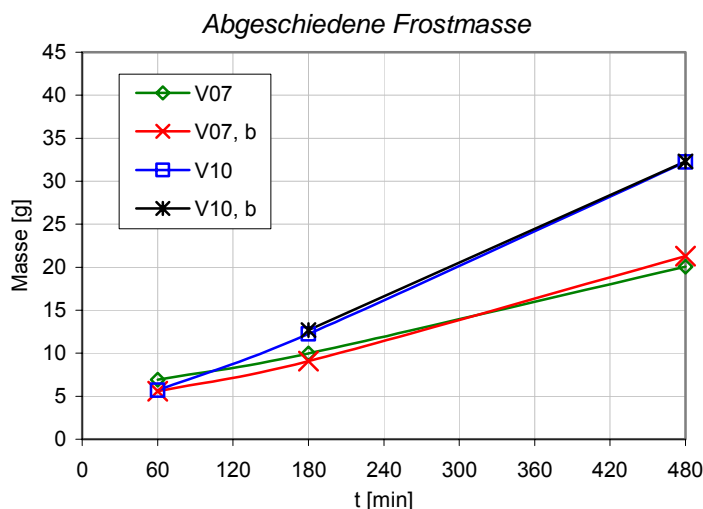


**Abb. A1-6:** Nutzwärmestrom

Für beide Verfröstungsplatten ist der Nutzwärmestrom trotz unterschiedlichen Eigenschaften der Frostschrift etwa gleich gross. Er müsste für die beschichtete Platte höher sein als für die unbeschichtete, da der Wärmewiderstand durch die Frostschrift kleiner ist. Die Unterschiede zwischen der beschichteten und unbeschichteten Verfröstungsplatte sind im Verhältnis zu den Messunsicherheiten klein. Wie bereits erwähnt ist es schwierig, aus den Messungen Ergebnisse mit eindeutiger Aussagekraft zu erhalten.

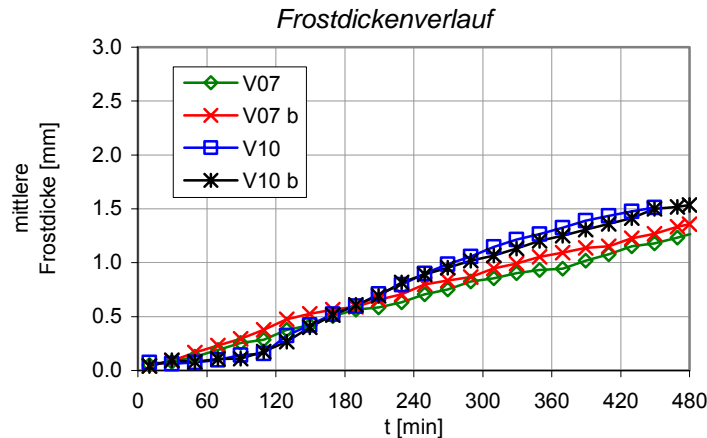
### A1.3.2 Frostbildung bei V07 und V10

Bei den Versuchen V07 und V10 sind zwischen beschichteter und unbeschichteter Verfröstungsplatte keine Unterschiede in den Frosteigenschaften und in der Wärmeübertragung festgestellt worden.

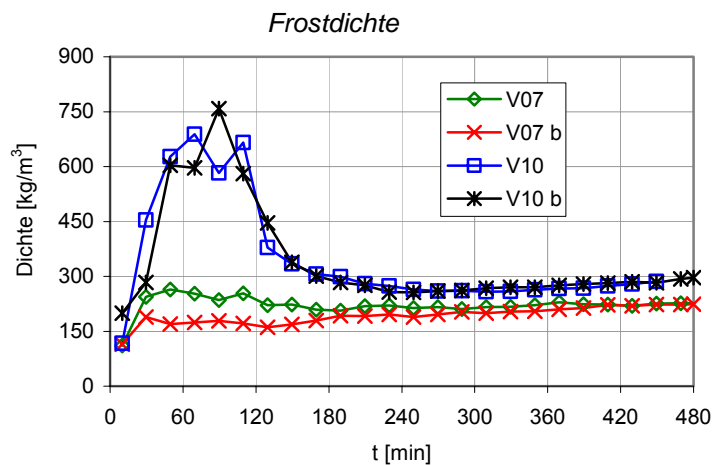


Bei den gleichen Versuchsbedingungen hat sich auf der unbeschichteten und der beschichteten Platte gleich viel Frost abgeschieden.

**Abb. A1-7:** Verlauf der abgeschiedenen Frostmasse (durch Wägen nach 1, 3 und 8h bestimmt)



**Abb. A1-8:** Verlauf der mittleren Frostdicken



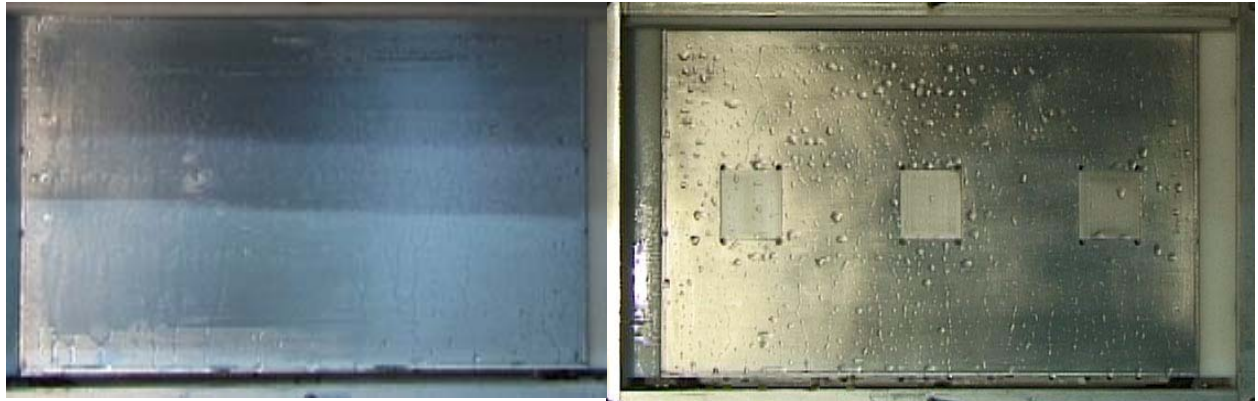
**Abb. A1-9:** Mittlere Frostdichte

Die Verläufe der Frostdicke (Abb. A1-8) und der Frostdichte (Abb. A1-9) weisen ebenfalls keine eindeutigen Unterschiede zwischen beschichteter und unbeschichteter Verfestigungsplatte auf.

Die beiden Versuche V07 und V10 zeigen bei beschichteter und unbeschichteter Verfestigungsplatte das für ihre Versuchsbedingungen typische Verhalten: Beim Versuch V09 entstehen in den ersten 90 Minuten aufgrund der Platten-temperatur nur wenig unterhalb des Gefrierpunkts von Wasser grosse unterkühlte Tropfen, welche eine hohe Dichte aufweisen. Beim Versuch V07 mit tiefer Verfestigungsplattentemperatur entstehen nur sehr kleine unterkühlte Tropfen, es beginnt fast unmittelbar die zweite Phase der Frostbildung mit Frost von kleiner Dichte.

#### **A1.4 Vergleich zwischen unbeschichteter und beschichteter ebener Verfröstungsplatte bezüglich der Abtauung**

Bei der Abtauung hat sich die beschichtete Verfröstungsplatte am Ende des Abtauvorgangs als vorteilhaft erwiesen. Bei keinem der Versuche waren Tropfen haften geblieben (Abb. A1-10). Bei Versuch V07 befanden sich auf der unbeschichteten Platte zahlreiche Tropfen, welche nicht mehr abgeflossen sind. Auf der beschichteten Platte befanden sich am Ende des Versuchs keine Tropfen mehr.



**Abb. A1-10:** Ebene Verfröstungsplatten am Schluss des Abtauens bei Versuch V07: Links die beschichtete und rechts die unbeschichtete Platte.

Der Abtauvorgang und die Abtauzeit sind bei allen Versuchsbedingungen für die beschichtete und unbeschichtete Verfröstungsplatte gleich gewesen. Beim Versuch V10 ist bei beiden Platten sichtbar, dass das Abtauen mit Anschmelzen (Abgleiten der Frostschrift auf einem Schmelzwasserfilm) stattfinden kann. Nachdem ein Teil des Frosts geschmolzen war und somit die ganze Frostschrift in Schneematsch verwandelt wurde, ist dieser von der Platte abgeglitten (Abschnitt 7.4.2).

#### **A1.6 Diskussion der Ergebnisse und Folgerungen**

Die Abtauversuche haben gezeigt, dass die Beschichtung die Tropfenbildung nach der Abtauung verhindern kann. Tropfen zwischen den Lamellen eines Luftkühlers gefrieren beim folgenden Heizzyklus der Wärmepumpe an. Sie bewirken bereits eine erste Strömungsquerschnittsverringering. Wenn viele Tropfen zwischen den Lamellen anfröieren, wird deshalb der nachfolgende Heizzyklus kürzer sein.

Bessere Eigenschaften hatte die beschichtete Verfröstungsplatte gegenüber der unbeschichteten beim Versuch V04 in den ersten drei Stunden der Frostschriftbildung gezeigt. Auf der beschichteten Platte hat sich Frost mit höherer Dichte abgeschieden. Die Unterschiede zur unbeschichteten Platte waren jedoch nicht so gross, dass durch die bessere Frostwärmeleitfähigkeit auf der beschichteten Platte ein grösserer Nutzwärmestrom resultierte. Bei den anderen beiden Versuchsbedingungen hat die beschichtete Verfröstungsplatte keine besseren Frosteigenschaften hervorgebracht, was vermuten lässt, dass die Beschichtung dafür kaum geeignet ist.