

Zyklische Wasserverdampfer für Adsorptionskälteanlagen

Herausforderungen eines vereisenden Betriebs, Teil 2



Autoren

(v.l.): Rahel Volmer^{1*}, Thomas Nonnen², Adrian da Silva Moreira¹, Gerrit Földner^{1**}, Lena Schnabel¹, Ralph Herrmann², ¹Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, ²Fahrenheit GmbH, Halle (Saale); *rahel.volmer@posteo.de, **gerrit.foldner@ise.fraunhofer.de

Wasser als Kältemittel · vereisende Verdampfung · Sublimation · Adsorptionskältemaschine

Wasser ist aus thermodynamischer und ökologischer Sicht ein attraktives Kältemittel, jedoch verhindert seine hohe Gefrier-temperatur bisher, dass Temperaturanforderungen nahe und unter 0 °C bedient werden können. Der vorliegende Beitrag befasst sich mit der Frage, ob und wie dieser – in der industriellen Kühlung sehr relevante – Temperaturbereich auch für Sorptionskälteanlagen mit Kältemittel Wasser erschlossen werden könnte. Konkret wird dabei die Technologie einer Adsorptionskältemaschine mit zyklisch betriebem Verdampfer-Kondensator betrachtet, wobei Letzterer in die Vereisung gefahren wird. Überlegungen zeigen, welche Auswirkungen ein vereisender Betrieb auf die Funktionalitäten von Verdampfer und Anlage hat und welche Anforderungen an Konstruktion und Betriebsweise sich daraus ergeben. Weiterhin wird dargestellt, wie eine vereisende Verdampfung an einem bestehenden Messaufbau ermöglicht werden konnte. Testmessungen an einem Rippenrohrverdampfer belegen die Funktionsfähigkeit eines alternativen Dampfsenke-Konzepts und demonstrieren, dass eine vereisende Verdampfung mit Kältemittel Wasser grundsätzlich möglich ist.



Cyclically-operated water evaporators for adsorption chillers – Challenges of operation under freezing conditions, Part 2

water as refrigerant · freezing evaporation · sublimation · adsorption chiller

Water is an attractive refrigerant, both from a thermodynamical and ecological point of view. However, its high freezing temperature currently precludes meeting temperature demands around and below 0 °C. This article addresses the question if and how the cooling market for this temperature range – which represents a quite relevant share of industrial cooling – could be opened up for sorption chillers with the refrigerant water. In particular, the technology of an adsorption chiller with cyclically-operated evaporator-condenser is considered, of which the latter is run into freezing conditions. Considerations reveal how a freezing operation mode affects the functionalities of evaporator and system, and which requirements it involves regarding construction and operation. In addition, the paper illustrates how evaporation under freezing conditions was enabled at an existing measurement setup. Test measurements with a finned-tube evaporator prove the suitability of an alternative vapor sink concept and demonstrate that evaporation with the refrigerant water under freezing conditions is generally feasible.



Der erste Teil dieses Artikels wurde in der vorangegangenen Ausgabe der KI (04/2023) veröffentlicht. Darin wurde zunächst aufgezeigt, dass den Vorteilen von Wasser als natürlichem Kältemittel diverse Herausforderungen entgegenstehen. Eine wesentliche Herausforderung ist die hohe Gefrier-temperatur, die das Einsatzspektrum entsprechender Kältemaschinen aktuell deutlich einschränkt. Von diesem Sachverhalt leitet sich die zentrale Fragestellung des Arti-

kels ab: Könnte mithilfe eines kontrolliert vereisenden Betriebs der Nutztemperaturbereich thermisch betriebener Kältemaschinen mit Kältemittel Wasser auf nahe oder unter 0 °C ausgeweitet werden? Für den konkreten Fall einer Adsorptionskältemaschine mit zyklisch betriebem Verdampfer-Kondensator wurde herausgearbeitet, welche Implikationen ein vereisender Betrieb des Verdampfers mit sich brächte und welche Anpassungen dafür in Systemkonzepti-

on, Konstruktion und Betriebsweise vorgenommen werden müssten. Schließlich wurde im ersten Teil des Artikels ein Messaufbau und Messkonzept für die Vermessung von Verdampfer-Wärmeübertragern mit dem Kältemittel Wasser vorgestellt.

Im vorliegenden zweiten Teil des Artikels wird nun zunächst erläutert, in welchen Aspekten das Messkonzept des vorhandenen Messaufbaus angepasst wurde, um Verdampfer im vereisenden Be-

trieb vermessen zu können. Zu einem dieser Aspekte, dem Dampfsenke-Konzept, werden anschließend Testmessungen aus zwei verschiedenen Umsetzungsvarianten vorgestellt, gefolgt von einer Zusammenfassung.

4 Vermessung von vereisenden Verdampfern: Anpassungen des Messkonzepts

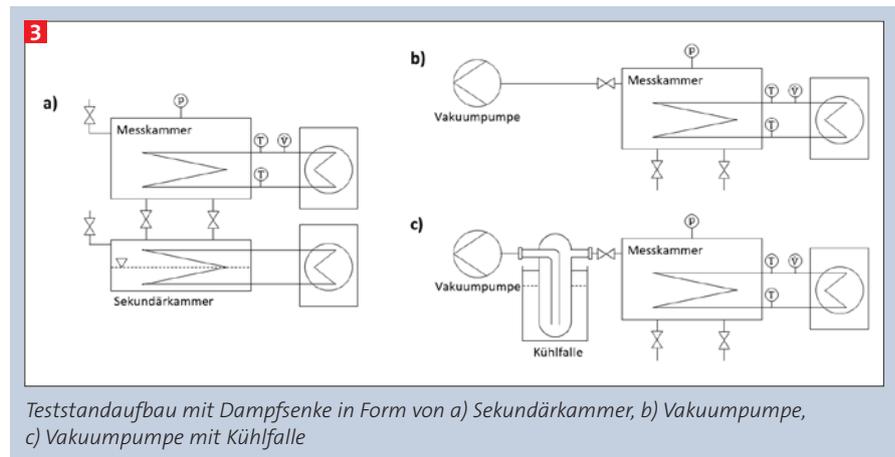
Wie in Kapitel 2, Teil 1 (siehe KI 04/2023) dargestellt, impliziert ein vereisender Betrieb stark veränderte Randbedingungen für die Funktionsweise von Verdampfer und Kältemaschine. Auch für die Vermessung von Verdampfern am vorgestellten Teststand ergeben sich besondere Anforderungen, die eine Anpassung des Messaufbaus, Messablaufs und der Auswertungsmethodik erfordern. Einige dieser Aspekte werden an dieser Stelle diskutiert.

Dampfsenke

Für vereisende Verdampfungsmessungen ist eine Verwendung der Sekundärkammer als Dampfsenke nicht möglich. Um eine treibende Temperatur- bzw. Druckdifferenz zum Verdampferprüfling erzeugen zu können, müsste sie ebenfalls auf Temperaturen unter 0 °C temperiert werden, was ein Einfrieren des Kältemittelreservoirs zufolge hätte. Der entstehende Eisblock könnte einerseits zu Beschädigungen führen, andererseits könnte aufgrund der ungünstigen Wärmetransporteigenschaften keine ausreichende treibende Kraft erzeugt werden. Als alternative Dampfsenke wird für die vereisenden Messungen daher eine direkt an die Messkammer angeschlossene Vakuumpumpe (ölfreie Scrollpumpe) verwendet (vgl. Abb. 3 b). Als zusätzliche Aufbauvariante kann eine Kühlfalle in einem Flüssigstickstoffbad zwischen Messkammer und Vakuumpumpe geschaltet werden (vgl. Abb. 3 c). Die Auswirkungen der Kühlfalle auf den Verdampfungsprozess werden in Kapitel 5 diskutiert.

Frostgeschütztes Wärmeträgerfluid

Wie bereits in Kapitel 2 im allgemeinen Kontext dargestellt, so muss auch im Falle des Teststands ein frostgeschütztes Wärmeträgerfluid für den Messkammerkreis verwendet werden, um vereisende Messungen durchführen zu können. Nachdem im ursprünglichen Aufbau Wasser zum Einsatz kam, wurde dieses nun durch ein Ethylenglycol-Wasser-Gemisch mit einer Glycolkonzentration von



ca. 33 Gew.-% (Frostschutztemperatur: ca. -17 °C) ersetzt. Aufgrund der höheren Viskosität des Glycolgemischs ist die Pumpencharakteristik im Vergleich zu Wasser verschoben und es können nur noch geringere maximale Volumenströme realisiert werden. Die abweichenden thermophysikalischen Stoffdaten führen darüber hinaus zu einem veränderten Wärmeübertragungsverhalten. Für die Messdatenauswertung wurden Stoffdatenkorrelationen (insbesondere Dichte ρ_{Fl} und spezifische Wärmekapazität $c_{p,Fl}$ von Melinder [7] für das Ethylenglycol-Wasser-Gemisch herangezogen. Die Verwendung dieser Daten bringt eine gewisse Unsicherheit mit sich, da nicht bekannt ist, wie gut der Korrelationssatz das tatsächlich eingesetzte Ethylenglycolprodukt beschreibt und da die Konzentrationsbestimmung unsicherheitsbehaftet ist.

Stoffdaten des Kältemittels

Für die Datenauswertung vereisender Messungen werden zudem Stoffdaten des Kältemittels Wasser für den Temperaturbereich unterhalb des Tripelpunkts benötigt, insbesondere die Sättigungstemperatur in Abhängigkeit des Dampfdrucks, $\vartheta_{sat}(p_{MK})$. Der zuvor verwendete Standard IAPWS-IF97 [6] der „International Association for the Properties of Water and Steam“ (IAPWS) umfasst nicht den benötigten Temperaturbereich unterhalb des Tripelpunkts, daher wurde nun für die Dampfdruckkurve im Dampf-Feststoff-Gleichgewicht eine Gleichung aus dem Korrelationssatz IAPWS-95 [8] implementiert (vgl. Abb. 2, KI 04/2023). Für die Berechnung der Sättigungstemperatur aus dem Dampfdruck wurde eine iterative Ermittlung der Umkehrfunktion der Dampfdruckkorrelation in die Auswertung integriert.

Ermittlung der verdampften Kältemittelmasse

Im Falle von Messungen deutlich über 0 °C kann aus der bilanzierten Wärmeleistung des Wärmeträgerfluids der Dampfmassenstrom (und die noch auf dem Prüfling befindliche Kältemittelmasse) ermittelt werden, mit der Verdampfungsenthalpie des Kältemittels als Proportionalitätsfaktor. Bei vereisenden Messungen ist das nicht immer möglich: Befindet sich das gesamte System unterhalb des Tripelpunkts und das Kältemittel damit im gefrorenen Zustand, so kann die verdampfende Masse ebenfalls mithilfe der Sublimationsenthalpie bestimmt werden. Bei Betrieb in unmittelbarer Nähe zum Tripelpunkt kann das Kältemittel auf dem Verdampfer jedoch in drei Phasen vorliegen. In diesem Fall kann nicht ohne Weiteres zugeordnet werden, welcher Anteil der bilanzierten Wärmeleistung auf eine Verdampfung/Sublimation zurückzuführen ist und welcher auf Schmelzvorgänge. Um die tatsächlich in die Dampfphase übergegangene Masse zu ermitteln, kann z.B. eine kontinuierliche Wägung des Wärmeübertragers vorgenommen werden. Ein solches Vorgehen ist für die hier vorgestellte laufende Messreihe angedacht, wurde jedoch zum aktuellen Zeitpunkt noch nicht umgesetzt.

Prozessparameter und Messunsicherheiten

Wie in Kapitel 2 erläutert, können bei Verdampfungsmessungen unter 0 °C aufgrund der Druckbedingungen und der entsprechenden Stoffeigenschaften des Wassers keine hohen Verdampfungsleistungen erzielt werden. Dies hat für die Vermessung zufolge, dass bei gängigen Strömungsgeschwindigkeiten des Wärmeträgerfluids nur geringe Temperatur-



Rippenrohrwärmeübertrager im vereisten Zustand

differenzen zwischen Vorlauf und Rücklauf zu verzeichnen sind, die wiederum hohe Messunsicherheiten in den Auswertungsgrößen nach sich ziehen. Durch Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit kann die Messunsicherheit der Temperaturmessung begrenzt werden. Zwangsläufig ergibt sich dadurch jedoch auch ein schlechterer hydraulikseitiger Wärmeübergang, was unter Umständen eine genaue Bestimmung des kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten erschweren kann.

5 Testmessungen zur Bewertung von Dampfsenke-Konzepten

Eine für vereisende Messungen notwendige Modifikation des Teststandaufbaus und Messkonzepts ist die Implementierung einer alternativen Dampfsenke, wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert wurde. Um die Eignung der beiden beschriebenen Dampfsenke-Varianten – Vakuumpumpe versus Vakuumpumpe mit Kühlfalle – zu evaluieren, wurden zwei entsprechende Testmessungen durchgeführt. Der vermessene Prüfling P1 ist ein Rippenrohrwärmeübertrager aus Kupfer (Innendurchmesser: 15,57 mm, Außendurchmesser zwischen Rippen spitzen: 19,05 mm, Rippenhöhe: 0,9 mm, Rippenteilung: 0,635 mm) mit glatter Innenwand, verschaltet in sechs Parallelrohren und zwei Pässen (vgl. Abb. 4).

In beiden Messungen wurde in der Kondensationsphase des Prüflings der Messkammerkreis auf eine Solltemperatur von +5 °C temperiert, bei einem Volumenstrom von 12,8 L/min (entspricht $v = 0,19$ m/s bzw. $Re = 845$). Die Solltemperatur der Sekundärkammer wurde auf +15 °C eingestellt. Die Dauer der Kondensationsphase betrug 15 Minuten. Für die Verdampfungsphase wurde eine Soll-

temperatur von -5 °C für den Messkammerkreis vorgegeben, wobei der Volumenstrom auf ca. 1 L/min ($v = 0,014$ m/s bzw. $Re = 43$) gedrosselt wurde. Durch die Temperaturabsenkung auf -5 °C in der vorangegangenen Temperierphase ist davon auszugehen, dass das Kältemittel zum Start der Verdampfung weitgehend im gefrorenen Zustand vorlag.

In der Verdampfungsphase (bzw. Sublimationsphase) wurden nun die zwei unterschiedlichen Dampfsenke-Varianten angewandt, die in Kapitel 4 erläutert wurden: In Messung Nr. 18 wurde die Vakuumpumpe unmittelbar an die Messkammer angeschlossen (vgl. Abb. 3 b); in Messung Nr. 20 wurde zusätzlich eine Kühlfalle zwischen Vakuumpumpe und Messkammer geschaltet (vgl. Abb. 3 c). Abb. 5 zeigt den Druckverlauf in der Messkammer während der Verdampfungsphase. Bei Messung 18 liegt der Startwert des Drucks in der Verdampfungsphase bei ca. 0,45 kPa, was in etwa dem Sättigungsdruck der tatsächlichen anfänglichen Mitteltemperatur des Wärmeträgerfluids von ca. -4,1 °C entspricht. In den ersten 6 Stunden findet nur ein sehr geringfügiger Druckabfall statt und erst danach sinkt der Druck stärker. Man kann schlussfolgern, dass die Vakuumpumpe in den ersten Stunden der Verdampfungsphase nur zu einer schwachen Absenkung des Systemdrucks in der Lage ist.

Betrachtet man in Abb. 6 (links) die Vorlauf- und Rücklauf-temperatur des Wärmeträgerfluids im Prüfling von Messung 18, so fällt zunächst auf, dass die Rücklauf-temperatur konstant oberhalb der Vorlauf-temperatur liegt. Dies ist auf die Wärmegewinne aus der Umgebung in den Wärmeübertrager zurückzuführen. Der Abfall der Rücklauf-temperatur

deutet auf einen Wärmeentzug durch Verdampfung bzw. Sublimation hin; allerdings ist die Verdampfungsleistung offenbar geringer als die der Wärmegewinne aus der Umgebung.

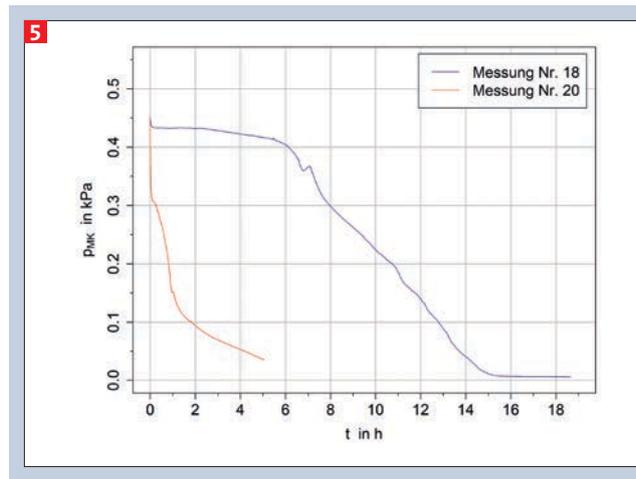
Vergleicht man nun im gleichen Diagramm die Sättigungstemperatur $\vartheta_{sat}(p_{MK})$ des Messkammerdrucks mit den Fluidtemperaturen, dann fällt auf, dass die Sättigungstemperatur zu Beginn nur geringfügig unterhalb der Vorlauf-temperatur verläuft und deutlich oberhalb der Rücklauf-temperatur liegt. Dies bedeutet, dass zu Beginn nur im Vorlaufbereich des Wärmeübertragers überhaupt eine treibende Temperaturdifferenz vorhanden sein kann, die einen Verdampfungsprozess ermöglicht. Im Rücklaufbereich hingegen liegt etwa bis ca. 4 Stunden eine negative treibende Temperaturdifferenz vor, die sogar zu einer lokalen Resublimation von Wasserdampf und damit zu einem Anwachsen der Eisschicht in der Umgebung des Fluidaustritts führen könnte. Diese gegenläufigen Tendenzen führen dazu, dass die logarithmisch gemittelte Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ als globale Größe der treibenden Temperaturdifferenz laut Gleichung 3 (KI 04/2023) in der Anfangsphase (erste 4 Stunden) nicht definiert ist, wie in Abb. 7 (links) ersichtlich wird. Der kA -Wert kann entsprechend in diesem Bereich ebenfalls nicht berechnet werden (vgl. Abb. 7, rechts) und in der darauffolgenden Phase nimmt er aufgrund großer Berechnungssensitivitäten unrealistisch hohe Werte an. Druck- und Temperaturverläufe von Messung Nr. 18 zeigen also, dass die Saugleistung der Vakuumpumpe zu Beginn der Verdampfungsphase allein nicht ausreicht, um einen nennenswerten Druckgradienten bzw. eine nennenswerte treibende Tem-

peraturdifferenz aufzubauen. Eine sinnvolle Auswertung der Messdaten ist unter diesen Bedingungen nicht möglich.

Um eine größere treibende Kraft für den Verdampfungsprozess zu generieren, wurde in Messung Nr. 20 – bei ansonsten gleichen Messbedingungen – eine Kühlfalle in Flüssigstickstoff zwischen Messkammer und Vakuumpumpe geschaltet (vgl. Abb. 3 c). Aufgrund der extrem niedrigen Siedetemperatur des Stickstoffs von -196 °C wird auf der inneren Oberfläche der Kühlfalle ein entsprechend niedriger Sättigungsdampfdruck des Wassers erzeugt (rechnerisch in der Größenordnung von 10^{-25} kPa).

Aus Abb. 5 wird ersichtlich, dass nun bei Messung 20 der Messkammerdruck direkt zu Beginn der Messung stark abfällt, vom Ausgangswert $0,45\text{ kPa}$ auf ein kurzes Plateau bei etwa $0,31\text{ kPa}$. Die Sättigungstemperatur (vgl. Abb. 6, rechts) fällt zu Beginn entsprechend auf ein kurzes Plateau bei etwa $-8,2\text{ °C}$, was deutlich unter Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgerfluids liegt. Folglich kann grundsätzlich auf der gesamten Oberfläche des Wärmeübertragers eine lokal positive treibende Temperaturdifferenz vorliegen. Die logarithmisch gemittelte Temperaturdifferenz ist über den gesamten Zeitraum der Verdampfungsmessung definiert, wie Abb. 7 (links) zeigt. Direkt zu Beginn steigt sie auf etwa 2 K an und nimmt im weiteren Verlauf kontinuierlich zu, was belegt, dass eine nennenswerte treibende Kraft für den Verdampfungsprozess gegeben ist.

Der dynamische kA -Wert der Verdampfung/Sublimation kann für Messung Nr. 20 ebenfalls über den gesamten Zeitraum berechnet werden (vgl. Abb. 7,

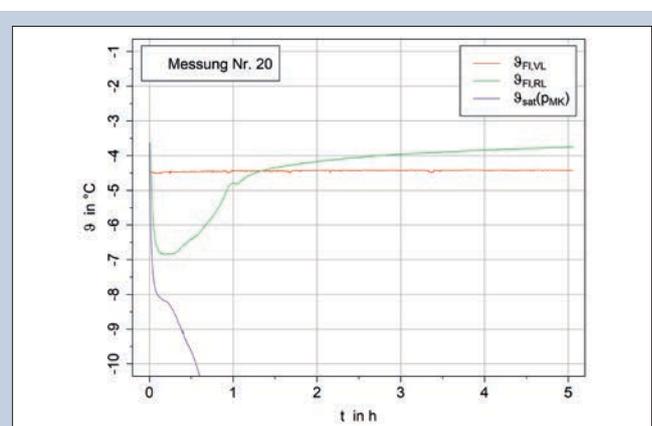
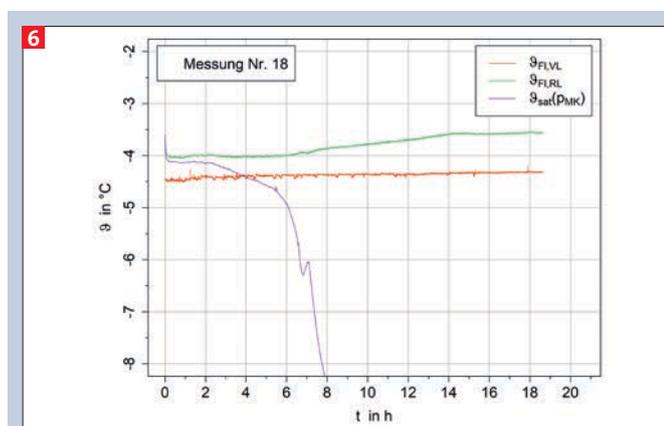


Druckverläufe in der Messkammer in der Verdampfungsphase; Messung 18 und Messung 20

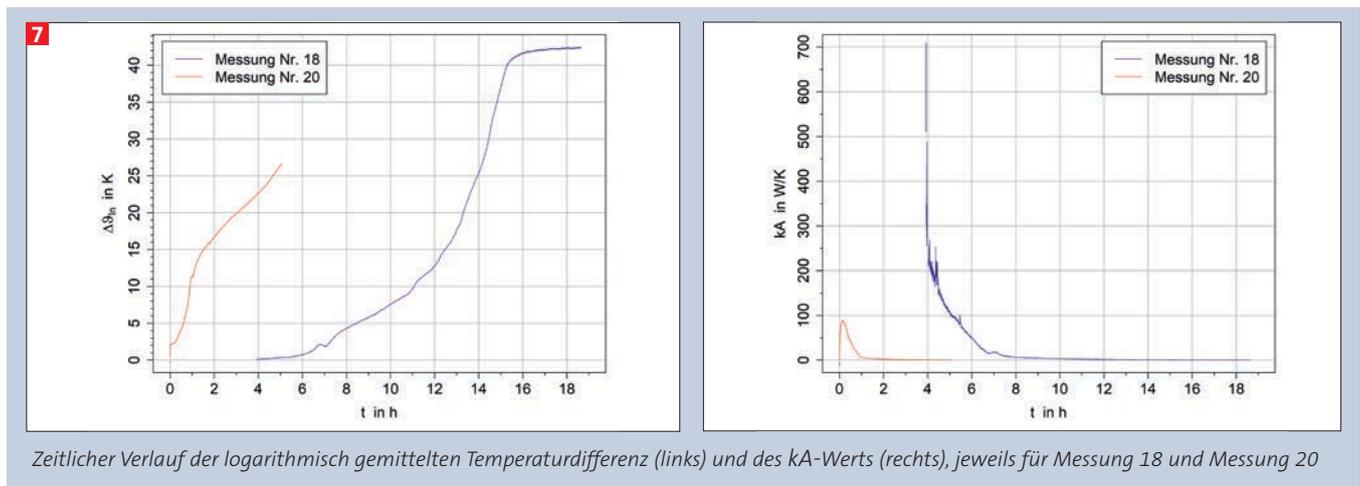
rechts). Er steigt zu Beginn direkt steil an und erreicht nach etwa $0,2\text{ h}$ (10 Minuten) sein Maximum von ca. 90 W/K . (Bei Bezug auf die Hüllfläche um die Rippen spitzen der Rohre ergibt sich ein Maximalwert von ca. $270\text{ W/(m}^2\text{ K)}$; bei Bezug auf das gesamte Rohrvolumen ein Maximalwert von ca. $56000\text{ W/(m}^3\text{ K)}$.) Anschließend fällt der kA -Wert kontinuierlich ab und beträgt nach 1 h nur noch ca. 7 W/K . Die Kurvendynamik deutet darauf hin, dass zum Anfang der Messung bei maximaler Kältemittelbeladung die besten Verdampfungsbedingungen vorherrschen. Die möglicherweise zunächst dickere Eisschicht scheint keinen limitierenden Faktor im Wärmeübertragungspfad darzustellen. Die absinkende Flanke nach dem Maximum wird mutmaßlich dadurch verursacht, dass mit der Zeit mehr und mehr Bereiche der Prüflingsoberfläche austrocknen, sodass nur eine sich kontinuierlich reduzierende Fläche noch zur Sublimation beiträgt.

Die Ergebnisse von Messung Nr. 20 zeigen, dass die Verwendung einer Vakuumpumpe in Kombination mit einer flüssigstickstoffgekühlten Kühlfalle ein geeignetes Dampfsenkekonzept für vereisende Verdampfungsmessungen darstellt.

Was die Frage der thermischen Kontaktierung des Kältemittels (vgl. Kapitel 2, Teil 1) betrifft, so konnte in den beiden Messungen kein Abfallen von Eis vom Wärmeübertrager beobachtet werden; allerdings gestaltete sich eine genaue Beobachtung schwierig. Eine Beschädigung des Wärmeübertragers durch die Volumenausdehnung des Kältemittels beim Einfrieren konnte ebenfalls nicht festgestellt werden. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Geometrie des verwendeten Rippenrohrwärmeübertragers recht massiv ist gegenüber der vergleichsweise geringen Kältemittelmasse in den Rippenzwischenräumen. Andere Bauformen, die sich aufgrund einer höheren Kältemittelhaltekapazität im Ver-



Zeitliche Verläufe der Vorlauf- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgerfluids des Messkammerkreises sowie Sättigungstemperatur des Messkammerdrucks in der Verdampfungsphase; Messung 18 und Messung 20



Zeitlicher Verlauf der logarithmisch gemittelten Temperaturdifferenz (links) und des kA -Werts (rechts), jeweils für Messung 18 und Messung 20

hältnis zur Wärmeübertragermasse besser für die Anwendung eignen könnten – beispielsweise solche mit dünnwandigen Flachrohren und feingliedriger Kapillarstruktur –, könnten durch die mechanischen Spannungen der Vereisung stärker in Mitleidenschaft gezogen werden.

6 Zusammenfassung und Fazit

In den Überlegungen zum vereisenden Betrieb eines zyklisch betriebenen Wasserverdampfers in Kapitel 2, Teil 1 konnte aufgezeigt werden, dass der Temperaturbereich nahe und unter $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ diverse Besonderheiten und Herausforderungen mit sich bringt, die bei Temperaturen deutlich über $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ nicht in dieser Form auftreten. Zu diesen Herausforderungen gehört die Gewährleistung einer guten mechanischen und thermischen Kontaktierung des gefrorenen Kältemittels mit dem Wärmeübertrager. Eine Schädigung des Verdampfers durch mechanische Spannungen, ausgelöst durch die Volumenausdehnung des Kältemittels beim Gefrieren, muss verhindert werden. Das sehr niedrige Druckniveau, das mit den niedrigen Temperaturen einhergeht, könnte mit den Sorptionsgleichgewichten bestimmter Adsorbentien inkompatibel sein, es erhöht die Sensibilität auf dampfseitige Druckverluste und den negativen Einfluss von Inertgasen, es limitiert die maximal mögliche treibende Druckdifferenz und damit auch die Verdampfungsleistung. Um den Hydraulikkreis des Verdampfers unter $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ betreiben zu können, muss mit einem frostgeschützten Wärmeträgerfluid gearbeitet werden.

Um die Funktionalitäten des Verdampfers und der gesamten Kältemaschine aufrechtzuerhalten, müssen diese veränderten Randbedingungen und An-

forderungen bei der Entwicklung und Auslegung von Verdampfer, Sorptionsmodul und Anlagenperipherie berücksichtigt werden: Das Abplatzen von Eisstücken vom Verdampfer könnte konstruktiv verhindert werden, mechanische Spannungen durch den Gefrierprozess könnten ebenfalls mithilfe eines angepassten Wärmeübertragerdesigns auf ein akzeptables Maß beschränkt werden. Das niedrige Druckniveau erfordert eine sorgsame Auswahl eines geeigneten Adsorbens, die konstruktive Umsetzung sehr kurzer Strömungswege zwischen Verdampfer-Kondensator und Adsorber zur Minimierung von Druckverlusten, und ein sehr dichtes und ausgasungsarmes Vakuumsystem. Die ggf. erhöhte Viskosität eines frostgeschützten Wärmeträgerfluids im Verdampferkreis im Vergleich zu Wasser muss in der Spezifikation der benötigten Pumpenleistung bedacht werden. Zudem müssen alle Komponenten in Kontakt mit dem Verdampferkreis eine ausreichende Temperaturstabilität aufweisen.

Die Besonderheiten der vereisenden Verdampfung haben ebenso direkte Auswirkungen auf die Vermessung von Verdampfer-Wärmeübertragern, wie aus Kapitel 4 hervorgeht. Die Anforderungen an Messaufbau, Messablauf und Auswertungsmethodik wurden analysiert und teilweise bereits umgesetzt und getestet: Als Wärmeträgerfluid für den Hydraulikkreis des Prüflings wurde ein Ethylenglycol-Wasser-Gemisch verwendet. Entsprechenden Stoffdatenkorrelationen wurden in die Auswertungsmethodik integriert, um eine korrekte Energiebilanz berechnen zu können. Für das Kältemittel Wasser wurde zudem eine Korrelation für den Bereich der Dampfdruckkurve im Feststoff-Dampf-Gleich-

gewicht ergänzt. Die direkte rechnerische Ableitung des Dampfmassenstroms aus der Energiebilanz des Wärmeträgerfluids ist bei Verdampferemperaturen nahe $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ nicht möglich. Als Alternativroute kann eine kontinuierliche Wägung des Verdampfers in Betracht gezogen werden; dies wurde jedoch bislang noch nicht umgesetzt. Aufgrund der vergleichsweise geringen erzielbaren Verdampfungsleistung im vereisenden Betrieb, müssen im Hydraulikkreis durch den Prüfling sehr geringe Strömungsgeschwindigkeiten eingestellt werden, um eine ausreichende Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf zu erreichen und Messunsicherheiten in Grenzen zu halten. Die Nutzung der Sekundärkammer mit teilgeflutetem Lamellenwärmeübertrager als Dampfsenke ist unter vereisenden Bedingungen nicht möglich, daher wurde stattdessen die Nutzung einer Vakuumpumpe ohne und mit zwischengeschalteter Kühlfalle getestet.

Der Einfluss der Kühlfalle wurde anhand der Ergebnisse von zwei Testmessungen in Kapitel 5 näher beleuchtet: Die vorgestellten Messungen konnten aufzeigen, dass allein die Vakuumpumpe als Dampfsenke unter den gegebenen Bedingungen nicht ausreicht, um einen substanziellen treibenden Druckgradienten zu erzeugen. Mithilfe der zwischen Messkammer und Vakuumpumpe geschalteten Kühlfalle in Flüssigstickstoff ist es hingegen gelungen, ein hinreichend niedriges Druckpotenzial zu erzielen und eine messbare treibende Kraft für den Verdampfungsprozess aufzubauen. Eine Auswertung der entsprechenden Messung war im gesamten Messzeitraum möglich und lieferte einen dynamischen Verlauf des kA -Werts mit einem Maximum von etwa 90 W/K .

Grundsätzlich zeigen die theoretischen Betrachtungen sowie die ersten Testmessungen, dass ein vereisender Verdampferbetrieb im Vergleich zu einem Betrieb bei Temperaturen deutlich über 0 °C zusätzlichen Hemmnissen unterworfen ist. Einige dieser Hemmnisse basieren auf physikalischen Grundsätzen, die nicht zu umgehen sind, wie die Nähe des Sättigungsdampfdrucks zum Nullpunkt. Zumindest einem Teil der Herausforderungen kann jedoch nach aktuellem Kenntnisstand durch wohlüberlegtes Wärmeübertrager- und Moduldesign, gezielte Wahl von Materialien, Topologie und Prozessbedingungen begegnet werden. Weitere Untersuchungen könnten beispielsweise aufzeigen, welche Wärmeübertragerbauformen für einen zyklisch-vereisenden Betrieb besonders geeignet sind. Ob ein ökonomisch rentabler Betrieb einer Adsorptionskältemaschine oder -wärmepumpe bei Verdampfungstemperaturen nahe oder unter 0 °C perspektivisch möglich ist, kann noch nicht bewertet werden. Allein die Möglichkeit, eine Anlage betriebssicher in den Temperaturbereich um den Gefrierpunkt fahren zu können ohne Schäden befürchten zu müssen, könnte jedoch unabhängig von der erzielbaren Leistung schon einen beträchtlichen Vorteil darstellen. ■

Danksagung

Die Forschungsarbeiten zum vorliegenden Beitrag wurden gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) unter dem Förderkennzeichen 03EN4003A (SubSie-SubKon).

Symbolverzeichnis

$c_{p,Fl}$	spez. Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids der Messkammer (J/(kg K))
kA	Wärmeübertragungsfähigkeit (W/K)
p_{MK}	Druck in der Messkammer (kPa)
p_{sat}	Sättigungsdampfdruck (kPa)
\dot{Q}_U	Wärmeeintrag aus der Umgebung ins Wärmeträgerfluid (W)
\dot{Q}_{Verd}	Verdampfungsleistung (W)
Re	Reynolds-Zahl (-)
t	Zeit (h)
v	Strömungsgeschwindigkeit (m/s)
\dot{V}_{Fl}	Volumenstrom Wärmeträgerfluid Messkammer (m ³ /s)
$\Delta\vartheta_{ln}$	logarithmisch gemittelte Temperaturdifferenz (K)
ϑ	Temperatur (°C)
$\vartheta_{Fl,RL}$	Rücklauftemperatur des Wärmeträgerfluids der Messkammer (°C)
$\vartheta_{Fl,VL}$	Vorlauftemperatur des Wärmeträgerfluids der Messkammer (°C)
ϑ_{sat}	Sättigungstemperatur (°C)
ρ_{Fl}	Dichte des Wärmeträgerfluids der Messkammer (kg/m ³)

LITERATUR

- [1] Kühn, A.; Ziegler, F.: Cycle Basics of Thermally Driven Heat Pumps, in: Kühn, A. (Hrsg.): Thermally driven heat pumps for heating and cooling, Berlin: Universitätsverlag der TU Berlin, 2013, S. 5–18
- [2] Dawoud, B.: Gas-Driven Sorption Heat Pumps; A Potential Trend-Setting Heating Technology, in: Kühn, A. (Hrsg.): Thermally driven heat pumps for heating and cooling, Berlin: Universitätsverlag der TU Berlin, 2013, S. 19–26
- [3] Giraud, F.; Rullière, R.; Toublanc, C.; Clausse, M.; Bonjour, J.: Subatmospheric pressure boiling on a single nucleation site in narrow vertical spaces, International journal of heat and fluid flow 58 (2016), pp 1–10
- [4] Heinrich, C.; Wittig, S.; Albring, P.; Richter, L.; Safarik, M.; Böhm, U.; Hantsch, A.: Nachhaltige Kälteversorgung in Deutschland an den Beispielen Gebäudeklimatisierung und Industrie, Studie, Dessau-Roßlau, 2014
- [5] Seiler, J.; Hackmann, J.; Lanzerath, F.; Bardow, A.: Refrigeration below zero °C: Adsorption chillers using water with ethylene glycol as antifreeze, International Journal of Refrigeration 77 (2017), Supplement C, S. 39–47
- [6] IAPWS The International Association for the Properties of Water and Steam: Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, Lucerne, Switzerland, 2007
- [7] Melinder, Å.: Properties of secondary working fluids for indirect systems: Secondary refrigerants or coolants, heat transfer fluids, IIR publications, Paris: Internat. Inst. of Refrigeration (IIR), 2010
- [8] Wagner, W.; Pruß, A.: The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, Journal of Physical and Chemical Reference Data 31 (2002), Nr. 2, S. 387–535

Sie suchen Fach- und Führungskräfte?



industrijobs.de

Das Karriereportal für
Fach- und Führungskräfte in der Industrie

Weitere Informationen:
www.industrijobs.de • stellenangebote@industrijobs.de