

Ein modulares physikalisches Modell zur Simulation von Kälteanlagen

Prof. Dr. Risto Ciconkov

Masinski Fakultet

University "St. Kiril and Metodij"
Skopje, Mazedonien

Prof. Dr.-Ing. Arnd Hilligweg

Fachbereich Maschinenbau
und Versorgungstechnik

Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg

Abstract

Kompressionskälteanlagen sind im Betrieb vielfältigen Einflüssen unterworfen, die direkt auf einzelne Komponenten, indirekt auf die gesamte Anlage einwirken. Um den Betriebspunkt, der sich im Zusammenspiel der Komponenten einstellt, zu bestimmen, wird hier im ersten Schritt das Leistungsverhalten der einzelnen Komponenten dargestellt. Danach wird durch Überlagerung das Betriebsverhalten der gesamten Kälteanlage simuliert.

The performance of cold vapour refrigerating plants is depending on a multitude of parameters which directly influence a single component only. However, they have an indirect effect on all other components as well. To predict the balance point as a result of the interaction of all components it is necessary to simulate the performance of each component separately. By superposition it is then possible to predict the whole refrigerating plant's operational data.

1. Einleitung

Kompressionskälteanlagen sind im Betrieb vielfältigen Einflüssen unterworfen, die direkt auf einzelne Komponenten, indirekt aber auf die gesamte Anlage einwirken. Um den Betriebspunkt, der sich im Zusammenspiel der Komponenten einstellt, zu bestimmen, muß im ersten Schritt das Leistungsverhalten der einzelnen Bauteile dargestellt werden.

Die Hauptkomponenten einer einstufigen Kaltdampf-Kälteanlage sind Verdampfer, Verdichter, Verflüssiger und Drosseleinrichtung. Das Leistungsverhalten dieser Komponenten hat jeweils einen eigenen Einfluß auf jede der anderen Komponenten [1,2]. Zum Beispiel bewirkt eine Änderung der Verdampfungstemperatur auch eine Änderung der Arbeitsbedingungen der anderen Komponenten. Die Hauptkomponenten sollten wie die Musiker eines Quartetts zusammenspielen! Im stationären Betrieb stellt sich ein Gleichgewichtszustand mit entsprechender Kälteleistung ein [3]. Um sicherzustellen, daß die Kälteanlage unter Betriebsbedingungen die gewünschte Leistung bringt, müssen die Komponenten in ihrem Leistungsverhalten aufeinander abgestimmt sein.

In Herstellerunterlagen sind die Leistungsdaten von Komponenten, Verflüssigungssätzen oder Kälteanlagen dargelegt. Üblicherweise werden sie durch Laborversuche gewonnen. Nachteilig sind die hohen Kosten, im besonderen bei mittleren und großen Anlagen, und die Tatsache, daß natürlich nur fertige Anlagen vermessen werden können. Dabei können zwar Betriebsbedingungen wie Durchflußraten oder Temperaturen geändert werden, ein Austausch von Komponenten ist aber nicht praktikabel.

Daher ist es günstiger, eine Methode zu finden, die zur Vorhersage des Leistungsverhaltens der Komponenten und des Systems vor ihrer Fertigung genutzt werden kann [4]. Die Genauigkeit dieser Methode ist zu Beginn zu überprüfen. Sie hängt von der Güte eines möglichst detaillierten mathematischen Modells unter Einbezug von Wärmeübergangsbeziehungen und Zustandsgrößen der beteiligten Stoffe ab und sollte mit typischen Herstellerdaten verglichen werden.

2. Simulation von Rohrbündelverflüssigern

In diesem Kapitel wird eine Methode zur Vorhersage des Leistungsverhaltens von Rohrbündelverflüssigern erläutert und in einer mathematischen Simulation angewandt.

2.1. Beschreibung der physikalischen Vorgänge

Die vom gekühlten Objekt aufgenommene Wärme und die Verdichtungsarbeit werden über den Verflüssiger an die Umgebung (Luft oder Wasser) abgegeben. Während der Wärmeübertragung wird der Dampf eines reinen Kältemittels beim Kondensationsdruck p_c und der Temperatur t_c in Flüssigkeit umgewandelt. (Kältemittel-mischungen weisen einen Temperaturgleit während der Kondensation oder Verdampfung auf.) Das Temperaturprofil eines Kondensationsprozesses ist in Bild 1 dargestellt. (L ist die Längenkoordinate des Verflüssigers.)

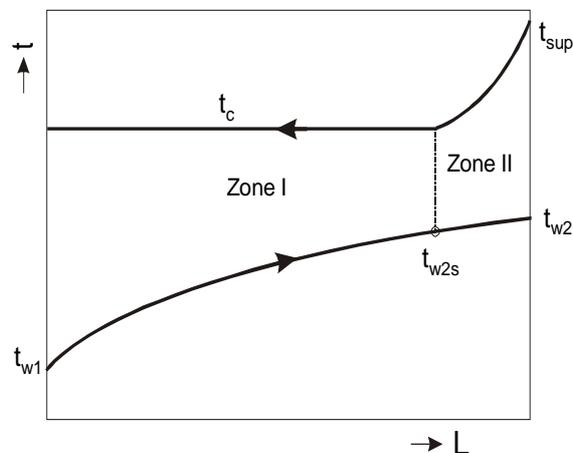


Bild 1: t, L - Diagramm des Kondensationsprozesses

Das Kältemittel strömt als überhitzter Dampf (t_{sup}) in den Verflüssiger, wird auf Sattdampfbedingungen abgekühlt (Zone II: Enthitzung) und dann bei der Temperatur t_c kondensiert (Zone I). Das Kühlwasser erwärmt sich stetig von t_{w1} auf t_{w2} .

Da der Kondensationsschritt dominiert, wird er häufig allein zur Abschätzung des Wärmestroms herangezogen. Der Anteil, den die Enthitzung beiträgt, sowie dessen beschreibende Gleichungen werden weiter unten erläutert. Zuvor wird gezeigt wie der vereinfachte Fall gerechnet werden kann.

Der bei der Kondensation freigesetzte Wärmestrom berechnet sich zu

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w \cdot c_w (t_{w2} - t_{w1}) \quad (1)$$

und ebenfalls zu

$$\dot{Q}_c = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (2)$$

mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz

$$\Delta t_m = \frac{(t_c - t_{w1}) - (t_c - t_{w2})}{\ln \frac{t_c - t_{w1}}{t_c - t_{w2}}} \quad (3)$$

oder kürzer

$$\Delta t_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_c - t_{w1}}{t_c - t_{w2}}} \quad (4)$$

Durch Kombination der obenstehenden Gleichungen erhält man [2]:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w c_w (t_c - t_{w1}) \left[1 - \frac{1}{\exp(kA / \dot{m}_w c_w)} \right] \quad (5)$$

Diese Gleichung beschreibt das Leistungsverhalten bei reiner Kondensation. Bei gegebenem Massenstrom stellt sie eine Funktion mit nur zwei unabhängigen Variablen dar. Diese sind die Kondensationstemperatur t_c und die Wassereintrittstemperatur t_{w1} .

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_c(t_c, t_{w1}) \quad (6)$$

Es sei angemerkt, daß in dieser Funktion abhängige Variablen enthalten sind, die nicht einfach zu berechnen sind, wie z.B. die Wasseraustrittstemperatur t_{w2} , der Wärmeübergangskoeffizient auf der Kältemittelseite, der Wärmedurchgangskoeffizient k und andere. Einige Gleichungen sind zudem in impliziter Form gegeben.

Ein praktikabler Weg besteht darin, zunächst einen spezifischen Wärmestrom q anzunehmen

$$\dot{Q}_c = A \cdot q \quad (7)$$

und dann alle Wärmeübergangs- und hydraulischen Berechnungen durchzuführen und den berechneten mit dem angenommenen Wert zu vergleichen. Durch Iteration kann Gleichheit der beiden Werte hergestellt werden. Ebenso kann folgende Gleichung verwendet werden:

$$q = k \cdot \Delta t_m \quad (8)$$

In den Gleichungen (7) und (8) korrespondieren die Größen von q_i und k_i mit der inneren (A_i), sowie q_e und k_e mit der äußeren Wärmeübertrageroberfläche A_e .

2.2. Simulation komplexer Wärmeübertragungsprozesse

Wie in Bild 1 gezeigt erfolgt zu Beginn eine Enthitzung des Kältemittels. Da sich der Wärmeübergangskoeffizient dieses Vorgangs ohne Phasenwechsel deutlich von demjenigen während der Kondensation unterscheidet, folgen sehr unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten für die Zonen I und II. Zudem kann keine einheitliche mittlere logarithmische Temperaturdifferenz über den gesamten Verflüssiger definiert werden, da die Temperaturänderung des Kältemittels in Zone II groß ist, während in Zone I keine Temperaturänderung mehr auftritt.

Wie kann dieses Problem gelöst werden? Es wird hier vorgeschlagen, den Verflüssiger als zwei unabhängige Wärmeübertrager zu betrachten [5], der erste für Zone I und der zweite für Zone II. Die gesamte abgeführte Wärme setzt sich dann aus zwei Anteilen zusammen:

\dot{Q}_{lat} - Kondensationswärme (latent) und \dot{Q}_{sup} - Enthitzungswärme.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_{sup} \quad (9)$$

Die äußeren Wärmeübertragungsflächen sind:

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} \quad (10)$$

Nun wird eine bezogene Wärmestromdichte $q_{e,tr}$ für den gesamten Verflüssiger eingeführt. Unter Annahme eines bestimmten $q_{e,tr}$ kann damit die gesamte Kondensationsleistung bestimmt werden:

$$\dot{Q}_c = A_e \cdot q_{e,tr} \quad (11)$$

Analog zu Gleichung (9) ist die abgegebene spezifische Wärme:

$$q_c = q_{lat} + q_{sup} \quad (12)$$

q_{lat} kann aus der Dampf tafel des Kältemittels entnommen werden.

q_{sup} kann ebenfalls als Enthalpiedifferenz abgelesen oder wie folgt abgeschätzt werden:

$$q_{sup} = c_{sup} \cdot (t_{sup} - t_c) \quad (13)$$

Zur Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen ist der Temperaturverlauf nach Bild 1 zu berücksichtigen, wenn für beide Zonen einzelne Werte bestimmt werden sollen. Dabei sei die Wassereintrittstemperatur in Zone II gleich t_{w2s} . Es ergeben sich die folgenden mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen:

Zone I

$$\Delta t_{m1} = \frac{(t_c - t_{w1}) - (t_c - t_{w2s})}{\ln \frac{t_c - t_{w1}}{t_c - t_{w2s}}} \quad (14)$$

Zone II

$$\Delta t_{m2} = \frac{(t_{sup} - t_{w2}) - (t_c - t_{w2s})}{\ln \frac{t_{sup} - t_{w2}}{t_c - t_{w2s}}} \quad (15)$$

Weitere Gleichungen, die zur Berechnung von Wärmeübertragung und Druckverlust herangezogen wurden, sind im Anhang (Kap. 2.5.) enthalten. Der Rechengang der Simulation ist komplex und nur iterativ zu lösen [6]. Es wurde daher ein Rechenprogramm [7] erstellt, welches u.a. Polynome zur Berechnung der Zustandsgrößen vielfältiger Kältemittel [5,8] und Wasser als Kälte­träger enthält. Auch die Unterscheidung von Glatt- und Rippenrohren ist möglich.

Die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Kondensation (Zone I) beruht auf einer Gleichung in impliziter Form:

$$F(t_c, t_{w1}, t_{w2}, t_z, \alpha_w, \Sigma R, \dots) = 0 \quad (16)$$

Mittels Newton-Raphson-Verfahren werden die Rohrwandtemperatur und der Wärmedurchgangskoeffizient mit einer Iterationsgenauigkeit von 0,0005 (= 0,05 %) bestimmt.

2.3. Darstellung des Leistungsverhaltens an einem konkreten Beispiel

Eingabedaten

$\dot{m}_w = 5,5 \text{ kg/s}$	Massenstrom Wasser
$D = 207 \text{ mm}$	innerer Manteldurchmesser
$L = 1.740 \text{ mm}$	aktive Rohrlänge
$n_p = 2$	Anzahl der Pässe
$n_t = 60$	Anzahl der Rohre
$d_e = 15,7 \text{ mm}$	äußerer Rohrdurchmesser
$d_i = 11,1 \text{ mm}$	innerer Rohrdurchmesser (Berippte Kupferrohre, Typ Wieland GEWA K-2615-12080-00)
$s = 20,0 \text{ mm}$	Rohrabstand
$A_e/A_i = 4,6$	Verhältnis von äußerer zu innerer Wärmeübertragerfläche
$R_o = 0,0 \text{ m}^2\text{K/W}$	Verschmutzungsfaktor, Rohraußenseite
$R_i = 0,00005 \text{ m}^2\text{K/W}$	Verschmutzungsfaktor, Rohrin­nenseite
$\Delta t_{sup} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	Überhitzung

Ergebnisse

t_c	t_{w1}	t_{w2}	k_e	α_R	α_w	Q_c
[°C]	[°C]	[°C]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[kW]
32,0	22,0	26,5	1018,8	5547,7	8113,5	103,3
34,0	22,0	27,4	1011,2	5249,8	8155,0	123,2
36,0	22,0	28,2	1004,0	4988,6	8196,1	143,0
38,0	22,0	29,1	996,9	4754,1	8237,0	162,7
40,0	22,0	29,9	989,8	4539,8	8277,7	182,4
32,0	24,0	27,6	1035,4	5756,7	8247,7	83,8
34,0	24,0	28,5	1026,5	5407,1	8289,2	103,8
36,0	24,0	29,4	1018,2	5112,3	8330,4	123,7
38,0	24,0	30,3	1010,3	4854,3	8371,4	143,6
40,0	24,0	31,1	1002,5	4622,7	8412,1	163,4
32,0	26,0	28,8	1054,1	6043,6	8380,6	64,0
34,0	26,0	29,7	1043,0	5610,4	8422,2	84,2
36,0	26,0	30,5	1033,3	5265,7	8463,6	104,3
38,0	26,0	31,4	1024,3	4974,8	8504,6	124,2
40,0	26,0	32,3	1015,7	4720,2	8545,4	144,1
32,0	28,0	29,9	1076,4	6483,4	8511,7	43,8
34,0	28,0	30,8	1061,7	5890,2	8553,9	64,3
36,0	28,0	31,7	1049,8	5463,9	8595,5	84,6
38,0	28,0	32,6	1039,4	5124,3	8636,6	104,7
40,0	28,0	33,4	1029,7	4837,6	8677,4	124,7

Tabelle 1: Leistungsverhalten des betrachteten Verflüssigers

Der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient α_R und der Wärmedurchgangskoeffizient k_e in Tabelle 1 sind für Zone I angegeben, da der Kondensationsvorgang dominierend ist.

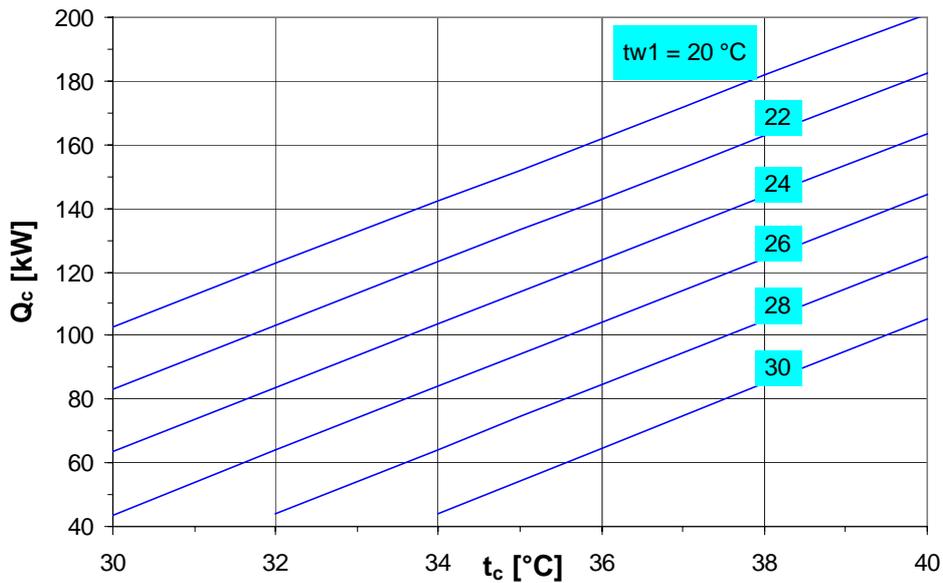


Bild 2: Graphische Darstellung des Leistungsverhaltens (t_{w1} – Wassereintrittstemperatur)

Bei konstanter Wassereintrittstemperatur t_{w1} nimmt der übertragene Wärmestrom mit zunehmender Kondensationstemperatur t_c zu. Der Grund dafür ist die zunehmende Temperaturdifferenz Δt_m zwischen Kältemittel und Wasser (siehe Gl.(2)). In der praktischen Anwendung wird man aber eher eine niedrige Kondensationstemperatur anstreben, um eine geringe Leistungsaufnahme des Verdichters zu erzielen.

In der graphischen Darstellung kann gesehen werden, daß die Abhängigkeit der Kondensationsleistung \dot{Q}_c von der Kondensationstemperatur t_c bei konstantem Wert von t_{w1} fast linear ist. Grund dafür ist der geringe Einfluß des Exponentialterms $[1 - 1/\exp(\dots)]$ in Gleichung (5). Bei $t_{w1} = 20$ °C und Änderung von t_c von 30 °C auf 40 °C ändert er sich von 0,3758 auf 0,3590, bei $t_{w1} = 30$ °C und Änderung von t_c von 34 °C auf 40 °C ändert er sich von 0,3994 auf 0,3751. Diese Betrachtung bezieht sich wieder auf den dominierenden Kondensations-schritt.

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist im Enthitzungsbereich deutlich geringer als im Kondensationsbereich. Bei Dampfgeschwindigkeiten von 0,35 bzw. 0,95 m/s beträgt er 100 bzw. 200 W/m²K (bei Annahme von 40 °C Überhitzungstemperatur). Im Vergleich dazu beträgt er während des Kondensationsprozesses ca. 1000 W/m²K (siehe Tab. 1).

Das erstellte Rechenprogramm bietet viele Möglichkeiten, die Einflüsse verschiedener Konstruktionen, Wärmeübertragungs- oder Druckverlustparameter auf das Leistungsverhalten des Verflüssigers zu untersuchen. Eine davon ist die Betrachtung verschiedener Wasservolumenströme. In Bild 3 ist die Variation des Massenstroms von $\dot{m}_w = 2,89 - 7,51$ kg/s ($w = 1,0 - 2,6$ m/s) bei $t_c = 40$ °C und $t_{w1} = 28$ °C dargestellt.

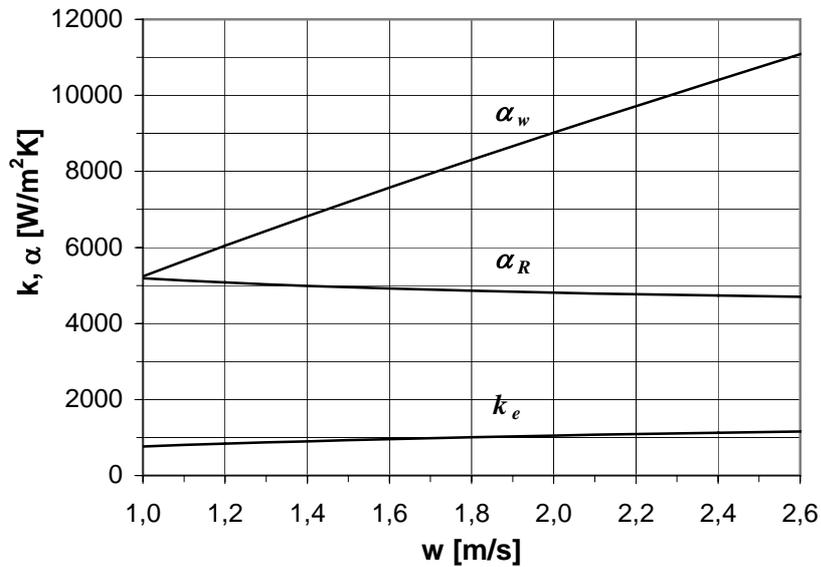


Bild 3: Wärmedurchgangs- und -übergangskoeffizienten bei veränderlicher Strömungsgeschwindigkeit

Im betrachteten Geschwindigkeitsbereich ist ein deutlicher Anstieg des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten zu erkennen. Dadurch erhöht sich der Wärmedurchgangskoeffizient k_e von 766 auf 1.160 W/m²K (+ 51 %); die Kondensationsleistung \dot{Q}_c steigt von 86,1 auf 145 kW (+ 68 %).

Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Einfluß von wasserseitigen Ablagerungen auf den Wärmedurchgangskoeffizienten und damit die Kondensationsleistung zu simulieren [9]. Der Einfluß ihrer Schichtdicke auf den Wärmedurchgangskoeffizienten und damit die Abnahme der Kondensationsleistung soll hier nachgebildet werden. Dazu werden $t_{w1} = 28$ °C und $t_c = 40$ °C gesetzt, womit sich eine Kondensationsleistung von $\dot{Q}_c = 124,7$ kW ergibt.

In diesem Wert ist bereits der in den obenstehenden Eingabedaten aufgeführte Verschmutzungsfaktor von $R_i = 0,00005$ m²K/W enthalten, der sich zu $R_i = b / \lambda$ berechnet. Unter Annahme einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 2$ W/m²K (z.B. für Kalk) ergibt sich eine Schichtdicke von $b = 0,1$ mm. Entsprechend führt eine Schichtdicke von 1 mm zu einem Verschmutzungsfaktor von $R_i = 0,0005$ m²K/W.

Bild 4 zeigt die Abhängigkeit der Kondensationsleistung \dot{Q}_c von der Schichtdicke der Kalkablagerung. Schon ein Verschmutzungsfaktor von $R_i = 0,0003$ m²K/W, entsprechend einer Schichtdicke von 0,6 mm führt zu einer Abnahme des Wärmestroms auf $\dot{Q}_c = 72,3$ kW. Dies entspricht einer Verminderung um ca. 50 % im Vergleich zur sauberen Rohrwand und verdeutlicht die Wichtigkeit einer sorgfältigen Wasseraufbereitung - im besonderen bei innenberippten Rohren, die hier jedoch nicht betrachtet wurden.

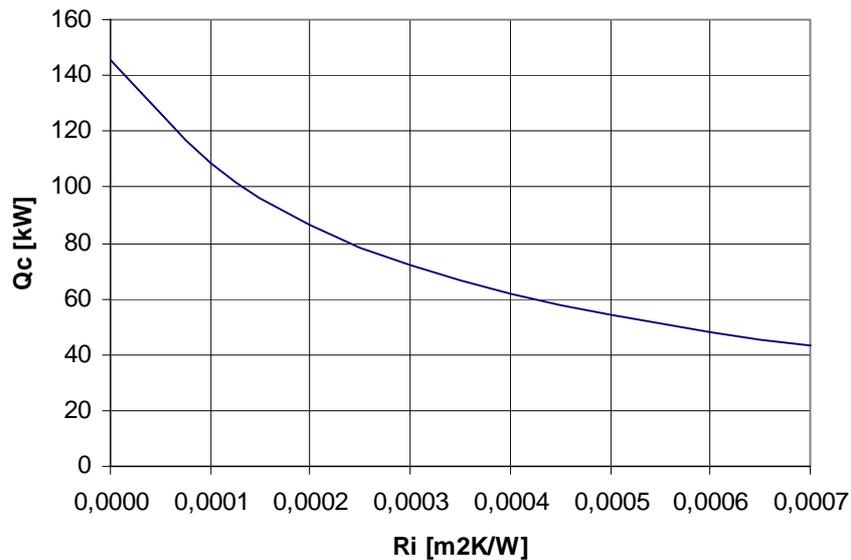


Bild 4: Einfluß des Verschmutzungsfaktors

2.4. Zusammenfassung Kapitel 2

Im zweiten Kapitel dieses Beitrags wurden Beispiele für die Vorhersage des Leistungsverhaltens eines Rohrbündelverflüssigers vorgestellt. Die komplexe Aufgabenstellung der kombinierten Enthitzung und Kondensation wurde mit einem eigenen Ansatz und darauf aufbauendem Rechenprogramm gelöst. Dieses kann u.a. dazu genutzt werden, die Einflüsse veränderlicher geometrischer Daten, Temperaturen, Durchflussmengen oder Verschmutzungen vorherzubestimmen.

Anhand eines konkreten Beispiels wurde gezeigt, daß die Kondensationsleistungen sich in Abhängigkeit der Kondensations- und der Wassereintrittstemperaturen als eine Schar annähernd linearer Kurven darstellen. Die Kondensationsleistung nimmt mit steigender Kondensationstemperatur zu – die Aufgabe, den Verflüssiger zu optimieren, würde also zu hohen Kondensationstemperaturen führen. Dies hätte aber eine hohe Verdichterantriebsleistung zur Folge. Im dritten Kapitel dieses Beitrags soll daher das Zusammenspiel von Verdichter und Verflüssiger betrachtet werden.

2.5. Anhang zu Kapitel 2

Wärmeübergangsgleichungen in Rohrbündelapparaten

Auf die äußere Wärmeübertragerfläche bezogener Wärmedurchgangskoeffizient:

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_R} + R_e + R_i \frac{d_e}{d_m} + \left(R_i + \frac{1}{\alpha_w} \right) \frac{A_e}{A_i}} \quad (17)$$

Wärmeübergangskoeffizient in den Rohren (wasserseitig):

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (18)$$

Vereinfachte Gleichung für den Wärmeübergangskoeffizienten:

$$\alpha_w = B_w \frac{w^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad (19)$$

wobei B_w nur Zustandsgrößen des Wassers enthält:

$$B_w = 0,023 \cdot \rho^{0,8} \cdot c^{0,4} \cdot \lambda^{0,6} \cdot \eta^{-0,4} \quad (20)$$

Spezifischer Wärmestrom bezogen auf die Wasserseite:

$$q_i = \frac{t_z - t_{wm}}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum R_i} \quad (21)$$

Wärmeübergangskoeffizient im Mantel (Kondensation des Kältemittels):

$$\alpha_R = 0,725 \cdot \left(\frac{g \cdot h_c \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta \cdot d_e (t_c - t_z)} \right)^{0,25} \cdot f^{-1/6} \cdot \psi_c \cdot \psi_w \quad (22)$$

Die oben aufgeführten Zustandsgrößen sind für siedende Flüssigkeit bei Kondensationstemperatur zu ermitteln. Sie können im Koeffizienten B zusammengefaßt werden:

$$B = \left(\frac{g \cdot h_c \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta} \right)^{0,25} \quad (23)$$

Einbezug des Koeffizienten B in Gleichung (22) führt zu:

$$\alpha_R = 0,725 \cdot B \cdot d_e^{-0,25} \cdot f^{-1/6} \cdot \psi_c \cdot \psi_w (t_c - t_z)^{-0,25} \quad (24)$$

Der Koeffizient ψ_c hängt vom Profil des verwendeten Rohres ab; er berücksichtigt die Kondensation auf be-rippen Rohren. Mit dem Koeffizienten ψ_w wird der Einfluß der Dampfgeschwindigkeit aufgenommen:

$$\psi_w = 0,43 \cdot (Re'')^{0,12} \cdot (Pr'')^{0,4} \quad (25)$$

Dabei ist Re'' die Reynoldszahl des Dampfes im oberen Verflüssigerbereich. In Zone II strömt der Kältemitteldampf die Rohre quer an. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für diesen Fall ist in [7] beschrieben.

Die vorstehend zusammengestellten empirischen Gleichungen können im Simulationsprogramm erweitert, modifiziert oder ausgetauscht werden, wenn auf der Basis anderer Quellen gerechnet oder speziellen Konstruktionen Rechnung getragen werden soll.

3. Simulation von Hubkolbenverdichtern

In Herstellerkatalogen sind die Leistungsdaten eines Verdichters wie Kälteleistung oder Antriebsleistung abhängig von Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur aufgeführt. Im praktischen Einsatz müssen diese Leistungsdaten nicht unbedingt zutreffen. Grund dafür ist die Wechselwirkung mit den anderen Komponenten, die bestimmte eigene Einflüsse ausüben.

Im besonderen die Leistungscharakteristiken von Verdampfer und Verflüssiger beeinflussen das Leistungsvermögen des Kältemittelverdichters. Eine Kälteanlage muß daher im Zusammenhang betrachtet werden [1,2]. Bei stationären Betriebsbedingungen stellt sich ein Gleichgewichtszustand mit korrespondierender Kälteleistung ein [3]. Er kann durch Überlagerung der einzelnen Leistungscharakteristiken aller Komponenten gefunden werden.

Grundlage dafür ist in diesem Kapitel die Betrachtung eines Hubkolbenverdichters. Der betrachtete Verdichter soll mit dem im ersten Teil dieses Beitrags beschriebenen Rohrbündelverflüssiger [10] kombiniert werden. Vor der Analyse des gemeinsamen Leistungsverhaltens beider Komponenten wird zunächst die Modellierung des Verdichters dargestellt.

3.1. Mathematisch-physikalische Beschreibung der Verdichtung

Zur Verdeutlichung der Einbindung des Verdichters ist in Bild 5 ein Kaltdampf-Kälteanlagenprozeß dargestellt. Im Verdampfer (4-1) nimmt das Kältemittel Wärme bei Kühlstellentemperatur auf und erreicht dabei einen leicht überhitzten Zustand. Durch die Saugleitung zieht der Verdichter Kältemitteldampf aus dem Verdampfer und verdichtet es auf einen höheren Druck (1-2), wobei sich auch die Temperatur deutlich erhöht. Auf dem höheren Druckniveau wird das Kältemittel im Verflüssiger kondensiert (2-3).

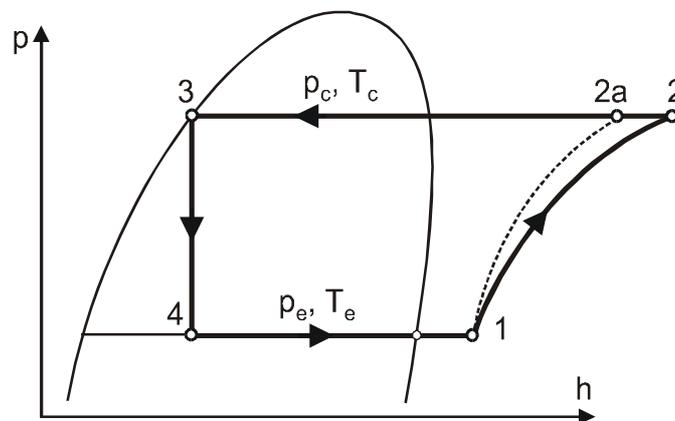


Bild 5: Kaltdampf-Kälteprozeß (1-2a isentrope Verdichtung, 1-2 reale Verdichtung)

Die Kälteleistung des Prozesses bzw. des Verdichters hängt bei gegebenen Betriebsbedingungen vom Massenstrom des geförderten Kältemittels ab. Theoretisch ist der Massenstrom einfach zu bestimmen - er ergibt sich als Produkt aus Gasdichte und verdrängtem Volumen pro Zeiteinheit:

$$\dot{m}_t = \rho_1 \cdot \dot{V}_t \quad (26)$$

\dot{m}_t	- theoretischer Massenstrom	[kg/s]
ρ_1	- Gasdichte am Verdichtereintritt	[kg/m ³]
\dot{V}_t	- theoretischer Fördervolumenstrom	[m ³ /s]

Die tatsächliche Förderleistung weicht von der theoretischen aufgrund verschiedener Verlustmechanismen ab, woraus sich eine verminderte Kälteleistung bzw. eine erhöhte Leistungsaufnahme ergibt. Abhängig von der Verdichterbauart können die nachstehenden Faktoren einen Einfluß auf den Verdichterwirkungsgrad haben [3]:

- *Rückexpansion*. Zu Beginn des Ansaugvorgangs erfolgt die Rückexpansion des im Totraum verbliebenen verdichteten Gases in den Zylinderraum, wodurch sich die angesaugte, d.h. geförderte Gasmenge verringert.
- *Druckverluste im Verdichter*. Durch Ansaug- und Auslaßkanäle, Ventile, Filter, Abscheider, o.a.
- *Erwärmung des Kältemittels*. Aufgrund der Kompression, Wärmeübertragungen in Verdichter oder Ölpumpe, Reibung, Antriebsmotor (hermetische Verdichter).
- Innere Gasundichtheiten
- Abweichung vom isentropen Verdichtungs Vorgang

Diese Abweichungen vom theoretischen Verhalten können einzeln nur sehr schwer bestimmt werden. Sie können aber zusammengefaßt und nach verschiedenen Kategorien betrachtet werden. Ihr Einfluß auf das Leistungsverhalten eines Verdichters wird mit folgenden Kennzahlen beschrieben:

- Liefergrad λ ,
- Verdichterwirkungsgrad η ,
- mechanischer Wirkungsgrad η_m ,
- indizierter Wirkungsgrad η_i
- und tatsächlicher Massenstrom \dot{m} .

3.1.1. Der Liefergrad

Der Liefergrad λ ist das Verhältnis des tatsächlich vom Verdichter angesaugten Volumenstroms zum theoretischen Fördervolumenstrom:

$$\lambda = \dot{V} / \dot{V}_t \quad (27)$$

mit

\dot{V} [m³/s] – tatsächlich angesaugter Fördervolumenstrom

\dot{V}_t [m³/s] – theoretischer Fördervolumenstrom

Der theoretische Fördervolumenstrom ergibt sich aus verdrängtem Hubvolumen pro Zeiteinheit:

$$\dot{V}_t = i \left(\frac{\pi D^2}{4} s \right) n \quad (28)$$

i – Anzahl der Zylinder

D – Bohrung [m]

s – Hub [m]

n – Drehzahl [s⁻¹]

Der tatsächliche Volumenstrom kann entweder durch Messungen ermittelt oder durch Abschätzung des Liefergrades λ berechnet werden [11]:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_p \lambda_q \lambda_l \quad (29)$$

Ansätze zur Ermittlung der einzelnen Faktoren werden im folgenden vorgestellt.

3.1.2. Der Liefergrad aufgrund von Rückexpansion

Durch Rückexpansion des im Schadraum verbliebenen komprimierten Restgases wird die angesaugte Menge Frischgas vermindert. Dieser Effekt wird durch λ_c beschrieben und kann für polytrope Expansionsvorgänge wie folgt berechnet werden:

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (30)$$

c – Schadraumverhältnis

p_c / p_e – Druckverhältnis

n – Polytropenexponent

$n \approx 1$

n kann wie folgt präziser eingegrenzt werden [12]:

Saugdruck [bar]	n
< 1,5	$n = 1 + 0,50(\kappa - 1)$
1,5 ÷ 4,0	$n = 1 + 0,62(\kappa - 1)$
4,0 ÷ 10,0	$n = 1 + 0,75(\kappa - 1)$
10,0 ÷ 30,0	$n = 1 + 0,88(\kappa - 1)$

κ – Isentropenexponent

3.1.3. Der Liefergrad aufgrund von saugseitigen Druckverlusten

$$\lambda_p = 1 - \frac{1 + c}{\lambda_c} \frac{\Delta p_e}{p_e} \quad (31)$$

$$\Delta p_e / p_e = 0,02 \div 0,05 \quad (\text{empfohlen [13]})$$

Das Produkt aus λ_c und λ_p stellt den indizierten Liefergrad dar:

$$\lambda_i = \lambda_c \cdot \lambda_p \quad (32)$$

$$\lambda_i = \frac{p_e - \Delta p_e}{p_e} - c \left[\left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{1/n} - \frac{p_e - \Delta p_e}{p_e} \right] \quad (33)$$

3.1.4. Der thermometrische Liefergrad

Der thermometrische Liefergrad λ_q berücksichtigt den Wärmeübergang von Zylindern und Ventilen auf das Kältemittel (Saugdampf).

$$\lambda_q \approx T_e / T_c \quad (34)$$

oder

$$\lambda_q \approx 1 - 0,025(p_c / p_e - 1) \quad (35)$$

3.1.5. Der Dichtheitsgrad

Mit dem Dichtheitsgrad λ_l wird die Rückströmung aufgrund von Undichtheiten an Kolben und Ventilen erfaßt:

$$\lambda_l = 1,00 \div 0,95$$

für Druckverhältnisse $p_c / p_e = 3 \div 5$.

Der Dichtheitsgrad kann durch konstruktive Maßnahmen oder Drehzahlerhöhung verbessert werden.

Die Betrachtung der einzelnen Verlustmechanismen ist damit abgeschlossen. Nun soll der tatsächliche Massenstrom bestimmt werden:

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot \dot{V} = \dot{V} / v_1, \text{ oder} \quad (36)$$

$$\dot{m} = \lambda \cdot \dot{V}_t / v_1 \quad (37)$$

Die tatsächliche Kälteleistung ist somit:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot q_e \quad (38)$$

q_e ist die spezifische Kälteleistung:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (39)$$

Dabei sind h_4 und h_1 die Enthalpien des Kältemittels am Verdampfereintritt- und austritt.

Durch Einsetzen von Gleichung (37) in Gl. (38) folgt:

$$\dot{Q}_e = \lambda \cdot \dot{V}_t \cdot q_e / v_1 \quad (40)$$

Mit der volumetrischen Kälteleistung

$$q_v = q_e / v_1 \quad (41)$$

folgt die tatsächliche Kälteleistung des Verdichters [13]:

$$\dot{Q}_e = \lambda \cdot \dot{V}_t \cdot q_v \quad (42)$$

Die letzte Gleichung beschreibt das Leistungsverhalten eines Hubkolbenverdichters. Bei bekanntem theoretischem Fördervolumen hängt die tatsächliche Kälteleistung vom Liefergrad λ und der volumetrischen Kälteleistung q_v ab. Die Struktur von λ ist oben beschrieben worden. Aus den Gleichungen (39) und (41) kann abgeleitet werden, daß die Größe von q_v von der Art des Kältemaschinenprozesses und den Stoffeigenschaften des Kältemittels abhängt.

So ergeben sich beispielsweise für den oben gezeigten Grundprozeß bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C und einer Kondensationstemperatur von 40 °C folgende Werte:

Kältemittel R134a	$q_v = 2053 \text{ kJ/m}^3$
Kältemittel R22	$q_v = 3298 \text{ kJ/m}^3$

Dies bedeutet, daß der Verdichter bei Verwendung von R134a ein ca. 38 % größeres Volumen im Vergleich zur Verwendung von R22 fördern muß, um dieselbe Kälteleistung zu erzielen.

3.1.6. Der indizierte Wirkungsgrad

In Bild 5 ist zu sehen, daß sich der tatsächliche Verdichtungsvorgang (1-2) vom idealen isentropen (1-2a) unterscheidet. Bis auf den Fall eines gekühlten Verdichters wird sich in Punkt 2a immer eine größere Entropie einstellen als in Punkt 2.

Der indizierte (oder isentrope) Wirkungsgrad η_i berücksichtigt also einen Vorgang im Inneren des Verdichtungsraums. Er ist als Verhältnis der Arbeit bei isentroper Kompression zur tatsächlich dem Gas zugeführten ("indizierten") Arbeit definiert:

$$\eta_i = w_{is} / w_i \quad (43)$$

dabei bedeuten die Indices "is" isentrop und "i" indiziert (tatsächlich gemessen)

Der indizierte Wirkungsgrad kann nach [13] abgeschätzt werden:

$$\eta_i = \lambda_{qi} + b \cdot t_e \quad (44)$$

mit

$$\lambda_{qi} = \lambda_q \cdot \lambda_l$$

$b = 0,0010$ – für Ammoniak; $b = 0,0025$ – für Halogenkohlenwasserstoffe.

Diese Gleichung kann zu einer Abschätzung von η_i genutzt werden. Für kleine Verdichtungsverhältnisse oder höhere Verdampfungstemperaturen ist sie nicht zu verwenden. Ungefähre Werte des indizierten Wirkungsgrades können auch Diagrammen [z.B. 13] entnommen werden, in denen sie über dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen sind.

Auf der Grundlage veröffentlichter Herstellerangaben von \dot{Q}_C und P_i können weitere Gleichungen entwickelt werden, von denen die nachstehenden eine gute Abschätzung des indizierten Wirkungsgrades des hier betrachteten Verdichters wiedergibt:

für $\Pi = p_c/p_e \leq 5$

$$\eta_i = -0,0206444445 + 0,68403852 \cdot \Pi - 0,22147167 \cdot \Pi^2 + 0,032145926 \cdot \Pi^3 - 0,00178 \cdot \Pi^4 \quad (45)$$

für $\Pi = p_c/p_e > 5$

$$\eta_i = 0,821 - 0,0105 \cdot \Pi \quad (46)$$

Vielfältige aus Messungen gewonnene verlässliche Daten sind verfügbar. Es ist festzustellen, daß sich daraus eine Familie von Polynomen ergibt, die über die Baureihe oder Produktgruppe variieren. Die Gleichungen (45) und (46) wurde für das untenstehende konkrete Beispiel angepaßt.

3.1.7. Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad η_m des Verdichters ist das Verhältnis der spezifischen indizierten Arbeit W_i zur effektiven Antriebsleistung W_e an der Welle.

$$\eta_m = W_i / W_e \quad (47)$$

3.1.8. Effektiver Wirkungsgrad

Der effektive Wirkungsgrad η_e ist das Verhältnis der minimalen Arbeit bei isentroper Kompression zum realen Arbeitsbedarf an der Welle.

$$\eta_e = W_{is} / W_e = \eta_i \eta_m \quad (48)$$

Damit bestimmt sich die tatsächliche (effektive) Wellenantriebsleistung zu:

$$P_e = \dot{m} \cdot w_e \quad (49)$$

oder

$$P_e = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_t (h_2 - h_1)}{v_1 \eta_i \eta_m} \quad (50)$$

Das gebräuchlichste Maß für den Verdichterwirkungsgrad ist jedoch die Leistungszahl der Kältemaschine ε_{KM} . Sie ist das Verhältnis von Kälteleistung \dot{Q}_e zu Leistungsaufnahme P :

$$\varepsilon_{KM} = \dot{Q}_e / P \quad (51)$$

Bei offenen Verdichtern ist P die Wellenleistung, bei hermetischen und halbhermetischen Verdichtern die aufgenommene Motorleistung.

3.2. Simulation des Leistungsverhaltens eines Hubkolbenverdichters

In Herstellerkatalogen wird das Leistungsverhalten eines Kältemittelkompressors abhängig von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur angegeben. Für Kältemittel mit Temperaturgleit sind Mittel- bzw. Sättigungstemperaturen passende Referenzwerte. Kälteleistung und Antriebsleistung werden also in folgender Form [14] dokumentiert:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_e(t_e, t_c) \quad (52)$$

$$P_e = P_e(t_e, t_c) \quad (53)$$

Obwohl die Gleichungen (26) bis (53) einfach erscheinen, ist die Berechnung des Leistungsverhaltens eines Verdichters umfangreich und komplex. Für jede Kombination von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur müssen die folgenden Zustandsgrößen bestimmt werden:

Enthalpien am Ein- und Austritt von Verdampfer und Verdichter, Verdampfungs- und Kondensationsdruck, spezifisches Volumen auf der Verdichtersaugseite. Wird wie üblich unterkühlt und überhitzt, so kommen weitere Größen dazu.

Unter Verwendung der vorstehend zusammengestellten Gleichungen wurde ein Simulationsprogramm [15] erstellt, welches fabrikatunabhängig eingesetzt werden kann. Die thermodynamischen Stoffdaten werden auf der Grundlage der Martin-Hou-Gleichung und Veröffentlichungen des International Institute of Refrigeration [16] und ASHRAE [17] für FKWs, HFKWs und Ammoniak, sowie Unterlagen von ICI [18] für FCKWs berechnet.

3.3. Darstellung des Leistungsverhaltens an einem konkreten Beispiel

Die durch Simulation erhaltenen Werte sollen beispielhaft mit dem Leistungsverhalten eines realen Verdichters (Fabrikat BITZER [19] Typ 6G.2) verglichen werden. Einige Eingabedaten konnten nur abgeschätzt werden und sind mit "Annahme" gekennzeichnet.

Eingabedaten

$n = 1450 \text{ min}^{-1}$	– Drehzahl
$i = 6$	– Zylinderzahl
$D = 75 \text{ mm}$	– Bohrung
$s = 55 \text{ mm}$	– Hub
$c = 0,015$	– Schadraumanteil (Annahme)
$\Delta p_o = 0,03 \text{ bar}$	– Druckverlust über das Saugventil (Annahme)
$\eta_m = 0,95$	– mechanischer Wirkungsgrad (Annahme)
R22	– Kältemittel
$\Delta t_{sup} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	– Überhitzung

Ergebnisse

Im Vergleich zu den Herstellerangaben weisen die durch Simulation erhaltenen Werte folgende Übereinstimmungen bzw. Abweichungen auf. Die Kälteleistungen sind für $t_c = 30 \text{ °C}$ fast identisch, für $t_c = 40 \text{ °C}$ ergeben sich Abweichungen in der Größenordnung 0 – 2 % und für $t_c = 50 \text{ °C}$ Abweichungen von 0 – 4,7 %.

Wird der Liefergrad nach Gl. (29) mit nachstehendem Faktor f_λ multipliziert, ergeben sich für alle drei Kondensationstemperaturen Übereinstimmungen zwischen simulierten und realen Kälteleistungen.

$$f_\lambda = 0.01 \cdot (4.3768571 + 4.7119048E-03 \cdot t_e - 5.7510714E-03 \cdot t_e^2 + 1.6691667E-04 \cdot t_e^3) \cdot (-1.5 + 0.05 \cdot t_c) \quad (54)$$

In Tabelle 2 sind die berechneten Werte für η_i , P_i und P_e zusammengefaßt. Die berechnete effektive Wellenleistung P_e ist für $t_c = 40 \text{ °C}$ und alle Verdampfungstemperaturen fast identisch mit den Herstellerangaben. Abweichungen im Bereich 0 – 4 % treten auf für $t_c = 30 \text{ °C}$ und 50 °C und Verdampfungstemperaturen zwischen -20 °C und 0 °C . Verbesserungen sind möglich, wenn die Einflüsse von z.B. Schmieröltemperatur und Druckverhältnis auf den mechanischen Wirkungsgrad berücksichtigt werden. Im dargestellten Beispiel wurde der mechanische Wirkungsgrad zu $\eta_m = 0,95 = \text{const.}$ angenommen.

t_e	t_c	λ	η_i	w_i	P_i	P_e	Q_e
[°C]	[°C]	–	–	[kJ/kg]	[kW]	[kW]	[kW]
-30	30	0,7234	0,744	69,64	12,99	13,41	29,20
-25	30	0,7549	0,759	60,89	14,27	14,86	37,53
-20	30	0,7834	0,770	53,09	15,59	16,20	47,55
-15	30	0,8096	0,774	46,31	16,91	17,46	59,54
-10	30	0,8341	0,770	40,29	18,12	18,58	73,76
-5	30	0,8572	0,756	35,00	19,04	19,58	90,53
0	30	0,8792	0,730	30,27	19,48	20,38	110,20
5	30	0,9003	0,695	25,84	19,25	20,79	133,16
10	30	0,9207	0,654	21,44	18,13	20,49	159,81
-30	40	0,6811	0,723	82,01	14,72	14,47	24,56
-25	40	0,7146	0,741	72,21	16,20	16,52	32,35
-20	40	0,7448	0,755	63,60	17,74	18,51	41,76
-15	40	0,7722	0,767	55,94	19,33	20,36	52,98
-10	40	0,7976	0,773	49,12	20,93	22,05	66,24
-5	40	0,8213	0,773	43,09	22,47	23,58	81,79
0	40	0,8437	0,764	37,70	23,76	24,89	99,90
5	40	0,8650	0,746	32,95	24,63	26,02	120,91
10	40	0,8856	0,718	28,59	24,87	26,82	145,21
-30	50	0,6380	0,696	95,37	16,57	15,32	20,30
-25	50	0,6742	0,720	84,07	18,20	17,97	27,46
-20	50	0,7062	0,738	74,45	19,92	20,61	36,15
-15	50	0,7352	0,752	66,00	21,76	23,15	46,52
-10	50	0,7616	0,763	58,39	23,61	25,48	58,74
-5	50	0,7862	0,772	51,58	25,51	27,57	73,00
0	50	0,8091	0,774	45,55	27,38	29,46	89,52
5	50	0,8309	0,769	40,15	29,08	31,10	108,58
10	50	0,8517	0,757	35,39	30,45	32,55	130,54

Tabelle 2: Leistungsverhalten des ausgewählten Verdichters

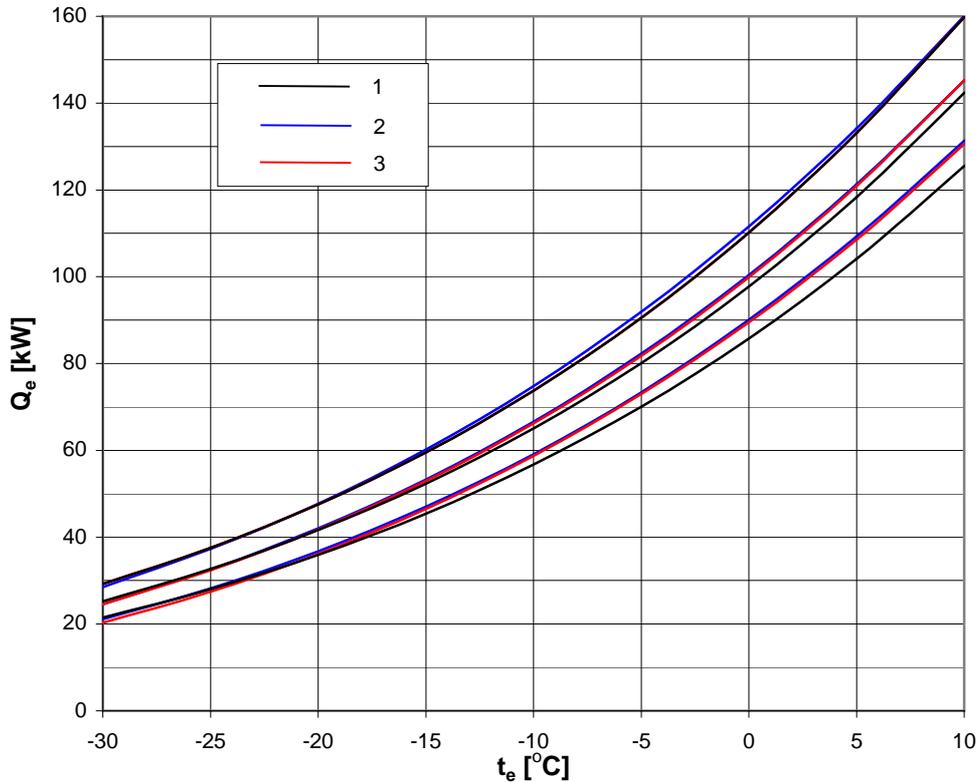


Bild 6: Leistungsverhalten des simulierten Verdichters
 1 – nach Gl. (42); 2 – reale Daten; 3 – mit Korrektur nach Gl. (54)

3.4. Leistungsverhalten eines Verflüssigungssatzes

Der Verflüssigungssatz ist ein aus Verdichter und Verflüssiger bestehendes Untersystem einer Kältemaschine, das häufig im Lieferprogramm von Verdichterherstellern zu finden ist. Beide Komponenten werden mit dem Ziel bestimmter Leistungen zusammengefügt, die von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur abhängen und in Tabellen oder Graphiken dargelegt sind.

Um die Leistung der Kombination aus Verdichter und Verflüssiger zu ermitteln, müssen die Leistungscharakteristiken beider Komponenten überlagert werden. Rechnerische Voraussetzung dafür ist, daß der Verdichter bei konstanter Drehzahl arbeitet und daß das Kühlwasser dem Verflüssiger bei gleichbleibender Eintrittstemperatur und konstantem Volumenstrom zugeführt wird. Im realen Betrieb wird dagegen die Kondensationstemperatur durch Veränderung der Kühlwassermenge geregelt.

Die Leistungen von Verdampfer und Verflüssiger zeigen folgende Abhängigkeiten:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_e(t_e, t_c)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_c(t_{w1}, t_c)$$

Eine Energiebilanz ergibt:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + P_i \quad (55)$$

P_i ist dabei die indizierte Leistung.

Mit Gleichung (51) folgt:

$$P_i = \dot{Q}_e / \varepsilon_{KM} \quad (56)$$

Einsetzen von Gl. (56) in Gl. (55) ergibt:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_e + \dot{Q}_e / \varepsilon_{KM} = \dot{Q}_e (1 + 1 / \varepsilon_{KM}) \quad (57)$$

und

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_C \frac{\varepsilon_{KM}}{\varepsilon_{KM} + 1} \quad (58)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_e(t_e, t_c, t_{w1}) \quad (59)$$

Es ist zu erkennen, daß die Leistungscharakteristiken von Verdampfer und Verflüssiger verknüpft sind.

3.5. Überlagerung an einem konkreten Beispiel

Betrachtet werden soll das Zusammenwirken des obenstehend simulierten Hubkolbenverdichters mit dem vorstehend beschriebenen wassergekühlten Rohrbündelverflüssiger [10]. Beide Komponenten sollen als Verflüssigungssatz mit folgendem Einsatzbereich simuliert werden:

Verdampfungstemperatur	t_e	=	0 ÷ 10 °C
Kondensationstemperatur	t_c	=	30 ÷ 42 °C
Kühlwassereintrittstemperatur	t_{w1}	=	20 ÷ 28 °C

Um die Temperatur t_2 des Kältemittels beim Eintritt in den Verflüssiger zu bestimmen, wird zunächst die Enthalpie beim Austritt aus dem Verdichter berechnet:

$$h_2 = h_1 + w_i \quad (60)$$

Durch Iteration von h_2 und p_2 (oder Ablesen im p,h-Diagramm) kann die gesuchte Temperatur t_2 gefunden werden. Damit kann der Wärmestrom \dot{Q}_C im Verflüssiger berechnet werden, der wiederum in Gl. (58) eingesetzt wird. Die Leistungszahl ε_{KM} wird von der Simulationsroutine für den Verdichter geliefert, mit der auch der Wert von w_i in Gl. (60) ermittelt wird.

Diese Berechnungen und Iterationen wurden für die oben genannten Kombinationen von t_e , t_c und t_{w1} durchgeführt. Im nächsten Schritt sollen die Kurvenzüge, die sich aus der berechneten Verflüssigerleistung ergeben, mit denen aus der Bestimmung des Leistungsverhaltens des Verdichters in einem gemeinsamen Diagramm dargestellt werden.

In Bild 7 sind zunächst nur die Kurvenzüge für $t_{w1} = 26$ °C eingezeichnet, um die Darstellung übersichtlich zu halten. Ihre Schnittpunkte mit den korrespondierenden Linien für $t_c = \text{const.}$ sind die Basis für einen überlagernden Kurvenzug, der die Leistungscharakteristik des Verflüssigungssatzes bei $t_{w1} = 26$ °C darstellt.

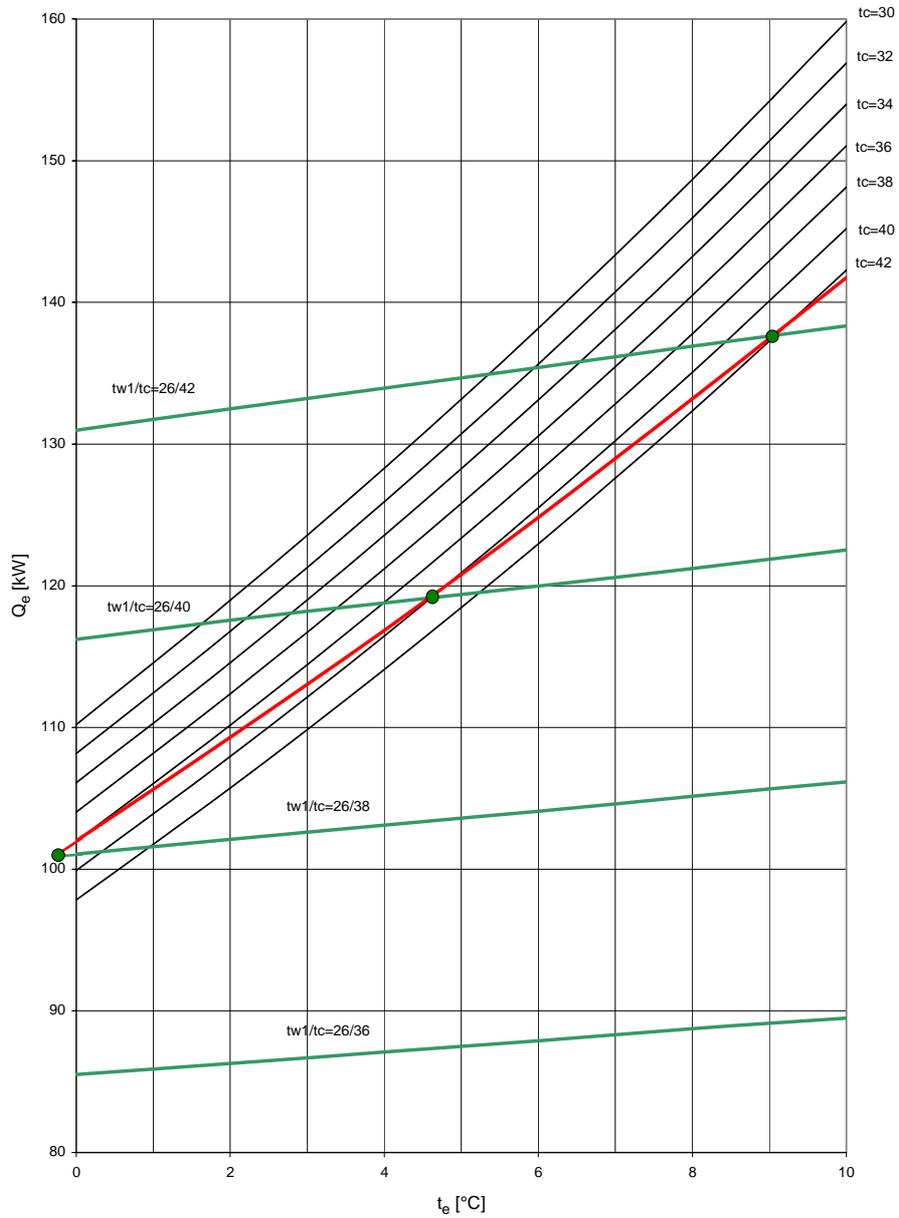


Bild 7: Überlagerung der Leistungscharakteristiken von Verdichter und Verflüssiger bei $t_{w1} = 26$ °C

Auch für die weiteren Kühlwassertemperaturen können die Leistungskurven des Verflüssigungssatzes gefunden werden. Sie sind in Bild 8 als Kurvenschar für die Werte von $t_{w1} = 20$ °C bis 28 °C dargestellt.

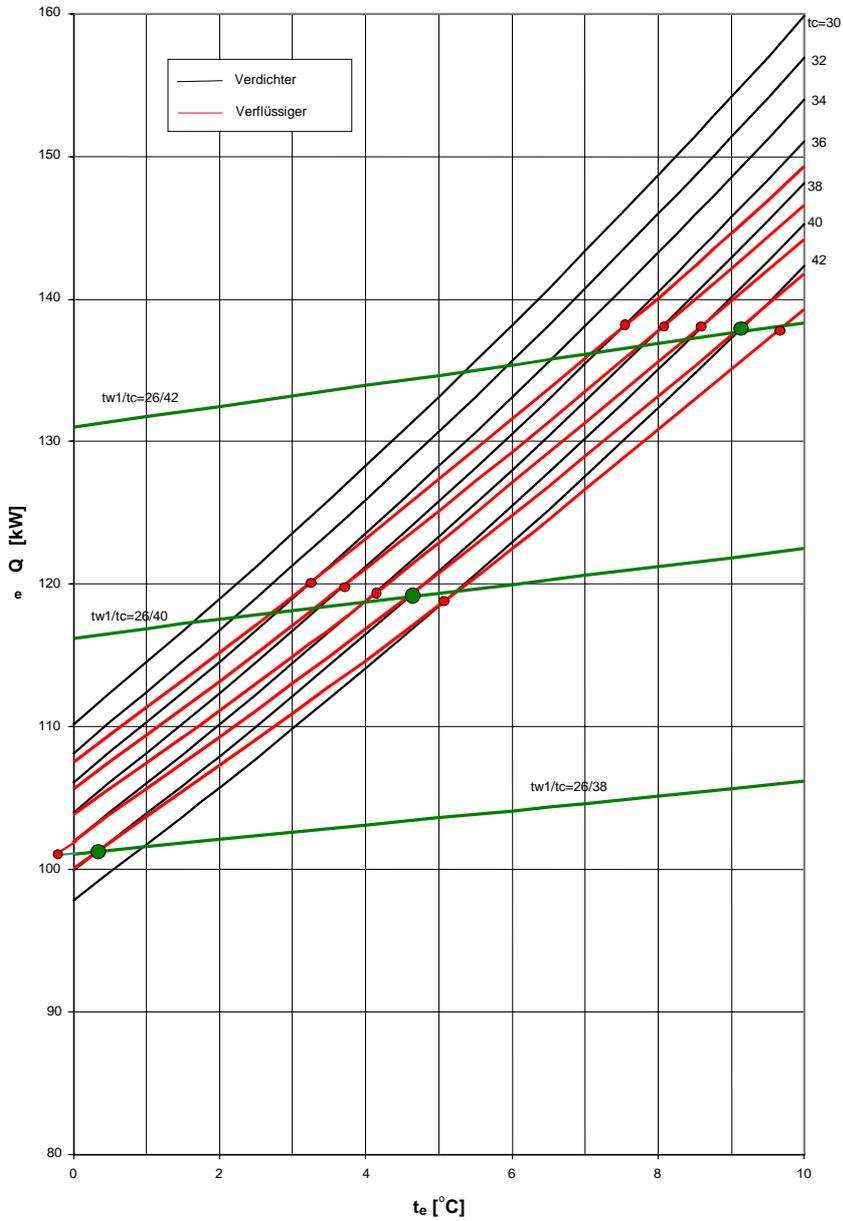


Bild 8: Leistungsverhalten des Verflüssigungssatzes

Auf den ersten Blick erscheint es paradox, daß die Kälteleistung des Verflüssigungssatzes bei höherer Kondensationstemperatur größer ist. Der Grund dafür ist jedoch die größere Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Kältemittel.

3.6. Zusammenfassung Kapitel 3

Zur Beschreibung des Leistungsverhaltens eines Hubkolbenverdichters wurde ein mathematisches Modell erstellt, welches in ein Computerprogramm einbezogen und anhand eines konkreten Beispiels überprüft wurde. Die Abweichungen der erhaltenen Ergebnisse von den realen Meßdaten sind gering; Verfeinerungen des Modells sind z.B. beim mechanischen Wirkungsgrad vorstellbar. Mit dem Programm können z.B. verschiedene Geometrien, Kältemittel oder Überhitzungstemperaturen herstellerunabhängig verändert und simuliert werden.

Hier wurde das Programm genutzt, um die Leistungscharakteristiken eines ausgewählten Verdichters und des oben beschriebenen Rohrbündelverflüssigers [10] per Simulation zu überlagern. Mit diesem Verfahren wurde das Leistungsverhalten des aus beiden Komponenten bestehenden Verflüssigungssatzes bestimmt. Dabei wurden unterschiedliche Kombinationen aus Verdampfungs-, Verflüssigungs- und Kühlwassertemperatur betrachtet.

Die Kälteleistung eines Verflüssigungssatzes ist im realen Betrieb auch dem Einfluß des Verdampfers unterworfen. In einem weiteren Beitrag soll daher abschließend gezeigt werden, wie der Verdampfer einer Kälteanlage physikalisch beschrieben werden kann und damit die Leistungsparameter der gesamten Anlage durch Simulation vorhergesagt werden können.

4. Simulation von Rohrbündelverdampfern und gesamten Kälteanlagen

Der Verdampfer ist eine Hauptkomponente einer einstufigen Kaltdampf-Kältemaschine. Seine Leistungscharakteristik hat Einfluß auf die anderen Komponenten: Verdichter, Verflüssiger und Expansionseinrichtung. Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen diesen Komponenten muß eine Kälteanlage immer in ihrer Gesamtheit betrachtet werden [1,2].

Im stationären Betrieb stellt sich ein Gleichgewicht zwischen den Komponenteneinflüssen ein - das System arbeitet am "balance point" [3]. Hier wird eine Methode vorgestellt, diesen Gleichgewichtspunkt für eine Kombination beliebiger Komponenten vorherzusagen. sie stellt die Ergänzung der ersten beiden Teile dieses Beitrags dar, in denen die Simulation eines Rohrbündelverflüssigers [10], eines Hubkolbenverdichters [20] und eine Überlagerung beider Komponenten zu einem Verflüssigungssatz erläutert wurde. Um den Gleichgewichtspunkt aller Komponenten festzustellen, ist es zunächst notwendig, ergänzend das Leistungsverhalten des Verdampfers physikalisch zu beschreiben. Danach kann eine Überlagerung der Modellierungen dieser drei Hauptkomponenten durchgeführt werden.

4.1. Mathematische Beschreibung von Rohrbündelverdampfern

Zunächst soll hier eine Methode zur Vorhersage des Leistungsverhaltens von Rohrbündelverdampfern erläutert und in einer mathematischen Simulation an einem Beispiel angewandt werden. Im betrachteten Verdampfer strömt das Kältemittel innen durch die Rohre und verdampft dabei. Das Sekundärmedium (hier Wasser) wird gekühlt während es über die Rohraußenseiten strömt und dabei i.a. mehrfach umgelenkt wird.

Das Kältemittel weist am Eintritt tiefe Temperatur, niedrigen Druck und geringen Dampfgehalt auf. Während der Wärmeaufnahme beim Verdampfungsdruck p_e und der Verdampfungstemperatur t_e gelangt es in den dampfförmigen Zustand. Kältemittelgemische weisen einen sog. Temperaturgleit während der Verdampfung auf. Das Temperaturprofil eines Verdampfungsprozesses ist in Bild 9 dargestellt, in dem L die Längenkoordinate des Verdampfers ist.

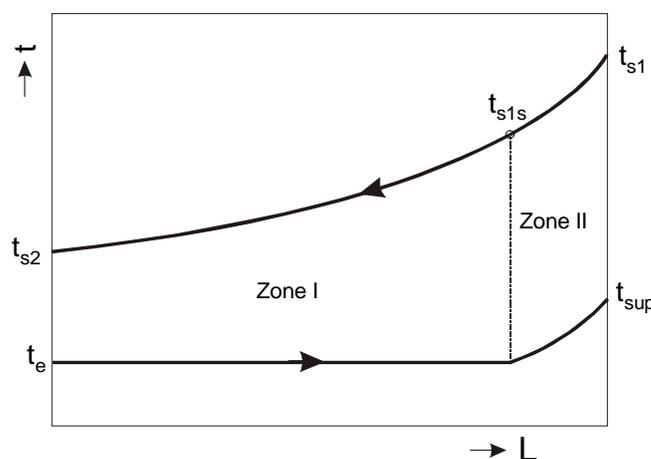


Bild 9: t,L-Diagramm des Verdampfungsvorgangs

Das Kältemittel verdampft bis zum Zustand trocken gesättigten Dampfes (Zone I) und verläßt den Verdampfer üblicherweise als überhitzter Dampf (Überhitzung in Zone II). In Trockenverdampfern beträgt die Überhitzung ca. 5 K; sie wird z.B. über ein thermostatisches Expansionsventil geregelt.

Die Verdampfung in Zone I dominiert den gesamten Prozeß. Sie wird daher häufig zur Abschätzung der Kälteleistung herangezogen, obwohl die beschreibenden Gleichungen für die Überhitzungszone unterschiedlich sind wie später gezeigt wird. Die allein durch Verdampfung bewirkte Abkühlung des gekühlten Fluids kann wie folgt abgeschätzt werden:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_s \cdot c_s \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \quad (61)$$

$$\dot{Q}_e = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (62)$$

mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz:

$$\Delta t_m = \frac{(t_{s1} - t_e) - (t_{s2} - t_e)}{\ln \frac{t_{s1} - t_e}{t_{s2} - t_e}} \quad (63)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \frac{t_{s1} - t_e}{t_{s2} - t_e}} \quad (64)$$

Durch Kombination [2] obenstehender Gleichungen folgt:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_s c_s (t_{s1} - t_e) \cdot \left[1 - \frac{1}{\exp(kA / \dot{m}_s c_s)} \right] \quad (65)$$

Diese Gleichung kann als Leistungscharakteristik des Verdampfers bezeichnet werden. Die Kälteleistung ist eine Funktion zweier unabhängiger Variablen, der Verdampfungstemperatur t_e und der Flüssigkeitseintrittstemperatur t_{s1} .

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_e(t_e, t_{s1}) \quad (66)$$

In dieser Gleichung sind mehrere abhängige Variable enthalten, die nicht einfach zu bestimmen sind, wie z.B. die Flüssigkeitsaustrittstemperatur t_{s2} , die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kältemittelseite (Verdampfung auf der Rohrrinnenseite) und der Flüssigkeitsseite, oder der Wärmedurchgangskoeffizient k . Einige Gleichungen sind zudem in impliziter Form gegeben.

Ein möglicher Lösungsweg ist, zunächst einen spezifischen Wärmestrom \dot{q} anzunehmen

$$\dot{q} = \dot{Q}_e / A \quad (67)$$

dann alle Wärmeübergangs- und hydraulischen Berechnungen durchzuführen und den angenommenen mit dem berechneten Wert zu vergleichen. Durch Iteration können beide Werte in Übereinstimmung gebracht werden. Alternativ kann nachstehende Gleichung verwendet werden:

$$\dot{q} = k \cdot \Delta t_m \quad (68)$$

In den Gleichungen (67) und (68) korrespondieren die Größen von \dot{q}_i und k_i mit der inneren A_i , sowie \dot{q}_e und k_e mit der äußeren Wärmeübertragerfläche A_e .

4.2. Simulation komplexer Wärmeübertragungsprozesse

Wie in Bild 9 gezeigt wird das Kältemittel zunächst verdampft und anschließend überhitzt. Die kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten unterscheiden sich dabei deutlich, woraus auch unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten in den Zonen I und II folgen. Die Berechnung des Leistungsverhaltens erschwert sich dadurch, daß die Gleichungen 62, 65, 67 und 68 nicht auf den gesamten Verdampfer angewandt werden können. Zudem kann keine einheitliche mittlere Temperaturdifferenz über den gesamten Verdampfer definiert werden. Analog zur Vorgehensweise in [10] wird auch hier vorgeschlagen, den Verdampfer in zwei Wärmeübertrager zu trennen [21], einen für Zone I und einen für Zone II.

Der gesamte aufgenommene Wärmestrom setzt sich damit aus zwei Anteilen zusammen:

\dot{Q}_{e1} - Verdampfungswärme (latent) und

\dot{Q}_{e2} - Überhitzungswärme

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2} \quad (69)$$

Die äußeren Wärmeübertragerflächen sind:

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} \quad (70)$$

Nun wird eine bezogene Wärmestromdichte $\dot{q}_{e,tr}$ für den gesamten Verdampfer eingeführt. Unter Annahme eines bestimmten $\dot{q}_{e,tr}$ kann die gesamte Verdampferleistung berechnet werden:

$$\dot{Q}_e = A_e \cdot \dot{q}_{e,tr} \quad (71)$$

Analog zu Gleichung (69) ist die abgegebene spezifische Wärme:

$$q_e = q_1 + q_2 \quad (72)$$

q_1 kann aus der Dampftafel des Kältemittels entnommen werden.

q_2 kann ebenfalls als Enthalpiedifferenz abgelesen oder wie folgt abgeschätzt werden:

$$q_2 = c_{sup} \cdot (t_{sup} - t_e) \quad (73)$$

Bei der Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen ist der Temperaturverlauf gemäß Bild 1 zugrunde zu legen. Es ist zu erkennen, daß diese für beide Zonen getrennt bestimmt werden sollten, wenn mit verbesserter Genauigkeit gerechnet werden soll. Im folgenden ist die Flüssigkeitseintrittstemperatur in Zone II mit t_{s1s} angenommen. Damit ergeben sich die beiden mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen:

Zone I

$$\Delta t_{m1} = \frac{t_{s1s} - t_{s2}}{\ln \frac{t_{s1s} - t_e}{t_{s2} - t_e}} \quad (74)$$

Zone II

$$\Delta t_{m2} = \frac{(t_{s1} - t_{sup}) - (t_{s1s} - t_e)}{\ln \frac{t_{s1} - t_{sup}}{t_{s1s} - t_e}} \quad (75)$$

Weitere Gleichungen, die zur Berechnung von Wärmeübertragung und Druckverlust herangezogen wurden, sind im Anhang enthalten. Der Rechengang der Simulation ist komplex und nur iterativ zu lösen [22]. Es wurde daher ein Rechenprogramm [7] erstellt, welches u.a. Polynome zur Berechnung der Zustandsgrößen vielfältiger Kältemittel [8,21] und Wasser als Kälte-träger enthält. Auch die Unterscheidung von Glatt- und Rippenrohren ist möglich.

4.3. Darstellung des Leistungsverhaltens an einem konkreten Beispiel

Eingabedaten

$\dot{m}_s = 5,725 \text{ kg/s}$	Massenstrom Wasser
$D = 300 \text{ mm}$	innerer Manteldurchmesser
$L = 2,70 \text{ m}$	aktive Rohrlänge
$b = 169 \text{ mm}$	Abstand Leitbleche
$n_p = 2$	Anzahl der Pässe (Kältemittel)
$n_r = 136$	Anzahl der Rohre
$d_e = 16,0 \text{ mm}$	äußerer Rohrdurchmesser
$d_i = 14,0 \text{ mm}$	innerer Rohrdurchmesser
$s = 21,0 \text{ mm}$ (Kupferrohre, Wärmeleitfähigkeit 370 W/mK)	Rohrabstand
$R_o = 0,00005 \text{ m}^2\text{K/W}$	Verschmutzungsfaktor, Rohraußenseite
$R_i = 0,0 \text{ m}^2\text{K/W}$	Verschmutzungsfaktor, Rohrinenseite
$t_c = 38 \text{ }^\circ\text{C}$	Kondensations- bzw. Unterkühlungstemperatur
$\Delta t_{sup} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	Überhitzung
R22	Kältemittel
Wasser	Gekühlte Flüssigkeit

Ergebnisse

t_e	t_{s1}	t_{s2}	k_e	α_R	α_s	\dot{Q}_e
[°C]	[°C]	[°C]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[kW]
0,0	10,0	5,9	810,6	1129,5	5920,8	98,0
2,0	10,0	7,5	601,4	792,4	5967,0	59,1
4,0	10,0	9,0	355,6	440,8	6006,6	24,4
0,0	12,0	6,1	1005,2	1475,8	5969,4	140,8
2,0	12,0	7,9	827,0	1154,3	6020,2	99,4
4,0	12,0	9,5	615,0	811,5	6067,1	60,1
6,0	12,0	11,0	365,8	454,0	6107,3	25,0
0,0	14,0	6,3	1176,0	1810,6	6014,5	185,2
2,0	14,0	8,1	1023,3	1504,6	6068,4	142,5
4,0	14,0	9,8	843,0	1178,2	6119,8	100,8
6,0	14,0	11,4	628,7	830,9	6167,1	61,1
8,0	14,0	12,9	376,1	467,5	6207,8	25,6
0,0	16,0	6,4	1327,2	2134,4	6056,9	230,6
2,0	16,0	8,2	1195,2	1842,7	6113,0	187,1
4,0	16,0	10,0	1040,9	1532,7	6167,4	144,1
6,0	16,0	11,7	859,0	1202,5	6219,1	102,1
8,0	16,0	13,4	642,7	850,6	6266,7	62,2
10,0	16,0	14,9	386,8	481,5	6307,9	26,1

Tabelle 3: Leistungsverhalten des betrachteten Verdampfers

Der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient α_R und der Wärmedurchgangskoeffizient k_e in Tabelle 3 sind für Zone I angegeben, da der Verdampfungsvorgang dominierend ist.

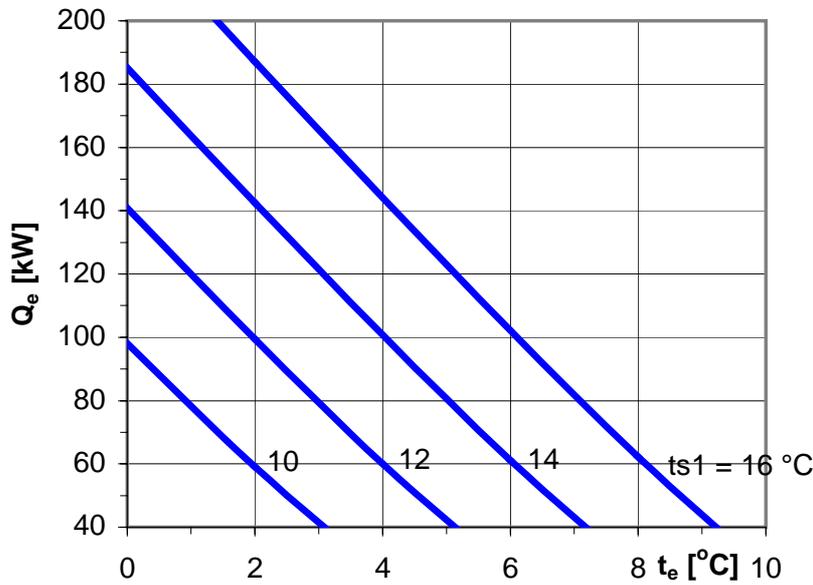


Bild 10: Graphische Darstellung des Leistungsverhaltens (t_{s1} – Wassereintrittstemperatur)

Bei gleichbleibender Wassereintrittstemperatur t_{s1} steigt die Verdampferleistung mit fallender Verdampfungs-temperatur t_e aufgrund des zunehmenden Temperaturunterschiedes Δt_m zwischen Kältemittel und Flüssigkeit (Gl. 62 u. 63). In der Praxis wird jedoch auf eine möglichst hohe, der Anwendung entsprechende Verdampfungs-temperatur Wert gelegt, um eine geringe Verdichterantriebsleistung zu erzielen.

In Bild 10 ist zu sehen, daß die Abhängigkeit der Verdampferleistung \dot{Q}_e von der Verdampfungs-temperatur t_e bei konstantem Wert von t_{s1} annähernd linear ist. Grund dafür ist, daß der rechte Klammerausdruck in Gl. 65 eine annähernd lineare Funktion ist, und zudem die linke Seite ($t_{s1} - t_e$) gleichlaufend abnimmt. (Gleichung 65 beschreibt den dominierenden Verdampfungs-schritt.)

Während der Überhitzung ist der Wärmeübergang deutlich schlechter. Der Wärmedurchgangskoeffizient beträgt hier 80 bis 140 W/m²K entsprechend Dampfgeschwindigkeiten von 2 bis 4 m/s bei Annahme einer Überhitzung von 5 °C. Während der Verdampfung beträgt der Wärmedurchgangskoeffizient 350 bis 1350 W/m²K, wobei die größeren Werte für höhere Temperaturunterschiede zwischen Kältemittel und gekühlter Flüssigkeit vorliegen.

In Tabelle 3 ist zu sehen, daß die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Flüssigkeitsseite größer sind als auf der Kältemittelseite. Grund dafür ist die hier einbezogene Modellierung eines berippten Rohres, die durch das Rechenprogramm ermöglicht wird. Auch verschiedene Konstruktionsvarianten oder der Einfluß zunehmender Verschmutzung können betrachtet werden.

4.4. Betrachtung der gesamten Kälteanlage

In [20] ist die Kombination eines Rohrbündelverflüssigers mit einem Hubkolbenverdichter zu einem Verflüssigungssatz beschrieben. Um das Leistungsverhalten einer vollständigen Kälteanlage simulieren zu können, verbleibt noch die Hinzufügung der Charakteristik des Verdampfers. Es kann angenommen werden, daß das Drosselorgan allen Änderungen der anderen Komponenten folgt.

In Bild 11 sind die Leistungscharakteristiken des Verflüssigungssatzes (Beispiel aus [20]) und des Verdampfers (Bild 10) überlagert. Gleichgewichte ("balance points") ergeben sich für alle Schnittpunkte der Kurven $t_{w1} = \text{const.}$ (Verflüssigungssatz) mit den Kurven $t_{s1} = \text{const.}$ (Verdampfer).

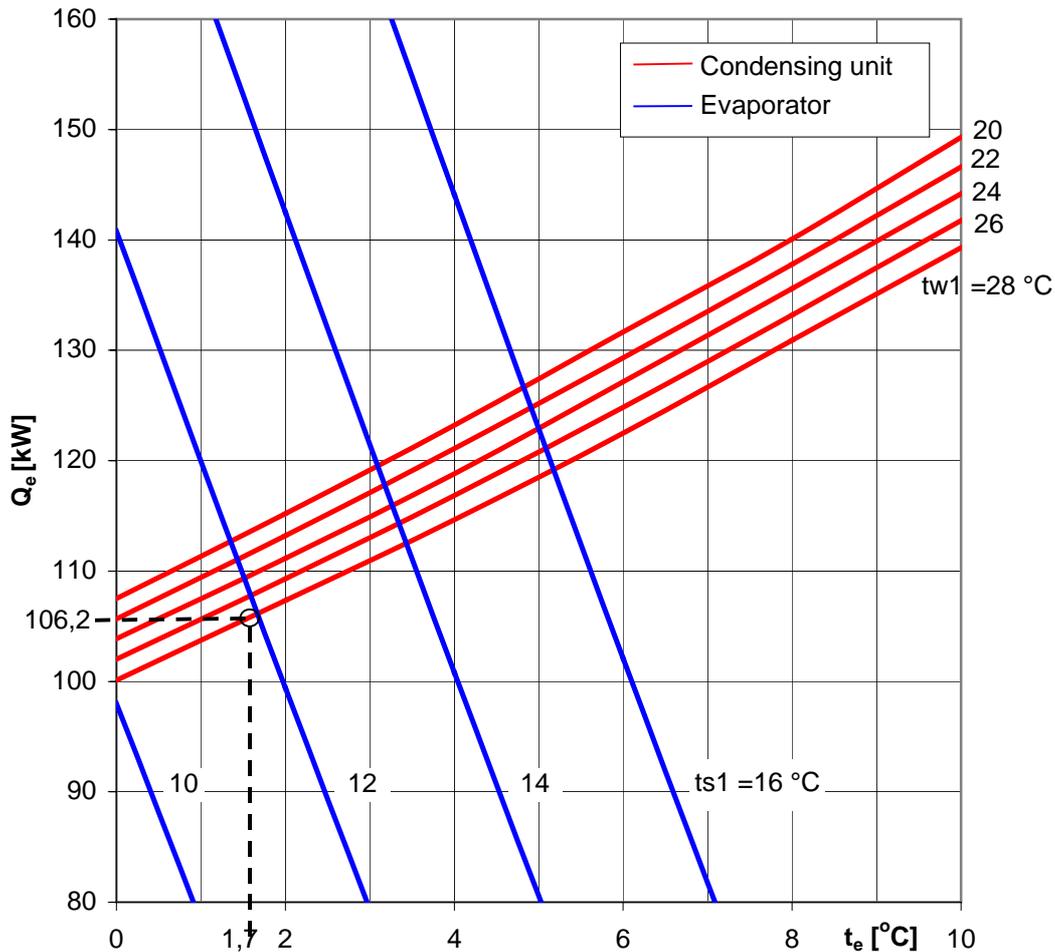


Bild 11: Bestimmung des Leistungsverhaltens der Kälteanlage durch Überlagerung der Ergebnisse für Verdampfer und Verflüssigungssatz [21]

Als Beispiel ist der Gleichgewichtspunkt eingetragen, der sich für eine Eintrittstemperatur des gekühlten Mediums von $t_{s1} = 12 \text{ °C}$ und eine Kühlwassereintrittstemperatur in den Verflüssiger von $t_{w1} = 28 \text{ °C}$ ergibt. Abzulesen ist eine Verdampfer- bzw. Kälteleistung von $\dot{Q}_e = 106,2 \text{ kW}$ bei einer Verdampfungstemperatur von $t_e = 1,7 \text{ °C}$.

Darüberhinaus ist es möglich, mit den Resultaten der Computersimulation die weiteren Parameter in diesem Gleichgewichtspunkt zu finden. Sie betragen z.B.:

Kondensationstemperatur	$t_c = 40,3 \text{ °C}$
Austrittstemp. gekühlte Flüssigkeit	$t_{s2} = 7,6 \text{ °C}$
Kühlwasseraustrittstemperatur	$t_{w2} = 33,6 \text{ °C}$
Verdichterantriebsleistung	$P_e = 25,5 \text{ kW}$
Indizierter Verdichtewirkungsgrad	$\eta_i = 0,758$
Liefergrad des Verdichters	$\lambda = 0,85$
Wärmedurchgangskoeffizient Verflüssiger	$k_e = 1029 \text{ W/m}^2\text{K}$
Wärmedurchgangskoeffizient Verdampfer	$k_e = 860 \text{ W/m}^2\text{K}$
usf.	

Es ist offensichtlich, daß die Änderung eines einzelnen Parameters auch die Betriebsbedingungen der anderen Komponenten beeinflusst. So kann zum Beispiel in Bild 11 ebenfalls abgelesen werden, daß eine Kälteleistung von z.B. 120 kW unter den gegebenen Kühlwassertemperaturen nicht erzielt werden kann, wenn die Eintrittstemperatur des zu kühlenden Mediums unter 14 °C fällt.

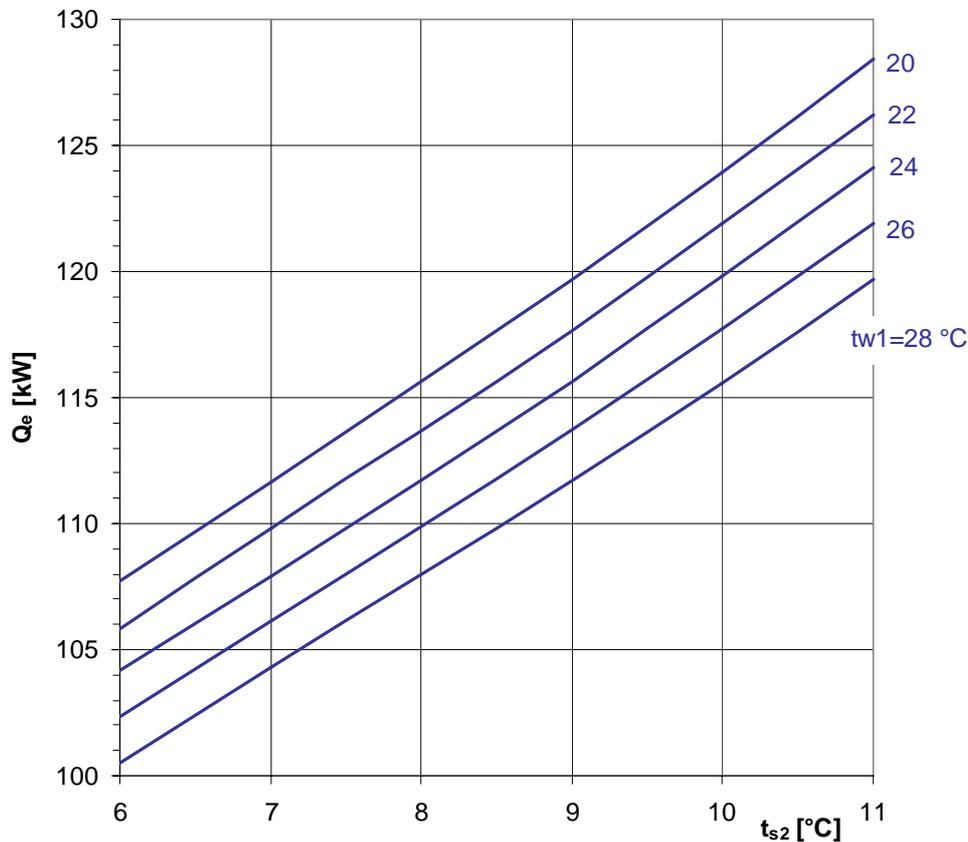


Bild 12: Leistungsverhalten einer Kälteanlage in Abhängigkeit der Austrittstemperatur des gekühlten Mediums und der Kühlwassereintrittstemperatur

Wenn ein Anwender eine vollständige Kälteanlage (z.B. einen Kaltwassersatz) auswählt, ist er an den oben aufgeführten detaillierten Parametern i.a. nicht interessiert. Vielmehr möchte er wissen, welche Kälteleistung bei vorgegebener Austrittstemperatur des zu kühlenden Mediums und vorgegebener Kühlwassereintrittstemperatur zu erwarten ist. Ergänzend interessiert er sich für die Verdichterantriebsleistung. Durch Überlagerung der simulierten Leistungscharakteristiken ist in Bild 12 beispielhaft die Verknüpfung der drei erstgenannten Größen gezeigt.

Die Massenströme des gekühlten Mediums (im Verdampfer) und des Kühlwassers (im Kondensator) sind im Beispiel in Bild 12 konstant gehalten worden. Änderungen eines der beiden Massenströme beeinflussen das Leistungsverhalten des Gesamtsystems. Strömungsdruckverluste in den Rohren und Wärmeeintrag aus der Umgebung sind hier noch nicht berücksichtigt; ihr Einbezug verbessert die Genauigkeit der Simulation.

In diesem Beispiel sollte zunächst grundlegend gezeigt werden, daß mit Hilfe des erstellten Rechenmodells und Simulationsprogramms eine vernünftige Analyse der Wechselwirkungen zwischen den Komponenten einer Kälteanlage möglich ist und der Betriebs- oder Gleichgewichtspunkt des Gesamtsystems bestimmt werden kann. Die Überlagerung ist hier zeichnerisch geschehen; die nächste Erweiterung des Simulationsprogramms wird eine Option zur Überlagerung während der Berechnungen beinhalten.

5. Fazit

Es wurde zunächst gezeigt wie die Vorhersage des Leistungsverhaltens eines Rohrbündelverdampfers mit Hilfe eines Simulationsmodells möglich ist. Die komplexe Aufgabenstellung der kombinierten Verdampfung und Überhitzung wurde mit einem eigenen Ansatz und darauf aufbauendem Rechenprogramm gelöst. Dieses kann u.a. dazu genutzt werden, die Einflüsse veränderlicher konstruktiver Parameter, Temperaturen, Durchflußmengen oder Verschmutzungen vorherzubestimmen.

Anhand eines konkreten Beispiels wurde gezeigt, daß sich die Kälteleistung in Abhängigkeit von der Verdampfungs- und der Eintrittstemperatur des gekühlten Mediums durch eine Schar annähernd linearer Kurven darstellen läßt.

Die graphische Überlagerung der Leistungscharakteristiken von Verdichter, Verflüssiger und Verdampfer zeigte die Wechselwirkungen zwischen diesen Komponenten auf [21]. Dabei war auch erkennbar, daß eine Änderung eines Konstruktions- oder Betriebsparameters Auswirkungen auf alle Komponenten, d.h. das Gesamtsystem hat. Die gefundenen Schnittpunkte der Leistungscharakteristiken stellen Gleichgewichtspunkte im stationären Zustand dar.

Im gewählten Beispiel ist die Vorgehensweise anhand von Rohrbündelapparaten erläutert worden. Mit derselben Strategie können auch die im Programmpaket [7] enthaltenen luftgekühlten Wärmeübertrager betrachtet werden. Das Programmpaket bietet sich die Möglichkeit, das Leistungsverhalten von Komponenten, Verflüssigungssätzen oder Kälteanlagen vorherzubestimmen oder bestehende Anlagen unter veränderten Randbedingungen zu simulieren. Ebenso sind Optimierungen der Komponentenzusammenstellung oder konstruktiver Details möglich [14].

6. Anhang: Wärmeübergangsgleichungen in Rohrbündelverdampfern

Auf die äußere Wärmeübertragerfläche bezogener Wärmedurchgangskoeffizient:

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_o + R_t \frac{d_e}{d_m} + \left(R_i + \frac{1}{\alpha_R} \right) \frac{A_e}{A_i}} \quad (76)$$

Wärmeübergangskoeffizient im Mantelraum; zu kühlende Flüssigkeit quer zu den Rohren [22]:

$$\text{Für } 100 < Re < 1000: \quad Nu = 0,71 \cdot f_r \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \quad (77)$$

$$\text{Für } 1000 < Re < 2 \cdot 10^6 \quad Nu = 0,36 \cdot f_r \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \quad (78)$$

f_r ist ein Korrekturfaktor, der von der Anzahl der horizontalen Rohrreihen abhängt.

Kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient (Verdampfung in den Rohren [9]):

$$\alpha_R = C \frac{G^{0,1} \cdot q_i^{0,7}}{d_i^{0,5}} \quad (79)$$

C enthält thermophysikalische Eigenschaften des Kältemittels:

$$C = \frac{2,059 \cdot \lambda_v^{0,6} \cdot (\Delta h \cdot \rho_v)^{0,133}}{g^{0,2} \cdot T_e^{0,4} \cdot \tau^{0,3} \cdot f^{0,266} \cdot d_o^{0,399} \cdot \rho_l^{0,233}} \left[\frac{W^{0,3} m^{0,1} s^{0,1}}{kg^{0,1} K} \right] \quad (80)$$

In Zone II strömt der Kältemitteldampf durch die Rohre. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für diesen Fall ist in [8] beschrieben. Die hier verwendeten empirischen Gleichungen können im Simulationsprogramm erweitert, modifiziert oder ausgetauscht werden, wenn auf der Basis anderer Quellen gerechnet oder speziellen Konstruktionen Rechnung getragen werden soll.

7. Literatur

- [1] Fearon, J.: Vapour Compression Systems - Their Complexities, Control and Equilibrium, *Refrigeration and Air Conditioning*, (12) 1980, S. 28 - 34
- [2] Rozenfeld, L., Vorobev, I.: Equilibrium Characteristics of Refrigerating Machines, *Holodilnaja tehnika*, (1) 1972, S. 39 - 43
- [3] ASHRAE Handbook – Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2002
- [4] Gulich J.: Computer Programme for Heat Exchanger Calculations, *Sulzer Technical Review*, (2) 1972
- [5] Ciconkov, R.: Kältetechnik – Gelöste Beispiele, *University "Sv. Kiril and Metodij", Faculty of Mech. Eng., Skopje*, 2002
- [6] Heinrich G., Krug W.: Modellierung luft- und kältetechnischer Prozesse, *VEB Verlag Technik*, Berlin, 1978
- [7] Ciconkov, R.: Refrigeration Software, *University "Sv. Kiril and Metodij", Faculty of Mech. Eng., Skopje*, 1978-2004, <http://www.unet.com.mk/refrigeration>
- [8] ASHRAE Handbook – Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2001
- [9] Slipcevic, B.: Wärmetauscher (Mit Beispielen aus der Kältetechnik), *SMEITS*, Belgrade, 1989 (Auf Serbo-Kroatisch)
- [10] Ciconkov, R., Hilligweg, A.: Rohrbündelverflüssiger – Simulation des Leistungsverhaltens, *KI Luft- und Kältetechnik* 39 (2003) 2, S. 55 - 59, ISSN 0945-0459
- [11] Bikov, A.: Refrigerating Compressors, *Legkaja i Pishtevaja Promishlenost*, Moscow, 1981
- [12] Frenkel, M.: Piston Compressors, *Masinstroenie*, Leningrad, 1969
- [13] Ciconkov, R.: Kältetechnik – Gelöste Beispiele, *Universität "Sv. Kiril and Metodij", Faculty of Mech. Eng., Skopje*, 2002
- [14] Ciconkov, R.: Optimization of Refrigerating Machines, Doctoral dissertation, University "Sv. Kiril and Metodij", Faculty of Mech. Eng., Skopje, 1986
- [15] Ciconkov, R.: Refrigeration Software, University "Sv. Kiril and Metodij", Faculty of Mech. Eng., Skopje, 1978-2004, <http://www.unet.com.mk/refrigeration>
- [16] Chan, C., Haselden, G., Computer-based Refrigerant Thermodynamic Properties, Parts 1, 2 and 3, *International Journal of Refrigeration*, No. 1, 2 and 3, 1981
- [17] ASHRAE Handbook – Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2001
- [18] ICI: Technische Dokumentation Kältemittel
- [19] BITZER: Produktkataloge und Auslegungsoftware
- [20] Ciconkov, R., Hilligweg, A.: Kolbenverdichter – Simulation des Leistungsverhaltens beim Einsatz in einem Verflüssigungssatz, *KI Luft- und Kältetechnik* 39 (2003) 3, S. 125 – 130, ISSN 0945-0459
- [21] Ciconkov, R., Hilligweg, A.: Simulation des Leistungsverhaltens von Rohrbündelverdampfern und gesamten Kälteanlagen, *KI Luft- und Kältetechnik* 39 (2003) 4, S. 161 – 165, ISSN 0945-0459
- [22] Danilova, G., et. al.: Heat Exchangers in Refrigeration Plants, *Machinstroenie*, Leningrad (1986)

8. Nomenklatur

Formelzeichen

A	Fläche	[m ²]
b	(Schicht)dicke, Abstand	[mm]
c	Wärmekapazität	[kJ/(kgK)]
c	Schadraumanteil	
C	Koeffizient	
D, d	Durchmesser, Bohrung	[m]
d _o	Blasendurchmesser	[m]
f	Frequenz der Blasenbildung	
f	Mittlere vertikale Rohranzahl	
f	Korrekturfaktor	
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
G	flächenbez. Massenstrom	[kg/(m ² s)]
h	Spezifische Enthalpie	[kJ/kg]
i	Anzahl der Zylinder	
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/(m ² K)]
L, l	Länge	[m]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Polytropenexponent	
n	Drehzahl	[s ⁻¹]
Nu	Nusselt-Zahl	
p	Druck	[bar]
P	Leistung	[kW]
Pr	Prandtl-Zahl	
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
q	spezifische Wärme	[kJ/kg]
q	spezifischer Wärmestrom	[W/m ²]
q _v	volumetrische Kälteleistung	[kJ/m ³]
R	Verschmutzungsfaktor	[m ² K/W]
Re	Reynolds-Zahl	
s	Hub	[m]
T	absolute Temperatur	[K]
t	Celsius-Temperatur	[°C]
V	Volumen	[m ³]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
v	spezifisches Volumen	[m ³ /kg]
w	Geschwindigkeit	[m/s]
w	spezifische Arbeit	[kJ/kg]
α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m ² K)]
Δ	Unterschied	
Δt	Temperaturunterschied	[°C]
ε_{KM}	Leistungszahl der Kältemaschine	
η	Dynamische Viskosität	[Pa·s]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(mK)]
λ	Liefergrad	
ν	Kinematische Viskosität	[m ² /s]
Π	Verdichtungsverhältnis	
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ψ_c	Korrekturfaktor für Kondensation auf berippten Oberflächen	
ψ_w	Korrekturfaktor für den Einfluß der Dampfgeschwindigkeit	
τ	Oberflächenspannung	[N/m]

Indices

1	Eintritt, Saugseite
2	Austritt, Druckseite
c	kondensierend
e	extern (außen), verdampfend, effektiv
i	intern (innen), Eingang, indiziert
is	isentrop
lat	latent
m	mittel, mechanisch
o	Ausgang
R	Kältemittel
s	Sekundärmedium, zu kühlende Flüssigkeit
sup	überhitzt
t	Rohr
w	Wasser
z	Rohrwand