

Zum Wärmeübergang bei der Verdampfung von Kältemitteln an glatten und berippten Rohren

D. Gorenflo

Kältetechnisches Institut der Universität Karlsruhe (Deutschland)

Zusammenfassung

Als Bauelemente in überfluteten Verdampfern für die Kältetechnik werden in neuerer Zeit zunehmend aussen berippte Rohre anstelle von Glattrohren diskutiert und bereits eingesetzt. Bei der Berechnung derartiger Verdampfer interessiert der Wärmeübergang von horizontalen Rippenrohren an siedende Kältemittel.

Da in der Literatur nur sehr spärliche und zum Teil widersprüchliche Unterlagen über den Wärmeübergang bei der Verdampfung an Rippenrohren existieren, wurde die Wärmeübergangszahl für die Verdampfung mehrerer Kältemittel (R11, R113, R22, R502) an der Aussenseite horizontaler, glatter und berippter Rohre im Druckbereich zwischen 0,1 und 10 bar gemessen. Um dabei den kältetechnisch wichtigen Belastungsbereich schwacher Blasenverdampfung voll zu erfassen, wurde die Wärmestromdichte von sehr kleinen Werten bei freier Konvektion ohne Blasenbildung bis zu hohen Werten bei ausgeprägter Blasenverdampfung variiert. Im Bereich der freien Konvektion ohne Blasenbildung wirkt sich die Vergrößerung der Rohroberfläche weitgehend unabhängig von der übrigen Rippengeometrie in vollem Umfang auf die Erhöhung des Wärmestroms pro Rohrlänge bei vorgegebener Temperaturdifferenz zwischen Wand und Flüssigkeit aus. Die Wärmeübergangszahl nimmt bei den Rippenrohren, ebenso wie beim Glattrohr, mit wachsender Wärmestromdichte zu und ist innerhalb der Fehlergrenze unabhängig vom Druck.

Dagegen ergibt sich bei der Blasenverdampfung an glatten und berippten Rohren im untersuchten Bereich eine erhebliche Zunahme der Wärmeübergangszahl mit dem Druck. Die auf die gesamte Rohroberfläche bezogenen Wärmeübergangszahlen sind dabei besonders im kältetechnisch wichtigen Bereich schwacher Blasenverdampfung für die Rippenrohre bei gleicher Wärmestromdichte und gleichem Druck merklich höher als für das Glattrohr, während die relative Zunahme der Wärmeübergangszahl mit der Wärmestromdichte bei den Rippenrohren schwächer ist als beim Glattrohr.

Einleitung

In Kälteanlagen mit überfluteten Verdampfern siedet das Kältemittel auf der Aussenseite horizontaler Rohre, die im allgemeinen von Wasser oder Sole durchflossen werden. Das Kältemittel umströmt die Rohre in freier Konvektion, teils mit, teils ohne Blasenbildung. Für die Dimensionierung derartiger Wärmeaustauscher ist es erforderlich, die Wärmeübergangszahl bei der Verdampfung von Kältemitteln unter verschiedenen Betriebsbedingungen zu kennen.

In neuerer Zeit interessiert dabei in zunehmendem Mass auch der Wärmeübergang von aussen berippten Rohren an

Summary

Recently the use of externally finned tubes in flooded shell-and-tube evaporators for refrigeration purposes instead of plain tubes has been discussed and is already realized. The design of such evaporators requires the knowledge of heat transfer from finned tubes to boiling refrigerants.

Since there exist only very few, and partially contradictory, informations about the heat transfer coefficient at pool boiling on finned tubes, the paper presented gives the heat transfer coefficient at pool boiling of various refrigerants (R11, R22, R113, R502) measured on horizontal plain and finned tubes in the pressure range between 0.1 and 10 bar. To be sure that the range of moderate pool boiling — important for refrigeration techniques — is covered completely the heat flux was varied from very low values where free convection without bubble formation takes place to high values where fully developed nucleate pool boiling appears.

In the range of free convective heat transfer without bubble formation the extension of the tube surface by fins induces a directly proportional increase of heat flow per unit tube length if a constant temperature difference between tube wall and bulk liquid is considered. For finned tubes, as well as for plain ones, the heat transfer coefficient increases with increasing heat flux, and is independent of pressure within the experimental limits of error.

However, at nucleate pool boiling on plain and finned tubes the heat transfer coefficient increases markedly with increasing pressure. At the same pressure and the same heat flux the heat transfer coefficient related to the total surface area is substantially higher for the finned tubes than for the plain ones, especially in the region of moderate nucleate pool boiling, whereas the relative increase of the heat transfer coefficient with increasing heat flux is smaller for finned tubes than it is for the plain tubes.

siedende Kältemittel, weil die Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche durch Verwendung von Rippenrohren anstelle von glatten Rohren eine Erhöhung des pro Rohrlänge übertragbaren Wärmestromes verspricht.

Das gilt besonders für Sicherheitskältemittel, da die Wärmeübergangszahlen für die Verdampfung dieser Stoffe an der Aussenseite von Glattrohren merklich niedriger sind, als die Werte, die auf der Innenseite bei erzwungener Strömung von Wasser oder Sole realisierbar sind.

Da in der Literatur nur sehr spärliche und zum Teil widersprüchliche Unterlagen über den Wärmeübergang bei der Verdampfung an Rippenrohren existieren (1)-(5), wurde die Wärmeübergangszahl für die Verdampfung mehrerer Kältemittel (R11, R113, R22, R502) an der Aussenseite horizontaler, glatter und berippter Rohre im Druckbereich zwischen 0,1 und 10 bar gemessen. Um dabei den kältetechnisch wichtigen Belastungsbereich schwacher Blasenverdampfung voll zu erfassen, wurde die Wärmestromdichte von sehr kleinen Werten bei freier Konvektion ohne Blasenbildung bis zu hohen Werten bei ausgeprägter Blasenverdampfung variiert.

Apparatur und Versuchsbeschreibung

In Abb. 1 ist die verwendete Versuchsanlage schematisch dargestellt: Das Versuchsrohr — ein handelsübliches, glatt

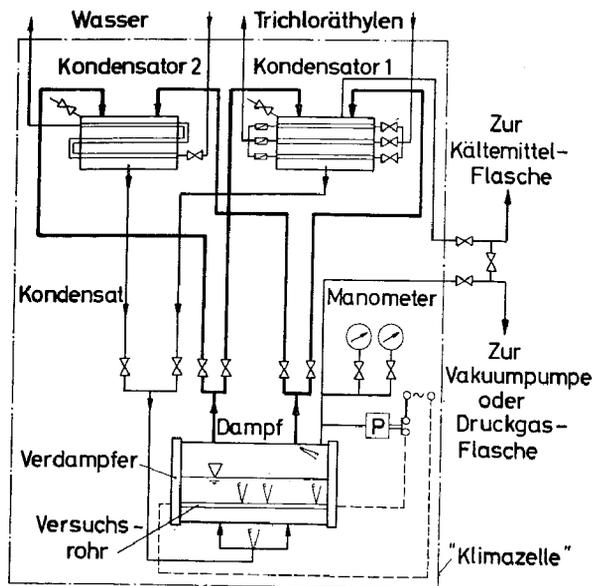


Abb. 1 Schematische Darstellung der Versuchsanlage

gezogenes oder mit eingewalzten Spiralarippen versehenes Kupferrohr – ist in dem Verdampfer-Kessel horizontal gelagert und dabei völlig in flüssiges Kältemittel getaucht, das sich im Siedezustand befindet. Das Rohr wird durch einen konzentrisch eingelöteten Rohrheizkörper von innen elektrisch beheizt, wodurch das Kältemittel an der Aussenseite des Rohres verdampft. Der Kältemitteldampf steigt zu den Kondensatoren auf und wird dort an Rippenrohren niedergeschlagen, die von Trichloräthylen bzw. von Wasser durchströmt werden. Im Schwerkraftumlauf gelangt das kondensierte Kältemittel wieder in den Verdampfer zurück. Stationäre Betriebszustände werden in der Versuchsanlage dadurch erreicht, dass die Kondensationsleistung der jeweils eingestellten Heizleistung angepasst wird. Um einen unkontrollierten Wärmeaustausch des Kältemittels mit der Umgebung zu verhindern, ist der Versuchskreislauf in einer 'Klimazelle' untergebracht, deren Raumtemperatur während der Versuche jeweils der Siedetemperatur des verdampfenden Kältemittels angeglichen wird.

Abb. 2 zeigt eine Aufnahme von Probestücken der untersuchten Rohre. Tabelle 1 enthält ihre wichtigsten geometrischen Daten:

TABELLE 1
Zusammenstellung von geometrischen Daten der Versuchsröhre

Rohr Nr.	Rippenabmessungen		lichter Abstand t mm	Flächenverhältnis $\varphi = F/F_K$
	Höhe h mm	Breite b mm		
0	—	—	—	1,00
1	1,52	0,50	1,62	2,37
2	1,45	0,36	1,26	2,72
3	1,86	0,50	1,62	2,79
4	3,50	0,80	3,00	3,18
5	1,46	0,30	0,97	3,30
6	3,50	0,80	2,48	3,61
7	3,50	0,34	1,82	4,92

*) Rohr Nr. 0: Glattrohr
Rohr Nr. 1–7: Rippenrohre, Anordnung nach steigender Flächenvergrößerung φ

Der Aussendurchmesser des Glattrohres entspricht dem Kernrohrdurchmesser sämtlicher Rippenrohre und beträgt 12 mm. Die Temperatur der Rohrwand wird 1 mm unter der Rohroberfläche – bei den Rippenrohren entsprechend 1 mm unter dem Rippengrund – mit Miniatur-Thermoelementen gemessen. Daraus wird, unter Berücksichtigung des Temperaturabfalls durch Wärmeleitung in der Rohrwand, die Temperatur der Rohroberfläche t_w – bei den Rippenrohren die Temperatur des Rippengrundes – berechnet. Die Wärmeübergangszahl wird in der üblichen Weise als Quotient aus der Wärmestromdichte an der Rohroberfläche, q , und der Differenz zwischen t_w und der Siedetemperatur der Flüssigkeit zum herrschenden Dampfdruck, t_s , gebildet:

$$\alpha = \frac{q}{t_w - t_s}$$

Im Fall der Rippenrohre ist die Wärmestromdichte (und damit auch die Wärmeübergangszahl) entweder auf die

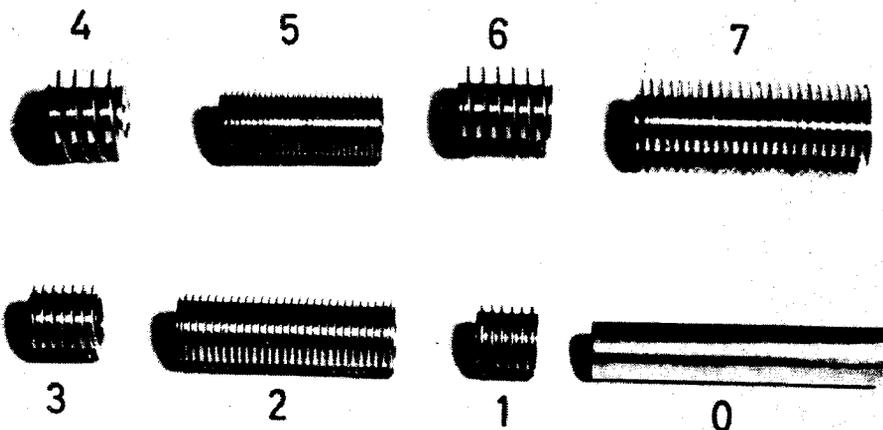


Abb. 2 Probestücke der untersuchten Rohre

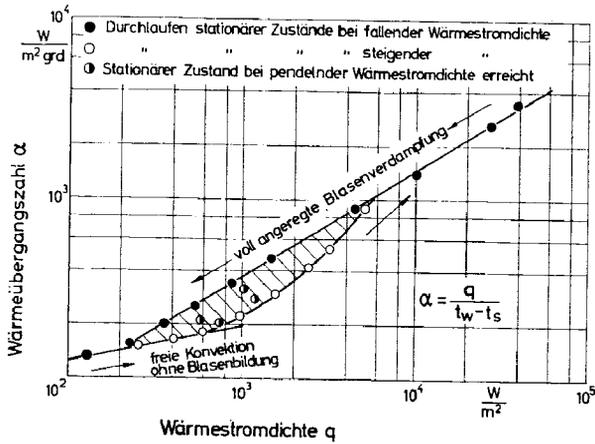


Abb. 3 Wärmeübergangszahl α in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q für eine typische Messreihe. R11, Rippenrohr Nr. 4, $p = 3,0$ bar.

Kernrohrerfläche F_K bezogen (q_K, α_K), oder sie ist auf die gesamte äussere Oberfläche bezogen, die um den Faktor:

$$\varphi = \frac{\text{gesamte äussere Oberfläche des Rippenrohres}}{\text{Oberfläche eines Glattrohres vom Kerndurchmesser des Rippenrohres}}$$

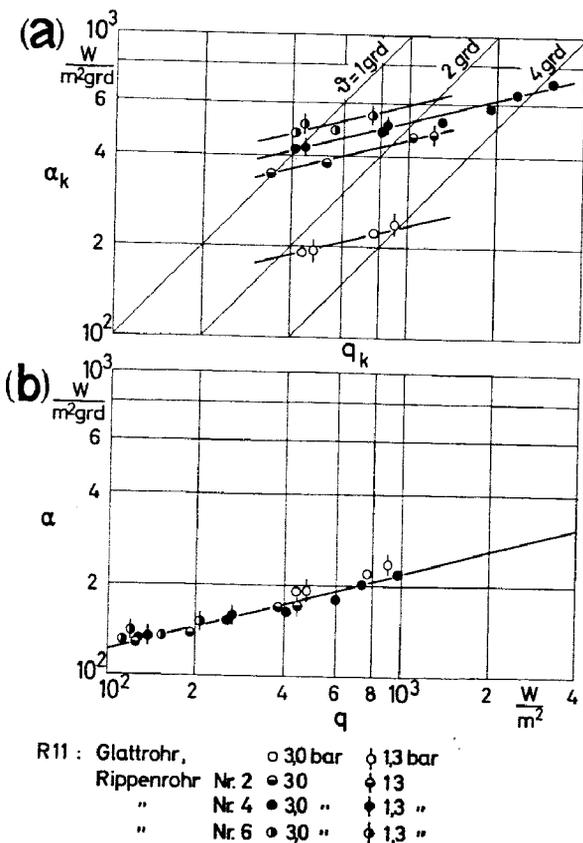
grösser ist als die Kernrohrerfläche (q, α).

Bekanntlich wurde schon von Jakob und Linke darauf hingewiesen, dass der Wärmeübergang bei Blasenverdampfung unmittelbar nach der ersten Inbetriebnahme aufgrund der anfänglichen Gasbeladung der Heizfläche besser ist als nach einer längeren Betriebsdauer (6). Das wurde bei den

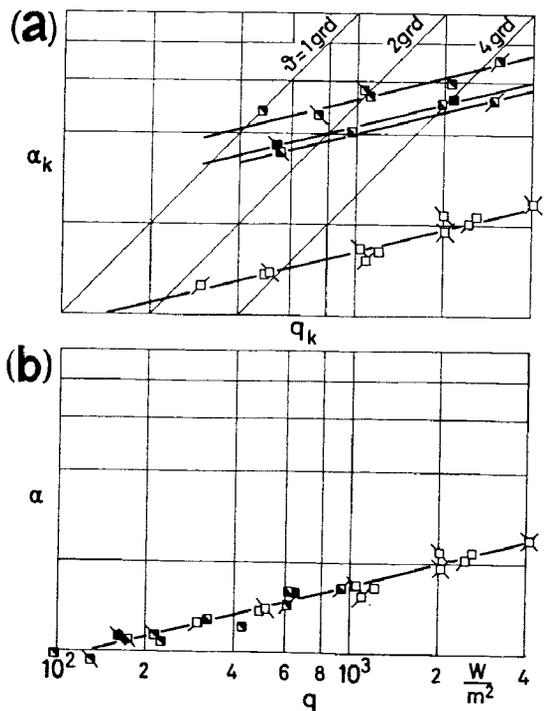
vorliegenden Versuchen dadurch berücksichtigt, dass die Messungen erst begonnen wurden, als nach etwa 60 Stunden Betriebsdauer zeitlich konstante Wärmeübertragungsverhältnisse eingetreten waren (7).

In Abb. 3 ist die Wärmeübergangszahl α für eine typische Messreihe in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q doppelt-logarithmisch dargestellt. Man unterscheidet zwei Bereiche verschiedenen Anstiegs der Wärmeübergangszahl mit der Wärmestromdichte: Bei kleinen Wärmestromdichten, im Bereich der freien Konvektion *ohne Blasenbildung*, steigt die Wärmeübergangszahl mit der Wärmestromdichte schwach an. Dieses Verhalten ist vom Wärmeübergang bei freier Konvektion unterkühlter Flüssigkeiten bekannt und wird, wie dort, mit der Verstärkung der Konvektionsströmung mit zunehmendem Dichteunterschied der Flüssigkeit an der Wand und in einiger Entfernung von der Wand erklärt. Der wesentlich stärkere Anstieg der Wärmeübergangszahl im Bereich der *voll angeregten Blasenverdampfung* wird üblicherweise darauf zurückgeführt, dass mit steigender Wärmestromdichte die Zahl der Blasenbildungszentren zunimmt, an denen eine dünne, überhitzte Grenzschicht durch die periodisch anwachsenden und abreisenden Dampfblasen zerstört wird.

Im Bereich der beginnenden Blasenverdampfung, für q zwischen etwa 200 und 5000 W/m^2 , sind die möglichen Blasenbildungszentren allerdings nur dann voll angeregt, wenn die Anlage bei *fallendem* Wärmestrom betrieben wird und dabei kontinuierlich Gleichgewichtszustände durchlaufen werden. Wird die Anlage dagegen bei *steigender* oder bei pendelnder Heizleistung auf eine Wärmestromdichte in diesem mittleren Bereich eingestellt, so erhält man niedri-



R11: Glattrohr, \circ 30 bar ϕ 1,3 bar
 Rippenrohr Nr. 2 \circ 30 ϕ 1,3
 " Nr. 4 \bullet 30 " ϕ 1,3
 " Nr. 6 \circ 30 " ϕ 1,3



R113: Glattrohr \square 2,0 bar \square 0,5 bar \square 0,2 bar \times 0,1 bar
 Rippenrohr Nr. 4 \square 2,0 " \square 0,5 " \square 0,2 "
 " Nr. 5 \square 2,0 " \square 0,5 "
 " Nr. 7 \square 2,0 " \square 0,5 " \square 0,2 "

Abb. 4 u. 5 Wärmeübergang bei freier Konvektion ohne Blasenbildung. Kältemittel R11 und R113; Glattrohr und 3 Rippenrohre
 (a) Wärmeübergangszahl α_K in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q_K bei verschiedenen Drücken.
 (b) Wärmeübergangszahl α in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q bei verschiedenen Drücken.

gere Wärmeübergangszahlen (vgl. das schraffierte Gebiet in Abb. 3). Die untere Grenze bildet die Gerade für freie Konvektion ohne Blasenbildung. Um diesen 'Hysterese-Effekt' zu vermeiden, wurden die im folgenden mitgeteilten Ergebnisse für Blasenverdampfung stets von hohen Werten der Heizleistung zu niedrigen Werten hin aufgenommen.

Wärmeübergang bei freier Konvektion ohne Blasenbildung

In Abb. 4a und 5a sind als Beispiele für die Ergebnisse im Bereich der freien Konvektion ohne Blasenbildung die Wärmeübergangszahlen α_K für die Kältemittel R11 und R113 bei verschiedenen Drücken über der Wärmestromdichte q_K doppelt-logarithmisch aufgetragen. Es ergeben sich Geraden, die mit der 4. Wurzel aus der Wärmestromdichte ansteigen. Die Messpunkte lassen innerhalb der Fehlergrenze keinen Einfluss des Druckes erkennen.

Bei zunehmender Flächenvergrößerung der Rippenrohre sind die entsprechenden Geraden nach höheren α_K -Werten parallel verschoben. Eine genauere Analyse ergibt, dass die Flächenvergrößerung bei vorgegebener Temperaturdifferenz praktisch in vollem Umfang zur Erhöhung des pro Rohrlänge übertragenen Wärmestromes beiträgt.

Die auf die gesamte äussere Oberfläche bezogene Wärmeübergangszahl α ist in Abb. 4b und 5b in Abhängigkeit von der ebenfalls auf die Gesamtfläche bezogenen Wärmestromdichte q aufgetragen. Die Tatsache, dass die Messpunkte für die verschiedenen Rohre innerhalb der Fehlergrenze durch eine gemeinsame Gerade ausgeglichen werden, zeigt, dass der Wärmeübergang im Bereich der freien Konvektion ohne Blasenbildung im wesentlichen von der Aussenfläche und nicht von der übrigen Geometrie der untersuchten Rohre abhängig ist.

Eine einheitliche Darstellung der Messergebnisse für die verschiedenen Stoffe gelingt, wenn man in der für den Wärmeübergang bei freier Konvektion unterkühlter Flüssigkeiten üblichen Weise die Nusselt-Zahl über dem Produkt aus Grashof-Zahl und Prandtl-Zahl doppelt-logarithmisch aufträgt (Abb. 6). Dabei wurden für jedes Kältemittel die Messungen bei verschiedenen Drücken durch ein einheitliches Symbol gekennzeichnet und ausserdem auch Messungen mit R22 und R502 am Glattrohr aufgenommen.

Durch die Messpunkte wurde eine Ausgleichsgerade entsprechend der Beziehung

$$Nu = 0,155 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (1)$$

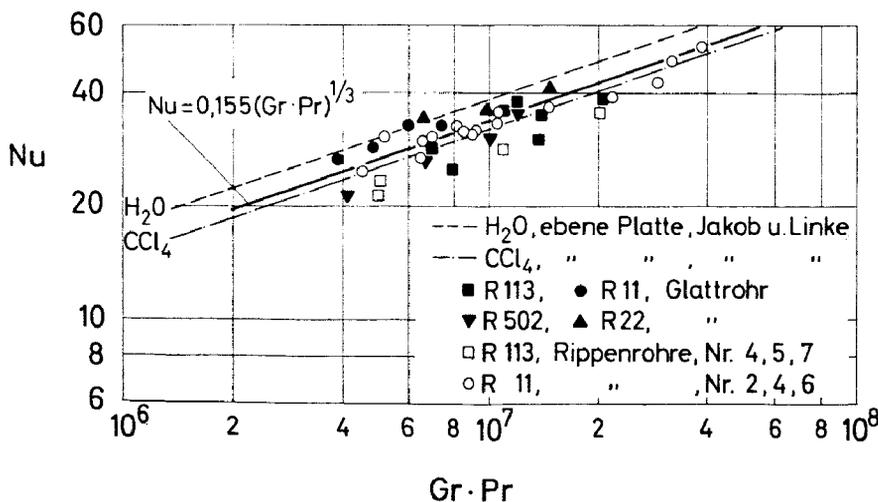


Abb. 6 Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von dem Produkt aus Grashof-Zahl und Prandtl-Zahl für sämtliche Messungen mit Kältemitteln am Glattrohr und an mehreren Rippenrohren. Zum Vergleich sind die Ergebnisse von Jakob und Linke mit Wasser und Tetrachlormethan an einer horizontalen Platte eingetragen (8).

gelegt. Ausserdem sind zum Vergleich auch die Ausgleichsgeraden der Versuche von Jakob und Linke an Wasser und Tetrachlormethan bei 1 Atm. eingezeichnet, die beide innerhalb des Streubereichs der eigenen Messungen verlaufen (8). Der für turbulente Strömung geltende Exponent $1/3$ wurde gewählt, weil besonders bei den Glattrohrversuchen eine gut erkennbare turbulente Schlierenbildung auf das Vorliegen von Turbulenz hindeutete, was auch in Einklang mit den Beobachtungen von Jakob und Linke steht.

Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung am Glattrohr

In Abb. 7 sind für das Glattrohr die Ergebnisse bei ausgebildeter Blasenverdampfung für die Kältemittel R113, R11 und R502 dargestellt. In der doppelt-logarithmischen Auftragung der Wärmeübergangszahl α in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q ergeben sich steiler ansteigende Geraden, die von den Geraden für freie Konvektion ohne Blasenbildung ausgehen und mit wachsendem Druck nach höheren Wärmeübergangszahlen parallel verschoben sind. Daraus lässt sich rein empirisch für die Wärmeübergangszahl α der Produktansatz

$$\alpha = c q^n F(p) \quad (2)$$

ableiten. Der Faktor c ist dabei abhängig vom System Flüssigkeit-Heizwand; beispielsweise enthält c neben den Stoffeigenschaften der Flüssigkeit auch den Einfluss der Rauigkeit der Heizwand (9), (10). Dagegen ist der Exponent n beim Glattrohr für alle untersuchten Kältemittel in guter Näherung konstant und wird für die weiteren Betrachtungen gleich $0,8$ gesetzt.

Die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl kann für glatte Rohre durch den Ansatz

$$F(\pi) = 0,14 + 2,2\pi \quad (3)$$

wiedergegeben werden, der von Danilowa für die Blasenverdampfung von Kältemitteln empirisch aufgestellt wurde (11). Dabei bedeutet π den mit dem kritischen Druck normierten Siededruck. In einer früheren Arbeit wurde diese Beziehung für Kältemittel bis herab zu $\pi = 0,003$ bestätigt, und es zeigte sich ausserdem, dass sie für eine ganze Reihe organischer Flüssigkeiten, wie Äthanol, Benzol, Azeton, bis in die Nähe des kritischen Druckes qualitativ erfüllt ist (12).

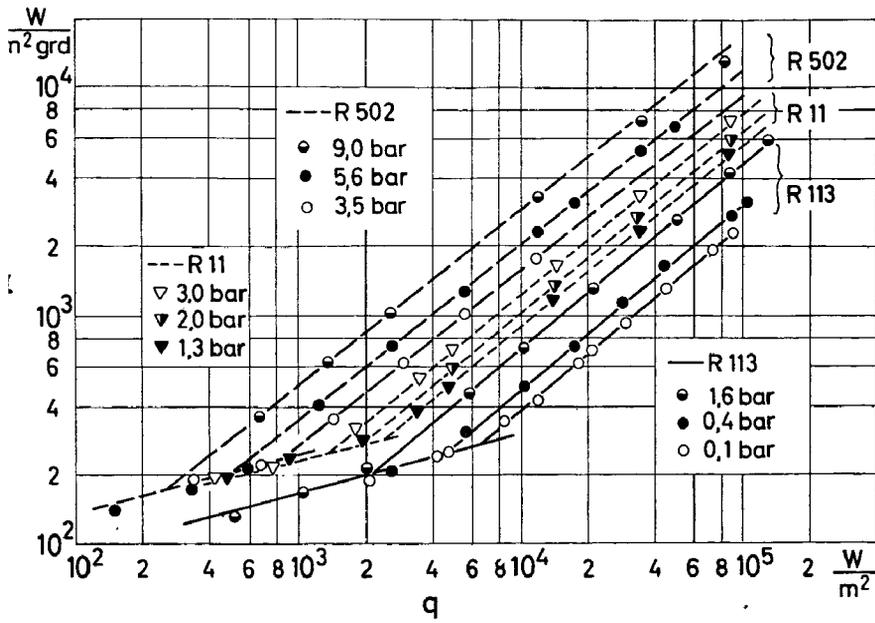


Abb. 7 Wärmeübergang bei Blasenverdampfung in freier Konvektion: Wärmeübergangszahl α in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q für Messungen mit drei Kältemitteln bei verschiedenen Drücken am Glattrohr. Mittlere Rauigkeit der Rohroberfläche: $R_p = 0,4$

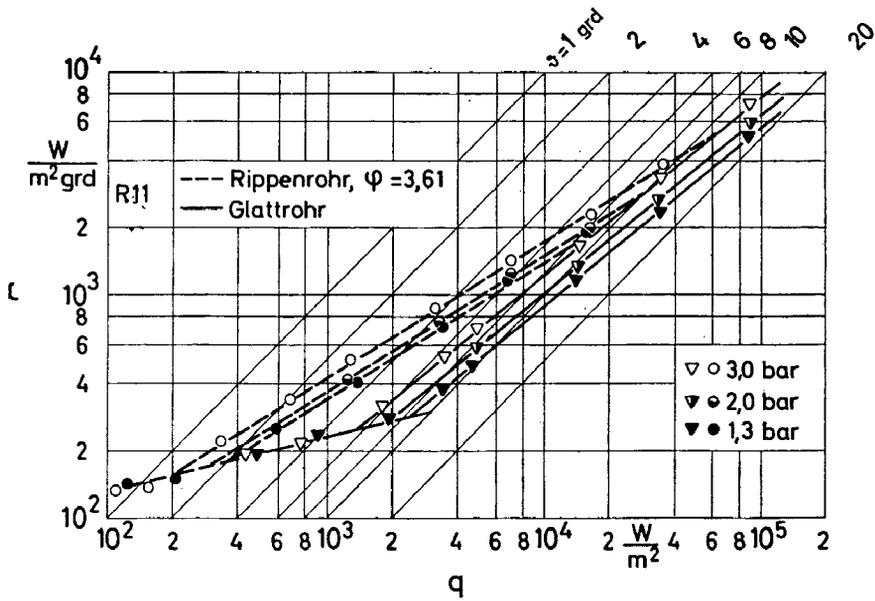
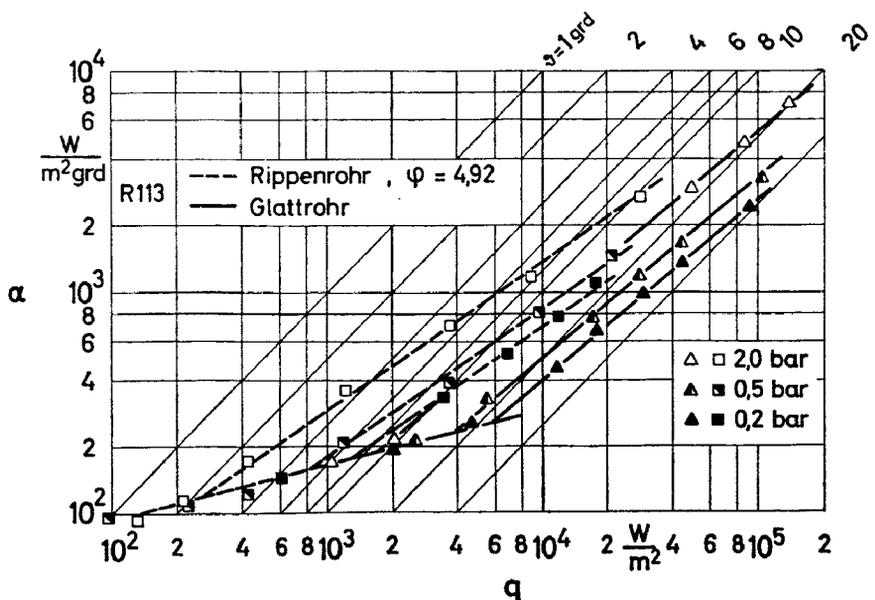


Abb. 8 Wärmeübergangszahl α in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte q für die Blasenverdampfung von R11 und R113 an den Rippenrohren Nr. 6 und Nr. 7 und am Glattrohr bei verschiedenen Drücken. $R_p = 0,4 \mu\text{m}$.



Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung an Rippenrohren

Abb. 8 zeigt als typische Beispiele für die Wärmeübergangszahlen bei Blasenverdampfung an Rippenrohren die Messergebnisse für R113 mit dem Rippenrohr Nr. 7 ($\varphi = 4,92$) und für R11 mit dem Rippenrohr Nr. 6 ($\varphi = 3,61$). Zum Vergleich sind die entsprechenden Messungen am Glattrohr ebenfalls eingetragen. Die Wärmeübergangszahlen für die Rippenrohre sind dabei mit der Differenz zwischen der Temperatur am Rippengrund und der Siedetemperatur der Flüssigkeit gebildet. Wärmeübergangszahl und Wärmestromdichte sind auf die gesamte äussere Oberfläche bezogen.

Nach Abb. 8 findet man bei den Rippenrohren zwischen der Wärmeübergangszahl, der Wärmestromdichte und dem Druck einen ähnlichen Zusammenhang wie beim Glattrohr, so dass sich auch für Rippenrohre die Wärmeübergangszahl in Form des Produktansatzes $\alpha = c \cdot q^n \cdot F(p)$ darstellen lässt. Dabei sind die Grössen c , n und F mehr oder weniger von der *Rippengeometrie* abhängig; gegenüber dem Glattrohr ergeben sich folgende Unterschiede:

(1) Bei gleichem Druck und gleicher Wärmestromdichte ist die auf die gesamte äussere Oberfläche bezogene Wärmeübergangszahl α grösser als beim Glattrohr, insbesondere im kältetechnisch wichtigen Bereich schwacher Blasenverdampfung. Das kann qualitativ mit einem zusätzlichen konvektiven Wärmeübergang erklärt werden, der durch die an der Rippenwand hochsteigenden Dampfblasen bewirkt wird.

Vergleicht man die Wärmeübergangszahlen bei gleichem Druck und gleicher Temperaturdifferenz ϑ – was unter praktischen Gesichtspunkten von Interesse ist – so ergibt sich eine noch wesentlich stärkere Vergrösserung der Wärmeübergangszahl gegenüber dem Glattrohr: Für R11 erhält man beispielsweise bei $\varphi = 3,61$, $p = 2,0$ bar und $\vartheta = 8$ grad eine Vergrösserung der Wärmeübergangszahl um den Faktor 5, für R113 bei $\varphi = 4,92$, $p = 2,0$ bar und $\vartheta = 10$ grad eine Vergrösserung um den Faktor 8.

(2) Die relative Zunahme der Wärmeübergangszahl mit steigender Wärmestromdichte ist bei den Rippenrohren kleiner als beim Glattrohr – die Geraden in Abb. 8 verlaufen für die Rippenrohre flacher als für das Glattrohr. Zur Erklärung dieses Ergebnisses kommen hauptsächlich folgende Gesichtspunkte in Betracht:

(a) Mit steigender Wärmestromdichte sinkt die Temperatur am Aussenrand der Rippen wegen der endlichen Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials in zunehmendem Masse unter die Temperatur t_w am Rippengrund, die der Bestimmung von α bzw. α_K zugrunde gelegt wird (s.o.). Dieser Effekt wird im allgemeinen dadurch beschrieben, dass ein in geeigneter Weise definierter Rippenwirkungsgrad < 1 eingeführt wird (13). Dabei wird eine mit der mittleren Temperatur der Rippenrohroberfläche gebildete *mittlere Wärmeübergangszahl* α_R definiert; α_R ist grösser als die bisher benutzte scheinbare Wärmeübergangszahl α . Mit Ausnahme von Rohr Nr. 7 liegt der Quotient α/α_R jedoch auch bei den höchsten verwendeten Wärmestromdichten über 90%, so dass der Einfluss des Rippenwirkungsgrades auf die Wärmeübergangszahl auch bei den höchsten verwendeten Heizflächenbelastungen noch verhältnismässig gering ist.

(b) Mit steigender Wärmestromdichte, d.h. mit zunehmender Blasenbildung, wird die Rippenrohroberfläche immer schlechter benetzt, weil sich der Raum zwischen den Rippen in zunehmendem Masse mit Dampf füllt. Dadurch wird die Wirkung des zusätzlichen konvektiven Wärmeübergangs der Dampfblasen (bei schwacher Blasenverdampfung) mit steigender Heizleistung kontinuierlich vermindert, was zu einer schwächeren Zunahme der Wärmeübergangszahl α mit steigender Wärmestromdichte führt.

(3) Die *Druckabhängigkeit* der Wärmeübergangszahl α weicht in dem bisher mit Rippenrohren untersuchten Druckbereich nur relativ wenig von der für das Glattrohr gefundenen Druckabhängigkeit ab. In Abb. 9 ist der Quotient α/cq^n für sämtliche untersuchten Rohre über dem mit dem kritischen Druck normierten Siededruck aufgetragen. Die

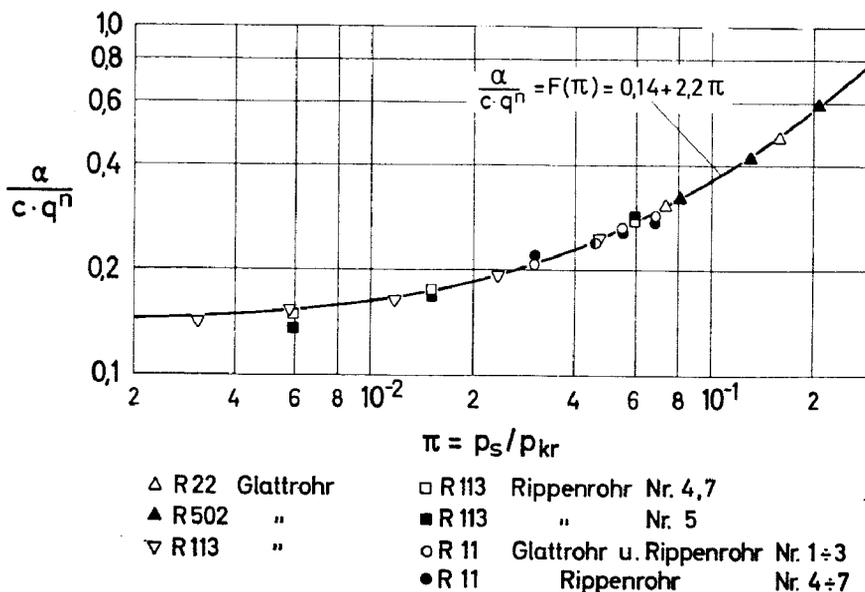


Abb. 9 Abhängigkeit des Quotienten $\alpha/c \cdot q^n$ vom normierten Siededruck $\pi = p_s/p_{kr}$ für die Blasenverdampfung an Glatt- und Rippenrohren. Zum Vergleich ist die von Danilowa angegebene Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl, $F(\pi)$, als durchgezogene Kurve eingezeichnet (11).

durchgezogene Kurve gibt die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl für das Glattrohr entsprechend der Funktion $F(\pi)$ nach Gleichung (3) wieder. Vergleicht man die Messergebnisse für die Rippenrohre mit dieser Kurve, so ergeben sich zwar geringe systematische Abweichungen, die in der früheren Arbeit beim Kältemittel R11 mit einem Einfluss der Flächenvergrößerung φ auf die Druckabhängigkeit von α auch erklärt werden konnten. Insgesamt sind jedoch die Absolutwerte dieser Abweichungen in dem bisher mit Rippenrohren untersuchten Druckbereich so gering, dass die oben für Glattrohre angegebene Funktion $F(\pi)$ zunächst auch für die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl bei Rippenrohren als Berechnungsunterlage verwendet werden kann.

Die Untersuchungen mit dem Ziel, den Einfluss der Rippengeometrie auf den Absolutwert von α und auf die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Wärmestromdichte quantitativ zu erfassen, werden fortgesetzt und auf einen grösseren Druckbereich ausgedehnt.

Der Verfasser dankt Herrn Prof. Dr. K. Bier für viele Anregungen zu der vorliegenden Arbeit und den Herren M. Bakry, K. Bruns, W. Schönman und J. G. Schmidt für ihre Hilfe bei den Messungen. Die Untersuchung wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft finanziell unterstützt, wofür an dieser Stelle ebenfalls gedankt sei.

Literatur

- (1) JONES, W., *Refrig. Engng.* 41, 413 (1941)
- (2) ZIEMAN, W. E. und KATZ, D. L., *Petr. Refiner* 26, 620 (1947)
- (3) MYERS, J. E. und KATZ, D. L., *Refrig. Engng.* 60, 56 (1952)
- (4) MYERS, J. E. und KATZ, D. L., *Chem. Engng. Progr. Symp. Series* 49, 107 (1953)
- (5) CHERNOBILSKIJ, J. J. und RATIANI, G. W., *Cholodilnaja Techn.* 32, Nr. 3; 48 (1955)
- (6) JAKOB, M. und LINKE, W., *Forschung* 4, 75 (1933)
- (7) GORENFLO, D., *Dissertation*, Karlsruhe, 1966.
- (8) JAKOB, M. und LINKE, W., *Phys. Zeitschrift* 36, 267 (1935)
- (9) JAKOB, M. und FRITZ, W., *Forschung* 2, 435 (1931)
- (10) STEPHAN, K., *Chem. Ing. Techn.* 35, 775 (1963)
- (11) DANILOWA, G. N., *Cholodilnaja Techn.* 42, Nr. 2; 36 (1965)
- (12) GORENFLO, D., *Chem. Ing. Techn.* 40, 757 (1968)
- (13) SCHMIDT, TH. E., *Abh. d. Deutschen Kältetechn. Vereins Nr. 4*, C. F. Müller Verlag, Karlsruhe (1950)