

# **Zum Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung an Rippenrohren**

**Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
DOKTOR-INGENIEURS  
von der Fakultät für  
Maschinenbau und Verfahrenstechnik der  
Technischen Hochschule Karlsruhe  
genehmigte  
Dissertation**

**von**

**Dipl.-Ing. Dieter Gorenflo**

**aus Karlsruhe**

<b>Tag der mündlichen Prüfung</b>	<b>26. Februar 1966</b>
<b>Hauptreferent</b>	<b>Prof. Dr.-Ing. K. Nesselmann</b>
<b>Korreferent</b>	<b>Prof. Dr. K. Bier</b>

**Karlsruhe**

**1966**

**Western Dietary Guidelines**

Die vorliegende Untersuchung wurde am Kältetechnischen Institut der Technischen Hochschule Karlsruhe durchgeführt.

Allen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, möchte ich herzlich danken.

Mein Dank gebührt vor allem Herrn Professor Dr.-Ing. K. Nesselmann, der die Untersuchung ermöglichte und sie stets förderte. Herrn Professor Dr. K. Bier danke ich für die Übernahme des Korreferates und für viele wertvolle Hinweise. Mein Dank gilt ferner Herrn Priv.Doz. Dr.-Ing. K. Stephan für seine Unterstützung der Arbeit.

Von der Deutschen Forschungsgemeinschaft wurde die Arbeit finanziell getragen. Auch hierfür möchte ich an dieser Stelle meinen Dank aussprechen.

Karlsruhe, im März 1966

Dieter Gorenflo

## **Inhaltsverzeichnis**

---

	Seite
<b>I Einleitung</b>	3
<b>II Apparatur und Durchführung der Versuche</b>	6
a) Aufbau der Apparatur	6
b) Rippenrohre	8
c) Typische Meßreihe	10
d) Auswertung	15
e) Einfahren der Versuchsröhre	16
f) Hysterese	18
<b>III Versuchsergebnisse und Diskussion</b>	20
A. Verdampfung bei freier Konvektion ohne Blasenbildung	22
a) Versuchsergebnisse	22
b) Allgemeine Darstellung der Versuchsergebnisse	22
B. Blasenverdampfung	26
a) Versuchsergebnisse	26
b) Einfluß der Rippengeometrie auf die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl	29
c) Einfluß der Rippengeometrie auf die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Wärmestromdichte	32
<b>IV Zusammenfassung</b>	37
<b>V Literaturverzeichnis</b>	40

## I. Einleitung

---

In der Technik der Wärmeübertragung gewinnt der Wärmeübergang von einer festen Wand an eine unter Blasenbildung verdampfende Flüssigkeit in neuerer Zeit zunehmend an Bedeutung, weil auf diese Weise relativ grosse Wärmestromdichten bei kleinem Temperaturgefälle zwischen Wand und Flüssigkeit erzielt werden können. Je nach der Strömungsform der siedenden Flüssigkeit unterscheidet man zwei Arten der Blasenverdampfung:

- 1) Blasenverdampfung bei freier Konvektion der Flüssigkeit um Rohre oder an ebenen Wänden (nucleate pool boiling). In der Kältetechnik tritt diese Form des Siedens in sog. überfluteten Verdampfern (z.B. Röhrenkesselverdampfern) auf.
- 2) Blasenverdampfung bei erzwungener Strömung der Flüssigkeit in Rohren oder Kanälen (forced convection boiling). Da aus kältetechnischen Verdampfern dieser Art praktisch nur trocken gesättigter oder überhitzter Dampf austritt, spricht man hier auch von "trockener Verdampfung".<sup>1)</sup>

Die vorliegende Untersuchung behandelt den Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung einer Flüssigkeit im Fall der freien Konvektion. Unter diesen Bedingungen verspricht die Vergrößerung der Austauschfläche durch Verwendung von Rippenrohren anstelle von glatten Rohren eine zusätzliche Erhöhung des übertragbaren Wärmestromes. Das gilt besonders für die Verdampfung von Sicherheitskältemitteln (chlorierten und fluorierten Kohlenwasserstoffen), weil 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.

---

1) Wenn die Flüssigkeit dem Verdampfer im unterkühlten Zustand zugeführt wird, können die an der Heizfläche entstehenden Dampfblasen unmittelbar nach dem Ablösen wieder kondensieren. Diese Form der Blasenverdampfung wird als Oberflächensieden bezeichnet (surface boiling).

Da für die Blasenverdampfung nicht nur die Eigenschaften der Flüssigkeit sondern auch Grenzflächeneffekte an der festen Wand eine wesentliche Rolle spielen (s.u.), ist der Wärmeübergang selbst bei einfachen Geometrien theoretisch schwer zu übersehen. Experimentelle Untersuchungen an ebenen Platten und glatten Rohren haben gezeigt, dass der Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung im wesentlichen durch folgende Parameter bestimmt wird: <sup>2)</sup>

- 1) Wärmestromdichte an der Heizfläche
- 2) Druck der Flüssigkeit an der Heizfläche
- 3) Stoffeigenschaften der Flüssigkeit, z.B. Wärmeleitfähigkeit, Zähigkeit und Oberflächenspannung
- 4) Oberflächeneigenschaften der Heizfläche, z.B. Rauhigkeit

In einer Reihe neuerer Arbeiten werden mit Hilfe von photographischen oder kinematographischen Methoden der Mechanismus der Blasenbildung und das Blasenwachstum untersucht (8) bis (12) <sup>3)</sup>. Aus den Messungen geht unter anderem hervor, dass die Blasenbildung stets von mikroskopisch kleinen Vertiefungen der Heizfläche ausgeht. Es ist daher verständlich, dass der Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung mit zunehmender Rauhigkeit der Heizfläche ansteigt, worauf zuerst von JAKOB und FRITZ hingewiesen wurde (13).

Bei der Verwendung von Rippenrohren sind neben den obenannten Einflussgrößen noch die geometrischen Parameter der Rippen für den Wärmeübergang von Bedeutung. Der Einfluss dieser Parameter auf den Wärmeübergang bei der Blasenver-

---

- 2) Vergleiche die zusammenfassenden Darstellungen von STEPHAN (1) bis (3), FRITZ (4), BRAUER (5), ROHSENOW (6) und HIRSCHBERG (7). Es ist allerdings festzustellen, dass die verschiedenen Autoren nicht zu einer übereinstimmenden Beurteilung des Einflusses der einzelnen Parameter auf den Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung kommen. Die vorliegende Arbeit schließt im Rahmen eines größeren Forschungsprogramms an die Untersuchungen von STEPHAN (1) bis (3) an.
- 3) Die Zahlen in Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Ende.

dampfung wird in der vorliegenden Arbeit an horizontalen Rippenrohren experimentell untersucht. <sup>4)</sup> Als Versuchsfüssigkeit dient das Kältemittel R 11 (CFCl<sub>3</sub>) <sup>5)</sup>, das in der Kältetechnik in Anlagen mit überfluteten Verdampfern verwendet wird. Die Messungen erstrecken sich über einen großen Bereich der Wärmestromdichte von der Verdampfung bei freier Konvektion ohne Blasenbildung über das Gebiet der Blasenverdampfung bis nahe an die kritische Heizflächenbelastung. <sup>6)</sup>

- 
- 4) Bei den bisher bekannt gewordenen Arbeiten über die Blasenverdampfung an Rippenrohren (14) bis (17) wurde der Einfluß der Rippengeometrie auf die Wärmeübergangszahl nicht systematisch untersucht. Außerdem wurden in diesen Arbeiten wesentliche Versuchsbedingungen, insbesondere die Rauhigkeit der Heizfläche außer Acht gelassen.
  - 5) Für die kostenlose Bereitstellung erheblicher Mengen des benötigten Kältemittels sei den Farbwerken Hoechst auch an dieser Stelle gedankt.
  - 6) Als kritische oder maximale Heizflächenbelastung wird die Wärmestromdichte bezeichnet, bei der sich ein Dampffilm auf der Heizfläche auszubreiten beginnt. Durch die isolierende Wirkung dieses Filmes wird in Systemen mit konstanter Heizflächenbelastung ein Wärmestau erzeugt, der zu einem plötzlichen Anstieg der Wandtemperatur auf so hohe Werte führt, daß die Schmelztemperatur der meisten Metalle überschritten und die Heizwand zerstört wird (burnout).

## II. Apparatur und Durchführung der Versuche

---

a) Aufbau der Apparatur: Der Aufbau der Versuchsanlage ist in Bild 1 schematisch dargestellt. Das Kältemittel verdampft an der Außenseite des Versuchsrohres, das im Verdampferkessel horizontal gelagert ist. Der Kältemitteldampf steigt in zwei Leitungen zum Kondensator auf und wird dort an Rippenrohren niedergeschlagen, die von Kühlwasser durchströmt werden. Im Selbstumlauf gelangt das kondensierte Kältemittel wieder in den Verdampfer zurück.

Das zur Abführung der Kondensationswärme benötigte Kühlwasser wird durch eine Pumpe aus einem von der Stadtwasserleitung gespeisten Behälter angesaugt und über zwei Durchlauferhitzer und ein Mischgefäß durch die Rippenrohre im Kondensator gedrückt. Die Kondensationsleistung kann durch eine Kombination von drei Regelmöglichkeiten sehr genau auf den gewünschten Wert eingestellt werden:

- a) durch Mengenregelung des Kühlwassers,
- b) durch Regelung der Heizleistung der Durchlauferhitzer,
- c) durch Zu- bzw. Abschalten von Rohren im Kondensator.

Der kältemittelführende Teil der Versuchsanlage ist in einer Klimazelle von etwa  $2 \times 2 \times 2 \text{ m}^3$  Innenraum untergebracht, deren Temperatur während der Versuche der jeweiligen Siedetemperatur des verdampfenden Kältemittels angeglichen ist. Dadurch wird ein unkontrollierter Wärmeaustausch des Kältemittels mit der Umgebung weitgehend unterbunden, ohne daß eine Isolierung der Apparate notwendig ist. Die einzelnen Teile der eigentlichen Anlage bleiben auf diese Weise jederzeit gut zugänglich.

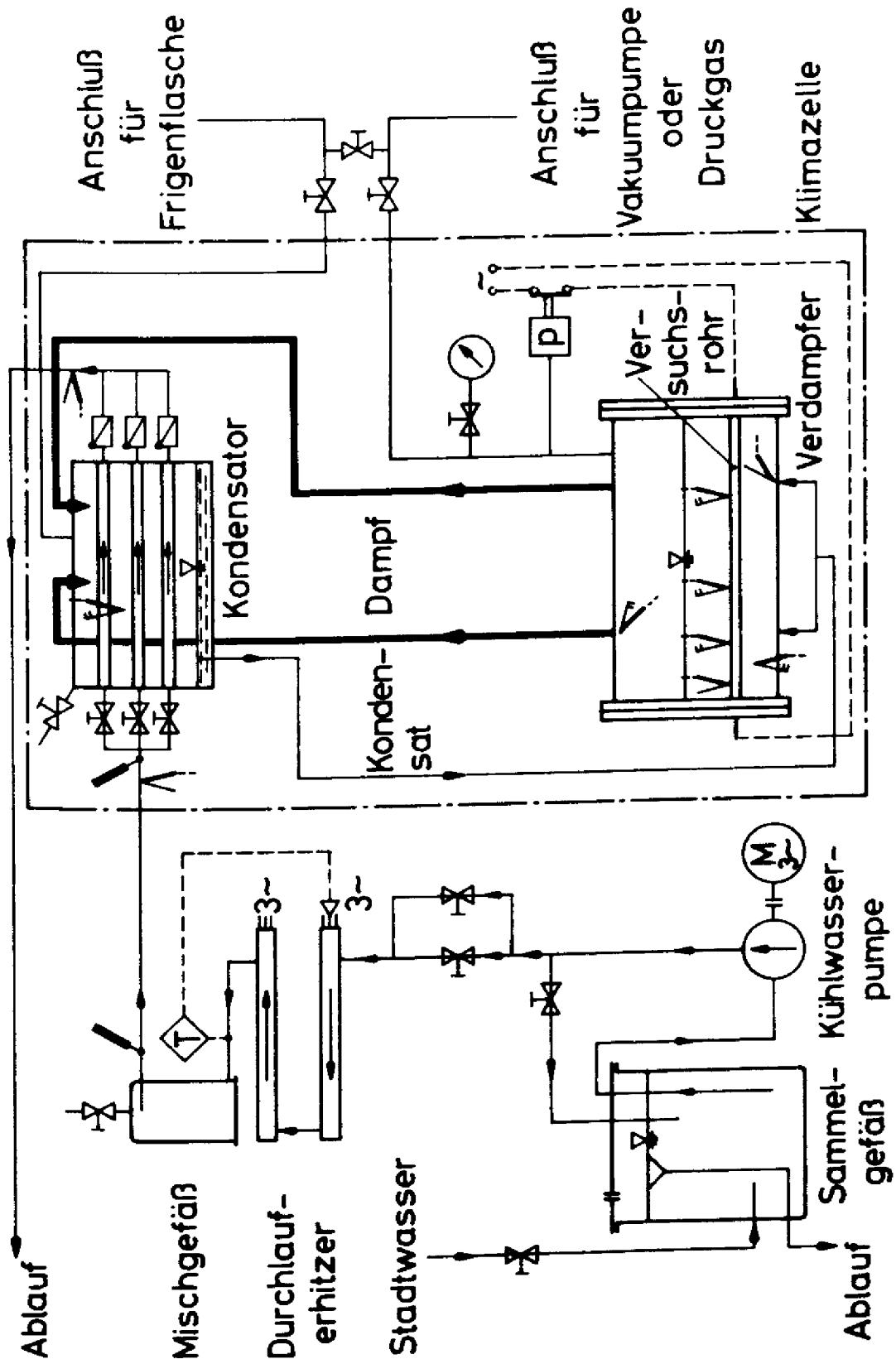


Abb. 1 Aufbau der Versuchsanlage

b) Rippenrohre: Als Versuchsrohre dienen handelsübliche Kupferrohre, die entweder gezogen sind (Glattrohr) oder deren Rippen aus dem Vollen gewalzt sind (Rippenrohre)<sup>7)</sup>. Der Aufbau geht aus Bild 2 hervor. Konzentrisch im Rippenrohr 1 ist ein "Calogen-Rohrheizkörper" 2<sup>8)</sup> angeordnet, der in einer Heizwicklung 3 die benötigte Verdampfungswärme erzeugt. Da bei intensiver Blasenverdampfung an der Außenseite der Rippenrohre Wärmestromdichten bis  $10^5 \text{ W/m}^2$  auftreten, setzt dies an der Innenwand Flächenbelastungen größer als  $10^5 \text{ W/m}^2$  voraus. Flächenbelastungen in dieser Höhe können bei möglichst gleichmäßiger Verteilung über das ganze Rohr nur realisiert werden, wenn zwischen Rohrwand und Heizkörper ein guter Wärmeübergang vorhanden ist. Dazu werden Außenfläche des Heizstabes und Innenfläche des Rohres verzinnt, anschließend wird der Stab in eingebautem Zustand auf Temperaturen von ungefähr  $200^\circ\text{C}$  erhitzt und der Ringraum 4 mit Lot ausgegossen. An den Rohrenden ist der Ringraum durch zwei Zentrierringe abgeschlossen.

Beim Einlöten des Heizstabes werden gleichzeitig die Thermoelemente 5 zur Messung der Wandtemperatur mit angelötet. Es sind Philips-Miniatur-Thermoelemente von 0,5 mm Außendurchmesser. Sie stecken in tangentialen Bohrungen 6, die die Rohrinnenwand an der Spitze gerade noch aufbrechen. Die Thermodrähte sind von der Meßstelle an über die ganze Länge durch ein Metallocydpulver gegen den V2A-Stahlmantel des Thermoelementes isoliert. Dadurch wird die Beeinflussung der Anzeige durch Wärmeleitung ausgeschaltet, sofern nur die Temperatur von der Lötstelle an auf einer Länge von mindestens 0,5 mm konstant ist. Daneben haben die Miniatur-Thermoelemente den Vorzug, daß

---

7) Die untersuchten Rohre wurden von den Firmen Wieland-Werke A.G., Ulm/Donau und R. u. G. Schmöle Metallwerke, Menden/Sauerland kostenlos zur Verfügung gestellt.

8) Hersteller: Voigt & Haeffner, Frankfurt/Main

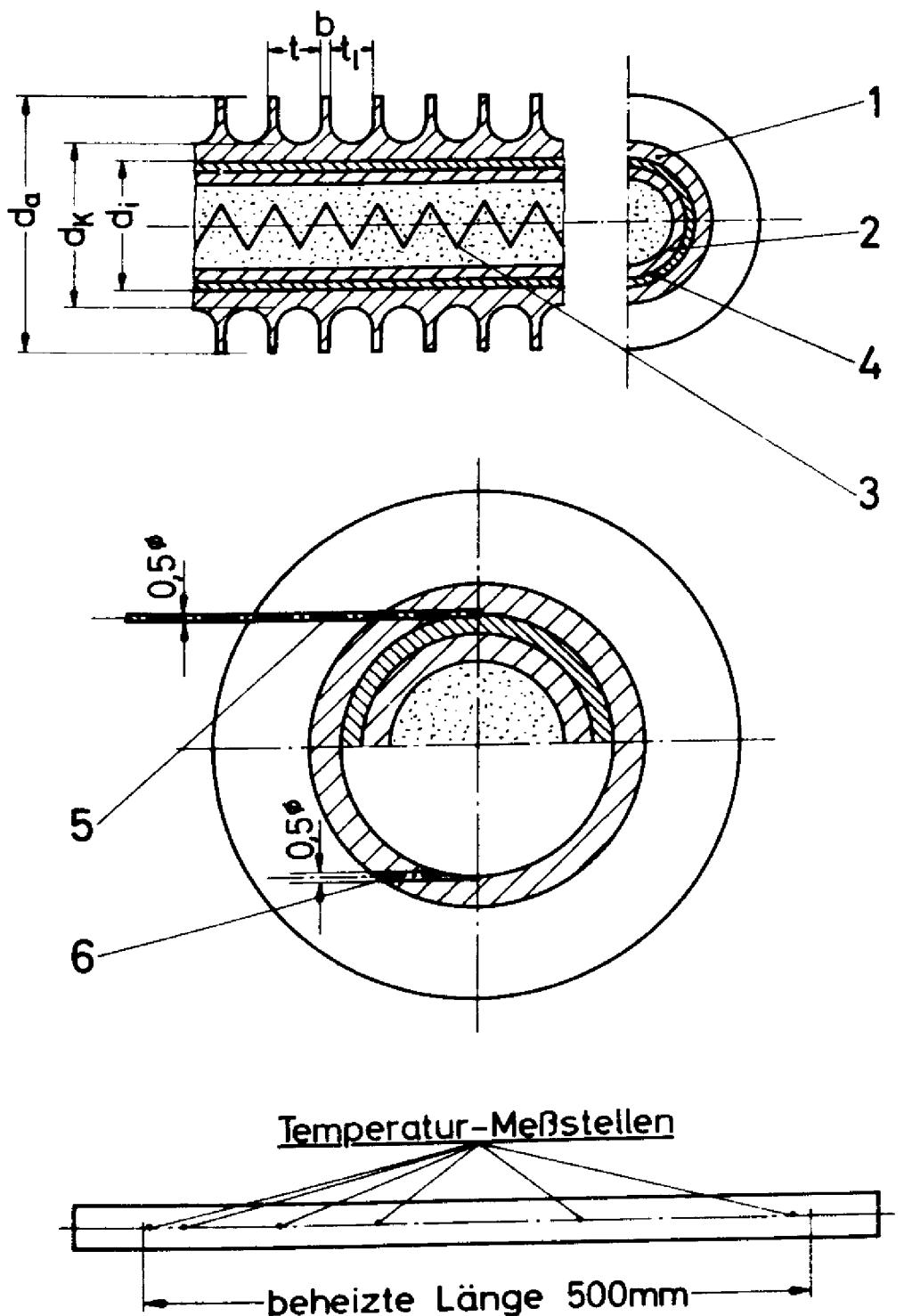


Bild 2 Konstruktive Einzelheiten an den Versuchsröhren und  
Verteilung der Temperaturmeßstellen über die Rohrlänge

sie auch bei den engsten vorkommenden Rippenabständen noch ohne Beschädigung der Rippenoberfläche eingebaut werden können. Die Verteilung der Temperaturmeßstellen über die Rohrlänge ist schematisch im unteren Teil von Bild 2 angegeben. Geeicht werden die Thermoelemente in eingelötetem Zustand, wobei das gesamte Versuchsrohr in der Klimazelle in einem Dewargefäß hängt, das von Wasser durchströmt wird. Die Wassertemperatur kann dabei auf 0,01 grd genau konstant gehalten werden.

Bild 3a zeigt ein betriebsbereites Versuchsrohr. In Bild 3b ist für ein typisches Beispiel der Temperaturverlauf über der Rohrlänge dargestellt. Man sieht, daß die Temperatur über den größten Teil der beheizten Rohrlänge konstant ist; erst in etwa 40 mm Entfernung vom Rohrende tritt ein merklicher Temperaturgradient in axialer Richtung auf.

c) Typische Meßreihe: Die betriebsbereite Anlage<sup>9)</sup> wird zunächst durch Anschluß an eine Druckgasflasche auf Dichtheit geprüft und anschließend evakuiert. Nach mehrmaligem Spülen mit dem Versuchskältemittel wird der Verdampfer gefüllt, bis der Flüssigkeitsspiegel etwa 80 mm über dem Versuchsrohr steht.

Bei jeder Versuchsreihe werden als unmittelbare Meßgrößen der durch das Rohr übertragene Wärmestrom  $Q$  und die Temperaturdifferenz  $t_{wi} - t_s$  zwischen der Innenseite des Versuchsrohres und der Flüssigkeit bestimmt. Dabei wird der in Form von elektrischer Energie zugeführte Wärmestrom  $Q$  entweder durch eine Strom-Spannungsmessung oder mit einem Wattstundenzähler in Verbindung mit einer Zeitmessung ermittelt.

- 
- 9) Unmittelbar vor dem Einbau jedes Versuchsrohres wurde die Rohroberfläche nach folgender Methode gereinigt:
- Abpinseln mit verdünnter Salzsäure,
  - Abpinseln und kräftiges Spülen mit Wasser,
  - Nachspülen mit Alkohol und Äther,
  - Trocknen im Heißluftstrom.



Bild 3a Betriebsbereites Versuchstrohr (Rippenrohr Nr. 7)

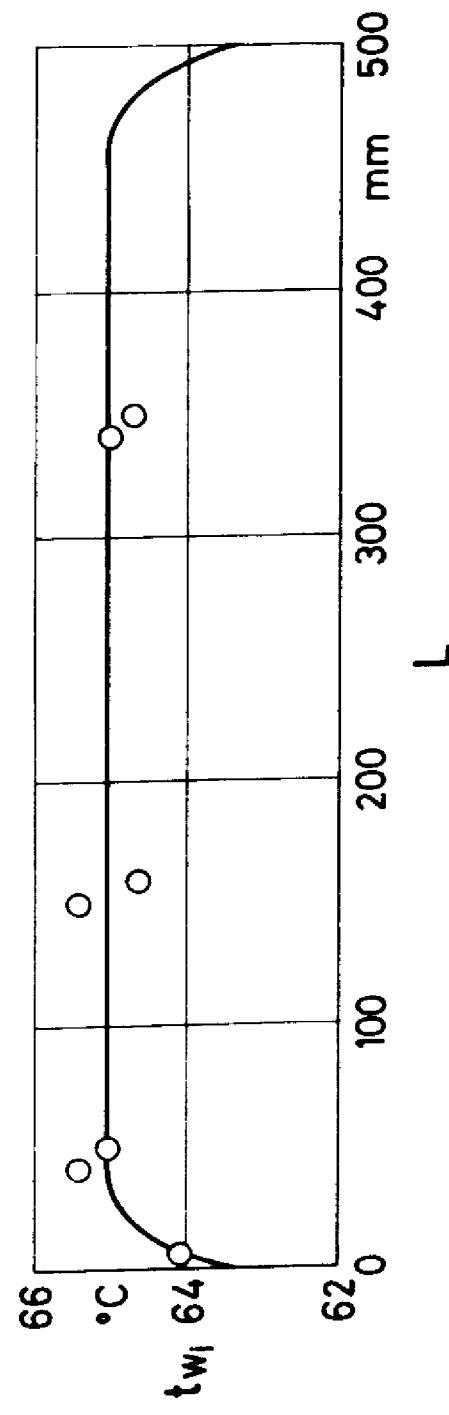


Bild 3b Temperaturverlauf über der Rohrlänge (Rippenrohr Nr. 3,  $p=3$  bar,  $q_x=7 \cdot 10^4$  W/m<sup>2</sup>)

Für die Angabe der Temperatur  $t_{wi}$  wurden die mit den mittleren Miniaturthermoelementen erhaltenen Temperaturwerte verwendet (vgl. Bild 3b). Die Temperatur der Flüssigkeit wurde mittels einer Dampfdruckmessung aus der Dampfdruckkurve von R 11 abgelesen<sup>10)</sup>. Zur Kontrolle von  $t_s$  wurde die Temperatur des aus dem Verdampfer abströmenden Dampfes mit Thermoelementen gemessen. Beide Temperaturangaben weichen im Mittel um weniger als 0,1 grd voneinander ab.

Aus diesen Messungen erhält man unmittelbar nur eine Wärmedurchgangszahl  $k' = Q / F' (t_{wi} - t_s)$ , die sowohl die Wärmeleitung in der zylindrischen Rohrwand als auch den Wärmeübergang an der Außenseite der Rippenrohre enthält<sup>11)</sup>. Um eine Wärmeübergangszahl  $\alpha$  zu gewinnen, die allein den Wärmeübergang an der Außenseite des Rohres beschreibt, wurde aus  $Q$ ,  $t_{wi}$  und der Rohrwandstärke mit Hilfe der bekannten Beziehung für die Wärmeleitung durch dünnwandige Rohre die Temperatur  $t_w$  am Kernrohrdurchmesser  $d_k$  (vgl. Bild 2) berechnet.

In Bild 4 ist für eine typische Meßreihe der durch die gesamte Rohroberfläche fließende Wärmestrom  $Q$  in Abhängigkeit von der so ermittelten Temperaturdifferenz  $\Delta = t_w - t_s$  in doppelt logarithmischem Maßstab aufgetragen. Man findet zwei Bereiche mit verschiedenem Anstieg von  $Q$  mit  $\Delta$ . Visuelle Beobachtung zeigt, daß der schwächere Anstieg von  $Q$  mit  $\Delta$  zum Wärmeübergang bei freier Konvektion ohne Blasenbildung gehört, während der stärkeren Anstieg der Bereich der Blasenverdampfung entspricht (vgl. Bild 5).

- 
- 10) Die Dampfdruckkurve wurde von H. GIESEN nach einer Gleichung von L. RIEDEL (18) auf einer elektronischen Rechenanlage berechnet.
  - 11) Es ist allgemein gebräuchlich, als Bezugsfläche  $F'$  die gesamte äußere Oberfläche des Rippenrohres zu wählen (vgl. (19)).  
Abgesehen von einer dünnen Grenzschicht an der Rohrwand ist die Flüssigkeitstemperatur ungefähr konstant und gleich der Siedetemperatur  $t_s$  (vgl. auch (20)).

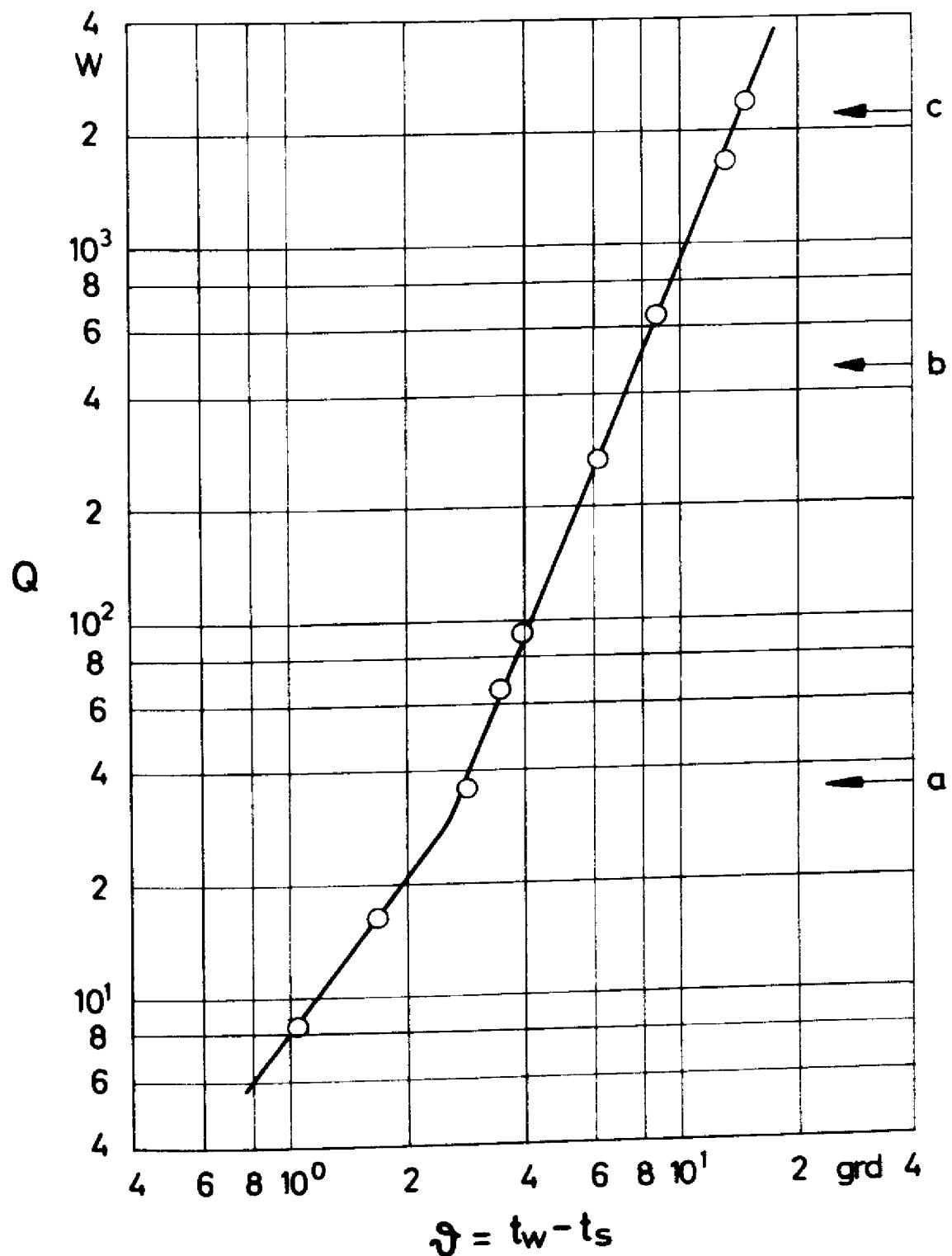


Bild 4 Wärmestrom  $Q$  in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz  $\Delta t$  (Rippenrohr Nr. 4,  $p = 1,3$  bar).

Die Pfeile am rechten Rand bezeichnen die Wärmestromdichten, bei denen die photographischen Aufnahmen von Bild 5 gemacht wurden.

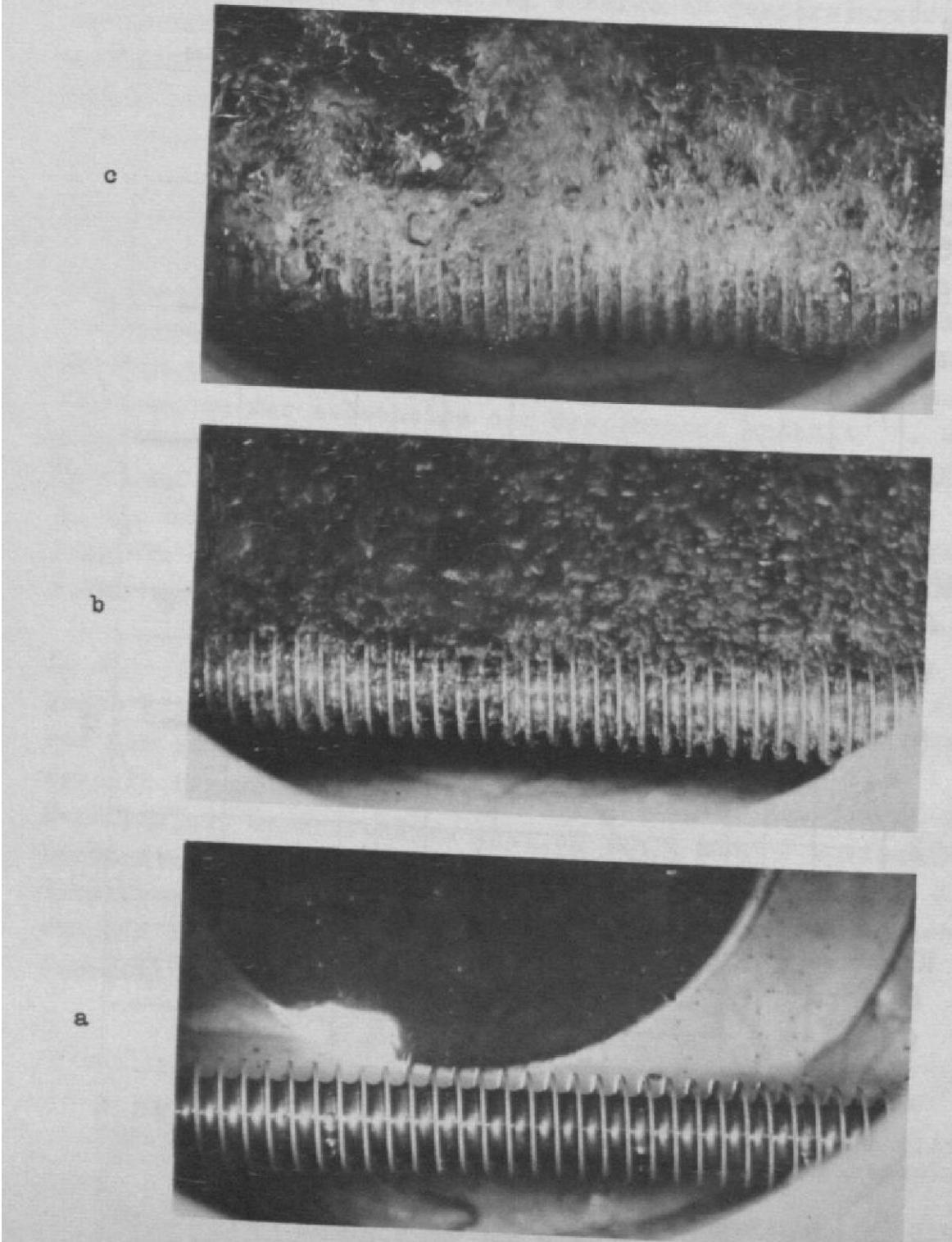


Bild 5 Momentaufnahmen der Blasenbildung bei kleiner, mittlerer und großer Wärmestromdichte (s. Bild 4).  
 $q = 600 \text{ W/m}^2$  (a),  $9000 \text{ W/m}^2$  (b),  $40000 \text{ W/m}^2$  (c)

d) Auswertung: Aus der Temperaturdifferenz  $\Delta t$  und dem Wärme-  
strom  $Q$  ergeben sich zwei Möglichkeiten für  
die Definition der Wärmeübergangszahl auf der Außenseite eines  
Rippenrohres dadurch, daß man die Wärmestromdichte einmal mit  
der Kernrohr Oberfläche  $F_K = \pi d_K L$  oder zum anderen mit der  
gesamten äußeren Oberfläche  $F$  des Rippenrohres berechnet:

a)  $Q / F_K = q_K = \alpha_K \cdot \Delta t$

b)  $Q / F = q = \alpha \cdot \Delta t$

Allerdings ist zu beachten, daß die Wärmeübergangszahl in beiden  
Fällen auf die am Rippengrund herrschende Wandtemperatur  
 $t_w$  bezogen ist. Die Tatsache, daß die wirkliche Oberflächen-  
temperatur der Rippen u.U. nicht mit  $t_w$  übereinstimmt, wird  
bei dieser Definition von  $\alpha$  bzw.  $\alpha_K$  also nicht berücksichtigt.

$\alpha$  bzw.  $\alpha_K$  werden deshalb "scheinbare" Wärmeübergangszahlen  
genannt ( 19, 21, 22 ).

Zwei verschiedene Darstellungen der Versuchsergebnisse bie-  
ten sich somit an

1)  $q_K = q_K (\Delta t)$  bzw.  $\alpha_K = \alpha_K (q_K)$ .

Diese Darstellungsform ist für einen Vergleich der Ergeb-  
nisse unter praktischen Gesichtspunkten vorteilhaft. Da  
nur Rohre mit gleichem Kernrohrdurchmesser untersucht  
werden <sup>12)</sup>, zeigt diese Darstellung unmittelbar den Ein-  
fluß der Flächenvergrößerung und der Rippengeometrie auf  
die pro Rohrlänge übertragbare Wärmemenge.

2)  $q = q (\Delta t)$  bzw.  $\alpha = \alpha (q)$ .

Zur physikalischen Deutung der Vorgänge sind die auf die  
gesamte Oberfläche bezogenen Größen  $q$  bzw.  $\alpha$  besser ge-  
eignet, weil man annehmen kann, daß die Intensität der  
Blasenverdampfung und damit die Strömungs- und Temperatur-  
verhältnisse am Rohr im wesentlichen von der an der Außen-  
fläche tatsächlich vorhandenen Wärmestromdichte  $q$  abhängen.

In den folgenden Abschnitten werden beide Darstellungsformen  
entsprechend der jeweiligen Zweckmäßigkeit benutzt.

---

12) Bei Glattrohren hängt die Wärmeübergangszahl nach STEPHAN  
vom Rohrdurchmesser praktisch nicht ab (1). Es ist zu er-  
warten, daß bei Rippenrohren dasselbe zutrifft.

e) Einfahren der Versuchsrohre: Es ist bekannt, daß der Wärmeübergang bei Blasenverdampfung unmittelbar nach der ersten Inbetriebnahme der Heizfläche besser ist als nach einer längeren Betriebsdauer (siehe z.B. (20)). Dieser Sachverhalt wird für die hier benutzte Versuchsanordnung in Bild 6 an einem typischen Beispiel demonstriert. Aus Bild 6a ist ersichtlich, daß sich erst nach 60 bis 80 Betriebsstunden für die Wärmeübergangszahl ein konstanter Endwert  $\alpha_{\infty}$  ergibt, der um ca. 12% niedriger liegt als die ersten Meßwerte. Für die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse ist es daher wesentlich sicherzustellen, daß dieser Endwert vor Beginn der Meßreihen erreicht wird.

Die einfach logarithmische Darstellung des zeitlichen Abfalls von  $\Delta \alpha = \alpha(\tau) - \alpha_{\infty}$  in Bild 6b zeigt, daß der Abfall einer  $e^{-\tau}$ -Funktion folgt. Dies ist entsprechend der allgemein vertretenen Ansicht über den Mechanismus der Blasenbildung folgendermaßen zu erklären: Die Blasenbildung geht von gas- oder dampfgefüllten Hohlräumen in den mikroskopisch kleinen Vertiefungen der festen Heizwand aus (siehe z.B. (23, 1)). Da bei der üblichen Versuchstechnik anfangs immer eine hohe Gasbeladung der Heizwand vorliegt, ist die Blasenbildung zunächst begünstigt, weil schon eine geringe Verdampfungsrate ausreicht, um die vorhandenen Gas- und Dampfräume auf die Größe einer mit der überheizten Flüssigkeit im Gleichgewicht stehenden Blase zu bringen. Die gemessene Verschlechterung des Wärmeübergangs mit zunehmender Betriebszeit ist dann auf eine zeitlich konstante relative Abnahme der Gasbeladung der Heizwand zurückzuführen.

Da Angaben über die Betriebsdauer bis zum Eintreten statischer Verhältnisse in der Literatur stark schwanken (siehe z.B. (13, 24, 25)), wurden bei einigen Rohren Kontrollversuche durchgeführt. Es zeigt sich, daß eine Verkürzung der Einfahrzeit durch folgende Maßnahmen erreicht werden kann:

- 1) Einfahren bei höheren Werten von Druck und Heizleistung als sie für die anschließenden Versuche vorgesehen sind.
- 2) Unterbrechen der Blasenbildung durch wiederholtes, kurzzeitiges Abstellen der Anlage.

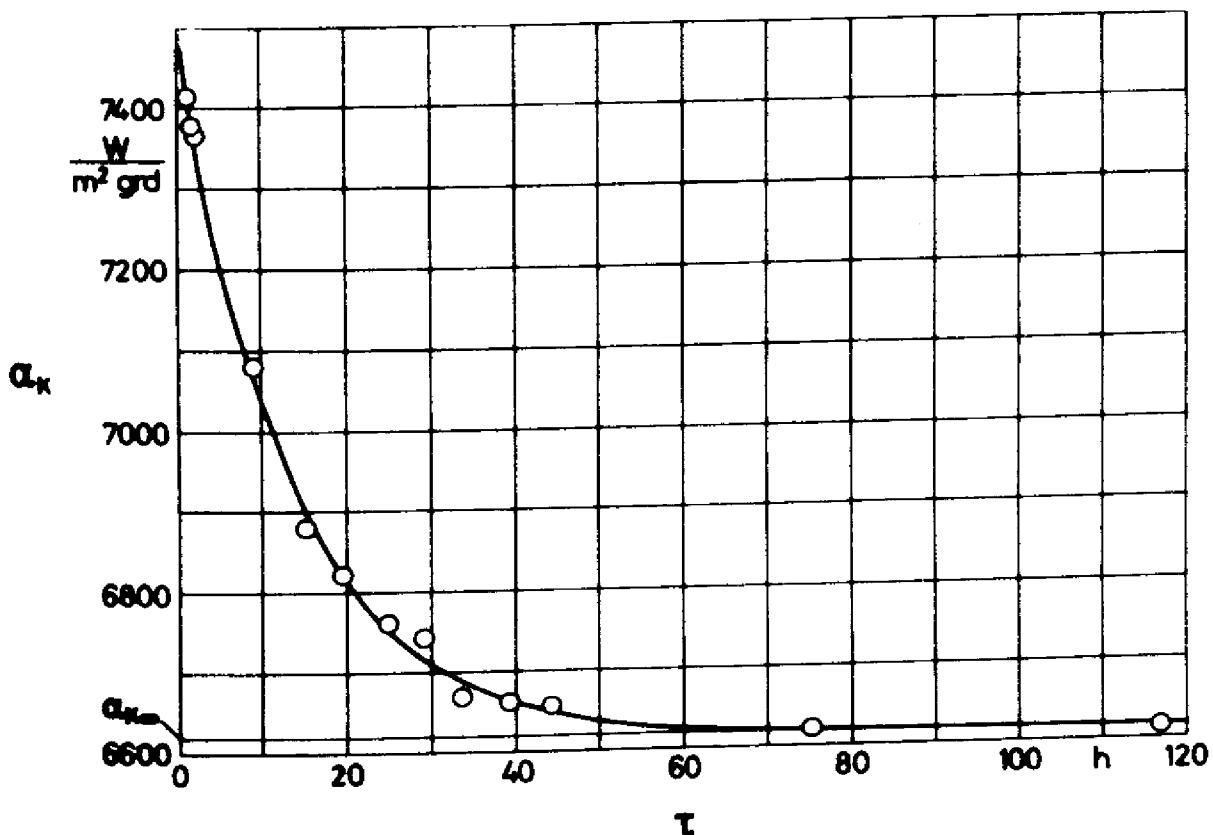


Bild 6a Abnahme der Wärmeübergangszahl  $\alpha_K$  im Laufe der Betriebszeit  $\tau$  des Rohres (Rippenrohr Nr. 4,  $p = 1,3 \text{ bar}$ ,  $q_K = 1,3 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$ )

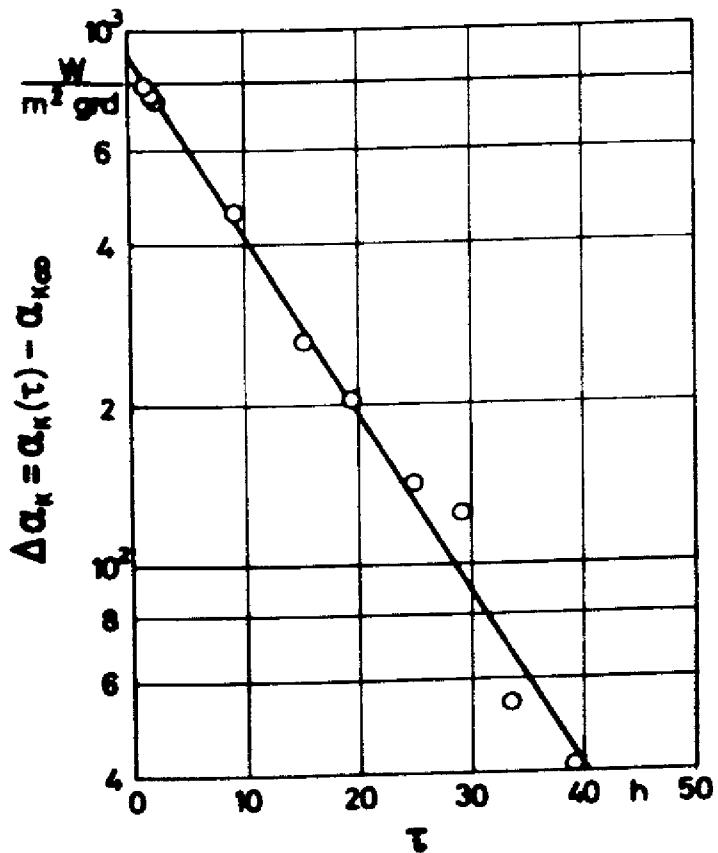


Bild 6b Differenz  $\Delta \alpha_K = \alpha_K(\tau) - \alpha_{K\infty}$  in Abhängigkeit von der Zeit  $\tau$  für die in Bild 6a dargestellte Meßreihe

f) Hysteresis: Bild 7 zeigt an einem Beispiel (Rippenrohr Nr. 4) die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  als Funktion der Wärmestromdichte  $q$ , wobei die einzelnen stationären Betriebszustände zum Teil mit steigender, zum Teil mit fallender Wärmestromdichte, zum Teil auch mit nicht systematisch veränderter Heizleistung eingestellt wurden. Man erkennt, daß die Wärmeübergangszahl nur bei sehr kleinen und sehr großen Wärmestromdichten von der Vorgeschichte unabhängig ist.

Dagegen ist im Bereich kleiner bis mittlerer Wärmestromdichten (in Bild 7 für  $q$  von  $2 \cdot 10^2$  bis  $5 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$ ) die mit hohen  $\alpha$  - Werten verbundene Blasenverdampfung nur dann voll angeregt, wenn die Anlage bei fallender Heizleistung betrieben wird und dabei fortlaufend Gleichgewichtszustände durchlaufen werden. Wird die Anlage dagegen bei steigender Heizleistung in ständige Gleichgewicht auf einen mittleren  $q$  - Wert eingestellt, so erhält man merklich kleinere Wärmeübergangszahlen. Ihre untere Grenze bildet die Gerade für freie Konvektion ohne Blasenbildung.

Wird ein stationärer Betriebszustand bei kleiner bzw. mittlerer Wärmestromdichte über relativ schnell veränderliche Zwischenzustände eingeregelt, so ergeben sich  $\alpha$  - Werte, die zwischen den genannten oberen und unteren Grenzen liegen. Ihr Absolutbetrag hängt u.a. davon ab, ob die bei der Messung eingestellte Heizleistung zuvor überschritten wurde und um welchen Betrag (vgl. auch (25) ).

Wegen des hier beschriebenen "Hysteresis-Effektes" werden im folgenden die Versuchsergebnisse für freie Konvektion ohne Blasenbildung und für voll angeregte Blasenverdampfung getrennt diskutiert.

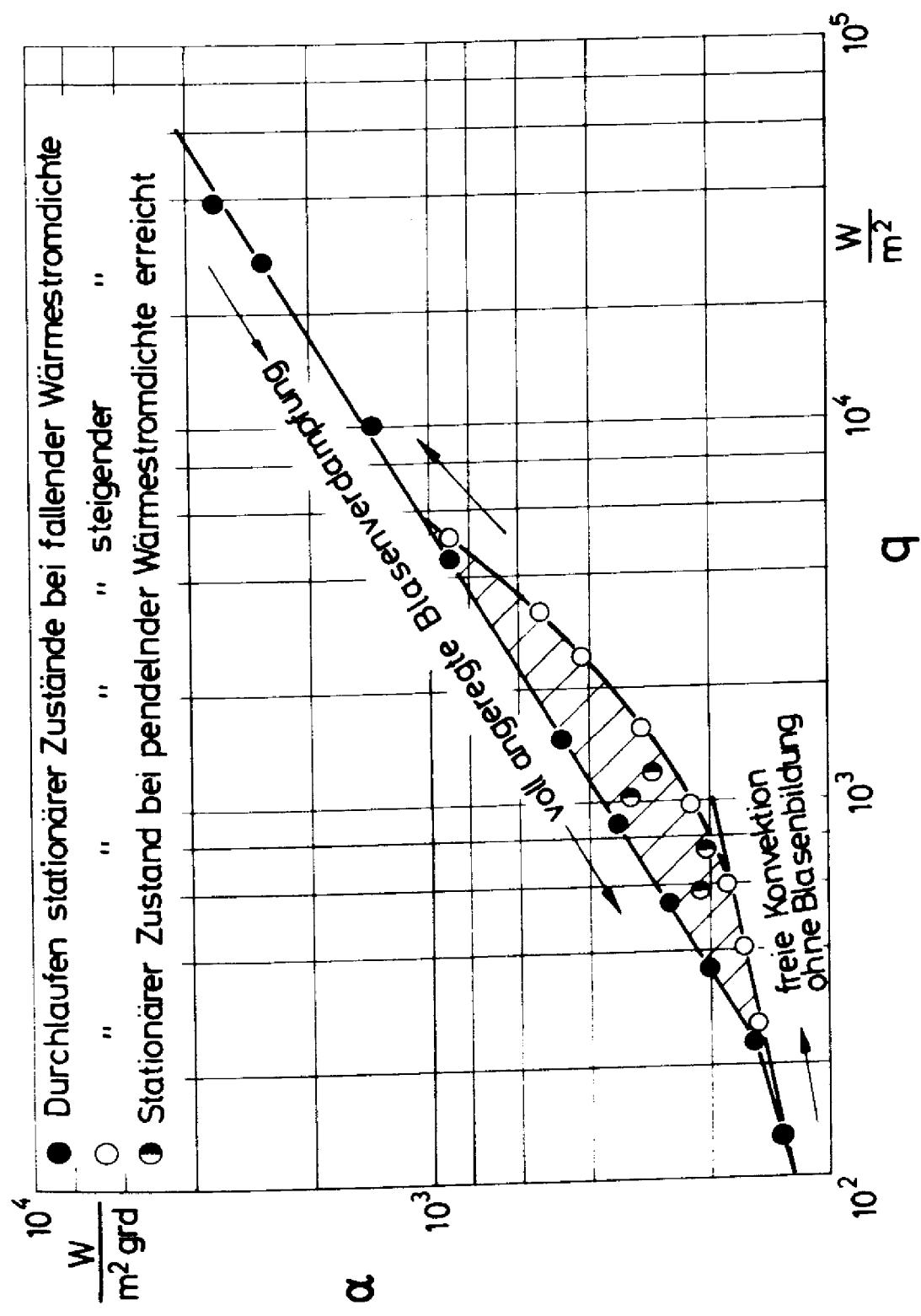


Bild 7 Wärmeübergangszahl  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte  $q$ ; Hysterese  
(Rippenrohr Nr. 4,  $p = 3,0$  bar)

III. Versuchsergebnisse und Diskussion

---

Bild 8 zeigt eine photographische Aufnahme von Probestücken der untersuchten Rohre, um einen Eindruck davon zu vermitteln, in welchem Ausmass die Rippengeometrie variiert wurde. Die geometrischen Daten sämtlicher Rohre sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

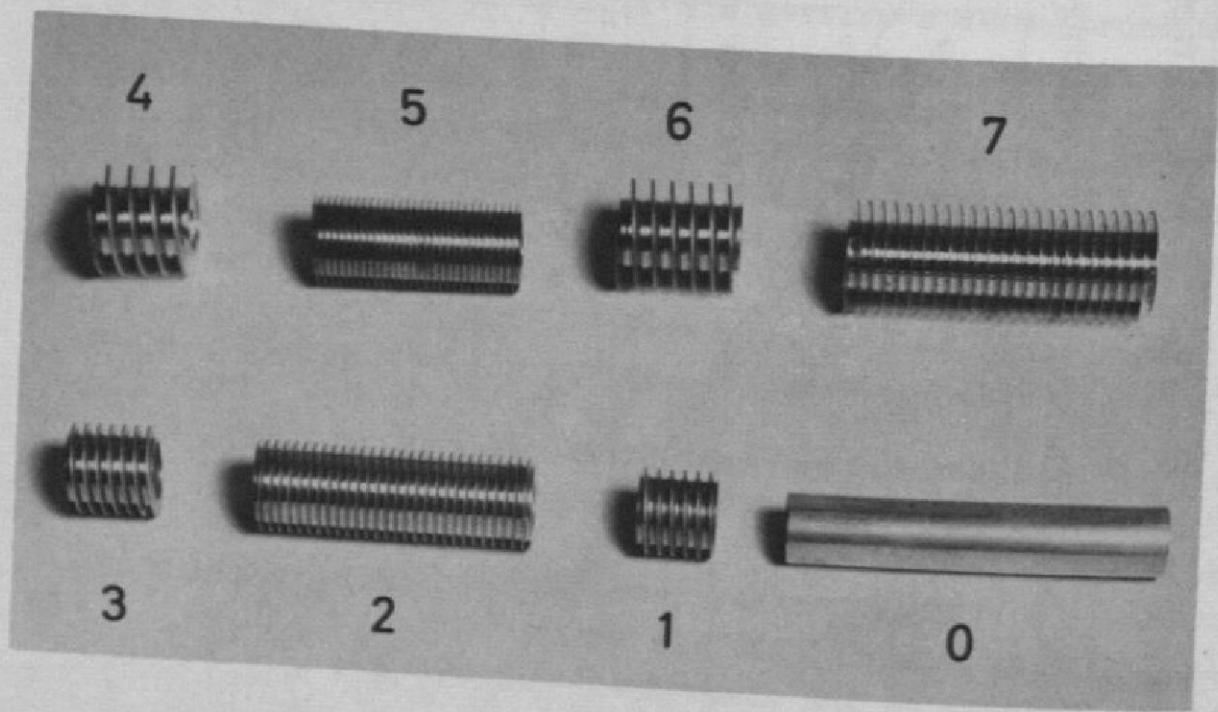


Bild 8 Probestücke der untersuchten Rohre

Tabelle 1 Zusammenstellung von geometrischen Daten der Versuchsröhre

Rohr Nr. +)	Durchmesser		Rippenabmessungen			Flächen		mittlere Rauhtiefe $R_p$		
	Innen $d_1$	Kernrohr $d_K$	außen $d_a$	Höhe $h$	Breite $b$	Abstand $t$	Kernrohr $F_K$	außen $F$	$\varphi = F/F_K$	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	-	$\mu_{\text{III}}$
0	10,00	12,00	( $d_a = d_K$ )	-	-	-	188,4	( $F = F_K$ )	1,00	0,38
1	10,00	11,66	14,71	1,52	0,50	2,12	183,2	434,3	2,37	0,55
2	9,55	12,74	15,64	1,45	0,36	1,62	200,1	543,9	2,72	0,20
3	10,00	11,73	15,45	1,86	0,50	2,12	184,3	514,2	2,79	0,52
4	10,00	12,20	19,20	3,50	0,80	3,80	191,6	608,8	3,18	0,16
5	9,55	12,74	15,66	1,46	0,30	1,27	200,1	659,3	3,30	0,19
6	10,00	11,76	18,76	3,50	0,80	3,28	184,7	666,9	3,61	0,21
7	10,00	12,10	19,10	3,50	0,34	2,16	190,1	935,5	4,92	0,06

+ ) Rohr Nr. 0: glattrohr  
Rohr Nr. 1 - 7: Rippenrohre, Anordnung nach steigender Flächenvergrößerung  $\varphi$ .

#### A. Verdampfung bei freier Konvektion ohne Blasenbildung

a) Versuchsergebnisse: Für niedrige Heizleistungen, bei denen noch keine Blasenverdampfung auftritt, ist die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha_K$  von der Wärmestromdichte  $q_K$  in Bild 9a für verschiedene Rohre dargestellt. Die Meßpunkte stimmen für die beiden verwendeten Drücke von 1,3 und 3,0 bar, die Siedetemperaturen von 30 und 58°C entsprechen, innerhalb der Fehlergrenze überein. In doppelt-logarithmischer Darstellung ergeben sich für  $\alpha_K$  Geraden, die mit der 4. bis 5. Wurzel von  $q_K$  ansteigen. Der Anstieg von  $\alpha_K$  mit  $q_K$  ist in bekannter Weise auf die Verstärkung der Konvektionsströmung mit zunehmendem Dichteunterschied zwischen der Flüssigkeit an der Wand und in einiger Entfernung von der Wand zurückzuführen.

Bei zunehmender Flächenvergrößerung der Rippenrohre sind die entsprechenden Geraden nach höheren  $\alpha_K$ -Werten parallel verschoben. Eine genauere Analyse von Bild 9a ergibt, daß bei vorgegebener Temperaturdifferenz die Flächenvergrößerung praktisch in vollem Umfang zur Erhöhung des pro Rohrlänge übertragenen Wärmestromes beiträgt. In Bild 9b ist für dieselben Versuche die auf die gesamte äußere Oberfläche bezogene Wärmeübergangszahl  $\alpha$  in Abhängigkeit von der ebenfalls auf die Gesamtfläche bezogenen Wärmestromdichte  $q$  aufgetragen. Die Tatsache, daß die Meßpunkte für die verschiedenen Rohre innerhalb der Fehlergrenze zusammenfallen, 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.

b) Allgemeine Darstellung der Versuchsergebnisse: Der Wärmeübergang bei freier Konvektion kann allgemein durch folgende Beziehung zwischen der Nusselt-, der Prandtl- und der Grashofzahl dar-

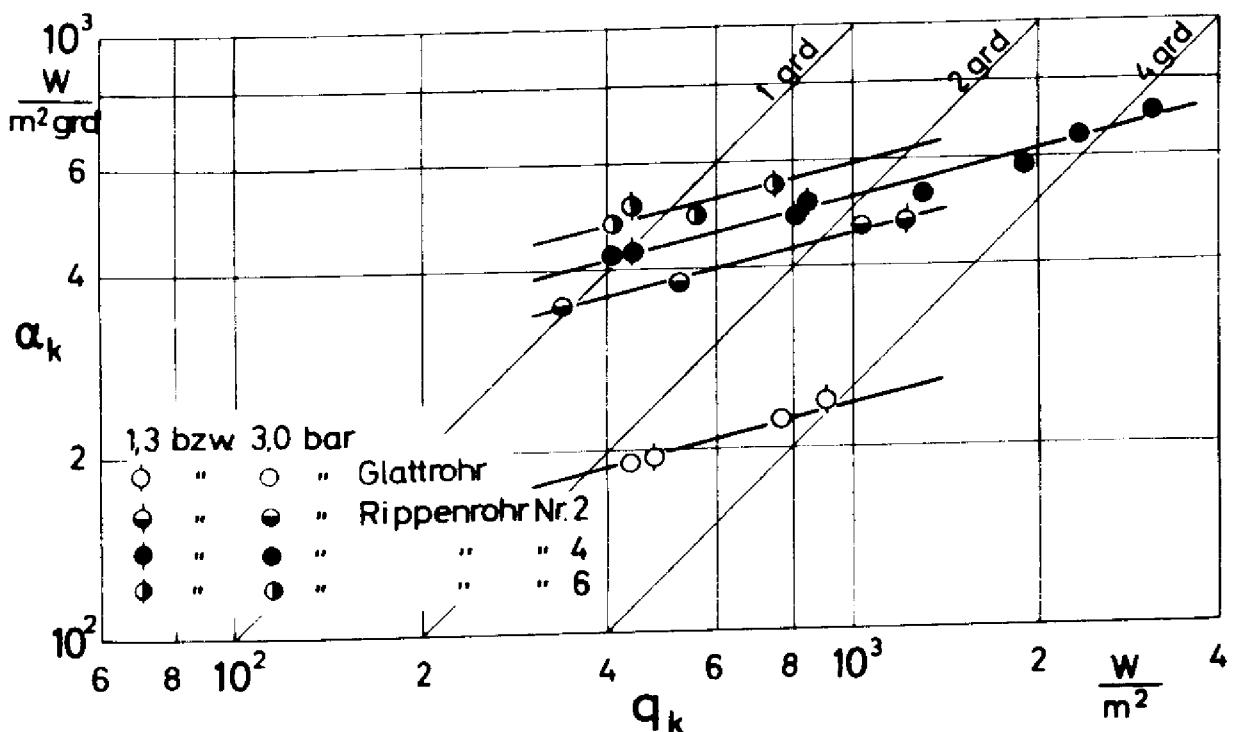


Bild 9a Wärmeübergangszahl  $\alpha_k$  in Abhängigkeit von der Wärme-  
stromdichte  $q_k$  bei freier Konvektion ohne Blasenbildung

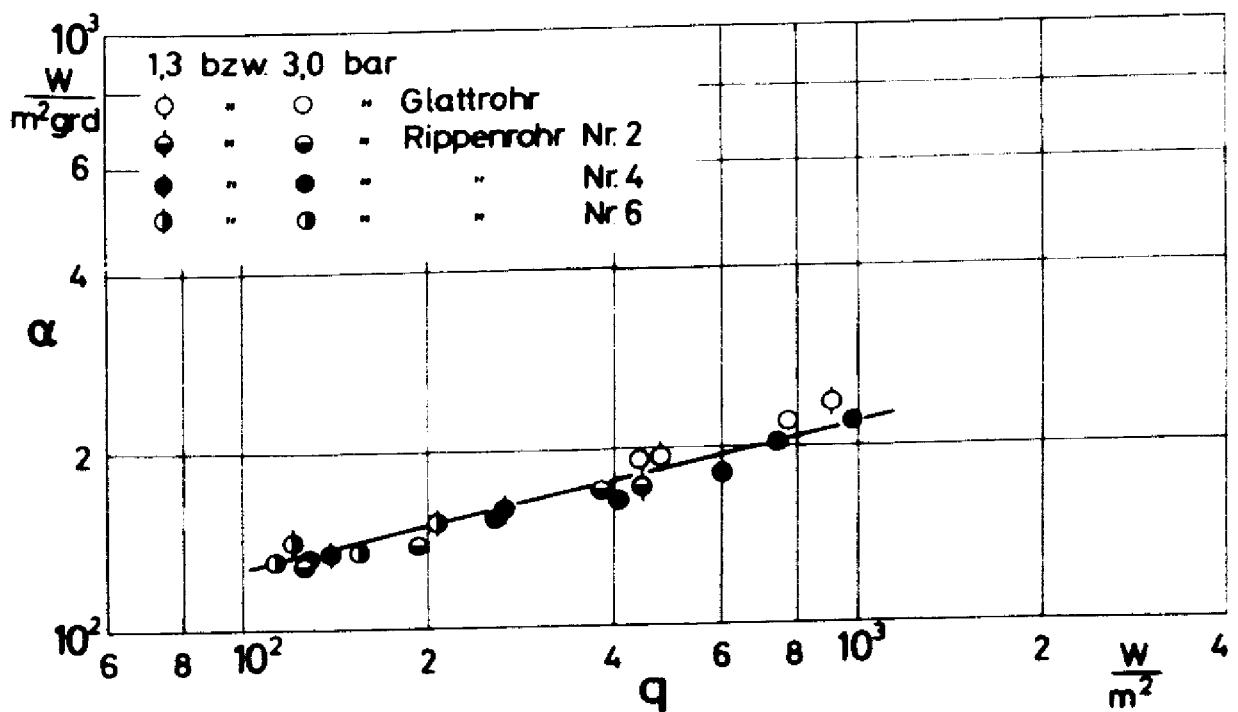


Bild 9b Wärmeübergangszahl  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Wärme-  
stromdichte  $q$  bei freier Konvektion ohne Blasenbildung

gestellt werden (siehe z.B. (26) ):

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^m$$

Dabei hat der Exponent  $m$  für den laminaren Fall den Wert  $1/4$ , während bei Turbulenz  $m = 1/3$  gilt. Der Faktor  $C$  hängt noch schwach von der Prandtl-Zahl ab.

Bild 10 zeigt die Meßwerte aus Bild 9b in der allgemeinen Darstellung  $Nu = f(Gr \cdot Pr)$ . In den Kennzahlen wurden die Stoffwerte bei der jeweiligen Siedetemperatur verwendet;<sup>13)</sup> als charakteristische Länge wurde der Außendurchmesser der Rohre eingesetzt. Die Meßpunkte werden praktisch über den gesamten Bereich der Grashof-Zahlen durch die Gerade für laminare Strömung ausgeglichen:

$$Nu = 0,60 (Gr \cdot Pr)^{1/4}$$

Die Konstante  $C = 0,60$  stimmt genau mit dem Wert überein, der theoretisch aus der Lösung der Grenzschichtgleichungen für freie Konvektion an senkrechten Wänden bei der vorliegenden Prandtl-Zahl  $Pr = 4$  gefunden wurde (27).

Die Meßpunkte bei den höchsten Werten von  $Gr \cdot Pr$  liegen nach (28) jenseits des Umschlagpunktes zum turbulenten Bereich ( $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$ ). Unter diesen Bedingungen muß also mit der Möglichkeit einer turbulenten Strömung an den Rippen gerechnet werden. Das Auftreten von Turbulenz wird außerdem auch durch visuelle Beobachtung der von den einzelnen Rippen aufsteigenden Schlieren nahegelegt. Deshalb wurde in Bild 10 zum Vergleich auch die für turbulente Strömung geltende Gerade

$$Nu = 0.155 (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

eingezzeichnet<sup>14)</sup>.

- 13) Da die Temperaturdifferenz zwischen Flüssigkeit und Wand bei diesen Versuchen nur wenige Grad betrug, erübrigt sich eine Mittelung zur Bildung der Bezugstemperatur für die Stoffwerte.
- 14) Die Konstante  $C = 0,155$  wurde hierbei durch Anpassung an die eigenen Messungen und an Meßwerte aus der Literatur erhalten (29); eine theoretische Bestimmung von  $C$  ist bisher nicht bekannt geworden.

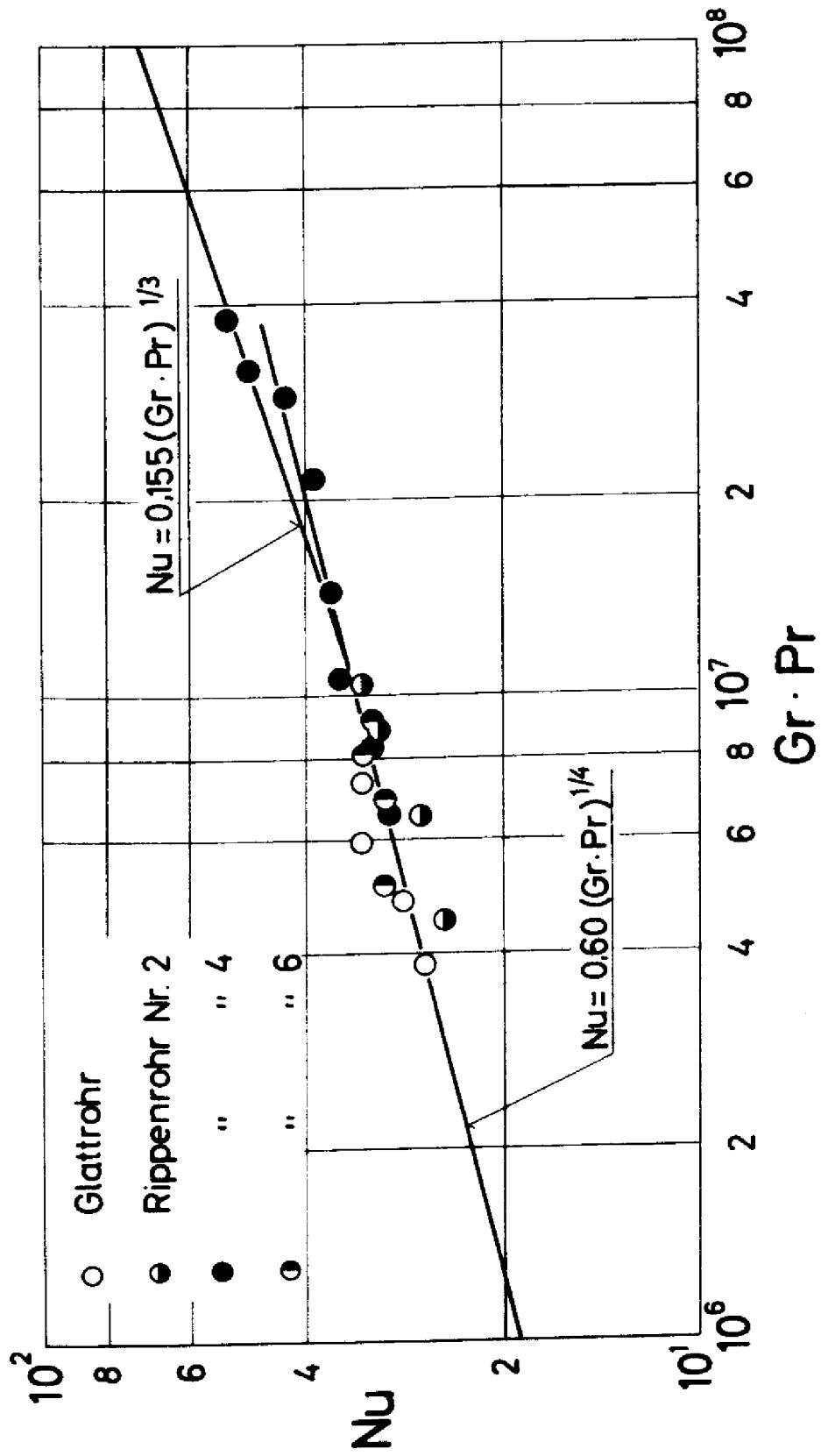


Bild 10 Nu in Abhangigkeit vom Produkt aus Grashof-Zahl und Prandtl-Zahl bei freier Konvektion ohne Blasenbildung

## B. Blasenverdampfung

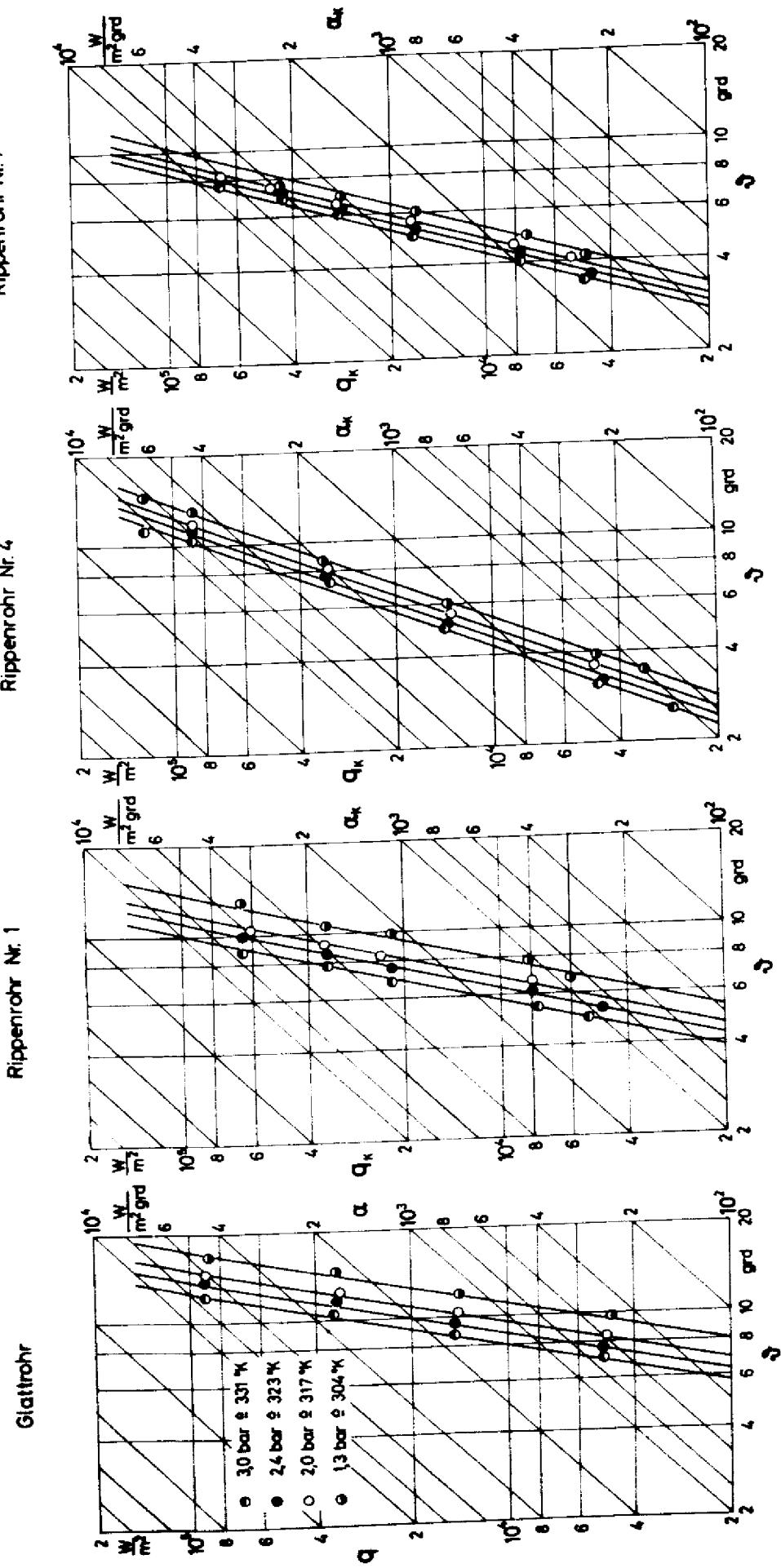
a) Versuchsergebnisse: In Bild 11a - d sind als Beispiele Versuchsreihen dargestellt, die bei vier Drücken (zwischen 1,3 und 3,0 bar) mit dem Glattrohr und mit drei Rippenrohren bei voll angeregter Blasenverdampfung ausgeführt wurden. Dabei ist die Wärmestromdichte  $q_K$  über der Temperaturdifferenz  $\Delta = t_w - t_s$  in doppelt-logarithmischem Maßstab aufgetragen. Um außer dem Zusammenhang zwischen  $q_K$  und  $\Delta$  auch den zwischen  $\alpha_K$  und  $q_K$  entnehmen zu können, wurden Parameterlinien für  $\alpha_K$  eingezeichnet. Die Messungen erstrecken sich von Wärmestromdichten bei schwacher Blasenverdampfung bis in die Nähe der kritischen Heizflächenbelastung<sup>15)</sup>

Bild 11a zeigt das bekannte Ergebnis für den Wärmeübergang bei Blasenverdampfung an einem Glattrohr: Mit steigender Temperaturdifferenz  $\Delta$  steigt der übertragene Wärmestrom wesentlich stärker als  $\Delta$  an, was auf die Rührwirkung der Blasen zurückgeführt wird. Außerdem nimmt die zur Übertragung eines bestimmten Wärmestromes nötige Temperaturdifferenz mit steigendem Druck ab. Das wird damit erklärt, daß der zur Bildung stabiler Blasen erforderliche Überdruck bei höherem Absolutdruck mit einer kleineren Temperaturdifferenz aufgebracht werden kann, da die Steigung der Dampfdruckkurve mit wachsendem Druck zunimmt. Die Wärmeübergangszahl wird also sowohl mit wachsender Wärmestromdichte als auch mit wachsendem Druck größer.

Bei den Rippenrohren findet man nach Bild 11b - d einen ähnlichen Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergang und der Wärmestromdichte bzw. dem Druck; im einzelnen ergeben sich

---

15) Die kritische Heizflächenbelastung (vgl. Anm. 6 auf S. 6) beträgt nach einer persönlichen Mitteilung von K. STEPHAN, Mannesmann-Forschungsinstitut, für R 11 bei  $p = 1$  bis 2 bar etwa  $1,8$  bis  $2,0 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$ .



**Bild 11a - d** Wärmestromdichte  $q$  bzw.  $q_K$  in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  bei verschiedenen Drücken  $p$ , mit Parameterlinien für die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  bzw.  $\alpha_K$ .

dabei jedoch gegenüber dem Glattrohr folgende Unterschiede:

- 1) Bei gleichem Druck und gleicher Wärmestromdichte  $q_{\text{w}}$  ist die Wärmeübergangszahl  $\alpha_K$  und damit der pro Grad Temperaturdifferenz und pro Rohrlänge übertragene Wärmestrom bei den verwendeten Rippenrohren wesentlich größer als beim Glattrohr (für  $p = 1,3$  bar macht der Unterschied gegenüber dem Glattrohr einen zwischen 1,5 und 3,1 liegenden Faktor aus).
- 2) Die relative Zunahme der Wärmeübergangszahl  $\alpha_K$  mit steigendem Druck und mit steigender Wärmestromdichte ist bei den Rippenrohren kleiner als beim Glattrohr.

Da sämtliche Meßreihen in doppelt-logarithmischer Darstellung sehr gut durch Geraden interpoliert werden können (s. Bild 11), läßt sich der Zusammenhang der Wärmeübergangszahl mit der Wärmestromdichte analytisch in Form einer Potenzfunktion wiedergeben; außerdem bietet sich wegen der Parallelität der Geradenscharen für verschiedene Drücke die Möglichkeit zur Separation des Druckeinflusses an. Dadurch wird folgender Ansatz für die Wärmeübergangszahl nahegelegt:

$$\alpha_K \sim q_K^n \cdot F(p) \quad \text{bzw.} \quad \alpha \sim q^n \cdot F(p) \quad (1)$$

Darin sind  $n$  und  $F$  Funktionen der Geometrie der Rippenrohre (vgl. Bild 11b - d).

Bei dem Vergleich der verschiedenen Rippenrohre ist außerdem zu berücksichtigen, daß nicht alle Versuchsröhre mit der gleichen Oberflächenrauhigkeit geliefert werden konnten. Nach STEPHAN kann die Wirkung der Rauigkeit jedoch vom Einfluß der übrigen Variablen auf die Wärmeübergangszahl separiert und in Abhängigkeit von der mittleren Rauhtiefe  $R_p$

angegeben werden (1)<sup>16)</sup>:

$$\alpha \sim R_p^{0,133} \quad (2)$$

Damit läßt sich der Ansatz (1) in die Form bringen:

$$\alpha \sim R_p^{0,133} \cdot q^n \cdot F(p) \quad (3)$$

Wegen der relativ unübersichtlichen Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von den verschiedenen Parametern wird zunächst der Einfluß des Druckes und der Rauigkeit getrennt diskutiert und anschließend die Wirkung der Flächenvergrößerung und der Rippengeometrie auf den Absolutwert der Wärmeübergangszahl und ihre Abhängigkeit von der Wärmestromdichte untersucht.

b) Einfluß der Rippengeometrie auf die Druckabhängigkeit der Wärmeübergangszahl: Bild 12 zeigt den Einfluß des Druckes  $p$  auf die Wärmeübergangszahl  $\alpha_K$  für sämtliche untersuchten Rohre bei einer niedrigen und einer hohen Wärmestromdichte  $q_K$ <sup>17)</sup>. Danach ist die absolute Zunahme der Wärmeübergangszahl mit dem Druck bei den Rippenrohren etwa genau so groß wie beim Glattrohr, die relative Zunahme der Wärmeübergangszahl mit dem Druck nimmt dagegen mit steigendem Flächenverhältnis monoton ab. Dieses Ergebnis dürfte damit zu erklären sein, daß die beim Aufsteigen an der Rippenfläche entlanglaufenden Dampfblasen dort im Vergleich zum Glattrohr einen zusätzlichen konvektiven Wärmeübergang bewirken, der mit der Flächenvergrößerung anwächst und vom Druck unabhängig ist.

Eine quantitative Erfassung der Druckabhängigkeit von  $\alpha$  gemäß Ansatz (3) ist für glatte Rohre von DANILOWA (30) in

- 
- 16) Definition der mittleren Rauhtiefe nach DIN 4762, Abschnitt 3.1.2.2. Die in Tabelle 1 angegebenen Werte der Rauhtiefe wurden nach dem Tastschnittverfahren und mit dem Interferenzflächenprüfer gemessen. Beide Methoden sind in (1) ausführlich beschrieben. Bei der Anwendung auf Rippenrohre traten allerdings zum Teil erhebliche technische Schwierigkeiten auf, insbesondere bei kleinen Rippenhöhen.
  - 17) Die eingetragenen Punkte wurden aus Diagrammen wie Bild 11 durch Schnitt der Interpolationsgeraden mit den Linien  $q_K = 2 \cdot 10^3$  und  $1,2 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$  gewonnen.

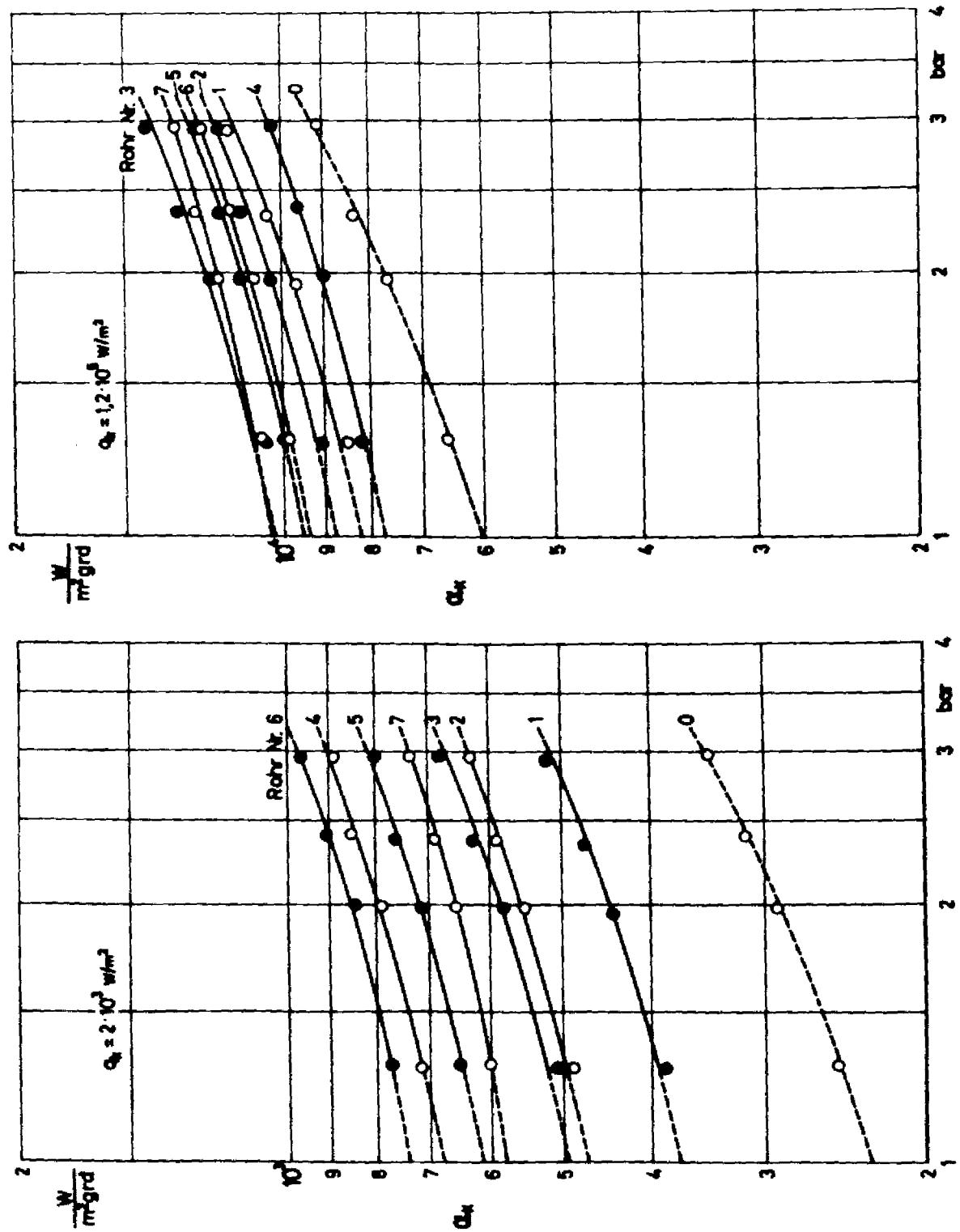


Bild 12 Wärmeübergangszahl  $q_k$  in Abhängigkeit von Druck  $p$  bei  $q_0 = 2 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$  und  $1,2 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$

Anlehnung an Ähnlichkeitsbetrachtungen von BORISCHANSKIJ zum Wärmeübergang beim Sieden (31) angegeben worden:

$$F(\pi) = 0,14 + 2,2 \cdot \pi \quad (4)$$

Dabei bedeutet  $\pi = p/p_{kr}$  den auf den Druck am kritischen Punkt bezogenen Siededruck der Flüssigkeit. Dieser Zusammenhang ist in Bild 12 für das Glattrohr als gestrichelte Kurve eingetragen; die Abweichung der eigenen Messungen davon ist kleiner als zwei Prozent.

Zur Beschreibung der Druckabhängigkeit von  $\alpha$  bzw.  $\alpha_K$  bei Rippenrohren wird für  $F(p)$  in der Beziehung (3) folgende Erweiterung des Ansatzes von DANILOWA vorgeschlagen:

$$F(\pi, \varphi) = 0,14 + 2,2 \cdot \pi / \sqrt{\varphi} \quad (5),$$

mit  $\varphi = F/F_K$  (vgl. Tabelle 1). Die nach dieser Gleichung berechnete Druckabhängigkeit von  $\alpha_K$  wird in Bild 12 für die untersuchten Rippenrohre durch die durchgezogenen Kurven wiedergegeben; man sieht, daß die Abweichung der Messungen von Gleichung (5) kleiner als drei Prozent ist.

Für die weitere Diskussion werden die Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  verwendet, die mittels Gleichung (5) auf den Druck von 1 bar extrapoliert und die außerdem nach der Beziehung (2) auf eine einheitliche Rauhtiefe von  $R_p = 1 \mu\text{m}$  umgerechnet wurden.

Tabelle 2 Auf  $R_p = 1 \mu\text{m}$  und  $p = 1$  bar umgerechnete Wärmeübergangszahl  $\alpha$  für sämtliche untersuchten Rohre

Rohr Nr.	Flächenverhältnis $F/F_K$	Wärmeübergangszahl $\alpha$ in $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{ grd}$	
		bei $q = 2 \cdot 10^3 \text{ W}/\text{m}^2$	bei $q = 3 \cdot 10^4 \text{ W}/\text{m}^2$
0	1,00	262	2280
1	2,37	327	2543
2	2,72	437	3044
3	2,79	413	3084
4	3,18	536	2690
5	3,30	515	3175
6	3,61	558	3016
7	4,92	523	3542

Aus der Tabelle ist zu entnehmen, daß die auf die gesamte Rohroberfläche bezogene Wärmeübergangszahl  $\alpha$  mit steigender Flächenvergrößerung eine ansteigende Tendenz besitzt. Das kann einerseits durch den zusätzlichen konvektiven Wärmeübergang erklärt werden, der beim Aufsteigen der Dampfblasen an den Rippenflächen hervorgerufen wird. Andererseits ist aber auch zu berücksichtigen, daß die Wärmeübergangszahlen der verschiedenen Rohre in der Tabelle bei gleichem Wert der auf die gesamte äußere Oberfläche bezogenen Wärmestromdichte verglichen werden. Pro Längeneinheit werden also mit wachsendem Flächenverhältnis zunehmend mehr Blasen gebildet. Dadurch wird die Flüssigkeit zwischen den Rippen mit steigender Flächenvergrößerung stärker durchwirbelt, was ebenfalls zu einer Vergrößerung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  mit wachsender Flächenvergrößerung führt.

c) Einfluß der Rippengeometrie auf die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Wärmestromdichte: Es wurde bereits oben darauf hingewiesen, daß auch bei den Rippenrohren die Wärmeübergangszahl im Bereich der Blasenverdampfung mit steigender Wärmestromdichte zunimmt; der Effekt ist allerdings geringer als beim Glattrohr (Bild 11). Daher ist die mögliche Verbesserung des Wärmeübergangs durch Verwendung von Rippenrohren anstelle von glatten Rohren bei kleinen bzw. mittleren Wärmestromdichten merklich größer als bei hohen Wärmestromdichten in der Nähe der kritischen Heizflächenbelastung (vgl. z.B. Bild 12).

Zur Erklärung dieses Zusammenhangs zwischen Wärmeübergangszahl und Wärmestromdichte bei Rippenrohren kommen hauptsächlich folgende Gesichtspunkte in Betracht:

- 1) 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  $\alpha$  bzw.  $\alpha_K$  zugrunde gelegt wird (s.o.). Dieser Effekt

wird im allgemeinen dadurch beschrieben, daß ein in geeigneter Weise definierter Rippenwirkungsgrad  $\eta < 1$  eingeführt wird (19, 21).

- 2) Mit steigender Wärmestromdichte, d.h. mit zunehmender Blasenbildung, wird die Rippenoberfläche immer schlechter benutzt, weil sich der Raum zwischen den Rippen in zunehmendem Maße mit Dampf füllt (vgl. Bild 5).

Um den Einfluß des zuerst genannten Effektes übersehen zu können, wird wie üblich eine mit der mittleren Temperatur der Rippenoberfläche,  $\bar{t}_R$ , gebildete mittlere Wärmeübergangszahl  $\alpha_R$  definiert;  $\alpha_R$  ist größer als die bisher benutzte scheinbare Wärmeübergangszahl  $\alpha$ . Nach den in (19, 21, 32) zitierten Arbeiten gilt:

$$\alpha = \alpha_R \cdot [1 - (1 - \eta) \cdot F_R/F]$$

Dabei bedeutet  $\eta = (\bar{t}_R - t_s)/(t_w - t_s)$  den Rippenwirkungsgrad,<sup>18)</sup>  $\bar{t}_R$  die über die Rippenfläche gemittelte Wandtemperatur,  $F_R$  die Rippenoberfläche und  $F$  die gesamte Oberfläche des Rippenrohres.

Das Verhältnis  $\alpha/\alpha_R$  ist für die hier untersuchten Rippenrohre in Bild 13 dargestellt. Mit Ausnahme von Rohr Nr. 7 liegt dieses Verhältnis auch bei den höchsten verwendeten Wärmestromdichten über 90 %. Mit Ausnahme von Rohr 7 ist also der Einfluß des Rippenwirkungsgrades auf die Wärmeübergangszahl auch bei den höchsten verwendeten Heizflächenbelastungen noch verhältnismäßig gering. Bei diesen Rohren dürfte die schwächere Zunahme der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  mit dem Flächenverhältnis, die nach Tabelle 2 bei hohen Wärmestromdichten zu beobachten ist, also im wesentlichen darauf zurückzuführen sein, daß sich der Raum zwischen den Rippen bei starker Blasenbildung in zunehmendem Maße mit der schlecht wärmeleitenden Dampfphase füllt.

---

18) Wegen der Berechnung des Wirkungsgrades von Kreisrippen siehe z.B. (33).

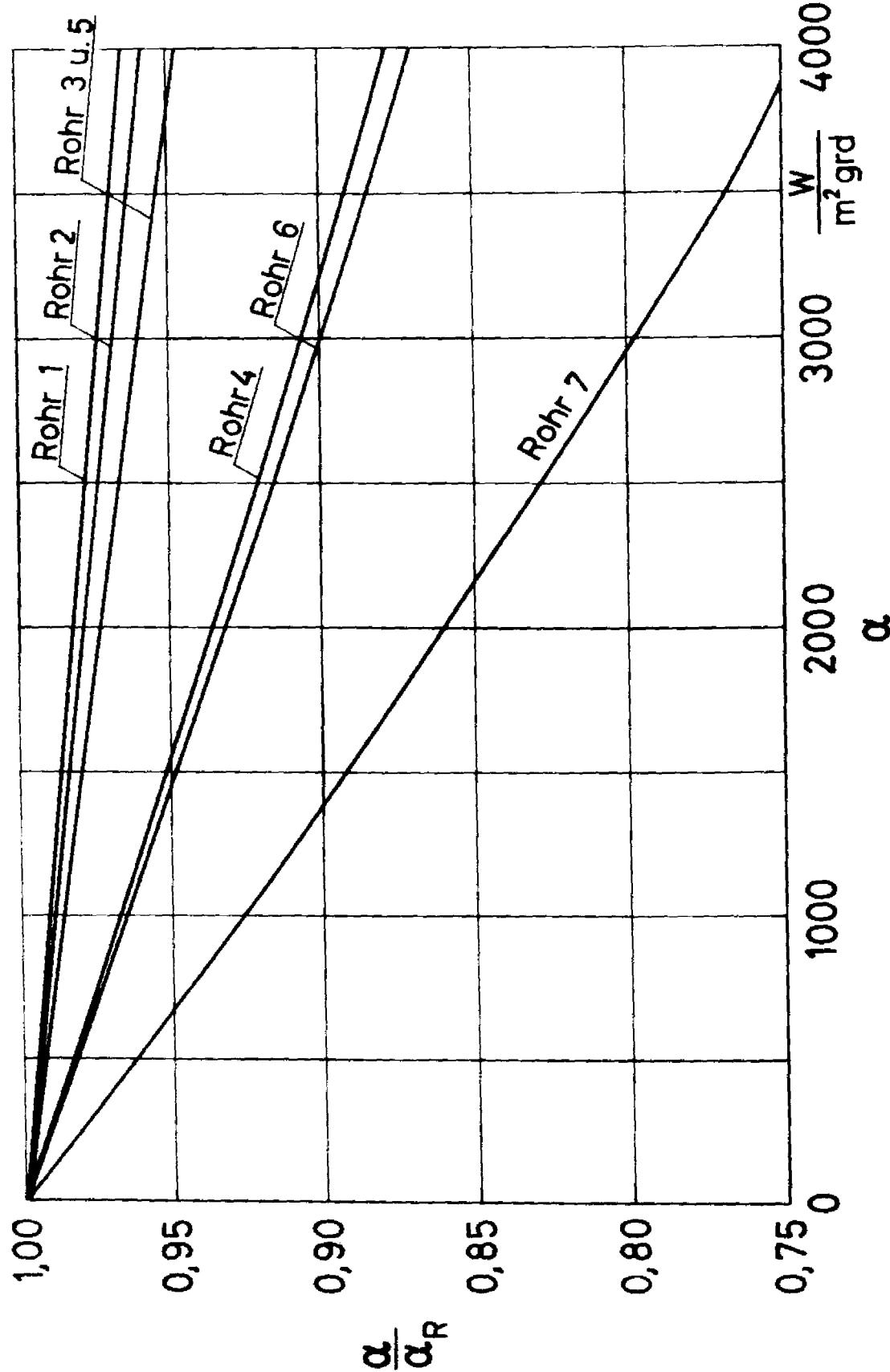


Bild 13 Verhältnis  $\alpha/\alpha_R$  in Abhängigkeit von der "scheinbaren" Wärmeübergangszahl  $\alpha$

In Bild 14 sind die mittleren Wärmeübergangszahlen an der Rippenfläche,  $\alpha_R$ , die mit Hilfe von Bild 13 aus den Werten von Tabelle 2 berechnet wurden, in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis  $\phi$  in doppelt-logarithmischem Maßstab dargestellt. Man erkennt, daß  $\alpha_R$  sowohl bei niedrigen als auch bei hohen Wärmestromdichten mit der Flächenvergrößerung anwächst.

Bei hohen Wärmestromdichten (oberes Diagramm) werden die Meßpunkte für alle Rohre innerhalb einer Fehlergrenze von 10 % durch dieselbe Ausgleichskurve erfaßt. Das bedeutet, daß bei starker Blasenverdampfung neben dem Einfluß des Rippenwirkungsgrades praktisch nur die Flächenvergrößerung der Rohre eine Rolle spielt. Für kleine Wärmestromdichten (unteres Diagramm) wurde eine Ausgleichskurve für das Glattrohr und drei Rippenrohre mit etwa dem gleichen lichten Rippenabstand  $t_1$  von 1,6 bis 1,8 mm eingezeichnet (s. Tab. 1:  $t_1 = t - b$ ). Dabei ergibt sich, daß der Wärmeübergang für diese Rohre vergleichsweise schlechter ist als für Rohre sowohl mit größerem als auch mit kleinerem lichten Rippenabstand.

Eine Erklärung dieses Sachverhaltes ergibt sich möglicherweise dadurch, daß der "kritische" Rippenabstand von ca. 1,7 mm etwa mit dem doppelten Abreißdurchmesser von  $R_{11}$  - Dampfblasen bei einem Druck von 1 bar übereinstimmt<sup>19)</sup>. Es ist denkbar, daß bei einer Verkleinerung des Rippenabstandes auf diesen Wert die durch die abgerissenen Blasen hervorgerufene Strömung zwischen den Rippen zunehmend behindert wird, was zu einer Verschlechterung des Wärmeüberganges führen kann. Andererseits könnte eine weitere Verkleinerung des Rippenabstandes unter den doppelten Abreißdurchmesser zunächst zu einer Verbesserung des Wärmeüberganges führen, weil die zwischen den Rippen aufsteigenden Blasen dann die Grenzschichten an beiden (gegenüberliegenden) Rippenflanken beeinflussen<sup>20)</sup>.

- 
- 19) Eine Abschätzung des Abreißdurchmessers wurde von BASHFORTH und ADAMS aus den Gleichgewichtsbedingungen für eine an der Heizfläche anwachsende Dampfblase abgeleitet (34). Die eigenen Rechnungen benutzen eine von FRITZ erweiterte Darstellung dieser Ergebnisse (35).
  - 20) Bei keinem der verwendeten Rippenrohre lag der lichte Rippenabstand unter dem Wert des einfachen Abreißdurchmessers der Dampfblasen.

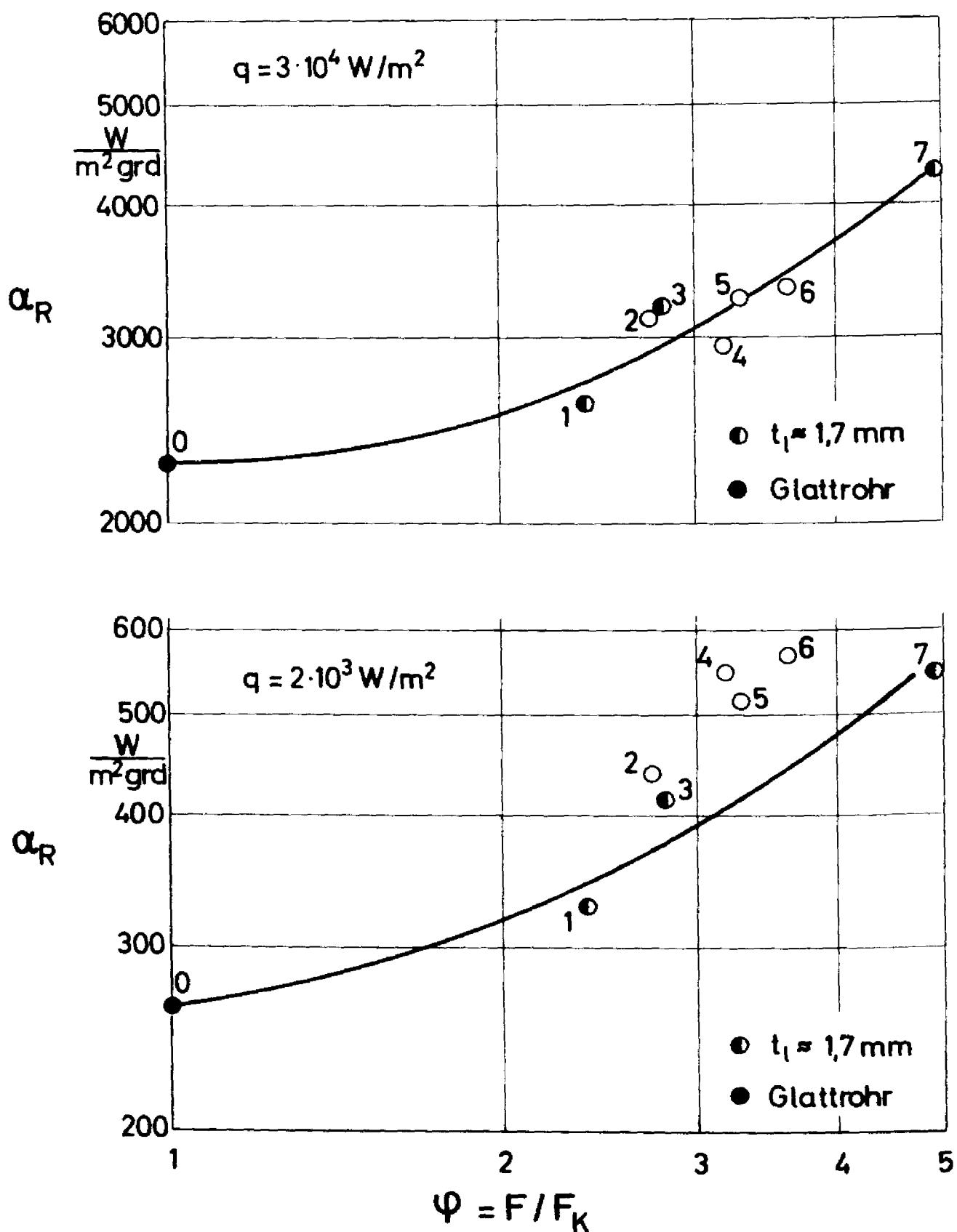


Bild 14 Mittlere Wärmeübergangszahl  $\alpha_R$  an den Rippen in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis  $\Phi$  der Rohre. ( $p = 1 \text{ bar}$ ,  $R_p = 1 \mu\text{m}$ ). Die Zahlen an den Meßpunkten geben die Nummern der zugehörigen Rohre in den Tabellen an.

#### IV. Zusammenfassung

---

In der vorliegenden Arbeit wird der Wärmeübergang bei der Verdampfung des Kältemittels R11 an horizontalen, außen berippten Rohren experimentell untersucht und mit den entsprechenden Ergebnissen für ein glattes Rohr verglichen. Die Messungen erstrecken sich über einen großen Bereich der Wärmestromdichte vom Gebiet der freien Konvektion ohne Blasenbildung über nahezu den ganzen Bereich der Blasenverdampfung bis dicht an die sog. kritische Heizflächenbelastung, bei der mit dem Auftreten des Filmsiedens eine drastische Verminderung der Wärmeübergangszahl erfolgt. Es werden 7 verschiedene Rippenrohre untersucht; die Vergrößerung der Rohroberfläche im Vergleich zum Glattrohr liegt zwischen einem Faktor 2,4 und 4,9.

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 ist bei den Rippenrohren, ebenso wie beim Glattrohr, innerhalb der Fehlergrenze unabhängig vom Druck; sie nimmt mit wachsender Wärmestromdichte zu, was in bekannter Weise auf die Verstärkung der Konvektionsströmung mit steigender Temperaturdifferenz zurückzuführen ist. Setzt man die auf die gesamte Rohroberfläche bezogene Wärmeübergangszahl in die Nusselt-Zahl ein und verwendet man in den übrigen Kennzahlen (Pr und Gr) den Außendurchmesser der Rohre als charakteristische Länge, so lassen sich alle Messungen am Glattrohr und an den Rippenrohren innerhalb einer Fehlergrenze von maximal 10 % einheitlich durch die Beziehung

$$Nu = 0,60 (Gr \cdot Pr)^{1/4}$$

wiedergeben, die in der Literatur für den Fall einer glatten, senkrechten Wand abgeleitet wurde (27).

Im Bereich der voll angeregten Blasenverdampfung steigt die Wärmeübergangszahl für Rippenrohre in ähnlicher Weise mit dem Druck und mit der Wärmestromdichte an, wie dies für den Fall des Glattrohres bereits bekannt ist (1). Beide Effekte dürften also auch bei den Rippenrohren genau so wie beim Glattrohr zu erklären sein: Erstens kann der zur Bildung stabiler Blasen erforderliche Überdruck bei höherem Absolutdruck mit einer kleineren Temperaturdifferenz aufgebracht werden (vgl. Dampfdruckkurve). Zweitens steigt mit zunehmender Wärmestromdichte die Zahl der aktiven Blasenbildungszentren, was zu einer besseren Durchwirbelung der Flüssigkeit an der Heizwand führt.

Der genauere Vergleich zeigt jedoch, daß im Bereich der Blasenverdampfung die auf die gesamte Rohroberfläche bezogene Wärmeübergangszahl bei gleicher Wärmestromdichte (ebenfalls auf die gesamte Rohroberfläche bezogen) für alle Rippenrohre merklich größer ist als für das Glattrohr und mit zunehmender Flächenvergrößerung der Rohre eine ansteigende Tendenz aufweist. Das kann qualitativ mit dem zusätzlichen konvektiven Wärmeübergang erklärt werden, der durch die an der Rippenwand aufsteigenden Dampfblasen bewirkt wird. Dabei ist zu berücksichtigen, daß bei diesem Vergleich der Wärmestrom pro Rohrlänge beim Rippenrohr im Verhältnis der Flächenvergrößerung größer ist als beim Glattrohr; das führt zu einer stärkeren Blasenbildung pro Volumeneinheit und einer entsprechend besseren Durchwirbelung der Flüssigkeit zwischen den Rippen.

Auch bei der Blasenverdampfung wird neben dem Einfluß der Flächenvergrößerung der Rippenrohre nur ein verhältnismäßig geringer Einfluß der übrigen Parameter der Rippengeometrie (z.B. Höhe und Abstand der Rippen) auf den Wärmeübergang gefunden: Im Bereich mäßiger Blasenverdampfung scheint ein Einfluß des Rippenabstandes in dem Sinne vorzuliegen, daß sich ein etwas schlechterer Wärmeübergang ergibt, wenn der lichte Rippenabstand ungefähr gleich dem doppelten Abreißdurchmesser stabiler Dampfblasen ist. Im Bereich starker Blasenverdampfung

ergibt sich ein Einfluß der Rippengeometrie in dem Maße, wie der Rippenwirkungsgrad bei hohen Wärmestromdichten unter 1 absinkt. Das bedeutet, daß besonders bei Rohren mit dünnen, hohen Rippen die Wärmeübergangszahl mit wachsender Wärmestromdichte schwächer ansteigt als beim Glattrohr.

V. Literaturverzeichnis

---

- (1) K.STEPHAN Beitrag zur Thermodynamik des Wärmeüberganges beim Sieden.  
Abhandl. d. Deutschen Kältetechn. Vereins Nr. 18, C.F.Müller Verlag, Karlsruhe (1964)
- (2) K.STEPHAN Mechanismus und Modellgesetz des Wärmeübergangs bei der Blasenverdampfung.  
Chem.Ing.Techn. 35, (1963), 775/784
- (3) K.STEPHAN Berechnung des Wärmeübergangs an siedende Kältemittel.  
Kältetechnik 15, (1963), 231/234
- (4) W.FRITZ Grundlagen der Wärmeübertragung beim Verdampfen von Flüssigkeiten.  
Chem.Ing.Techn. 35, (1963), 753/764
- (5) H.BRAUER Berechnung des Wärmeübergangs bei ausgebildeter Blasenverdampfung.  
Chem.Ing.Techn. 35, (1963), 764/774
- (6) W.M.ROHSENOW Heat transfer with boiling.  
In: Modern developments in heat transfer, Academic Press, New York (1963)
- (7) H.G.HIRSCHBERG Zur Berechnung von Röhrenkesselverdampfern.  
Erscheint demnächst in der Zeitschrift Kältetechnik.
- (8) CH.CH.WEI  
G.W.PRECKSHOT Photographic evidence of bubble departure from capillaries during boiling.  
Chem.Eng.Sci. 19, (1964), 838/839
- (9) G.N.DANILOWA  
et al. Cinematographic investigation of the boiling process in refrigerant 12. (russ.)  
Cholodilnaja Techn. (1964), Nr. 2, 36/39  
Ref. in: J. of Refrig. 7, (1964), 102, 109, 110
- (10) TH.F.ROGERS  
R.B.MESLER An experimental study of surface cooling by bubbles during nucleate boiling of water.  
AIChE Journal 10, (1964), 656/660
- (11) R.F.GAERTNER Photographic study of nucleate pool boiling on a horizontal surface.  
J. of Heat Transfer 87 C, (1965), 17/29
- (12) C.BONNET  
et al. Visualization of bubble formation at atmospheric pressure and related measurement of the wall temperature variations.  
Euratom-Report Nr. EUR 1622.e (1965)

- (13) M.JAKOB  
W.FRITZ  
Versuche über den Verdampfungsvorgang.  
Forschung 2, (1931), 435/447
- (14) W.JONES  
Cooler and condenser heat transfer with  
low pressure Freon refrigerant.  
Refrig.Engng. 41, (1941), 413/418
- (15) W.E.ZIEMAN  
D.L.KATZ  
Boiling coefficients for finned tubes.  
Petr.Refiner 26, (1947), 620/624
- (16) J.E.MYERS  
D.L.KATZ  
Boiling coefficients outside horizontal  
plain and finned tubes.  
Refrig.Engng. 60, (1952), 56/58 und  
Boiling coefficients outside horizontal  
tubes.  
Chem.Engng.Progr. Symp.Series 49, (1953),  
107/114
- (17) J.J.  
CHERNOBILSKIJ  
G.W.RATIANI  
Experimentelle Untersuchung der Wärmeüber-  
gangskoeffizienten beim Behältersieden von  
Freon 12 (russ.).  
Cholodilnaja Techn. (1955), Nr. 3, 48/51
- (18) L.RIEDEL  
Dampfdruckmessungen an Monofluor-Trichlor-  
methan.  
Zeitschrift f. d. gesamte Kälteindustrie  
46, (1939), 197/198
- (19) TH.E.SCHMIDT  
Die Wärmeleistung von berippten Oberflächen.  
Abhandl. d. Deutschen Kältetechn. Vereins  
Nr.4, C.F.Müller Verlag, Karlsruhe (1950)
- (20) M.JAKOB  
W.LINKE  
Der Wärmeübergang von einer waagerechten  
Platte an siedendes Wasser.  
Forschung 4, (1933), 75/81
- (21) VDI-Wärmeatlas  
Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.  
Deutscher Ing.Verlag, Düsseldorf (1954)
- (22) TH.E.SCHMIDT  
Der Wärmeübergang an Rippenrohre und die  
Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern.  
Kältetechnik 15, (1963), 98/102 u. 370/378
- (23) R.H.SABERSKY  
C.W.GATES  
On the start of nucleation in boiling heat  
transfer.  
Jet Prop. 2, (1955), 67/70
- (24) C.J.RALLIS  
H.H.JAWUREK  
Latent heat transport in saturated nucleate  
boiling.  
Int. J. of Heat and Mass Transfer 7, (1964),  
1051/1068

- (25) B.D.MARCUS  
D.DROPKIN      Measured temperature profiles within the superheated boundary layer above a horizontal surface in saturated nucleate pool boiling of water.  
J. of Heat Transfer 87 C, (1965), 333/341
- (26) GRÖBER/ERK/  
GRIGULL      Grundgesetze der Wärmeübertragung  
Springer Verlag, Berlin, (1963)
- (27) H.SCHLICHTING      Grenzschichttheorie  
Verlag G. Braun, Karlsruhe, (1965), 294
- (28) M.A.MICHEJEW      Grundlagen der Wärmeübertragung  
VEB Verlag Technik, Berlin, (1962), 74ff.
- (29) M.JAKOB  
W.LINKE      Der Wärmeübergang beim Verdampfen von Flüssigkeiten an senkrechten und waagerechten Flächen.  
Phys. Zeitschr. 36, (1935), 267/280
- (30) G.N.DANILOWA      Der Einfluß des Druckes und der Siedetemperatur auf den Wärmeübergang beim Sieden von Freonen (russ.).  
Cholodilnaja Techn. (1965), Nr. 2, 36/42
- (31) V.M.  
BORISCHANSKIJ  
A.P.KOZYREW      Die Verallgemeinerung der experimentellen Daten über den Wärmeaustausch beim Blasensieden anhand der Theorie der thermodynamischen Ähnlichkeit (russ.).  
Ing.Fiz.Journ. 5, (1962), Nr. 12, 3/8
- (32) W.H.MCADAMS      Heat transmission  
McGraw Hill Book Comp., New York, (1954)
- (33) A.D.KRAUS      Extended surfaces  
Spartan Books Inc., Baltimore, (1964)
- (34) F.BASHFORTH  
J.ADAMS      Capillary action  
Cambridge, (1883), zitiert nach (1).
- (35) W.FRITZ      Berechnung des Maximalvolumens von Dampfblasen.  
Phys. Zeitschr. 36, (1935), 379/384

Lebenslauf

Geboren: 2. Februar 1937

Schulbildung:

1943 bis 1947 Volksschulen in Karlsruhe, Friedrichstal/Bd.  
und Bofsheim über Osterburken  
1947 bis 1956 Kantgymnasium in Karlsruhe  
Februar 1956 Abitur

Praktische Ausbildung:

April bis September 1956 Nähmaschinenfabrik Karlsruhe AG.,  
Karlsruhe  
März bis April 1957 Industrie-Werke Karlsruhe AG.,  
Karlsruhe  
August bis September 1957 Gas- und Elektrizitätswerke AG.,  
Lörrach  
August bis September 1959 Gritzner-Kayser AG., Karlsruhe-  
Durlach  
März bis April 1959 und Bad. Anilin- und Soda-fabrik AG.,  
März bis April 1960 Ludwigshafen/Rh.

Studium:

WS 1956/57 bis SS 1958 Allgemeiner Maschinenbau an der  
Technischen Hochschule Karlsruhe  
WS 1958/59 bis WS 61/62 Apparatebau und Verfahrenstechnik an  
der Technischen Hochschule Karlsruhe  
1961 Diplomarbeit am Institut für Kern-  
verfahrenstechnik der Technischen  
Hochschule Karlsruhe  
Direktor: Professor Dr. E.W. Becker  
April 1962 Diplomhauptprüfung  
  
Seit 15. Mai 1962 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am  
Kältetechnischen Institut der Tech-  
nischen Hochschule Karlsruhe