

# EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DES WÄRMEÜBERGANGS IN PARALLEL DURCHSTRÖMTEN ROHRBÜNDELN BEI KONSTANTER WÄRMESTROMDICHTHE IM BEREICH MITTLERER PRANDTL-ZAHLEN†

M. RIEGER

EURATOM, z.Zt. C.E.N., Saclay, Service S.E.M.T.R.

(Eingegangen 23 September 1968)

**Zusammenfassung**—In achsparallel durchströmten Bündeln von elektrisch beheizten Rohren wurden die Kennzahlen für den Wärmeübergang experimentell bestimmt. Die Mittelpunkte der Rohre waren in der Form gleichseitiger Dreiecke angeordnet. Das Verhältnis des Achsabstands der Rohre zu ihrem Aussendurchmesser in den zwei untersuchten Mess-Strecken betrug 1,60 und 1,25. Die Bündel enthielten 31 beheizte Rohre des selben Durchmessers und waren jeweils von einem zylindrischen Mantel umschlossen der ebenfalls mit einer elektrischen Beheizung ausgestattet war. Die Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre betrug ungefähr  $10 \text{ W/cm}^2$ . Die Wandtemperaturen im Bündel wurden unmittelbar mit Thermoelementen gemessen, die in die Oberfläche eingewalzt waren. Diese Mess-Stellen waren an zahlreichen Stellen des Querschnitts angeordnet und ermöglichten die Bestimmung von mittleren und örtlichen Wärmeübergangskennzahlen im Rohrbündel.

Die Versuche wurden mit destilliertem Wasser, sowie mit einem Gemisch aus 60% Äthylenglykol und 40% Wasser durchgeführt. Die hiermit erreichbaren Werte der Prandtl-Zahlen lagen in einem Bereich von 2,3 bis 18. Die Reynolds-Zahlen wurden zwischen den Werten  $10^4$  und  $2 \cdot 10^5$  variiert. Für den Zusammenhang zwischen den mittleren Wärmeübergangskennzahlen und dem Reibungswiderstand in den Rohrbündeln ergab sich aus den Versuchen die folgende Beziehung:

$$Nu = \frac{Re Pr \zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8)8,8 (Pr - 1,3)Pr^{-0,22}}}$$

Die experimentell bestimmten mittleren Nusselt-Zahlen lagen ausserdem mit einer maximalen Streuung von  $\pm 4$  Prozent um die folgende Potenzfunktion:

$$Nu = [0,0122 + 0,00245 (p/d)] Re^{0,86} Pr^{0,4}$$

Bei einzelnen örtlichen Nusselt-Zahlen wurden Abweichungen bis maximal 20 Prozent von den angegebenen Beziehungen beobachtet.

## BEZEICHNUNGEN

*a*, Konstante;  
*A*, Konstante;  
*b*, Exponent;  
*B*, Konstante;

*c*, Exponent;  
*c<sub>p</sub>*, spezifische Wärme des Strömungsmediums [J/kg grd];  
*C*, Exponent;  
*d*, Aussendurchmesser der Rohre im Bündel [m];  
*d<sub>h</sub>*, hydraulischer Durchmesser des gesamten Strömungsquerschnitts in der Mess-Strecke [m];

† Die vorliegende Arbeit enthält Auszüge aus einer Dissertation zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs, genehmigt von der Université de Paris, Faculté des Sciences.

$d_{hM}$ ,	hydraulischer Durchmesser in der Randzone der Mess-Strecke [m];	$T_{m\infty}$	mittlere Mischungstemperatur der Flüssigkeit im Strömungsquerschnitt der Messebene [°C];
$d_{h\infty}$ ,	hydraulischer Durchmesser des unendlich ausgedehnten Rohrbündels [m];	$T_s$ ,	Temperatur der Flüssigkeit am Austritt aus der Mess-Strecke [°C];
$D$ ,	Innendurchmesser des Mantelrohrs der Mess-Strecke [m];	$T_{w\infty}$	Wandtemperatur auf der Oberfläche Bündelrohre [°C];
$D'$ ,	Teilkreisdurchmesser der ersten Füllkörperreihe [m];	$U$ ,	mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit im Strömungsquerschnitt [m/s];
$D''$ ,	Teilkreisdurchmesser der zweiten Füllkörperreihe [m];	$z$ ,	Anzahl der Rohre im Bündel;
$f$ ,	Strömungsquerschnitt eines Einzelrohrs im Bündel [m <sup>2</sup> ];	$z_1$ ,	Substitution nach Gleichung (4);
$f_B$ ,	Strömungsquerschnitt der ungestörten Kernzone des Bündels [m <sup>2</sup> ];	$z_2$ ,	Substitution nach Gleichung (5);
$f_M$ ,	Strömungsquerschnitt der Randzone der Mess-Strecke [m <sup>2</sup> ];	$z_{f1}$ ,	Anzahl der Füllkörper auf dem Teilkreis $D'$ ;
$F$ ,	Gesamtquerschnitt des Strömungsraums der Mess-Strecke [m <sup>2</sup> ];	$z_{f2}$ ,	Anzahl der Füllkörper auf dem Teilkreis $D''$ .
$g$ ,	Konstante;	<b>Griechische Symbole</b>	
$G$ ,	Massenstrom des Strömungsmediums im Gesamtquerschnitt der Mess-Strecke [kg/s];	$\alpha$ ,	Wärmeübergangszahl [W/m <sup>2</sup> grd];
$G_B$ ,	Massenstrom in der Kernzone des Bündels [kg/s];	$\beta_1$ ,	Zentriwinkel der Füllkörperabschnitte auf dem Teilkreis $D'$ ;
$G_M$ ,	Massenstrom in der Randzone der Mess-Strecke [kg/s];	$\beta_2$ ,	Zentriwinkel der Füllkörperabschnitte auf dem Teilkreis $D''$ ;
$k$ ,	Konstante;	$\zeta$ ,	Widerstandszahl des Rohrbündels;
$l_m$ ,	Länge in Achsrichtung des Bündels von Beginn der Beheizung gerechnet [m];	$\zeta_T$ ,	Widerstandszahl des glatten Kreisrohrs;
$L$ ,	beheizte Gesamtlänge der Mess-Strecke [m];	$\eta$ ,	Verlustfaktor;
$m$ ,	Konstante;	$\lambda$ ,	Wärmeleitfähigkeit [W/m grd];
$n$ ,	Konstante;	$\mu$ ,	dynamische Viskosität des Strömungsmediums [kg/ms];
$p$ ,	Achsabstand der Rohre im Bündel [m];	$\rho$ ,	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ].
$\Delta P$ ,	Druckabfall im Rohrbündel [bar];	<b>Dimensionslose Kennzahlen</b>	
$q_B$ ,	Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre des Bündels [W/m <sup>2</sup> ];	$p/d$ ,	Teilungsfaktor des Rohrbündels;
$Q_B$ ,	Gesamter vom Rohrbündel übertragener Wärmestrom [W];	$Nu$ ,	Nusselt-Zahl, = $\alpha d_{h\infty}/\lambda$ ;
$Q_M$ ,	Gesamter vom Mantel der Mess-Strecke übertragener Wärmestrom [W];	$Nu_{\perp}$ ,	örtliche Nusselt-Zahl in der Hauptmessebene;
$S_{ho}$ ,	beheizte Oberfläche des Rohrbündels [m <sup>2</sup> ];	$Nu_{\parallel}$ ,	örtliche Nusselt-Zahl in Achsrichtung des Bündels;
$T_{e\infty}$ ,	Temperatur der Flüssigkeit am Eintritt in die Mess-Strecke [°C];	$Nu_{\infty}$ ,	Nusselt-Zahl nach beendetem thermischem Anlauf;
		$Pr$ ,	Prandtl-Zahl, = $\mu c_p/\lambda$ ;
		$Pr_{w\infty}$ ,	Prandtl-Zahl an der Rohrwand;
		$Re$ ,	Reynolds-Zahl, = $G d_{h\infty}/F\mu$ ;
		$St$ ,	Stanton-Zahl, = $\alpha F/Gc_p$ ;

## EINLEITUNG

EINE wichtige Anwendung haben Rohrbündel jüngster Zeit bei der Wärmeübertragung in Brennstabanordnungen von Kernreaktoren gefunden. Die genaue Kenntnis der Gesetzmäßigkeiten des Wärmeübergangs in solchen Geometrien ist dabei von besonderer Bedeutung.

Die Berechnung des Druckabfalls und des Wärmeübergangs in nicht kreisförmigen Strömungskanälen wird gewöhnlich anhand von Beziehungen durchgeführt, die für Kreisrohre gewonnen wurden. Der Einfluss der Geometrie wird dabei durch Einführen eines gleichwertigen hydraulischen Durchmessers berücksichtigt. Bei der Parallelströmung in einem Rohrbündel ist jedoch der hydraulische Durchmesser allein zur Charakterisierung der Strömungsgeometrie nicht ausreichend. Als zusätzlicher Parameter wird zweckmässigerweise der Teilungsfaktor eingeführt, d.h. der Quotient aus dem Achsabstand der Rohre und ihrem Aussendurchmesser.

Insbesondere im Hinblick auf spezielle Erfordernisse der Kerntechnik sind in den letzten Jahren einige experimentelle Untersuchungen des Wärmeübergangs in parallel durchströmten Rohrbündeln bekannt geworden [1-6]. Ein Vergleich der Ergebnisse dieser Arbeiten ist sehr erschwert, da sich die einzelnen Versuchsanordnungen hinsichtlich des Aufbaus, der Rohrzahl, der thermischen Randbedingungen, der Messtechnik erheblich unterscheiden. Das als Vergleichsgrundlage heranzuziehende Modell eines unendlich ausgedehnten Rohrbündels mit konstanter Wärmestromdichte auf sämtlichen Rohren war daher nicht in genügender Weise angenähert.

Die analytische Behandlung des Wärmeübergangs in Rohrbündeln wird dadurch kompliziert, dass die in einfachen Strömungsgeometrien wie Kreisrohren oder Rechteckkanälen gültigen universellen Gesetze der dimensionslosen Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung nicht unmittelbar auf andere Strömungsquerschnitte übertragen werden können. Zur Berechnung des Geschwindigkeits- und Temperaturfeldes im Strömungsraum des Bündels unter Anwen-

dung von bekannten universellen Gesetzen z. B. von Deissler [7] oder Reichardt [8] werden daher weitere vereinfachende Annahmen notwendig. Deissler und Taylor [9] bestimmten die Geschwindigkeits- und Temperaturprofile in solchen Strömungsquerschnitten mit Hilfe eines graphischen Verfahrens und berechneten daraus die örtlichen und mittleren Nusselt-Zahlen auf der Rohroberfläche.

Ein anderer Lösungsweg, der den Arbeiten von Dwyer und Tu [10], Osmachkin [11], Gräber [12] zugrundeliegt, ist die Annäherung des vorhandenen Strömungsquerschnitts durch einen geometrisch einfacheren, physikalisch sinnvollen Modellquerschnitt. Im Falle des Rohrbündels in Dreieckteilung wird der einem Einzelrohr zugeordnete Strömungsquerschnitt, der nach aussen von einem Hexagon begrenzt ist, durch einen Kreisring gleichen Flächeninhalts ersetzt. Auf der äusseren Begrenzungslinie verschwinden die Gradienten der radialen Geschwindigkeits- und Temperaturprofile.

Die Resultate der einzelnen theoretischen Analysen unterscheiden sich auf Grund der getroffenen Voraussetzungen insbesondere hinsichtlich der absoluten Höhe der errechneten Wärmeübergangszahlen. Die Übereinstimmung der erwähnten experimentellen Untersuchungen mit den theoretischen Arbeiten ist wenig befriedigend durch die starke Streuung der Ergebnisse. Insbesondere konnte der Einfluss der Rohrteilung auf den Wärmeübergang nicht im Einklang mit den theoretischen Überlegungen nachgewiesen werden.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war die Messung der Wärmeübergangszahlen bei konstanter Wärmestromdichte in einer Versuchsanordnung, die ein unendlich ausgedehntes Rohrbündel in Dreieckteilung annähert. Die Ausbildung der Mess-Strecken richtete sich nach der Herstellung der hydrodynamischen und thermischen Randbedingungen für diesen Fall. Im einzelnen wurde die Abhängigkeit des Wärmeübergangs bei turbulenter Strömung im Bündel von folgenden Grössen untersucht:

—der Reynolds-Zahl

- der Prandtl-Zahl
- dem Teilungsfaktor der Rohre
- der Wärmestromdichte
- der thermischen Einlaufstrecke.

#### DIE VERSUCHSEINRICHTUNGEN

Beim Aufbau der Mess-Strecken wurde angestrebt, die hydraulischen und thermischen Verhältnisse eines unendlich ausgedehnten Rohrbündels durch Verwendung einer möglichst grossen Anzahl von Rohren anzunähern. Strömungen des "idealen" Geschwindigkeitsfeldes, die in der Randzone durch den umschliessenden Mantel auftreten, wirken sich dann nicht bis ins Kerngebiet des Bündels aus. Die Rohrzahl und -Grösse wurden daher so bemessen, dass in einem zu erstellenden Versuchskreislauf im Rahmen eines Laboratoriumsaufbaus die Untersuchungen in einem technisch interessanten Bereich durchgeführt werden konnten.

Die untersuchten Bündel enthielten 31 Rohre mit einem Aussendurchmesser  $d = 12$  mm in Dreiecksanordnung. Bei der ersten Mess-Strecke betrug das Verhältnis des Achsabstandes der Rohre zum Aussendurchmesser 1,60 und bei der zweiten 1,25.

Die Gestaltung des Einlaufs wurde im Hinblick auf einen gleichmässigen Zustrom der Flüssigkeit über den gesamten Umfang am Eintritt ins Bündel ausgebildet.

Thermische Störungen im Randgebiet wurden durch eine Beheizung des Mantels ausgeglichen.

Die Messung der Wandtemperaturen der beheizten Rohre im Bündel erfolgte unmittelbar an der Oberfläche durch eingewalzte Thermoelemente. Diese Temperaturmess-Stellen waren an zahlreichen Stellen in einer Hauptmessebene über den ganzen Querschnitt des Bündels angeordnet.

Zur Beheizung des Bündels dienten separate elektrische Heizwiderstände, die in die Rohre auswechselbar eingebaut waren.

Die Länge der Rohre richtete sich nach der Forderung, dass die Hauptmessebene jenseits

der hydrodynamischen und thermischen Anlaufstrecke liegt.

Der umschliessende Mantel hatte eine kreiszylindrische Form mit einem Innendurchmesser, der einer genormten Rohrabmessung entsprach. Unter Wahrung der gewählten Rohrteilung und des Rohrdurchmessers im Bündel bis zum Rand werden dadurch vom Mantel die aussen liegenden Rohre angeschnitten. Die auf diese Weise entstehenden Abschnitte blieben als Füllkörper erhalten, wodurch im Strömungsgebiet der Randzone Hohlräume vermieden wurden, die grösser waren als im Kerngebiet.

Einem Einzelrohr des Bündels ist der Strömungsquerschnitt  $f$  zugeordnet, der durch ein Hexagon eingegrenzt ist, auf welchem in der Strömung die radialen Schubspannungen verschwinden:

$$f = \frac{\pi}{4} d^2 \left[ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right]. \quad (1)$$

Nach der üblichen Definition lautet die Beziehung für den hydraulischen Durchmesser  $d_{h\infty}$  eines Bündels mit einer unendlichen Anzahl von Rohren:

$$d_{h\infty} = \frac{4f}{\pi d} = d \left[ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right]. \quad (2)$$

Für eine endliche Anordnung mit einer zylindrischen Umhüllung nach Abb. 1 lautet die Beziehung für den hydraulischen Durchmesser  $d_h$  unter Berücksichtigung der Gegebenheiten im Randgebiet:

$$d_h = \frac{D^2 - d^2 z_1}{D + d z_2} \quad (3)$$

hierin bedeutet:

$D$  = der Innendurchmesser des Mantelrohrs  
 $d$  = der Aussendurchmesser der Bündelrohre

$$z_1 = z + z_{f1} \left( 1 - \frac{\beta_1}{360} + \frac{\sin \beta_1}{2\pi} \right) + z_{f2} \left( 1 - \frac{\beta_2}{360} + \frac{\sin \beta_2}{2\pi} \right) \quad (4)$$

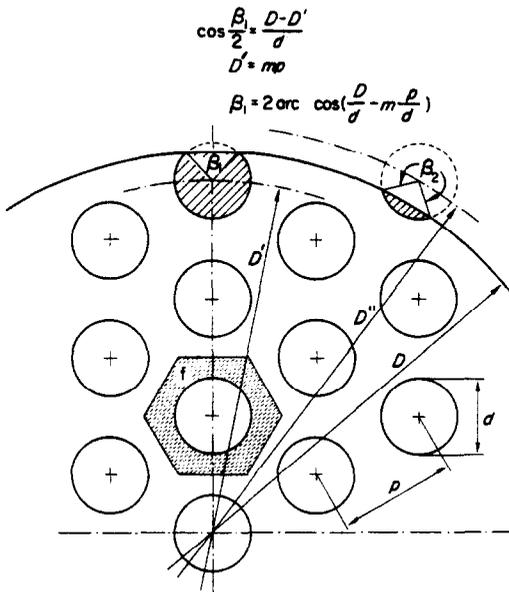


ABB. 1. Die Randzone des Strömungsquerschnitts in der Mess-Strecke.

$$z_2 = z + z_{f1} \left( 1 - \frac{\beta_1}{360} - \frac{\sin \beta_1/2}{\pi} \right) + z_{f2} \left( 1 - \frac{\beta_2}{360} - \frac{\sin \beta_2/2}{\pi} \right) \quad (5)$$

- $z$  = die Anzahl der durch den Mantel nicht angeschnittenen Bündelrohre mit  $d = 12$  mm,
- $z_{f1}$  = die Anzahl der Füllkörper gleicher Grösse auf dem Teilkreis  $D'$ ,
- $z_{f2}$  = die Anzahl der Füllkörper gleicher Grösse auf dem Teilkreis  $D''$ ,

$$\beta_1 = 2 \arccos \left( \frac{D}{d} - m \frac{p}{d} \right); \quad m = 6, \quad (6)$$

$$\beta_2 = 2 \arccos \left( \frac{D}{d} - m \frac{p}{d} \right); \quad m = 6,9282. \quad (6a)$$

Für die Randzone allein lässt sich der hydraulische Durchmesser  $d_{hM}$  wie folgt definieren:

$$d_{hM} = \frac{D^2 - d^2 - z \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{p}{d} \right)^2 + z_1 - z}{D + d(z_2 - z)}. \quad (7)$$

Im Idealfall ist die Anordnung gekennzeichnet durch die Gleichheit des tatsächlich vorhandenen hydraulischen Durchmessers mit dem des unendlich ausgedehnten Bündels. Dann ist

$$d_h = d_{h\infty}$$

Diese Forderung war bei der Mess-Strecke mit dem Teilungsfaktor  $p/d = 1,25$  mit sehr guter Annäherung erreicht.

Der gesamte freie Strömungsquerschnitt in der Mess-Strecke berechnet sich zu

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - z_1 d^2). \quad (8)$$

Für die ungestörte Kernzone definiert man den Strömungsquerschnitt nach der Beziehung

$$f_B = z \frac{\pi d^2}{4} \left[ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right]. \quad (9)$$

Schliesslich wird dann der Strömungsquerschnitt der durch den Mantel und die Füllkörper beeinflussten Randzone

$$f_M = F - f_B = \frac{\pi}{4} \left\{ D^2 - z_1 d^2 - z d^2 \times \left[ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left( \frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \right\}. \quad (10)$$

Im Strömungsgebiet zwischen den äusseren Rohren und dem umschliessenden Mantel wurde der Wärmestrom, welcher bei einem unendlich ausgedehnten Bündel von aussen über die wegfallenden und angeschnittenen Rohre zufließen würde, durch eine Beheizung der Umhüllung anteilmässig kompensiert. Die mittlere Mischungstemperatur der Flüssigkeit in der Randzone wurde dadurch auf den selben Wert wie im Kerngebiet des Bündels gebracht. Dabei gilt dann, dass das Verhältnis des von aussen zugeführten Wärmestroms zu dem Wärmestrom, der über die Rohre des Bündels eintritt,

den selben Wert hat wie das Verhältnis der Massenströme im Randgebiet und Kerngebiet:

$$\frac{Q_M}{Q_B} = \frac{G_M}{G_B} = \frac{f_M}{f_B} \sqrt{\left(\frac{d_{hM}}{d_{h\infty}}\right)}. \quad (11)$$

Die wichtigsten Abmessungen der Mess-Strecken sind in der nachfolgenden Übersicht zusammengestellt.

Teilungsfaktor $p/d$	1,60	1,25
Innerer Durchmesser des Mantels $D$ [m] · 10 <sup>3</sup>	124,75	100
Äusserer Durchmesser der Bündelrohre $d$ [m] · 10 <sup>3</sup>	12	12
Anzahl der Rohre mit $d = 12$ mm im Bündel $z$	31	31 + 6 beheizte Füllrohre mit $d = 10$ mm
Zentralabstand der Rohre $p$ [m] · 10 <sup>3</sup>	19,2	15
Beheizte Länge der Mess-Strecke $L$ [m] · 10 <sup>3</sup>	1 260	630
Beheizte Länge bis zur Hauptmessebene $l_h$ [m] · 10 <sup>3</sup>	1 085	455
Quotient aus beheizter Länge und hydraulischem Durchmesser an der Hautmessebene $l_h/d_{h\infty}$	49,5	52,4
Gesamter Strömungsquerschnitt der Mess-Strecke $F$ [m <sup>2</sup> ] · 10 <sup>4</sup>	80,7	36,8
Strömungsquerschnitt der Kernzone $f_B$ [m <sup>2</sup> ] · 10 <sup>4</sup>	64	25,3
Strömungsquerschnitt der Randzone $f_M$ [m <sup>2</sup> ] · 10 <sup>4</sup>	16,7	11,5
Hydraulischer Durchmesser der Mess-Strecke $d_h$ [m] · 10 <sup>3</sup>	19,0	8,71
Hydraulischer Durchmesser der unendlichen Anordnung (im Kerngebiet des Bündels) $d_{h\infty}$ [m] · 10 <sup>3</sup>	21,9	8,68
Hydraulischer Durchmesser der Randzone $d_{hM}$ [m] · 10 <sup>3</sup>	12,6	8,76

Ein schematischer Längsschnitt durch eine Mess-Strecke ist in Abb. 3 dargestellt. Sämtliche mit der Flüssigkeit in Berührung kommende Teile waren, soweit nicht anders angegeben, aus austenitischem Stahl mit 18% Cr, 9% Ni und 2,5% Mo hergestellt. Der Zusammenbau der Einzelteile erfolgte durch elektrische Lichtbogenschweissung unter Schutzgasatmosphäre. Die Auswahl der Werkstoffe und Herstellungsverfahren erfolgte im Hinblick auf eine Korrosionsbeständigkeit gegenüber Alkalimetallen, da die Anlage in späteren Versuchen mit einer Legierung aus Natrium und Kalium bei 400°C betrieben wurde.

Das Rohrbündel bestand aus Doppelwandrohren, bei denen auf ein Kernrohr aus austenitischem Stahl ein Aussenrohr aus sauerstofffreiem Kupfer kalt aufgezogen wurde. Beim Ziehen entstand eine sehr glatte Oberfläche. Anschliessend wurden die Rohre auf galvanischem Wege mit einer 5μ dicken Nickelschicht überzogen, die als Korrosionsschutz diente.

Dreizehn dieser Rohre waren an ihrer Oberfläche mit Thermoelementen ausgerüstet. Zu diesem Zweck wurden in das Kupferrohr schmale Längsrillen eingefräst, in welche ummantelte Chromel-Alumel-Thermoelemente mit einem Durchmesser von 1 mm mit einer dem Rohr angepassten Profilwalze fest eingedrückt wurden. Wie das Schnittfoto in Abb. 4 zeigt, ist die Rille ohne Zwischenräume ausgefüllt und die Oberflächenrundung des Rohres wieder hergestellt.

In der Hauptmessebene, die in beiden Mess-Strecken um etwa den 50-fachen Betrag des hydraulischen Durchmessers stromab vom

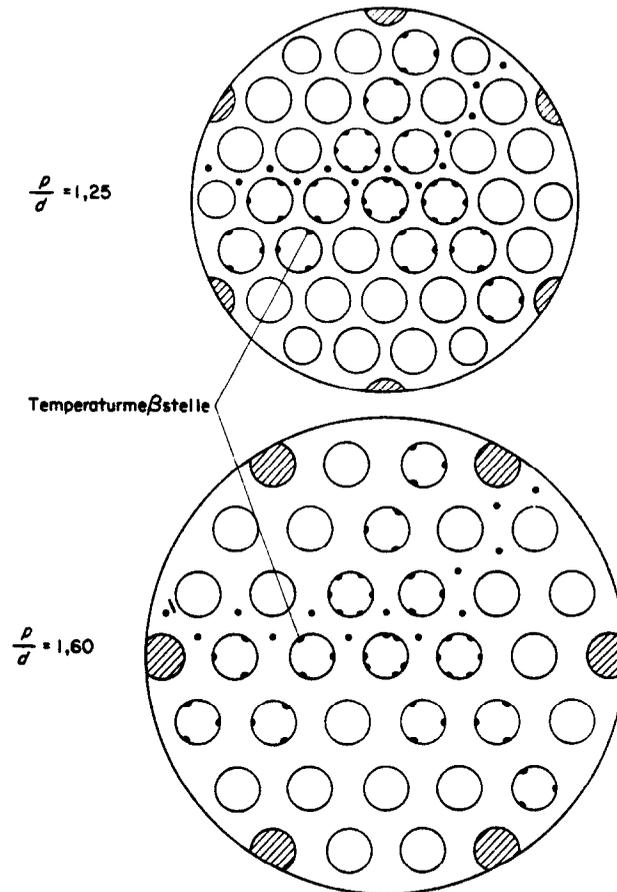


ABB. 2. Querschnitt durch die Hauptmessebene der Mess-Strecken mit der Anordnung der Temperaturmess-Stellen.

Beginn der Beheizung lag, waren 36 dieser Temperaturmess-Stellen entsprechend der Darstellung in Abb. 2 an verschiedenen Stellen über den Gesamtquerschnitt verteilt. Auf dem Zentralrohr lagen 6 Thermoelemente jeweils abwechselnd um einen Winkel von  $30^\circ$  und  $90^\circ$  versetzt und auf den übrigen Rohren je drei Elemente um  $120^\circ$  versetzt. Auf zwei weiteren Rohren waren ausserdem 12 Thermoelemente in verschiedenen Entfernungen vom Beginn der Beheizung eingebaut, die mit fortschreitendem Abstand  $l_h$  um  $60^\circ$  auf dem Rohrumfang versetzt waren.

Um die einzelnen Rohre auf der ganzen

Länge und insbesondere in Höhe der Hauptmessebene in ihrem vorgeschriebenen gegenseitigen Abstand zu fixieren, waren in das Bündel in ungefähr gleichen Längsabständen Abstandhalter nach Abb. 5 eingebaut. An diesen Abstandhaltern waren zwischen den Führungshülsen für die Bündelrohre kleine Kanülen angeordnet, die zur Aufnahme von Thermoelementen dienten, welche in den Strömungsraum zur Temperaturmessung der Flüssigkeit hineinragten. Damit wurden im Strömungsraum an geometrisch gleichwertigen Stellen etwaige Temperaturdifferenzen innerhalb der Flüssigkeit bis in die Randzone festgestellt. Insbesondere

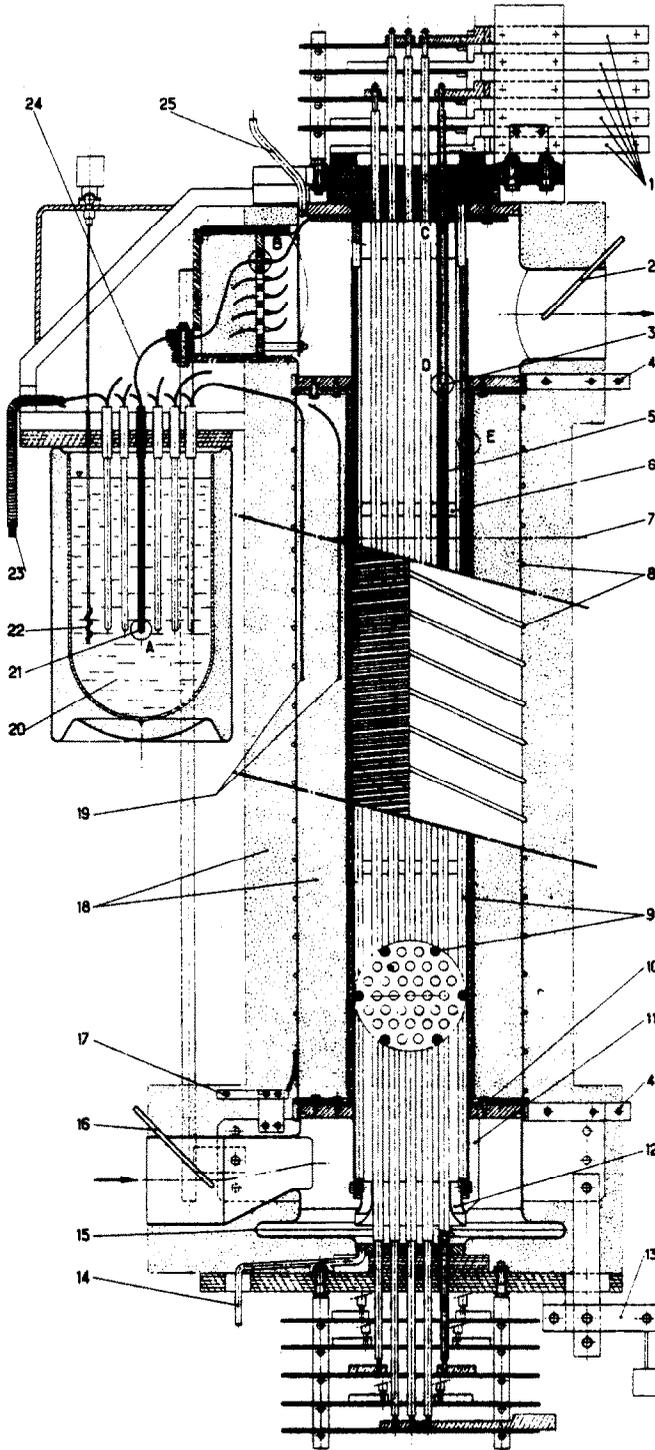
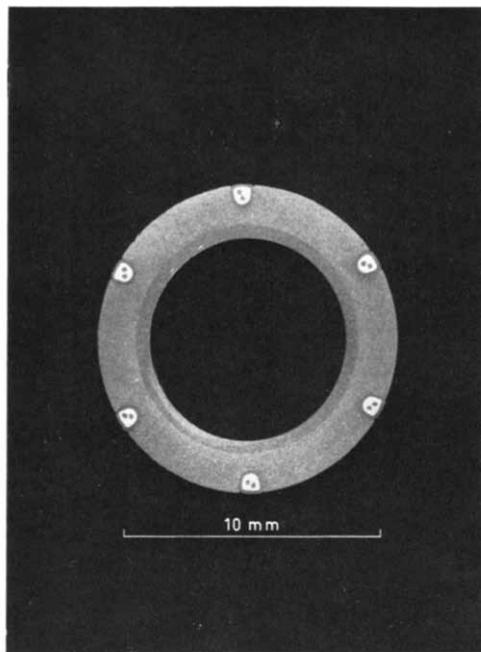


ABB. 3. Längsschnitt durch die Mess-Strecke.

- 1 Anschluss-Schiene der Stromzuführung für die Bündelheizung.
- 2 Mess-Stutzen zur Aufnahme von Thermoelement für die Bestimmung der Austrittstemperatur der Flüssigkeit.
- 3 Anschluss-Schweissung der Bündel-Heizelemente.
- 4 Anschluss-Schiene der Stromzuführung für die Mantelheizung.
- 5 Heizelement des Bündels.
- 6 Abstandhalter.
- 7 Haupt-Messebene.
- 8 Heizelement der Schutzheizung.
- 9 Füllkörper im Randgebiet des Strömungsquerschnitts.
- 10 Befestigungsschrauben der Mantel-Heizelemente.
- 11 Blende.
- 12 Umlenkbleche.
- 13 Ausgleichsvorrichtung für die Wärmedehnung d Heizelemente des Bündels.
- 14 Entleerungsstutzen.
- 15 Wellrohrkompensator.
- 16 Mess-Stutzen zur Aufnahme von Thermoelementen für die Bestimmung der Eintrittstemperatur der Flüssigkeit.
- 17 Anschluss-Schiene der Stromzuführung für die Schutzheizung.
- 18 Wärmeisolierung.
- 19 Thermoelemente zur Bestimmung des Temperaturgradienten in der Isolierung.
- 20 Eisbad.
- 21 Kalttötstelle der Thermoelemente.
- 22 Rührwerk.
- 23 Kabel zum Anschluss der Thermoelemente an Messgeräte.
- 24 Thermoelemente in der Mess-Strecke.
- 25 Entlüftungsstutzen.



**ABB. 4. Schnitt durch ein Bündelrohr mit eingewalzten Thermoelementen.**

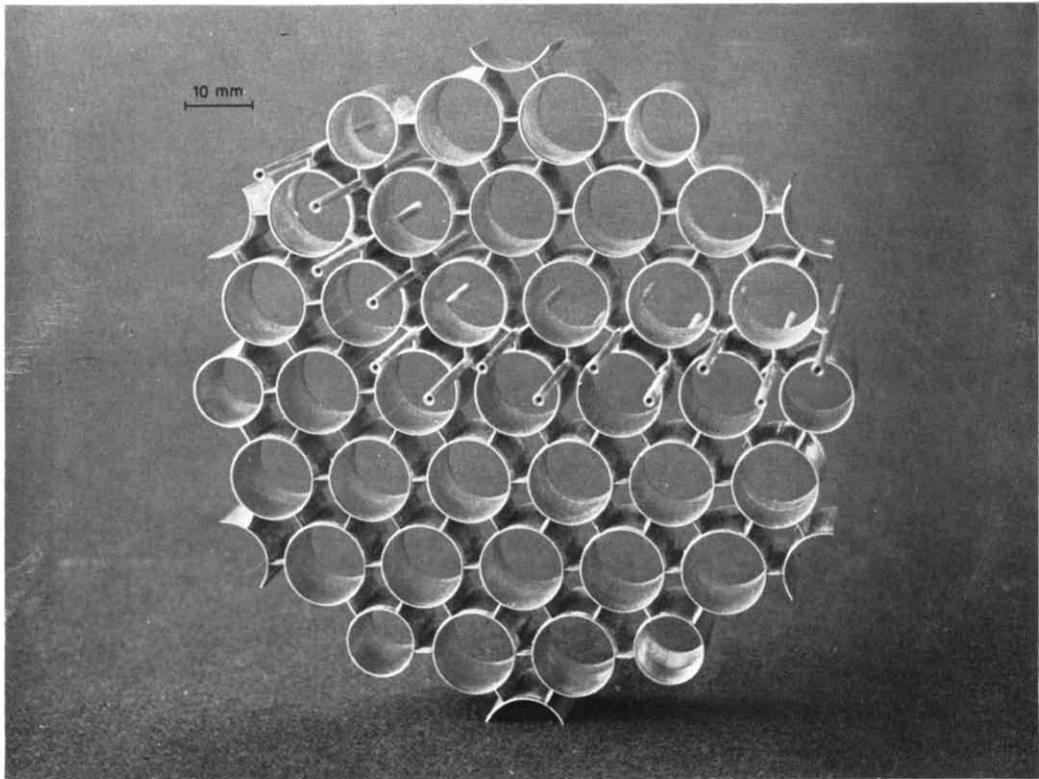


Abb. 5. Abstandhalter des Rohrbündels mit  $p/d = 1,25$ .

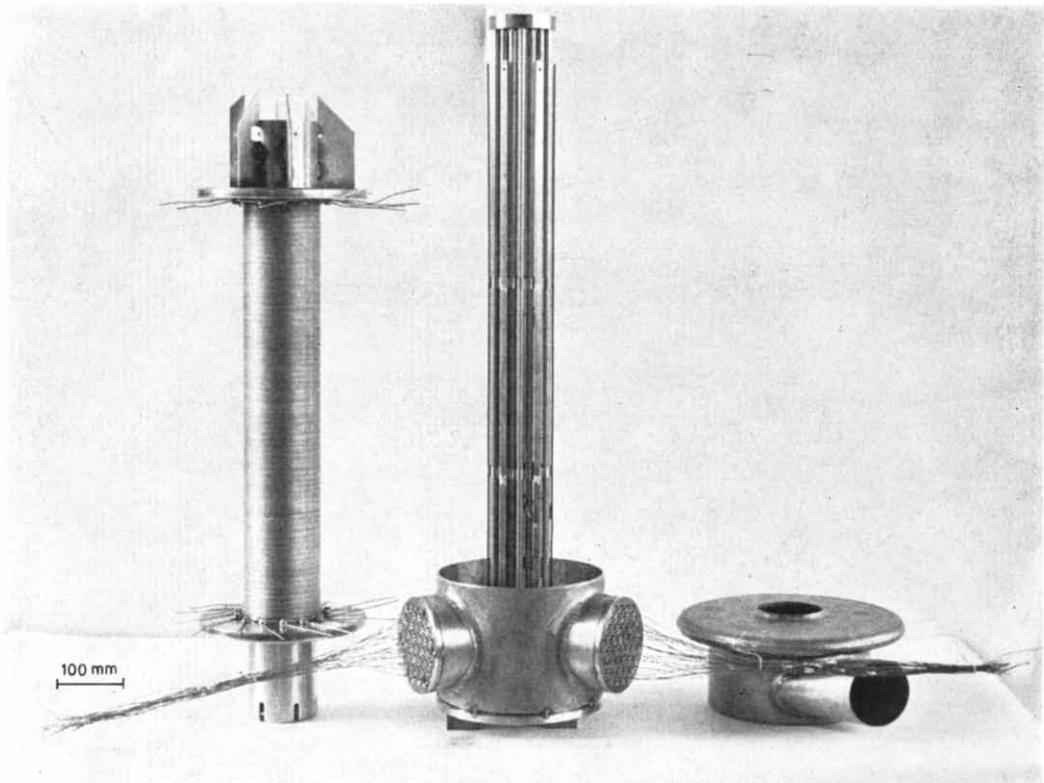


ABB. 6. Mess-Strecke mit  $p/d = 1,25$  vor der Montageschweissung der Umhüllung in 3 Teilen:  
—Mantelrohr mit Heizwicklung  
—Rohrbündel mit Abflusshaube und Durchführungsplatten der Thermoelemente  
—Zufusshaube mit Wellrohrkompensator und Zufluss-Stutzen.

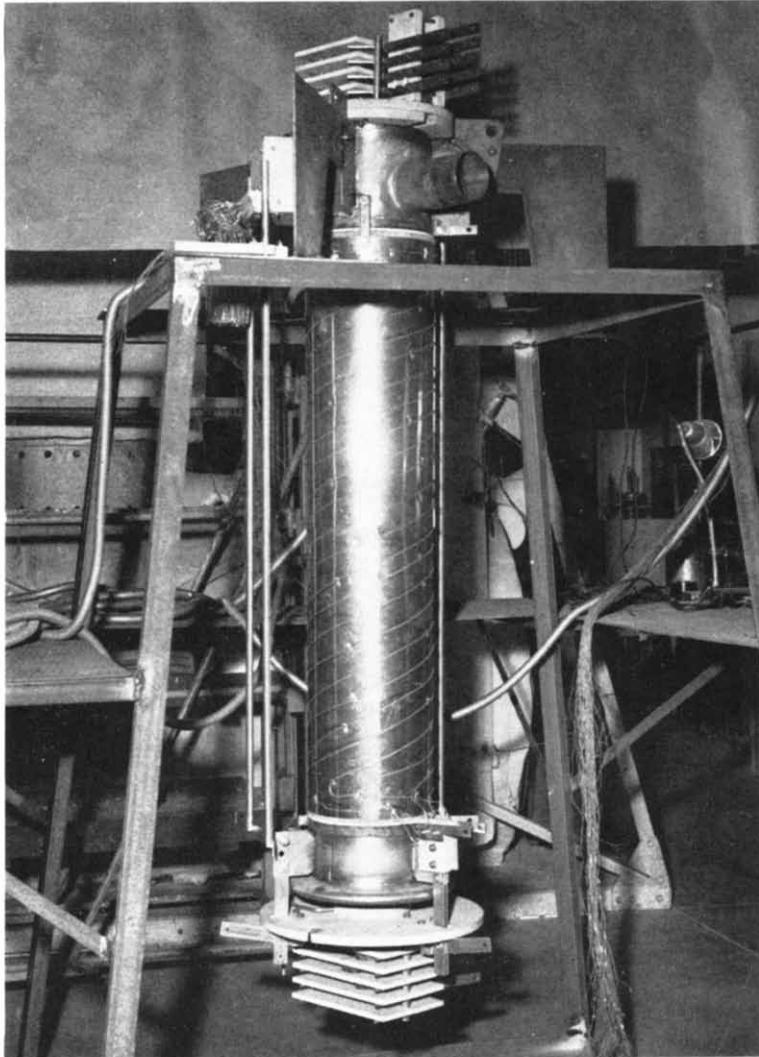
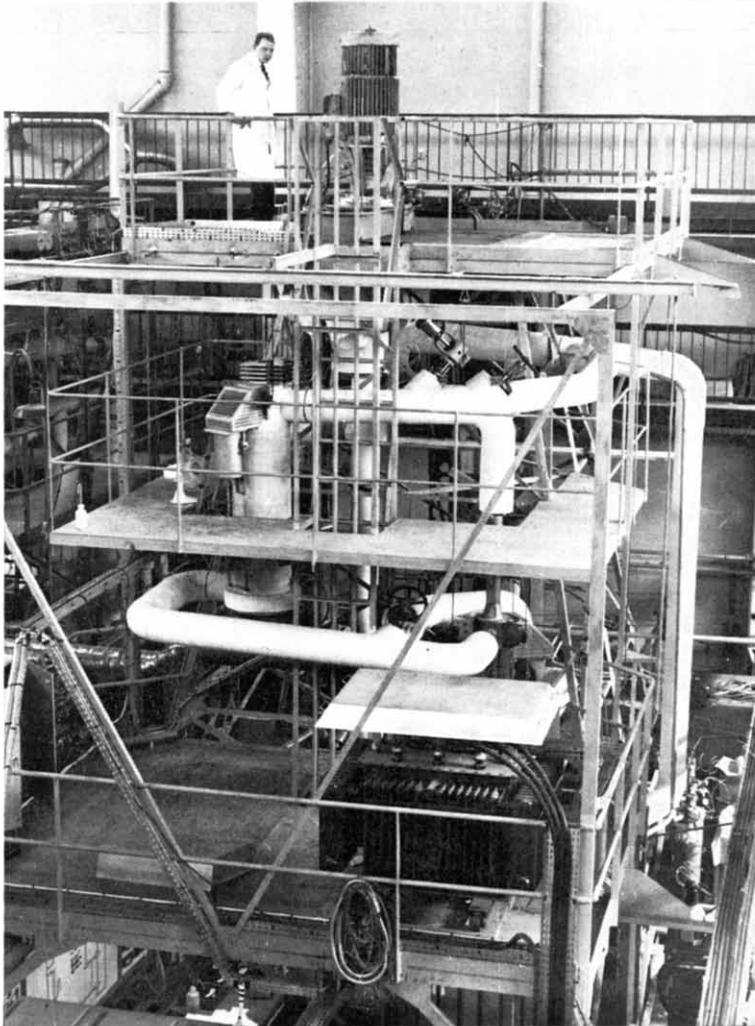


Abb. 7. Mess-Strecke mit  $p/d = 1,60$  mit Schutzheizung vor Befestigung der äusseren Wärmeisolierung.



**ABB. 9. Ansicht des Versuchskreislaufs.**

wurde damit eine Kontrolle des durch den Mantel zuzuführenden Anteils der Heizleistung möglich, der seinen optimalen Wert annahm bei kleinsten Temperaturunterschieden der Flüssigkeit zwischen der Randzone und dem Kerngebiet der Strömung. Dieses Optimum war tatsächlich erreicht, wie diesbezügliche Versuche unter Variation der Heizleistung auf dem Mantel zeigten, bei einem Verhältnis der Wärmeströme  $Q_M/Q_B$  nach Gleichung (11).

Der elektrische Leiter der Heizelemente war durch eine Schicht aus gepresstem Magnesiumoxyd von einer Umhüllung aus hitzebeständigem Stahl isoliert. Die Länge der Elemente im Bündel entsprach der freien Länge des umschließenden Mantels zwischen den Hauben für Zufluss und Abfluss, wodurch die Heizzonen des Bündels und des Mantels auf derselben Höhe lagen.

Die äussere Oberfläche des Mantelrohrs war mit Heizelementen fest bewickelt.

Über die Mantelbeheizung war eine Auflage aus Schlackenwolle-Isolierung gelegt, in welcher als Schutzheizung zur Vermeidung von radialen Wärmeverlusten eine weitere Heizwicklung befestigt war.

Der Versuchskreislauf ist in Abb. 8 schematisch dargestellt. Sein Leitungssystem bestand aus austenitischen Stahlrohren mit einer lichten Weite von 100 mm.

Die Fördermenge der Umwälzpumpe betrug  $100 \text{ m}^3/\text{h}$  bei einer Förderhöhe von 50 m.

Zur Bestimmung des Massenstroms im Kreislauf diente eine genormte Venturidüse.

Die Druckdifferenzmessung an der Düse wurde mit zwei U-Rohr-Manometern durchgeführt, die wahlweise in Betrieb genommen wurden. Das eine enthielt Tetrabromazetylen als Sperrflüssigkeit, das andere Quecksilber.

Die dem Rohrbündel zugeführte elektrische Leistung wurde mit einem Wattmeter der Klasse 0,2 gemessen.

Die Thermokräfte sämtlicher in der Messstrecke eingebauter Thermoelemente wurden mit Hilfe eines Gleichspannungskompensators mit 4 Dekaden gemessen. Zu seinem Abgleich

wurde ein elektronischer Null-Indikator verwendet.

Sämtliche in den Mess-Strecken eingebauten Thermoelemente wurden vor ihrer Verwendung geeicht.

#### ÜBERSICHT DER DURCHGEFÜHRTEN VERSUCHE

Die Wärmeübertragungsmessungen in den Rohrbündeln wurden mit den folgenden Flüssigkeiten durchgeführt:

—Destilliertes Wasser

—Gemisch aus 60 Gewichts-% Äthylenglykol  $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$  und 40% destilliertem Wasser.

Durch Variation des Temperaturniveaus des Strömungsmediums im Kreislauf ergaben sich für die beiden Flüssigkeiten die folgenden Bereiche für die Prandtl-Zahlen, in denen die Untersuchungen durchgeführt wurden:

Für Wasser:  $2,3 < Pr < 4,5$

Für das Glykol-Wasser

Gemisch:  $11 < Pr < 18$ .

Die untersuchten Bereiche der Reynolds-Zahlen lagen bei der Mass-Strecke mit dem Teilungsfaktor  $p/d = 1,25$  innerhalb folgender Grenzen bei

Wasser:  $10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$

Glykol-Wasser

Gemisch:  $6 \cdot 10^3 < Re < 6 \cdot 10^4$ .

Bei dem Rohrbündel mit dem Teilungsfaktor  $p/d = 1,60$  lagen diese Bereiche bei

Wasser:  $10^4 < Re < 2,2 \cdot 10^5$

Glykol-Wasser

Gemisch:  $10^4 < Re < 8 \cdot 10^4$ .

Die Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre des Bündels betrug näherungsweise  $10 \text{ W}/\text{cm}^2$ .

Den wesentlichen Teil der Untersuchungen bildeten die Wärmeübertragungsmessungen in den Mess-Strecken bei Simulierung eines unendlich ausgedehnten Bündels mit Beheizung des Mantels in den oben genannten Bereichen von  $Re$  und  $Pr$ .

Ausserdem wurden die Wärmeübergangszahlen in den Mess-Strecken ohne Beheizung des Mantels bestimmt.

In weiteren Versuchsreihen wurden Messungen des Wärmeübergangs bei verschiedenen Wärmestromdichten auf der Bündeloberfläche im Bereich von  $4 < q_B < 9 \text{ W/cm}^2$  durchgeführt.

Einzelne Versuchsreihen wurden nach Ablauf von etwa vier Wochen wiederholt zur Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse.

### DIE AUSWERTUNG DER MESSUNGEN UND DIE ERGEBNISSE

Aus den gemessenen Werten errechnet man die folgenden dimensionslosen Kennzahlen, die zur weiteren Untersuchung der Gesetzmässigkeiten des Wärmeübergangs herangezogen werden:

Die Reynolds-Zahl 
$$Re = \frac{Gd_{h\infty}}{F\mu}$$

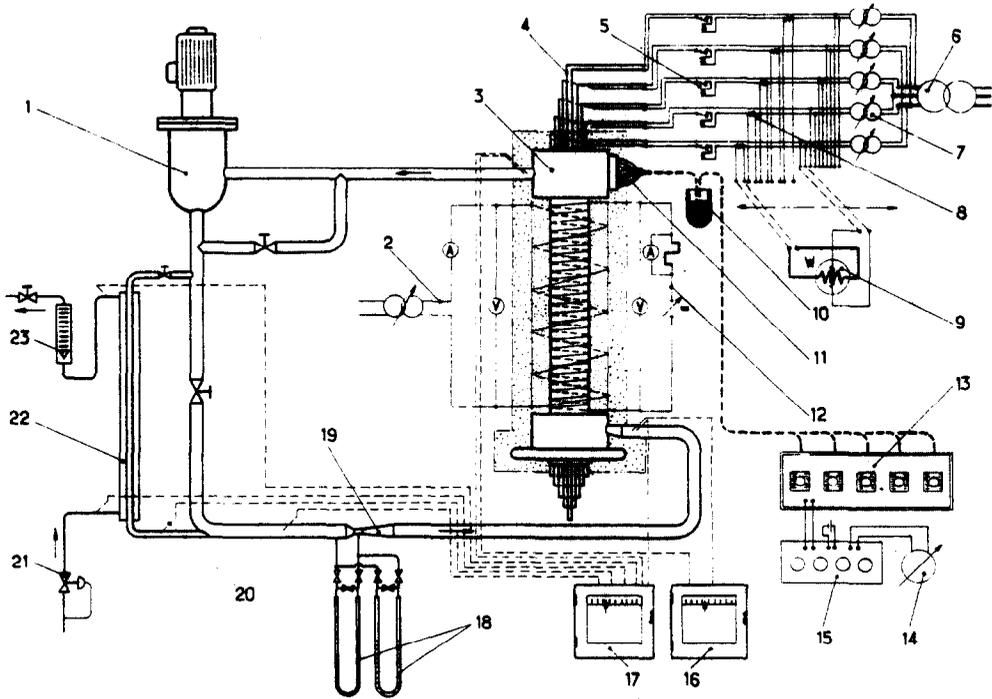


ABB. 8. Schema des Versuchskreislaufs.

- |                                                                      |                                                           |
|----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| 1 Pumpe                                                              | 14 Null-Indikator                                         |
| 2 Stromkreis der Schutzheizung                                       | 15 Gleichspannungskompensator                             |
| 3 Mess-Strecke                                                       | 16 } Temperaturschreiber für die Flüssigkeitstemperaturen |
| 4 Stromzuführung der Bündelheizung                                   | 17 } im Kreislauf                                         |
| 5 Überstromschuttschalter                                            | 18 U-Rohr-Manometer                                       |
| 6 Haupttransformator für die Bündelheizung                           | 19 Venturidüse                                            |
| 7 Regeltransformator                                                 | 20 Temperaturmess-Stelle im Kreislauf                     |
| 8 Messwandler                                                        | 21 Druckregler für das Kühlwasser                         |
| 9 Wattmeter                                                          | 22 Kühler                                                 |
| 10 Thermostat mit schmelzendem Eis                                   | 23 Durchflussmesser des Kühlwassers (Rota-Schwimmer-      |
| 11 Thermoelemente der Mess-Strecke                                   | meter).                                                   |
| 12 Stromkreis der Mantelheizung                                      |                                                           |
| 13 Mess-Stellenumschalter für die Thermoelemente in der Mess-Strecke |                                                           |

Die Prandtl-Zahl	$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$
Die Nusselt-Zahl	$Nu = \frac{q_B d_{h\infty}}{(T_w - T_m) \lambda}$
Die Stanton-Zahl	$St = \frac{q_B F}{(T_w - T_m) G c_p}$

die Mehrzahl der Mess-Stellen innerhalb der folgenden Grenzen :

Prozent

Für $p/d = 1,60$	
im unteren Bereich der untersuchten Reynolds-Zahlen ( $Re \approx 4 \cdot 10^4$ ):	$\pm 5$
im oberen Bereich der untersuchten Reynolds-Zahlen ( $Re \approx 2 \cdot 10^5$ ):	$\pm 15$
Für $p/d = 1,25$	
im unteren Bereich der untersuchten Reynolds-Zahlen ( $Re \approx 2 \cdot 10^4$ ):	$\pm 8$
im oberen Bereich der untersuchten Reynolds-Zahlen ( $Re \approx 2 \cdot 10^5$ ):	$\pm 20$

Die Stoffwerte  $\mu, c_p, \lambda$ , die in den Kennzahlen auftreten, sind bei der mittleren Mischungstemperatur  $T_m$  der Flüssigkeit in der Messebene gebildet. Ihre Zahlenwerte wurden für destilliertes Wasser den Angaben in [13] und für das Gemisch von Äthylenglykol und Wasser aus [14] entnommen.

Die Wärmestromdichte  $q_B$  wurde aus der dem Bündel zugeführten elektrischen Leistung errechnet, welche auf die beheizte Oberfläche  $S_h$  des Bündels bezogen ist. Dabei wurden die auf Grund der Wärmebilanz ermittelten Verluste in der Mess-Strecke durch einen Verlustfaktor  $\eta$  berücksichtigt :

$$\eta = \frac{(T_s - T_e) G c_p}{Q_B + Q_M} \quad (12)$$

An den beiden Mess-Strecken ergab sich dabei

für  $p/d = 1,60$ :  $\eta = 0,98$

für  $p/d = 1,25$ :  $\eta = 0,93$ .

**DIE ÖRTLICHEN WÄRMEÜBERGANGSZAHLN**

Die Verteilung der Thermolemente in der Hauptmessebene war so getroffen, dass ein möglichst umfassender Überblick der lokalen Wärmeübergangszahlen im ganzen Querschnitt des Bündels gewonnen wurde. Aus den gemessenen Temperaturdifferenzen  $T_w - T_m$  der 36 Einzelmess-Stellen wurden für jeden Versuch die mittleren Nusseltzahlen  $Nu$  in der Hauptmessebene gebildet. Zum Vergleich wurden die an jeder einzelnen Mess-Stelle herrschenden örtlichen Nusselt-Zahlen  $Nu_i$  auf die mittlere Nusseltzahl bezogen. Die Abweichungen dieser Werte vom Mittelwert  $Nu_i/Nu = 1$  liegen für

In Abb. 10 sind für je einen Versuch im unteren Bereich der gemessenen Massenströme die Werte  $Nu_i/Nu$  in die Darstellungen der Querschnitte der Mess-Strecken an den zugehörigen Mess-Stellen eingetragen.

Die gewonnenen Ergebnisse lassen erkennen, dass die Abweichungen der örtlichen Wärmeübergangszahlen von ihren Mittelwert nicht in besonderen Zonen des Rohrbündels bevorzugt auftreten, z.B. im Randgebiet der Mess-Strecke oder in einem ganzen zusammenhängenden Teilbereich des Bündels. Sie sind vielmehr zufällig über den Messquerschnitt verteilt. Daraus kann gefolgert werden, dass der gebildete Mittelwert der örtlichen Wärmeübergangszahlen sämtlicher Mess-Stellen in der Ebene die Verhältnisse eines unendlich ausgedehnten Bündels gut annähert. Den weiteren Betrachtungen werden daher die mittleren Wärmeübergangszahlen in der Hauptmessebene zugrunde gelegt.

**DIE ÖRTLICHEN WÄRMEÜBERGANGSZAHLN IN ACHSRICHTUNG DES BÜNDELS**

In der Achsrichtung des Rohrbündels wurden in 12 verschiedenen Abständen  $l_h$  vom Beginn der Beheizung innerhalb des Bereichs  $4 < (l_h/d_{h\infty}) < 50$  die örtlichen Nusselt-Zahlen  $Nu_x$  bestimmt und auf die mittleren Nusselt-Zahlen der Hauptmessebene bezogen. Die gewonnenen Ergebnisse sind in den Abbildungen 11 und 12 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die

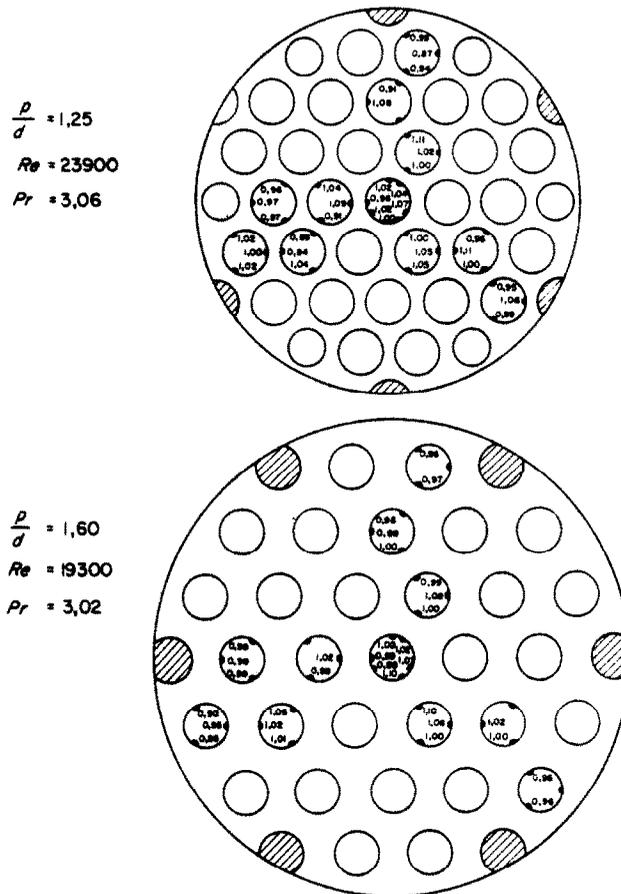


ABB. 10. Die Verhältnisse der örtlichen Nusselt-Zahlen zu den mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu_x/Nu$  im Querschnitt der Hauptmessebene bei einem Versuch im unteren Bereich der gemessenen Reynolds-Zahlen.

Werte  $Nu_x/Nu_\infty$ , die mit Hilfe nur eines einzelnen Thermoelements in jeder Ebene gewonnen wurden, schon von  $l_h/d_{h\infty} = 4$  an innerhalb des Streubereichs liegen, der für die örtlichen Nusselt-Zahlen in der Hauptmessebene festgestellt wurde. Eine starke Abnahme der Wärmeübergangszahlen entlang des Bündels war also nicht vorhanden. Die thermische Einlaufstrecke war daher mit Sicherheit an der Hauptmessebene bei  $l_h/d_{h\infty} = 50$  beendet. Diese Ergebnisse decken sich mit theoretischen und experi-

mentellen Untersuchungen des Wärmeübergangs im thermischen Einlaufgebiet in Kreisrohren [15, 16, 25]. Nach diesen Untersuchungen ist im Bereich der Prandtl-Zahlen von  $1 < Pr < 20$  bei  $Re = 10^5$  der als Kriterium angesetzte Wert  $Nu_x/Nu_\infty = 1,02$  nach einer thermischen Einlaufstrecke von  $l_h > 15d_h$  erreicht.

Der Einfluss der Abstandhalter auf den Wärmeübergang lässt sich aus den Abb. 11 und 12 ebenfalls erkennen. In beiden Mess-

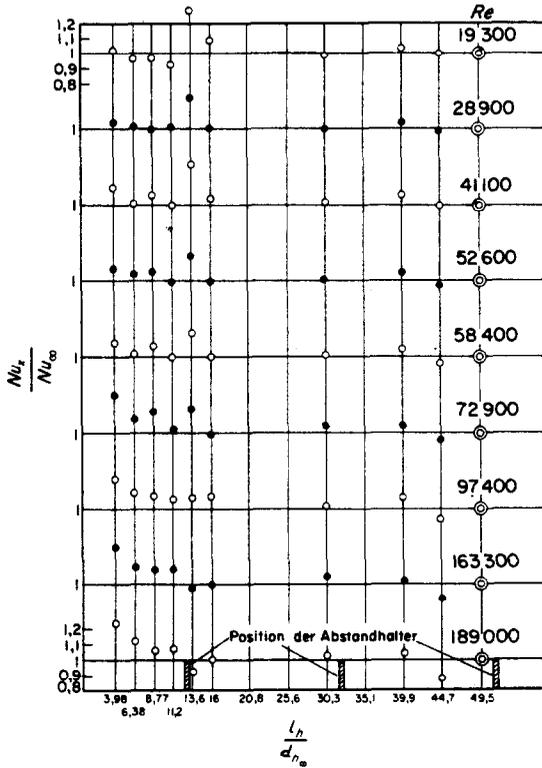


ABB. 11. Die Verhältnisse der örtlichen Nusselt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nusselt-Zahlen der Hauptmessebene bei verschiedenen Reynolds-Zahlen für  $p/d = 1,60$  bei  $Pr = 3,03$ .

Strecken lag eine Temperaturmess-Stelle der Rohrwand unmittelbar hinter einem Abstandhalter, d.h.

- bei  $p/d = 1,60$  im Abstand von  $0,39d_{h\infty}$  und
- bei  $p/d = 1,25$  im Abstand von  $1,27d_{h\infty}$ .

An diesen Stellen zeigt sich, dass bei kleinen Reynolds-Zahlen die örtlichen Nusselt-Zahlen ausserhalb des Streubereichs deutlich höher liegen als die übrigen Werte. Bei Anstieg der Reynolds-Zahl geht diese Erhöhung des örtlichen Wärmeübergangs zurück. In den weiter stromab liegenden Messebenen ist keine Erhöhung der Nusselt-Zahlen mehr festzustellen. Die turbulenzanfachende Wirkung der Abstandhalter, die eine Steigerung des Wärmeübergangs hervorruft, war also auf eine sehr kurze Strecke

dicht hinter dem Einbauteil begrenzt. Eine Einwirkung der Abstandhalter auf den Wärmeübergang in der Hauptmessebene ist daher auszuschliessen.

DER ZUSAMMENHANG ZWISCHEN WÄRMEÜBERGANG UND REIBUNGSWIDERSTAND

Nach der Analogie zwischen turbulentem Impulsaustausch und Wärmeaustausch leitete Fortier [17] die folgende Beziehung zwischen dem Wärmeübergang und der Widerstandszahl in glatten Leitungen her:

$$St = \frac{\zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8)f(Pr)} + g\zeta/8} \quad (13)$$

Die ausgeführten Messungen wurden anhand

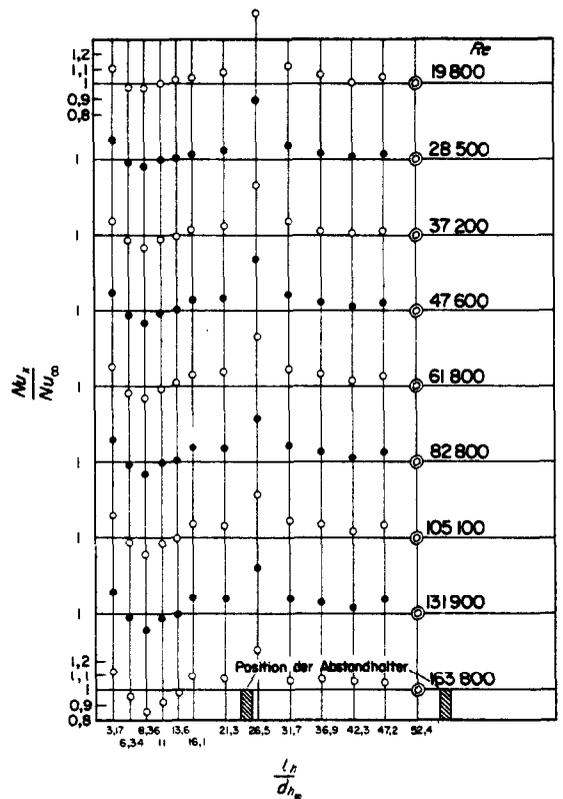


ABB. 12. Die Verhältnisse der örtlichen Nusselt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nusselt-Zahlen der Hauptmessebene bei verschiedenen Reynolds-Zahlen für  $p/d = 1,25$  bei  $Pr = 3,6$ .

dieser Beziehung ausgewertet. Die sich über den Bereich der Prandtl-Zahlen von  $2 < Pr < 18$  erstreckenden Untersuchungen boten eine ausreichende Grundlage zur experimentellen Bestimmung der Funktion  $f(Pr)$ , wobei der Ausdruck  $g\zeta/8$  vernachlässigt wird. Eine Beziehung in dieser Form wurde bereits durch von Kármán [18] angegeben.

Die Widerstandszahl  $\zeta$  ist durch die Druckabfallgleichung einer glatten Leitung definiert:

$$\Delta P = \zeta \frac{L \rho U^2}{d_{h\infty} 2}. \quad (14)$$

Da an den beiden untersuchten Rohrbündeln keine eigenen Druckverlustmessungen vorgenommen wurden, legte man den folgenden Untersuchungen eine Näherungsgleichung für  $\zeta$  zugrunde, die aus theoretischen Überlegungen hergeleitet ist und durch experimentelle Untersuchungen im verwendeten Bereich der Reynolds-Zahlen bestätigt ist.

Für das parallel durchströmte Rohrbündel ist die Widerstandszahl eine Funktion der Reynolds-Zahl und des Teilungsfaktors:  $\zeta(Re, p/d)$ . Die Abhängigkeit von  $Re$  ist annähernd proportional derjenigen beim glatten Rohr. Dieser Zusammenhang wurde in den experimentellen Arbeiten [19, 20] nachgewiesen. Innerhalb des interessierenden Bereichs von  $Re$  lässt sich somit das Verhältnis des Widerstandsfaktors  $\zeta$  im Rohrbündel zu dem des glatten Rohres  $\zeta_T$  in Funktion des Teilungsfaktors ausdrücken. Dieser Verlauf geht aus der Abb. 13 hervor. Es ist zu erkennen, dass bei sehr kleinen Rohrteilungen im Bereich  $1 < p/d < 1,2$  das Verhältnis  $\zeta/\zeta_T$  mit zunehmendem  $p/d$  sehr stark ansteigt und sich bei  $p/d > 1,2$  deutlich abflacht. Darüber hinaus ist dann der Anstieg von  $\zeta/\zeta_T$  praktisch linear. Für den Bereich des Teilungsfaktors  $1,25 < p/d < 2$  lässt sich nach [12] das Verhältnis  $\zeta/\zeta_T$  durch folgenden linearen Zusammenhang mit  $p/d$  ausdrücken:

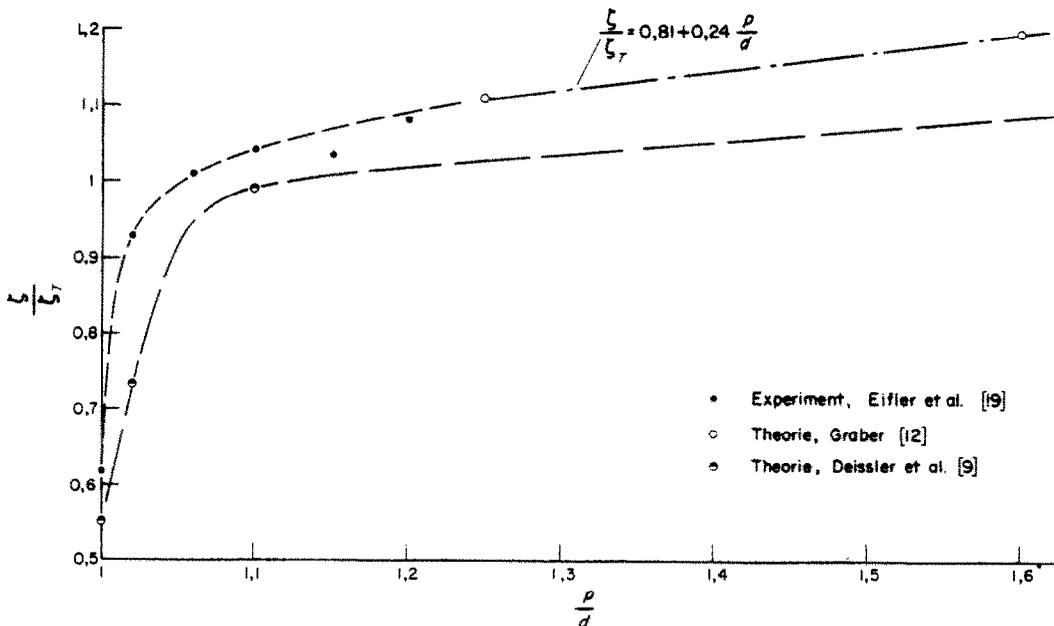


Abb. 13. Das Verhältnis der Widerstandszahl  $\zeta$  im Rohrbündel zur Widerstandszahl  $\zeta_T$  des glatten Rohres in Abhängigkeit des Teilungsfaktors  $p/d$ .

$$\frac{\zeta}{\zeta_T} = 0,81 + 0,24 \frac{p}{d} \quad (15)$$

Die Widerstandszahl des glatten Rohres wurde aus dem gut bestätigten Gesetz von Colebrook [22] berechnet:

$$\frac{1}{\sqrt{(\zeta_T)}} = 1,8 \log \left( \frac{Re}{7} \right) \quad (16)$$

Damit ergeben sich für die Rohrbündel mit den beiden Teilungsfaktoren  $p/d = 1,25$  und  $1,60$  die in der Abb. 14 in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl dargestellten Widerstandsbeiwerte, die den weiteren Auswertungen zugrunde

lassen sich nun aus den im Versuch ermittelten Stanton-Zahlen die Werte von  $f(Pr)$  berechnen unter Einsetzen der  $\zeta$ -Werte nach den Gleichungen (15) und (16). Die dieser Auswertung zugrunde gelegten Stanton-Zahlen stellen für jeden Einzelversuch den Mittelwert dar aus den Ergebnissen der 36 Temperaturmess-Stellen im Hauptmessquerschnitt der Versuchsstrecke.

In jeder der einzelnen Versuchsserien wurden bei konstant gehaltenen  $Pr$ -Zahlen die Werte von  $Re$  variiert innerhalb der durch die Pumpe vorgegebenen Grenzen. Für alle Versuchspunkte ergaben sich dann in einer solchen Serie

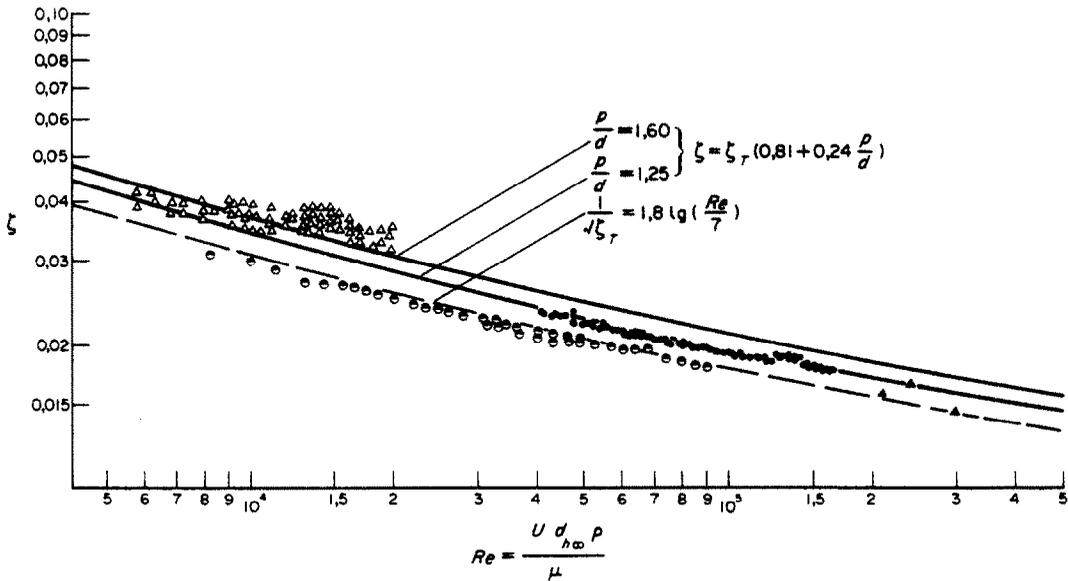


ABB. 14. Die Widerstandszahlen  $\zeta$  in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl  $Re$ . Eingezeichnete experimentelle Werte:

- Le Tourneau *et al.* [20]  $p/d = 1,12$
- △ Firsova *et al.* [3]  $p/d = 1,20$
- Eifler *et al.* [19]  $p/d = 1,20$
- ▲ Dingee *et al.* [1]  $p/d = 1,27$

liegen. in die Abbildung sind ausserdem die aus Versuchen bestimmten Widerstandszahlen nach [1, 3, 19, 20] eingetragen, die an Rohrbündeln mit folgenden Teilungsfaktoren gewonnen wurden:  $p/d = 1, 12; 1, 20; 1, 27$ .

Mit Hilfe der vereinfachten Gleichung

$$St = \frac{\zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8)} f(Pr)}$$

Werte für  $f(Pr)$  von nahezu gleicher Grösse.

In Abb. 15 sind die für jede Versuchsserie bei  $Pr = \text{const}$  gemittelten Werte von  $f(Pr)$  über der zugeordneten Prandtl-Zahl aufgetragen. Die analytische Auswertung der Funktion  $f(Pr)$  lässt sich durchführen mittels einer Beziehung in der Form:

$$f(Pr) = B(Pr - A) Pr^c \quad (17)$$

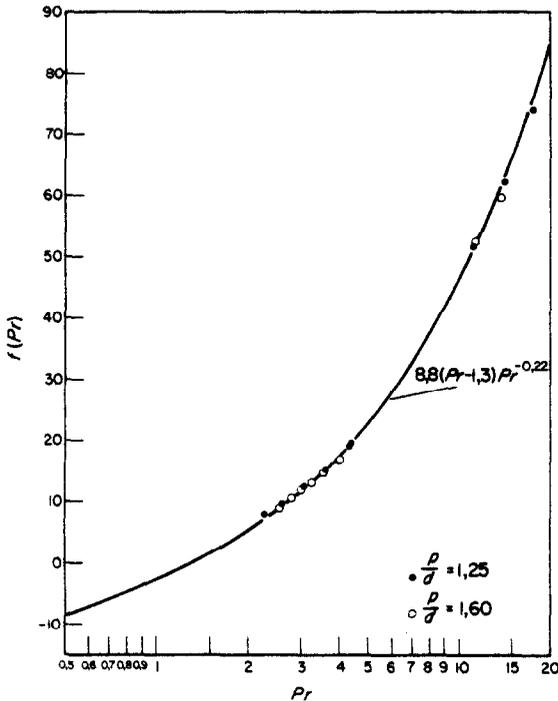


ABB. 15. Die Werte der Funktion  $f(Pr)$  in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl  $Pr$ .

Unter Heranziehung der Abb. 15 wurde der Wert  $A = 1,3$  ermittelt. Die übrigen Konstanten wurden mit Hilfe des Quotienten  $f(Pr)/(Pr - 1,3)$  bestimmt, der über den entsprechenden Werten der  $Pr$ -Zahlen aufgetragen wurde (Abb. 16). In dieser Form lassen sich die Versuchs-

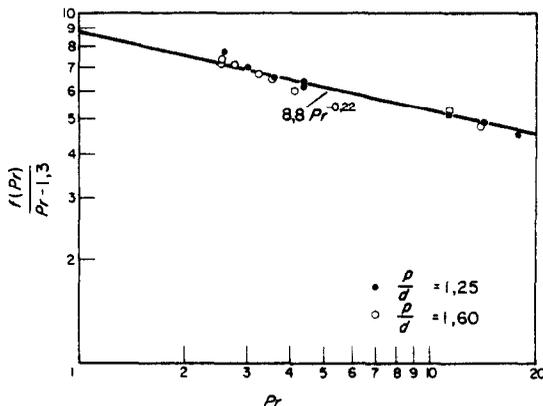


ABB. 16. Die Hilfsfunktion  $f(Pr)/(Pr - 1,3)$  in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl  $Pr$ .

werte in Übereinstimmung mit [12] durch eine Gerade mit der Steigung  $C = -0,22$  ausgleichen. Schliesslich ergibt sich der Wert  $B = 8,8$ .

Mit diesen Werten der Konstanten  $A$ ,  $B$  und  $C$  lautet dann die Funktion

$$f(Pr) = 8,8 (Pr - 1,3) Pr^{-0,22} \quad (18)$$

Die Beziehung für den Wärmeübergang lautet nun:

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{\zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8) 8,8 (Pr - 1,3) Pr^{-0,22}}} \quad (19)$$

Die Abb. 17 und 18 zeigen die aus den durchgeführten Messungen errechneten mittleren Nusselt-Zahlen in der Hauptmessebene der beiden Mess-Strecken in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen. In den einzelnen Versuchsserien, die durch verschiedene Symbole dargestellt sind, wurden die Prandtl-Zahlen auf einem nahezu konstanten Wert gehalten. Die ausgezogenen Linien stellen die Ausgleichskurven der Messwerte einer Versuchsserie dar. Die gestrichelten Linienzüge geben die obige Beziehung wieder für die  $Pr$ -Zahlen, bei welchen die Versuchsserien ausgeführt wurden. Der etwas flachere Verlauf dieser Linien gegenüber den Ausgleichskurven der Versuchspunkte lässt sich aus der Unsicherheit erklären, die dadurch entsteht, dass die Widerstandszahlen nicht an den Mess-Strecken selbst bestimmt wurden, sondern durch ein Näherungsverfahren.

Die Darstellung der Versuchsergebnisse in dieser Form hat jedoch den Vorteil, dass sie die Extrapolation der daraus berechneten Kennzahlen  $St$  oder  $Nu$  für den Wärmeübergang über den Versuchsbereich von  $Pr$  und  $Re$  hinaus erlaubt. Reichardt [23] nennt für Näherungsgleichungen in der obigen Art einen Gültigkeitsbereich für  $PrRe > 2500$  in den Grenzen von  $1 < Pr < 200$ .

Der Vergleich der vorliegenden experimentellen Wärmeübergangswerte mit der theoretischen Untersuchung von Deissler *et al.* [9] in

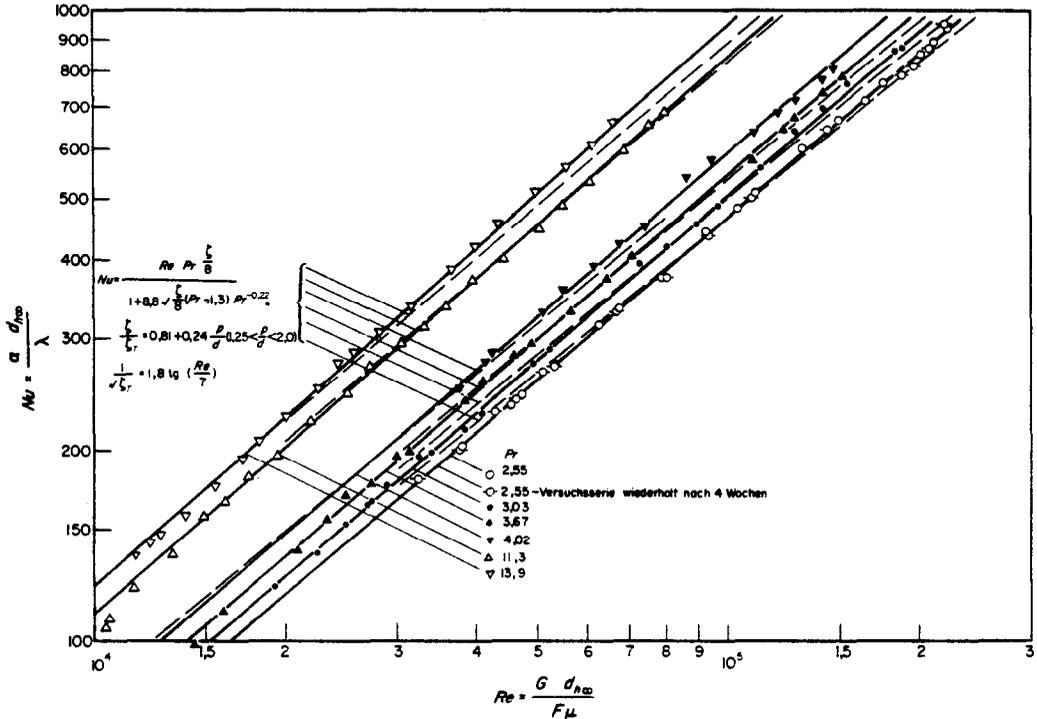


Abb. 17. Die mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu$  in der Hauptmessebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl  $Re$  für  $p/d = 1,60$ .

Abb. 19 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse.

**DAS WÄRMEÜBERGANGSGESETZ ALS POTENZGLEICHUNG**

Die Versuchsergebnisse lassen sich auch mit Hilfe einer für die Darstellung von Wärmeübergangsmessungen häufig verwendeten empirischen Potenzfunktion der folgenden Form ausdrücken:

$$Nu = aRe^bPr^c \tag{20}$$

Die Konstanten wurden anhand der Versuchswerte ermittelt.

Unter Zuhilfenahme der Darstellungen  $Nu = f(Re)$  für verschiedene Werte von  $Pr$  in Abb. 17 und 18 wurden die  $Nu$ -Zahlen in Funktion der  $Pr$ -Zahlen aufgetragen mit verschiedenen Wer-

ten von  $Re$  als Parameter (Abb. 20). Der Exponent der Prandtl-Zahl repräsentiert die mittlere Steigung dieser Linien. Für beide Mess-Strecken erhält man nach Abb. 20 den Wert  $c = 0,4$ .

Die Steigungen der in den Abb. 17 und 18 wiedergegebenen Ausgleichskurven  $Nu = f(Re)$  der Versuchspunkte stellen den Exponenten der Reynolds-Zahl dar, für den sich ein Mittelwert  $b = 0,86$  ergibt. In einer neueren experimentellen Untersuchung des Wärmeübergangs in Kreisrohren bei  $2 < Pr < 5,5$  finden Hufschmidt *et al.* [25] die Exponenten  $b = 0,85$  und  $c = 0,36$ . Die Abb. 17 und 18 lassen jedoch erkennen, dass die Linien  $Nu = f(Re)$  mit zunehmenden Werten der Prandtl-Zahlen steiler werden, der Exponent  $b$  also zunimmt. Die Verwendung von Mittelwerten sowohl für  $b$  als auch für  $c$  stellt also eine Vereinfachung dar,

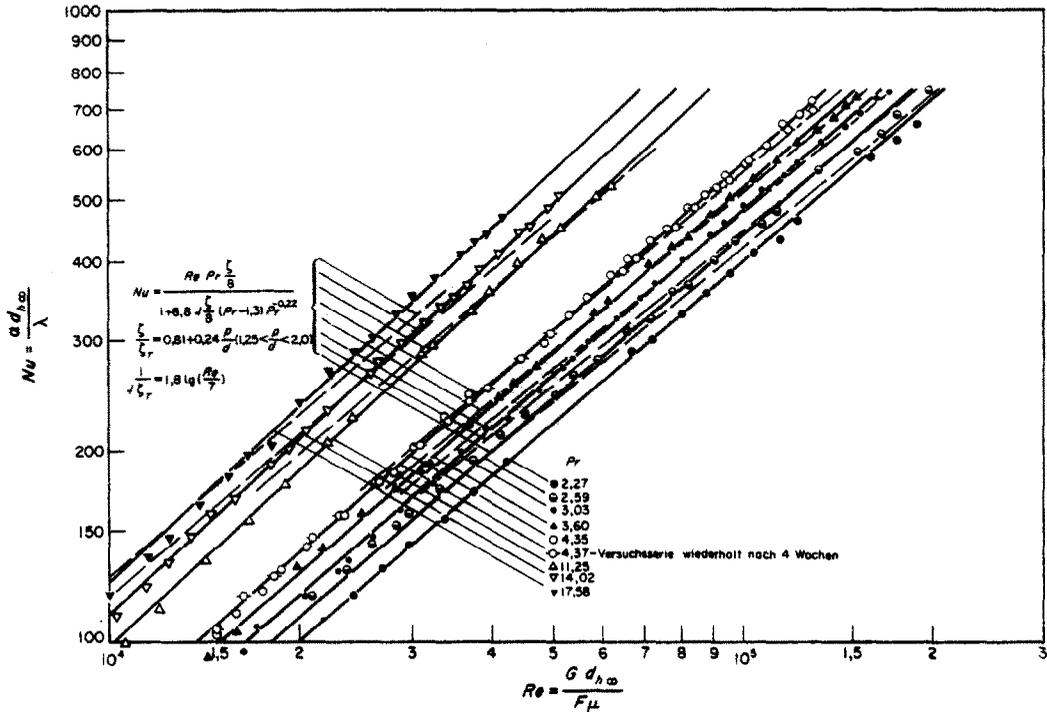


Abb. 18. Die mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu$  in der Hauptmessebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl  $Re$  für  $p/d = 1,25$ .

wodurch eine Extrapolation der Potenzformel über den Versuchsbereich hinaus zu grösseren Abweichungen führen kann. Diesem Umstand kann dadurch Rechnung getragen werden, dass die Konstanten in der Potenzbeziehung den jeweils herrschenden Reynolds- und Prandtl-Zahlen angepasst werden, wie dies in den theoretischen Untersuchungen [12, 24] geschieht.

Der Einfluss des Teilungsfaktors  $p/d$  auf die Nusselt-Zahl drückt sich in der Konstanten  $a$  aus, wobei für den untersuchten Bereich von  $Re$  und  $Pr$  sowie innerhalb der Grenzen  $1,25 < p/d < 2$  näherungsweise ein linearer Zusammenhang gilt in der Form:

$$a = k + n \frac{p}{d} \tag{21}$$

Aus den Unterschieden der gemessenen Nusselt-Zahlen in den beiden Mess-Strecken mit  $p/d = 1,60$  und  $p/d = 1,25$  bei jeweils sich entsprechenden Werten von  $Re$  und  $Pr$  wurden die beiden Konstanten bestimmt zu  $k = 0,0122$  und  $n = 0,00245$ .

Strenggenommen ist auch der Einfluss des Teilungsfaktors auf die Konstante  $a$  in der Potenzformel verwickelter, da er ebenfalls einer geringen Abhängigkeit von  $Re$  und  $Pr$  unterworfen ist, was in dieser Form nicht zum Ausdruck kommt. Ausserdem ist bei sehr kleinen Werten des Teilungsfaktors ( $p/d < 1,2$ ) die oben angegebene Linearität nicht mehr gültig, da analog zum stärkeren Abfall der Widerstandszahl bei sehr kleinen  $p/d$  (Abb. 13) die Nusselt-Zahlen das selbe Verhalten zeigen.

Mit den Zahlenwerten für die Konstanten

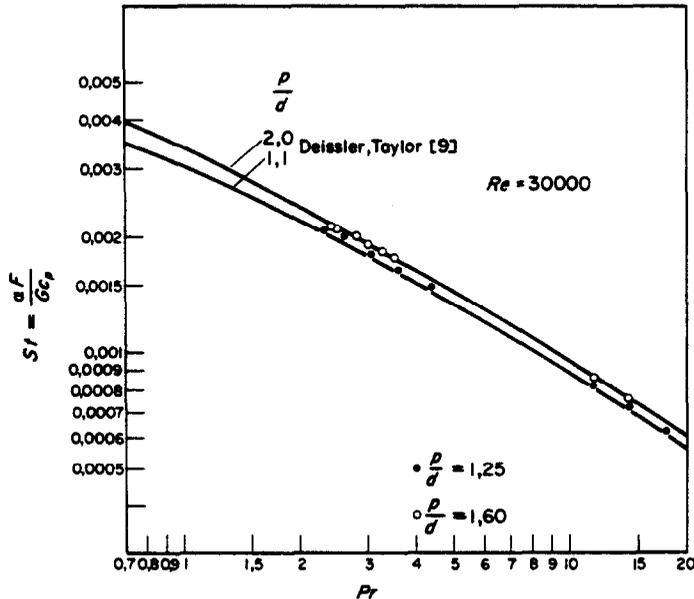


Abb. 19. Die mittleren Stanton-Zahlen  $St$  in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl  $Pr$  bei  $Re = 30\,000$ . Die experimentellen Werte der vorliegenden Arbeit im Vergleich mit den theoretischen Ergebnissen von Deissler *et al.* [9].

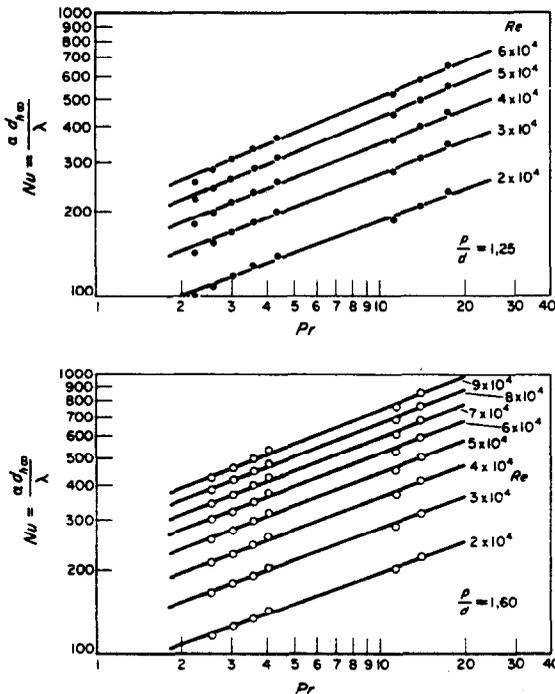


Abb. 20. Die mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu$  in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl  $Pr$  für verschiedene Werte von  $Re$ .

lautet die Potenzfunktion für den Wärmeübergang:

$$Nu = \left(0,0122 + 0,00245 \frac{p}{d}\right) Re^{0,86} Pr^{0,4}. \quad (22)$$

Diese Funktion ist in den Abb. 21 und 22 eingetragen. Die zusätzlich dargestellten Versuchspunkte zahlreicher Mess-Serien mit  $Pr$ -Zahlen von 2 bis 18 liegen im Bereich der  $Re$ -Zahlen von 15 000 bis 220 000 fast durchweg innerhalb eines Streubereichs von  $\pm 4\%$  zu dieser Beziehung.

Weisman [26] stellte eine ähnliche empirische Gleichung auf, die sich auf die Versuche von Dingee *et al.* [1] und Miller *et al.* [2] stützt und weitere nicht näher präzierte Arbeiten nach [5] bestätigt. Sie lautet:  $Nu = (0,026 p/d - 0,006) Re^{0,8} Pr^{0,33}$ . Die zugrunde gelegten Untersuchungen umfassen sowohl sehr kleine Teilungsfaktoren ( $p/d = 1,12$ ) als auch grössere ( $p/d = 1,46$ ), sodass im angegebenen Gültigkeitsbereich von  $1,1 < p/d < 1,5$  der lineare Einfluss von  $p/d$  auf  $Nu$  in Frage gestellt ist.

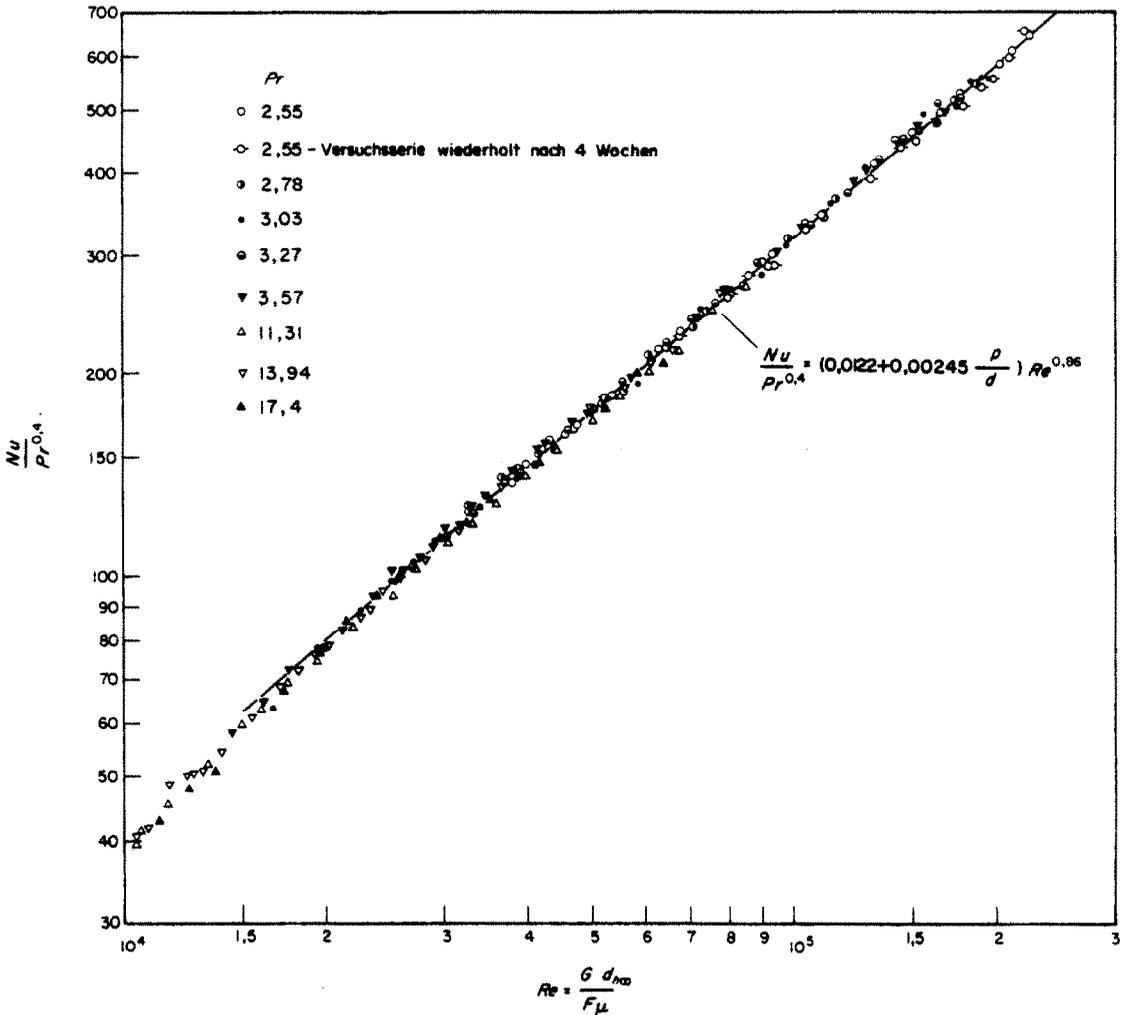


ABB. 21. Die Messwerte  $Nu/Pr^{0.4}$  in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl  $Re$  für  $p/d = 1,60$ .

Für die vorliegenden Messungen wäre nach dieser Beziehung ein Unterschied von ungefähr 30% zwischen den Nusselt-Zahlen der beiden untersuchten Bündel zu erwarten. Die gemessene Differenz liegt dagegen im Mittel in der Grösse von 6%. Die auf Grund theoretischer Untersuchungen zu erwartenden Unterschiede für den vorliegenden Fall liegen tatsächlich in dieser Grösse [9, 11, 12].

In Abb. 23 sind diese Zusammenhänge

dargestellt im Vergleich mit Versuchsserien der beiden Rohrbündel mit  $p/d = 1,25$  und  $1,60$  bei  $Pr = 3$  und  $Pr = 14$ .

DER EINFLUSS DER TEMPERATURABHÄNGIGEN STOFFWERTE AUF DEN WÄRMEÜBERGANG

Bei sehr hohen Wärmestromdichten nehmen die Temperaturunterschiede zwischen der wärmeübertragenden Wand und der Flüssigkeit so hohe Werte an, dass die Nusselt-Zahl infolge

des Einflusses der temperaturabhängigen Stoffwerte einer Korrektur bedarf. Zur Untersuchung dieses Einflusses wurden verschiedene Versuchsreihen bei der selben  $Pr$ -Zahl mit unterschiedlichen Wärmestromdichten auf den Bündelrohren im Bereich von  $4 < q_B < 9 \text{ W/cm}^2$  durchgeführt. Die Beheizung des Mantels wurde bei diesen Untersuchungen abgeschaltet. Aus den Ergebnissen in Abb. 24 ist an den Beispielen für  $q_B = 4,5 \text{ W/cm}^2$  und  $q_B = 8,8 \text{ W/cm}^2$  kein

Unterschied der gemessenen Nusselt-Zahlen festzustellen, da die Versuchspunkte in beiden Fällen auf die selbe Ausgleichskurve fallen.

Als Korrekturgröße für die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte werden den Beziehungen zur Berechnung der Nusselt-Zahl in der Art der Gleichungen (19) und (22) als weitere Faktoren die Größen  $(\mu/\mu_w)^{\text{const}}$  oder  $(Pr/Pr_w)^{\text{const}}$  angefügt. Die Werte  $\mu$  bzw.  $Pr$  sind bei der mittleren Mischungstemperatur

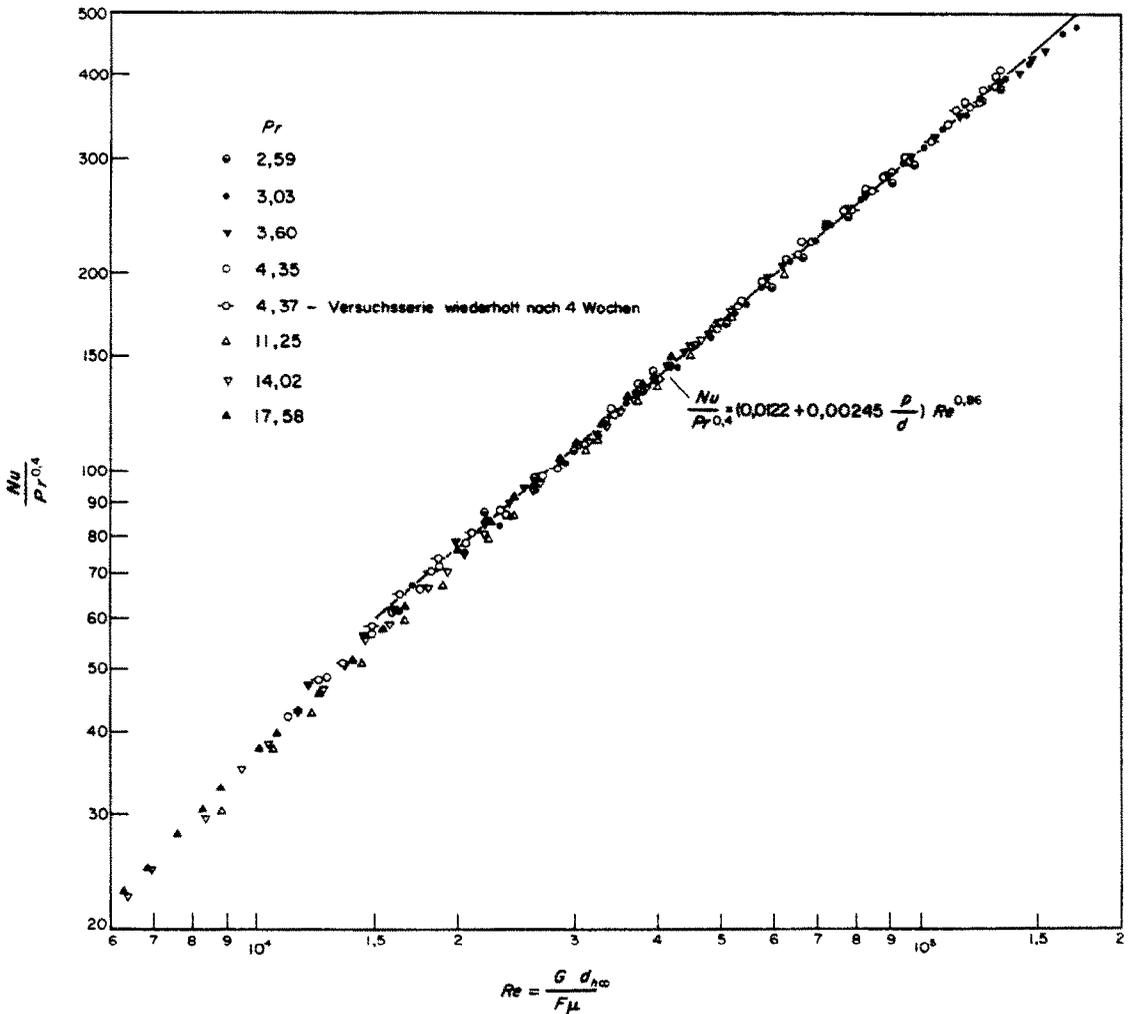


ABB. 22. Die Messwerte  $Nu/Pr^{0.4}$  in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl  $Re$  für  $p/d = 1,25$ .

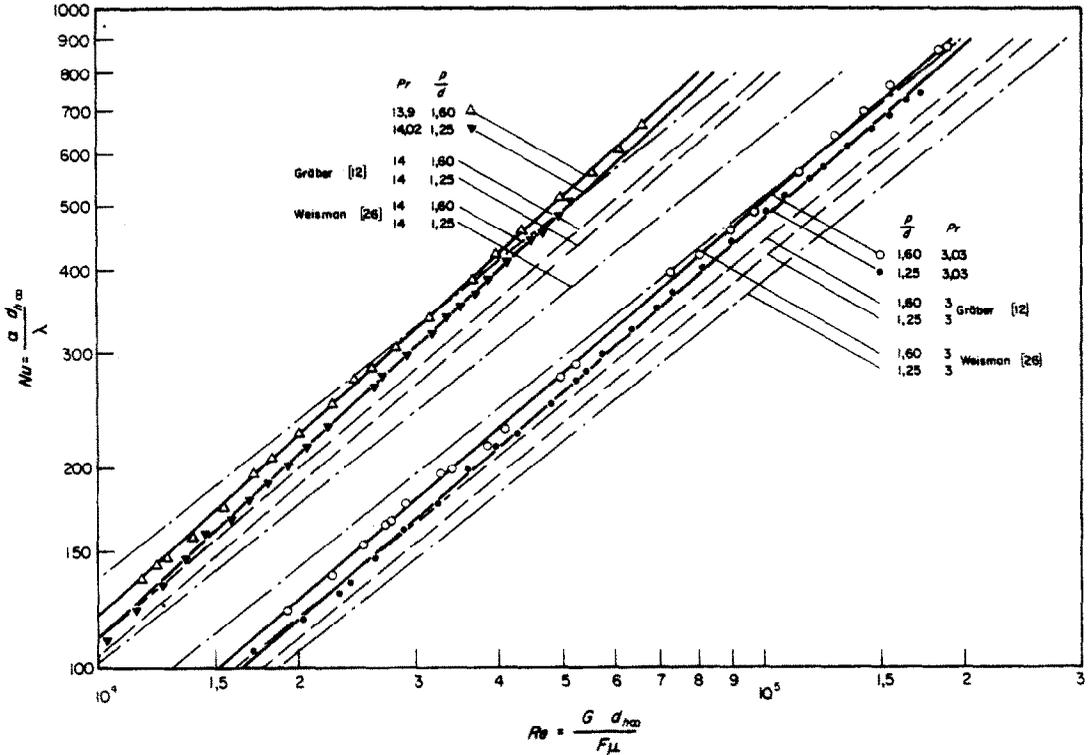


Abb. 23. Der Einfluss des Teilungsfaktors  $p/d$  auf die Nusselt-Zahl  $Nu$ . Vergleich der vorliegenden Messungen mit Gräber [12] und Weisman [26] bei  $Pr = 3$  und  $Pr = 14$ .

$T_m$  gebildet, während  $\mu_w$  bzw.  $Pr_w$  sich auf die Temperaturen an der Wand beziehen. Yakovlev [27] schlägt auf Grund neuerer experimenteller Untersuchungen die Grösse  $(Pr/Pr_w)^{0,11}$  vor. Für die Mehrzahl der vorliegenden Messungen ergibt sich unter Anwendung dieses Korrekturwerts ein Einfluss auf die  $Nu$ -Werte, der unter 1,5 Prozent liegt. Auf eine diesbezügliche Korrektur wurde deshalb verzichtet.

**DIE WÄRMEÜBERGANGSMESSUNGEN OHNE BEHEIZUNG DES MANTELS DER MESSSTRECKE**

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Untersuchungen wurden mit Beheizung des Mantels der Mess-Strecke durchgeführt zur Annäherung der thermischen Randbedingungen für ein unendlich ausgedehntes Bündel. In vielen Fällen einer technischen

Anwendung von wärmeübertragenden Rohrbündeln ist jedoch ein solches Modell nicht vollkommen angenähert. Eine Wärmekompensation über die äussere Umhüllung findet dabei gewöhnlich nicht statt. Bei kleinerer Rohrzahl wird sich diese fehlende Wärmezufuhr fühlbarer auswirken, da das Verhältnis der Querschnitte  $f_M/f_B$  höhere Werte annehmen kann. Bei einer Bildung der mittleren Mischungstemperatur im Gesamtquerschnitt zur Berechnung der Wärmeübergangszahlen gewinnt dann die Randzone einen grossen Einfluss gegenüber dem ungestörten Strömungsgebiet des Bündels. Bei grösserer Rohrzahl geht dieser Einfluss zurück.

Zur Untersuchung der Auswirkung der Wärmekompensation wurden an den beiden verwendeten Mess-Strecken Wärmeübergangs-

messungen durchgeführt ohne Beheizung des Mantels und die Nusselt-Zahlen ebenfalls mit der Differenz der Rohrwandtemperatur zur mittleren Mischungstemperatur der Flüssigkeit im Gesamtquerschnitt gebildet. Die Ergebnisse sind in den Abb. 24, 25 und 26 dargestellt und mit den mittleren Nusselt-Zahlen bei Beheizung des Mantels verglichen. Bei der Mess-Strecke mit  $p/d = 1,60$  fallen dabei die Versuchswerte ohne äussere Wärmezufuhr in der Randzone sowohl bei  $Pr = 3,6$  als auch bei  $Pr = 13,9$  ungefähr 5 Prozent unter die ursprünglichen Werte. Bei  $p/d = 1,25$  liegen bei  $Pr = 3,6$  die diesbezüglichen Versuchskurven für beide Fälle um etwa 2 Prozent auseinander. Diese Ergebnisse, die für jede gegebene Versuchsanordnung

charakteristisch sind, zeigen, dass bei der verwendeten Anzahl von 31 Rohren im Bündel und entsprechend günstiger Ausbildung der Randzone die betreffenden Unterschiede nicht mehr sehr hoch liegen. Eine Anwendung der gewonnenen Beziehungen bei Bündelanordnungen mit zahlreichen Rohren z.B. in Wärmetauschern ist also zulässig.

**DIE GENAUIGKEIT DER ERGEBNISSE**

Die Fehler der auftretenden Einflussgrössen wurden im einzelnen abgeschätzt und ihre kombinierte Auswirkung auf die berechneten Werte untersucht.

Errechnet man das Zusammenwirken der einzelnen Fehler nach dem Fehlerfortpflanzungs-

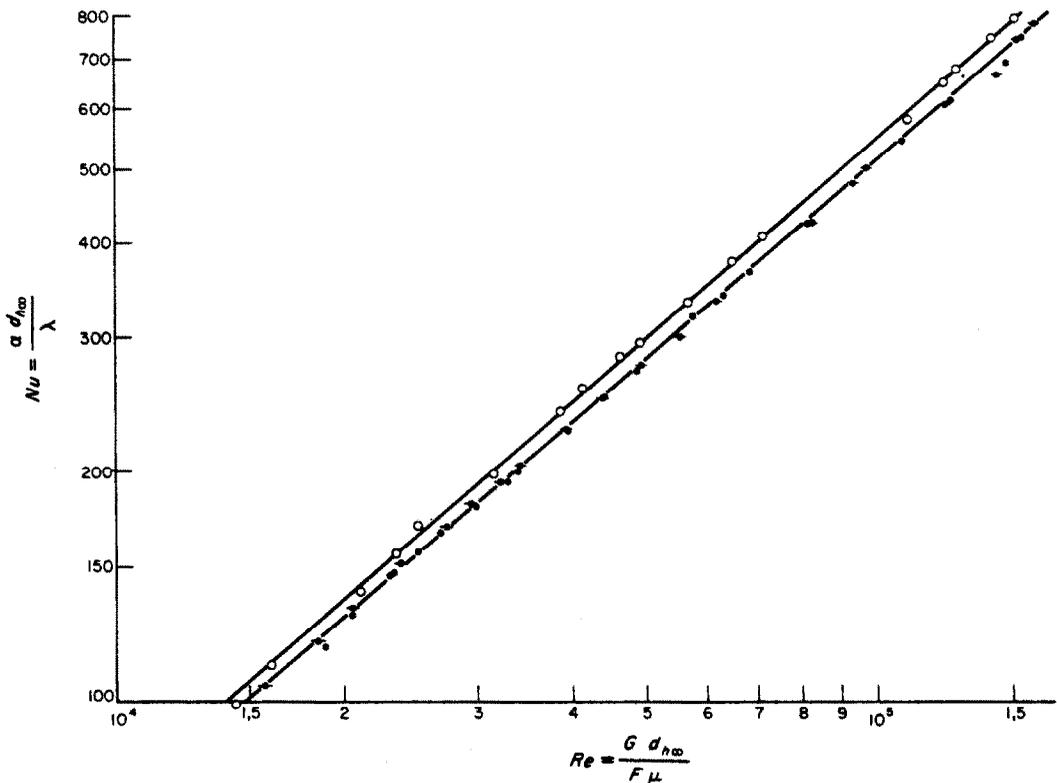


ABB. 24. (a) Vergleich der mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu$  für  $p/d = 1,60$   $\circ$  bei Beheizung und  $\bullet$  ohne Beheizung des Mantels der Mess-Strecke bei  $Pr = 3,6$ .  
 (b) Der Einfluss der Wärmestromdichte  $q_B$  auf die Nusselt-Zahlen  $Nu$ .  
 $\bullet$   $q_B = 4,5 \text{ W/cm}^2$ ;  $\bullet$   $q_B = 8,8 \text{ W/cm}^2$ .

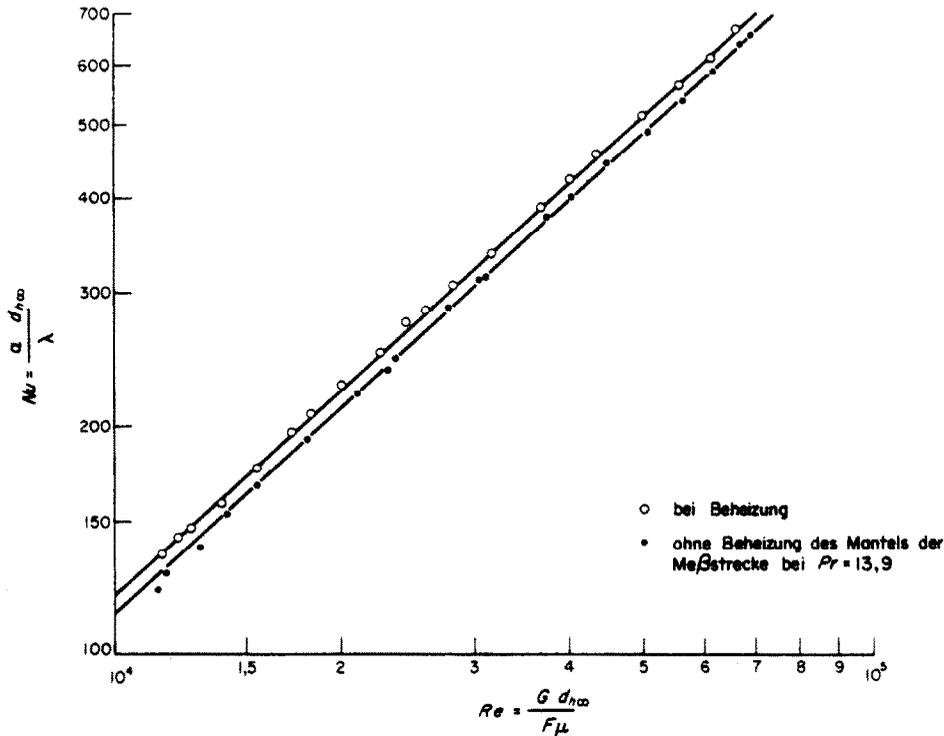


ABB. 25. Vergleich der mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu$  für  $p/d = 1,60$  bei Beheizung und ohne Beheizung des Mantels der Meß-Strecke bei  $Pr = 13,9$ .

gesetz, dann erhält man für die Reynolds-Zahl einen mittleren Fehler von

$$\frac{\Delta Re}{Re} = \pm 1,6\%$$

Für die Nusselt-Zahl ergibt sich in entsprechender Weise ein mittlerer Fehler von

$$\frac{\Delta Nu}{Nu} = \pm 4,5\%$$

Ein Anteil der berechneten Fehlergrösse in den Endergebnissen besteht aus systematischen Fehlern, die unter gleichen Versuchsbedingungen bei Verwendung der selben Messeinrichtungen in allen durchgeführten Versuchen in gleicher Höhe auftreten. Beim relativen Vergleich der einzelnen Versuchsserien untereinander sind die berechneten mittleren Fehler

nicht in voller Höhe ausschlaggebend, sondern nur ihr zufälliger Anteil, wozu beispielsweise Beobachtungsfehler bei der Ablesung zu zählen sind.

In Wiederholungsversuchen von Mess-Serien bei gleichen Versuchsbedingungen, die in einem zeitlichen Abstand von ungefähr vier Wochen durchgeführt wurden, ergaben sich keine feststellbaren Unterschiede zu früheren Versuchen. Dies wird an den Beispielen der Versuche für  $p/d = 1,25$  bei  $Pr = 4,35$  in Abb. 18 sowie für  $p/d = 1,60$  bei  $Pr = 2,55$  in Abb. 17 deutlich. Die Messpunkte der wiederholten Versuche fallen mit den ursprünglichen Werten auf die selbe Ausgleichskurve.

Soweit also in den Versuchen der Einfluss der Variation einzelner Parameter auf den Wärmeübergang untersucht wurde, z.B. der Einfluss von  $Re$ ,  $Pr$ ,  $p/d$ ,  $q_B$ , wird beim Vergleich

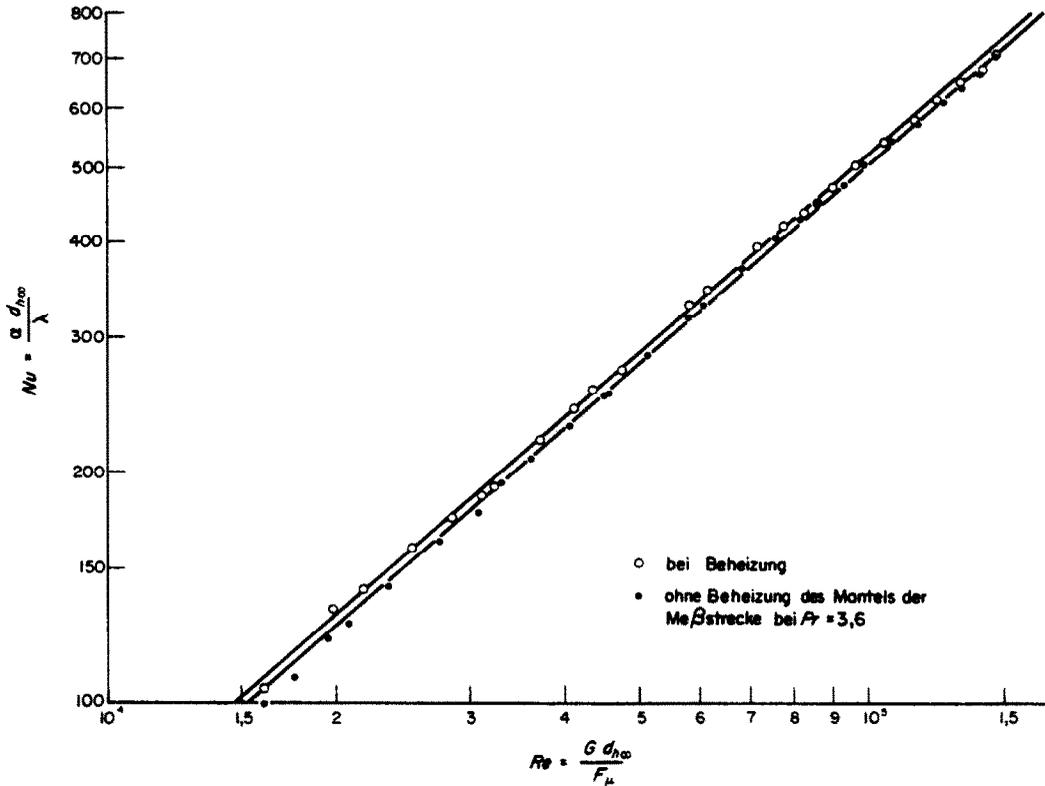


ABB. 26. Vergleich der mittleren Nusselt-Zahlen  $Nu$  für  $p/d = 1,25$  bei Beheizung und ohne Beheizung des Mantels der Mess-Strecke bei  $Pr = 3,6$ .

von Versuchswerten, bei denen eine einzelne Grösse verändert wurde, die berechnete Fehlergrenze deutlich unterschritten, da ständig die selben Messgeräte, Messverfahren, Strömungsmedien usw. in Verwendung waren. Dieser Umstand ist von besonderer Bedeutung bei der experimentellen Klärung des Einflusses des Teilungsfaktors  $p/d$  auf den Wärmeübergang, der im untersuchten Bereich für die beiden Mess-Strecken mit  $p/d = 1,25$  und  $p/d = 1,60$  einen Unterschied der Nusselt-Zahlen von ca. 6 Prozent erbachte.

#### ANERKENNUNGEN

Die vorliegenden Untersuchungen wurden im Laboratorium der Abteilung Flüssigmetalle im Centre d'Etudes Nucléaires in Fontenay-aux-Roses durchgeführt. Der Versuchskreislauf wurde vom Verfasser und Herrn H. Gräber entworfen. Den Mitarbeitern der Abteilung Flüssigmetalle

sei für ihre Mithilfe beim Aufbau der Versuchsanlagen und bei der Durchführung der Messungen gedankt.

#### LITERATUR

1. D. A. DINGEE, W. B. BELL, J. W. CHASTAIN und S. L. FAWCETT, *Heat Transfer from Parallel Rods in Axial Flow*, Battelle Memorial Institute Report No BMI-1026 (1955).
2. P. MILLER, J. J. BYRNES und D. M. BENFORADO, Heat transfer to water flowing parallel to a rod bundle, *A.I.C.E. JI* 2, 226-234 (1956).
3. E. V. FIRSOVA, Study of heat transfer and flow resistance of water flowing parallel to a bundle of rods, *Inzh.-Fiz. Zh.* VI 17-22 (1963).
4. H. W. HOFFMAN, J. L. WANTLAND und W. J. STELZMAN, Heat transfer with axial flow in rod clusters, International Developments in Heat Transfer, Paper No. 65, Vol. 3, pp. 553-560, *Am. Soc. Mech. Engrs.*, Boulder, Colorado (1961).
5. V. I. SUBBOTIN, P. A. USHAKOV, P. L. KIROLLOV, M. K. IERAGIMOV, M. N. IVANOVSKY, E. V. NOMOPHILOV, D. M. OVECHKIN, D. N. SOROKIN und V. P. SOROKIN, Heat removal from the reactor fuel elements cooled by

- liquid metals, Third United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, May 1964, 28/P/328.
6. W. A. SUTHERLAND and W. M. KAYS, Heat transfer in parallel rod arrays, GEAP-4637, April 1965.
  7. R. G. DESSLER, Analysis of turbulent heat transfer, mass transfer, and friction in smooth tubes at high Prandtl and Schmidt numbers, NACA Report 1210, 1955.
  8. H. REICHARDT, Vollständige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen, *Z. Angew. Math. Mech.* 31, 208–219 (1951).
  9. R. G. DESSLER, M. F. TAYLOR, Analysis of axial turbulent flow and heat transfer through banks of rods or tubes, *Reactor Heat Transfer Conference*, 1956, TID-5729 (Part 1), Book 2, 416–461 (1957).
  10. O. E. DWYER and P. S. TU, Analytical study of heat transfer rates for parallel flow of liquid metals through tube bundles, *Chem. Engng Progr. Symp. Ser.* Vol. 56, No. 30, 183–193 (1960).
  11. V. S. OSMACHKIN, Some problems of heat transfer in liquid cooled reactors, Third United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, 1964, 28/P/326.
  12. H. GRÄBER, Transfert de chaleur dans des tubes lisses, entre plaques planes parallèles, le long d'une plaque plane, dans des espaces annulaires et le long de faisceaux tubulaires pour une répartition exponentielle de flux de chaleur en écoulement forcé, laminaire ou turbulent, Thèse de doctorat ès Sciences de l'Université de Paris, Faculté des Sciences (1968).
  13. G. GRÖBER, S. ERK und U. GRIGULL, *Die Grundgesetze der Wärmeübertragung*, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin (1961).
  14. *Äthylenglykol* Druckschrift N° B 514 d, Badische Anilin- und Soda-Fabrik A.G., Ludwigshafen am Rhein.
  15. R. G. DESSLER, Turbulent heat transfer and friction in the entrance regions of smooth passages, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs* 1221–1233 (1955).
  16. J. P. HARTNETT, Experimental determination of the thermal entrance length for the flow of water and oil in circular pipes, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs* 77 (1955).
  17. A. FORTIER, La Convection de Chaleur, Cours professé à l'INSTN—Saclay, 1961.
  18. TH. VON KÁRMÁN, Analogy between fluid friction and heat transfer, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs* 61, 705–710 (1939).
  19. W. EIFLER and R. NUSING, Experimental investigation of velocity distribution and flow resistance in a triangular array of parallel rods, EURATOM, EUR 2193 e, 1965.
  20. B. W. LE TOURNEAU, R. E. GRIMBLE und J. E. ZERBE, Pressure drop for parallel flow through rod bundles, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs*, 1751–1758 (1957).
  21. V. I. SUBBOTIN, P. A. USHAKOV und B. N. GABRIANOVICH, Hydraulic resistance to the flow of a liquid along a bundle of rods, *Atomn. Energ.* 9, 308–310 (1960).
  22. C. F. COLEBROOK und C. M. WHITE, The reduction of carrying capacity of pipes with age, *J. Instn Civ. Engrs* Paper No. 5137, pp. 99–118, 1937/1938.
  23. H. REICHARDT, Die Grundlagen des turbulenten Wärmeüberganges, *Arch. ges. Wärmetechn.* 2, 129–142 (1951).
  24. W. M. KAYS, *Convective Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill, New York (1966).
  25. W. HUFSCHMIDT, E. BURCK und W. RIEBOLD, Die Bestimmung örtlicher und mittlerer Wärmeübergangszahlen in Rohren bei hohen Wärmestromdichten, *Int. J. Heat Mass Transfer* 9, 539–565 (1966).
  26. J. WEISMAN, Heat transfer to water flowing parallel to tube bundles, *Nucl. Sci. Engng* 6, 78 (1959).
  27. V. V. YAKOVLEV, Local and mean heat transfer for a turbulent flow of non-boiling water with high heat loads, *Atomn. Energ.* 8, 250–252 (1960).

**Abstract**—The heat-transfer parameters were determined experimentally in electrically heated tube bundles for turbulent flow parallel to the axis. The tubes were arranged in a pattern of equilateral triangles. The ratios of the distance between the axes of the tubes to their external diameter were 1.60 and 1.25 in the two test sections studied. The bundles contained 31 heated tubes of the same diameter and were surrounded in each case by a cylindrical shell which was also equipped with electric heating. The heat flux at the surface of the tubes was about 10 W/cm<sup>2</sup>. The wall temperatures in the bundle were measured directly with thermocouples which were embedded in the surfaces. The points of temperature measurements were chosen at numerous positions in the lateral cross-section and permitted measurement of the mean and local heat transfer coefficients in the tube bundle.

The experiments were carried out with distilled water and with a mixture of 60% ethylene glycol and 40% water. The values obtained for the Prandtl numbers in this way fell within the range from 2.3 to 18. The Reynolds numbers were varied between 10<sup>4</sup> and 2 · 10<sup>5</sup>. The relation between the mean heat-transfer coefficients and the friction factor in the tube bundles was found from the experiments as:

$$Nu = \frac{Re Pr \zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8)8.8} (Pr - 1.3) Pr^{-0.22}}$$

The experimentally determined mean Nusselt numbers were also given by the following function:

$$Nu = [0.0122 + 0.00245 (p/d)] Re^{0.86} Pr^{0.4}$$

with a maximum deviation of  $\pm 4$  per cent.

For certain local Nusselt numbers, deviations of up to 20 per cent with respect to the relations given were observed.

**Résumé**—Dans les faisceaux tubulaires à chauffage électrique parcourus par un écoulement turbulent parallèle à l'axe, on a déterminé expérimentalement les paramètres du transfert de chaleur. Les centres des sections droites des tubes étaient des sommets de triangles équilatéraux. Les rapports de la distance à l'axe des tubes et leur diamètre extérieur dans les deux veines de mesure étudiées étaient de 1,60 et 1,25. Les faisceaux contenaient 31 tubes chauffés de même diamètre. Ces faisceaux étaient entourés d'une virole cylindrique équipée elle aussi d'un chauffage électrique. La densité de flux thermique à la surface des tubes était d'environ 10 W/cm<sup>2</sup>. Les températures à la paroi dans le faisceau étaient mesurées directement par des thermocouples serts dans la surface. Des points de mesure étaient disposés en de nombreux endroits de la section droite et permettaient la détermination de nombres caractéristiques du transfert de chaleur locaux et moyens dans le faisceau tubulaire.

Des essais furent effectués avec de l'eau distillée ainsi qu'avec un mélange de 60% de glycol éthylique et 40% d'eau. Les valeurs des nombres de Prandtl obtenues ainsi, étaient situées entre 2,3 à 18. On a fait varier les nombres de Reynolds entre 10<sup>4</sup> et 2 · 10<sup>5</sup>. La relation entre les nombres caractéristiques de transfert de chaleur moyens et la perte de charge dans les faisceaux tubulaires obtenue à partir des essais s'écrit :

$$Nu = \frac{Re Pr \zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8)8,8 (Pr - 1,3)Pr^{-0,22}}}$$

Par ailleurs, les nombres de Nusselt moyens déterminés expérimentalement étaient situés avec une dispersion maximale de ±4 pour cent autour de la fonction suivante :

$$Nu = [0,0122 + 0,00245 (p/d)] Re^{0,86} Pr^{0,4}$$

Pour quelques nombres de Nusselt locaux on a observé des écarts allant jusqu'à 20 pour cent par rapport aux relations précédentes.

**Аннотация**—Экспериментально определялись параметры переноса тепла в электрически нагреваемых пучках труб при турбулентном течении параллельно оси. Трубки располагались в виде равносторонних треугольников. На исследуемых участках отношение расстояния между двумя осями труб к их наружному диаметру равнялось 1,60 и 1,25. Пучки состояли из 31 нагретой трубки одного диаметра и помещались в цилиндрический электрически нагреваемый кожух. Величина теплового потока на поверхности трубок составляла 10 W/cm<sup>2</sup>. Температура стенок в пучке измерялась непосредственно с помощью термпар, заделанных на поверхности. Температура замерялась в различных точках по образующей, что позволяло измерять средние и локальные коэффициенты переноса тепла в пучке труб.

Эксперименты проводились с дистиллированной водой и со смесью 60 % этиленгликоля и 40 % воды. Полученные таким образом значения критерия Прандтля находились в диапазоне от 2,3 до 18. Значения критерия Рейнольдса изменялись от 10<sup>4</sup> до 2,10<sup>5</sup>. Экспериментальным путем найдено соотношение между средними коэффициентами переноса тепла и коэффициентом трения в пучках труб

$$Nu = \frac{Re Pr \zeta/8}{1 + \sqrt{(\zeta/8)8,8 (Pr - 1,3)Pr^{-0,22}}}$$

Экспериментально определяемые значения критерия Нуссельта аппроксимировались с помощью следующей функции :

$$Nu = [0,0122 + 0,00245 (p/d)] Re^{0,86} Pr^{0,4}$$

с максимальным отклонением ±4 %.

Для определенных локальных значений критерия Нуссельта наблюдались отклонения до 20 % от данных соотношений.