

WÄRMEÜBERGANGS- UND DRUCKVERLUSTMESSUNGEN AN QUERANGESTRÖMTEN GLATTROHRBÜNDELN, INSBESONDERE BEI HOHEN REYNOLDSZAHLEN

K. HAMMEKE, E. HEINECKE und F. SCHOLZ

Institut für Reaktorbauelemente der Kernforschungsanlage Jülich (KFA)

(Eingegangen 7 Februar 1966, und in revidierter Form 6 September 1966)

Zusammenfassung—Da für Reynoldszahlen $> 4 \cdot 10^4$ Untersuchungen an nur wenigen Anordnungen bekannt sind, werden in Hinblick auf die Entwicklung gasgekühlter Reaktoren Messungen des wärme- und strömungstechnischen Verhaltens solcher Rohrbündel bei vorwiegend hohen Reynoldszahlen erforderlich. Nach einer kurzen Beschreibung der Versuchsanlage, der Versuchsbedingungen und der Versuchsauswertung werden die Ergebnisse für drei untersuchte Glattrohrbündel angegeben, die bei gleicher Quer- und Längsteilung sich nur in der Rohranordnung unterscheiden. Es handelt sich um eine parallel fluchtende, parallel versetzte und gekreuzt fluchtende Anordnung mit der Querteilung $S_q/D = 2,06$ und der Längsteilung $S_l/D = 1,38$. Die Untersuchungen erstrecken sich über einen Reynoldsbereich von $5 \cdot 10^3$ bis $2 \cdot 10^6$. Während die Ergebnisse im unteren Reynoldsbereich mit der Literatur in relativ guter Übereinstimmung sind, ergibt sich bei Reynoldszahlen $2 \cdot 10^5$ eine erhebliche Vergrößerung des Anstiegs der Wärmeübergangszahlen, was beim parallel versetzten Bündel zu einem Reynoldsexponenten von nahezu eins führt. Beim Druckverlustbeiwert zeigt sich von $Re = 2 \cdot 10^5$ an wieder ein Anstieg, der in einen konstanten Wert ab $Re = 6-8 \cdot 10^5$ übergeht. Weniger ausgeprägt ist dies Verhalten beim parallel fluchtenden Bündel. Die Wärmeübergangswerte des gekreuzt fluchtenden Bündels sind die grössten, jedoch gilt dies auch für den Druckverlust.

FORMELZEICHEN

<p>A, Konstante in Druckkorrektur für Stoffwerte des Gases;</p> <p>B, Druckexponent in Druckkorrektur für Stoffwerte des Gases;</p> <p>C, Temperaturexponent in Druckkorrektur für Stoffwerte des Gases;</p> <p>c, Faktor in Formel für Wärmeübergangskennzahl;</p> <p>c_m, Korrekturkoeffizient in Wärmeübergangsformel der Wasserseite;</p> <p>c_p, spezifische Wärme $[W/s/kg^\circ C]$;</p> <p>D_a, Rohraussendurchmesser $[m]$;</p> <p>D_i, Rohrinne Durchmesser $[m]$;</p> <p>F_e, engster Strömungsquerschnitt im Bündel $[m^2]$;</p>	<p>F_G, Bezugsfläche für Wärmeübergang $[m^2]$;</p> <p>F_R, Rohraussenoberfläche $[m^2]$;</p> <p>F_{R_1}, Rohroberfläche einer Rohrebene $[m^2]$;</p> <p>$K(p, T)$, Druckkorrektur für Stoffwerte;</p> <p>k, Wärmedurchgangszahl $[W/m^2^\circ C]$;</p> <p>L, gerade Rohrlänge in Formel für wasserseitigen Wärmeübergang $[m]$;</p> <p>m, Exponent in Formel für gasseitigen Wärmeübergang;</p> <p>N, übertragene Leistung $[W]$;</p> <p>n, Prandtl exponent;</p> <p>n_R, Rohrebenezahl;</p> <p>Nu, Nusseltzahl des Gases;</p> <p>Nu_w, Nusseltzahl des Wassers;</p>
---	---

p ,	Gasdruck [atm];
p_o ,	Normgasdruck 1 atm;
Δp	Druckverlust des Rohrbündels [atm];
Pr ,	Prandtlzahl des Gases;
Fr_w ,	Prandtlzahl des Wassers;
Re ,	Reynoldszahl des Gases;
Re_w ,	Reynoldszahl des Wassers;
r ,	Exponent in Formel für Druckverlustbeiwert;
S_l ,	Längsteilung [mm];
S_q ,	Querteilung [mm];
St ,	Stantonzahl;
T ,	Temperatur [$^{\circ}\text{K}$];
T_o ,	Normtemperatur 273, 16 $^{\circ}\text{K}$;
w ,	Geschwindigkeit [m/s];
z ,	Faktor in Formel für Druckverlustbeiwert;
α_G ,	Wärmeübergangszahl des Gases [$\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$];
α_w ,	Wärmeübergangszahl des Wassers [$\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$];
ε ,	Leistungsziffer;
ζ ,	Druckverlustbeiwert pro Rohrebene;
η ,	dynamische Zähigkeit [kg/ms];
$\eta_o(T)$,	dynamische Zähigkeit des Gases bei 1 atm;
Θ ,	mittlere Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasser im Rohrbündel [$^{\circ}\text{C}$];
λ ,	Wärmeleitfähigkeit [$\text{W}/\text{m }^{\circ}\text{C}$];
λ_R ,	Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials [$\text{W}/\text{m }^{\circ}\text{C}$];
ρ ,	Dichte [kg/m^3].

1. EINLEITUNG

DIE ENTWICKLUNG gasgekühlter Reaktoren zu steigenden Betriebsdrücken legt es nahe, den Wärmeübergang bei hohen Reynoldszahlen zu untersuchen. Es sind nämlich für Reynoldszahlen $> 4 \cdot 10^4$ nur wenige Untersuchungen bekannt. Darüberhinaus entsprechen bei den meisten Untersuchungen die Versuchsbedingungen nicht denen der Dampferzeuger von

gasgekühlten Reaktoren. In den meisten Fällen ist beispielsweise der Wärmestrom von der Rohrwand zum Versuchsmedium gerichtet, und die Temperaturdifferenzen bzw. Wärmebelastungen sind vergleichsweise klein. Neben dem Ziel, das wärme- und strömungstechnische Verhalten von Wärmeaustauschern bei hohen Reynoldszahlen kennenzulernen, steht die Absicht, durch gesteigerte Messgenauigkeit die Unsicherheit bei der Auslegung von Wärmeaustauschern einzuengen.

2. VERSUCHSANLAGE

Die Untersuchungen erfolgten im Niederdruck- und Hochdruckgaskanal des Instituts für Reaktorbauelemente [1]. Die Abbildungen 1–3 zeigen Schema, Schnittbild und Photo des Hochdruckgaskanals. Ein einstufiges Axialgebläse mit Leonard-Antrieb wälzt das jeweilige Betriebsgas, Luft oder CO_2 , bei Überdrücken bis 40 at und Maximaltemperaturen von 400°C um. Dabei strömt das Gas vom Gebläse über eine Mengemess-Strecke zur Heizstrecke. Von dort gelangt das durch elektrische Widerstandsheizung mit einer Maximalleistung von 2000 kW erwärmte Gas in die mit Sieben und Gleichrichtern ausgestattete Beruhigungsstrecke von 2000 mm Innendurchmesser. Zur weiteren Verbesserung des Geschwindigkeitsprofils wird der Gasstrom in der Einlaufdüse beschleunigt, gibt im Versuchskörper selbst die ihm vorher zugeführte Energie an Wasser eines geschlossenen Kühlkreislaufes ab und wird wieder vom Gebläse angesaugt. Der Versuchskörper ist mit der Einlaufdüse in einen Druckmantel von 2000 mm Durchmesser eingebaut. Der Strömungsquerschnitt vor dem Versuchsobjekt ist für diese Untersuchung $1\text{ m} \times 1\text{ m}$.

Die wichtigsten Betriebsdaten seien hier kurz aufgeführt:

Gasdruck:	0–40 atm
Gastemperatur:	20– 400°C
Gasdurchsatz:	0,6–6 m^3/s
Gebläseleistung:	max. 300 kW
Heizleistung:	max. 2000 kW

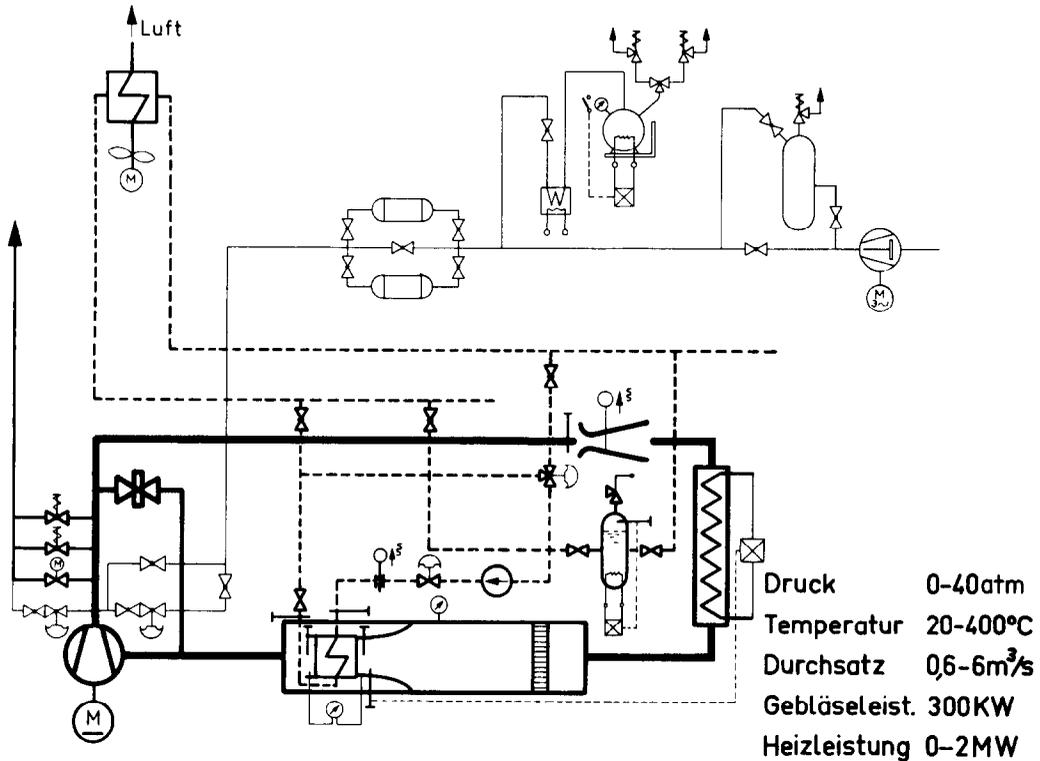


ABB. 1. Schema des Hochdruck-Gaskanals.

- Kühlwasserdruck: max. 25 atm
- Kühlwassertemperatur: max. 200°C
- Kühlwasserdurchsatz: max. 80 m³/h
- Messquerschnitt: 1 m × 1 m

Der Niederdruckgaskanal entspricht geometrisch dem Hochdruckgaskanal, nur ist hier der Gasdruck atmosphärisch, die Gastemperatur beträgt maximal 250°C, und der Gasdurchsatz ist variabel zwischen 1,2–12 m³/s. Maximaler Wasserdurchsatz und höchstmögliche Heizleistung betragen ein Viertel der entsprechenden Werte im Hochdruckgaskanal. Die Gebläseleistung ist maximal 100 kW.

Bei den Untersuchungen war die Richtung des Wärmeflusses die gleiche wie sie bei der Verwendung der Versuchsbündel als Dampferzeuger auftritt. Die Abmessungen des Messquerschnitts wurden so gross gewählt, um Wandeinflüsse möglichst gering zu halten. Bei

dem für die Untersuchungen gewählten Rohrdurchmesser (51 mm) beträgt die am Wärmeaustausch beteiligte Rohrlänge etwa 20 Durchmesser, und bei einer Querteilung von 105 mm lassen sich 9 Rohre in einer Ebene senkrecht zur Strömungsrichtung anordnen.

3. THEORETISCHE GRUNDLAGEN

3.1. Allgemeines

Als Grundlage für die Untersuchungen wird angenommen, dass die Überlegungen der Ähnlichkeitstheorie für Wärmeübergang und Druckverlust gelten. Damit wird vorausgesetzt, dass die Stoffwerte und die Zustandsgrößen der Kühlmedien nach der Ähnlichkeitstheorie umgerechnet werden können und dass bei Glattrohrbündeln Untersuchungen für nur einen Rohrdurchmesser erforderlich sind. Die an

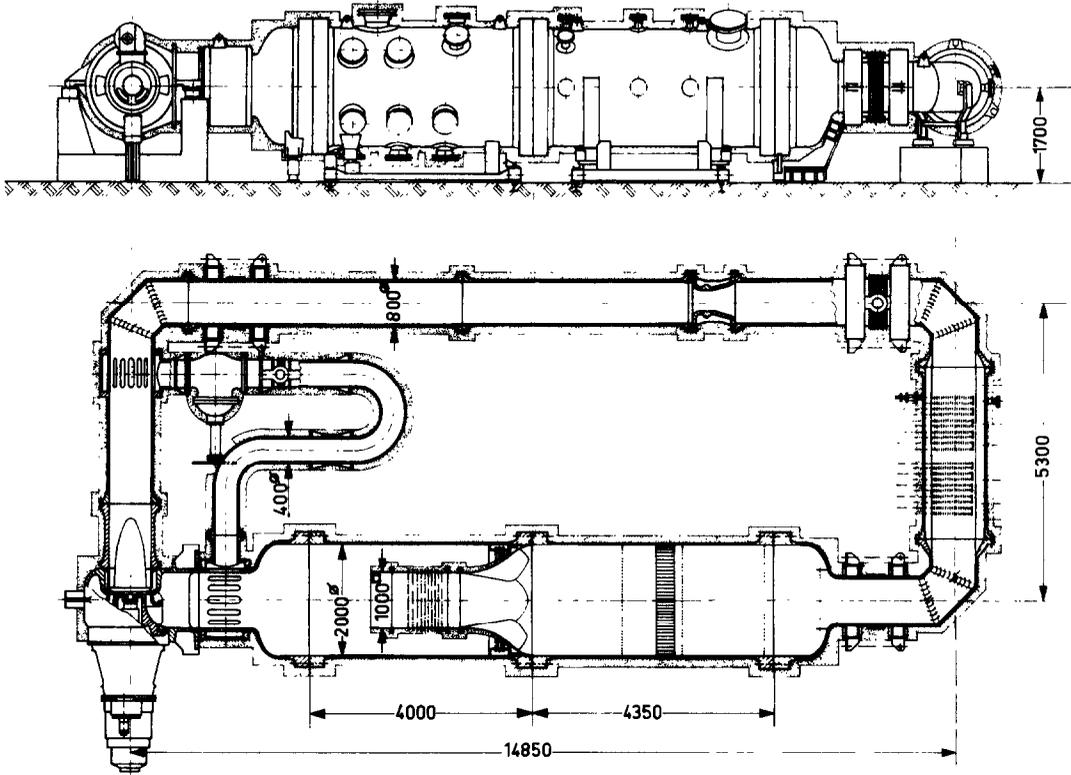


ABB. 2. Vereinfachte Konstruktionszeichnung des Hochdruck-Gaskanals.

mehreren Rohranordnungen mit verschiedenen Temperaturen, Temperaturdifferenzen, Drucken und Wärmeübertragungsmedien (Luft, CO_2) erhaltenen Ergebnisse bestätigen im Rahmen der Messgenauigkeit diese Annahme.

3.2. Wärmeübergang

Bei Rohrbündeln wird der Wärmeübergang üblicherweise durch die folgende dimensionslose Beziehung beschrieben:

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (1)$$

In der Nusselt- und Reynoldszahl ist als kennzeichnende Länge der Rohrdurchmesser gewählt. Die charakteristische Geschwindigkeit ist auf den engsten Querschnitt zwischen den Rohren bezogen. Als Exponent n in der Beziehung (1) ist nach einer Bemerkung von Grigull [2] der

Wert 0,5 gewählt, da dieser bei $Pr \approx 1$ besser als der sonst benutzte Wert $\frac{1}{3}$ ist.

Die Wärmeübergangszahl α_G wird indirekt aus der Wärmedurchgangszahl k berechnet, wofür die folgende Beziehung gilt:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_G} + \frac{D_a}{D_i} \cdot \frac{1}{\alpha_w} + \frac{D_a \cdot \ln(D_a/D_i)}{2 \cdot \lambda_R} \quad (2)$$

Für k gilt die Gleichung:

$$k = \frac{N}{F_G \cdot \Theta} \quad (3)$$

Darin ist N die an das Wasser übertragene Wärmeleistung, F_G die Bezugsfläche für den Wärmeübergang und Θ die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasser. Da die Rohre aus Konstruktionsgründen in die Seitenwände eingeschweisst waren, setzt sich die Bezugsfläche F_G zusammen

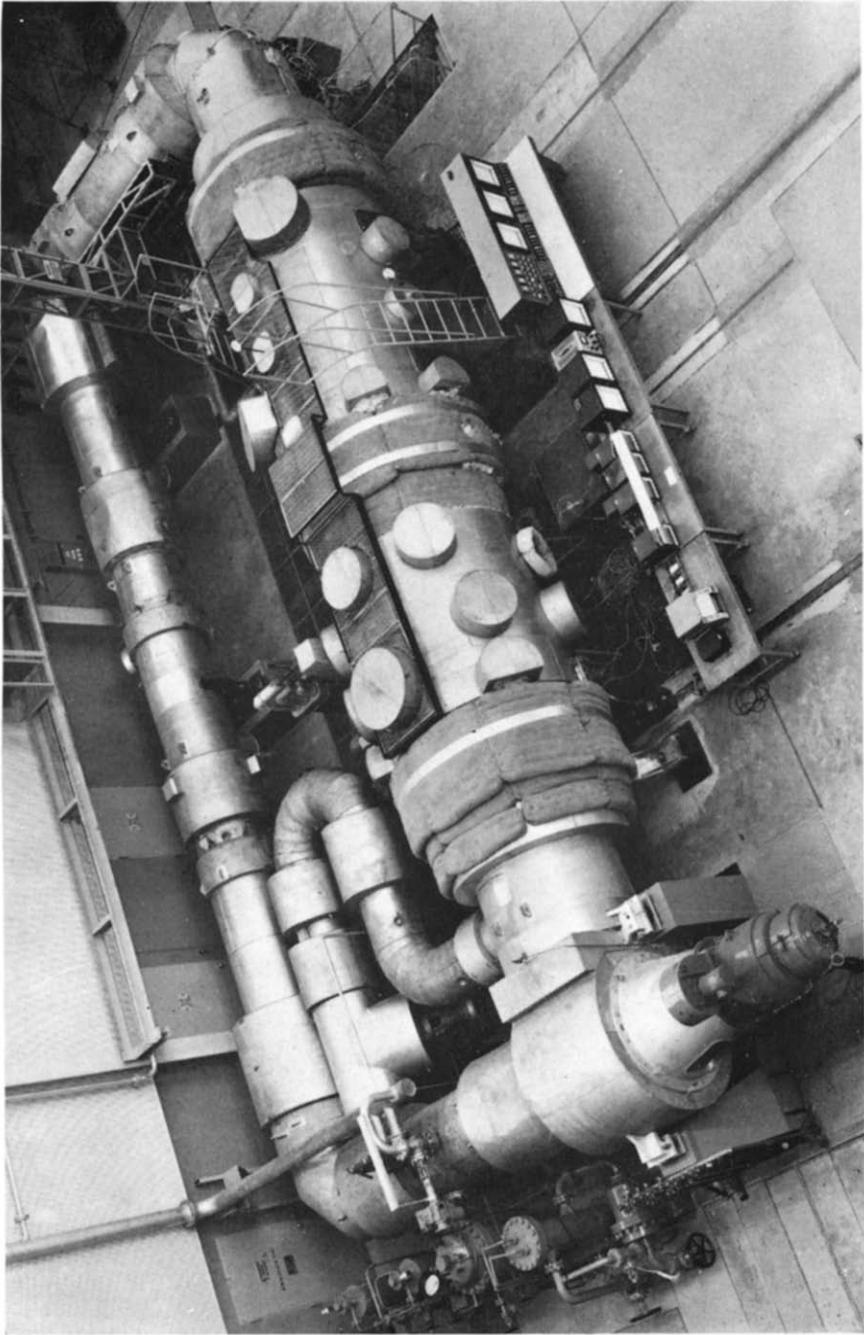


Abb. 3. Gesamtansicht des Hochdruck-Gaskanals.

aus der Rohraussenoberfläche F_R und der als Rippenfläche gedeuteten Seitenwand. Die Korrektur geschah nach den üblichen Verfahren [3], [4], wobei der Rippenwirkungsgrad der zu jedem Rohr gehörigen Stirnfläche ermittelt und die so erhaltene gleichwertige wärmeübertragene Fläche der Rohroberfläche zuge schlagen wird.

Die Flächenkorrektur beträgt z.B. für das fluchtende Bündel *ca.* 6 Prozent bei $Re = 10^4$ und etwa 1,5 Prozent bei $Re = 10^6$.

Die Definition der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz gilt streng nur für reinen Gegenstrom, aber hinreichend genau auch für Kreuzgegenstrom [5], wie er bei unseren Versuchen vorliegt. Sie gilt auch für den Fall, dass die Wärmeübergangszahl vom Ort abhängt [6].

Für den Wärmeübergang der Wasserseite wird in Anlehnung an [7] and [8] folgende Beziehung verwendet:

$$Nu_w = 0.024 \left(1 + c_m \cdot \frac{D_i}{L} \right) \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.33} \quad (4)$$

Die von Hausen stammende Einlaufkorrektur in [7] wurde durch die von Grass [8] ersetzt, wobei die Konstante $c_m = 5,3$ für Einlauf hinter 180°-Krümmern gilt. Der in [7] angegebene Zähigkeitseinfluss kann wegen der relativ hohen Wassertemperaturen und kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Wasser und Rohrwand vernachlässigt werden.

3.3. Druckverlust

Für Strömung ohne Dichteänderung gilt:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (5)$$

Für den Fall einer Dichteänderung des strömenden Mediums, wie sie im vorliegenden Fall durch die Abkühlung und Druckabnahme des Gases gegeben ist, ist eine Korrektur erforderlich, die sich aus der Impulsänderung berechnet zu:

$$\Delta \zeta = \frac{2 \Delta \rho}{\rho} \quad (6)$$

Alle in Abschnitt 9 dargestellten Versuchsergebnisse sind nach dieser Beziehung korrigiert. Kontrollmessungen ohne Temperaturänderung, d.h. praktisch ohne Dichteänderung des Gases, zeigen eine gute Übereinstimmung mit den anderen durch Rechnung korrigierten Werten (s. Abb. 9).

4. MESSWERTERFASSUNG

4.1. Primäre Messgrößen

4.1.1. *Temperaturen.* Alle Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen wurden mit gemantelten Ni-CrNi Thermoelementen gemessen. Die Registrierung erfolgte mit kompensierenden Punktdruckern. Die Gastemperaturen vor und hinter dem Versuchsbündel wurden mit 16 gleichmässig über den Strömungsquerschnitt verteilten Thermoelementen in Differenz zur Wasseraustritts- bzw. Wassereintrittstemperatur gemessen. Die Temperatur an der Venturidüse wurde mit 5 Thermoelementen gegen den Eis punkt ermittelt. Dabei befanden sich die heissen Lötstellen der Thermoelemente im Gasstrom. Die Gasaustrittstemperatur wurde zusätzlich aus der wasserseitigen Energiebilanz errechnet. Kontrollen zeigten gute Übereinstimmung zwischen dem Rechen- und Messwert.

Auf der Wasserseite erfolgte die Temperaturmessung durch Einführen der Elemente in speziell konstruierte dünnwandige Tauchhülsen, deren Eintauchlänge so gross war, dass Fehler durch Wärmeableitung nicht ins Gewicht fielen.

Die für die Aufstellung der Energiebilanz entscheidende Temperaturdifferenz zwischen Wasseraustritt und Wassereintritt wurden direkt gemessen, um den Messfehler klein zu halten. Die Wassereintrittstemperatur wurde gegen den Eis punkt gemessen. Sie wurde gleichzeitig für die Wassermengenmessung benutzt.

4.1.2. *Drucke und Druckdifferenzen.* Drucke und Druckdifferenzen wurden mit Wirkdruckwandlern in elektrische Signale umgeformt und kompensierend registriert. Kontrollen erfolgten mit parallelgeschalteten druckfesten U-Rohren,

Der Gasdruck wurde nur an der Beruhigungsstrecke gemessen und der für die Mengemessung erforderliche Druck über eine Druckdifferenzmessung ermittelt. Für die Druckdifferenzmessung am Versuchsbündel wurden je 8 Bohrungen etwa 3 Rohrdurchmesser vor der ersten Rohrebene etwa 8 Rohrdurchmesser hinter der letzten Rohrebene angebracht und untereinander durch je eine Ringleitung verbunden.

4.1.3. *Zusätzliche Grössen.* Ausser den oben erwähnten für die Wärmeübergangsmessungen unbedingt erforderlichen Messgrössen wurden Gebläsedrehzahl, Leistungsaufnahme des Gebläses, die der Heizung zugeführte elektrische Leistung sowie andere zum Betreiben der Anlage erforderliche Kontrollgrössen gemessen. Damit war eine Kontrolle der Mengemessung über das pro Umdrehung geförderte Gasvolumen und der übertragenen Wärmeleistung möglich.

4.2. *Abgeleitete Messgrössen*

4.2.1. *Mengen.* Alle Mengemessungen erfolgten unter Berücksichtigung der DIN 1952 [9].

Gasseitig wurde der Massenstrom mittels Normventuridüse kurzer Bauart gemessen. Als Durchflussbeiwert wurde der vom Hersteller angegebene benutzt. Dieser liegt *ca.* 3 Prozent unter dem nach DIN 1952 zu erwartenden Wert. Eine Kontrolle des Beiwertes der in den Kanal eingebauten Düse bestätigte die Angabe des Herstellers.

Wasserseitig erfolgte die Mengemessung mit Normdüsen, wobei die Durchflusszahlen der DIN 1952 entnommen wurden.

4.2.2. *Wärmeleistung.* Die vom Gas an das Wasser übertragene Leistung N wird durch Messung des Wasserdurchsatzes und der wasserseitigen Temperaturdifferenz bestimmt. Von diesem Betrag ist noch die Pumpleistung für die Durchströmung des Wärmeaustauschers abzuziehen, da die Erwärmung des Wassers infolge des Reibungswiderstandes in der gemessenen Temperaturdifferenz enthalten ist.

5. GESCHWINDIGKEITS- UND TEMPERATURPROFIL VOR DEM VERSUCHSBÜNDEL

Der Übergang der Beruhigungsstrecke mit kreisförmigem Querschnitt auf die Versuchsstrecke mit quadratischem Querschnitt erforderte den Bau einer Übergangsdüse, wobei das Geschwindigkeitsprofil am quadratischen Ende der Übergangsdüse möglichst eben sein sollte.

An der in Zusammenarbeit mit dem Hermann-Föttinger-Institut, Berlin, entwickelten Düse wurde das Geschwindigkeitsprofil im Niederdruckgaskanal ohne Versuchseinbau mit Staurohr und Hitzdrahtsonde ausgemessen. Das Profil zeigt eine von der Mitte zu den Rändern hin leicht ansteigende Tendenz, um dann am Rand auf Null abzufallen. Die Abweichung zwischen der Geschwindigkeit in Düsenmitte und dem Maximum in Wandnähe war < 2 Prozent. Abweichungen von $+4$ Prozent traten lokal begrenzt in den Ecken auf. Man kann jedoch annehmen, dass wegen des grossen Strömungswiderstandes der Versuchseinbauten der Einfluss der gemessenen Geschwindigkeitsunterschiede auf den Wärmeübergang vernachlässigbar ist [10].

Der Turbulenzgrad der Anströmung, für den als Mass das Verhältnis der Wurzel aus dem Quadrat der Geschwindigkeitsschwankung zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit genommen wurde, war mit Ausnahme der Eckenströmung kleiner als 1 Prozent. Er wurde mit Hitzdrahtsonden gemessen.

Das Temperaturfeld am Ein- und Austritt der Versuchsstrecke wurde mit 16 über den Messquerschnitt verteilten Thermoelementen kontrolliert. Bei allen Versuchen waren die Abweichungen der Einzeltemperaturen von dem aus den 16 Mess-Stellen gefundenen Mittelwert kleiner als 2°C .

6. VERWENDETE STOFFWERTE

Für die Auswertung werden folgende Stoffwerte benötigt: Dichte ρ , spezifische Wärme c_p , dynamische Viskosität η und die Wärmeleitzahl

λ für Gas und Wasser sowie die Wärmeleitzahl des Rohrmaterials.

6.1. *Stoffwerte des Wassers*

Die spezifische Wärme wird für die Messung der Wärmeleistung benötigt. Im vorkommenden Temperaturbereich von 20–200°C und im Druckbereich bis 25 atm ist sie mit einer Genauigkeit besser als $\pm 0,1$ Prozent bekannt. Viskosität und Wärmeleitfähigkeit sind für die Bestimmung der Reynoldszahl und des Wärmeüberganges auf der Wasserseite erforderlich und liegen mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5$ Prozent vor [11].

6.2. *Wärmeleitzahl des Rohrmaterials*

Verwendet wurden handelsübliche Siederohre aus St 35,8. Da die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl λ_R gering ist und der rohrseitige Anteil des Wärmewiderstandes höchstens 5 Prozent ausmacht, wurde die Wärmeleitzahl für eine mittlere Rohrtemperatur von 100°C mit $\lambda_R = 56,9 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ eingesetzt.

6.3. *Stoffwerte der Gase Luft und CO₂*

Da die gebräuchlichen Tabellen wegen teilweise fehlender Angaben für Druck und Temperaturabhängigkeit unzureichend sind, war eine umfangreiche Sichtung der Literatur notwendig. Hauptsächlich wurden Tabellenwerke: „Tables of Thermodynamic and Transport Properties“ [12] und „VDI-Wärmeatlas“ [11] herangezogen.

Für ρ und c_p beträgt die Unsicherheit im Temperatur- und Druckbereich von 20–400°C bzw. 0–40 atm ca. $\pm 0,5$ Prozent. Die Werte für η und λ sind, soweit Angaben darüber vorliegen, mit einem Fehler von etwa ± 3 Prozent behaftet.

Für die elektronische Auswertung wurden Formeln der Art

$$\eta = \eta_o(T) [1 + K(p, T)] \quad (7)$$

entwickelt, worin $\eta_o(T)$ die Viskosität bei $p_o = 1$ atm bedeutet und die Korrektur $K(p, T)$ sich allgemein in der Form

$$K(p, T) = A \left(\frac{p}{p_o} - 1 \right)^B \cdot \left(\frac{T_o}{T} \right)^C \quad (8)$$

darstellen lässt.

Nähere Angaben über die Auswahl der benutzten Stoffwerte sowie die verwendeten Beziehungen und Konstanten ist ausführlich an anderer Stelle [13] behandelt.

7. UNTERSUCHTE ANORDNUNGEN

Es wurden 3 verschiedene Bündel mit den Rohranordnungen: Parallel fluchtend, parallel versetzt und gekreuzt fluchtend untersucht. Äusserer Rohrdurchmesser D_a , Längs- und Querteilung S_l bzw. S_q sowie die Zahl der Rohrebenen in Strömungsrichtung sind bei allen Anordnungen gleich ($D_a = 51 \text{ mm}$, $S_q = 105 \text{ mm}$, $S_l = 70 \text{ mm}$, $n_R = 10$).

8. VERSUCHSAUSWERTUNG

Die gesamten Rechnungen wurden auf einer programmgesteuerten Rechenanlage durchgeführt. Das Programm leistet dabei folgendes: Aus Skalenteilen und Nullpunkten der Registrierstreifen sowie den benutzten Messbereichen werden die primären Messgrössen wie Temperaturen, Temperaturdifferenzen, Drucke und Druckdifferenzen berechnet. Daraus werden die Grössen: Massenströme, Energien, Stoffwerte, Wärmeübergangszahlen und schliesslich die Ähnlichkeitskennzahlen für das Gas berechnet und ausgedruckt. Zusätzlich wird eine Reihe von Kontrollgrössen ebenfalls ermittelt und ausgegeben.

9. VERSUCHSERGEBNISSE

9.1. *Übersicht*

In Abb. 4–6 sind die Messergebnisse für Wärmeübergang und Druckverlust für die verschiedenen Anordnungen aufgetragen. Die Reynoldszahl wurde um einen Faktor 400 variiert. Als Medium auf der Gasseite wurde hier einheitlich Luft verwendet. Die Ergebnisse wurden mit der mittleren Gastemperatur, dem arithmetischen Mittel von Gaseintritts- und Gasaustrittstemperatur, als Bezugstemperatur für die Stoffwerte errechnet.

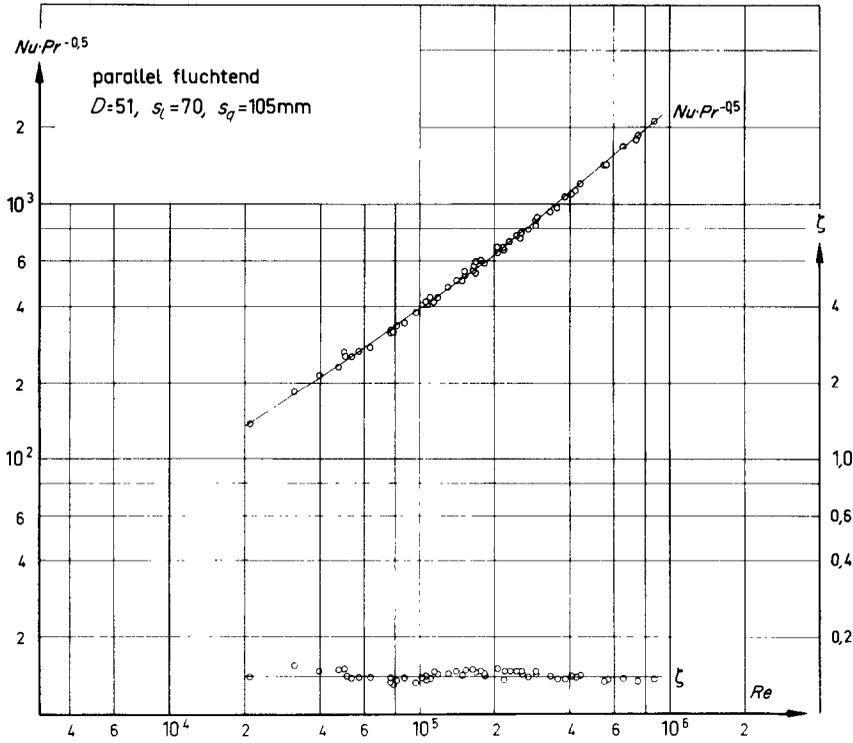


ABB. 4. Versuchsergebnisse des parallel fluchtenden Bündels.

Man erkennt, dass sich weder Wärmeübergang noch Druckverlust im ganzen untersuchten Reynoldsbereich durch ein einheitliches Potenzgesetz darstellen lassen. Auffallend ist bei $Re \text{ ca. } 2 \cdot 10^5$ eine starke Vergrößerung des Anstiegs der Wärmeübergangskennzahl und eine Änderung des Verlaufes für den Druckverlustbeiwert.* Vermutlich ist dies auf eine Änderung der Umströmung der Rohre zurückzuführen, wie sie für den Einzelzylinder bei Reynoldszahlen gleicher Größenordnung bekannt ist [15, 16]. Auch fand Schmidt [17] im gleichen Reynoldsbereich eine starke Veränderung der örtlichen Wärmeübergangszahl beim Einzelzylinder in Verbindung mit einer Verlagerung des Ablösepunktes. Im Bereich $Re < 2 \cdot 10^5$ erscheint eine Darstellung der Messergebnisse durch zwei Potenzgesetze auch günstiger, wobei die Bereichsgrenze bei

$Re \text{ ca. } 5 \cdot 10^4$ liegt. Für die Darstellung der Messergebnisse an Einzelrohren wählte Hilpert für diesen Reynoldsbereich ebenfalls zwei Potenzgesetze [18], wobei die Bereichsgrenze ähnlich liegt.

Der Druckverlustbeiwert scheint ab etwa $Re = 10^6$ konstant zu werden, was durch die Ergebnisse einer speziellen Messreihe mit CO_2 für das versetzte Bündel bis $Re = 2 \cdot 10^6$ bestätigt werden konnte (Siehe Abb. 10). Auch findet Roshko [16] beim glatten Einzelzylinder das Konstantwerden des Widerstandsbeiwertes bei $Re \text{ ca. } 3,5 \cdot 10^6$.

Wählt man für die Darstellung der Versuchsergebnisse folgende Potenzgesetze

$$Nu \cdot Pr^{-0.5} = c \cdot Re^m \tag{9}$$

und

$$\zeta = z \cdot Re^r \tag{10}$$

so haben die Konstanten die in der Tabelle 1 für die verschiedenen Bereiche angegebenen

* Neue noch nicht abgeschlossene Versuche lassen vermuten, dass für $Re > 2 \cdot 10^5$ die Rohrrauigkeit einen erheblichen Einfluss darauf hat.

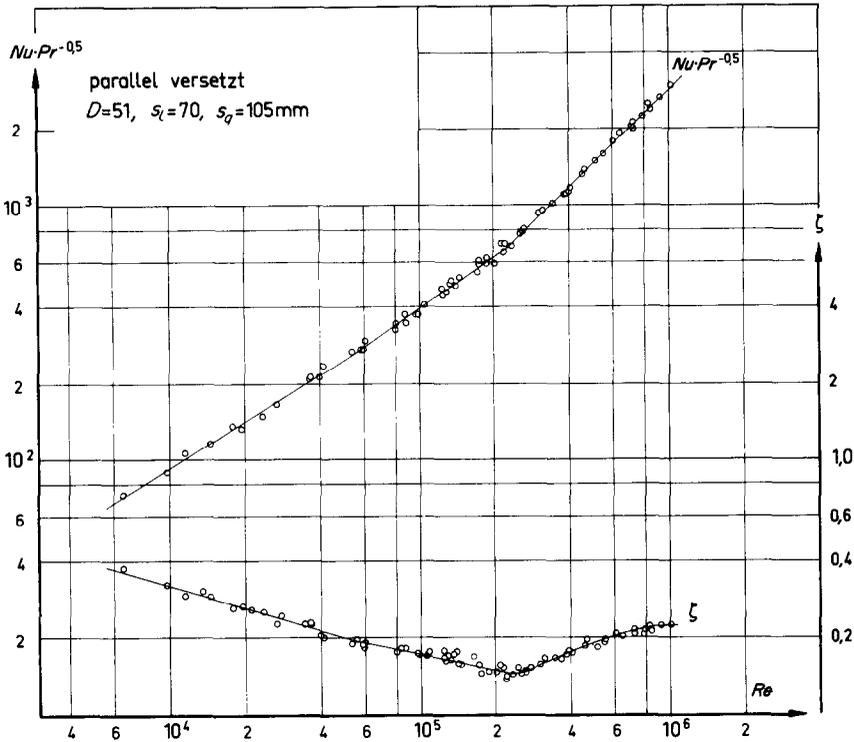


ABB. 5. Versuchsergebnisse des parallel versetzten Bündels.

Tabelle 1. Exponenten und Koeffizienten für Gleichungen (9) und (10)

Bündel Anordnung	Re-Bereich I				Re-Bereich II				Re-Bereich III			
	c	m	z	r	c	m	z	r	c	m	z	r
parallel fluchtend	0,216	0,65	0,140	—	0,140	0,69	0,140	—	0,0286	0,82	0,140	—
parallel versetzt	0,340	0,61	4,62	-0,29	0,177	0,67	1,725	-0,20	0,00498	0,96	(0,226)	—
gekreuzt fluchtend	0,540	0,54	2,64	-0,21	0,230	0,66	0,892	-0,11	0,0234	0,85	(0,325)	—

Re-Bereich I gilt für $Re < 4 \cdot 6 \cdot 10^4$, Re-Bereich III gilt für $Re > 1,8 - 2,2 \cdot 10^5$.

Werte. Im Reynoldsbereich III ist in Klammern der Wert für den Druckverlustbeiwert angegeben, der wie oben ausgeführt für $Re > 10^6$ als konstant angenommen wird. Beim fluchtenden Bündel ist eine Konstante für den gesamten untersuchten Reynoldsbereich eingetragen, obgleich Abb. 4 zeigt, dass man auch einen leicht welligen Verlauf annehmen kann.

9.2. Messgenauigkeit und Fehlerabschätzung

Für eine Reihe von Messwerten wurde eine Fehlerrechnung unter Berücksichtigung der Fehler, die bei der Messwerterfassung zwangsläufig auftreten, sowie der Unsicherheiten, die von der ungenauen Kenntnis der verwendeten Stoffwerte herrühren, durchgeführt. Dabei wurde die Fehlerbetrachtung auf die Koeffizienten c

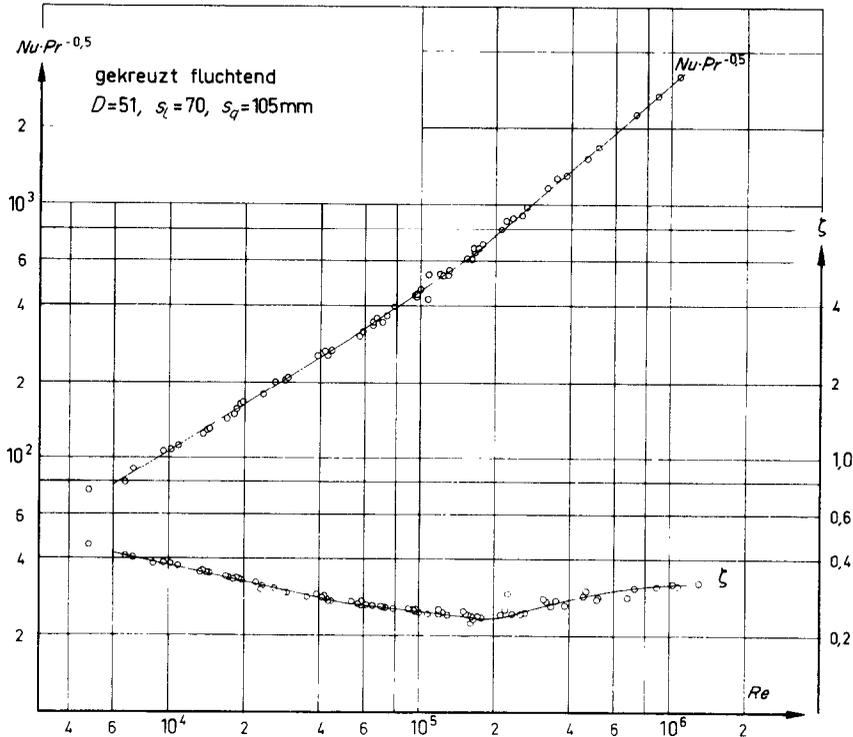


ABB. 6. Versuchsergebnisse des gekreuzt fluchtenden Bündels.

bzw. z in (9) bzw. (10) bezogen. Es zeigte sich, dass diese Fehler für den Wärmeübergang etwa 3–4 Prozent und für den Druckverlust etwa 4–5 Prozent betragen. Der etwas grössere Fehler für den Druckverlustbeiwert kommt dadurch zustande, dass die Fehler aus der Bestimmung des Massenstromes mit der zweiten und nicht wie bei den Wärmeübergangsgrößen mit etwa der ersten Potenz eingehen.

Strahlungseinflüsse wurden nicht berücksichtigt, da eine Abschätzung ergab, dass nur bei einigen Versuchen mit relativ hohen Temperaturen und Temperaturdifferenzen Fehler von maximal 5 Prozent auftreten können.

Die berechnete mittlere quadratische Abweichung von den durch die Beziehungen (9) und (10) unter Berücksichtigung der Werte von Tabelle 1 festgelegten Potenzgesetze beträgt etwa 2–3 Prozent. Dieser Wert bestätigt die angeführte Fehlerrechnung, da zu dieser Streu-

ung noch ein systematischer Fehler der gleichen Grösse wegen der Unsicherheiten der Stoffwerte und der Durchflussbeiwerte hinzukommt.

9.3. Spezielle Ergebnisse, dargestellt am Beispiel der versetzten Anordnung

Am Beispiel des versetzten Bündels soll gezeigt werden, ob und in welchem Masse die Ergebnisse von den Parametern: Gasdruck, Temperaturdifferenz zwischen Gas und Rohrwand, Bezugstemperatur für die Stoffwerte und Gasart abhängen.

Es zeigt sich, dass der Einfluss der genannten Parameter nicht vorhanden oder nicht grösser als die Streuung der Messwerte ist.

Abbildung 7 zeigt die Messwerte geordnet nach den Gasdrücken. Eine vollständige Überschneidung der verschiedenen Druckbereiche war dabei nicht möglich. In Abb. 8 sind die Ergebnisse unterschieden nach mittleren logarithmischen

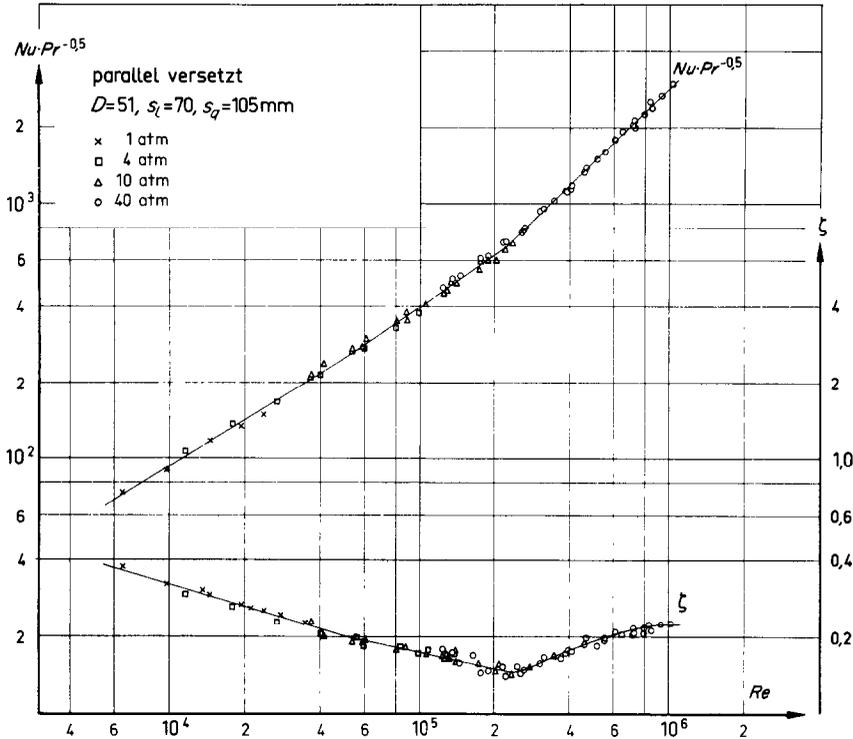


ABB. 7. Versuchsergebnisse des parallel versetzten Bündels bei verschiedenen Gasdrücken.

Temperaturdifferenzen zwischen Gas und Rohrwand. Obwohl der Bereich, in dem diese Übertemperatur variiert wurde, relativ gross ist (50–300°C für den Wärmeübergang und 0–300°C für den Druckverlust), ist auch hier keine systematische Tendenz zu erkennen. In Abb. 9 schliesslich sind die gleichen Messwerte für zwei verschiedene Bezugstemperaturen der Stoffwerte c_p , η und λ wiedergegeben, und zwar für die mittlere Gastemperatur nach früherer Definition und die mittlere Grenzschichttemperatur als arithmetischer Mittelwert zwischen der mittleren Gastemperatur und der mittleren Rohrwandtemperatur. Der Kurvenverlauf ist in beiden Fällen wenig unterschiedlich, obwohl sich für Einzelmesspunkte die Nusselt- und Reynoldszahlen durch die verschiedene Wahl der Bezugstemperatur bis zu 10 Prozent ändern. Der Grund liegt darin, dass die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte η und λ sich so

verhält, dass der Wechsel der Bezugstemperatur fast nur eine Verschiebung des Messwertes in Richtung der mittellenden Geraden bewirkt. Da einmal die Ausgleichung für beide Fälle die gleiche Streuung der Messwerte um die mittlere Gerade liefert und zum anderen die Wahl der mittleren Gastemperatur eine rechnerische Vereinfachung für die praktische Anwendung darstellt, wurde in allen übrigen Darstellungen stets die mittlere Gastemperatur für die Stoffwerte verwendet.

Für das versetzte Bündel wurde eine zweite Versuchsreihe mit CO_2 durchgeführt. Die maximale Reynoldszahl liess sich von $1,0 \cdot 10^6$ für die Luftversuche auf $ca. 2 \cdot 10^6$ erhöhen. Man erkennt aus Abb. 10, dass die Kennzahlen für den Wärmeübergang teilweise etwas unter den mit Luft gewonnenen Werten liegen. Die gleiche Tendenz ist aus Versuchsergebnissen zu erkennen, die in [14] beschrieben sind. Der Grund für

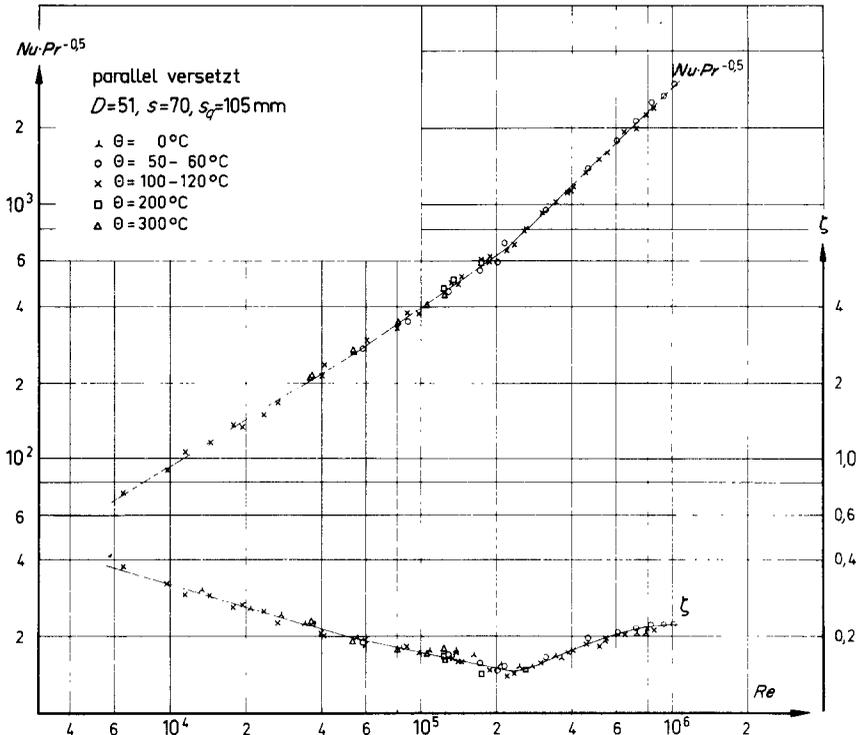


ABB. 8. Versuchsergebnisse des parallel versetzten Bündels bei verschiedenen Temperaturdifferenzen zwischen Gas und Rohrwand.

die Abweichung ist vermutlich die Unsicherheit in der Kenntnis der Transportgrößen η und λ , eventuell auch ein zu hoher Wert für den Prandtl-Exponenten.

9.4. Vergleich der Ergebnisse der untersuchten drei Rohranordnungen

Zum Vergleich der untersuchten drei Rohranordnungen untereinander sind in Abb. 11 die Linienzüge der Versuchsergebnisse aller drei Bündel für Luft als Versuchsmedium mit der mittleren Gastemperatur als Bezugswert für die Stoffwerte eingetragen. Eine solch vergleichende Darstellung ist berechtigt wegen der bereits erwähnten gleichen Rohrdurchmesser- und Teilungen, d.h. weil es sich um Wärmetauscher mit gleichen Heizflächen, gleichen maximalen Strömungsgeschwindigkeiten und gleichen Bauvolumina handelt. Für das parallel versetzte Bündel ist der Kurvenverlauf anhand

der Messergebnisse aus einer CO_2 -Versuchsreihe bis etwa $2 \cdot 10^6$ eingetragen.

Man erkennt, dass die Wärmeübergangszahlen bei der gekreuzt fluchtenden Rohranordnung bis an die Grenze des oberen untersuchten Reynoldsbereiches um maximal etwa 15 Prozent über denen der anderen beiden Bündel liegen, dass aber auch der Druckverlust bis zu 50 Prozent höher ist. Die Anstiegsänderung im Wärmeübergang bei Re ca. $2 \cdot 10^5$ ist für die parallel versetzte Anordnung am grössten, was dazu führt, dass wahrscheinlich ab Re ca. $2 \cdot 10^6$ das versetzte Bündel dem gekreuzten nicht nur hinsichtlich des geringeren Druckverlustes, sondern auch wegen des besseren Wärmeübergangs überlegen ist.

Überraschend ist auch die sehr geringe Differenz zwischen dem parallel fluchtenden und versetzten Bündel im Wärmeübergang zwischen $Re = 6 \cdot 10^4$ bis $3 \cdot 10^5$, während die

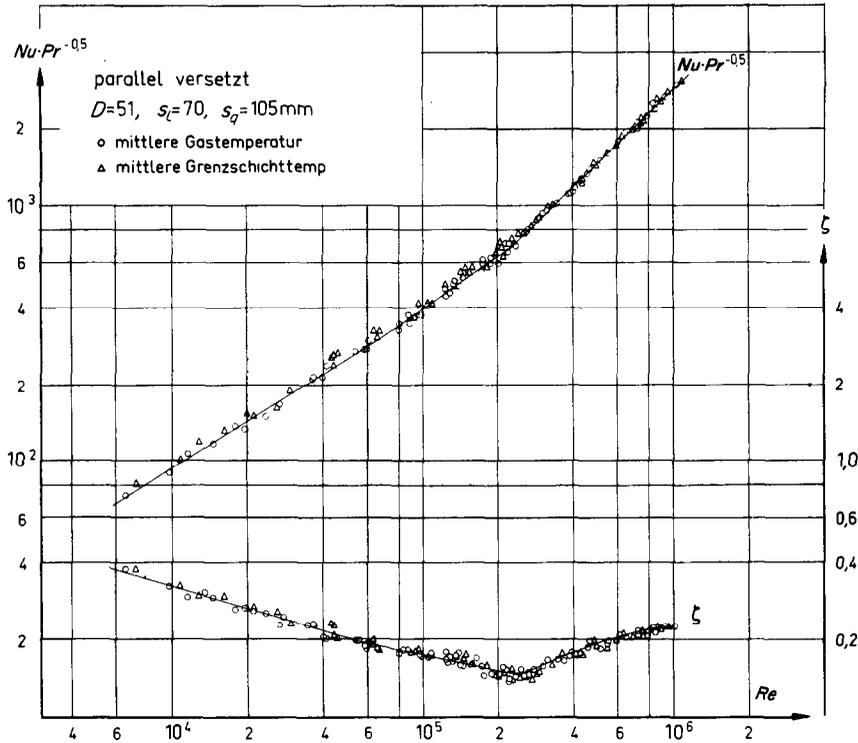


ABB. 9. Versuchsergebnisse des parallel versetzten Bündels bei verschiedenen Bezugstemperaturen für die Stoffwerte des Gases.

Unterschiede im Druckverlust zumindest an den angegebenen Bereichsgrenzen beträchtlich sind. Nur bei Re ca. $2 \cdot 10^5$ sind die Werte für beide Bündel fast gleich. Wegen des niedrigen Druckverlustes des fluchtenden Bündels bietet dieses dem versetzten gegenüber erhebliche Vorteile.

Eine andere Vergleichsmöglichkeit bietet die von Glaser [19] definierte Leistungszahl ε :

$$\varepsilon = \frac{N_{\text{übertragen}}}{N_{\text{verbraucht}}} \quad (11)$$

Diese Grösse lässt sich einfach durch die gemessenen Kennzahlen darstellen. Die verbrauchte Leistung ist durch Volumenstrom und Druckdifferenz bestimmt. Es ergibt sich dann:

$$\varepsilon = \frac{F_{R_1}}{F_e} \cdot \frac{\Theta}{w^2/2c_p} \cdot \frac{St}{\zeta} \quad (12)$$

Darin ist F_{R_1} die wärmeübertragende Fläche pro Rohrebene, F_e der engste Querschnitt, ζ Druckverlustbeiwert pro Rohrebene und St die Stanton Zahl:

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha_G}{wc_p \rho} \quad (13)$$

Der erste Faktor berücksichtigt die Geometrie. Der zweite Faktor ist das Verhältnis zweier Temperaturdifferenzen: der Differenz zwischen Gas- und Rohrwandtemperatur zur Differenz zwischen Ruhe- und Bewegungstemperatur des Gasstromes und berücksichtigt die Betriebsbedingungen eines Wärmetauschers, nämlich Übertemperatur, Geschwindigkeit und spez. Wärme des Kühlmediums, welche für den Vergleich von Wärmetauschern nicht interessant sind. Für den vorliegenden Fall genügt als Vergleichswert der dritte Faktor St/ζ . In Abb. 12 ist dieser Kennwert für alle drei Bündel als

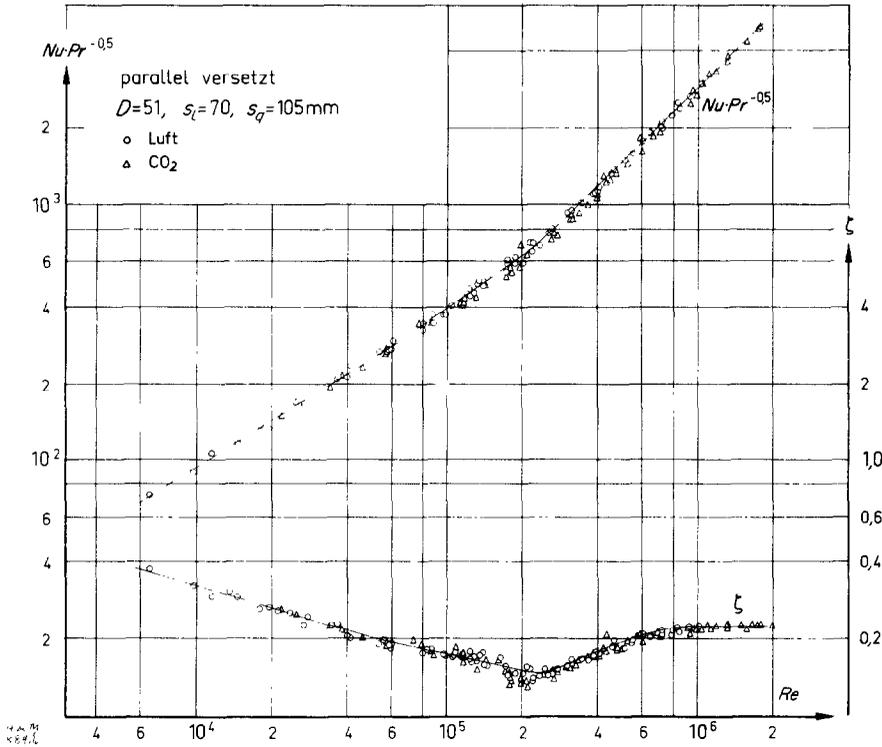


ABB. 10. Vergleich der Versuchsergebnisse des parallel versetzten Bündels für Luft und CO₂.

Funktion der Reynoldszahl aufgetragen. Man erkennt, dass er für das fluchtende Bündel im untersuchten Reynoldsbereich am grössten ist. Für alle drei Bündel nimmt er monoton mit der Reynoldszahl ab. Sein Wert ist für das versetzte Bündel bei Re ca. 10^4 fast um den Faktor 2 kleiner, stimmt bei Re ca. $2 \cdot 10^5$ mit dem des fluchtenden Bündels nahezu überein (hier stimmen Wärmeübergang und Druckverlust beider Bündel fast überein) und wird dann wieder kleiner als beim fluchtenden Bündel. Der Kennwert des gekreuzt fluchtenden Bündels ist im ganzen Reynoldsbereich am kleinsten.

10. VERGLEICH MIT ANDEREN AUTOREN

10.1. Parallel fluchtendes Bündel

In Abb. 13 sind die eigenen Ergebnisse mit denen anderer Autoren verglichen.

In Tabelle 2 sind für verschiedene Autoren die

Parameter der von ihnen untersuchten Rohrbündel zusammengestellt. Das etwas kleinere Längsteilungsverhältnis der zum Vergleich herangezogenen Bündel dürfte die Vergleichbarkeit der Ergebnisse nicht wesentlich beeinträchtigen, da z.B. Grimison für ein Längsteilungsverhältnis von 1,5 praktisch die gleichen Ergebnisse wie für 1,25 angibt.

Für die Wärmeübergangszahl $Nu \cdot Pr^{-0.5}$ liegen die Werte der anderen Autoren im vergleichbaren Re -Bereich 5–10 Prozent unter den eigenen Messwerten. In Anbetracht der Messgenauigkeit ist die Übereinstimmung als befriedigend anzusehen.

Für den Druckverlustbeiwert ist ein Vergleich der eigenen Ergebnisse nur sehr begrenzt möglich, da unterhalb von $Re = 40000$ nur wenige Messpunkte vorliegen. Messungen an einem geometrischen ähnlichen kleineren Bündel (Mass-Stab 1:2) [23] zeigen bei Re ca. $1.2 \cdot 10^4$

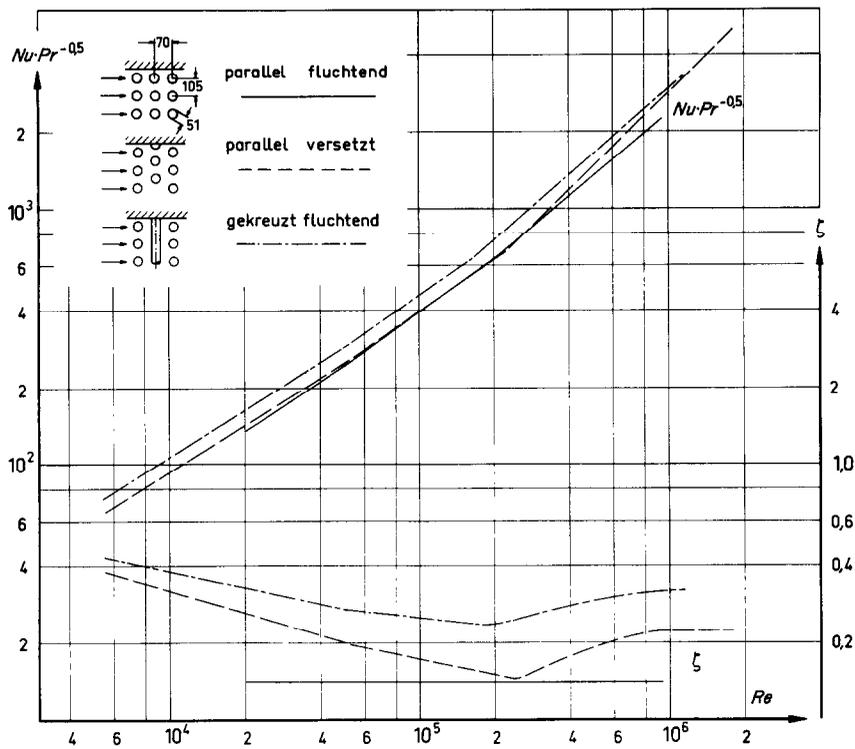


ABB. 11. Vergleich der Ergebnisse der drei untersuchten Bündel untereinander.

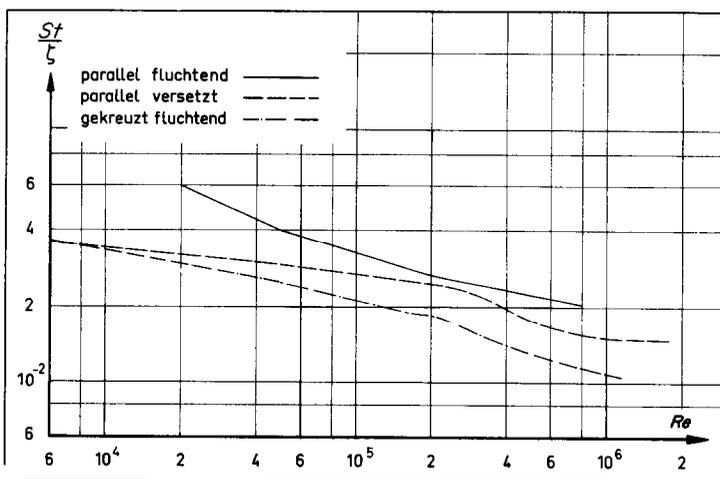


ABB. 12. Vergleich des Kennwertes St/ζ der drei untersuchten Bündel.

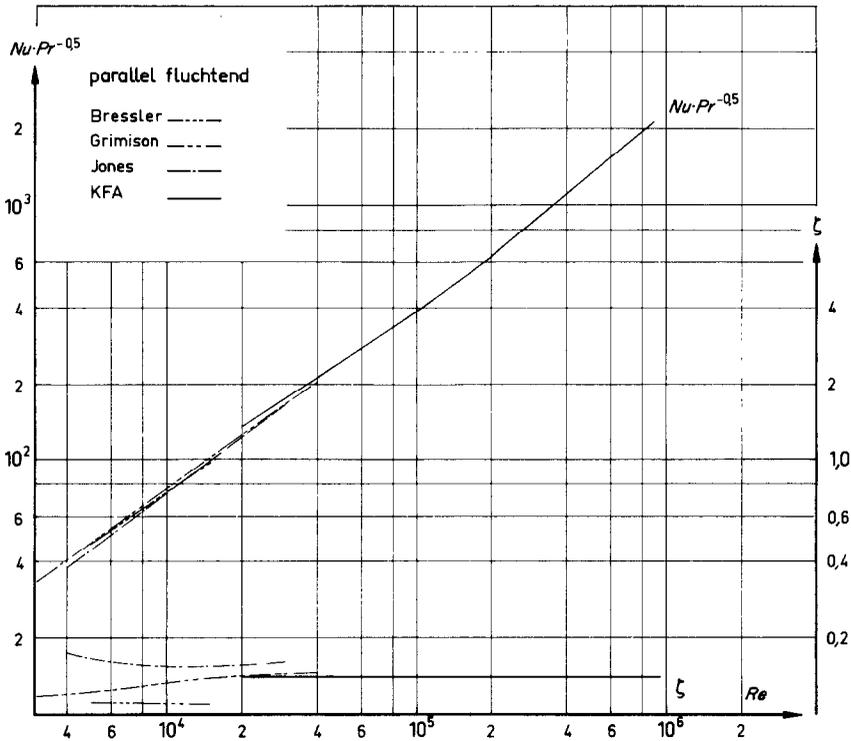


ABB. 13. Vergleich der eigenen Messungen am parallel fluchtenden Bündel mit Ergebnissen anderer Autoren.

Tabelle 2. Zum Literaturvergleich des parallel fluchtenden Bündels

Autor	D mm	S_1/D	S_q/D
Bressler [20]	12	1,25	2,00
Grimison [21]	51	1,25 bzw. 1,5	2,00
Jones and Monroe [22]	12,5	1,25	2,00
KFA	51	1,38	2,06

Tabelle 3. Zum Literaturvergleich des parallel versetzten Bündels

Autor	D mm	S_1/D	S_q/D
Bressler [20]	12	1,25	2,00
Grimison [21]	51	1,25/1,50	2,00
Stajuljawitschjus [24]	32	1,30	2,20
Worley [14]	51	1,38	2,06
KFA	51	1,38	2,06

eine gute Übereinstimmung mit denen von Bressler und gehen bei $Re \approx 4 \cdot 10^4$ in die vorliegenden Messergebnisse über.

10.2. Parallel versetztes Bündel

In Abb. 14 sind neben den eigenen Messergebnissen die Ergebnisse der in Tabelle 3 aufgeführten Autoren wiedergegeben.

Die Übereinstimmung der Wärmeübergangskennzahl ist im allgemeinen besser als ± 5 Prozent. Auch der Verlauf in Abhängigkeit von der

Reynoldszahl ist der gleiche, wenn auch die Vergrößerung des Anstieges bei Worley bei einer kleineren Reynoldszahl beginnt. Speziell liegt bei Worley im ganzen Reynoldsbereich die Wärmeübergangskennzahl etwa 5 Prozent höher als bei den eigenen Messungen. Das kann daran liegen, dass in der dort benutzten Versuchsanlage [14] das Versuchsbündel unmittelbar hinter dem als Rohrbündel ausgeführten Gaserhitzer angeordnet ist, wodurch der Turbulenzgrad der Anströmung höher sein wird als bei den eigenen

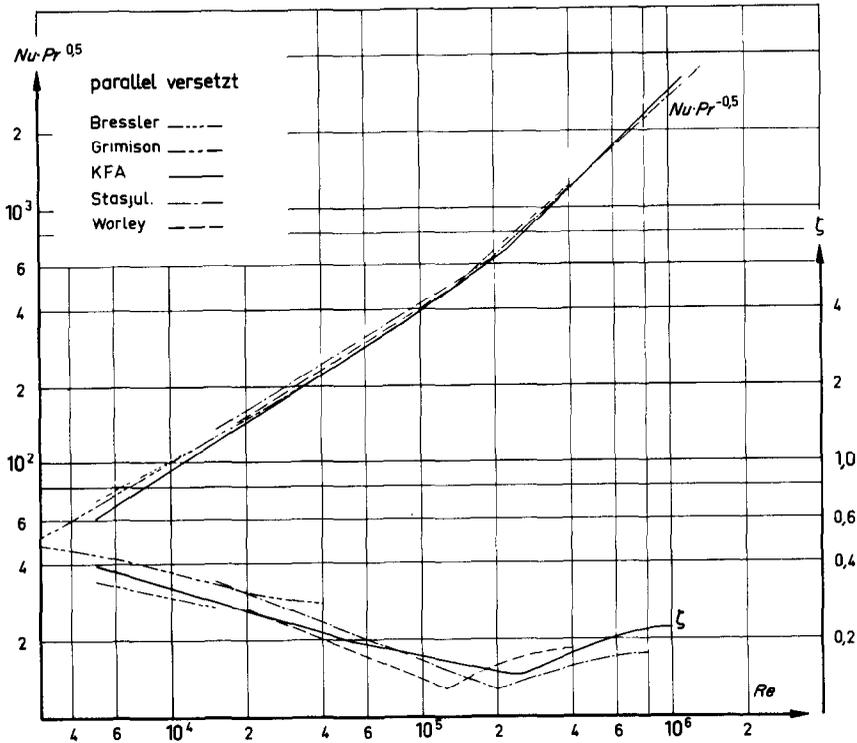


ABB. 14. Vergleich der eigenen Messungen am parallel versetzten Bündel mit Ergebnissen anderer Autoren.

Versuchen. Bekanntlich hat der Turbulenzgrad einen Einfluss auf den Wärmeübergang der ersten Rohrebenen [20, 25, 26]. Besonders bei turbulenzarmer Anströmung sind die Wärmeübergangszahlen der ersten Rohrebenen niedriger als der Mittelwert für ein beispielweise aus 10 Rohrebenen bestehenden Bündels. Möglicherweise war bei [14] der Turbulenzgrad am Eintritt in das Versuchsbündel so hoch, dass ein Anlaufeffekt völlig unterdrückt wurde. Der Unterschied von 5 Prozent wäre dadurch zu erklären.

Bei dem Druckverlustbeiwert sind die Abweichungen grösser. Sie betragen im Bereich $Re = 8 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$ etwa 10–15 Prozent. Dabei liegen die eigenen Ergebnisse zwischen denen von Grimison und Bressler. Bressler ist aufgrund seiner Messungen und Vergleichen mit der übrigen Literatur der Ansicht, dass die Werte von Grimison zu hoch liegen. Bei $Re = 4 \cdot 10^4$

weicht der Grimison-Wert um mehr als 20 Prozent ab.

Die Druckverlustbeiwerte Worleys liegen im allgemeinen tiefer als die eigenen Werte. Das liegt möglicherweise wieder am höheren Turbulenzgrad der Anströmung, da der Einfluss der Turbulenz auf den Druckverlust der ersten Reihen besonders stark ist [27].

Die Verschiebung des Übergangsbereiches nach kleineren Reynoldszahlen hin hat vermutlich den gleichen Grund. Der etwas andere Verlauf der russischen Ergebnisse [24] kann vielleicht auf den etwas verschiedenen geometrischen Parametern beruhen. Ausserdem erfolgten die russischen Untersuchungen mit Bündeln aus 7 Rohrreihen.

Wie in der gleichen Arbeit gezeigt wird, fällt der Zetawert pro Rohrreihe mit wachsender Reihenzahl, wie auch schon Ter Linden [27] beobachtete.

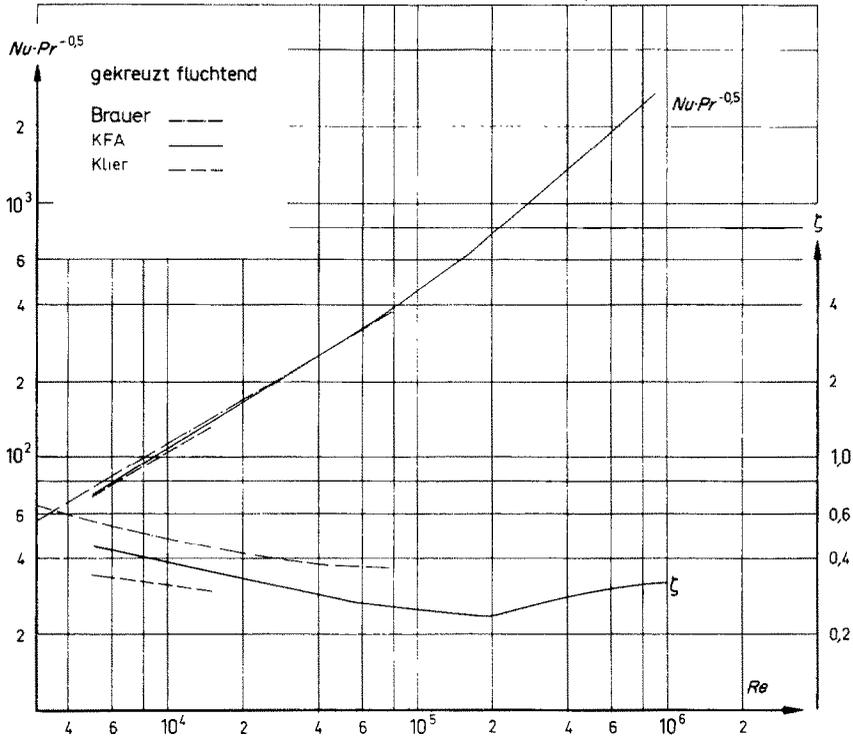


ABB. 15. Vergleich der eigenen Messungen am gekreuzt fluchtenden Bündel mit Ergebnissen anderer Autoren.

10.3. Gekreuzt fluchtendes Bündel

In Abb. 15 sind die Messergebnisse von den in Tabelle 4 zitierten Autoren mit den eigenen verglichen. Dabei mussten die Ergebnisse von Brauer, der einen volumetrischen hydraulischen Durchmesser als kennzeichnende Länge in der Reynoldszahl und der Nusseltzahl verwendet, in unsere Ähnlichkeitskennzahlen umgerechnet werden. Die Wärmeübergangskennzahl $NuPr^{-0.5}$ von Klier und Brauer stimmen im überdeckenden Bereich bis auf wenige Prozent mit den vorliegenden Messungen überein. Der

Druckverlustbeiwert von Klier liegt etwa um 20 Prozent niedriger, die Ergebnisse von Brauer um etwa 25 Prozent höher als die eigenen Werte. Zu den von Brauer angegebenen Werten ist zu sagen, dass seine Längsteilung $S_l = 1$ beträgt und damit von unserer Längsteilung wesentlich abweicht.

ANERKENNUNGEN

Dem Leiter des Institutes, Herrn Dr. H. Grosse, sei für seinen Anteil, für das Zustandekommen, das stets grosse Interesse und die Förderung der beschriebenen Versuche gedankt.

Den Herren Prof. Dr. U. Grigull, Institut für technische Thermodynamik der Technischen Hochschule München und Prof. Dr. R. Wille, Institut für Strömungsforschung der Technischen Universität Berlin sei an dieser Stelle für ihre beratende Tätigkeit bei der Planung der Versuchsanlagen und für grundsätzliche Überlegungen zur Versuchstechnik gedankt. Ferner möchten wir den Herren Dr. Th. Meis für wertvolle Anregungen und die Erstellung des Auswerteprogramms und Herrn Dipl.-Ing. H. Fritzsche für seine Mitarbeit an der Vorbereitung und Durchführung der Versuche unseren Dank aussprechen.

Tabelle 4. Zum Literaturvergleich des gekreuzt fluchtenden Bündels

Autor	D mm	S_l/D	S_q/D
Klier [26]	12	1,50	2,00
Brauer [28]	33,5	1,00	2,00
KFA	51	1,38	2,06

LITERATURVERZEICHNIS

1. H. GROSSE und F. SCHOLZ, *Der Hochdruck-Gaskanal Kerntechnik*, Heft 4, S. 150–158. Verlag Karl Thieme, München (1965).
2. GRÖBER, ERK und GRIGULL, *Grundgesetze des Wärmeübertragung*, 3. Aufl., S. 249 (1962).
3. D. KRIESCHER und W. KAST, Wärmeübertragung und Wärmespannung bei Rippenrohren, VDI-Forschungsheft 474 (1959).
4. TH. E. SCHMIDT, Die Wärmeleistung von berippten Oberflächen, Abhandlungen des Deutschen Kältetechnischen Vereins (1950).
5. P. PLANK, *Handbuch der Kältetechnik*, Bd. 8, S. 252. Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg (1957).
6. TH. MEIS, Unveröffentlichter interner Bericht IB 65-1 KFA, Institut für Reaktorbauelemente.
7. VDI, *Wärmeatlas*, Arbeitsblatt Gb 5. VDI-Verlag GmbH., Düsseldorf (1963).
8. G. GRASS, Wärmeübergang an turbulentströmende Gase im Rohreinlauf, *Allg. Wärmetechnik* 7, 58–64 (1956).
9. VDI, *Durchflussmessregeln DIN 1952*, 6. Ausgabe. Beuth-Vertrieb GmbH., Berlin, Köln (1948).
10. R. GREGORIG und H. TROMMER, Verminderung des Wärmedurchganges bei ungleichmässiger Geschwindigkeitsverteilung und ungenauer Rohrteilung, *Schw. Bauzeitung* 70, 151–155 (1952).
11. VDI, *Wärmeatlas*. VDI-Verlag GmbH., Düsseldorf (1963).
12. J. HILSENATH *et al.*, *Tables of Thermodynamic and Transport Properties of Air, Argon, Carbon Dioxide, Carbon Monoxide, Hydrogen, Nitrogen, Oxygen and Steam*. Pergamon Press, Oxford (1960).
13. K. HAMMEKE, G. PIETRALLA und K. H. PRESSER, Thermodynamische Stoffwerte von Luft, CO₂ und Stickstoff bei hohen Drucken und Temperaturen. (in Vorbereitung) KFA-Bericht Nr. Jül-383-RB.
14. N. G. WORLEY und W. ROSS, Heat transfer and pressure loss characteristics of cross-flow tubular arrangements with studded surfaces, Symposium on The Use of Secondary Surfaces for Heat Transfer with Clean Gases. 9–10 November 1960, Paper 2.
15. H. SCHLICHTING, *Grenzschichttheorie*, 3. Aufl., S. 15 u. 526. Verlag G. Braun, Karlsruhe (1958).
16. A. ROSHKO, Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds number, *J. Fluid Mech.* 10, 345–356 (1961).
17. E. SCHMIDT und K. WENNER, Wärmeabgabe über den Umfang eines angeblasenen geheizten Zylinders, *Forsch. Geb. Ing. Wes.* 12, 65–75 (1941).
18. R. HILPERT, Wärmeabgabe von geheizten Drähten und Rohren in Luftstrom, *Forsch. Geb. Ing. Wes.* 4, 215–224 (1933).
19. H. GLASER, Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit Hilfe einer Leistungszahl, *Angew. Chemie B/20*, (1948).
20. R. BRESSLER, Die Wärmeübertragung einzelner Rohrreihen in querangeströmten Rohrbündeln mit kleinen Versetzungsverhältnissen, *Forsch. Geb. Ing. Wes.* 24, 90–103 (1958).
21. E. D. GRIMSON, Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs* 59, 583–594 (1937).
22. C. E. JONES und E. S. MONROE, Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across In-Line Tube Banks. Annual Meeting of the ASME 15-30. November 1956, New York.
23. R. COHEN und E. HEINECKE, (in Vorbereitung).
24. JU. K. STAJULJAWITSCHUS und P. S. SAMOSCHKA, Wärmeübergangs- und Strömungstechnische Untersuchung an Rohrbündeln in versetzter Anordnung für $Re > 10^5$ (Russisch), *Zh. Ingen.-Fis.* 7 (11), 10–15 (1964).
25. E. W. COMINGS, J. T. CLAPP und J. F. TAYLOR, Air turbulence and transfer process, flow normal to cylinders, *Ind. Engng Chem.* 40 (6), 1076–1082 (1948).
26. R. KLIER, Wärmeübergang und Druckverlust bei querangeströmten, gekreuzten Rohrbündeln, *Int. J. Heat Mass Transfer* 7, 783–799 (1964).
27. A. J. TER LINDEN, Der Strömungswiderstand eines Rohrbündels Die Wärme, *Z. Dampf. Masch.* 62 (19), 319–323 (1939).
28. H. BRAUER, Strömungswiderstand und Wärmeübergang bei querangeströmten Wärmeaustauschern mit Kreuzgitterförmigen angeordneten glatten und berippten Rohren, *Chemie-Ing.-Tech.* 36 (2), 247–260 (1964).

Abstract—Considering the development of gas-cooled power reactors, measurements of the thermo- and hydrodynamic behaviour of tube bundles especially at high Reynolds numbers are required. Only a few tube arrangements have been investigated at Reynolds numbers exceeding $4 \cdot 10^4$. After a short description of the test facilities, the test conditions and of the evaluation procedure of the experimental data, the results are given for three bundles of bare tubes which only differ in the tube arrangements having the same transverse and longitudinal pitches. The three arrangements are parallel in line, parallel staggered and crossed in line. The pitch to diameter ratios are 2.06 and 1.38 for the transverse pitch and the longitudinal pitch respectively. Data was collected over a Reynolds range from $5 \cdot 10^3$ to $2 \cdot 10^6$ at gas pressures from 1 to 40 at and over temperatures from 100 to 400°C. The results are in a rather good agreement with the data from other authors in the lower Reynolds range, but at Reynolds numbers of about $2 \cdot 10^5$ there is a remarkable rise in the slope of the Nusselt curve leading to a Reynolds exponent of nearly unity in the case of the parallel staggered arrangement. The pressure-drop coefficient shows a minimum in the same Reynolds range rising then again and seems to become constant for Reynolds numbers exceeding 10^6 . This behaviour is less marked in the case of the parallel-in-line bundle. The heat-transfer data of the crossed-in-line arrangement is the highest, but this is also valid for the pressure drop.

Résumé—En considération du développement des reacteurs à refroidissement par gaz, des recherches sont nécessaires concernant le comportement thermique et aéro-dynamique de faisceaux de tubes surtout aux nombres de Reynolds très élevés ($> 4 \cdot 10^4$). Après une courte description des bancs d'essai, des conditions d'essai et d'évaluation d'essai des résultats sont donnés pour trois faisceaux, qui ne se distinguent que dans l'assemblage de tubes, ayant le même écartement longitudinal et transversal. Il s'agit d'un assemblage parallèle affleurant, parallèle déplacé et affleurant croisé avec écartement transversal $S_q/D = 2,06$ et écartement longitudinal $S_l/D = 1,38$. Les recherches s'étendent sur un gamme de nombres de Reynolds de $5 \cdot 10^3$ jusqu'à $2 \cdot 10^6$. Tandis que dans les parties inférieures les résultats correspondent assez bien aux valeurs de la littérature, une augmentation considérable de la montée du nombre du transfert thermique se montre par les nombres de Reynolds $2 \cdot 10^5$, ce qui, en cas du faisceaux déplacé parallèle entraîne un exposant approchant du un. Le coefficient de la perte de pression produit une montée de nouveau depuis $Re = 2 \cdot 10^5$ qui passe à une valeur constant dès $Re = 6-8 \cdot 10^5$. Les valeurs du transfert thermique du faisceaux croisé affleurant sont les plus grandes, c'est aussi valable pour la perte de pression.

Аннотация—Расчеты ядерных энергетических реакторов с газовым охлаждением требуют измерения теплообменных и гидродинамических характеристик пучков труб особенно при больших числах Рейнольдса. Известны исследования только нескольких типов расположения труб при числах Рейнольдса выше $4 \cdot 10^4$. В статье дается краткое описание экспериментального оборудования, условий эксперимента и методики обработки экспериментальных данных, а затем приводятся результаты опытов для трех типов пучков гладких труб, отличающихся только расположением, но имеющих одинаковые продольный и поперечный шаги. Исследовались коридорное, шахматное и перекрестное расположения труб в пучках. Отношения продольного и поперечного шагов к диаметру составляли соответственно 2,06 и 1,38. Получены данные для чисел Рейнольдса от $5 \cdot 10^3$ до $2 \cdot 10^6$ при давлениях газа от 1 до 4 атм и температурах от 100 до 400°C. Результаты довольно хорошо согласуются с данными других авторов при более низких числах Рейнольдса, а при $Re \approx 2 \cdot 10^5$ наблюдалось значительное усиление роста коэффициентов теплообмена, в результате чего показатель степени числа Рейнольдса приближался к единице в случае шахматного пучка труб. В этом же диапазоне чисел Рейнольдса коэффициент сопротивления имеет минимум, затем снова повышается и, видимо, становится постоянным для $Re > 10^6$. Это поведение менее выражено для коридорного пучка. Самые высокие коэффициенты теплообмена получены для перекрестного расположения труб, однако в этом случае коэффициенты сопротивления тоже являются самыми высокими.