

KERNFORSCHUNGSZENTRUM

KARLSRUHE

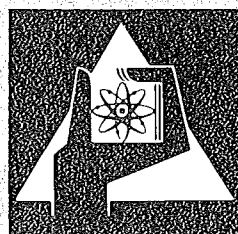
März 1975

KFK 2128

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik
Projekt Schneller Brüter

**Experimentelle Untersuchung der Temperaturverteilung unter
Abstandshaltern in glatten und rauhen Stabbündeln**

J. Marek, K. Rehme



**GESELLSCHAFT
FÜR
KERNFORSCHUNG M.B.H.**

KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

KFK 2128

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik
Projekt Schneller Brüter

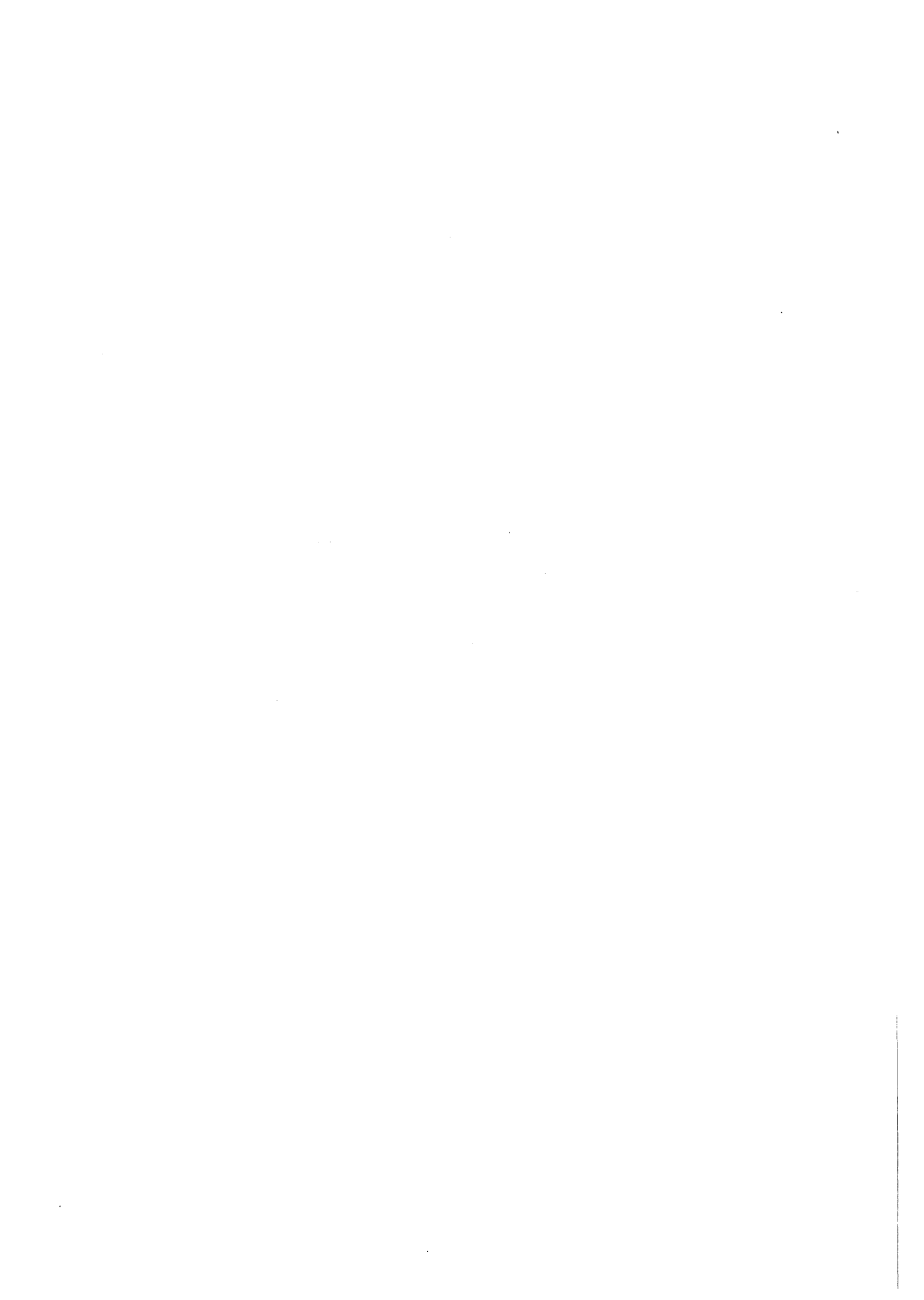
Experimentelle Untersuchung der Temperaturverteilung unter
Abstandshaltern in glatten und rauhen Stabbündeln

von

J. Marek

K. Rehme

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe



Zusammenfassung

Eine experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs unter Abstandshaltergittern in Stabbündeln mit glatten und rauhen Staboberflächen wurde durchgeführt. Die gemessenen detaillierten Temperaturverteilungen zeigten eindeutig, daß auch unter Abstandshaltergittern in Stabbündeln mit künstlichen Oberflächenrauigkeiten keine "hot-spots" auftreten.

Anhand der wenigen experimentellen Ergebnisse aus der Literatur und der neuen Meßwerte konnten Beziehungen für den Wärmeübergang unter Gitterabstandshaltern in Stabbündeln mit glatten und rauhen Oberflächen aufgestellt werden. Mit Hilfe dieser Beziehungen ist es möglich, den Wärmeübergang unter Abstandshaltergittern in guter Näherung als Funktion der Querschnittsversperrung durch den Abstandshalter zu berechnen.

Heat Transfer in Smooth and Roughened Rod Bundles

Near Spacer Grids

Abstract

An experimental investigation was performed of the heat transfer in smooth and rough rod bundles near spacer grids. Detailed wall temperature distributions were measured which clearly demonstrated that even in rod bundles roughened by artificial roughnesses there are no hot spots near spacer grids.

On the basis of the few experimental results from the literature and the new data, heat transfer correlations are proposed for smooth and rough surfaces near spacer grids. These correlations allow a prediction to be made in a good approximation of the heat transfer near spacer grids as a function of the flow contraction due to the spacer.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Versuchsanlage
 - 2.1 Aufbau
 - 2.2 Meßanordnung
 - 2.3 Meßmethode
3. Durchführung und Auswertung der Messungen
 - 3.1 Vergleich der Heizrohre
 - 3.2 Einfluß der Flächenleistung
 - 3.3 Einfluß der Reynoldszahl
 - 3.4 Einfluß der Oberflächenrauigkeit
 - 3.5 Einfluß der Breite der Kontaktstelle zwischen Abstandshalter und Rohrwand
4. Vergleich der Meßergebnisse mit den Literaturangaben
5. Schlußfolgerungen
6. Liste der verwendeten Symbole
7. Literaturverzeichnis
8. Abbildungen

1. Einleitung

Bei schnellen gasgekühlten Brutreaktoren sind die axialangeströmten Brennstäbe in Bündeln zusammengefasst und werden durch Abstandshalter auf Distanz gehalten, wobei das Stababstandsverhältnis in der Regel etwa 1.4 - 1.5 beträgt. Falls das Stababstandsverhältnis größer ist als $p/d \sim 1.25$ werden normalerweise gitterförmige Abstandshalter verwendet. Diese Gitterabstandshalter erhöhen nicht nur den Druckverlust, sondern beeinflussen auch die Wärmeübertragung in der Nähe des Gitters. Nur wenige Wärmeübergangsmessungen unter Abstandshaltern sind bekannt, diese wurden hauptsächlich für glatte Staboberflächen durchgeführt. Bei gasgekühlten schnellen Brutreaktoren werden zur Verbesserung des Wärmeübergangs künstliche Oberflächenrauigkeiten auf den Brennelementen verwendet /1/. Da bei der Gaskühlung die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Gas verhältnismäßig hoch ist, können Schwankungen des Wärmeübergangskoeffizienten in einigen Teilen der Oberfläche, die nicht genügend gekühlt sind, gefährliche Übertemperaturen (hot spots) verursachen, obwohl die mittlere Wandtemperatur am Umfang in der Abstandshalterebene im zulässigen Bereich liegt. Zur genauen Berechnung der Strömungs- und Temperaturverteilung in hochbelasteten Brennelementen ist eine möglichst gute Berücksichtigung des Abstandshaltereinflusses auf den Wärmeübergang nötig. Mit theoretischen Rechenmethoden können nicht alle wichtigen Einflüsse der Temperaturverteilung erfasst werden. Deshalb sind experimentelle Untersuchungen der Wandtemperatur im Abstandshalterbereich erforderlich; einerseits um nachzuweisen, daß keine "hot spots" unter Abstandshaltern entstehen können, andererseits um für thermo-hydraulische Auslegungsrechnungen einfache Beziehungen für den Wärmeübergang unter Abstandshaltern zu finden. Bisher sind derartige Beziehungen nicht bekannt. Es wurden deshalb experimentelle Untersuchungen der Wandtemperatur im Abstandshalterbereich durchgeführt, wobei folgende das Temperaturfeld beeinflussende Parameter variiert wurden:

1. Flächenleistung
2. Reynoldszahl
3. Rauigkeit der Heizrohre
4. Breite der Kontaktstelle zwischen
Abstandshalter und Rohrwand.

2. Versuchsanlage

2.1 Aufbau

Die Versuche wurden an einem offenen Luftkreislauf durchgeführt. Die wesentlichen Teile dieses Kreislaufs (Abb. 1) sind der Schraubenverdichter, mit einer maximalen Fördermenge von 0.3 kg/s bei einem Druck von 4 bar, der Luftkühler, mit welchem die gewünschte Teststreckeneintrittstemperatur (ca. 40°C) geregelt werden kann, die Heizung, bestehend aus einem Transformator und Regler, mit welchem die Heizleistung zwischen 0 und 40 KW reguliert werden kann, und die Teststrecke. Eine schematische Darstellung der Teststrecke ist aus Abb. 2 ersichtlich.

In Abb. 3 ist der konstruktive Aufbau der Teststrecken dargestellt, während Abb. 4 ein Bild der Gesamtanlage zeigt. Es wurden je ein Stabbündel mit glatten Oberflächen und zwei Bündel mit unterschiedlich rauhen Oberflächen verwendet. Die Rauigkeitselemente wurden auf einer Länge von 1000 mm durch spanabhebende Bearbeitung erzeugt und haben die in Abb. 5 gezeigten Formen. Beim Entwurf der Teststrecken wurden sämtliche Parameter wie Anordnung, Durchmesser und Abstandsverhältnis der Stäbe, Art und Höhe der Rauigkeitselemente und Größe der Abstandshalter so gewählt, daß sie den Verhältnissen in einem schnellen gasgekühlten Brutreaktor entsprechen /1/. Ausgehend von der Herstellungsmöglichkeit der Temperaturmeßeinrichtung wurde die gesamte Teststrecke in dreifacher Originalgröße ausgeführt. Folgende geometrische Anordnung wurde festgelegt:

Heizrohrdurchmesser	d	= 21.2 mm
Wandstärke	s	= 1.1 mm
Stababstandsverhältnis	p/d	= 1.45
Länge der Heizstrecke	L _H	= 1110 mm
Länge des Führungskanals	L _K	= 2002 mm

Für die Fertigung der Heizrohre wurden nahtlos gezogene Rohre aus hitzebeständigem Stahl der Werkstoff Nr. 4841 verwendet. Die Heizrohre wurden in Dreiecks-Anordnung in einen Führungskanal mit einer speziell angepaßten Kanalform eingesetzt und in drei Ebenen durch Abstandshalter abgestützt. Der Führungskanal wurde mit Araldit in ein Stahlrohr um einen Kern gegossen.

Durch die geschliffene Oberfläche des Kerns wurde eine einwandfreie glatte Oberfläche der Kanalwand erzielt. Die Geometrie der Abstandshalter ist in Abb. 6 dargestellt. Die aus Edelstahl der Werkstoff Nr. 1.4970 im Erodierverfahren hergestellten Gitter unterscheiden sich maßlich nur in der Breite B der Distanzrippen. Zur elektrischen Aufheizung der Strecke sind die drei Heizrohre parallel geschaltet, wobei eine kurze unbeheizte Anlaufstrecke aus Kupferrohren mit 3 mm Wandstärke vorgesehen wurde. Am oberen und unteren Ende sind die Heizrohre über Kupferbrücken miteinander verbunden, wobei Differenzdehnungen zwischen den Heizrohren durch flexible Kupferbänder aufgenommen werden. Die Luft strömt radial durch einen Eintrittsstutzen im unteren Bereich der Teststrecke ein und kühlt nach oben strömend die elektrisch geheizten Rohre.

2.2 Meßanordnung

Der Luft-Massenstrom wurde mit Hilfe einer Normblende /2/ mit einem Rohrdurchmesser von $D = 83.0$ mm und einer ungestörten Einlauflänge von 60 Durchmessern bestimmt. Absolut- und Differenzdrücke wurden je nach Größe mit Rohrfederanometern Kl. 0.1, einschenkigen Quecksilbermanometern (Manoskop) oder mit einem Betz-Manometer ermittelt. Zur Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit wurden die relative Luftfeuchtigkeit und die Temperatur im Ansaugzustand gemessen. Die Lufttemperatur an der Meßblende wurde durch ein Quecksilberfederthermometer bestimmt. Geheizt wurde mit Wechselstrom; die elektrische Heizleistung wurde bestimmt durch getrennte Messung von Strom und Spannung. Die Heizspannung konnte durch Stabilisatoren auf ± 0.01 V konstant gehalten werden. Die Luftein- und Austrittstemperaturen wurden an den in Abb. 2 markierten Stellen durch Mantelthermoelemente mit isolierter Meßstelle gemessen.

Zur Messung von Umfangs- und Längstemperaturverteilungen wurde ein beweglicher Meßkopf verwendet, der im Rohrrinneren angebracht war. Der Meßkopf ist mit zwei Miniaturmantelthermoelementen ausgerüstet, die an der Spitze auf 0.35 mm Durchmesser ausgezogen sind. Die Meßstelle ist isoliert ausgeführt, um Spannungsabgriffe zu vermeiden. Eine Feder drückt das Thermoelement mit einer Kraft von ca. 0.13 N an die Wand. Feder und Thermoelement sind in einem Isolierkörper aus keramischem Material eingelagert,

der einen Wärmetransport durch natürliche Konvektion in der Umgebung des Meßelementes weitgehend verhindert. Der im Rohrrinnern beliebig verschiebbare Meßkopf wurde wiederholt erprobt und ist in /3, 4/ ausführlich beschrieben. Eine Verstelleinrichtung (Abb. 4b) ermöglichte die reproduzierbare Einstellung des Meßkopfes.

2.3 Meßmethode

Um den Einfluß des Abstandshalters auf die Wandtemperaturverteilung genau zu ermitteln, muß die Temperatur über den gesamten Gitterbereich systematisch erfaßt werden. Zur Bestimmung der Umfangstemperatur wurde der Meßkopf, dessen Lage in der Teststrecke in Abb. 2 angegeben ist, um je 5 Grad (im Rippenbereich des Abstandshalters um je 2 Grad) verstellt. In axialer Richtung wurde die Temperatur in Abständen von je 1 mm gemessen. Die Erfassung dieser vielen Meßpunkte (ca. 5000 für eine Versuchsreihe) dauert mehrere Stunden, wobei die Voraussetzung konstanter Heizleistung und Lufteintrittstemperatur nicht immer erfüllt ist. Durch Schwankungen der Eintrittstemperatur verändert sich der elektrische Widerstand der Rohre und somit, wenn auch nur geringfügig, die Heizleistung. Beim Messen der absoluten Wandtemperatur würden diese nicht erfassbaren Effekte den Einfluß des Abstandshalters auf das Temperaturfeld der Rohrwand verfälschen.

Um unverfälschte Wandtemperaturen messen zu können, wurde daher ein zweiter, feststehender Meßkopf, dessen Position ebenfalls in Abb. 2 angegeben ist, verwendet. Trotz kleiner Schwankungen der Lufteintrittstemperatur und der Heizleistung bleibt die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Meßköpfen annähernd konstant. Durch Positionswechsel des beweglichen Meßkopfes nach vorstehend beschriebener Art, können nun die einzelnen Differenztemperaturen über ein Spiegelgalvanometer, mit einer Genauigkeit von $1/30$ K registriert werden.

Mit dieser Meßmethode kann der unverfälschte Einfluß der Rippen und der Kanalgeometrie auf die Temperaturverteilung der Rohrwand dargestellt werden.

3. Durchführung und Auswertung der Messungen

3.1 Vergleich der Heizrohre

Fertigungstoleranzen der Rohrwandstärke, die einerseits durch die Herstellung der Rohre andererseits durch die spanabhebende Bearbeitung zur Fertigung der Oberflächenrauigkeit entstehen, ergeben örtliche Widerstands- und somit Heizleistungsänderungen. Diesen entsprechen Änderungen der örtlichen Wandtemperatur sowohl am Rohrumfang als auch in axialer Richtung. Um genaue Aussagen über die Größe der Temperaturunterschiede in den drei Heizrohren zu gewinnen, wurden bei gleichem Höhenniveau die Umfangstemperaturen gemessen. Ein Vergleich der Temperaturverteilung am Umfang, gemessen 40 mm vor dem Abstandshalter, ist in Abb. 8 dargestellt. Der wellenförmige Verlauf der drei Umfangsverteilungen mit einem Maximum bei $\phi = 120^\circ$ und einem Minimum bei $\phi = 240^\circ$ ist auf die Geometrie des Führungskanals zurückzuführen. Die Temperaturdifferenzen in axialer Richtung hingegen sind der Wandstärkentoleranz sowie der Exzentrizität der Rohre zuzuschreiben. Sie entstehen dadurch, daß an einer Stelle mit geringerer Wandstärke, infolge des größeren Widerstandes, stärker aufgeheizt wird; dies ist bei Rohr II bei der Umfangsposition $\phi = 120^\circ$ der Fall. Die Meßergebnisse, die bei zwei verschiedenen Reynoldszahlen erhalten wurden, stimmen überein. Das gleiche Ergebnis erhält man auch in Abstandshaltermitte (Abb. 9). Hier erkennt man gleichzeitig die Wirkung der Rippen des Abstandshalters bei $\phi = 60^\circ$, 180° und 300° auf die Temperaturverteilung.

Aus den in Abb. 8 und 9 dargestellten Vergleichsmessungen ergibt sich eine maximale Temperaturabweichung zwischen den einzelnen Heizrohren von ca. 3,5 K. In Anbetracht dessen, daß sich die Heizrohre bei diesen vernachlässigbar geringen Temperaturdifferenzen gegenseitig thermisch nicht beeinflussen und alle nachfolgenden Versuche bei annähernd gleichem Temperaturniveau durchgeführt werden, ist es gleichgültig, in welchem der Heizrohre die Temperaturmessungen durchgeführt werden.

3.2 Einfluß der Flächenleistung

Die Temperaturverteilung unter dem Abstandshalter wird durch verschiedene Einflüsse bestimmt, die getrennt betrachtet werden. In den zunächst durchgeführten Messungen wurde der Einfluß der Flächenleistung ermittelt, die aus der elektrischen Heizleistung durch Division durch die Heizoberfläche

bestimmt wurde,

$$q = \frac{Q}{3 \cdot \pi \cdot d \cdot L_H} \quad (1)$$

Hierzu wurde die Heizleistung stufenweise gesteigert und die Temperaturverteilung am Rohrumfang in Abstandshaltermitte gemessen. Die ermittelten Umfangstemperaturen bei $Re = 1.52 \cdot 10^5$ sind in Abb. 10 dargestellt. Abb. 11 zeigt die Ergebnisse der Messungen bei $Re = 6.82 \cdot 10^4$. Der markante Temperaturabfall bei den Umfangspositionen $\phi = 60^\circ$, 180° und 300° entspricht der Lage der Rippen des Abstandshalters; er wird mit zunehmender Flächenleistung immer stärker. Der Zusammenhang zwischen Temperaturverteilung und Flächenleistung ergibt sich aus den Wärmeübergangsbedingungen. Die Nusseltzahl für den Wärmeübergang ergibt sich nach

$$Nu = K \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (2)$$

Die Größe K gibt die Abhängigkeit von der geometrischen Anordnung an und ist konstant. Gleichfalls sind die Stoffwerte in diesem Bereich konstant, also

$$Pr = \text{const}$$

und für die verschiedenen Heizleistungen war

$$Re = \text{const.}$$

Folglich ist die Nusseltzahl konstant und man erhält

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} = \text{const} \quad (3)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser D_h und der Wärmeleitfähigkeit λ .

Es ist

$$D_h = \text{const}$$

und da die Temperatur

$$t \approx \text{const}$$

ist auch

$$\lambda \approx \text{const.}$$

Die Wärmeübergangszahl α ist definiert durch die Flächenleistung q und die Temperaturdifferenz zwischen Wand (t_W) und Gas (t_G) zu

$$\alpha = \frac{q}{t_W - t_G} = \text{const} \quad (4)$$

somit erhalten wir:

$$\frac{q}{q_R} = \frac{t_W - t_G}{(t_W - t_G)_R} = \text{const.} \quad (5)$$

Index R symbolisiert die Zahlenwerte der angenommenen und in Abb. 10 und 11 durch dickere Linien gekennzeichneten Referenzverteilungen. Die Gas-temperatur t_G kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$t_G = t_E + \Delta t_q$$

mit der Eintrittstemperatur t_E und der Temperaturdifferenz aufgrund der zugeführten Wärmemenge Δt_q . Die Heizleistung ist:

$$Q = O \cdot q = G \cdot c_p \cdot \Delta t_q$$

folglich ist

$$t_G - t_E = \frac{O \cdot q}{G \cdot c_p} .$$

Da die Elementoberfläche O , der Durchsatz G und die spezifische Wärme c_p konstant sind, erhalten wir:

$$\frac{t_G - t_E}{(t_G - t_E)_R} = \frac{q}{q_R} . \quad (6)$$

Mit (5)

$$t_W - t_G = \frac{q}{q_R} (t_W - t_G)_R$$

und (6)

$$t_G - t_E = \frac{q}{q_R} (t_G - t_E)_R$$

erhalten wir durch Addition:

$$t_W - t_E = \frac{q}{q_R} (t_W - t_E)_R .$$

Diese Darstellung:

$$\frac{t_W - t_E}{t_{WR} - t_E} = \frac{q}{q_R} \quad (7)$$

hat gegenüber (5) den Vorteil, daß die Gaseintrittstemperatur in die Teststrecke t_E konstant und bekannt ist; außerdem ist:

$$(t_W - t_E) > (t_W - t_G)$$

d.h. die Berechnung wird genauer, da der Meßfehler gegenüber der größeren Temperaturdifferenz geringer ist.

Um die Richtigkeit der theoretisch abgeleiteten Abhängigkeit der Temperatur von der Flächenleistung festzustellen, wurden alle Meßwerte nach (7) ausgewertet und in dimensionsloser Form in Abb. 12 dargestellt. Die auf der y-Achse aufgetragenen Temperaturwerte sind Mittelwerte der bei verschiedenen Umfangspositionen ϕ nach:

$$\frac{(t_W - t_E) \phi}{(t_{WR} - t_E) \phi}$$

berechneten Temperaturfaktoren. Mit diesen Mittelwerten wurden ebenfalls die in Abb. 10 und 11 gestrichelt dargestellten Umfangsverteilungen berechnet, die mit den experimentell gemessenen sehr gut übereinstimmen. Die gute Übereinstimmung der umgerechneten Werte mit den Meßwerten beweist, daß sämtliche Umfangstemperaturverteilungen theoretisch aus einer gemessenen Referenzverteilung bestimmt werden können, in dem hier untersuchten Bereich der Reynoldszahlen von $3 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^5$, indem die Temperatur bei verschiedenen Umfangspositionen ϕ nach Gleichung (5) berechnet wird.

Der Einfluß der Flächenleistung ist somit untersucht und kann bei nachfolgenden Messungen entsprechend berücksichtigt werden.

3.3 Einfluß der Reynoldszahl

Die Reynoldszahl wurde ermittelt nach:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} = \frac{4 \cdot G}{\mu \cdot U} \quad (8)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser des Gesamtkanals:

$$D_h = \frac{4 A_o}{U} . \quad (9)$$

Die zur Bestimmung von μ nötige Gastemperatur in dem in Abb. 2 dargestellten Meßbereich mit der Längsposition x wurde aus der gemessenen Eintrittstemperatur und der zugeführten Wärme berechnet zu

$$t_G = t_E + \frac{Q \cdot \frac{x}{L}}{G \cdot c_p} . \quad (10)$$

Die in Abb. 10 und 11 dargestellten Meßergebnisse zeigen, daß sich die Temperaturverteilung am Rohrumfang mit der Reynoldszahl nur wenig ändert. Die Temperaturlinien bei $Re = 1.52 \cdot 10^5$ in Abb. 10 sind etwas ausgeprägter als die bei $Re = 6.82 \cdot 10^4$ in Abb. 11, insbesondere im Rippenbereich des Abstandshalters. Hier sind die leichten Temperaturerhöhungen in der Rohrwand direkt unter den Abstandshalterrippen ebenfalls stärker ausgeprägt. Mit dem gleichen Stabbündel R1 und dem Abstandshalter B2 wurden Vergleichsmessungen bei zwei verschiedenen Reynoldszahlen durchgeführt. Die Temperaturverteilungen im Abstandshalterbereich bei $Re = 1.26 \cdot 10^5$ und $Re = 2.82 \cdot 10^4$ sind in Form von Isothermen in Abb. 16 dargestellt.

Diesen Flächentemperaturverteilungen entsprechen die bei der Umfangsposition $\phi = 0^\circ$ durchgeführten Messungen der Temperatur in axialer Richtung (Abb. 17). Die Messungen bei den beiden Reynoldszahlen wurden bei gleichem Temperaturniveau durchgeführt; deshalb ist die Flächenleistung bei der etwa vierfach kleineren Re-Zahl nur 1.13 W/cm^2 . Ein Vergleich bei $q = 3.96 \text{ W/cm}^2$ würde das Temperaturniveau auf einen Wert anheben, welcher die konstruktive Auslegung der Teststrecke übersteigt. Zusammenfassend kann man sagen, daß sich die bei verschiedenen Reynoldszahlen durchgeführten Temperaturmessungen nur sehr gering voneinander unterscheiden. Die nachfolgenden Messungen wurden deshalb nur bei einer Reynoldszahl ($Re \approx 1.26 \cdot 10^5$) durchgeführt, die auch etwa dem Auslegungszustand eines gasgekühlten Reaktors entspricht.

3.4 Einfluß der Oberflächenrauigkeit

Damit der Einfluß der Oberflächenrauigkeit ermittelt werden kann, wurden Vergleichsmessungen an glatten und rauhen Rohren mit zwei verschiedenen Rauigkeiten bei gleicher Re-Zahl und annähernd gleichem Temperaturniveau durchgeführt, wobei die Flächenleistung entsprechend differierte. Die gemessenen Temperaturverteilungen sind in Form von Isothermen für den Abstandshalter B1 in Abb. 13, für B2 in Abb. 16 und für B3 in Abb. 19 dargestellt. Die Kontaktzone zwischen Rohr und Rippen ist durch eine dunklere Tönung angedeutet. Aus dem Vergleich dieser Abbildungen wird deutlich, daß der Temperaturabfall im Bereich aller Abstandshalter, bei glatten Rohren viel stärker ist, als er sich bei rauhen Oberflächen ergibt. Man muß bei einem Vergleich beachten, daß die Isothermen im Falle rauher Rohre im Abstand 0.5 K, im Falle glatter Rohre jedoch im Abstand 1 K dargestellt sind. Beim glatten Rohr in Abb. 19 kann man sehen, daß es stromabwärts hinter den drei Rippen jeweils ein ausgeprägtes Temperaturminimum gibt. Dieses Minimum liegt dort, wo die an der Rippe des Abstandshalters abgelöste Strömung wieder auf die Rohrwand auftrifft. Im Falle der rauhen Rohre kann man diesen Punkt mit einem Temperaturminimum nur näherungsweise erkennen, da durch die künstlichen Rauigkeiten das Temperaturfeld stark beeinflußt wird und die Temperaturunterschiede wesentlich kleiner als beim glatten Rohr sind. Den Flächentemperaturverteilungen entsprechen die Messungen der Temperatur in axialer Richtung für B1 in Abb. 14, für B2 in Abb. 17 und für Abstandshalter B3 in Abb. 20. Es ergibt sich ein ausgeprägter Einfluß der Abstandshalter auf die Temperaturverteilung sowohl bei den rauhen wie bei den glatten Rohren. Trotz sonst gleicher Versuchsbedingungen, ist bei den glatten Rohren der Temperaturabfall bzw. die Erhöhung der Nusseltzahl unter und in unmittelbarer Nähe der Abstandshalter etwa doppelt so groß wie bei den rauhen Rohren. Das kann dadurch erklärt werden, daß bei den rauhen Rohren durch die Oberflächenrauigkeit bereits eine Erhöhung der Turbulenz vorliegt, so daß die zusätzliche Turbulenzerhöhung durch die mit der Querschnittsversperrung durch den Abstandshalter verbundene Geschwindigkeitserhöhung nur noch eine geringere Verbesserung des Wärmeübergangs bewirkt, als es bei den glatten Rohren der Fall ist.

Den größten Temperaturabfall in axialer Richtung erhält man direkt unter der Rippe des Abstandshalters (Umfangsposition $\phi = 60^\circ$). Diese Messungen wurden für die Rauheitsform R1 mit dem Abstandshalter B2 durchgeführt und sind in Abb. 17 durch Dreieckssymbole gekennzeichnet. Die in den Abbildungen 14, 17 und 20 schwarz gekennzeichneten Punkte sind jeweils die Meßwerte, die sich bei den Messungen für die Flächentemperaturverteilung in der Abstandshalterebene ergaben. Diese Temperaturverteilungen bestehen jeweils aus ca. 5000 Meßpunkten, wobei die Meßdauer sich über mehrere Stunden erstreckte. Diese Meßwerte stimmen mit der direkt gemessenen axialen Temperaturverteilung recht gut überein. Die Versuche haben gezeigt, daß sich auch bei Rohren mit künstlicher Rauigkeit keine "hot spots" unter Abstandshaltern ergeben, wie das für glatte Rohre bereits aus der Literatur bekannt ist.

3.5 Einfluß der Breite der Kontaktstelle zwischen Abstandshalter und Rohrwand

In der dreidimensionalen Darstellung der Temperaturverteilung unter dem Abstandshalter B1 beim glatten Rohr (Abb. 15) ist der starke Temperaturabfall (cold spot), besonders unter der Kontaktstelle zwischen Abstandshalter und Rohrwand deutlich sichtbar.

Im Bereich des Abstandshalters B2 wurde ebenfalls ein Temperaturabfall ermittelt (Abb. 18), jedoch ergeben sich hier unmittelbar auf der Kontaktfläche zwischen Abstandshalter und der rauhen Rohrwand kleine lokale Temperaturerhöhungen.

Bei glatten Rohren hingegen, ist unter den Abstandshalterrippen kein Temperaturanstieg zu erkennen.

Zur Verdeutlichung des Temperaturabfalls im Bereich des Abstandshalters B3 wurde die Temperaturverteilung in Abb. 21 ebenfalls dreidimensional dargestellt. Die lokalen Temperaturerhöhungen auf den Kontaktflächen zwischen Abstandshalter und rauhem Rohr sind hier wesentlich größer als beim Abstandshalter B2, woraus geschlossen werden kann, daß die Größe dieser örtlichen Temperaturspitzen abhängig von der Breite der Abstandshalterrippen ist.

4. Vergleich der Meßergebnisse mit den Literaturangaben

Experimentelle Untersuchungen der Temperaturverteilung unter Abstandshaltern an Rohren mit künstlicher Rauigkeit sind, außer der Arbeit von Hudina, Nöthiger /5/, nicht bekannt. Über Untersuchungen an glatten Rohren wird in der Literatur verschiedentlich berichtet.

In der Regel wurden diese Messungen an ähnlichen Luftversuchsständen durchgeführt. Die von den einzelnen Autoren angewandten Meßtechniken sind zwar unterschiedlich, jedoch von geringer Bedeutung für die Meßergebnisse und werden deshalb nicht weiter erörtert. Wesentlich wichtiger beim Vergleich der Meßergebnisse sind die unterschiedlichen Randbedingungen der einzelnen Untersuchungen. Variabel sind Art und Geometrie der Teststrecken und der Abstandshalter, sowie die Flächenleistung. Es ist offensichtlich, daß bei so unterschiedlichen Parametern der Temperaturabfall bzw. der verbesserte Wärmeübergang im Abstandshalterbereich unterschiedlich groß ist. Zum Vergleich der eigenen Meßwerte mit den Ergebnissen verschiedener Autoren wurden die gemessenen Temperaturverteilungen in dimensionsloser Form als Nusselt-Zahl dargestellt. Abb. 22 zeigt diese Ergebnisse. Dabei wurde die örtliche Nusselt-Zahl Nu auf die Nusselt-Zahl vor dem Abstandshalter Nu_0 bezogen und der Abstand in Strömungsrichtung wurde durch den hydraulischen Durchmesser dimensionslos gemacht. Die Nusseltzahlen zeigen eine zu den Temperaturverteilungen entgegengesetzte Tendenz. Die Erhöhung der Nusseltzahl im Abstandshalterbereich ist umso größer, je glatter die Oberfläche und je größer die durch den Abstandshalter verursachte Querschnittsversperrung ist, die sich ergibt zu

$$\epsilon = \frac{A_A}{A_0} \quad (11)$$

mit A_A als dem projizierten Abstandshalterquerschnitt und A_0 als dem ungestörten Strömungsquerschnitt.

Beim glatten Rohr unter Abstandshalter B1 (kleine Querschnittsversperrung) kann eine maximale Erhöhung der örtlichen Nusseltzahl von 33 % festgestellt werden, die für die rauhen Rohre hingegen nur ca. 25 % beträgt. Während beim glatten Rohr unter Abstandshalter B2 (mittlere Querschnittsversperrung) eine Erhöhung der Nusseltzahl um 52 % festgestellt wird, ergibt sich für die rauhen Rohre nur eine Erhöhung um 32 % (R1) bzw.

25 % (R2). Die größte Querschnittsversperrung durch den Abstandshalter B3 bewirkt beim glatten Rohr eine maximale Erhöhung der Nusseltzahl von 75 % und bei den rauhen Rohren von 42 bzw. 45 %.

Der Anstieg der Nusseltzahl auf der Anströmseite des Abstandshalters ist sehr steil und beginnt in der Regel bei $x/D_h = -1$. Das Maximum der Nu-Zahl im Falle rauher Oberflächen befindet sich fast in der Mitte des Abstandshalters ($x/D_h \sim +1$), bei den glatten Bündeln hingegen liegt es bei $x/D_h \sim +1.6$. Für den Bereich stromabwärts vom Abstandshalter ergibt sich generell ein verhältnismäßig starker Abfall der Nusseltzahlen bis zu $x/D_h = 3$, von da ab gehen die Nusseltzahlen nur allmählich wieder auf die Nu-Werte der ungestörten Strömung zurück und es bleibt für einige hydraulische Durchmesser stromabwärts eine deutliche Verbesserung des Wärmeübergangs. Für das glatte Bündel mit Abstandshalter B3 jedoch, fallen die Nu-Werte vom Höchstwert stromabwärts nur langsam ab. Die in Abb. 22 dargestellten Wärmeübergangszahlen im Abstandshalterbereich wurden für die Umfangsposition zwischen den Rippen ($\phi = 0^\circ$) errechnet.

Die höchsten Wärmeübergangszahlen ergeben sich direkt unter der Abstandshalterrippe ($\phi = 60^\circ$), die Ergebnisse sind in Abb. 23 dargestellt und zwar für das rauhe Stabbündel mit der Rauigkeit R1 und für das glatte Stabbündel. Bei dem rauhen Stabbündel unterscheiden sich die maximalen Nusseltzahlen für die kleinste Querschnittsversperrung (B1) unter den Rippen (+ 26 %) kaum von denen zwischen den Rippen (+ 25 %); hingegen wächst der Unterschied mit steigender Querschnittsversperrung (+ 79 % gegenüber + 42 % bei B3).

Bei den glatten Stabbündeln dagegen ist die maximale Nusseltzahl unter der Rippe des Abstandshalters 72 % höher als im ungestörten Fall bei geringer Querschnittsversperrung (B1), während die Erhöhung nur 33 % zwischen den Rippen betrug. Bei größeren Querschnittsversperrungen (B2 und B3) ist die maximale Nusseltzahl unter den Rippen nahezu konstant (+ 108 % bzw. + 105 %), wohingegen ein Anstieg mit der Querschnittsversperrung zwischen den Rippen von + 52 % auf + 75 % erfolgte. Beim Abstandshalter B3 (größte Breite) steigt die Nusseltzahl unter der Rippe bei $x/D_h \approx 2.5$ nochmals auf etwa den Maximalwert an. Hier kommt der erhöhte Wärmeübergang durch das Wiederauftreffen der abgelösten Strömung auf die Stabwand zum Tragen (s. Abb. 19).

Um die Abhängigkeit zwischen Wärmeübergangsverbesserung und der durch den Abstandshalter verursachten Querschnittsversperrung durch eine Beziehung auszudrücken, wurden alle Literaturergebnisse in Betracht gezogen. Die maximalen Werte für den Wärmeübergang zwischen den Rippen des Abstandshalters wurden aus den Abbildungen der einzelnen Berichte entnommen und in Tabelle 1 aufgelistet. Die dargestellten Werte für die Querschnittsversperrung, die sowohl aus den Abbildungen der Abstandshalter wie auch aus Dimensionsangaben errechnet wurden, sind aufgrund der Ungenauigkeiten bei den Abbildungen, nur als Näherungswerte zu betrachten.

Hoffmann, Miller, Sozzi und Sutherland /6/ haben in zwei 7-Stabbündeln aus glatten Rohren in hexagonaler Anordnung, drei Arten von Abstandshaltern bei einem Re-Bereich $5 \cdot 10^3$ bis $1.5 \cdot 10^5$ untersucht. Aus der Flächentemperaturverteilung, die in dimensionslosen Wärmeübergangszahlen in /6, Fig. 4-50/ dargestellt wurde, sowie aus der axialen Temperaturverteilung /6, Fig. 4-49/ kann ein deutlicher Temperaturabfall in der Abstandshalterebene festgestellt werden. Bei einem Gitterabstandshalter-Typ jedoch wurden leichte "hot spots" registriert.

Vlcek und Weber /7/ untersuchten an einem glatten Rohr, bei $Re = 1.3 - 2.1 \cdot 10^5$ und $q = 5.6$ und 7.6 W/cm^2 , zwei Abstandshalterarten (5 und 60 mm breit). Die gemessenen axialen Temperaturverteilungen in der Abstandshalterebene /7, Fig. 5 und 6/ lassen einen der Abstandshaltergröße entsprechenden Anstieg des Wärmeübergangs erkennen.

Acht verschiedene Arten von Abstandshaltern wurden von Hudina und Nöthiger /5/, bei $Re = 1.5 - 5 \cdot 10^4$, an einem glatten und 3 verschiedenen Rauigkeitsrohren untersucht. Bei sämtlichen Messungen der Umfangstemperaturverteilung /5, Fig. 5A-D/ wurden "cold spots" ermittelt. Die Ergebnisse der gemessenen axialen Temperaturverteilung /5, Fig. 6A-D/ wurden in dimensionsloser Form des Wärmeübergangs über der Längsposition x/D_h angegeben. Da die axiale Nu-Verteilung nicht zwischen den Abstandshalterrippen angegeben ist, wurden die Maximalwerte der gemessenen Umfangsverteilungen abgelesen. Diese Werte wurden korrigiert mit dem Verhältnis der Nusseltzahl zwischen den Rippen zur Nusseltzahl an der Stelle, wo die Umfangstemperaturverteilung gemessen wurde. Die relativ niedrigen Werte für die Wärmeübergangserhöhung im Abstandshalterbereich sind darauf zurückzuführen, daß bei diesen Untersuchungen die Versperrungen des Strömungsquerschnitts durch die Abstandshalter wesentlich geringer waren, als es bei den hier

durchgeführten Untersuchungen der Fall war. Auch eine klare Tendenz der Nu-Änderung durch die Rauigkeitsparameter konnte aus den Messungen von Hudina und Nöthiger /5/ nicht herausgefunden werden, was an den großen geometrischen Toleranzen der Rauigkeitsparameter liegen mag, die durch Photoätzung hergestellt wurden.

Krett und Majer /8/ liefern Meßergebnisse von 4 Abstandshalterarten, die an Bündeln von 7 glatten und 19 mit Längsrippen versehenen Rohren, bei $Re = 0.4 - 1.5 \cdot 10^5$ und $q = 0.6 - 3.3 \text{ W/cm}^2$, gewonnen wurden. Es wurden nur axiale Temperaturverteilungen gemessen und in /8, Fig. 13/ mit den Ergebnissen von /7/ und anderen Autoren verglichen. Die über der dimensionslosen Längsposition x/D_h aufgetragenen Nu/Nu_0 -Werte liegen im Bereich zwischen 1.3 und 1.8 und zeigen mit den eigenen Ergebnissen relativ gute Übereinstimmung. Die Querschnittsversperrungswerte ϵ konnten aus diesen Untersuchungen nicht errechnet werden, da die Dimensionsangaben fehlen. Es wird jedoch ein Versperrungsfaktor β angegeben, der in Tab. 1 als ϵ -Wert angegeben ist. Es konnte nicht herausgefunden werden, ob die Definitionen für β und ϵ die gleichen sind.

Die experimentellen Werte von Nu_{\max}/Nu_0 (maximale Nu-Zahl zwischen den Abstandshalterrippen zur Nu-Zahl der ungestörten Strömung vor dem Abstandshalter) für glatte Oberflächen wurden in Abb. 24 über der Querschnittsversperrung doppeltlogarithmisch dargestellt. Alle Meßpunkte in dem untersuchten Bereich $\epsilon < 0.4$ können durch eine Gerade beschrieben werden:

$$\frac{Nu_{\max}}{Nu_0} - 1 = 5.55 \cdot \epsilon^2. \quad (12)$$

Die Streuung aller Meßpunkte ist mit ca. 5 % sehr gering. Auch die Meßwerte für raue Oberflächen (Abb. 25) können durch eine ähnliche Gleichung dargestellt werden:

$$\frac{Nu_{\max}}{Nu_0} - 1 = 3.55 \cdot \epsilon^2. \quad (13)$$

Diese Gleichung gilt natürlich nur in dem Bereich der getesteten rauhen Oberflächen, der charakterisiert durch den Rauigkeitsparameter zu $R = 3-4$ ausgedrückt werden kann /9/. Für den Verlauf der Nusseltzahl im Abstandshalterbereich können anhand der gemessenen Abhängigkeiten der Nusseltzahl, die in Abb. 22 dargestellt sind, ebenfalls einfache Ansätze gemacht werden.

Für thermo-fluiddynamische Auslegungsrechnungen von Reaktorbrandelementbündeln kann damit der Einfluß von Gitterabstandshaltern auf die Temperaturverteilung in den entsprechenden Codes berücksichtigt werden. Es hat sich also gezeigt, daß der Wärmeübergang in der gleichen Weise von der Querschnittsversperrung abhängt wie der Druckabfall. Eine frühere Untersuchung für den Druckverlust hatte nämlich ergeben, daß der Druckverlust Δp an Gitterabstandshaltern ebenfalls mit dem Quadrat der Querschnittsversperrung wächst /10/:

$$Eu = 3,25 \cdot \epsilon^2 \quad (14)$$

mit der Euler-Zahl

$$Eu = \frac{\Delta p_A}{\rho u^2} \quad (15)$$

5. Schlußfolgerungen

Die Versuche haben gezeigt, daß auch bei Rohrbündeln mit künstlicher Rauigkeit, mit Ausnahme leichter Temperaturerhöhungen unter den Rippen des Abstandshalters, keine "hot spots" vorkommen, eine Tatsache, die schon für glatte Rohrbündel bekannt war. Die Größe dieser lokalen Temperaturerhöhungen ist abhängig von der Breite der Kontaktstelle zwischen Abstandshalter und Rohrwand. Die Erhöhung des Wärmeübergangs im Abstandshalterbereich ist für glatte Rohrbündel größer als bei rauhen Rohren. Bei Rohren mit künstlichen Rauigkeiten auf den Oberflächen ist die Turbulenz der Strömung bereits so stark erhöht, daß durch die zusätzliche Turbulenzerhöhung durch die Reduktion des Strömungsquerschnittes nur noch eine geringere Verbesserung des Wärmeübergangs erfolgen kann.

Basierend auf den Daten aus der Literatur und den eigenen Meßwerten, war es möglich, für Auslegungsrechnungen eine einfache Beziehung anzugeben, mit welcher die maximalen Nusseltzahlen zwischen den Abstandshalterrippen als Funktion der Querschnittsversperrung bei Gaskühlung mit guter Näherung ermittelt werden können. Temperaturverteilungen, die auf der Basis dieser Beziehungen ermittelt werden, liegen auf der sicheren Seite, da die Verbesserung des Wärmeübergangs direkt unter den Rippen der Abstandshalter sogar noch besser ist.

Die Verfasser danken Herrn A. Roth für die Mitarbeit bei der Konstruktion der Teststrecke, sowie bei der Durchführung und Auswertung der Versuche.

6. Liste der verwendeten Symbole

A	Strömungsquerschnitt
c_p	spezifische Wärme
D_h	hydraulischer Durchmesser
d	Rohraußendurchmesser
Eu	Euler-Zahl
G	Durchsatz pro Zeiteinheit
K	Konstante
L_H	beheizte Länge
L_K	Länge des Führungskanal
Nu	Nusselt-Zahl
O	Heizfläche
Pr	Prandtl-Zahl
p	Abstand der Heizrohrmittelpunkte
Q	Heizleistung
q	Wärmeleistung pro Flächeneinheit
Re	Reynolds-Zahl
s	Wandstärke
t	Temperatur
U	benetzter Umfang
u	Geschwindigkeit
x	Koordinate in Strömungsrichtung
α	Wärmeübergangszahl
ε	Querschnittsversperrung
λ	Wärmeleitfähigkeit
μ	Zähigkeit
ρ	Dichte

Indizes

A	Abstandshalter
E	Eintritt
G	Gas
max	Maximum
o	ungestört
q	Heizung
R	Referenz
W	Wand
ϕ	Umfangsposition

7. Literaturverzeichnis

- /1/ Gasbrüter-Memorandum - Ergebnisse einer Untersuchung über die Realisierbarkeit und Wirtschaftlichkeit eines gasgekühlten Schnellen Brüters. Report KFK 1375, EUR 4575d, JÜL 744-RG, Februar 1971.
- /2/ Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen (VDI-Durchflußmeßregeln), DIN 1952, August 1971.
- /3/ J. MAREK, K. MAUBACH
Ergebnisse von Wärmeübergangs- und Druckverlustmessungen mit Helium an einem Bündel mit sechzehn Rohren. Report KFK 1549, Januar 1972.
- /4/ J. MAREK, K. MAUBACH und K. REHME
Heat transfer and pressure drop performance of rod bundles arranged in square arrays. Int. J. Heat Mass Transfer, 16, 2215 (1973).
- /5/ M. HUDINA, H. NÖTHIGER
Experimental study of local heat transfer under and near grid spacers developed for GCFR. Report TM-IN-526 of Swiss Federal Institute for Reactor Research Würenlingen, Jan. 1973.
- /6/ H.J. HOFFMANN, C.W. MILLER, G.L. SOZZI, W.A. SUTHERLAND
Heat transfer in seven-rod clusters influence of linear and spacer geometry on superheat fuel performance. Report GEAP-5289 of G.E. San Jose, California, October 1966.
- /7/ J. VLČEK, P. WEBER
The experimental investigation of film heat-transfer coefficient in the fuel element spacers area. Report ZJE-66 Škoda Concern, Nuclear Power Plants Division, Information Centre Plzeň-Czechoslovakia 1970.
- /8/ V. KRETT, J. MAJER
Temperature Field measurement in the region of spacing elements. Report ZJE-114 Škoda Works, Nuclear Power Construction Departement, Information Centre Plzeň-Czechoslovakia 1971.

/9/ W. BAUMANN, K. REHME

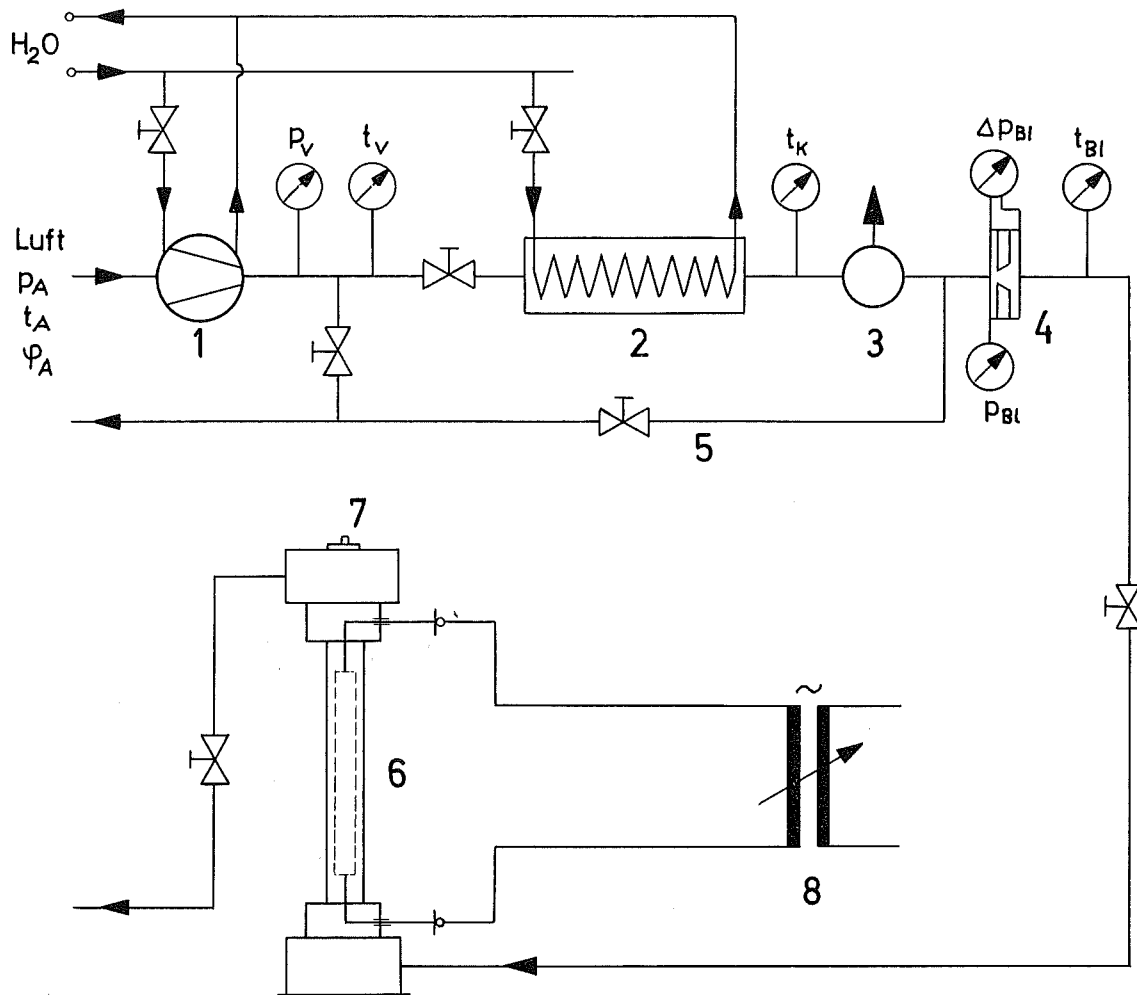
Friction correlations for rectangular roughnesses. Int. J. Heat
Mass Transfer (im Druck).

/10/ K. REHME

Pressure drop correlations for fuel element spacers. Nucl. Technol.,
17, 15 (1973).

Tab. 1 Zusammenstellung aller Untersuchungen

Literatur	Abstands- halter- Typ	Reynolds- zahl $\times 10^{-4}$	Rohr- Typ	$\frac{Nu_{max}}{Nu_0}$	ϵ	Zeichen
Hoffmann et al.	lateral	2.4	glatt	1.234	0.1905	⊙
Vlcek, Weber	5	12-13	glatt	1.29	0.2368	△
	60	15-16	glatt	1.4	0.2886	□
Hudina, Nöthiger	Ia	1.5-5	glatt	1.086	0.1527	▽
			R13	1.065		▽
			R4B	1.05		⊙
	Ib		glatt	1.092	0.1559	◇
			R13	1.079		◇
			R4B	1.068		△
	IIa		R27	1.089	0.1085	□
			glatt	1.040		▽
	IIb		R4B	1.035	0.1252	⊖
			glatt	1.088		⊖
	IIc		R4B	1.081	0.1589	⊕
	IIIa		R4B	1.060	0.0871	⊕
			glatt	1.086		⊕
	IIIb		R4B	1.046	0.0871	△
			glatt	1.08		⊕
IIIc	R4B	1.032	0.0871	◇		
	R4B	1.051		◇		
Krett, Majer	A - 1	5.3	glatt	1.78	0.375	◇
		9.9		1.76		
		13.4		1.70		
	C	4.4	glatt	1.525	0.303	◇
		6.8		1.517		
		8.5		1.504		
8.0		1.485				
A - 2	11.0	rauh	1.475	0.296	▽	
	13.0		1.325			
	19.9		1.31			
Eigene Messungen	B 1	12.7	glatt	1.33	0.253	●
			R1	1.246		●
			R2	1.253		●
	B 2		glatt	1.52	0.302	▲
			R1	1.32		▲
	B 3		R2	1.244	0.348	▽
			glatt	1.75		■
			R1	1.447		■
	R2	1.417		◆		

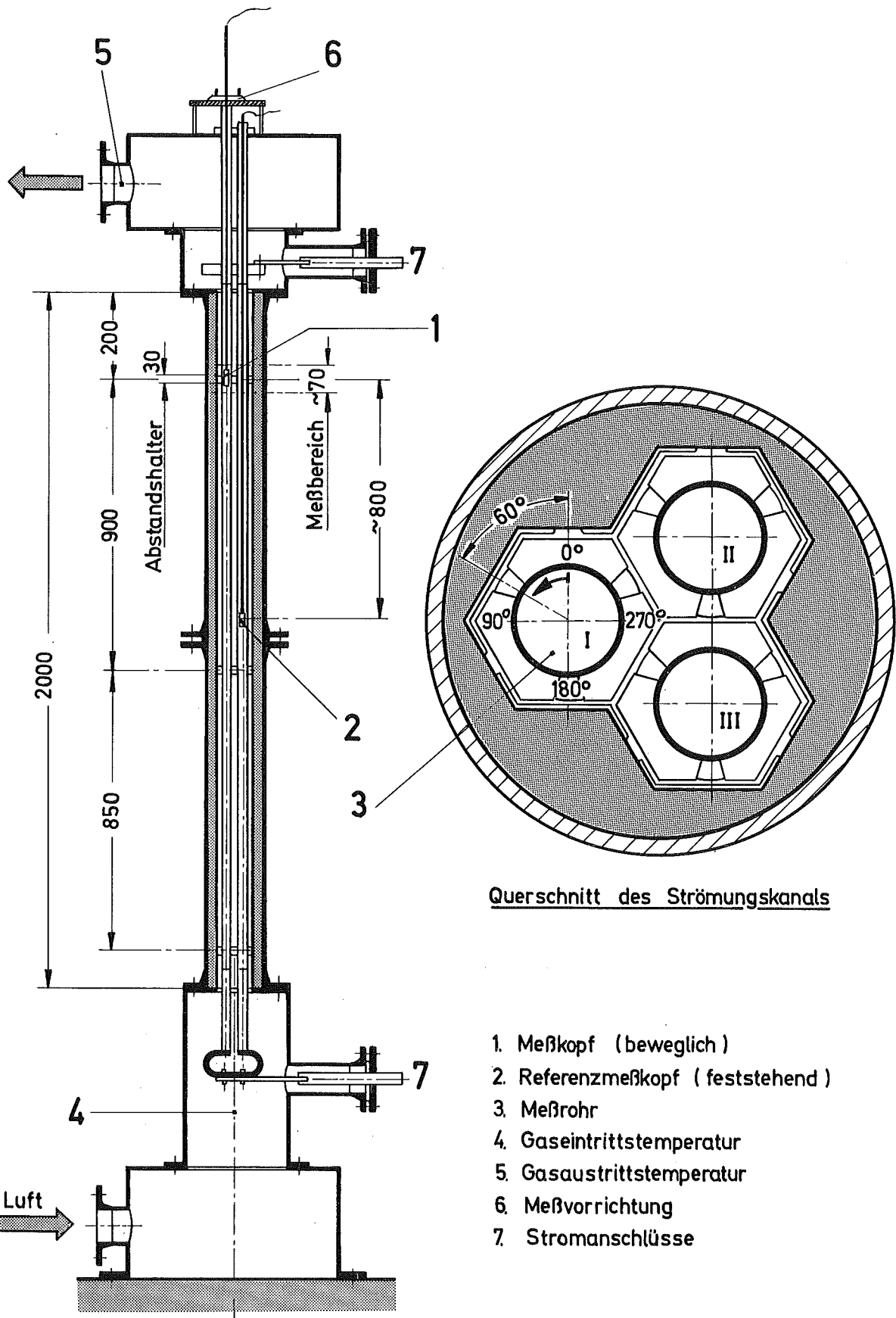


1. Verdichter (0.3 kg/sek, 4bar, 80KW)
2. Luftkühler
3. Wasserabscheider
4. Durchflußmessung
5. Bypass
6. Teststrecke
7. Meßkopf-Verstellvorrichtung
8. Transformator 0-40 KW

- p_v Druck am Verdichteraustritt
 t_v Temperatur am Verdichteraustritt
 t_k Temperatur am Kühleraustritt
 Δp_{Bl} Wirkdruck an der Blende
 p_{Bl} Druck vor der Blende
 t_{Bl} Temperatur an der Blende
 p_A Druck am Verdichtereintritt
 t_A Temperatur am Verdichtereintritt
 φ_A rel. Feuchte am Verdichtereintritt

Versuchsanlage (schematisch)

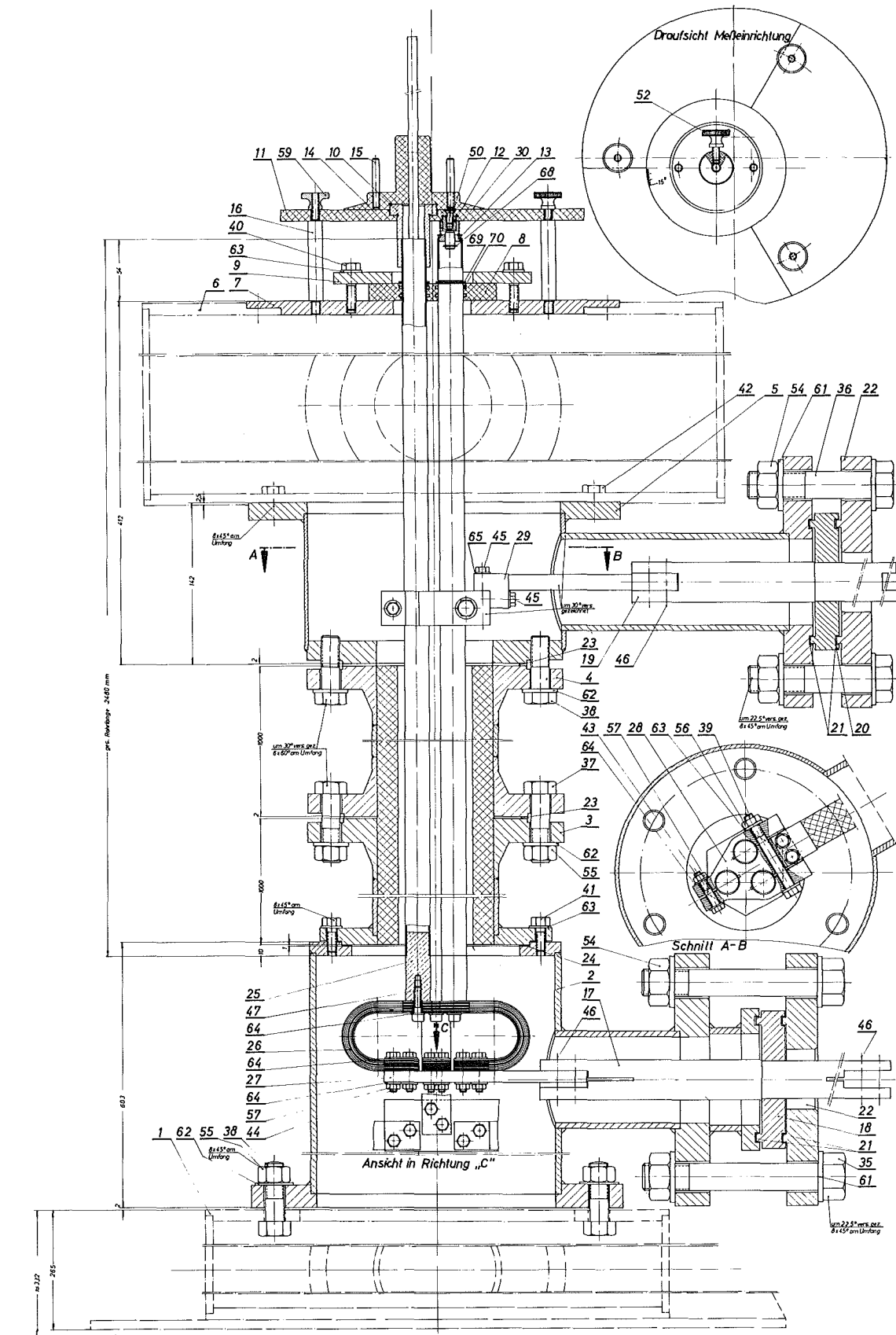
Abb. 1



1. Meßkopf (beweglich)
2. Referenzmeßkopf (feststehend)
3. Meßrohr
4. Gaseintrittstemperatur
5. Gasaustrittstemperatur
6. Meßvorrichtung
7. Stromanschlüsse

Teststrecke schematisch

Abb. 2



Konstruktiver Aufbau der Teststrecke

Abb. 3

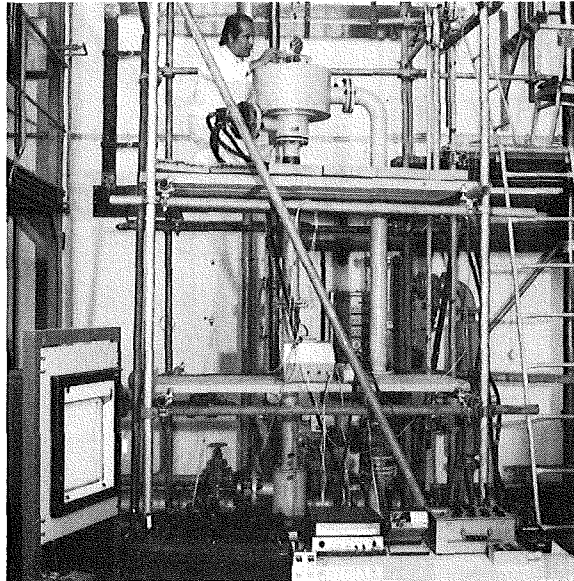


Abb. 4a Gesamtansicht

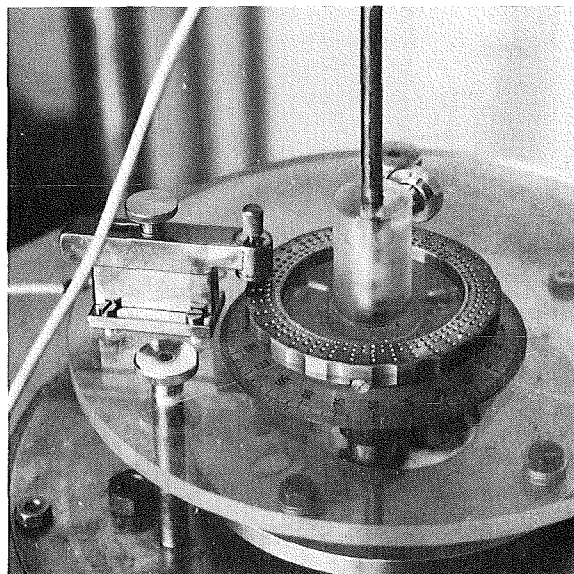
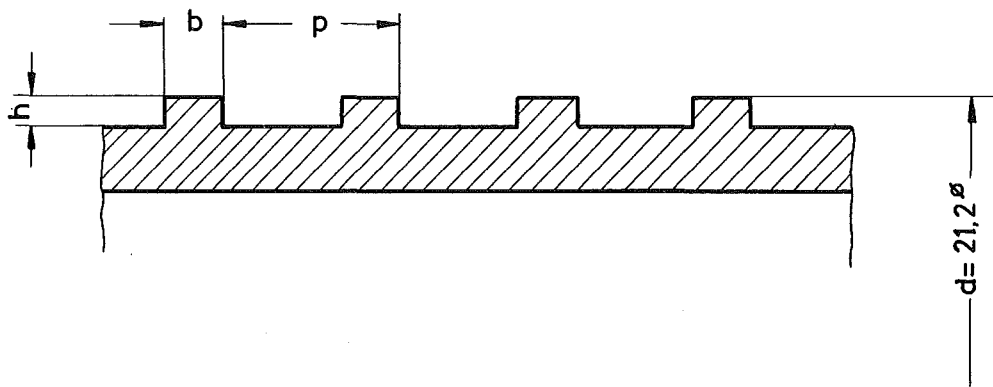


Abb. 4b Meßkopf - Verstellvorrichtung

Versuchsanlage

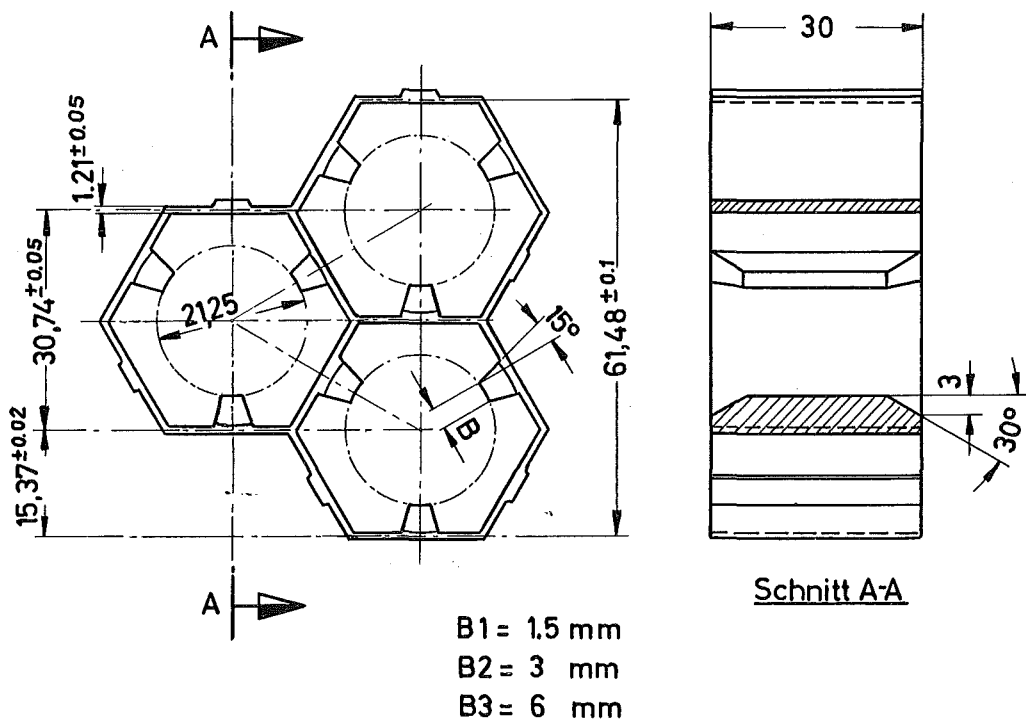
Abb. 4



Rauhigkeit	b	h	p
R1	0.5	0.3	3.75
R2	0.5	0.3	2.4

Geometrie der Rauhigkeitselemente

Abb. 5



Geometrie der Abstandshalter

Abb. 6

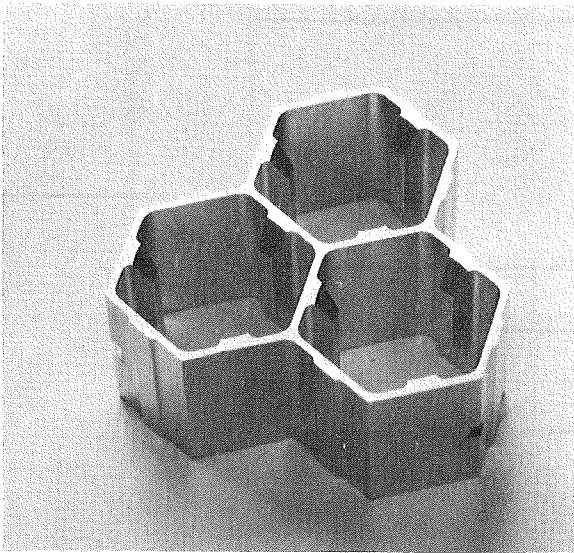


Abb. 7a Abstandshalter

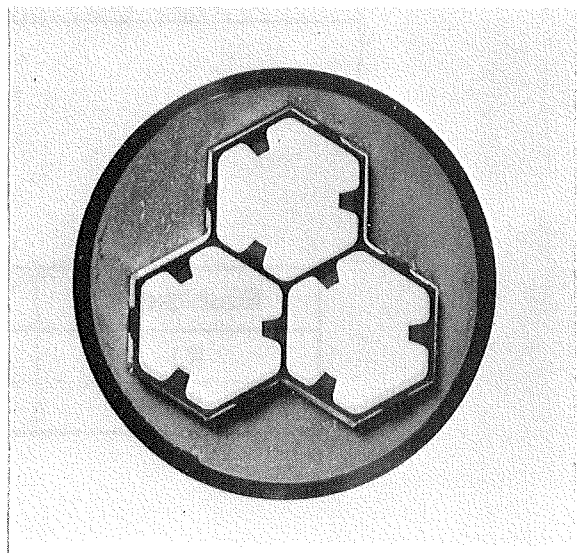


Abb.7b Querschnitt des Strömungskanals mit Abstandshalter

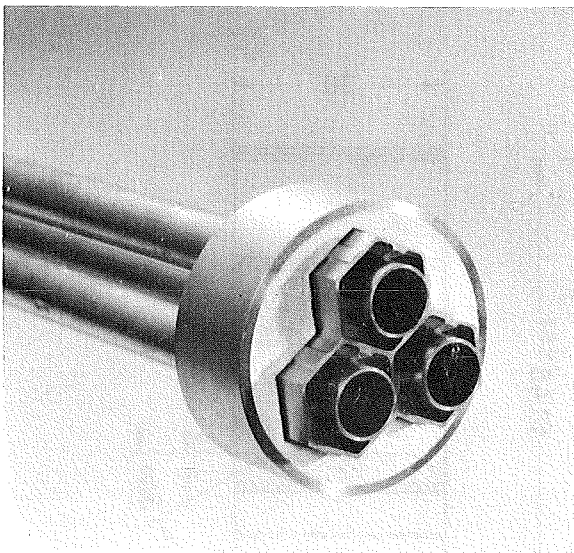


Abb. 7c Teststreckenausschnitt glatter Teil

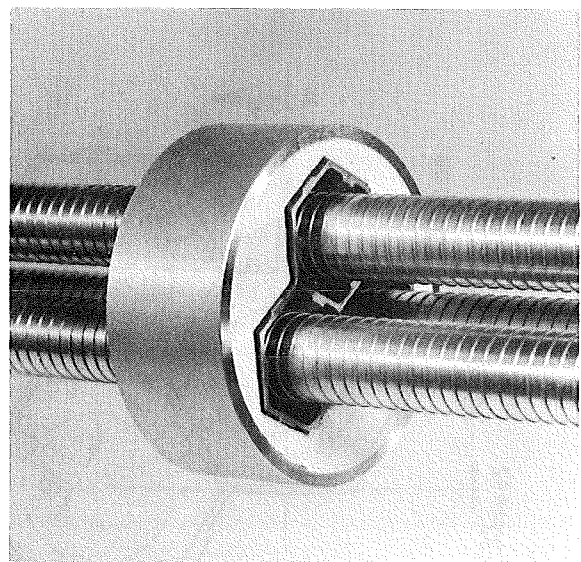
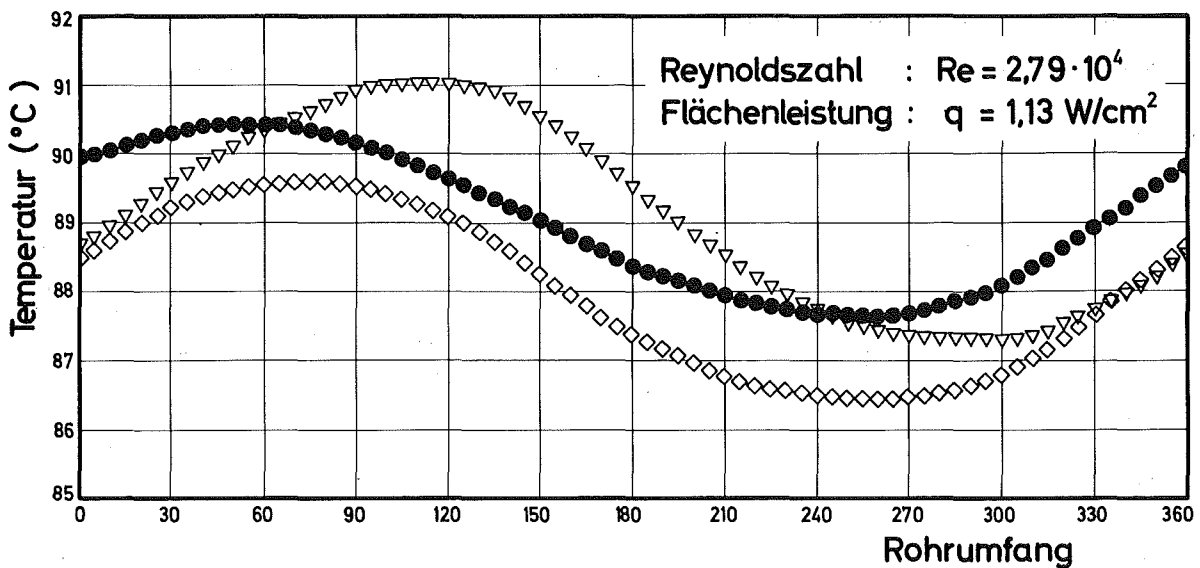
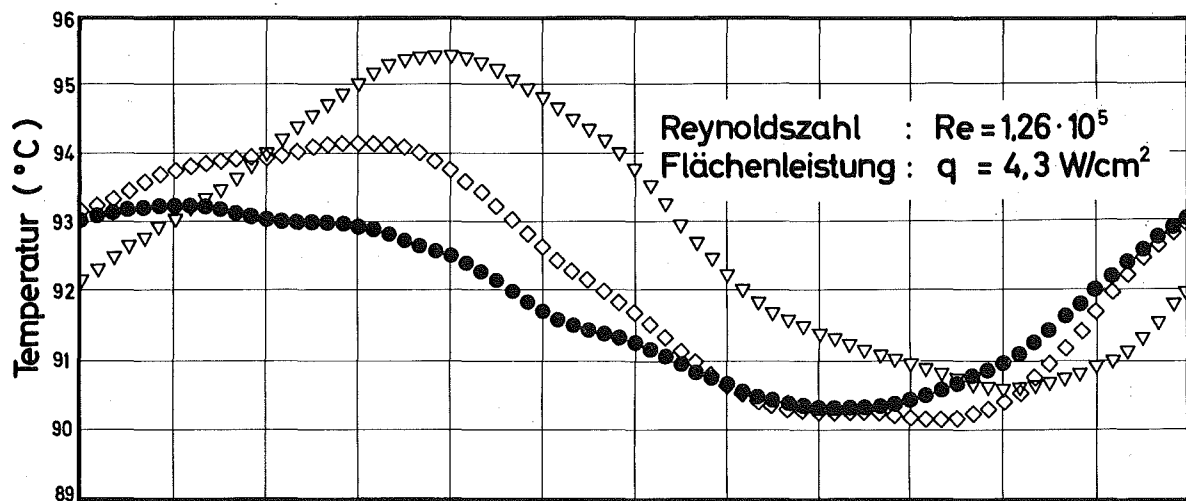
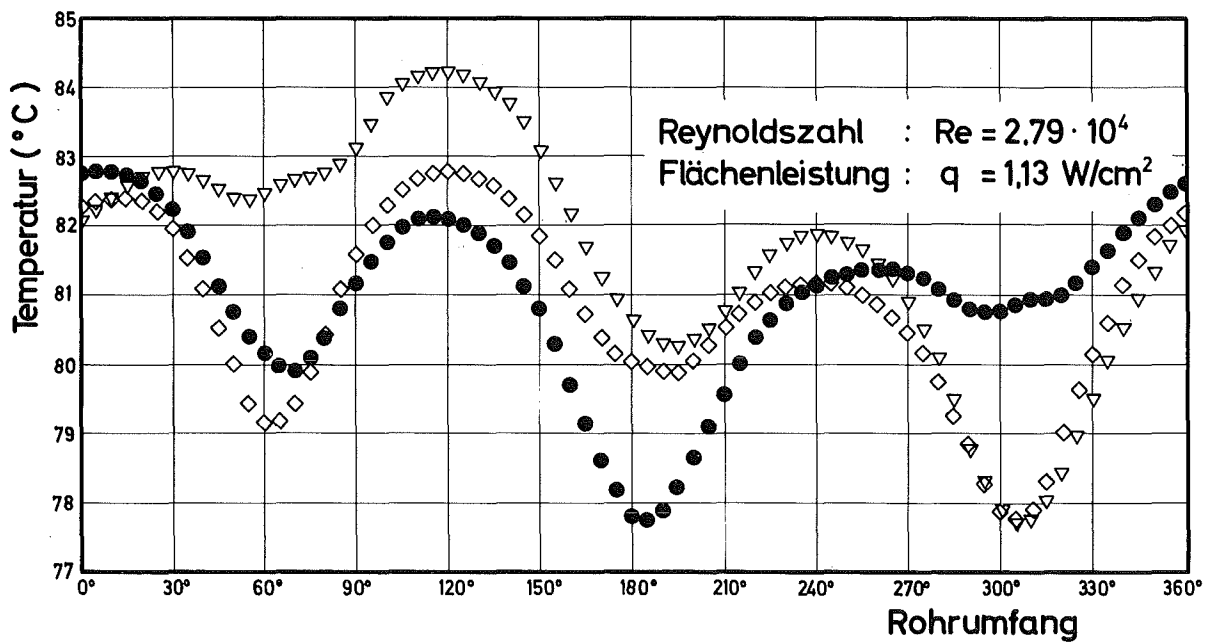
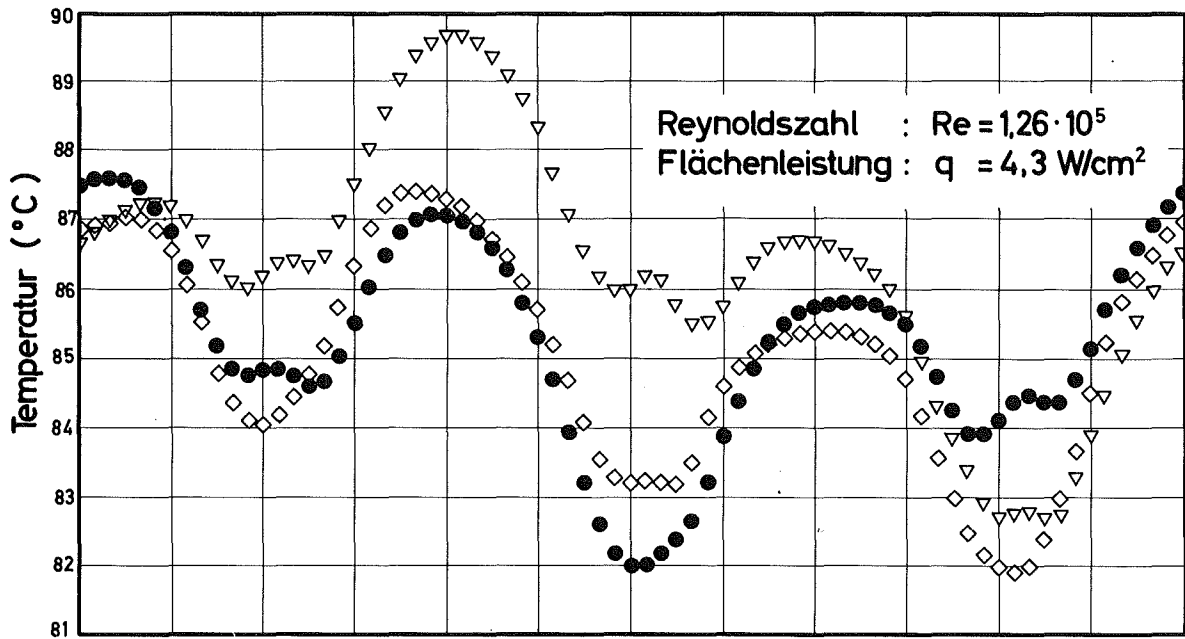


Abb. 7 d Teststreckenausschnitt rauher Teil



Umfangsverteilung 40mm vor dem Abstandshalter B2
 Rauheitsform : R1
 ● Meßrohr I (Abb.2)
 ▼ Meßrohr II (Abb.2)
 ◇ Meßrohr III (Abb.2)



Umfangsverteilung in Abstandshaltermitte B2

Rauhigkeitsform : R1

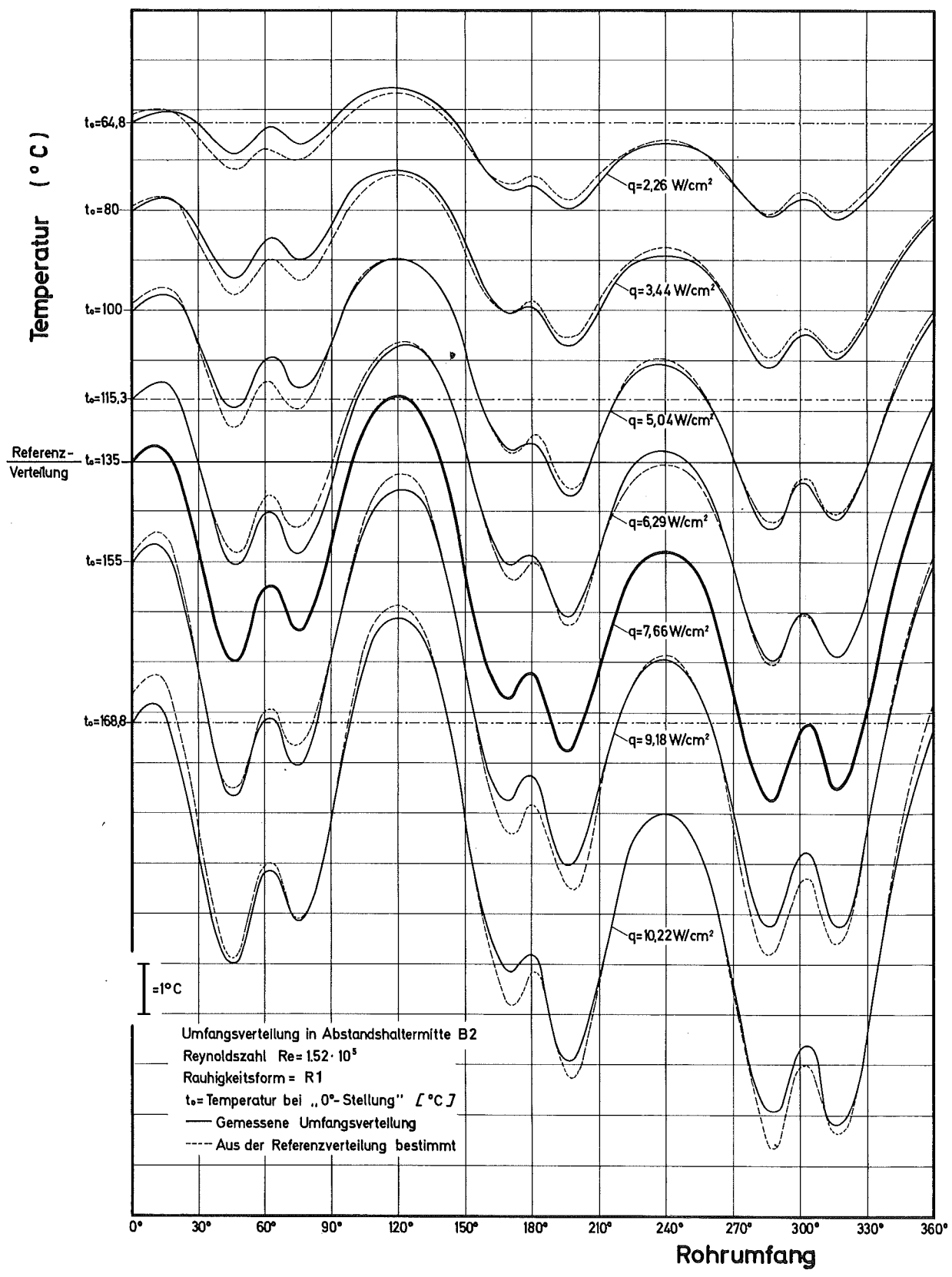
● Meßrohr I (Abb.2)

▽ Meßrohr II (Abb.2)

◇ Meßrohr III (Abb.2)

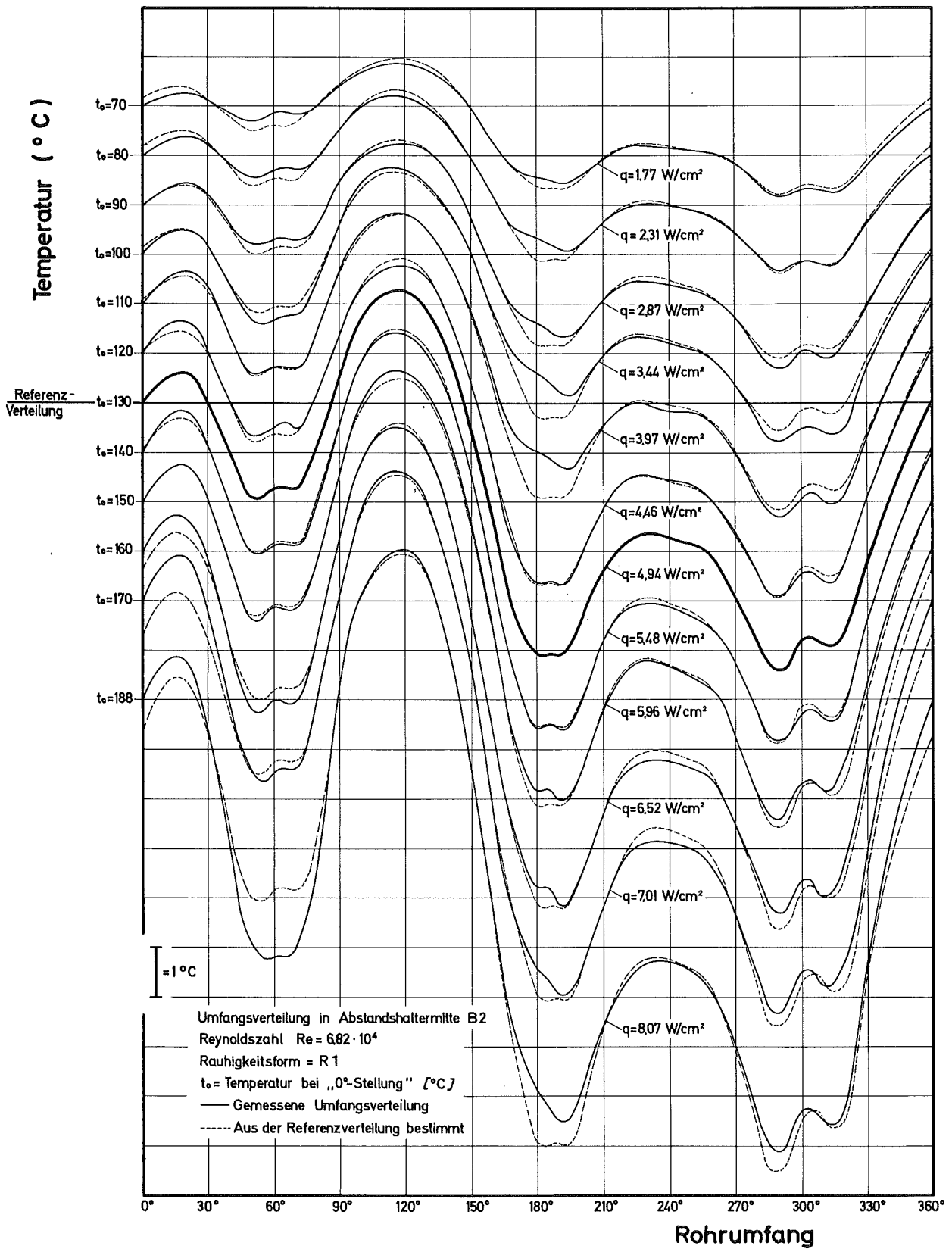
Vergleich der Temperaturverteilung am Umfang

Abb.9



Temperaturverteilung bei verschiedenen Flächenleistungen

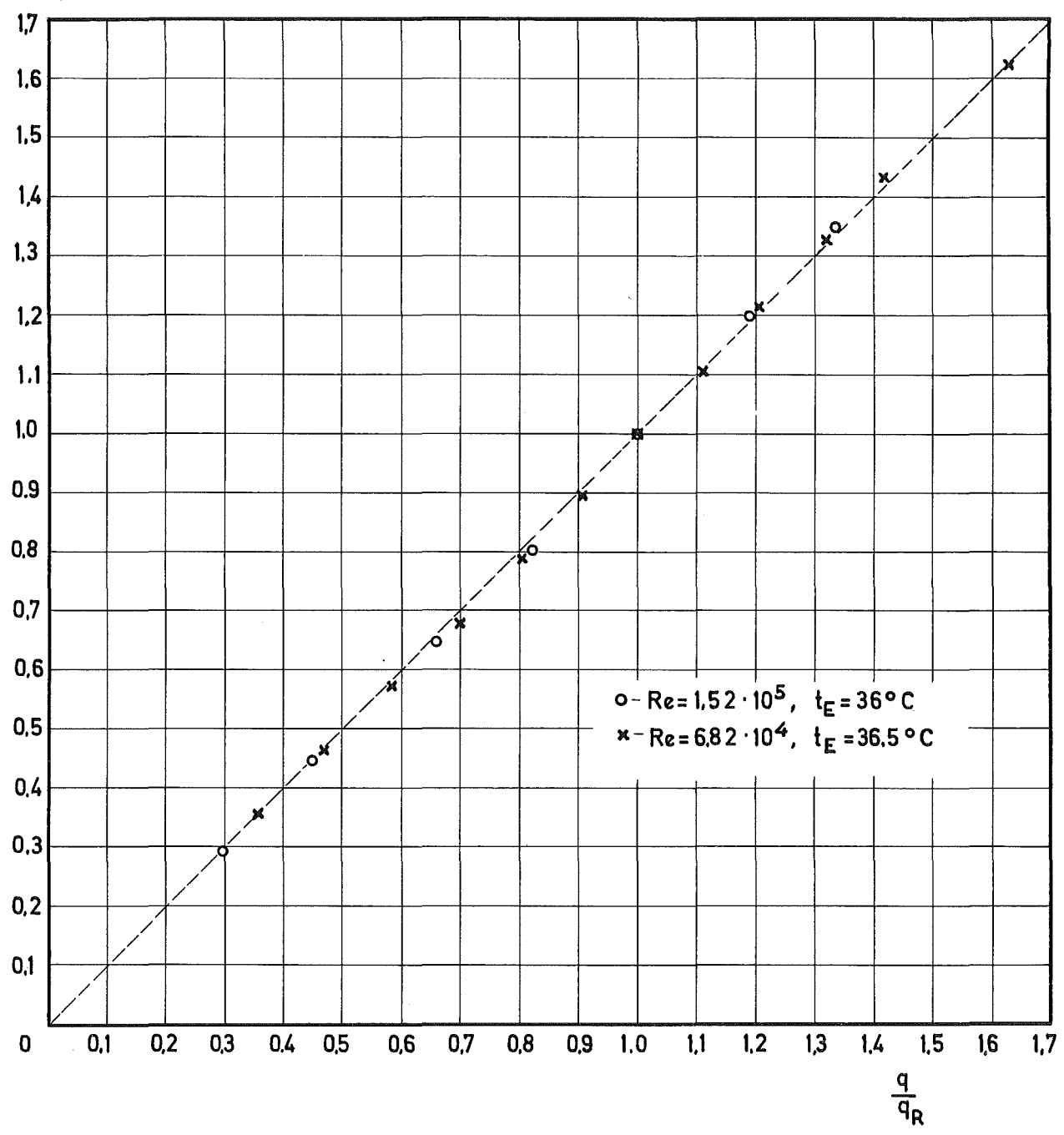
Abb.10



Temperaturverteilung bei verschiedenen Flächenleistungen

Abb. 11

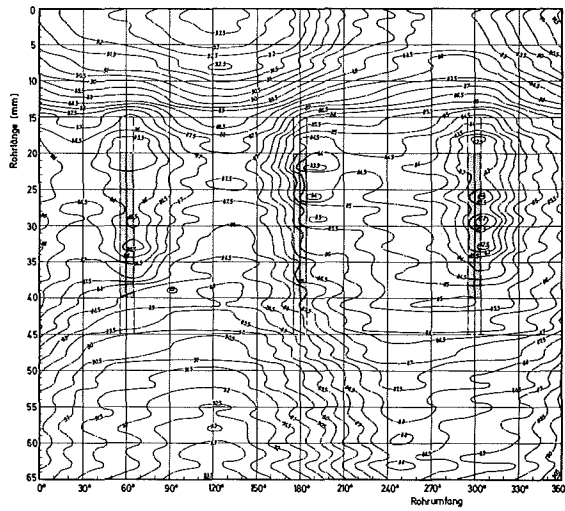
$$\frac{t_w - t_E}{t_{wR} - t_E}$$



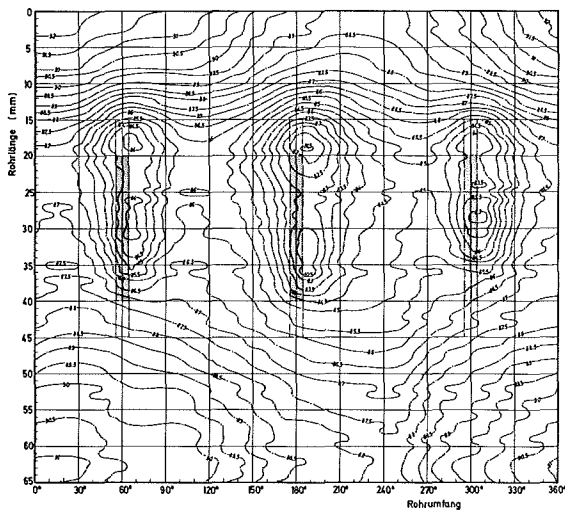
Rauheitsform : R 1
 Abstandshalter : B 2

Abhängigkeit der Temperatur von der Flächenleistg.

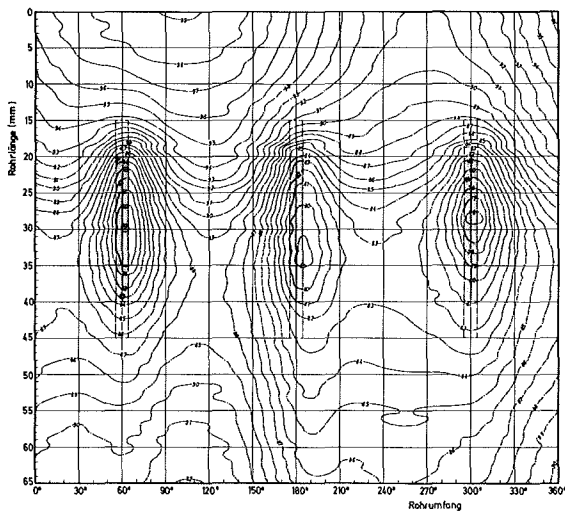
Abb. 12



Rauhigkeitsform : R1
 Flächenleistung : $q = 4,12 \text{ W/cm}^2$

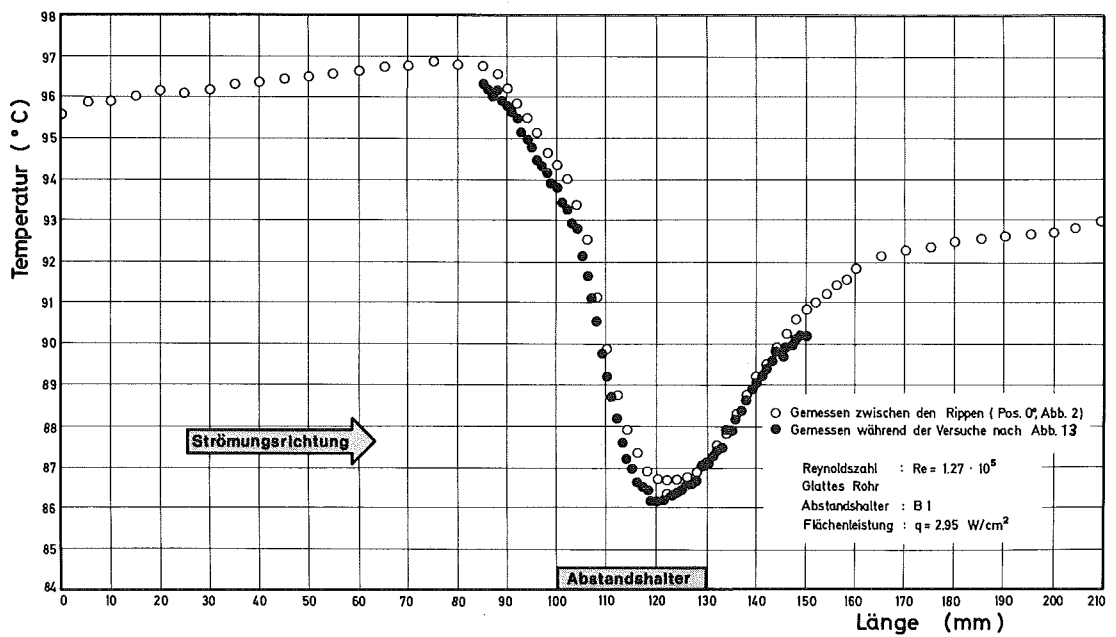
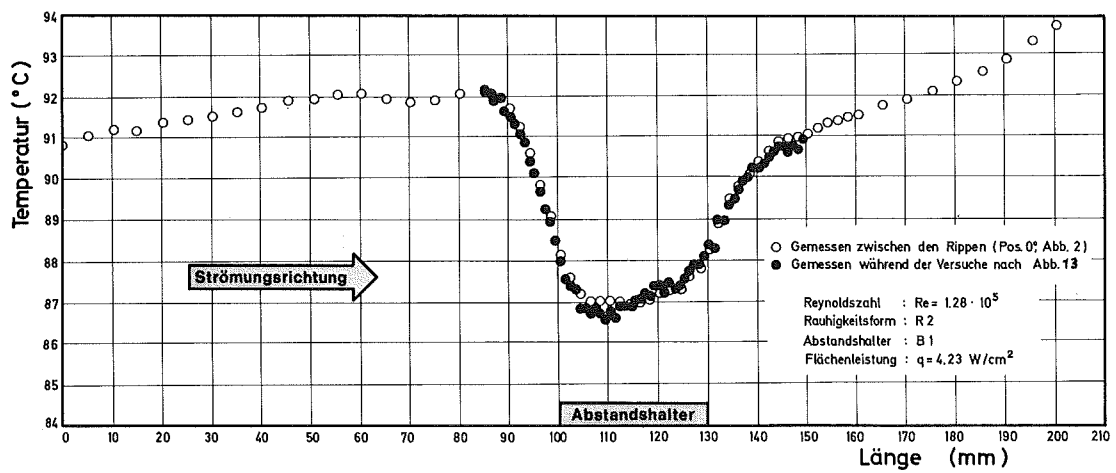
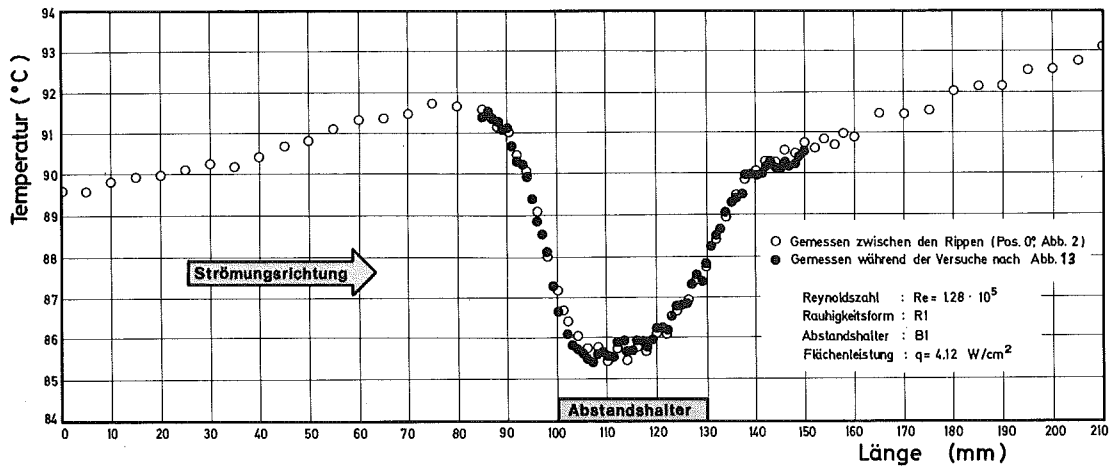


Rauhigkeitsform : R2
 Flächenleistung : $q = 4,23 \text{ W/cm}^2$



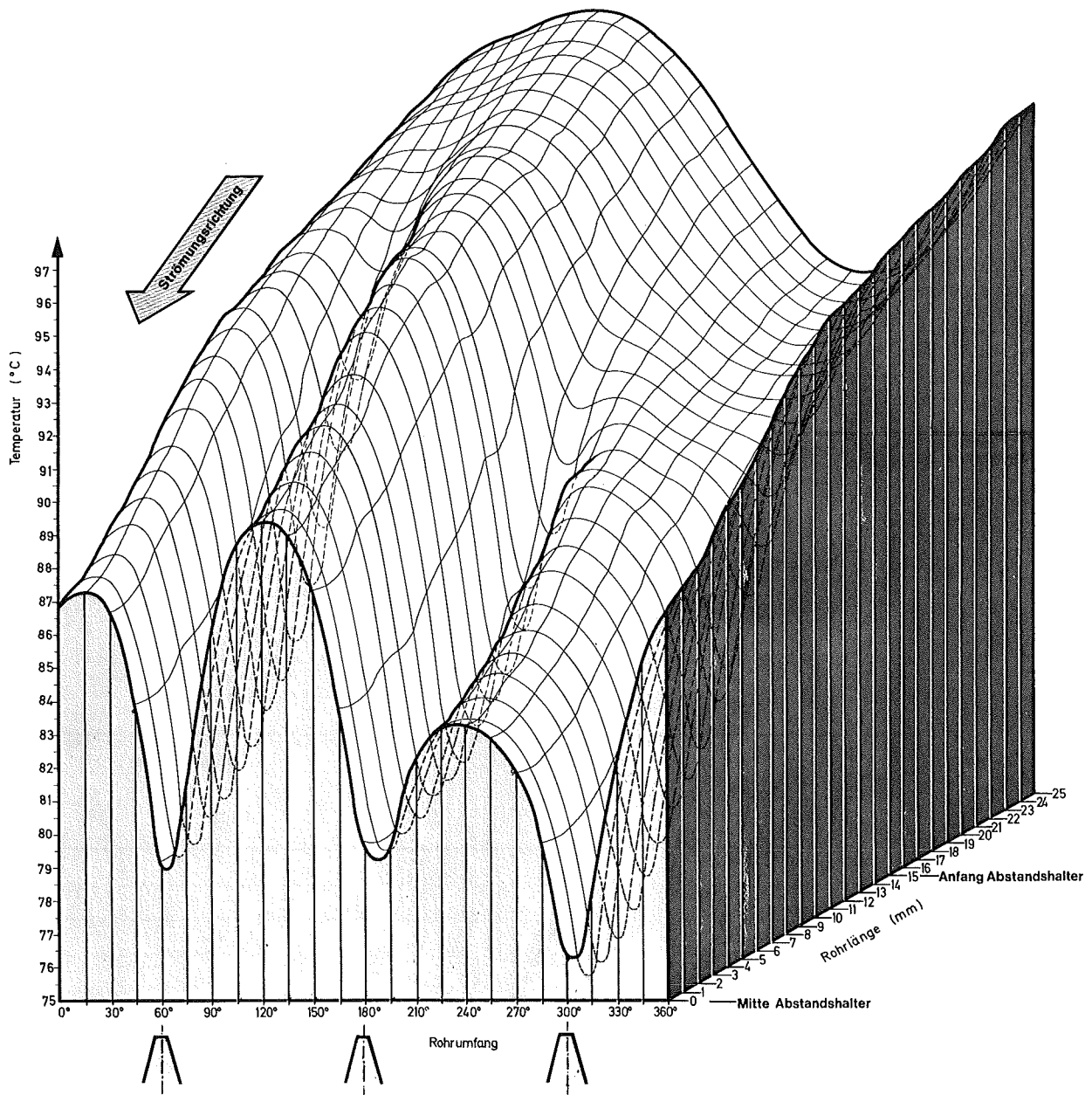
Glattes Rohr
 Flächenleistung : $q = 2,95 \text{ W/cm}^2$

Reynoldszahl : $Re = 1,28 \cdot 10^5$



Axiale Temperaturverteilung B1

Abb.14



Reynoldszahl : $Re = 1.27 \cdot 10^5$

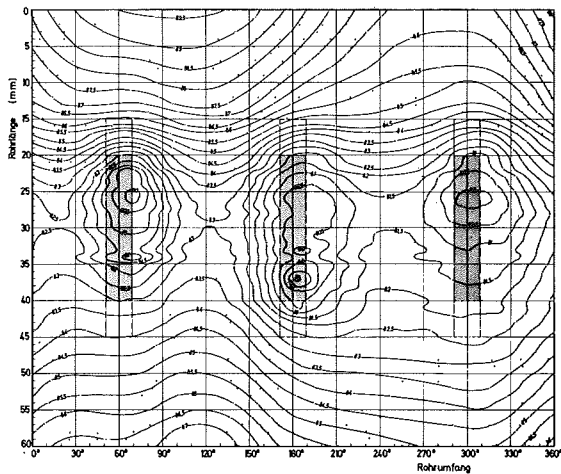
Glattes Rohr

Abstandshalter : B 1

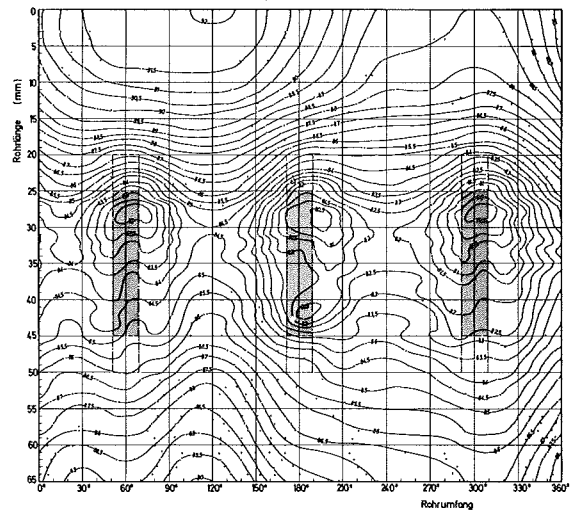
Flächenleistung : $q = 2.95 \text{ W/cm}^2$

Temperaturverteilung im Bereich des Abstandshalters

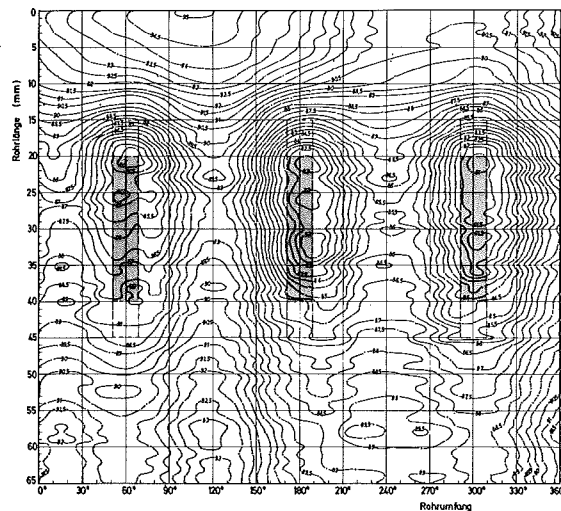
Abb.15



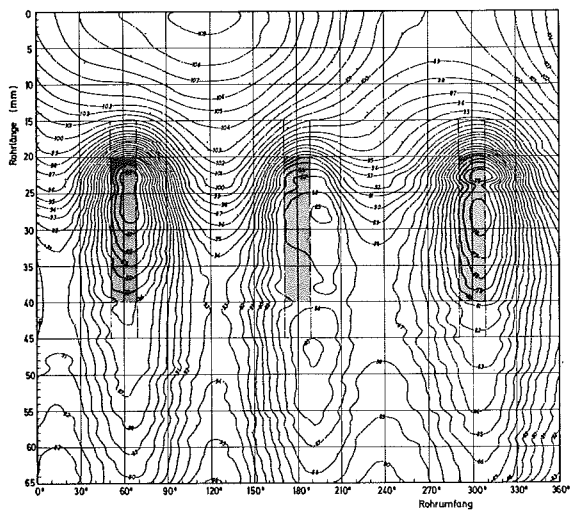
Rauhigkeitsform : R 1
 Reynoldszahl : $Re = 2.82 \cdot 10^4$
 Flächenleistung : $q = 1.13 \text{ W/cm}^2$



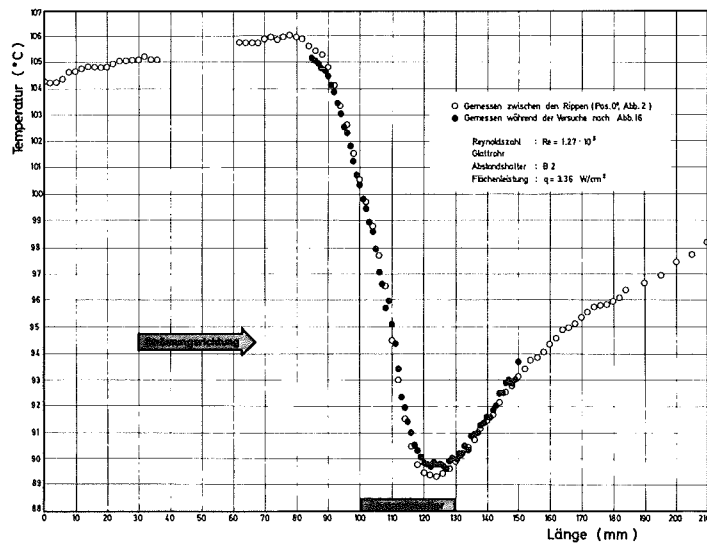
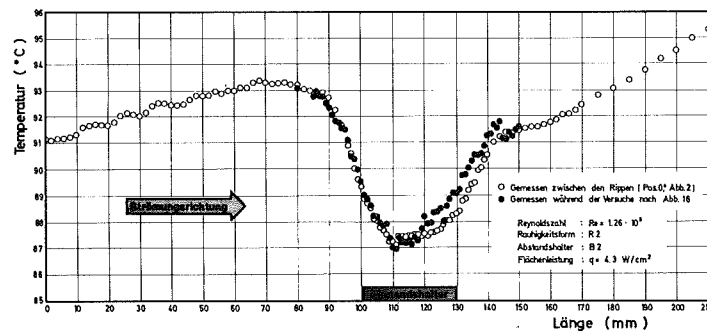
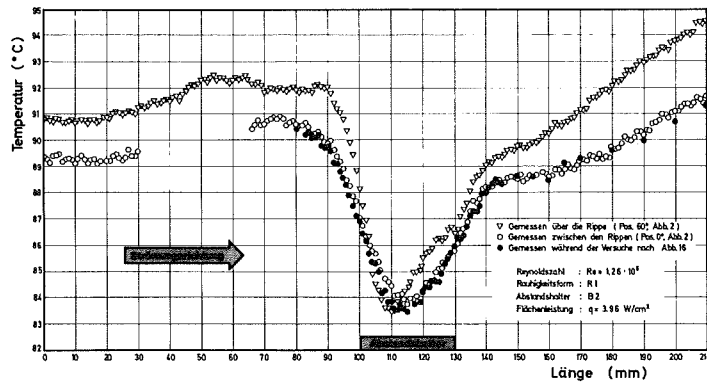
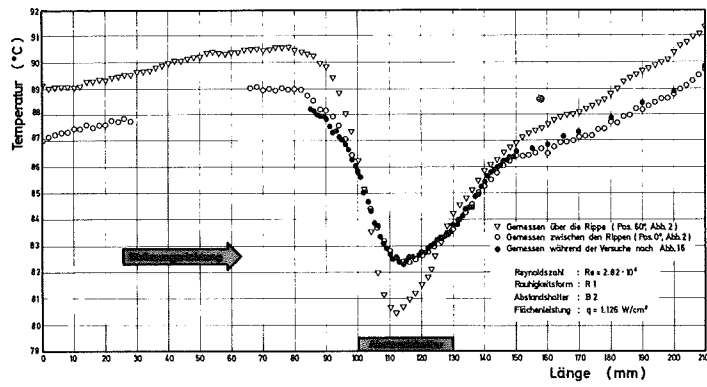
Rauhigkeitsform : R 1
 Reynoldszahl : $Re = 1.26 \cdot 10^5$
 Flächenleistung : $q = 3.96 \text{ W/cm}^2$



Rauhigkeitsform : R 2
 Reynoldszahl : $Re = 1.26 \cdot 10^5$
 Flächenleistung : $q = 4.3 \text{ W/cm}^2$

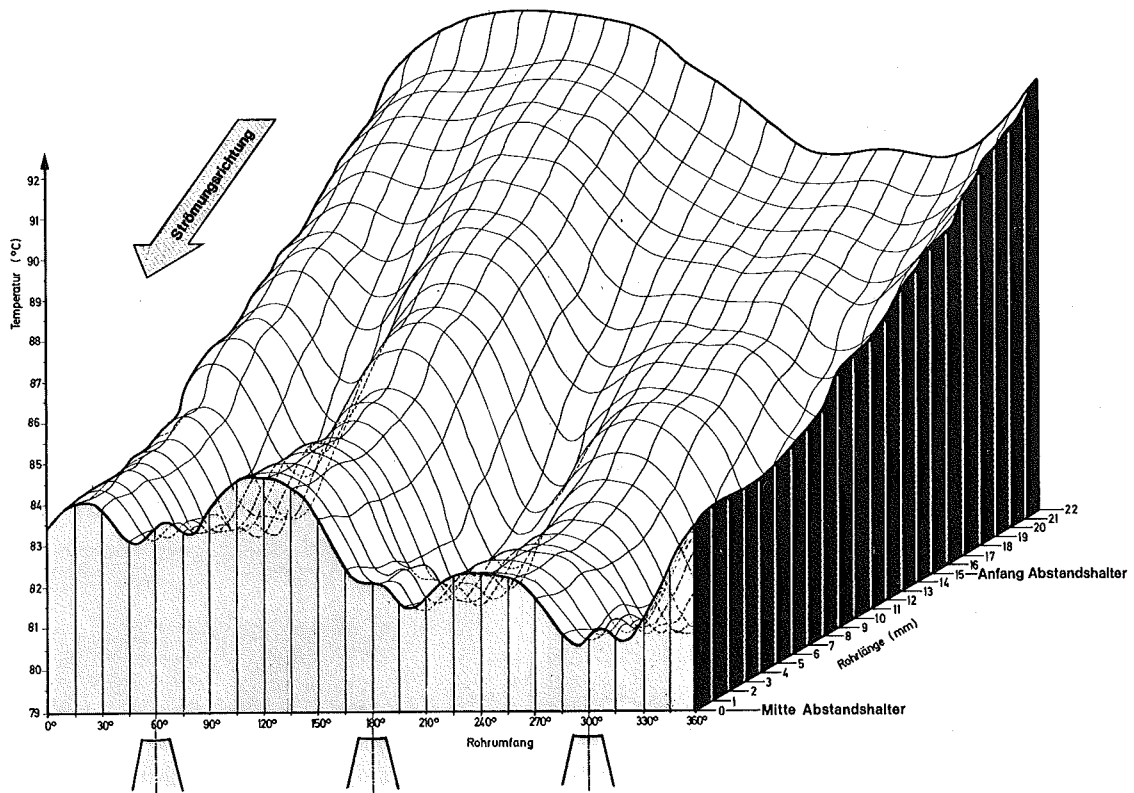


Glattes Rohr
 Reynoldszahl : $Re = 1.27 \cdot 10^5$
 Flächenleistung : $q = 3.36 \text{ W/cm}^2$



Axiale Temperaturverteilung B2

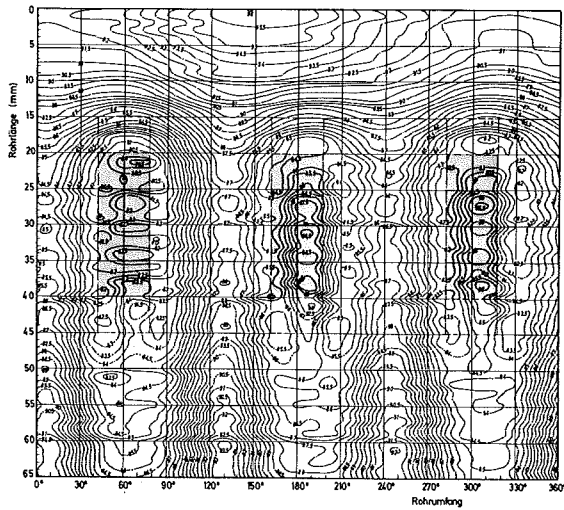
Abb. 17



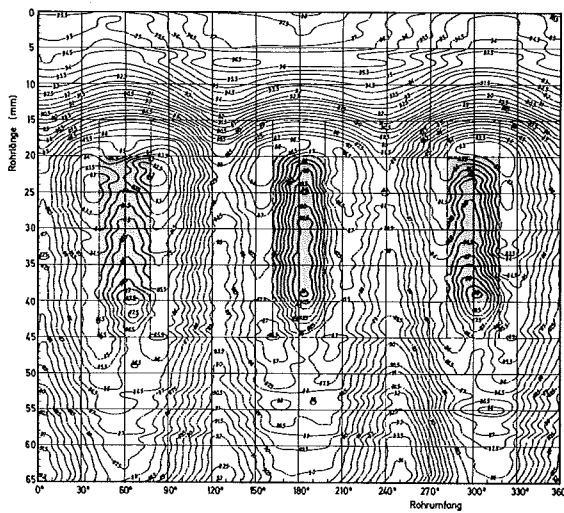
Reynoldszahl: $Re = 1,26 \cdot 10^5$
 Rauigkeitsform: R 1
 Abstandshalter: B 2
 Flächenleistung: $q = 3,96 \text{ W/cm}^2$

Temperaturverteilung im Bereich des Abstandshalters

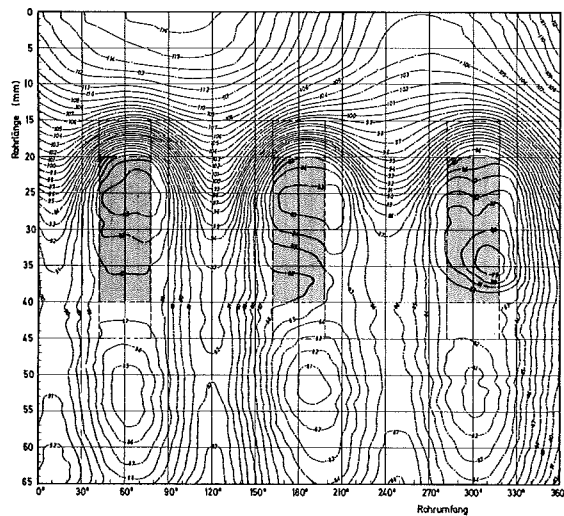
Abb. 18



Rauhigkeitsform : R1
 Flächenleistung : $q = 4,48 \text{ W/cm}^2$

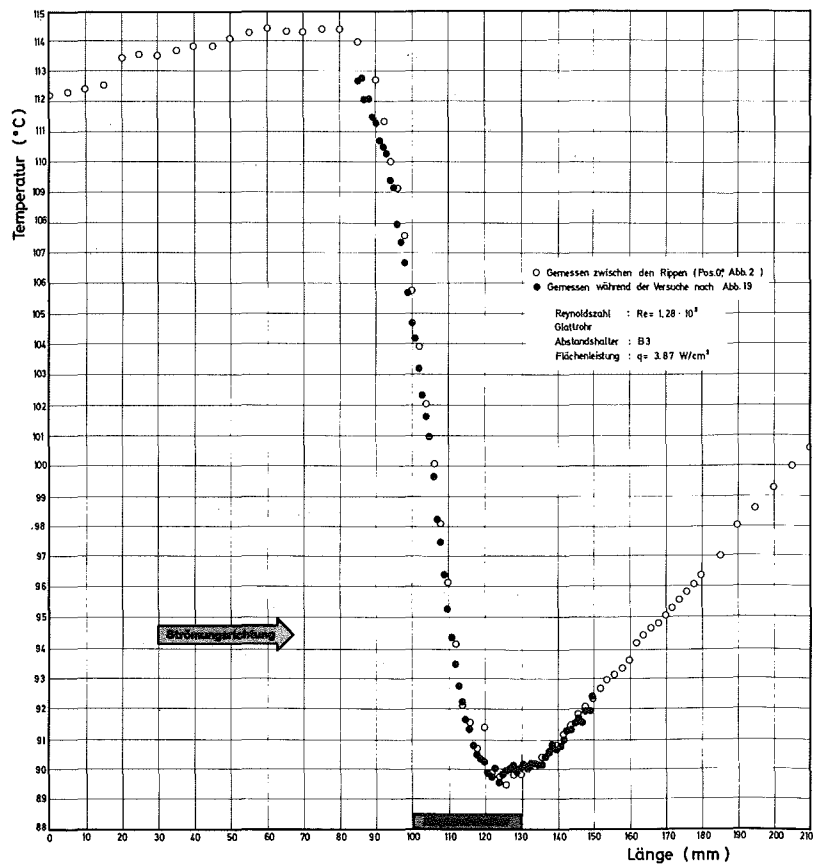
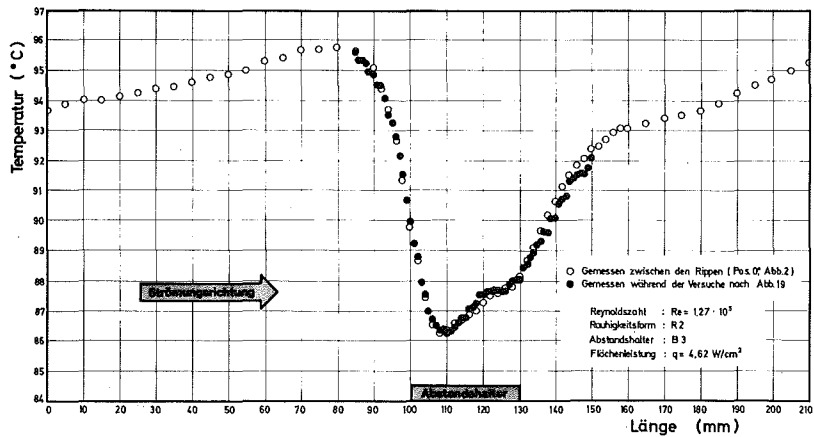
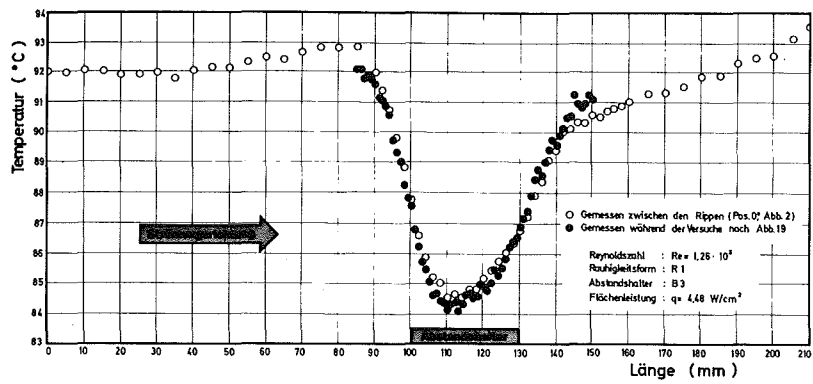


Rauhigkeitsform : R2
 Flächenleistung : $q = 4,62 \text{ W/cm}^2$



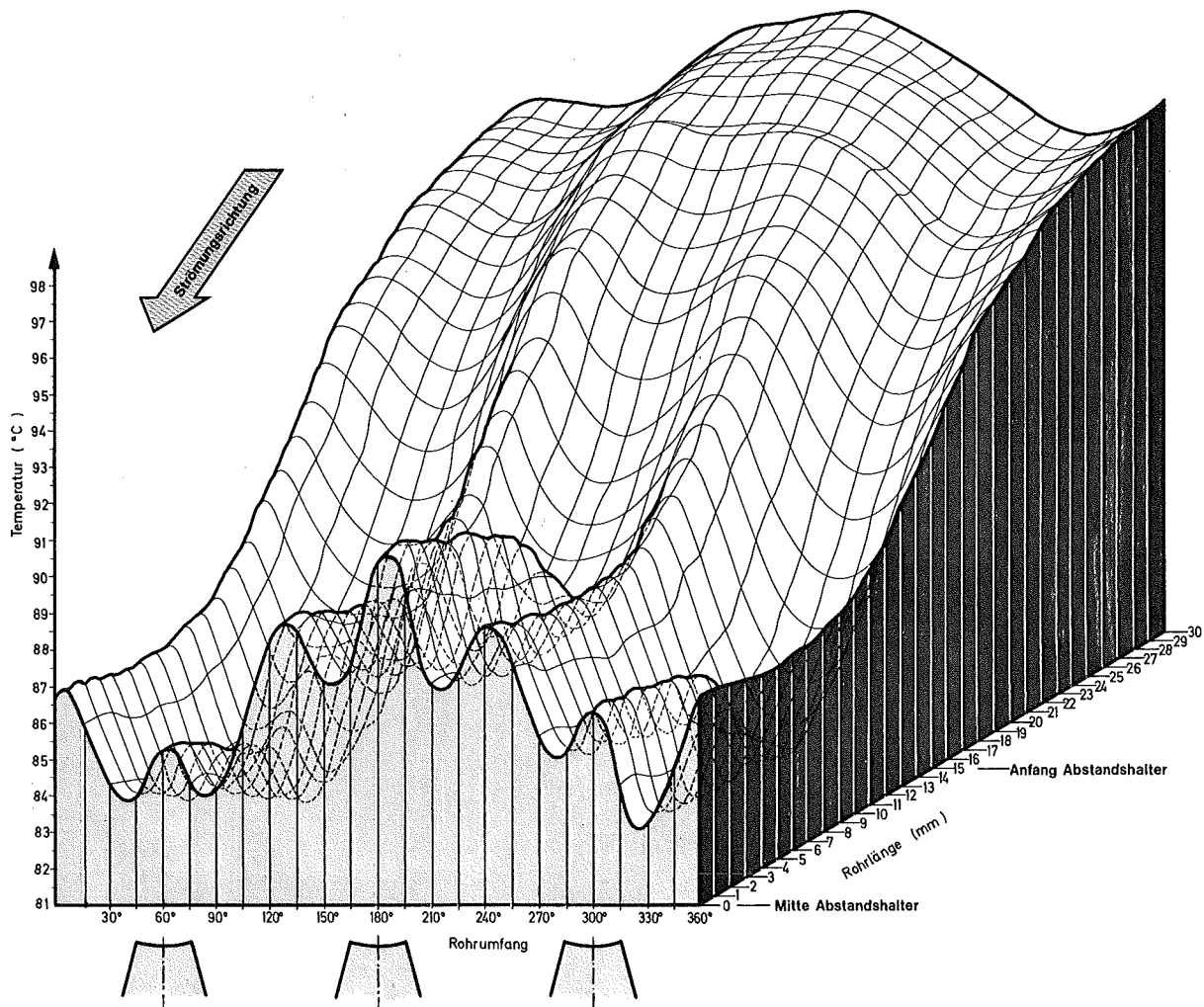
Glattes Rohr
 Flächenleistung : $q = 3,87 \text{ W/cm}^2$

Reynoldszahl : $Re = 1,27 \cdot 10^5$



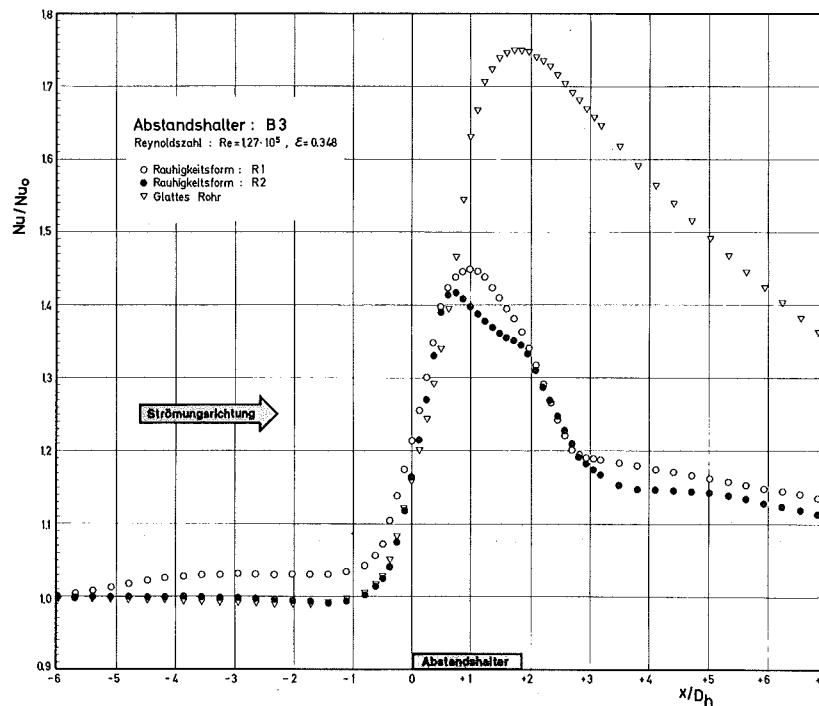
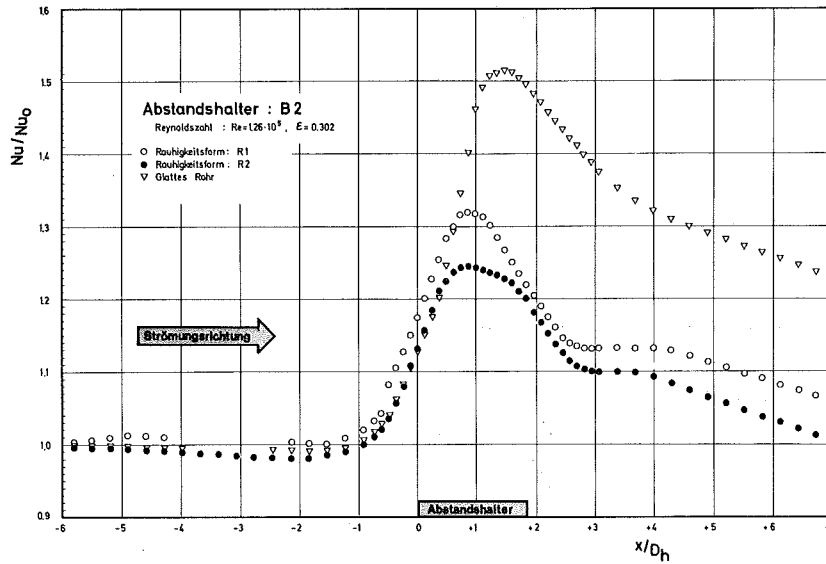
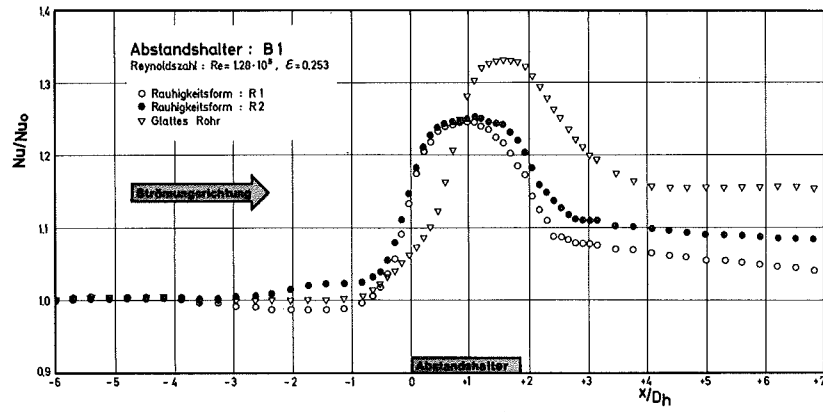
Axiale Temperaturverteilung B 3

Abb.20

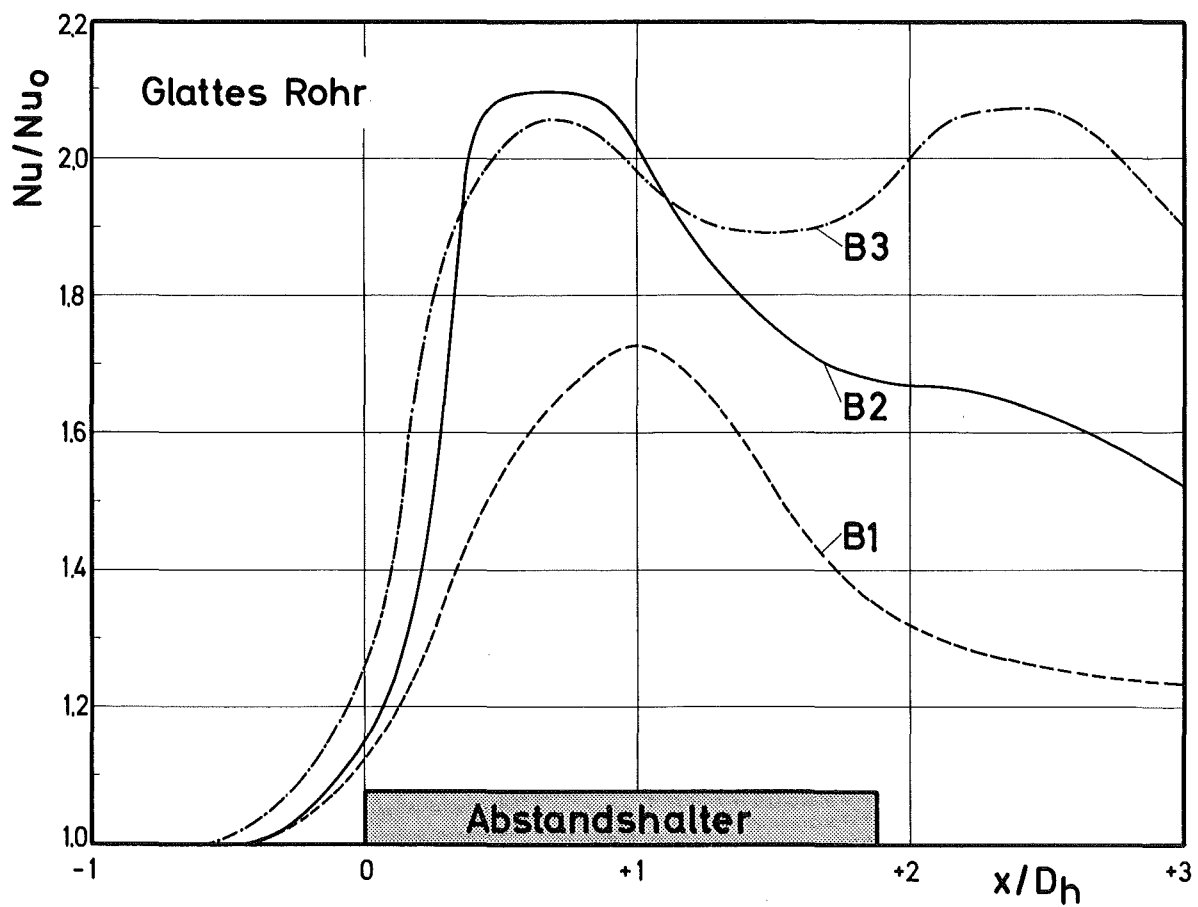
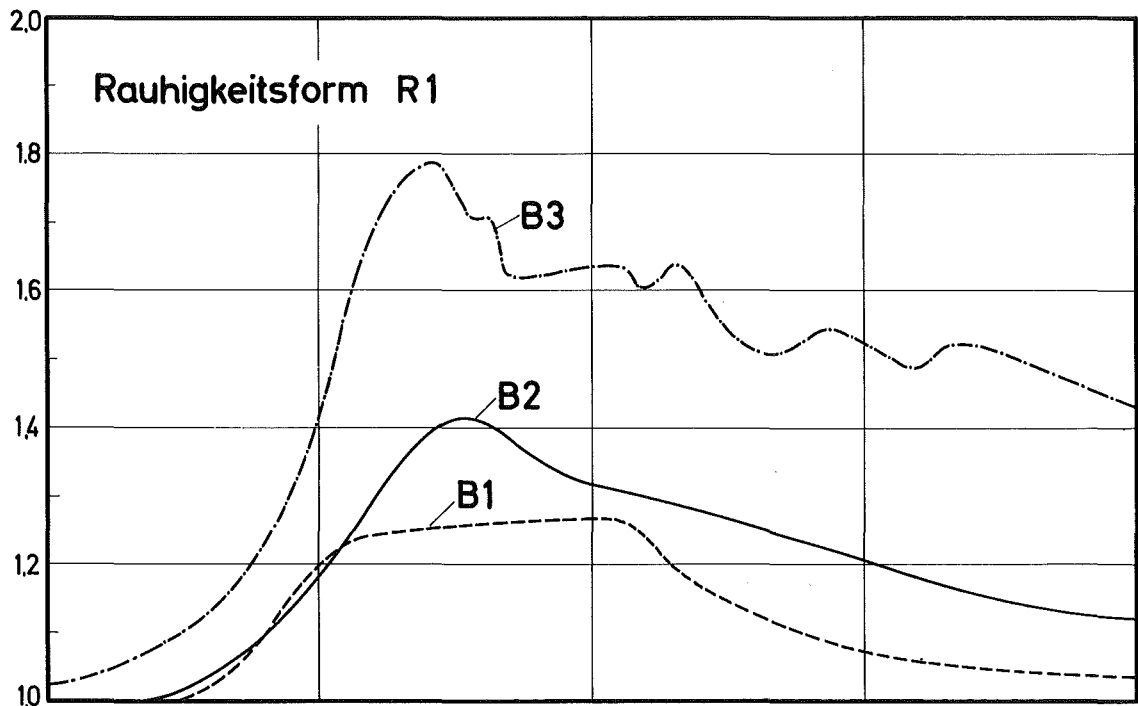


Reynoldszahl : $Re = 1,27 \cdot 10^5$
 Rauigkeitsform : R 2
 Abstandshalter : B 3
 Flächenleistung : $q = 4,62 \text{ W/cm}^2$

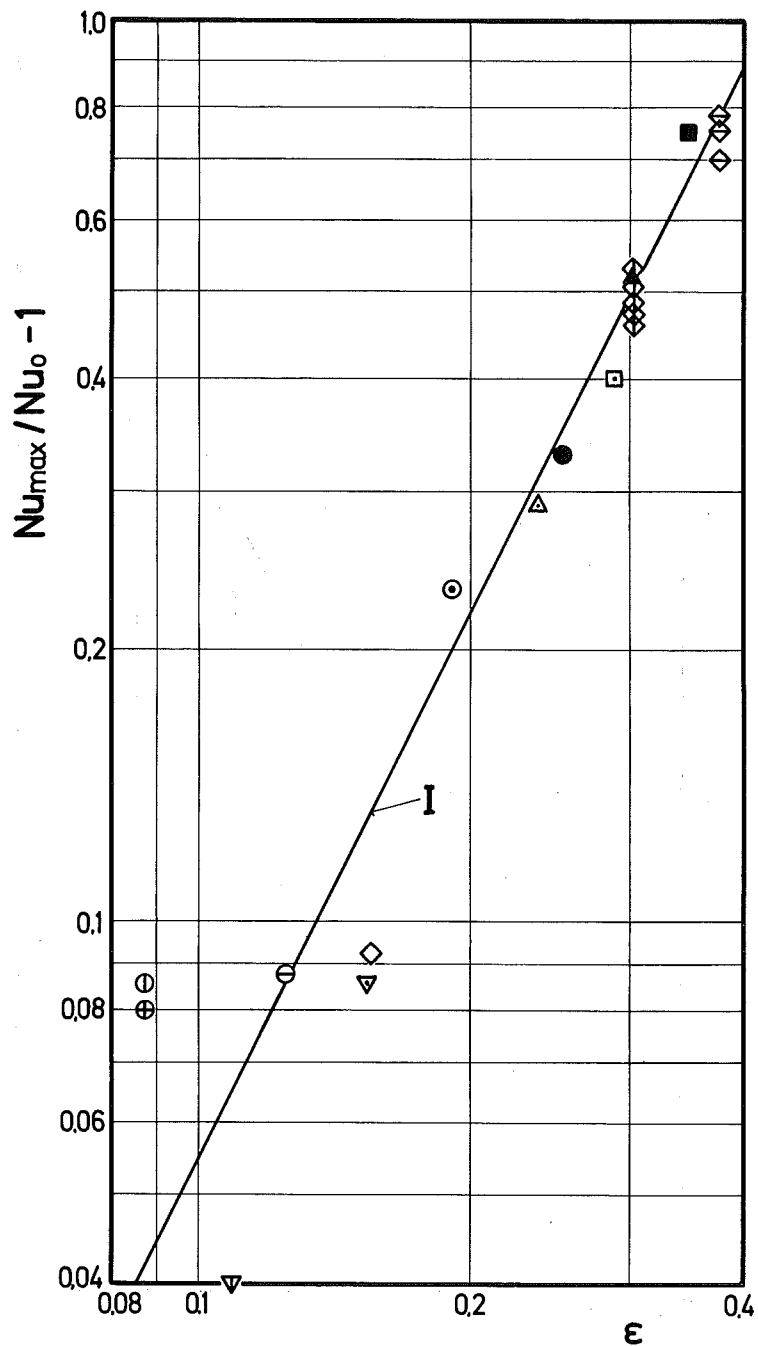
Temperaturverteilung im Bereich des Abstandshalters



Gemessen zwischen den Rippen (Pos. 0° Abb. 2)



Reynoldszahl $Re \approx 1.27 \cdot 10^5$
 Gemessen über die Rippe (Pos. 60° , Abb. 2)



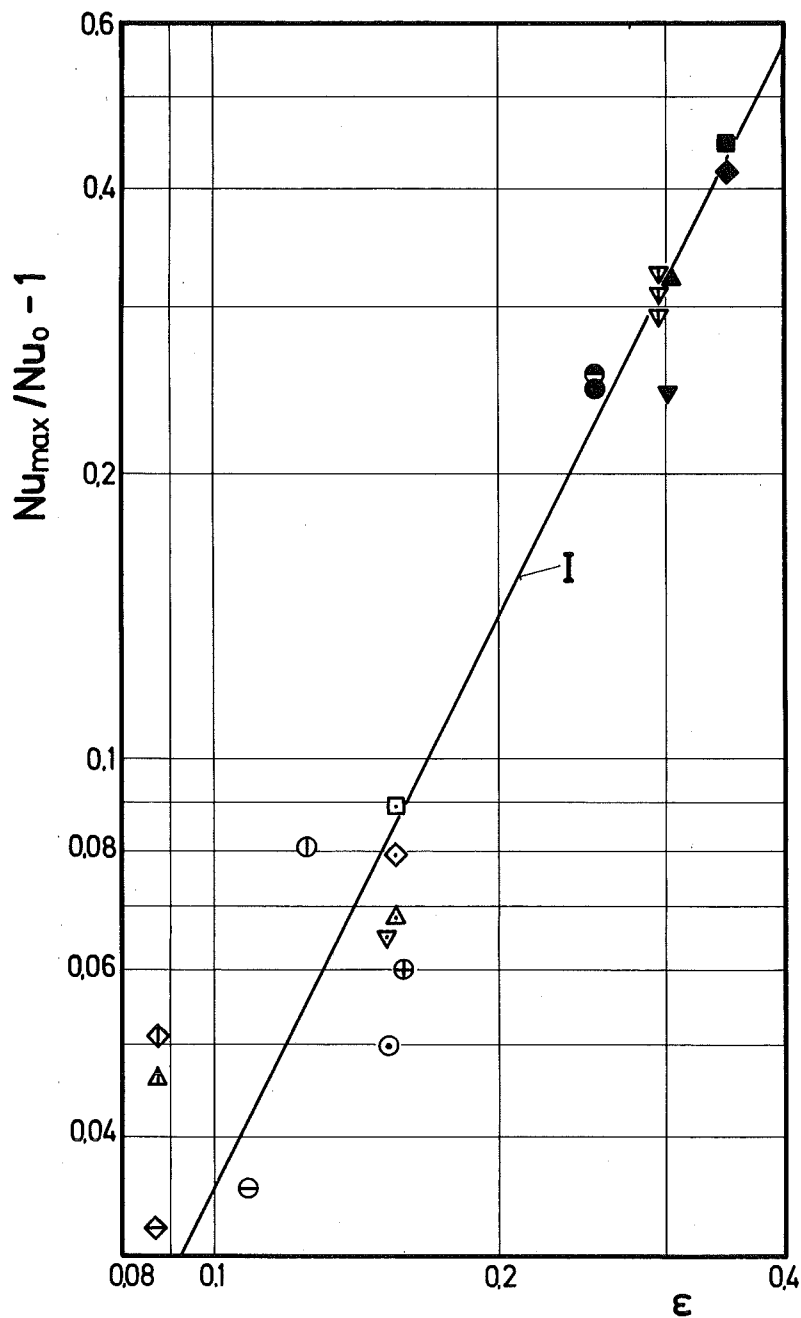
Gemessen zwischen den Rippen (Pos. 0°, Abb.2)

I: $Nu_{max} / Nu_0 - 1 = 5,55 \epsilon^2$

Symbole siehe Tab.1

Erhöhung der Nu-Zahl durch den Abstandshalter
über der Querschnittsversperrung (glatt)

Abb. 24



Gemessen zwischen den Rippen (Pos. 0° Abb. 2)

I : $Nu_{max} / Nu_0 - 1 = 3,55 \epsilon^2$

Symbole siehe Tab.1

Erhöhung der Nu-Zahl durch den Abstandshalter
über der Querschnittsversperrung (rauh)

Abb. 25