



**KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH**

Institut für Reaktorbauelemente

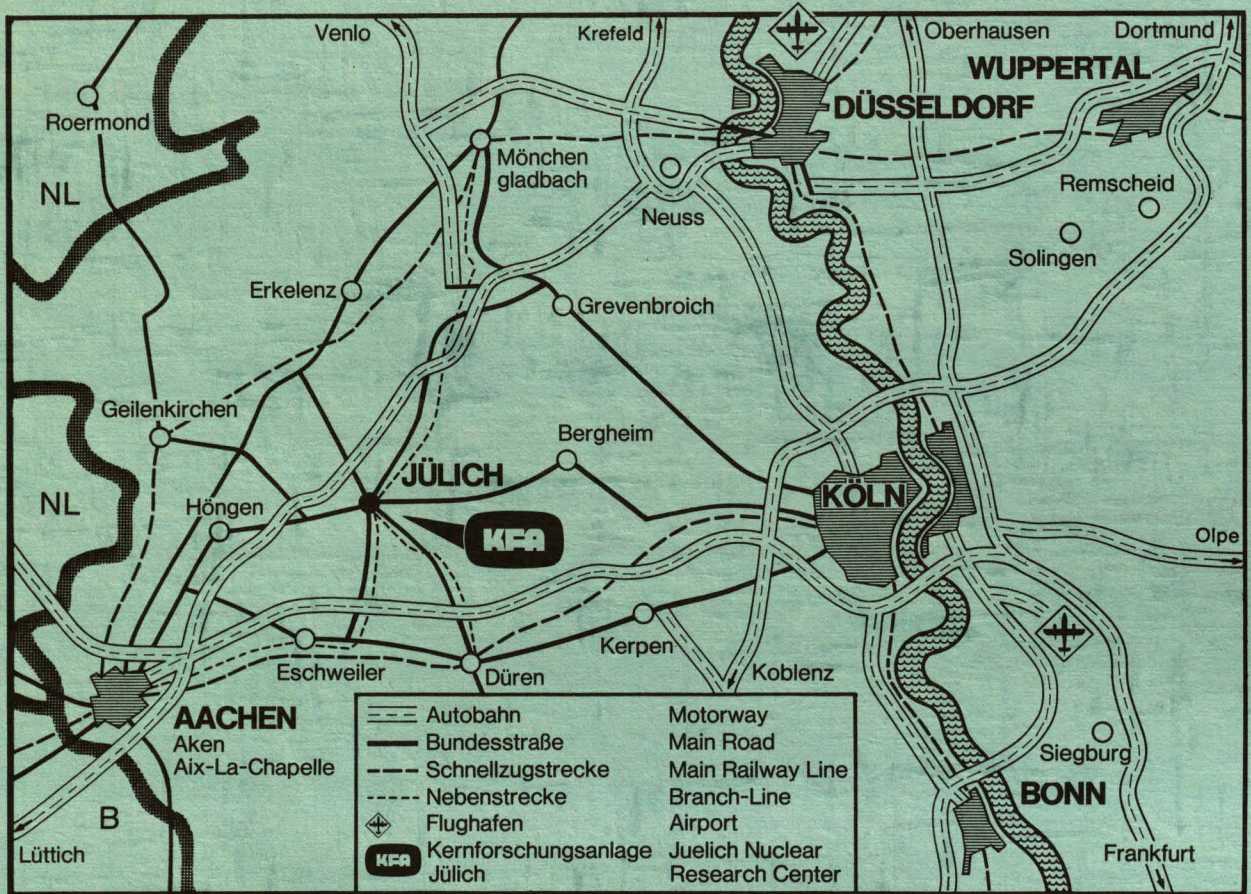
**Wärme- und strömungstechnische  
Untersuchungen an fluchtenden  
Rohrbündel-Wärmeaustauschern aus  
pyramidenförmig aufgerauhten Rohren**

von

H. G. Groehn und F. Scholz

**Jül - 1437  
Juli 1977**

Als Manuskript gedruckt  
ISSN 0366-0885



**Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 1437**

Institut für Reaktorbauelemente Jül - 1437

Im Tausch zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,  
Jülich, Bundesrepublik Deutschland

**Wärme- und strömungstechnische  
Untersuchungen an fluchtenden  
Rohrbündel-Wärmeaustauschern aus  
pyramidenförmig aufgerauhten Rohren**

von

H. G. Groehn und F. Scholz

# INVESTIGATION ON FLOW AND HEAT TRANSFER FOR IN-LINE BANKS OF TUBES WITH PYRAMIDAL ROUGHNESS

by

H. G. Groehn

F. Scholz

## ABSTRACT

Integral values of heat transfer and pressure drop are reported. They have been gained from 5 tube banks in cross flow of different tube pitches and roughnesses. The experiments were conducted at Reynolds numbers  $5 \cdot 10^3 < Re < 10^6$  with air and helium as experimental fluid on the outside of the tubes. Increasing artificially the roughness of the tubes a gain in heat transfer was achieved up to 50% compared to a tube arrangement of technically smooth tubes without increasing the flow resistance. Besides this the fraction of each tube row of the integral heat transfer coefficient of the bundle was measured. In comparison to an arrangement of smooth tubes the heat transfer of the first tube row was increased in relation to the following ones.

Furthermore the artificial roughness of the tubes effected an equalisation of the velocity profiles behind the heat exchanger.

WÄRME- UND STRÖMUNGSTECHNISCHE UNTERSUCHUNGEN  
AN FLUCHTENDEN ROHRBÜNDEL-WÄRMEAUSTAUSCHERN  
AUS PYRAMIDENFÖRMIG AUFGERAUHTEN ROHREN

von

H. G. Groehn  
F. Scholz

KURZFASSUNG

Es werden Werte für den mittleren Wärmeübergang und den Strömungswiderstand mitgeteilt, die an 5 Rohrbündel-Wärmetauschern verschiedener Rohrteilung und Rohrrauigkeit ermittelt wurden. Die Untersuchungen erfolgten bei Reynolds-Zahlen  $5 \cdot 10^3 < Re < 10^6$  mit Luft und Helium als Strömungsmedien auf der Rohraußenseite. Durch die künstliche Vergrößerung der Oberflächenrauigkeit der Rohre wurde eine Verbesserung des Wärmeüberganges um bis zu 50% , verglichen mit einer Rohranordnung aus technisch glatten Rohren, erreicht ohne daß dies mit einer Erhöhung des Strömungswiderstandes verbunden war.

Daneben wurde der Anteil einer jeden in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihe an der mittleren Wärmeübergangszahl des Rohrbündels gemessen. Im Vergleich zu einer Glattrohranordnung wurde durch die künstliche Oberflächenrauigkeit insbesondere das Wärmeübertragungsverhalten der ersten Rohrreihe gegenüber den folgenden Rohrreihen verbessert.

Darüber hinaus bewirkte das künstliche Aufrauen der Rohre eine Vergleichmäßigung des Geschwindigkeitsprofils hinter dem Wärmetauscher.

---

Für die sorgfältige Durchführung der Messungen sei hier der Betriebsmannschaft des Hochdruck-Gaskanals unter der Leitung von Herrn Ing. grad. G. Türk und Herrn P. Sauer gedankt.

## Inhaltsverzeichnis:

1. Einleitung
2. Versuchsanordnung
3. Versuchsauswertung und Versuchsergebnisse
  - 3.1 Mittlere Wärmeübergangszahl und Strömungswiderstand
  - 3.2 Wärmeübergang in den einzelnen Rohrreihen
  - 3.3 Geschwindigkeitsverteilung stromabwärts vom Wärmetauscher
4. Bewertung der durch künstliches Aufrauen der Rohroberfläche erzielten wärme- und strömungstechnischen Vorteile
5. Literaturverzeichnis
6. Abbildungsteil

## 1. Einleitung:

In früheren Untersuchungen war an beheizten aufgerauhten Einzelzylindern in Rohranordnungen aus glatten Rohren /1/ ermittelt worden, daß die Oberflächenrauigkeit der Rohre oberhalb einer durch die Rauigkeitshöhe bestimmten Reynolds-Zahl zu einer erheblichen Verbesserung des Wärmeüberganges führt. Parallel dazu durchgeführte Strömungsuntersuchungen /2/ zeigten, daß im Falle fluchtender Rohranordnungen mit kleinen Längsteilungen ( $S_1 = 1,5 \cdot D$ ) die künstliche Aufrauung der Rohre zudem eine Verringerung des Druckverlustes gegenüber einer Rohranordnung mit technisch glatten Rohren bewirkt.

Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen hatten zum Ziel, die Übertragbarkeit der angeführten Ergebnisse auf Wärmetauscher zu überprüfen, deren sämtliche Rohre aufgerauht und am Wärmeaustausch beteiligt sind. Rohrbündel aus künstlich aufgerauhten Rohren könnten überall dort vorteilhaft eingesetzt werden, wo die Wärmeübertragung bei großen Reynolds-Zahlen und mittels eines sauberen Fluids erfolgt. Diese Voraussetzungen sind vorzugsweise bei Dampferzeugern und sonstigen Wärmeaustauschern gasgekühlter Kernkraftwerke und den Zwischenüberhitzern von Leichtwasserreaktor-Kernkraftwerken gegeben.

Die Untersuchungen erfolgten im Rahmen eines Zusammenarbeitsvertrages zwischen der Wieland-Werke AG Ulm und der Kernforschungsanlage Jülich. Die Rohre wurden von den Wieland-Werken nach einem dort entwickelten Verfahren zur pyramidenförmigen Aufrauung von Rohroberflächen gefertigt und in von der KFA bereitgestellte Rohrwände eingebaut. Die Durchführung der wärme- und strömungstechnischen Versuche erfolgte in der KFA. Als Prüfstand diente der Hochdruck-Gaskanal im Institut für Reaktorbauelemente.

## 2. Versuchsordnung:

Die Untersuchungen wurden auf fluchtend angeordnete Rohrbündel beschränkt, weil auf Grund der erwähnten Vorversuche nur für diese Rohranordnung keine dem verbesserten Wärmeübergang entsprechende Erhöhung des Druckverlustes zu erwarten war. Außerdem hatte sich gezeigt, daß die für Dampferzeuger von neueren gasgekühlten Kernkraftwerken übliche schraubenförmig gewendelte

Rohranordnung sich wärme- und strömungstechnisch weitgehend ähnlich verhält wie eine fluchtende.

Die Teilungsverhältnisse wurden so gewählt, daß ein Vergleich mit bereits untersuchten Glattrohrwärmetauschern /3/, /4/ möglich war und daß die Versuchs Bündel den gleichen Anströmquerschnitt von  $900 \times 500 \text{ mm}^2$  ausfüllten.

Insgesamt wurden vier Bündel aus aufgerauhten Rohren (zwei verschiedene Teilungsverhältnisse mit je zwei Rauheitsformen) und zu Vergleichszwecken ein weiteres Glattrohrbündel untersucht.

Aus Fertigungsgründen wurde als Rohrwerkstoff Kupfer verwendet.

Die aufgebrachte Rauigkeit weist folgende Struktur auf, Abb. 1: Die Rauigkeitselemente sind Pyramiden bzw. Pyramidenstümpfe mit rautenförmiger Grundfläche. Der spitze Winkel der Rauten beträgt  $60^\circ$ . Die große Achse der Raute ist geringfügig gegen die Rohrachse geneigt. Der Spitzenwinkel der Pyramiden beträgt  $90^\circ$ , so daß die Höhe der vollausgebildeten Pyramide dem halben Abstand der Rautenseiten an der Grundfläche entspricht. Dieser Linienabstand betrug bei der kleineren Rauigkeit 1 mm, bei der größeren 2 mm. Die volle Pyramidenhöhe hätte demnach 0,5 bzw. 1 mm betragen sollen. Sie wird durch Kantenunschärfe der Werkzeuge nicht ganz erreicht; bei der größeren Rauigkeit waren die Pyramidenspitzen nicht vollausgebildet. Durch stufenweises Abdrehen der Rauigkeit wurde die effektive Rauhtiefe von Spitze zur Spitze ermittelt zu 0,4 bzw. 0,7 mm.

Die wichtigsten Daten der untersuchten Bündel sind in Tabelle 1 angeführt.



Tabelle 1 Geometrische Daten der untersuchten Bündel

Bündel Nr.		1	2	3	4	5
Rohraußendurchmesser über Rauhigkeitsspitzen	$D_A$ mm	24,6	24,6	25	24,2	24,2
Rauhtiefe	$K$ mm	0,4	0,4	$\leq 10^{-3}$	0,7	0,7
Rauhigkeitslinienabstand	mm	1	1	-	2	2
Bezugsdurchmesser	$D$ mm	24,2	24,2	25	23,5	23,5
relative Rauhigkeits- höhe	$K/D$ -	0,017	0,017	$5 \cdot 10^{-5}$	0,030	0,030
Rohrlänge (gekühlt)	$L$ mm	900	900	900	900	900
Rohrinnendurchmesser	$D_i$	21,3	21,3	22	20,3	20,3
Querteilung	$s_q$ mm	41,67	50	41,67	41,67	50
Längsteilung	$s_l$ mm	31,4	33,6	31,4	31,3	33,6
Rohrzahl je Reihe	$N$	12	10	12	12	10
Reihenzahl (gekühlt)	$Z$	10	10	10	10	10

Wie aus Tabelle 1 ersichtlich, bestanden alle Bündel aus 10 in Strömungsrichtung des Gases hintereinanderliegenden Rohrreihen, deren Rohre von Wasser durchströmt und somit gekühlt wurden. Darüber hinaus bestand die Möglichkeit, 5 Rohrreihen vor und eine hinter dem Bündel anzuordnen, deren Rohre nicht am Wärmeaustausch beteiligt waren. Diese Blindrohrreihen dienten der Simulation von Bündeln mit größeren Reihenzahlen, da An- und Auslaufeffekte durch solche Blindrohre weitgehend ausgeschaltet werden. Das gilt insbesondere für den in den ersten Rohrreihen normalerweise niedrigeren Wärmeübergang.

Bei den wärmetechnischen Untersuchungen strömte bis auf ca. 200 °C erhitztes Gas (Luft bzw. Helium) quer zu den Rohren durch die Bündel. Die Rohre wurden innen im Kreuzgegenstrom von Wasser gekühlt. Der Gasdruck wurde zwischen 1 und 40 bar variiert. Die benutzte Versuchsanlage, die allgemeine Versuchsdurchführung und Auswertung ist in /3/ näher beschrieben.

Die Bündel wurden in der Reihenfolge untersucht, wie sie in Tabelle 1 angegeben ist. Bei dem Probetrieb des Bündels Nr. 1 traten Schwingungsprobleme auf, die in ganz kurzer Zeit zu Rohr- und Krümmerbrüchen führten. Deshalb liegen von diesem Bündel praktisch keine Ergebnisse vor. Bei den danach untersuchten Rohranordnungen wurden zur Begrenzung der Rohramplituden nach-

träglich zwei Abstützebenen aus Blechstreifen geschaffen, so daß die ungestützte Rohrlänge nur noch ca. 300 mm betrug. Die Blechstreifen besaßen halbkreisförmige Ausnehmungen für die Rohrpositionen, so daß die Rohre bis auf das für den Einbau dieser Streifen erforderliche Spiel über den gesamten Umfang abgestützt waren. Mit diesen Abstützungen konnten die vorgesehenen wärme- und strömungstechnischen Untersuchungen ohne weitere Rohrbrüche durchgeführt werden.

Für die Bündel Nr. 2 bis Nr. 5 wurden mit den beschriebenen Abstützungen zunächst die mittleren Wärmeübergangszahlen und der Druckverlustbeiwert der zehnstufigen Rohranordnung bestimmt. Anschließend erfolgte der Einbau der Blindrohrreihen und die Bestimmung der gleichen Daten für das 16-reihige Bündel. Dabei gelten die Wärmeübergangszahlen als Mittelwerte für die 6. bis 15. Reihe einer 16-reihigen fluchtenden Rohranordnung.

Zusätzlich wurden Versuchsreihen ohne Kühlung der Rohre gefahren zur Ermittlung des "isothermen" Druckverlustbeiwertes. Bei dem Bündel Nr. 2 der Tabelle 1 wurde für die Wärmeübergangsmessungen neben Luft auch Helium als Strömungsmedium verwendet. Bei einem Teil der Messungen wurden ca. 350 mm hinter den Rohrbündeln Geschwindigkeitsprofile mit einem Prandtl-Rohr gemessen. Dabei wurde das Staurohr bei halber Rohrlänge senkrecht zu den Rohrachsen bewegt.

Zur Ergründung der Ursache für die erwähnten Schwingungsbrüche am Rohrbündel Nr. 1 erfolgten im Anschluß an die wärmetechnischen Untersuchungen Messungen hinsichtlich der Rohrauslenkung und der Druckschwankungen im Nachlauf des Rohrbündels. Über diese Untersuchungen wird durch Herrn Dr. Heinecke gesondert berichtet werden. Hier sei nur darauf hingewiesen, daß die Schwingungsbrüche nicht als Effekt der künstlichen Oberflächenrauigkeit auftraten, sondern daß die Rohranordnung mit der relativ großen ungestützten Rohrlänge aeroelastische Rohrschwingungen begünstigte.

### 3. Versuchsauswertung und Versuchsergebnisse

#### 3.1 Mittlere Wärmeübergangszahl und Strömungswiderstand

Unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitstheorie des Wärmeüberganges wurde für die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen eine Darstellung in der Form

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

gewählt.

Als kennzeichnende Länge in der Nusselt- und Reynolds-Zahl wurde der in Tabelle 1 mit Bezugsdurchmesser bezeichnete Rohrdurchmesser  $D$  gewählt. Die Geschwindigkeit wurde auf den engsten Querschnitt bezogen. Sie wurde bei gemittelter Gasdichte aus dem Massenstrom berechnet. Der Exponent der Prandtl-Zahl wurde wie bei früheren Untersuchungen mit 0,5 angenommen. Alle Stoffwerte in den dimensionslosen Kennzahlen, einschließlich der kinematischen Zähigkeit in der Reynolds-Zahl, wurden auf den arithmetischen Mittelwert zwischen mittlerer Rohrwand- und mittlerer Gastemperatur bezogen.

Für die Ermittlung der gasseitigen Wärmeübergangszahl wurde wie folgt verfahren (siehe auch /3/): Zunächst wurde aus der wasserseitig ermittelten übertragenen Wärmeleistung, der Differenz zwischen mittlerer Gas- und Wassertemperatur sowie der Bezugshheizfläche die Wärmedurchgangszahl ermittelt. Unter Berücksichtigung des wasserseitigen Wärmewiderstandes und des Wärmeleitwiderstandes der Rohrwand ließ sich die gasseitige Wärmeübergangszahl berechnen. Der Ermittlung der wasserseitigen Wärmeübergangszahl wurde die im VDI-Wärmeatlas /13/ für turbulente Rohrströmung von Flüssigkeiten angegebene Gleichung zugrunde gelegt.

Der Strömungswiderstand der Rohranordnung wurde als Differenz  $\Delta p$  der statischen Drücke vor und hinter dem Wärmetauscher gemessen. In üblicher Weise wurde durch Normierung mit dem Staudruck ein Widerstandsbeiwert gebildet. Erfolgte die Messung des Strömungswiderstandes bei gleichzeitiger Gasabkühlung (Wärmeübergang), so wurde die Berücksichtigung der Impulsänderung des Gases infolge seiner Dichteänderung notwendig.

$$\zeta \cdot \rho \cdot \dot{V} = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot w^2} + \frac{2 \Delta S}{\rho} \quad (2)$$

Darin ist  $Z$  die Rohrreihenanzahl,  $\rho$  die mittlere Gasdichte,  $\Delta \rho$  die Dichtedifferenz zwischen Bündeleintritt und -austritt und  $w$  die Gasgeschwindigkeit im engsten Querschnitt bei mittlerer Gasdichte. Für die Darstellung der Beziehung zwischen Strömungswiderstand und Reynolds-Zahl wurde wie für den Wärmeübergang die Angabe einfacher Potenzgesetze angestrebt.

$$\zeta = k \cdot \text{Re}^q \quad (3)$$

Der Auswertung wurde allgemein der ohne gleichzeitigen Wärmeübergang ermittelte Strömungswiderstand zugrunde gelegt.

Die Darstellung und Diskussion der Meßergebnisse ist gegliedert nach der Bündelgeometrie, der relativen Oberflächenrauigkeit und der Anzahl der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihen.

In Abbildung 2 sind die an der Rohranordnung Nr. 2 der Tabelle 1 mit den dimensionslosen Rohrteilungsverhältnissen  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$  und der relativen Rauhtiefe  $K/D = 0,017$  gemessenen Wärmeübergangsdaten in der Form  $\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{-0,5}$  als Funktion von  $\text{Re}$  aufgetragen. Die Meßpunkte sind zur Kennzeichnung sowohl der unterschiedlichen Gasdrücke zwischen 1 und 40 bar als auch der verwendeten Strömungsmedien Luft und Helium durch verschiedene Symbole dargestellt. Die Kennzeichnung der Meßpunkte der Abbildung 2 wurde durchgehend auch für die folgenden Abbildungen übernommen und deshalb nur in Abb. 2 mitgeteilt. Die Strömungsgeschwindigkeit wurde innerhalb einer Druckstufe derart variiert, daß eine Überlappung mit den Meßpunkten der nächst höheren oder nächst tieferen Druckstufe zustande kam. Wie aus Abb. 2 ersichtlich, besteht keine systematische Abweichung zwischen den sowohl bei verschiedenen Drücken als auch mit verschiedenen Gasen ermittelten Wärmeübergangswerten. Verglichen sind die Wärmeübergangszahlen in Abb. 2 mit Daten, die an einer fluchtenden Rohranordnung ähnlicher Geometrie mit Rohren aus Stahl erzielt wurden, deren Oberfläche als Folge des Walzprozesses eine im Dampferzeugerbau handelsübliche relative Rauhtiefe von  $K/D \approx 6 \cdot 10^{-4}$  aufwies. Diese Rohre sollen im folgenden des einfacheren Ausdruckes wegen als "technisch glatt" bezeichnet werden, allerdings in Kenntnis des in /1/ beschriebenen Einflusses der Rohrrauigkeit beim Vergleich der Wärmeübergangszahlen zwischen diesen technisch glatten Stahlrohren und Messingrohren, deren Rauhtiefe nochmals um eine Größenordnung kleiner war.

Zwischen den technisch glatten Stahlrohren und den gerändelten Rohren des Wärmetauschers Nr. 2 der Tabelle 1 bestand eine um den Faktor 27,5 unterschiedliche relative Rauhtiefe. Die Oberflächenrauigkeit der gerändelten Rohre gewinnt für  $Re > 2,5 \cdot 10^4$  Einfluß auf den Wärmeübergang des Wärmetauschers. Eine Vergrößerung der Steigung im Kurvenverlauf für die künstlich aufgerauhten Rohre fällt bei  $Re = 2,5 \cdot 10^4$  zusammen mit einer Verringerung der Steigung im Kurvenverlauf der technisch glatten Stahlrohre. Die größte Differenz in den Wärmeübergangszahlen der verglichenen Wärmetauscher wurde mit ca. 50%, bezogen auf die technisch glatten Stahlrohre, bei  $Re = 1,4 \cdot 10^5$  ermittelt. Für größere Reynolds-Zahlen wird der durch künstliches Aufrauen der Rohre erzielbare Gewinn wieder geringer, da hier die Steigung im Kurvenverlauf der technisch glatten Stahlrohre größer als die der gerändelten Rohre ist. Die Änderung der Steigung der Wärmeübergangskurven ist auf eine Änderung der Umströmung der Rohre des Wärmetauschers zurückzuführen. Speziell die Steigungsänderung für die technisch glatten Rohre bei  $Re = 1,4 \cdot 10^5$  und für die gerändelten Rohre bei  $Re = 2,5 \cdot 10^4$  wird durch den Umschlag der Grenzschicht der Rohre vom laminaren in den turbulenten Zustand bewirkt. Mit wachsender relativer Rohrrauigkeit verringert sich die Reynolds-Zahl, bei der die durch die Oberflächenrauigkeit eingeleiteten Grenzschichtstörungen die Rohrumströmung beeinflussen und den Grenzschichtumschlag herbeiführen. Für Strömungszustände mit  $Re < 2,5 \cdot 10^4$  werden die von der Rohrrauigkeit herrührenden Grenzschichtstörungen offensichtlich gedämpft, mithin ist die Oberflächenrauigkeit hier ohne Einfluß auf den Wärmeübergang.

In Abbildung 3 ist der Widerstandsbeiwert der gerändelten Rohre der Rohr-anordnung Nr. 2 als Funktion der Reynolds-Zahl aufgetragen. Er wird verglichen mit dem Widerstandsbeiwert des Rohrbündels aus technisch glatten Rohren ähnlicher Rohrteilung und mit den Berechnungsvorschriften von Zukauskas /9/ und Grimison /8/. Es wird die zunächst überraschende Tatsache deutlich, daß für Strömungszustände oberhalb der Grenzschichtumschlag-Reynolds-Zahl der Widerstandsbeiwert der künstlich aufgerauhten Rohre kleiner als der des vergleichbaren Rohrbündels aus technisch glatten Rohren ist. Eine Erklärung dafür bieten die Ergebnisse der Untersuchungen von Achenbach /2/ an sandpapierrauen fluchtend angeordneten Rohren, aus denen hervorgeht, daß die Grenzschicht der Rohre mit zunehmender Rauigkeit über eine geringer werdende Länge des Rohrumfanges der Rohrkontur folgt. Dies führt zu einer geringeren Kontraktion und Expansion des Gases in den Strömungsgasen. Für Reynolds-Zahlen unterhalb der Grenzschichtumschlag-Reynolds-Zahl sollte

man erwarten, daß sich der Widerstandsbeiwert wie die Wärmeübergangszahl des Wärmetauschers mit gerändelten Rohren nicht von dem des Rohrbündels mit technisch glatten Stahlrohren unterscheidet. Sowohl Grimison /8/ als auch Zukauskas /9/ geben für fluchtende Rohranordnungen mit den hier gewählten Rohrteilungsverhältnissen  $\zeta$ -Werte an, die größer sind als die von uns an technisch glatten Stahlrohren ermittelten. Die Diskrepanz ist vermutlich auf ein instabiles und von Zufälligkeiten der Anströmung wie der Rohrteilungsgenauigkeit abhängiges Strömungsverhalten der glatten Rohre in diesem Reynolds-Zahl-Bereich zurückzuführen. Darauf weist auch die aus den Meßergebnissen von Zukauskas /9/ abzulesende besonders große Streuung der Meßwerte bei diesen Reynolds-Zahlen hin.

In Abbildung 4 sind die Meßwerte für den Widerstandsbeiwert einander gegenüber gestellt, die mit und ohne Gasabkühlung bei der Durchströmung des Rohrbündels ermittelt wurden. Im Bereich kleiner Re-Zahlen, wo die in Glg. (2) angeführte Korrektur für die Impulsänderung des Gases infolge seiner Abkühlung den  $\zeta$ -Wert merklich beeinflusst, stimmen die Ergebnisse beider Meßreihen überein. Für  $Re > 2 \cdot 10^5$  jedoch unterscheiden sich die Ergebnisse um bis zu 7%. Worauf die Diskrepanz zurückzuführen ist, konnte nicht geklärt werden. Bei einem entsprechenden Vergleich für eine Rohranordnung mit 16 hintereinanderliegenden Rohrreihen wurde kein Unterschied zwischen den mit und ohne Wärmeübergang gemessenen  $\zeta$ -Werten festgestellt, Abb. 7. Der an der 16-reihigen Rohranordnung ermittelte Widerstandsbeiwert stimmt im Bereich großer Re-Zahlen mit dem an der zehnstufigen Anordnung bei gleichzeitigem Wärmeübergang gemessenen überein, Abb. 6. Aus diesem Grunde wurden den Angaben in Tabelle 2 bezüglich der Konstanten in Glg. (3) die Meßwerte der zehnstufigen Anordnung bei gleichzeitigem Wärmeübergang zugrunde gelegt.

Durch das Vorschalten von 5 Blindrohrreihen vor die erste gekühlte Rohrreihe wird erreicht, daß der Strömungsanlauf vor der ersten am Wärmeübergang beteiligten Rohrreihe bereits beendet ist. Der Turbulenzgrad der Strömung wird sich stromabwärts nur noch unwesentlich ändern. Unter Außerachtlassung des thermischen Anlaufs ist eine derartige Rohranordnung repräsentativ für die Wärmeübertragungsverhältnisse in einem sehr langen Rohrbündel, bei dem die geringeren Wärmeübergangszahlen der ersten Rohrreihen nicht mehr ins Gewicht fallen. Der Unterschied zum 10-reihigen Wärmetauscher, dessen sämtliche Rohre gekühlt sind, wird in Abbildung 5

verdeutlicht. Die Ausschaltung des Strömungsanlaufs bewirkt, unterschiedlich für verschiedene Reynolds-Zahlen, gegenüber dem zehnrhigen Wärmetauscher, bis zu 10% vergrößerte Wärmeübergangszahlen.

Zur Absteckung der Grenzen für eine sinnvolle künstliche Vergrößerung der Oberflächenrauigkeit von querumströmten Wärmetauscherrohren wurde bei annähernd gleichen Rohrteilungsverhältnissen eine Versuchsreihe mit einer relativen Rauigkeit von  $K/D = 0,03$  durchgeführt. In Abbildung 8 sind die mit dieser Rauigkeit erzielten Wärmeübergangszahlen verglichen mit den in Abbildung 2 mitgeteilten Nusselt-Zahlen für  $K/D = 0,017$  und  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$ . Es wird deutlich, daß mit  $K/D = 0,03$  das Optimum der erzielbaren Verbesserung des Wärmeüberganges durch Rändeln der Rohre bereits überschritten ist. Die Grenzschichtumschlag-Reynolds-Zahl wird gegenüber  $K/D = 0,017$  nicht mehr wesentlich verringert. Die Wärmeübergangszahlen sind für  $Re > 7 \cdot 10^4$  kleiner als an der Rohranordnung mit  $K/D = 0,017$  ermittelt. Dem in Abbildung 9 dargestellten Vergleich der  $\zeta$ -Werte für die zwei verschiedenen Rändelrauigkeiten bei ähnlichen Rohrteilungen ist zu entnehmen, daß die Vergrößerung der Rauigkeit von  $K/D = 0,017$  auf  $K/D = 0,03$  den Widerstandsbeiwert nur noch unwesentlich beeinflusst. Der Widerstandsbeiwert für 16 hintereinanderliegende Rohrreihen ist um 3-4% kleiner als für 10 Rohrreihen ermittelt, Abbildung 10. Der mittlere Wärmeübergang der Rohranordnung wird durch die Vorschaltung von 5 Blindrohrreihen wiederum um 6-10% verbessert, Abbildung 11.

Bei der zweiten untersuchten Rohrbündelgeometrie mit den dimensionslosen Rohrteilungen  $S_q/D = 1,67 \dots 1,77$ ,  $S_1/D = 1,26 \dots 1,34$ ,  $D = 23,5 \dots 25 \text{ mm}^\phi$  wurde neben den Anordnungen mit gerändelten Rohren zur Erstellung von Bezugswerten auch ein Wärmetauscher mit glatten Kupferrohren untersucht. Die relative Rauigkeitshöhe dieser Rohre wurde nicht gemessen, doch dürfte erfahrungsgemäß ein Wert  $K/D = 5 \cdot 10^{-5}$  nicht überschritten worden sein. Abbildung 12 zeigt den Verlauf der Wärmeübergangszahl als Funktion der Reynolds-Zahl für die 10 und 16-reihige Anordnung, wobei von den 16 hintereinanderliegenden Rohrreihen wieder die ersten 5 Reihen und die letzte Reihe nicht gekühlt wurden. Prinzipiell sind die Kurvenverläufe ähnlich den in Abbildung 2 und Abbildung 5 für eine größere Längs- und Querteilung der Rohre und  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$  gezeigten. Auch die Absolutwerte unterscheiden sich nur geringfügig.

Daß der Grenzschichtumschlag für die glatten Kupferrohre bei einer kleineren Reynolds-Zahl als für die technisch rauhen Stahlrohre der Abbildung 2 erfolgt, dürfte auf die unterschiedlichen Rohrteilungsverhältnisse zurückzuführen sein. Der Widerstandsbeiwert der glatten Rohranordnung als Funktion der Reynolds-Zahl ist in Abbildung 13 wiedergegeben. Im Gegensatz zur Wärmeübergangszahl drückt sich eine Verkleinerung der dimensionslosen Rohrteilungen von  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,37$  auf  $S_q/D = 1,67$ ,  $S_1/D = 1,26$  in einer Erhöhung des  $\zeta$ -Wertes um ca. 40% aus, bezogen auf den  $\zeta$ -Wert der großen Rohrteilungen. (Vergleich zwischen Abb. 3 und Abb. 13)

Für einen Literaturvergleich bieten sich wiederum die Daten von Grimison /8/ und Zukauskas /9/ an. Mit den von diesen Autoren verwendeten Stoffwertbezugstemperaturen in den dimensionslosen Kennzahlen ist ein Vergleich anhand der Abbildung 14 und Abbildung 15 möglich. In dem Reynolds-Zahl-Bereich, in dem ein Vergleich durchführbar ist, gibt Grimison Wärmeübergangszahlen an, die 3% kleiner als die eigenen Meßwerte sind. Zukauskas Angaben hingegen stimmen mit den eigenen Meßergebnissen sehr genau überein. Für den Widerstandsbeiwert wird von beiden Autoren ein kleinerer Wert angegeben als hier gemessen, Abb. 16.

Der Einfluß einer Rändelrauigkeit auf den Wärmeübergang bei den relativ kleinen Rohrteilungsverhältnissen  $S_q/D = 1,66$ ,  $S_1/D = 1,27$  konnte nur anhand einer Rändelung mit  $K/D = 0,03$  überprüft werden. Diese Rauigkeitshöhe war aber für die eingangs behandelte Rohranordnung größerer Rohrteilung als nicht optimal erkannt worden. Es ist deshalb wahrscheinlich, daß mit einer geringeren Rändeltiefe eine weitere Erhöhung der Wärmeübergangszahlen zu erreichen ist als aus den folgenden Abbildungen für  $K/D = 0,03$  zu entnehmen ist, Abbildung 17. Es wird ähnlich wie für die größere Rohrteilung bei gleicher Rauigkeit eine maximale Steigerung des Wärmeüberganges von etwa 34%, bezogen auf die Anordnung mit glatten Rohren, erzielt. Dies allerdings erst bei der relativ großen Reynolds-Zahl von  $Re = 5 \cdot 10^5$ . Die Übereinstimmung zwischen der Wärmeübergangszahl der glatten und der gerändelten Rohre im Bereich unterkritischer Rohrumströmung ( $Re_{\text{kritisch}} \approx 1,6 \cdot 10^4$ ) scheint hier nicht so gut zu sein wie für die größere Rohrteilung (Rohrbündel Nr. 3 und Nr. 4) ermittelt, doch kann dies auch auf mangelnde Meßgenauigkeit in diesem Reynolds-Zahl-Bereich zurückzuführen sein.



Der Widerstandsbeiwert ist für Strömungszustände oberhalb der Grenzschichtumschlag-Reynolds-Zahl wie bei der größeren Rohrteilung kleiner als für eine Anordnung mit glatten Rohren. Für  $Re < 1,6 \cdot 10^4$  unterscheidet sich der  $\zeta$ -Wert nur unwesentlich von den Werten für glatte Rohre, Abbildung 18. Die Vorschaltung von 5 Blindrohrreihen vor die 10 gekühlten Rohrebenen bewirkt hinsichtlich des Wärmeüberganges eine ähnliche Vergrößerung der Wärmeübergangszahl wie bei den anderen Rohranordnungen, Abbildung 19. Der Widerstandsbeiwert der sechzehnreihigen Rohranordnung ist für  $Re > 10^5$  um 3-6% kleiner als der  $\zeta$ -Wert der zehnstufigen Anordnung, Abbildung 20. Ein ähnliches Ergebnis war für die Rändelrauigkeit  $K/D = 0,03$  auch an der größeren Rohrteilung der Rohranordnung Nr. 5 ermittelt worden.

Der Widerstandsbeiwert des durch Schwingungsbrüche beschädigten Rohrbündels Nr. 1 mit einer Rändeltiefe der Rohre von  $K/D = 0,017$  konnte insbesondere bei kleinen Reynolds-Zahlen nur mit ungenügender Genauigkeit ermittelt werden. Auf eine Wiedergabe der Meßergebnisse soll deshalb verzichtet werden. Für  $Re > 2 \cdot 10^4$  ergab sich Übereinstimmung mit dem  $\zeta$ -Wert der Rohranordnung Nr. 4, dessen Rohre eine Rändeltiefe von  $K/D = 0,03$  aufwiesen.

In Zusammenfassung der Meßergebnisse ist festzustellen, daß durch das Rändeln der Rohre mit Hilfe des von den Wieland-Werken entwickelten Verfahrens der Wärmeübergang querdurchströmter Wärmetauscher mit fluchtend angeordneten Rohren ganz erheblich verbessert werden kann. Die maximale Steigerung betrug annähernd 50%, bezogen auf eine Rohranordnung mit handelsüblichen technisch glatten Stahlrohren. Die Längs- und Querteilung der Rohre ist insofern von Bedeutung, als dadurch der Reynolds-Zahl-Bereich, in dem eine Beeinflussung des Wärmeüberganges durch das Rändeln zu erwarten ist, verschoben wird. Es ist unangebracht, die Rändeltiefe über den Wert  $K/D = 0,017$  hinaus zu steigern. Am Beispiel der Rohranordnung mit  $S_q/D = 2,13$ ,  $S_1/D = 1,43$  konnte gezeigt werden, daß die Grenzschichtumschlag-Reynolds-Zahl durch Vergrößerung der Rändeltiefe von  $K/D = 0,017$  auf  $K/D = 0,03$  nur noch unwesentlich zu kleineren Werten hin zu verschieben ist, daß andererseits die Wärmeübergangszahlen ab  $Re \geq 7 \cdot 10^4$  für die große Rändeltiefe geringer als für die kleinere Rändeltiefe sind. Es konnte nicht geklärt werden, ob dafür die größere Rändeltiefe oder der zwangsläufig größere Abstand der Rändellinien voneinander verantwortlich ist. Frühere Untersuchungen an einzelnen beheizten Rohren weisen auf einen Einfluß des Abstandes der Rändellinien voneinander hin.

In der nachfolgenden Tabelle 2 sind die Konstanten  $c$ ,  $m$ ,  $k$ ,  $q$  der Gleichungen für Wärmeübergang und Widerstandsbeiwert, Glg. (1) und Glg. (3), für die untersuchten Rohranordnungen mit jeweils zehn hintereinanderliegenden Rohrreihen wiedergegeben. Die Numerierung der Rohrbündel entspricht derjenigen aus Tabelle 1. Am Rohrbündel Nr. 1 konnte, wie eingangs erwähnt, wegen der Schwingungsbrüche nur der Widerstandsbeiwert der Rohranordnung ermittelt werden. Da dieser mit dem des Wärmetauschers Nr. 5 übereinstimmt, wurde für Bündel Nr. 1 keine eigene Spalte angelegt. Statt dessen werden unter der Nr. 0 zum Vergleich mit Bündel Nr. 2 und Nr. 5 wärme- und strömungstechnische Daten des mit technisch glatten Stahlrohren ausgerüsteten Wärmetauschers mit  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_l/D = 1,38$  mitgeteilt.

Eine Fehlerabschätzung, zu der nähere Angaben in /3/ zu finden sind, ergibt bezüglich der Konstanten  $c$  in Glg. (1) und  $k$  in Glg. (3) einen Fehler von 3-4% bzw. 4-5%. Die mittlere quadratische Abweichung der Meßpunkte von den durch Glg. /1/ und Glg. /3/ mit den Konstanten der Tabelle 2 festgelegten Potenzgesetzen beträgt etwa 2-3%.

Es erhebt sich die Frage der Übertragbarkeit der an fluchtenden Anordnungen ermittelten Wärmeübergangszahlen und Widerstandsbeiwerte auf versetzte Rohranordnungen. Anhand von früheren Grundlagenuntersuchungen /1/ an einzelnen aufgerauhten Rohren in einem sonst mit glatten Rohren ausgestatteten Rohrbündel lassen sich Hinweise auf zu erwartende Ergebnisse ableiten. Das Experiment an versetzten Rohranordnungen kann dadurch aber nicht ersetzt werden. Bei den angeführten Grundlageuntersuchungen waren an fluchtend wie versetzt angeordneten Rohren Steigerungen in den Wärmeübergangszahlen bis zu maximal 70% bezogen auf glatte Rohre, erzielt worden. Die diesem Bericht zugrunde liegenden Untersuchungen an vollständig mit gerändelten Rohren versehenen Wärmetauschern weisen hingegen nur eine maximale Steigerung des Wärmeüberganges um 50% bei gleichen Rohrteilungsverhältnissen auf. Ähnliches wurde auch an einem mit niedrigen Längsrippen versehenen Rohr im sonst glatten Bündel im Vergleich zu einem Bündel aus Längsrippenrohren beobachtet. Der Grund dürfte darin liegen, daß durch die Aufbringung einer künstlichen Rauigkeit auf alle Rohre einer fluchtenden Anordnung die Strömung durch das Rohrbündel stark verändert wird. Es wird nicht nur der Grenzschichtablösepunkt am rauhen Rohr weiter stromaufwärts verlegt, sondern als Folge davon auch der vordere Staupunkt des folgenden Rohres weiter stromabwärts zu größeren Umfangswinkeln hin verschoben. Wird nur ein Rohr

Tabelle 2

Konstanten in Glg. (1) und Glg. (3) für Wärmeübergang und Widerstandsbeiwert der untersuchten Wärmetauscher

Rohrbündel Nr.	0	2	3	4	5
Querteilung	2,06	2,07	1,67	1,77	2,13
Längsteilg.	1,37	1,39	1,26	1,34	1,43
	$5 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4 < Re < 8 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4 < Re < 6,8 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4 < Re < 6,8 \cdot 10^4$
c	0,032	0,032	0,201	0,144	0,0336
m	0,84	0,84	0,66	0,70	0,84
	$2 \cdot 10^4 < Re < 1,4 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^4 < Re < 8,5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4 < Re < 1,3 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^4 < Re < 3,5 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^4 < Re < 10^6$
c	0,233	0,0174	0,491	0,0423	0,114
m	0,64	0,90	0,58	0,81	0,73
	$1,4 \cdot 10^5 < Re < 10^6$	$8,5 \cdot 10^4 < Re < 10^6$	$1,3 \cdot 10^5 < Re < 10^6$	$3,5 \cdot 10^5 < Re < 10^6$	
c	0,0248	0,0743	0,046	0,0909	
m	0,83	0,77	0,78	0,75	

Tabelle 2, Fortsetzung

Rohrbündel Nr.	0	2	3	4	5
	$3 \cdot 10^4 < Re < 10^6$	$5 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^3 < Re < 1,3 \cdot 10^5$	$10^4 < Re < 4,2 \cdot 10^4$	$10^4 < Re < 2,5 \cdot 10^5$
k	0,14	0,151	7,00	5,12	1,185
q	0	0	-0,11	-0,32	-0,22
		$2 \cdot 10^4 < Re < 3,5 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^5 < Re < 10^6$	$4,2 \cdot 10^4 < Re < 10^6$	$2,5 \cdot 10^5 < Re < 10^6$
k		3,585	0,192	0,17	0,126
q		-0,32	0	0	0
		$3,5 \cdot 10^4 < Re < 10^6$			
k		0,126			
q		0			

aufgerauht, so wird der vordere Staupunkt dieses Rohres demjenigen glatter Rohre entsprechen. Es ist also die verschiedene Lage des vorderen Staupunktes, die den Unterschied zwischen dem Wärmeübergang des einzelnen rauhen Rohres im glatten Rohrbündel und der Anordnung mit Rohren ausmacht, die alle aufgerauht sind. Der wesentliche Unterschied der versetzten zur fluchtenden Anordnung der Rohre besteht nun darin, daß durch das Rändeln der Rohre der vordere Staupunkt nicht verschoben wird. Es wandert lediglich der Punkt der Grenzschichtablösung stromaufwärts, womit im Gegensatz zur fluchtenden Rohr-anordnung eine erhebliche Vergrößerung des Widerstandsbeiwertes verbunden ist. Aus Versuchen von Achenbach /10/ am rauhen Einzelzylinder ist bekannt, daß eine der Nikuradse'schen Sandpapierrauhigkeit äquivalente Rauigkeit von  $K_s/D = 9 \cdot 10^{-3}$  im überkritischen Reynolds-Zahl-Bereich zu einer Vergrößerung des Widerstandsbeiwertes um den Faktor 1,7 gegenüber dem glatten Zylinder führt. Die schon erwähnten Untersuchungen mit niedrigen Längsrippen zeigten ein ähnliches Ergebnis, der Widerstandsbeiwert erhöhte sich um den Faktor 2,2. Gleichzeitig erwies sich jedoch, daß durch die Einordnung des berippten Rohres in das aus berippten Blindrohren bestehende Rohrbündel keine Verminderung der Wärmeübergangszahl gegenüber den Versuchen mit dem berippten Stab im sonst glatten Bündel erfolgte.

Es läßt sich daraus schließen, daß in Wärmetauschern mit versetzt angeordneten gerändelten Rohren mit mindestens gleich großen Verbesserungen wie im fluchtend angeordneten Wärmetauscher hinsichtlich des Wärmeüberganges gerechnet werden kann, daß demgegenüber aber eine erhebliche Vergrößerung des Widerstandsbeiwertes zu erwarten ist.

### 3.2 Wärmeübergang in den einzelnen Rohrreihen des Wärmetauschers

Neben der Messung der über das ganze Rohrbündel gemittelten Wärmeübergangszahl wurde versucht, für zwei der untersuchten Rohranordnungen aus der Messung der Wasseraufheizung in jeder der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihen Aufschluß über den Anteil dieser einzelnen Rohrreihen an der mittleren Wärmeübergangszahl des Rohrbündels zu gewinnen. Das Kühlwassersystem war in zwei parallel geschaltete Teilzweige aufgeteilt, so daß jeweils die Hälfte der Rohre einer Rohrreihe vom Kühlwasser eines Teilsystems im Kreuzgegenstrom durchflossen wurde. In beiden Kühlsystemen wurde die Temperatur des Kühlwassers nach Durchlaufen einer jeden Rohrreihe in Differenz zur Kühlwassereintrittstemperatur gemessen. Zur Messung dienten Ni-CrNi-Thermoelemente, die in dünnwandige und genügend lange Tauch-

hülsen eingeführt wurden, so daß der Fehler durch Wärmeleitung klein gehalten werden konnte. Die für die Berechnung der Wärmeübergangszahl notwendigen Gastemperaturen wurden schrittweise, ausgehend von der in Strömungsrichtung 1. Rohrreihe, durch Abzug der übertragenen Energie äquivalenten Gastemperaturdifferenz, ermittelt.

Das Ergebnis der Messungen ist am Beispiel der Rohranordnung Nr. 5 mit  $S_q/D = 2,13$ ;  $S_L/D = 1,43$ ;  $K/D = 0,03$  für 3 verschiedene Re-Zahlen in den Abbildungen 21 und 22 dargestellt. Aufgetragen ist das Verhältnis von Nu-Zahl der Einzelreihe zu der über alle 10 gekühlten Rohrreihen gemittelten Nu-Zahl für jede Rohrreihe. Die eingezeichneten Meßwerte sind Ausgleichskurven entnommen, die für jede Rohrreihe durch die Darstellung  $Nu/Pr_{\text{Einzelreihe}}^{0,5} = f(Re)$  gelegt wurden. Mit eingezeichnet sind die Ergebnisse, die in früheren, noch unveröffentlichten Untersuchungen an fluchtenden Rohranordnungen ähnlicher Rohrteilungen gewonnen wurden. Bei diesen zum Vergleich herangezogenen Untersuchungen ist zu unterscheiden zwischen Messungen, bei denen wie im Falle der gerändelten Rohrbündel alle Rohre am Wärmeaustausch beteiligt waren und jenen, bei denen jeweils nur ein Rohr elektrisch beheizt wurde. Bei letzteren ist die Meßgenauigkeit etwas höher zu veranschlagen, da anders als bei den hier zu beschreibenden Untersuchungen die Gastemperatur, mit der die Rohre angeströmt wurden, exakt bekannt war. Infolge unübersichtlicher Gasmischungsverhältnisse ist es möglich, daß bei Kühlung aller Rohrreihen nur eine scheinbare Verteilung der Nu-Zahl auf die einzelnen Rohrreihen ermittelt wird. Auffallendster Unterschied zwischen den Meßergebnissen an glatten und gerändelten Rohren ist der Anteil, den die jeweils 1. Rohrreihe am mittleren Wärmeübergang des Rohrbündels hat, Abbildung 21. In der ersten Rohrreihe folgt die Grenzschicht der Rohrkontur über eine größere Länge als in jeder der nachfolgenden Rohrreihen. Im Falle der gerändelten Rohre ist die Grenzschicht aber außerdem turbulent. Die geringe Turbulenz der Anströmung bleibt damit von untergeordneter Bedeutung für die Rohrumströmung. Der geringere Wärmeübergang in den folgenden Rohrreihen ist vermutlich auf den weiter stromaufwärts verschobenen vorderen Staupunkt zurückzuführen. Ähnlich wie bei den Versuchen an glatten Rohren hat die Durchströmung des Rohrbündels (unter Einfluß zunehmender Turbulenz) nach der 5. bis 6. Rohrreihe einen annähernd stationären Zustand erreicht, geringfügig abhängig von der Re-Zahl.

In der Abbildung 22 ist der Anteil der einzelnen Rohrreihen am Wärmeübergang des Rohrbündels für den Fall eingezeichnet, daß vor die erste gekühlte Rohrreihe 5 ungekühlte Rohrreihen geschaltet sind. Dadurch verliert die 1. Rohrreihe ihre Sonderstellung hinsichtlich der Anströmung, was sich in einem vergleichsweise verringerten Anteil am Wärmeübergang des Rohrbündels gegenüber der Anordnung mit 10 Rohrreihen ausdrückt. Erhalten bleibt hingegen auch beim 16-reihigen Rohrbündel der relativ geringe Wärmeübergang in der 3. gekühlten Rohrreihe. Dieses Ergebnis wurde in beiden untersuchten Teilzweigen des Kühlsystems registriert. In Abbildung 22 sind neben den über die Ausgleichskurven  $Nu/Pr_{\text{Einzelreihe}}^{0,5} = f(Re)$  ermittelten Werten auch Meßpunkte eingetragen, die direkt aus der Auswertung eines Versuchspunktes resultieren. Allgemein weisen die Messungen in beiden Teilzweigen dieselbe Tendenz im Kurvenverlauf auf. Eine Ausnahme bildet beispielsweise der bei  $Re = 5 \cdot 10^4$  im unteren Teilzweig ermittelte Wärmeübergang in der 2. und 3. Rohrreihe. Der in der 3. Rohrreihe vermutlich zu niedrig ermittelte Wärmeübergang bewirkt wegen der Kopplung bei der Messung der Wasseraufheizung ein zu großes Meßergebnis für die 2. Rohrreihe.

Für die Rohranordnung Nr. 4 mit  $S_q/D = 1,77$ ;  $S_l/D = 1,34$ ;  $K/D = 0,03$  wurde prinzipiell ein ähnlicher Kurvenverlauf wie in den Abbildungen 21 und 22 gezeigt, ermittelt. In der 3. Rohrreihe wurde zwar auch der geringste Wärmeübergang gemessen, die Abweichung vom Mittelwert blieben jedoch stets  $< 10\%$ .

### 3.3 Geschwindigkeitsprofile hinter den Wärmetauschern

In Ergänzung der Wärmeübergangs- und Druckverlustmessungen wurde in einem Abstand von 13 bis 16 Rohrdurchmessern hinter der letzten Rohrreihe der Wärmetauscher die Geschwindigkeitsverteilung im Strömungskanal senkrecht zur Strömungsrichtung und zur Rohrachse der Wärmetauscherrohre ermittelt. Frühere Untersuchungen /4/ wiesen auf erhebliche Geschwindigkeitsunterschiede hinter fluchtenden Rohranordnungen hin. Als Ursache ist einer Arbeit von von Bohl /13/ und neueren Messungen von von der Decken und Heinecke /5/ zu entnehmen, daß sich benachbarte, aus den Strömungsgassen des Wärmetauschers austretende Gasstrahlen vereinigen können und so zu einem erheblich schiefen Geschwindigkeitsprofil mit meist großen Geschwindigkeitsüberhöhungen an den Kanalwänden führen. Diese Geschwindigkeitsprofile sind häufig an verschiedenen Versuchstagen nicht reproduzierbar. Wesentlich ist die Frage eines ebenen Geschwindigkeitsprofils im Hinblick

auf die Anströmung eines Rohrbündels bei der Hintereinanderschaltung mehrerer hochbelasteter Wärmetauscher. Durch Rändeln der Rohre konnten die Geschwindigkeitsunterschiede weitgehend beseitigt werden, Abbildung 23 und Abbildung 24. Aufgetragen sind in den Abbildungen die jeweils bei 2 verschiedenen Reynolds-Zahlen gemessenen Geschwindigkeiten mit dem Sondenweg als Abszisse. Als Bezugswert dient die aus dem mit Hilfe einer Venturidüse gemessenen Massenstrom errechnete Geschwindigkeit. Gemessen wurde die Geschwindigkeit mit einem Prandtl-Rohr. Die in den Abbildungen eingezeichneten Kreise symbolisieren die Rohrposition. Die angegebenen Reynolds-Zahlen beziehen sich auf den Wärmetauscher. Für den Wärmetauscher aus technisch glatten Stahlrohren, das Rohrbündel Nr. 0 der Tabelle 2, unterscheiden sich minimale und maximale Geschwindigkeit in Abbildung 23 sowohl für  $Re = 36450$  als auch für  $Re = 678000$  um mehr als den Faktor 1,5. Für dazwischenliegende Reynolds-Zahlen gilt ähnliches, die Differenzen sind teilweise noch größer. Die gleiche Geschwindigkeitscharakteristik ist aus Abbildung 24 auch für das Rohrbündel Nr. 2 mit gerändelten Rohren bei  $Re = 22400$  zu entnehmen. Bei dieser Reynolds-Zahl ist die Oberflächenrauigkeit als Turbulenzerzeuger noch unwirksam, das Strömungsverhalten ähnelt demzufolge dem der technisch glatten Stahlrohre. Das ändert sich augenblicklich bei Überschreiten der Grenzschichtumschlag-Reynolds-Zahl. Zufälligkeiten der Anströmung und der Teilungsgenauigkeit fallen dann gegenüber dem Rauigkeitseinfluß nicht mehr ins Gewicht, es erfolgt eine sehr gleichmäßige Umströmung aller Rohre. Geschwindigkeitsunterschiede sind dann kaum noch meßbar, die Profile sind dem hier für  $Re = 681000$  gezeigten sehr ähnlich.

#### 4. Bewertung der durch künstliches Aufrauen der Rohroberfläche erzielten wärme- und strömungstechnischen Vorteile

Als Bewertungsmaßstab für einen Wärmetauscher bietet sich die von Glaser /11/ als Quotient von übertragener Wärmeleistung  $N_0$  zu aufgewandter Pumpleistung  $N_V$  definierte Leistungsziffer

$$\varepsilon = \frac{N_0}{N_V} \quad (4)$$



an. Da die zu übertragende Wärmeleistung und im allgemeinen ebenso der zur Verfügung stehende Massenstrom  $\dot{m}$  vorgegeben sind, müssen sich die unterschiedlichen wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften zu vergleichender Wärmetauscher im Verlust an statischem Druck  $\Delta p$  über die Länge eines Rohrbündels ausdrücken lassen.

Für querdurchströmte Wärmetauscher gilt

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

$$z = f(S_q, S_1) R/F \quad (6)$$

R wärmeübertragende Rohroberfläche

F engster freier Querschnitt

$$\text{Mit } N_0 = \alpha \cdot R \cdot \Theta \quad (7)$$

$\alpha$  Wärmeübergangszahl

$\Theta$  Temperaturdifferenz Gas-Wand

ergibt sich der Druckverlust zu

$$\Delta p = \frac{\zeta}{St} \frac{1}{F^2} \frac{N_0 \cdot \dot{m} \cdot f(S_q, S_1)}{2 \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Theta} \quad (8)$$

$$St \text{ Stantonzahl} = \frac{\alpha}{w \cdot c_p \cdot \rho}$$

$c_p$  spezifische Wärme

Die Gültigkeit des Vergleichs zwischen zwei Wärmetauschern, die sich lediglich durch die Oberflächenrauigkeit ihrer Rohre unterscheiden, wird durch die Annahme gleicher Temperaturführung in den Wärmetauschern nicht eingeschränkt. Der dritte Term in Gleichung (8) ist somit für den Vergleich als Konstante zu betrachten. Betreibt man beide Wärmetauscher bei der gleichen Reynolds-Zahl  $Re$ , läßt also auch den freien Strömungsquerschnitt konstant, wird der Druckverlust bestimmt durch das Verhältnis von  $\zeta/St$  und für den Vergleich zwischen Wärmetauschern mit rauher und glatter Rohroberfläche gilt

$$\frac{\Delta p_g}{\Delta p_r} = \frac{\zeta_g}{St_g} \frac{St_r}{\zeta_r} ; \quad Re \text{ konst} \quad (9)$$

r rauhe Rohre

g glatte Rohre

Die durch das Aufrauen der Rohre vergrößerte Wärmeübergangszahl wird bei Gültigkeit von Gleichung (9) durch eine den unterschiedlichen  $\alpha$ -Zahlen umgekehrt proportionale Dimensionierung der wärmeübertragenden Rohroberfläche berücksichtigt. Der aus der Reduktion der wärmeübertragenden Fläche resultierende Vorteil geringerer Baugröße eines Wärmetauschers mit rauhen Rohren ist aus Gleichung (9) hingegen nicht abzulesen. Wilkie /12/ schlug deshalb vor, Wärmetauscher mit gleicher Rohroberfläche zu vergleichen und die unterschiedlichen Wärmeübergangszahlen durch Betrieb bei verschiedenen Reynolds-Zahlen einander anzugleichen.

Mit

$$\frac{\Delta T}{\Theta} = \frac{R}{F} St \quad (10)$$

$\Delta T$  Temperaturdifferenz über die Länge des Wärmetauschers

geht Gleichung (9) über in

$$\frac{\Delta p_g}{\Delta p_r} = \frac{\zeta_g}{St_g^3} \frac{St_r^3}{\zeta_r} ; \quad Re_r = \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{k+1}} Re_g^{\frac{i+1}{k+1}} \quad (11)$$

$$\text{mit } St_g = a \cdot Re^i \cdot Pr^m$$

$$St_r = b \cdot Re^k \cdot Pr^m$$

als maßgeblicher Leistungsvergleichskennzahl.

In welcher Form man die sich aus der Aufrauhung der Rohroberfläche ergebenden wärme- und strömungstechnischen Vorteile realisiert, bleibt natürlich dem Ergebnis einer Kostenoptimierung durch Hersteller und Betreiber des Wärmetauschers vorbehalten. So kann die Reduktion der Baulänge des Wärmetauschers beispielsweise vorrangig gegenüber der Verminderung des Druckverlustes bei seiner Durchströmung sein. Dann wird der Druckverlust nach Gleichung (8) durch das Verhältnis von  $\zeta/St$  bestimmt. Es ist ferner möglich, daß die für die Verringerung des Strömungswiderstandes nach Gleichung (11) notwendige Vergrößerung der Grundfläche des Wärmetauschers nicht zu realisieren ist. Die Bedeutung einer Vergleichsmöglichkeit für die wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften von Wärmetauschern wird dadurch nicht geschmälert.

Als Beispiel ist auf der Grundlage der Gleichung (9) und (11) in Abbildung 25 ein Leistungsvergleich für das Rohrbündel mit den Rohrteilungen  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$  und  $K/D = 0,017$  durchgeführt worden. Verglichen werden die mit diesen Rohren erzielten Ergebnisse mit Werten, die in früheren Untersuchungen an einem Rohrbündel ähnlicher Teilung aus technisch glatten Stahlrohren ermittelt wurden. Da das Rändeln der Rohre neben einem verbesserten Wärmeübergang auch einen verringerten Druckverlust zur Folge hat, wurden außerordentlich große Werte für die Leistungsvergleichskennziffern erzielt.

Das Maximum der Leistungskennziffer beträgt unter Zugrundelegung von

$$\text{Gleichung (9): } \frac{\Delta P_g}{\Delta P_r} \approx 1,75 \text{ bei } Re \approx 2,5 \cdot 10^5; Re_r = Re_g$$

und unter Zugrundelegung von

$$\text{Gleichung (11): } \frac{\Delta P_g}{\Delta P_r} \approx 5,6 \text{ bei } Re_g \approx 1,4 \cdot 10^5; \alpha_r = \alpha_g$$

5. Literatur:

- /1/ H.G. Groehn, F. Scholz  
 Änderung von Wärmeübergang und Strömungswiderstand in querdurchströmten Rohrbündeln unter dem Einfluß verschiedener Rauigkeiten sowie Anmerkungen zur Wahl der Stoffwertbezugstemperaturen  
 Heat Transfer 1970 Vol. III, paper F.C.J. 10 Elsevier Publishing Company Amsterdam 1971
- /2/ E. Achenbach  
 On the Cross Flow through In-Line Banks with Regard to the Effect of Surface Roughness  
 Wärme- und Stoffübertragung, Band 4 (1971), S. 152-155
- /3/ K. Hammeke, E. Heinecke, F. Scholz  
 Wärmeübergangs- und Druckverlustmessungen an querangeströmten Glattrohrbündeln insbesondere bei hohen Reynoldszahlen  
 Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 10, pp 427-446 (1967)
- /4/ H.G. Groehn, F. Scholz  
 Component Design in High Temperature Reactors using Helium as a Coolant, 1972, paper 6.
- /5/ C.B. von der Decken, E. Heinecke  
 Stationary and Nonstationary Flow Phenomena in and behind Staggered and In-line Tube Banks  
 International Seminar 1972, Trogir 30.8.-6.9.  
 Recent Developments in Heat Exchanger
- /6/ E. Heinecke  
 Strömungstechnische und aeroakustische Erscheinungen in Zylindergittern  
 Jül-815-RB, 1971
- /7/ H.G. Groehn, F. Scholz  
 Untersuchungen an querdurchströmten Wärmetauschern aus Rohren mit aufgerauhten Oberflächen  
 Interne Arbeitssitzung des Ausschusses für Wärme- und

Stoffübertragung der Verfahrenstechnischen Gesellschaft  
im VDI am 2./3.4.1973

/8/ E.D. Grimison

Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance  
and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks  
Trans. Asme., Vol. 59 Nr. 8, pp. 583 - 594 (1937)

/9/ A. Zukauskas, V. Makarevicius, S. Schlanciauskas

Heat Transfer in Banks of Tubes on Cross Flow of Fluid  
Verlag Mintis, Vilnius, UdSSR, 1968

/10/ E. Achenbach

Influence of Surface Roughness on the Cross Flow around  
a Circular Cylinder

J. Fluid Mech. Vol. 46 (1971), part. 2 pp. 321-335

/11/ H. Glaser

Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit Hilfe  
einer Leistungszahl

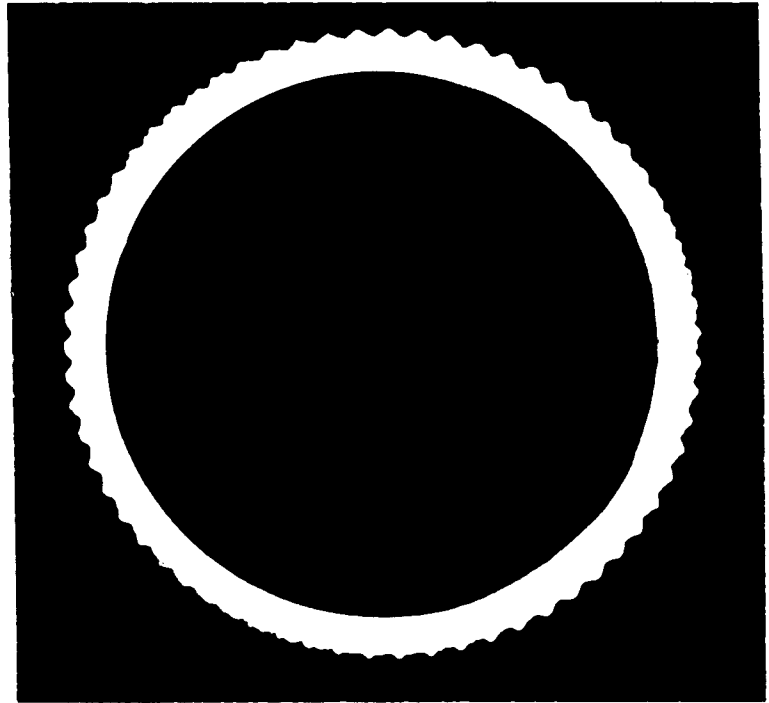
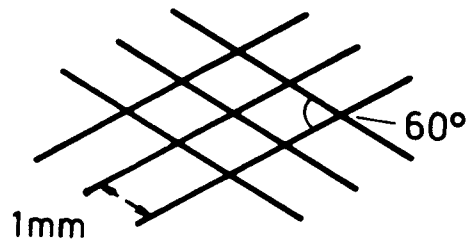
Angew. Chemie B/20, (1948)

/12/ V. Walker and D. Wilkie

Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transfer Medium,  
1967, paper 26

/13/ VDI Wärmeatlas

VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf (1963)



$$K/D = 0,017$$

Abb. 1 Struktur der Rändelrauigkeit

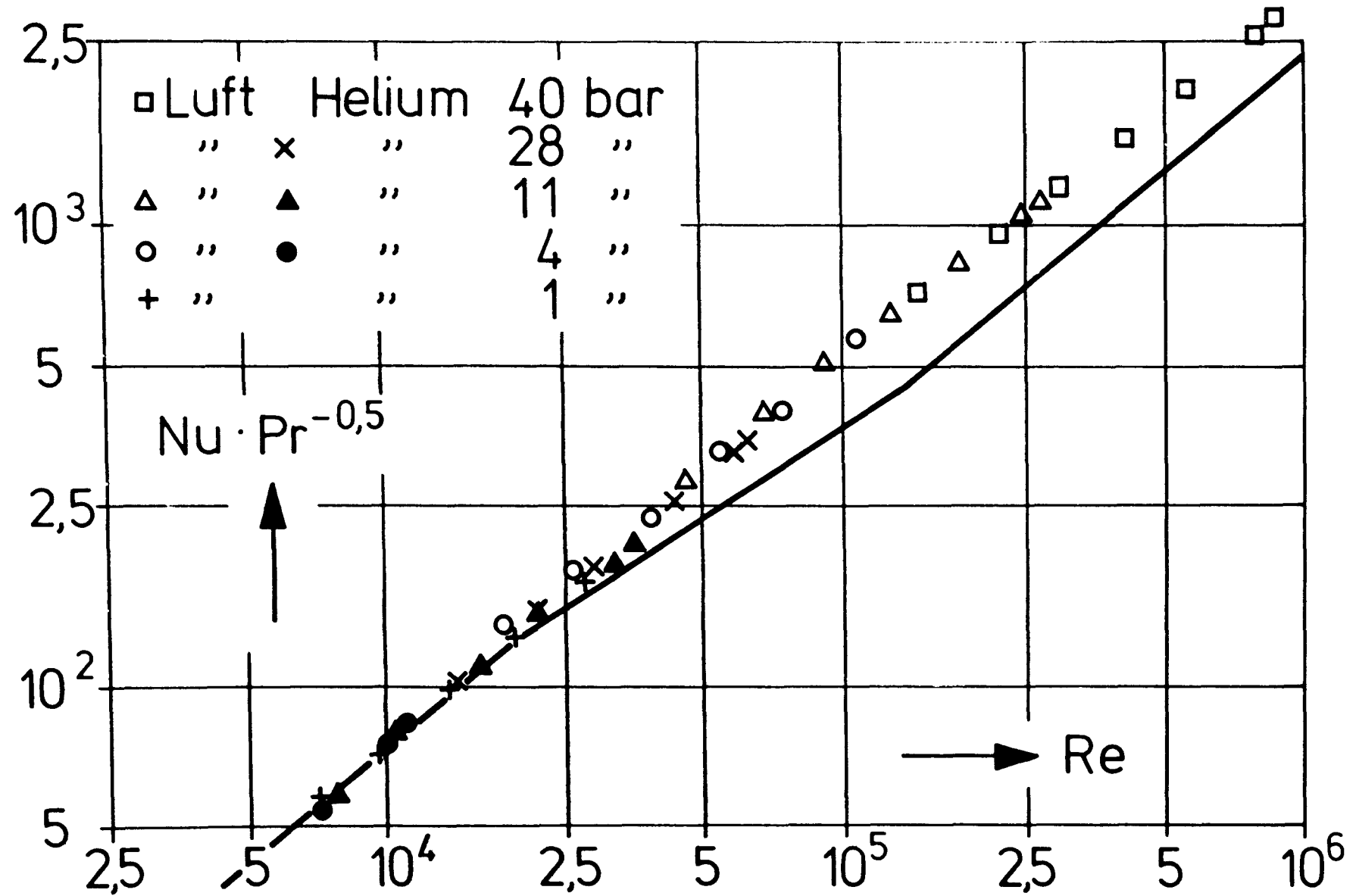


Abb. 2 Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang an querdurchströmten Wärmetauschern parallel fluchtender Anordnung.  
 Meßpunkte:  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm,  $Z = 10$   
 ————:  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,37$ ,  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$ ,  $D = 51$  mm,  $Z = 10$

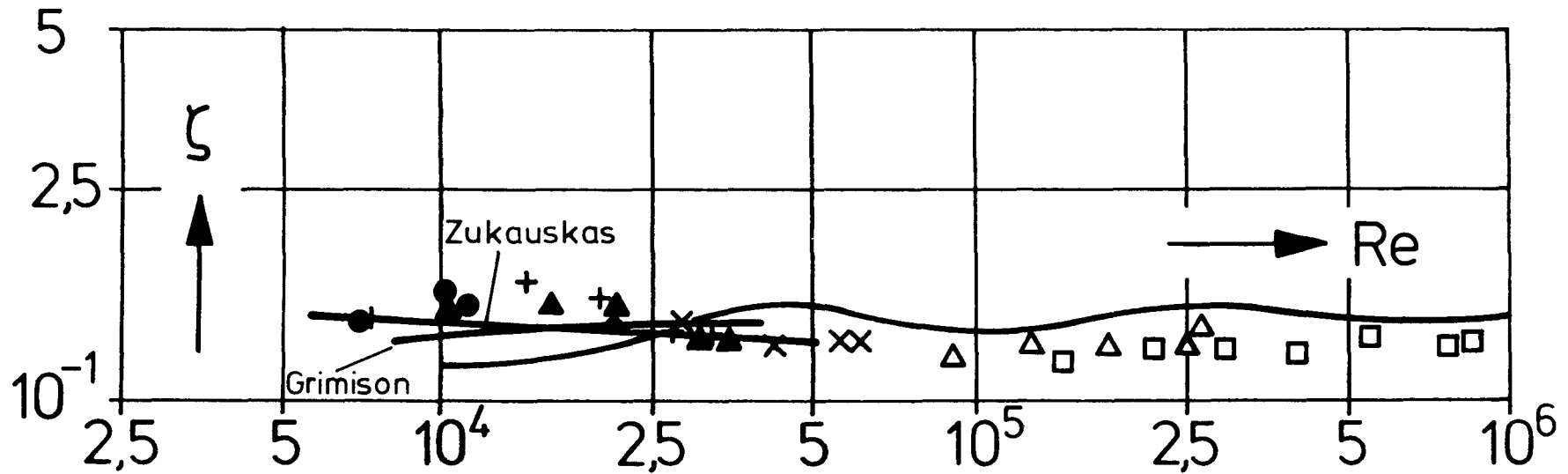


Abb. 3 Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf den Widerstandsbeiwert querdurchströmter Wärmetauscher parallel fluchtender Anordnung.

Meßpunkte:  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm,  $Z = 10$

— :  $S_q/D = 2,06$ ,  $S_1/D = 1,37$ ,  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$ ,  $D = 51$  mm,  $Z = 10$

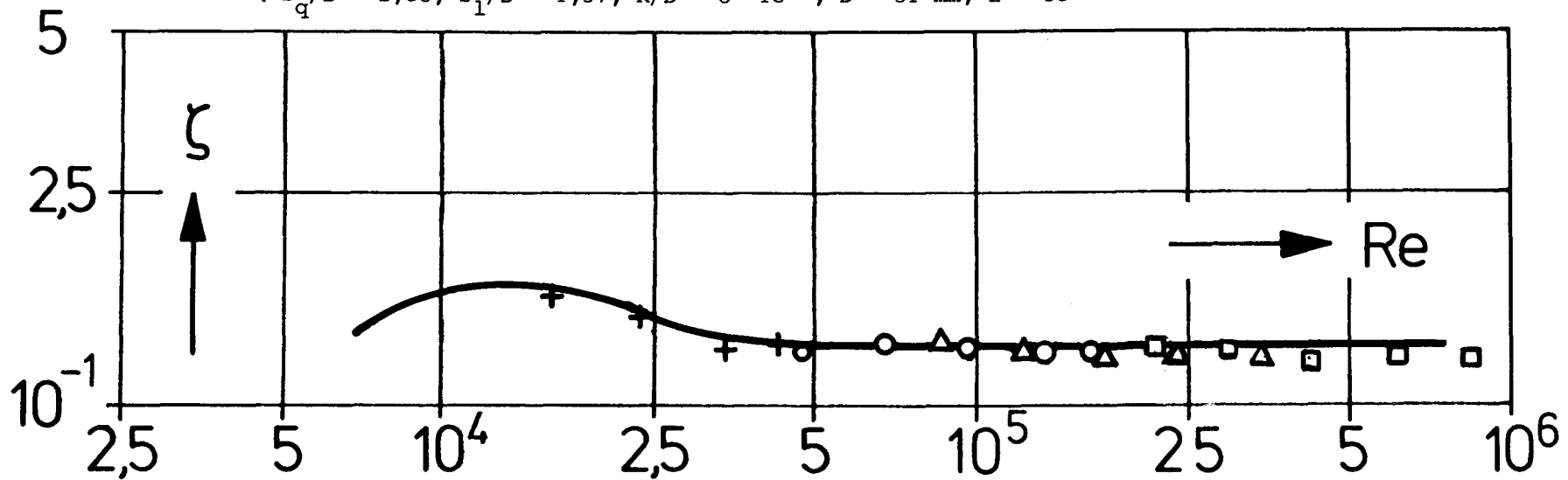


Abb. 4 Widerstandsbeiwert eines querdurchströmten Wärmetauschers parallel fluchtender Anordnung, ermittelt mit und ohne gleichzeitigen Wärmeübergang.

$S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm,  $Z = 10$

Meßpunkte: Versuchsreihe ohne Wärmeübergang

— : Versuchsreihe bei gleichzeitigem Wärmeübergang, nach Abb. 3



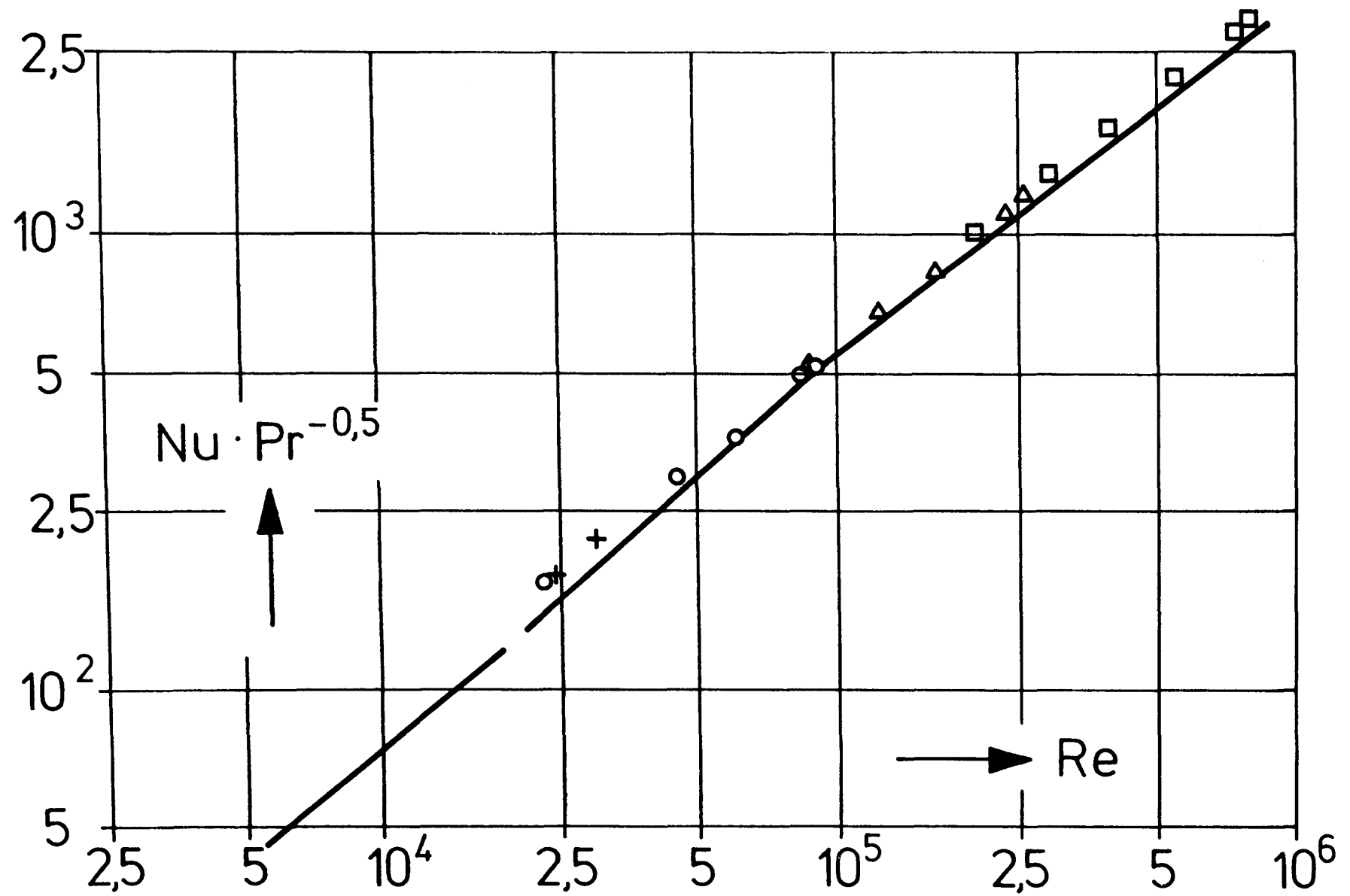


Abb. 5 Einfluß des Strömungsanlaufs auf die Wärmeübergangszahl eines querdurchströmten Wärme-  
 tauschers parallel fluchtender Anordnung der Geometrie  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm  
 Meßpunkte:  $Z = 16$ , davon 1...5. und 16. Rohrreihe ungekühlt  
 — :  $Z = 10$ , alle Rohrreihen gekühlt, nach Abb. 2

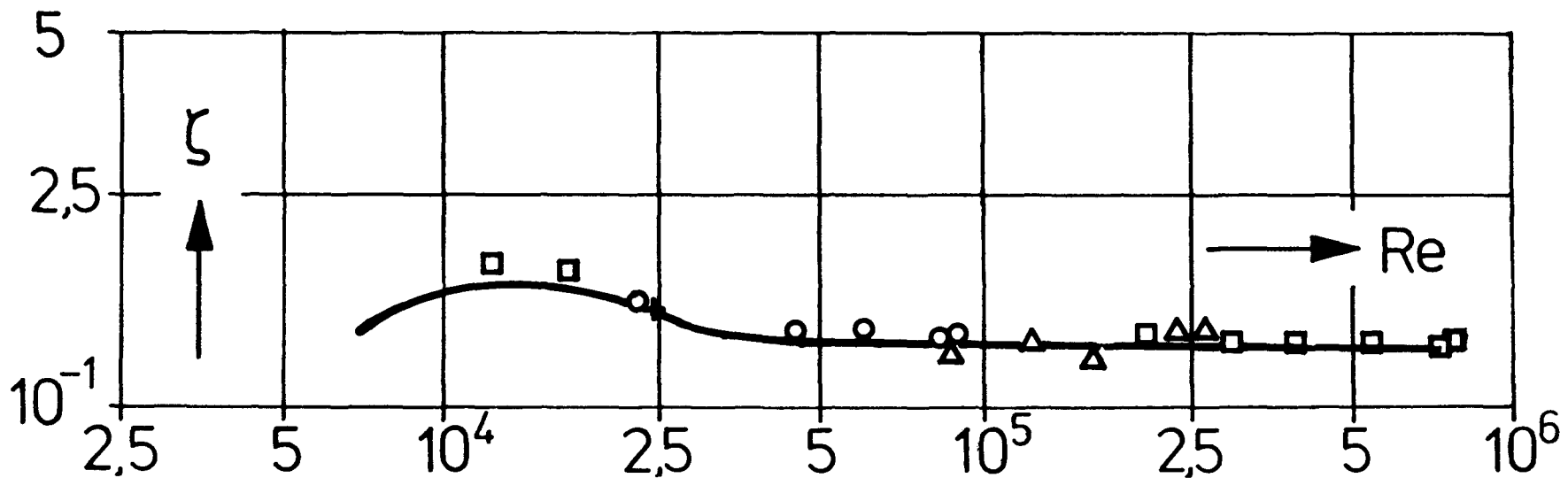


Abb. 6 Vergleich zwischen den Widerstandsbeiwerten eines 10-reihigen und eines 16-reihigen parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauschers der Geometrie  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm  $\phi$  bei gleichzeitigem Wärmeübergang  
 Meßpunkte:  $Z = 16$ , Rohrreihe 1...5 und 16 ungekühlt  
 — :  $Z = 10$ , nach Abb. 3

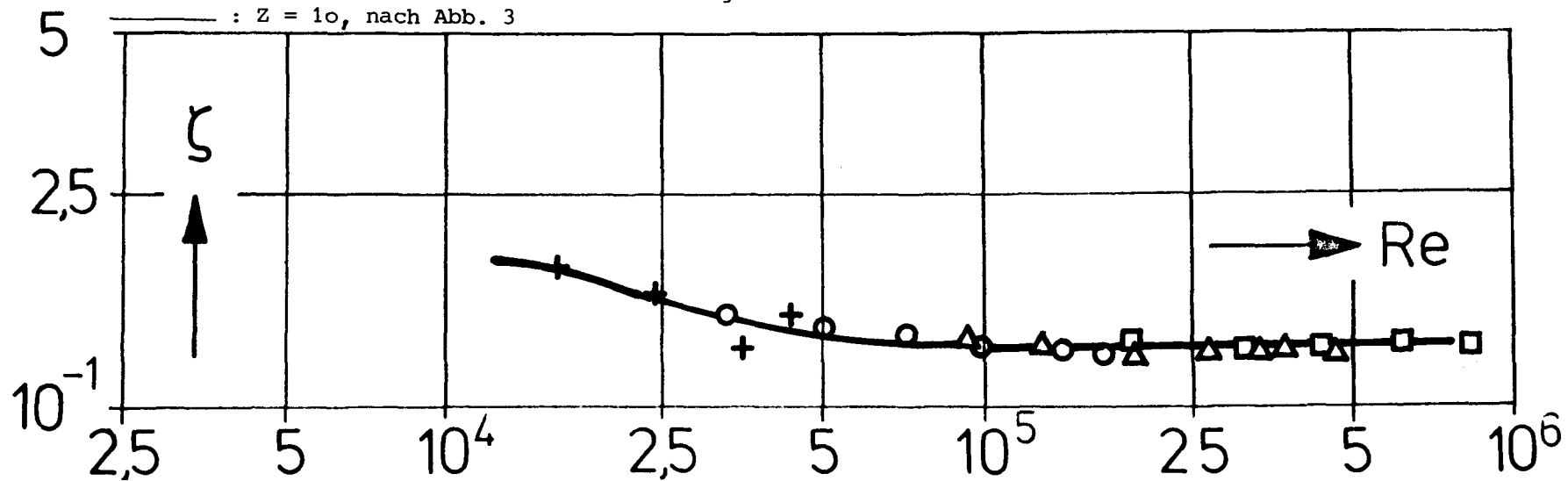


Abb. 7 Widerstandsbeiwert eines 16-reihigen parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauschers der Geometrie  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm  $\phi$  mit und ohne gleichzeitigen Wärmeübergang.  
 Meßpunkte: ohne Wärmeübergang  
 — : mit Wärmeübergang, nach Abb. 6

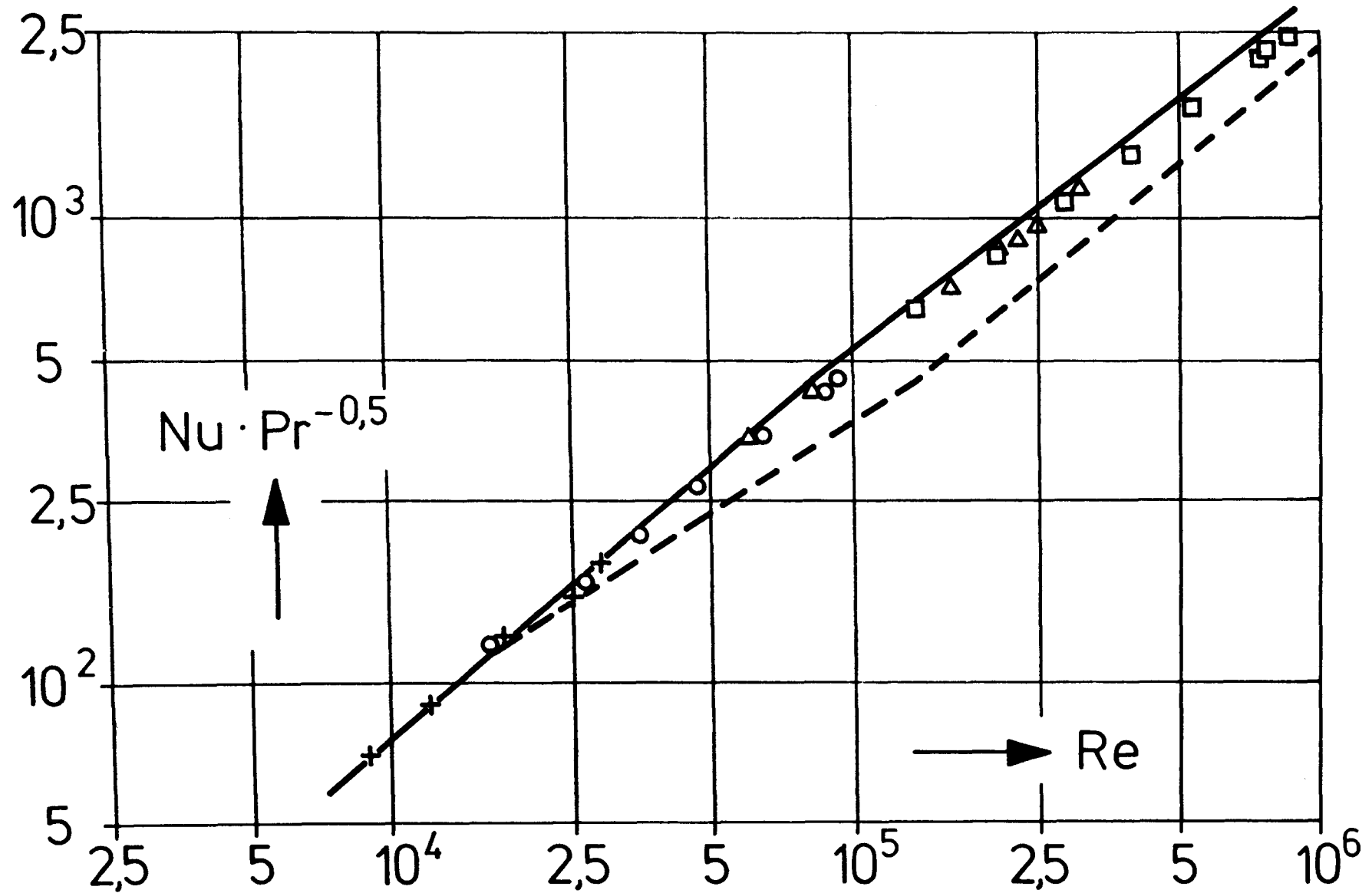


Abb. 8 Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang an querdurchströmten Wärmetauschern parallel fluchtender Anordnung.

Meßpunkte:  $S_q/D = 2,13$ ,  $S_1/D = 1,43$ ,  $K/D = 0,03$ ,  $D = 23,5$  mm  $\phi$ ,  $Z = 10$

— :  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $D = 24,2$  mm  $\phi$ ,  $Z = 10$ , nach Abb. 2

- - - - :  $S_q/D = 2,06$ ,  $S_1/D = 1,37$ ,  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$ ,  $D = 51$  mm  $\phi$ ,  $Z = 10$ , nach Abb. 2

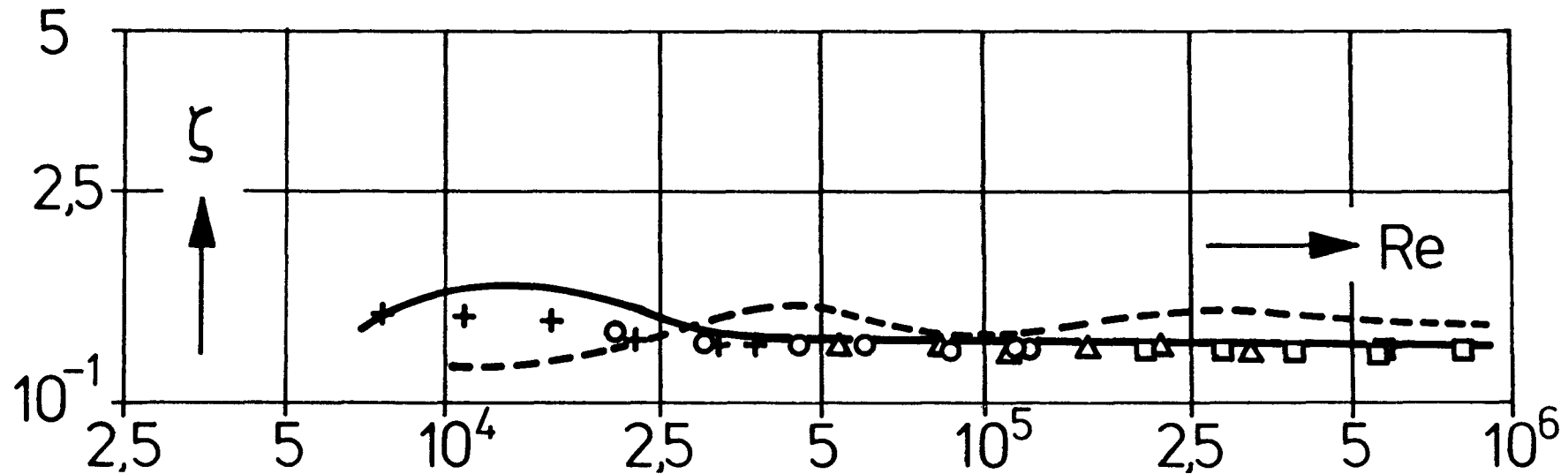


Abb. 9 Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf den Widerstandsbeiwert querdurchströmter Wärmetauscher parallel fluchtender Anordnung.

Meßpunkte:  $S_q/D = 2,13$ ,  $S_1/D = 1,43$ ,  $K/D = 0,03$ ,  $D = 23,5$  mm  $\phi$ ,  $Z = 10$ , ohne Wärmeübergang  
 — :  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017_{,4}$ ,  $D = 24,2$  mm  $\phi$ ,  $Z = 10$ , nach Abb. 3  
 - - - :  $S_q/D = 2,06$ ,  $S_1/D = 1,37$ ,  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$ ,  $D = 51$  mm  $\phi$ ,  $Z = 10$ , nach Abb. 3

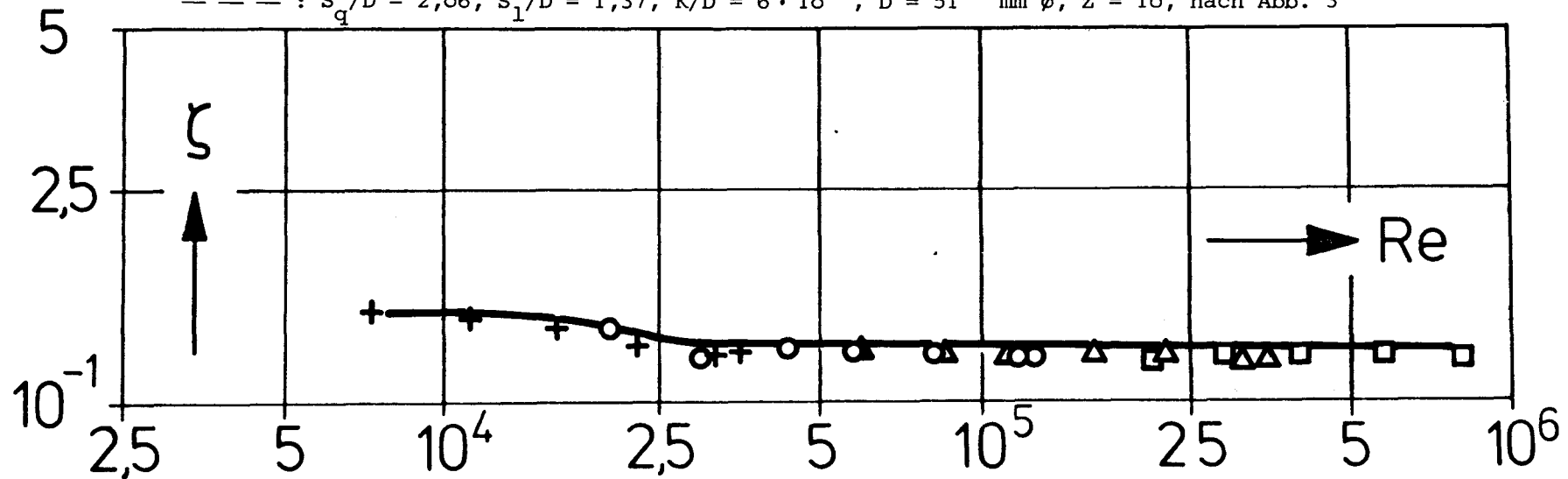


Abb. 10 Vergleich zwischen den Widerstandsbeiwerten eines 10-reihigen und eines 16-reihigen parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauschers der Geometrie

$S_q/D = 2,13$ ,  $S_1/D = 1,43$ ,  $K/D = 0,03$ ,  $D = 23,5$  mm  $\phi$  ohne gleichzeitigen Wärmeübergang.

Meßpunkte:  $Z = 16$

— :  $Z = 10$ , nach Abb. 9

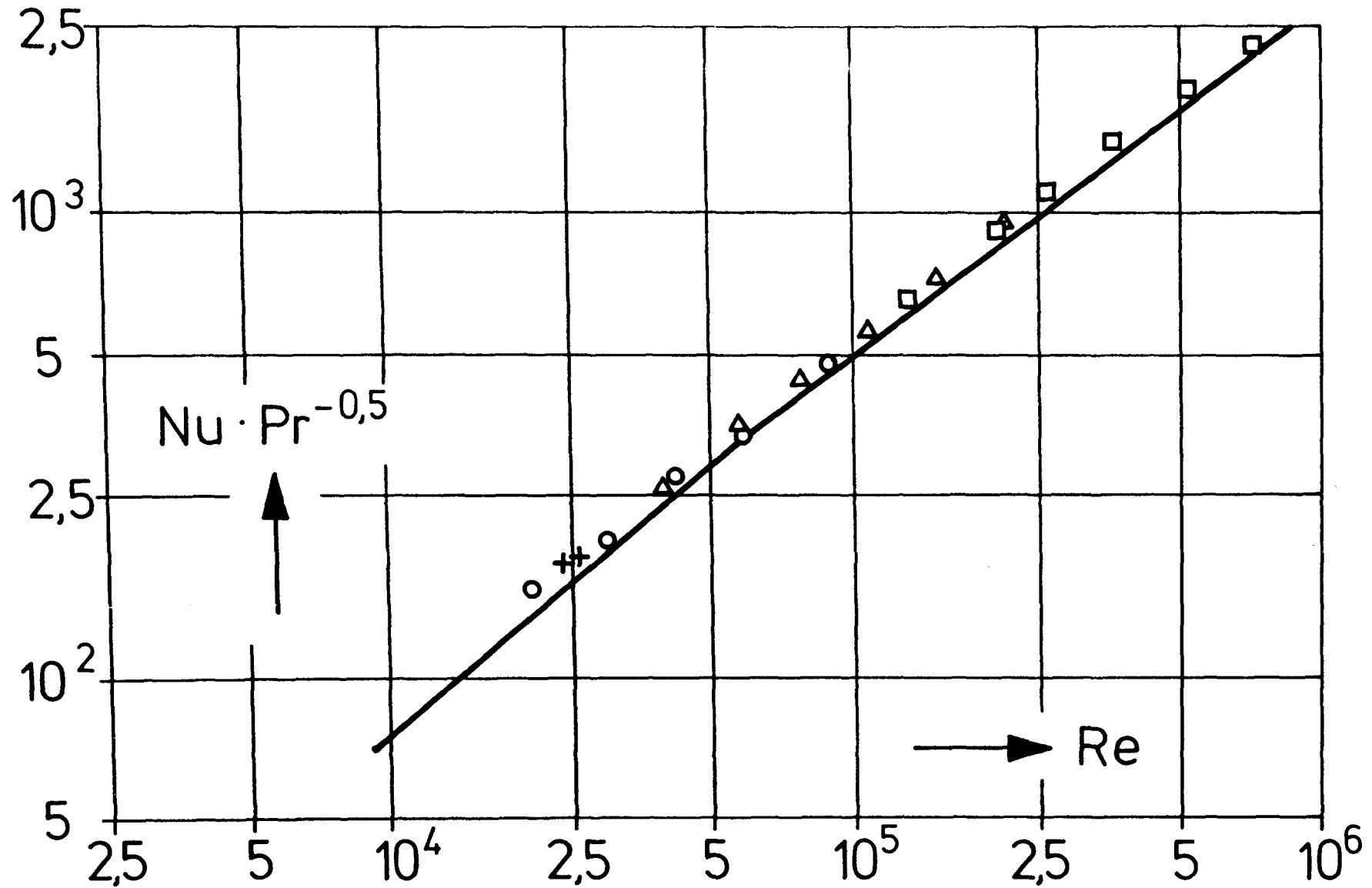


Abb. 11 Einfluß des Strömungsanlaufs auf die Wärmeübergangszahl eines querdurchströmten Wärmetauschers parallel fluchtender Anordnung der Geometrie  $S_q/D = 2,13$ ,  $S_1/D = 1,43$ ,  $K/D = 0,03$ ,  $D = 23,5 \text{ mm } \phi$   
 Meßreihe:  $Z = 16$ , davon 1...5. und 16. Rohrreihe ungekühlt  
 ——— :  $Z = 10$ , alle Rohrreihen gekühlt, nach Abb. 8

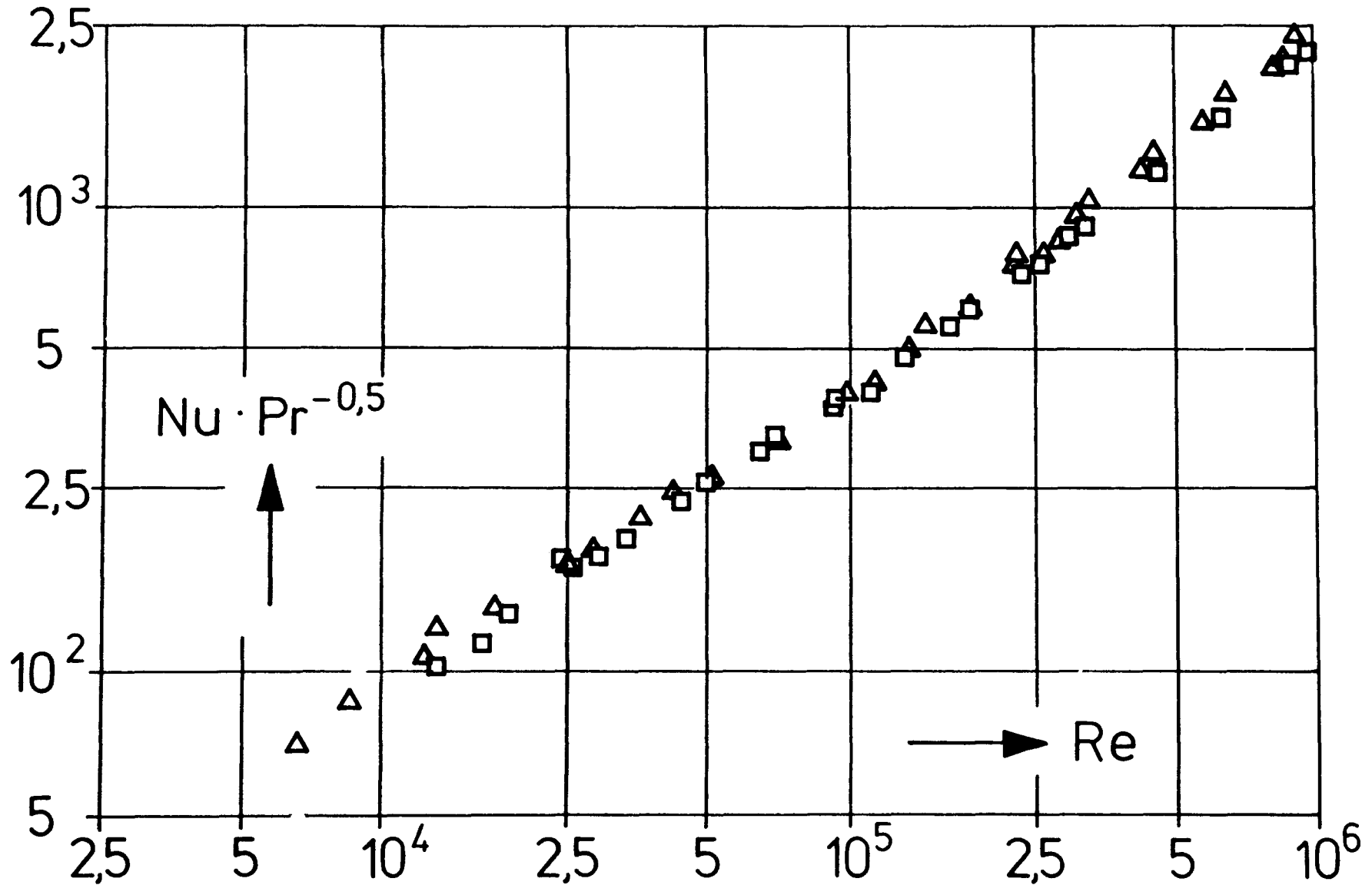


Abb. 12 Wärmeübergangszahlen eines parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauschers der Geometrie  $S_q/D = 1,67$ ,  $S_1/D = 1,26$ ,  $K/D \leq 5 \cdot 10^{-5}$ ,  $D = 25 \text{ mm } \phi$  bei verschiedener Rohrreihenanzahl.

- $\square$  :  $Z = 10$ , alle Rohrreihen gekühlt
- $\triangle$  :  $Z = 16$ , 1...5. und 16. Rohrreihe ungekühlt.

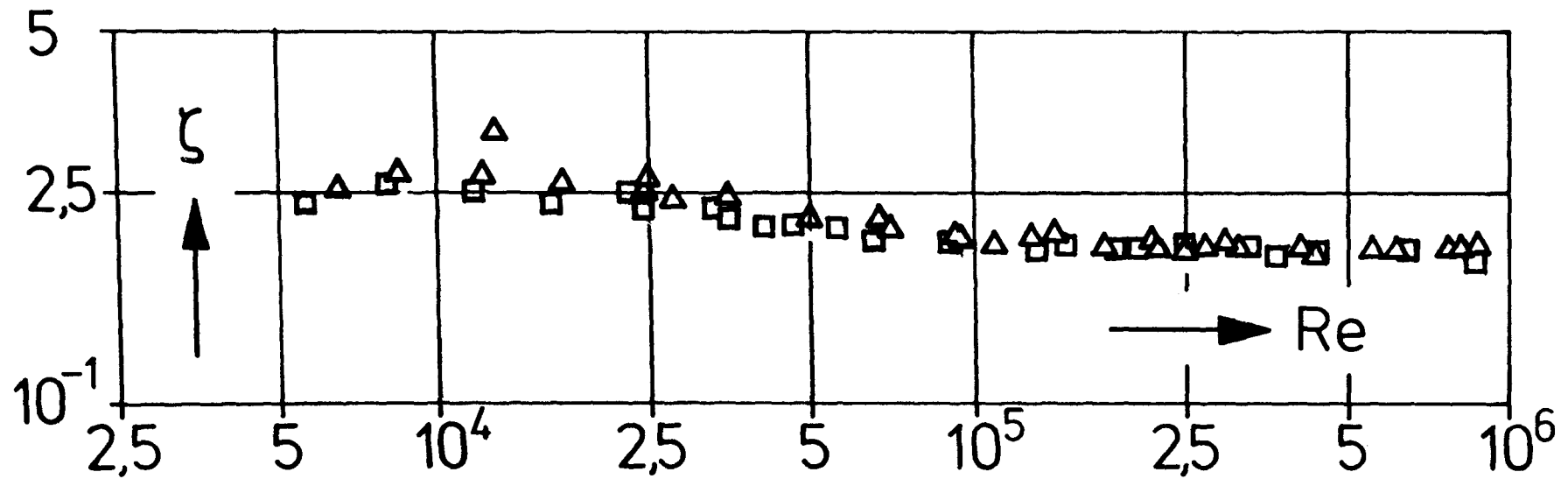


Abb. 13 Widerstandsbeiwert eines parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauschers der Geometrie  $S_q/D = 1,67$ ,  $S_l/D = 1,26$ ,  $K/D \leq 5 \cdot 10^{-5}$ ,  $D = 25 \text{ mm } \phi$  bei verschiedener Rohrreihenanzahl

$\square$  :  $Z = 10$ , isotherm  
 $\triangle$  :  $Z = 16$ , 1...5. und 16. Rohrreihe ungekühlt

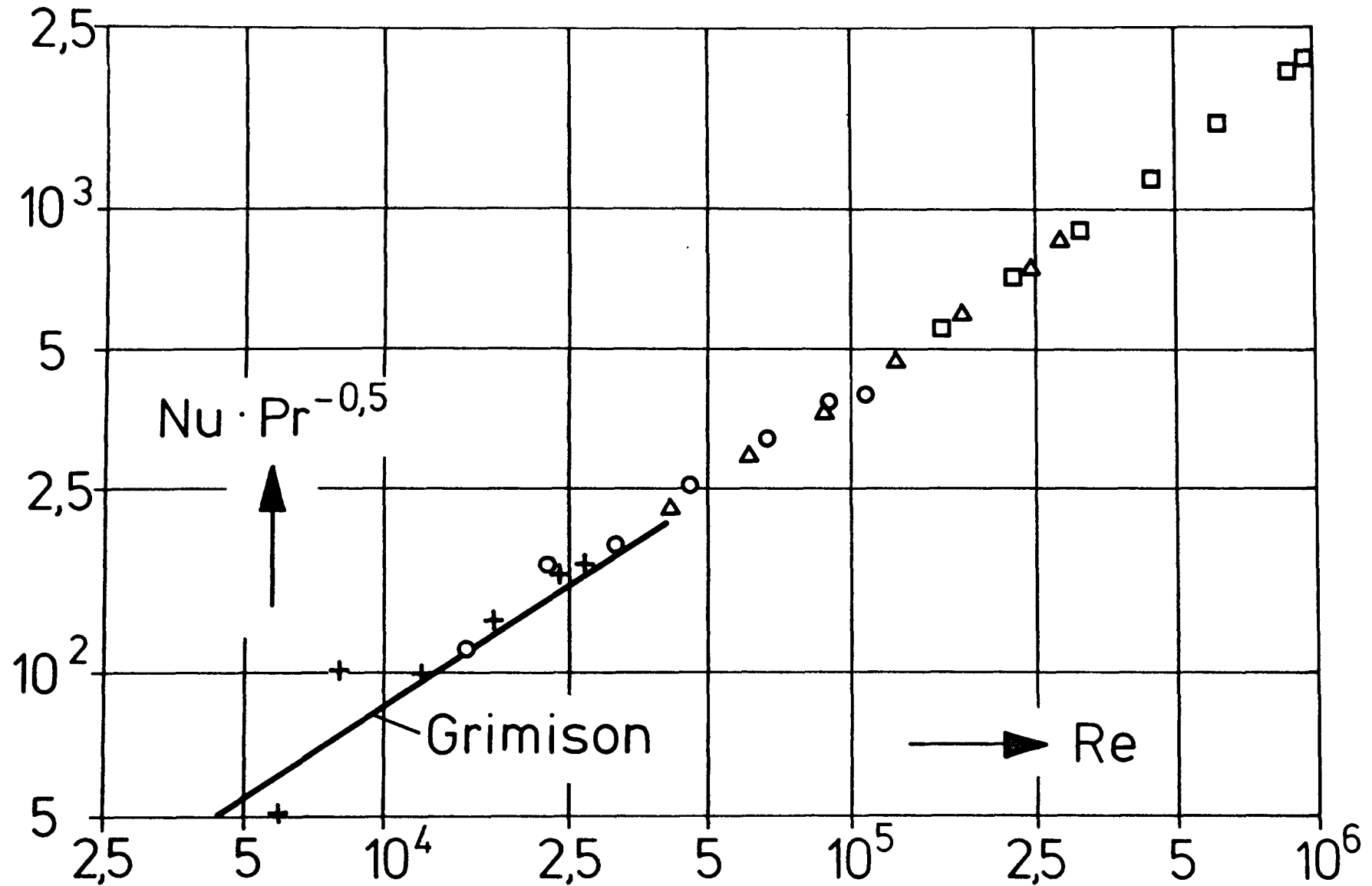


Abb. 14 Vergleich der an einem parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauscher der Geometrie  $S_q/D = 1,67$ ,  $S_1/D = 1,26$ ,  $K/D \leq 5 \cdot 10^{-5}$ ,  $D = 25 \text{ mm } \phi$ ,  $Z = 10$  ermittelten Wärmeübergangszahl mit Angaben von Grimison /8/ für die gleichen Rohrteilungen.



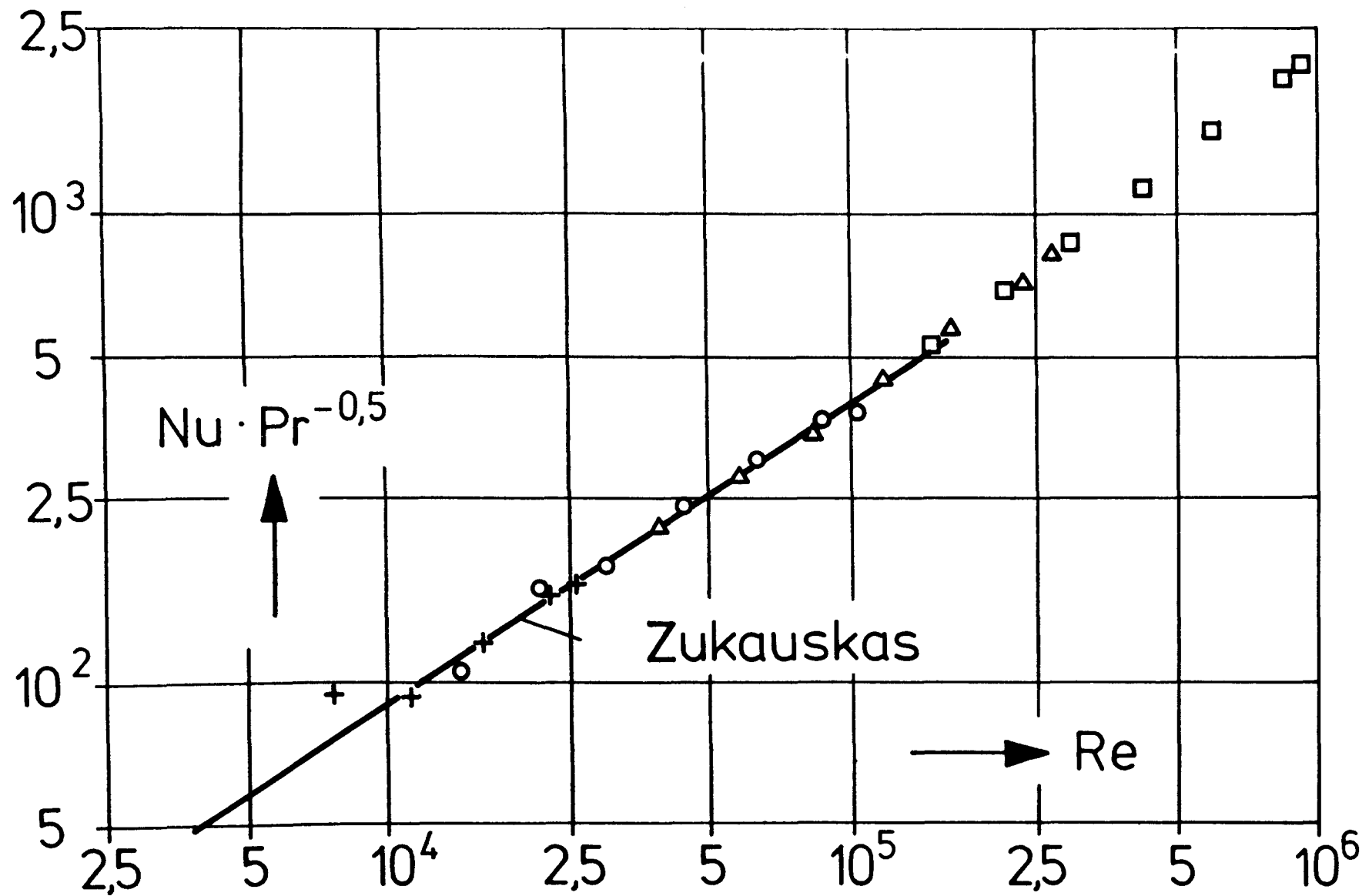


Abb. 15 Vergleich der an einem parallel fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauscher der Geometrie  $S_q/D = 1,67$ ,  $S_1/D = 1,26$ ,  $K/D \leq 5 \cdot 10^{-5}$ ,  $D = 25 \text{ mm } \phi$ ,  $Z = 10$  ermittelten Wärmeübergangszahlen mit Angaben von Zukauskas /9/ für die gleichen Rohrteilungen.

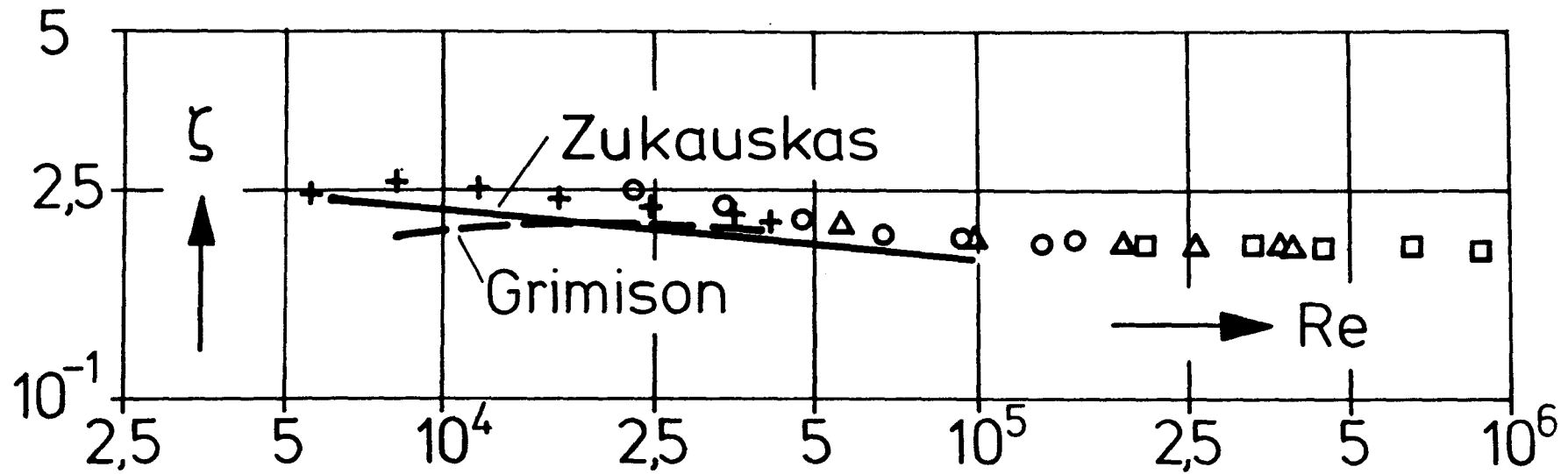


Abb. 16 Vergleich des an einem parallel fluchtend angeordnetem querdurchströmten Wärmetauscher der Geometrie  $S_q/D = 1,67$ ,  $S_1/D = 1,26$ ,  $K/D \leq 5 \cdot 10^{-5}$ ,  $D = 25 \text{ mm } \phi$ ,  $Z = 10$  ohne Wärmeübergang ermittelten Widerstandsbeiwertes mit Angaben von Grimison /8/ und Zukauskas /9/ für die gleichen Rohrteilungen.

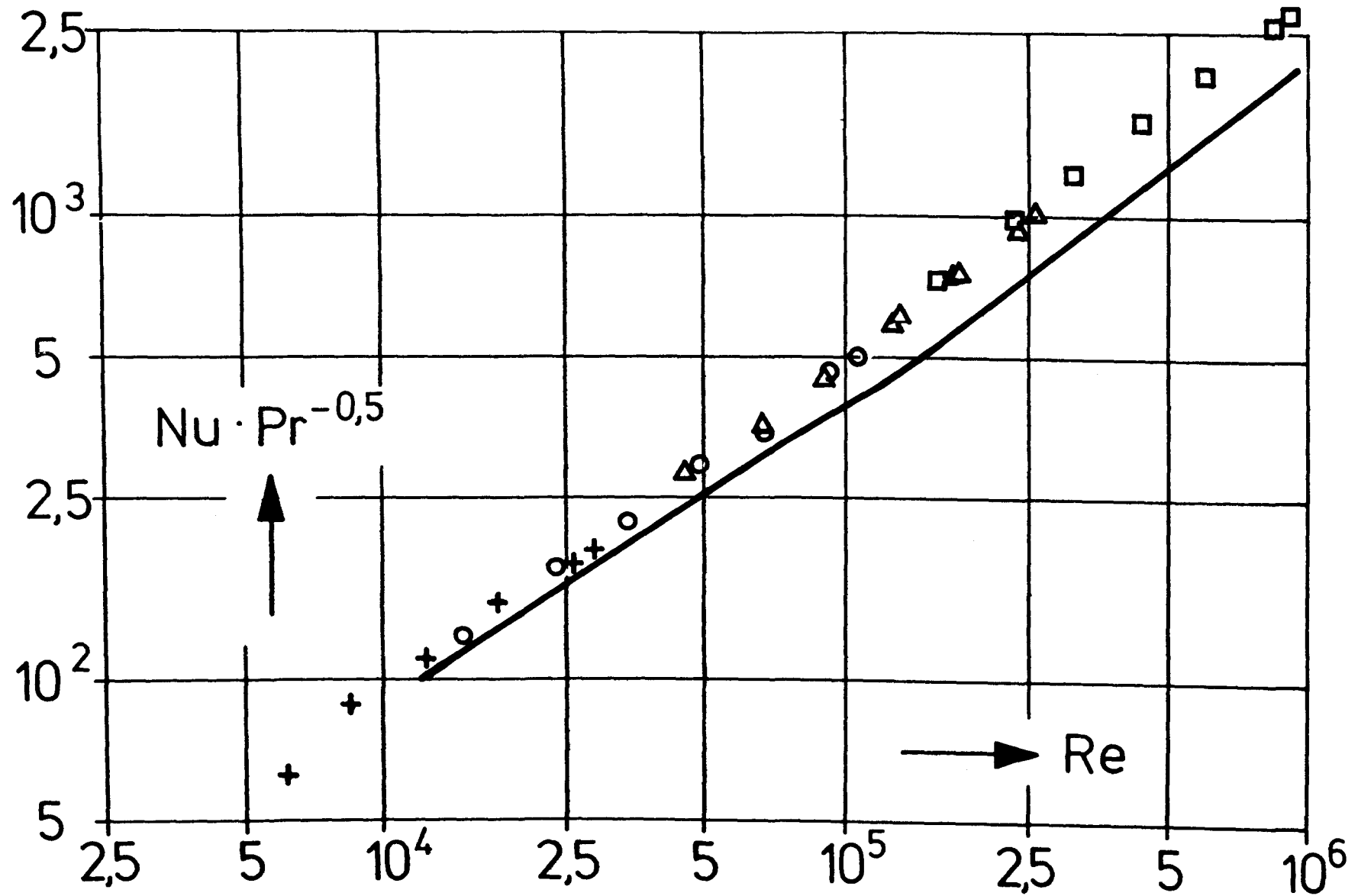


Abb. 17 Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang an querdurchströmten Wärmetauschern parallel fluchtender Rohranordnung.

Meßpunkte:  $S_q/D = 1,77, S_1/D = 1,34, K/D = 0,03, D = 23,5 \text{ mm } \phi, Z = 10$

— :  $S_q/D = 1,67, S_1/D = 1,26, K/D \leq 5 \cdot 10^{-5}, D = 25 \text{ mm } \phi, Z = 10, \text{ nach Abb. 12}$

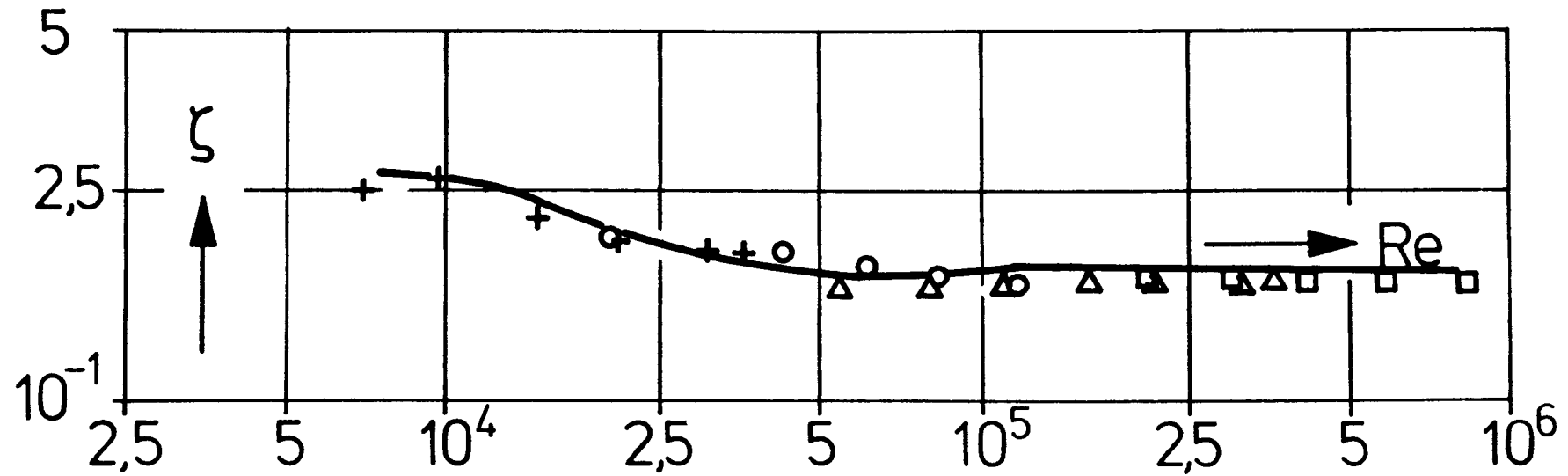
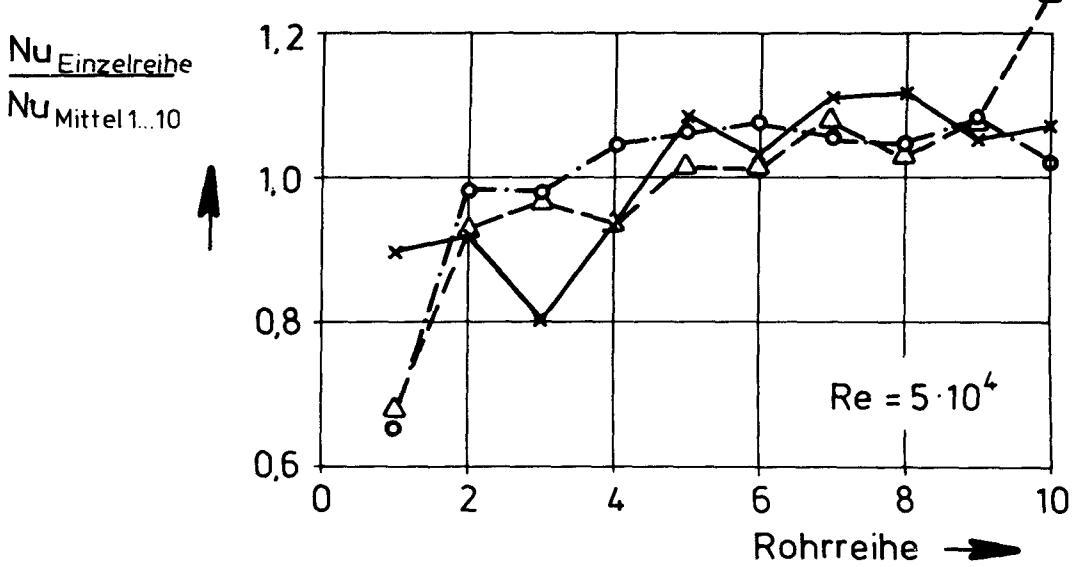
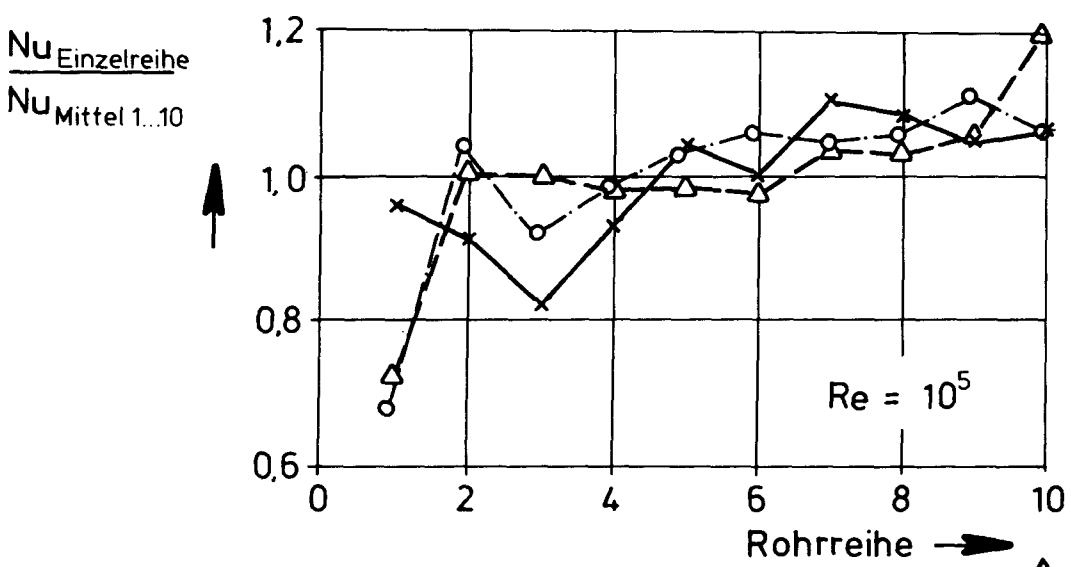
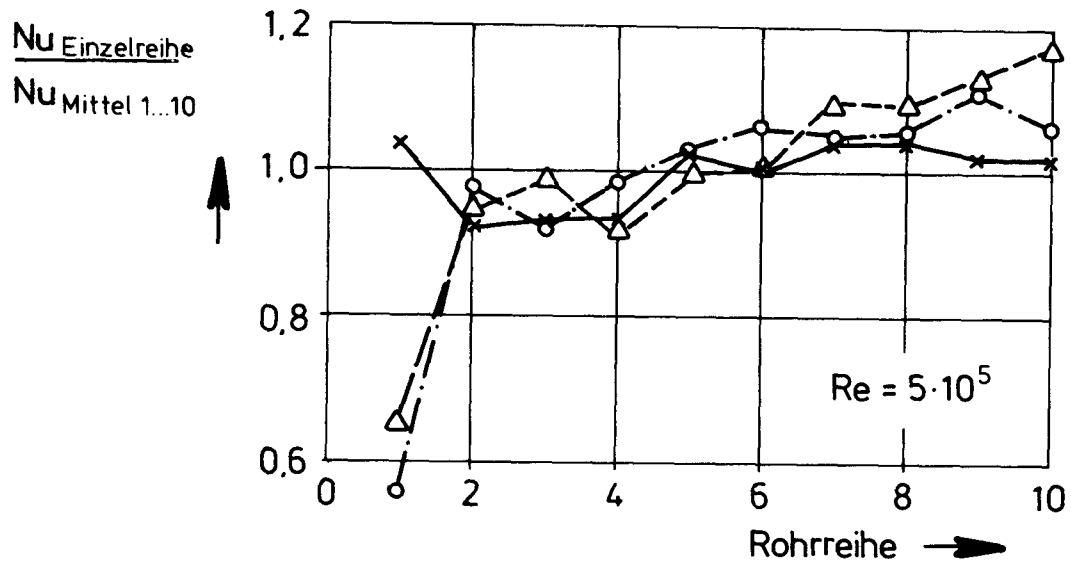
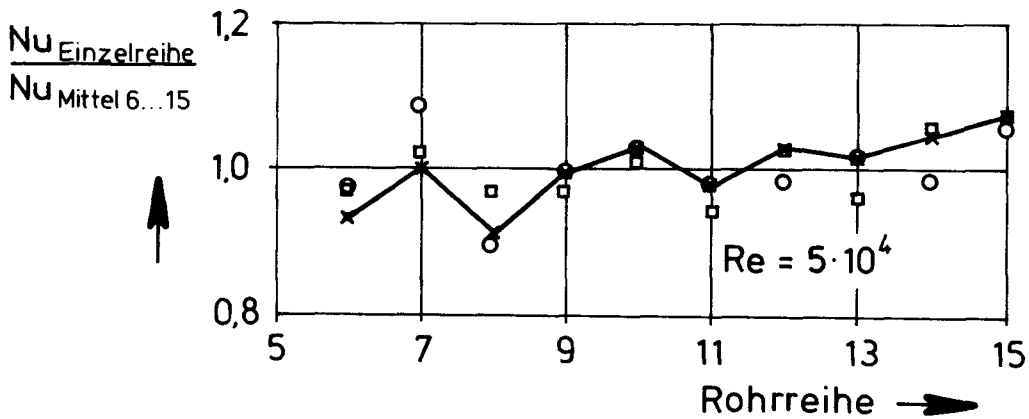
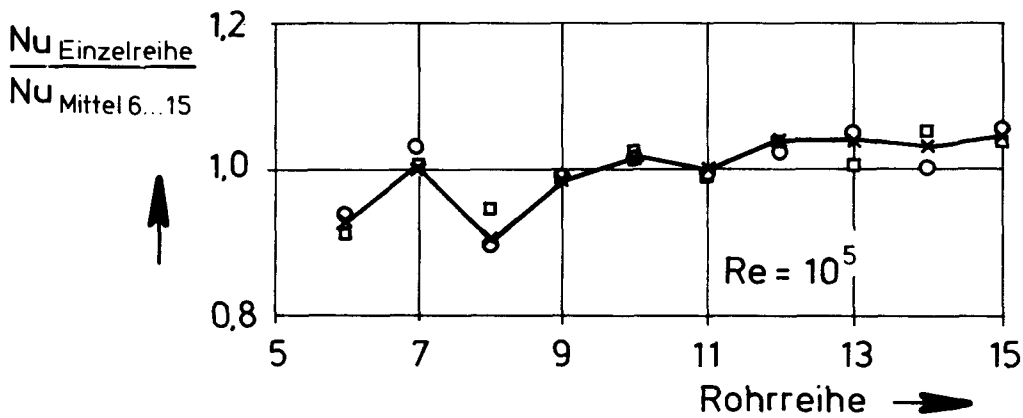
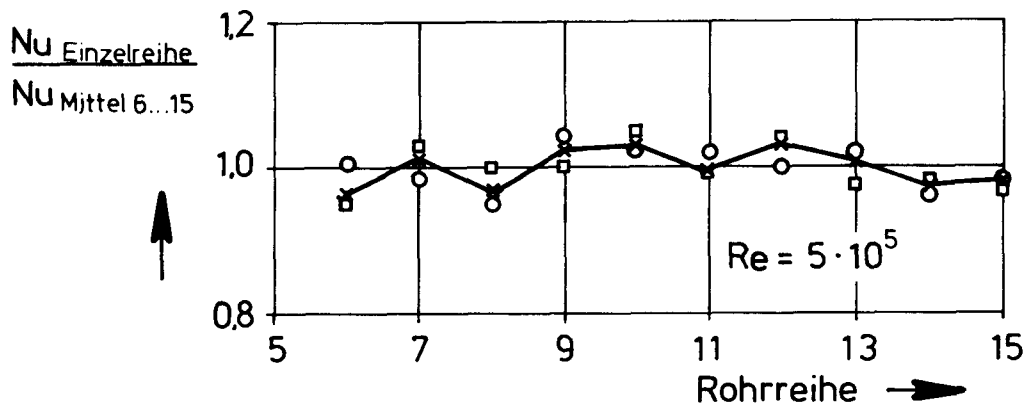


Abb. 20 Vergleich zwischen den Widerstandsbeiwerten eines 10-reihigen und eines 16-reihigen parallel  
 fluchtend angeordneten querdurchströmten Wärmetauschers der Geometrie  
 $S_q/D = 1,77$ ,  $S_1/D = 1,34$ ,  $K/D = 0,03$ ,  $D = 23,5 \text{ mm } \phi$   
 Meßpunkte:  $Z = 16$ , Rohrreihe 1...5. und 16. ungekühlt  
 ————— :  $Z = 10$ , nach Abb. 18



- x—  $K/D=0,03$ , gerändelte Rohre, alle Rohrreihen gekühlt
- △-- technisch glatte Stahlrohre, " " "
- Messingrohre, ein einzelner beheizter Kupferstab in jeder Rohrebene

Abb. 21 Anteil der einzelnen Rohrreihen am mittleren Wärmeübergang einer parallel fluchtenden Rohr-anordnung der Geometrie  $Sq/D = 2,13$ ;  $S_1/D = 1,43$ ;  $D = 23,5 \text{ mm } \phi$ ;  $K/D = 0,03$ ;  $Z = 10$



- x — Werte aus Ausgleichskurve  $Nu/Pr^{0.5}_{\text{Einzelreihe}} = f(Re)$
- Auswertung eines Meßpunktes, oberer Teilzweig
- Auswertung eines Meßpunktes, unterer Teilzweig

Abb. 22 Anteil der einzelnen Rohrreihen am mittleren Wärmeübergang einer parallel fluchtenden Rohr-anordnung der Geometrie  $Sq/D = 2,13$ ;  $S_1/D = 1,43$ ;  $D = 23,5 \text{ mm } \phi$ ;  $K/D = 0,03$ ;  $Z = 16$

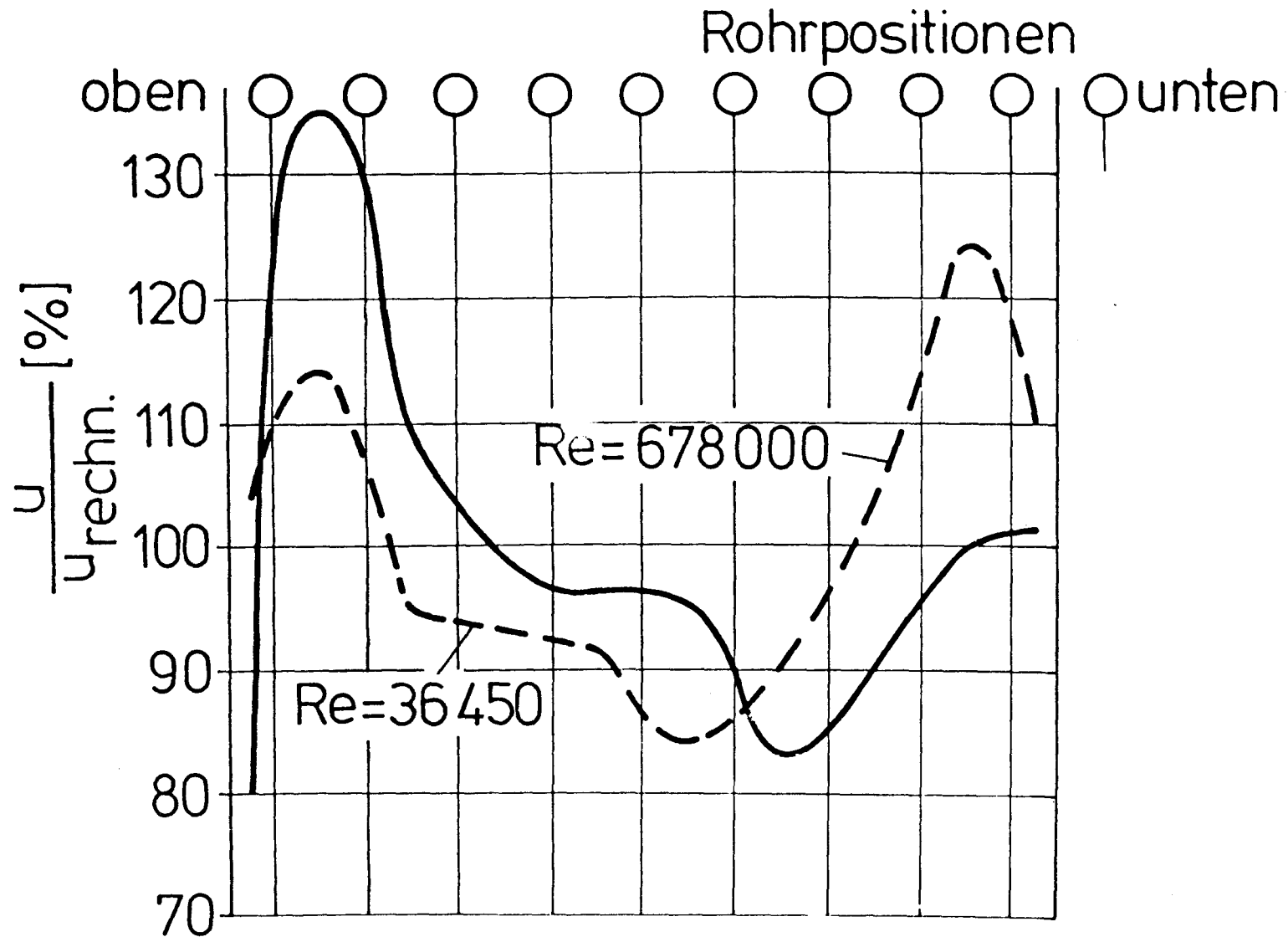


Abb. 23 Geschwindigkeitsprofile senkrecht zur Rohrachse 260 mm hinter einem querdurchströmten Wärmetauscher mit fluchtend angeordneten Rohren der Geometrie

$$S_q/D = 2,06, S_1/D = 1,37, K/D = 6 \cdot 10^{-4}, D = 51 \text{ mm } \phi, Z = 10$$

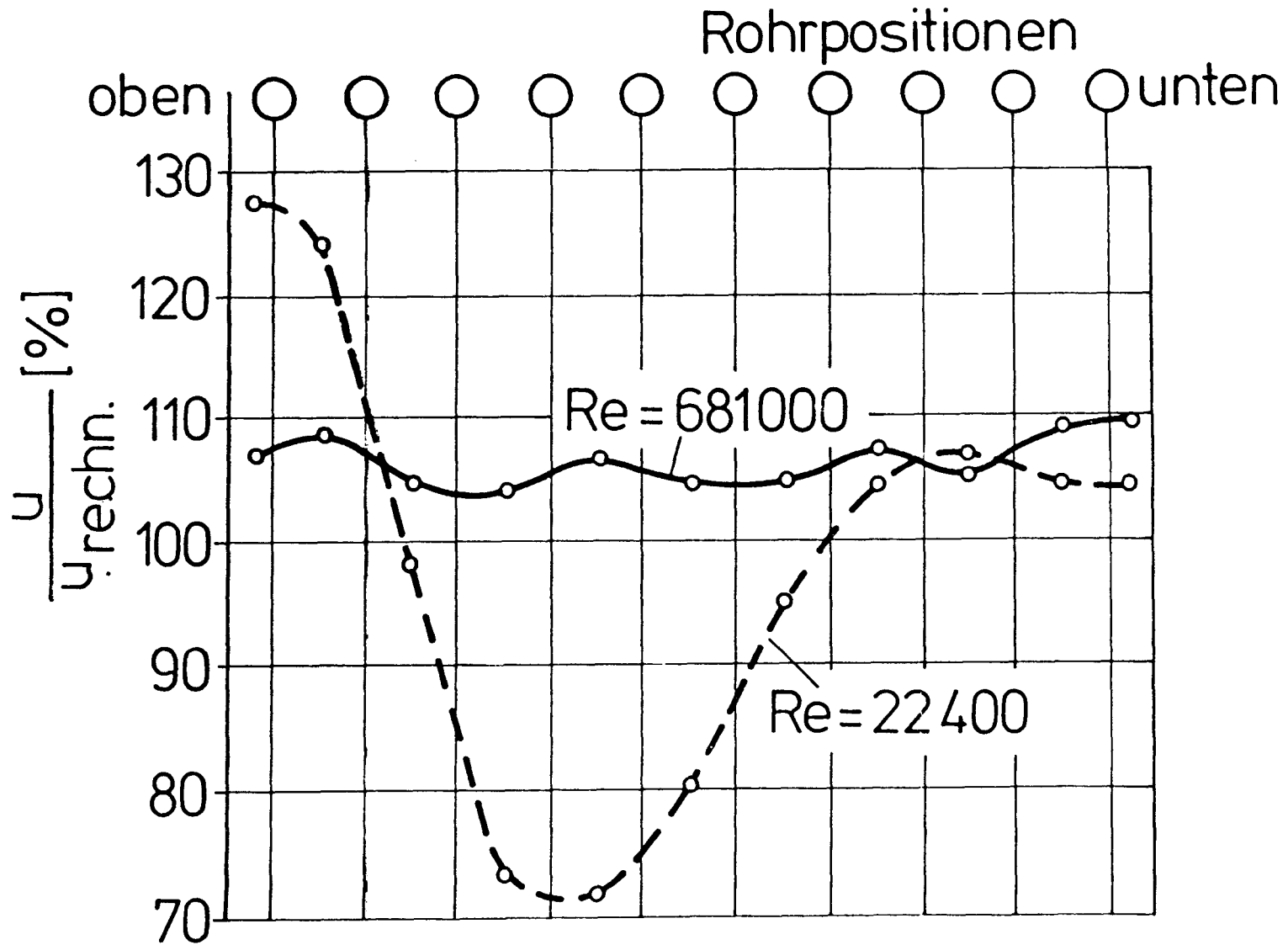


Abb. 24 Geschwindigkeitsprofile senkrecht zur Rohrachse 350 mm hinter einem querdurchströmten Wärmetauscher mit fluchtend angeordneten Rohren der Geometrie.

$$s_q/D = 2,07, s_1/D = 1,39, K/D = 0,017, D = 24,2 \text{ mm } \phi, Z = 10$$



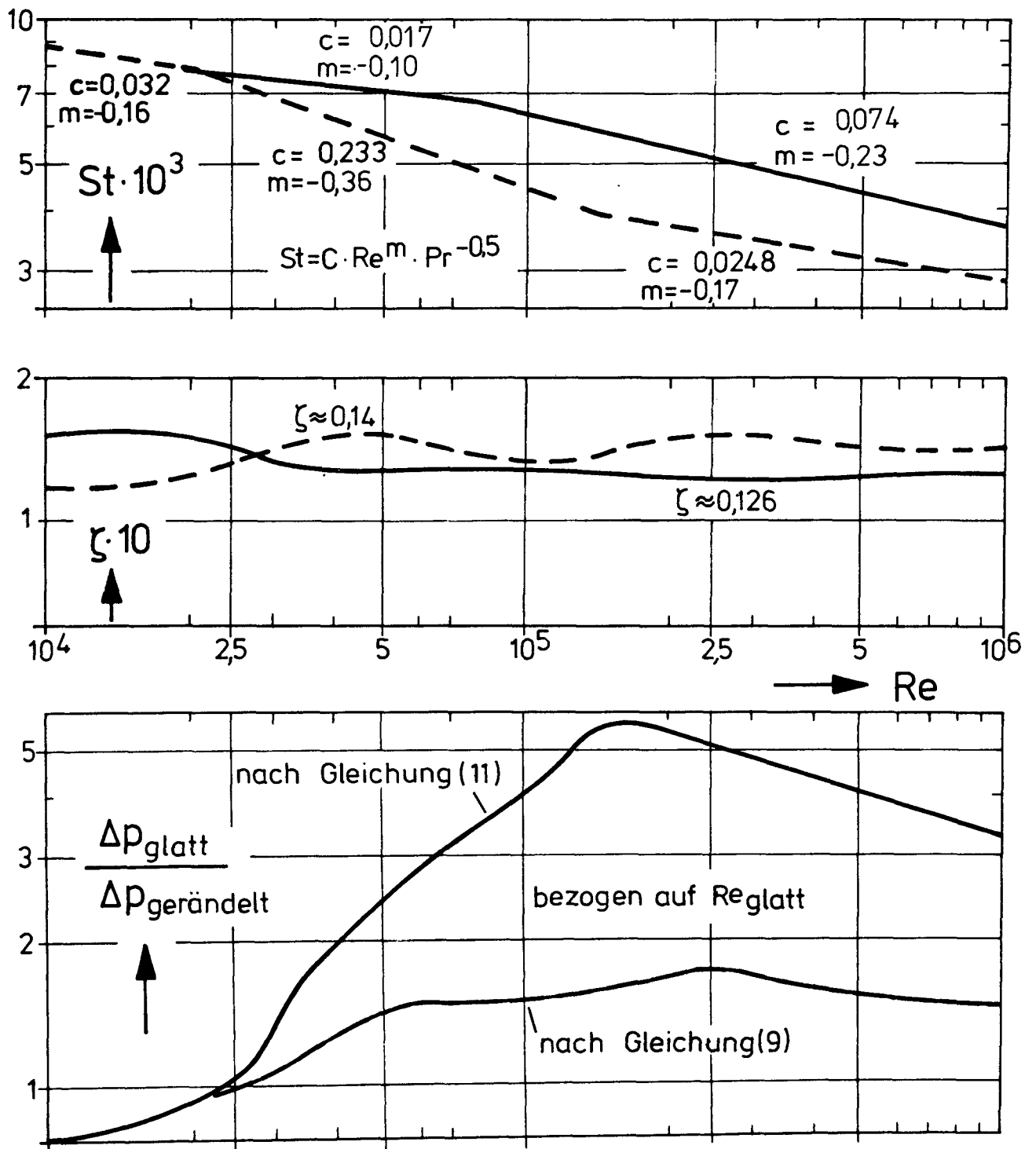


Abb. 25 Leistungsvergleich an einem querdurchströmten Wärmetauscher fluchtender Bauart zwischen technisch glatten und künstlich aufgerauten Rohren  
 — :  $S_q/D = 2,07$ ,  $S_1/D = 1,39$ ,  $K/D = 0,017$ ,  $Z = 10$   
 - - - :  $S_q/D = 2,06$ ,  $S_1/D = 1,37$ ,  $K/D = 6 \cdot 10^{-4}$ ,  $Z = 10$