

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

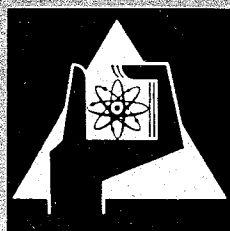
November 1968

KFK 806
EUR 3966 d

Institut für Reaktorbauelemente

Der Einfluß geometrisch definierter Rauigkeiten auf Wärmeübergang
und Druckabfall in längs durchströmten 7-Stabbündeln

V. Casal, R. Waggott



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

November 1968

KFK 806
EUR 3966 d

Institut für Reaktorbauelemente

Der Einfluss geometrisch definierter Rauigkeiten
auf Wärmeübergang und Druckabfall in längs durch-
strömten 7-Stabbündeln ⁺)

V. Casal
R. Waggott

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG MBH., KARLSRUHE

⁺) Diese Arbeit wurde im Rahmen der Assoziation zwischen der Europäischen Atomgemeinschaft und der Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe, auf dem Gebiet der schnellen Reaktoren durchgeführt.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

PHILOSOPHY DEPARTMENT

PHILOSOPHY 101

LECTURE NOTES

PLATO

THE REPUBLIC

Inhaltsverzeichnis:

1. Einleitung
2. Aufgabenstellung
3. Durchführung der Versuche
4. Versuchsergebnisse
 - 4.1 Bündel mit glatter Oberfläche
 - 4.1.1 Druckverlust
 - 4.1.2 Wärmeübergang
 - 4.2 Bündel mit rauher Staboberfläche
 - 4.2.1 Druckverlust
 - 4.2.2 Wärmeübergang
 - 4.2.3 Vergleich glatte - rauhe Bündel
 - 4.3 Bündel aus Brennstäben veränderlichen Stabquerschnittes
 - 4.3.1 Druckverlust
 - 4.3.2 Wärmeübergang
 - 4.3.3 Vergleich zwischen Bündeln veränderlichen und konstanten Stabquerschnittes
5. Schlussfolgerung
6. Anhang
 - 6.1 Berechnung des Druckverlustes
 - 6.2 Berechnung des Wärmeüberganges
 - 6.2.1 Bestimmung der Wärmeübergangszahl
 - 6.2.2 Berechnung der Kühlmitteltemperatur
 - 6.3 Berechnung wichtiger Konstanten
 - 6.3.1 Hydraulischer Durchmesser
 - 6.3.2 Wärmeabgebende Oberfläche
 - 6.3.3 Freier Strömungsquerschnitt

6.4 Versuchsaufbau

6.4.1 Heizstäbe

6.4.2 Versuchsstrecke

6.4.3 Kreislauf

6.4.4 Messtechnik

Der Einfluss geometrisch definierter Rauigkeiten auf Wärmeübergang und Druckabfall in längs durchströmten 7-Stabbündeln

1. Einleitung

Dampf- oder gasgekühlte Reaktoren benötigen zur Übertragung der Wärme von den Brennstäben an das Kühlmittel ein relativ grosses treibendes Temperaturgefälle. Dieses wird durch den Wärmeübergang und die Leistungsdichte bestimmt. Ein verbesserter Wärmeübergang ergibt bei konstanter Hüllrohrtemperatur entweder eine höhere Kühlmittelaustrittstemperatur oder bei gleicher Kühlmitteltemperatur niedrigere Brennstabhüllentemperaturen, was den thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses bzw. die Festigkeitsreserven der Hüllrohre steigert. Bei konstanter Kühlmittel- und Hüllentemperatur erlaubt ein besserer Wärmeübergang die Erhöhung der Leistungsdichte. Künstlich aufgerauhte Brennstaboberflächen ergeben gegenüber glatten eine wesentliche Steigerung des Wärmeüberganges. Hierüber wird im folgenden anhand von Untersuchungen in Stabbündeln berichtet.

2. Aufgabenstellung

Die Steigerung des Wärmeüberganges durch Oberflächenrauigkeit beruht auf der Beeinflussung der wärmedämmenden laminaren Grenzschicht an den Brennstäben.

- Brennstäbe mit Oberflächenrauigkeit in Form von quer zur Strömungsrichtung liegenden kleinen rechteckigen Rippen zerstören die laminare Grenzschicht. Damit findet der Wärmeaustausch zwischen den Stäben und dem Kühlmedium vorzugsweise durch turbulenten Massenaustausch statt. Dieser ist wirksamer als der Wärmeaustausch durch reine Wärmeleitung in der laminaren Grenzschicht.

- Brennstäbe mit zahn- oder sinusförmiger Oberfläche zu einem Bündel zusammengefasst ergeben Strömungskanäle mit periodisch sich änderndem Kanalquerschnitt. Im konvergenten Kanal werden dadurch Druckgradienten erzeugt, welche die laminare Grenzschicht verdünnen; im divergenten Teil der Strömung entstehen zusätzlich Wirbel in der Grenzschicht. Beides führt zu Verbesserungen des Wärmeüberganges.

In Bündeln aus berippten oder drahtumwickelten Stäben steigern diese Rippen oder Drähte durch ihre Neigung gegen die Bündelachse den Turbulenzgrad der Strömung, was den Wärmeübergang verbessert [1]. Da die Wirkung der Oberflächenrauigkeit auf unmittelbar in der Grenzschicht erzeugter Turbulenz beruht, lässt sich eine gegenseitige Beeinflussung von wendelförmigen Abstandshaltern und Oberflächenrauigkeiten bezüglich des Wärmeüberganges und Druckverlustes nicht ohne weiteres ausschliessen. Diese sollte mit zunehmender Neigung gegen die Bündelachse anwachsen.

Der Wärmeübergang wächst mit zunehmender Rauigkeitshöhe so lange, bis diese die gesamte Grenzschichtdicke übertrifft. Aus der turbulenten Grenzschicht herausragende Rauigkeiten steigern nur den Druckabfall. Damit wird die Dicke der Grenzschicht zu einem Mass für die Wirksamkeit einer geometrisch definierten Oberflächenrauigkeit.

Sie lässt sich nach der folgenden Formel abschätzen, wenn $y = h$ gesetzt wird:

$$y^+ = y \cdot \frac{Re}{d_h} \sqrt{\frac{\lambda}{8}}$$

Dabei kennzeichnet $y^+ < 5$ die laminare Grenzschicht, $5 > y^+ > 30$ die turbulente Grenzschicht und $y^+ > 30$ die turbulente Hauptströmung.

Die Wirkung von Oberflächenrauigkeit im runden Rohr und im Ringspalt ist aus einer Vielzahl von Arbeiten bekannt, z.B. [2], [10]. Stabbündel wurden dagegen nur vereinzelt vermessen. In [3] werden Untersuchungen an einem 21-Stabbündel mit Gitterplatten als Abstandshalter ($p/d > 1,7$) beschrieben, in [4] Untersuchungen an einem 7-Stabbündel in unendlicher Anordnung ohne Abstandshalter ($p/d = 1,17$) und in [5] Untersuchungen an einem 19-Stabbündel mit einem Wendeldraht je Stab ($l/d = 29$, $p/d = 1,17$) im runden Führungsrohr bei Reynoldszahlen von maximal $3 \cdot 10^4$. Die beiden letzten Arbeiten sind mit den vorliegenden Untersuchungen teilweise vergleichbar; die zuerst zitierte bleibt wegen der sehr grossen Stabteilung unberücksichtigt.

Untersuchungen an Bündeln mit periodisch veränderlichem Kanalquerschnitt sind nicht bekannt. Die Ergebnisse nach [6], [7], an einem zweidimensionalen Diffusor-Düsen-Kanal gewonnen, können für Bündel nicht angewendet werden.

Der folgende Beitrag berichtet über Messungen des Druckverlustes und Wärmeüberganges an 7-Stabbündeln mit verschiedenartiger Ausführung der Staboberflächen und wendelförmigen Abstandshaltern. Der Grad der gegenseitigen Beeinflussung von Turbulenzförderern und Abstandshaltern kurzer Wendelsteigung sollte bei hohen Reynoldszahlen erfasst werden. Zusätzlich wurde die Wirkung verschiedener Kanalgeometrien untersucht (rundes Rohr, Sechskantrohr und Wellrohr).

3. Durchführung der Versuche

Die beschriebenen Untersuchungen wurden in Luft als Kühlmittel und in einem Reynolds-Bereich von $4 \cdot 10^4$ bis $3 \cdot 10^5$ durchgeführt. Die Brennelemente bestanden aus zu 7-Stabbündeln zusammengefassten elektrischen Heizstäben. Die Aussenstäbe waren mit je einem Wendeldraht umwickelt. Als Turbulenzförderer dienten Umfangsrippen verschiedener Höhe und Teilung sowie Brennstäbe mit periodisch veränderlichem Querschnitt. Die wichtigsten Abmessungen der Teststrecke und der Turbulenzförderer gehen aus Tab. 1 hervor. In Abb. 1 bis 3 sind die untersuchten Bündel schematisch dargestellt. Der Versuchsaufbau ist im Anhang beschrieben. Insgesamt kamen 3 Bündel zum Einsatz, die sich nur durch geänderte beheizte Längen und geänderte Messquerschnitte unterscheiden.

Um einen sicheren Referenzpunkt zu gewinnen, wurden alle Bündel zuerst mit glatter Oberfläche und anschliessend mit Turbulenzförderern vermessen. Ein Durchströmen der Bündel in beiden Richtungen verdoppelte bei gegebener Anzahl von Oberflächenthermoelementen die Zahl der Messpositionen. Die für die Auswertung der Messdaten benutzten Rechengrössen sind im Anhang abgeleitet und angegeben. Die Stoffwerte des Kühlmittels wurden [13] und [14] entnommen.

4. Versuchsergebnisse

4.1 Bündel mit glatter Oberfläche

4.1.1 Druckverlust

Die Druckverlustbeiwerte der glatten Bündel in den 3 Führungsrohren Rund-, Sechskant- und Profilrohr sowie des hydraulisch glatten Rohres nach [15] sind in Abb. 4 als Funktion der Reynoldszahl dargestellt. Zusätzlich enthält Abb. 4 Druckverlustbeiwerte nach [9], die an einem 7-Stabbündel im Profilkanal gemessen wurden ($p/d = 1,237$); die Aussenstäbe waren abwechselnd rechts- und linksgängig mit je 2 Wendeldrähten umwickelt ($l/d = 12$). Mit wachsender Reynoldszahl nehmen die λ -Werte wie beim hydraulisch glatten Rohr ab. In allen 3 untersuchten Kanälen unterscheiden sich die λ -Werte nur wenig voneinander. Der Sechskantkanal ergibt den grössten, der Profilkanal den kleinsten Druckverlustbeiwert. Dieses Ergebnis sagt jedoch noch nichts aus über den tatsächlich entstehenden Druckabfall im Bündel, da die hydraulischen Durchmesser in den verschiedenen Führungskanälen sehr unterschiedlich sind. Bei konstanter Massenstromdichte entsteht im runden Führungsrohr der niedrigste, im Profilkanal der höchste Druckverlust. Das unberippte Bündel mit gleicher Stabteilung ($p/d = 1,17$) hat nach [8] einen um 5 % höheren Druckverlustbeiwert als das hydraulisch gleichwertige Rohr. Ein erheblicher Anteil des Gesamtdruckverlustbeiwertes der untersuchten Bündel wird also durch den Widerstand der Wendeldrähte erzeugt.

4.1.2 Wärmeübergang

Die Bestimmung des Wärmeüberganges im Bündel bedarf einer viel eingehenderen Betrachtung als die Ermittlung des Druckverlustes. Durch die komplizierten Strömungsvorgänge bedingt, sind die örtlichen Kühlmitteltemperaturen und die örtlichen Reynoldszahlen experimentell kaum zu erfassen. Alle Wärmeübergangszahlen werden daher auf Mittelwerte bezogen.

Das Ergebnis der Wärmeübergangsuntersuchungen von 3 glatten Bündeln in 3 Führungsrohren (Kreis-, Sechskant- und Wellrohr) ist in den Abb. 5 bis 9 und in Tab. 2 dargestellt. Die Stoffgrößen der angegebenen Gleichungen sind alle auf die mittlere Kühlmitteltemperatur bezogen.

Es zeigen:

- Abb. 5: die Messwerte an den Aussenstäben aller Bündel in den 3 Führungsrohren. Die Pfeile geben die Variation um die Mittelwertkurve an.
- Abb. 6-8: Versuchsergebnisse aller Stäbe, getrennt nach den Führungskanälen.
- Abb. 9: anhand der Messungen von Bündel III den Einfluss der Führungsrohre auf den Wärmeübergang am Zentralstab.
- Tab. 2: die Gleichungen, welche die Versuchsergebnisse beschreiben.

Aus diesen Darstellungen ist folgendes zu entnehmen:

- Der Wärmeübergang an den Aussenstäben ist im runden Führungsrohr und im Profilkanal gleich gut; im Sechskantkanal liegt er etwa 10 % darüber. Die Variation der Messwerte beträgt ± 10 %.
- In allen untersuchten Kanälen weist der Zentralstab einen niedrigeren Wärmeübergang auf als die Aussenstäbe. Der Unterschied im Wärmeübergang ist im runden Kanal am grössten, im Profilkanal am kleinsten. Der Streubereich der Messwerte des Zentralstabes beträgt etwa ± 15 %. Für den Profilkanal kann er wegen zu geringer Mess-Stellenanzahl nicht angegeben werden.
- Die Variation der Messwerte aller Stäbe in einem Kanal beträgt etwa ± 25 %.
- Nach den Messungen an Bündel III, das als einziges mit glatter Oberfläche in allen 3 Kanälen untersucht wurde, liegen die Stantonzahlen des Zentralstabes im runden Kanal am tiefsten unter dem Mittelwert der Aussenstäbe und im Profilrohr am nächsten bei den Werten der Aussenstäbe. Untersuchungen von [9] im Profilkanal ergaben für die Aussenstäbe etwa den gleichen Wärmeübergang. Für den Zentralstab wurde ein ca. 40 % besserer Wärmeübergang festgestellt. Der Streubereich beträgt für beide Stabgruppen ± 50 %. Der Grund für die bessere Kühlung des Zentralstabes bei [9] ist wahrscheinlich in der Abstandshalterung der Brennstäbe zu suchen,

die in diesem Falle auf den Aussenstäben gegenläufig gewickelte Wendeldrähte besaßen. Das Kühlmittel wird auf diese Weise in 3 Teilkanälen von aussen nach innen zum Zentralstab und in den benachbarten Kanälen wieder nach aussen gefördert. Bei gleichsinniger Bewicklung der Aussenstäbe dagegen strömt in einem Bündelquerschnitt in allen Kanälen das Kühlmittel entweder nach innen oder nach aussen. Dadurch kann sich im letzteren Falle am Zentralstab keine zusätzliche Aufprall- und Tangentialströmung ausbilden, welche die Kühlung lokal verbessert.

Der geringere Streubereich dieser Messungen gegenüber [9] beruht sowohl auf der unterschiedlichen Abstandshalter-Anordnung als auch auf der guten Leitfähigkeit im Hüllrohr der verwendeten Heizstäbe. Dadurch werden örtliche Temperaturunterschiede ausgeglichen.

4.2 Bündel mit rauher Staboberfläche

4.2.1 Druckverlust

Die Druckverlustbeiwerte von jeweils 4 verschiedenen Rauheitsanordnungen auf Bündeln in den 3 Führungskanälen sind in der Abb. 10 dargestellt. Da alle Rauigkeiten im untersuchten Bereich aus fertigungstechnischen Gründen über die gesamte Grenzschichtstärke hinausragten, ergaben sich in allen Fällen von der Reynoldszahl fast unabhängige Druckverlustbeiwerte. Die höchsten Werte wurden im Profilkanal gemessen, die niedrigsten im runden

Führungsrohr. Bei glatter Staboberfläche waren die Verhältnisse umgekehrt; dies lässt darauf schliessen, dass bei rauher Bündeloberfläche im runden Kanal eine starke Verdrängung der Strömung zur glatten Kanalwand hin eintritt, während im Profilkanal eine solche Strömungsverlagerung nach aussen am wenigsten ausgeprägt ist. Die Diskrepanz zwischen Kurve 2 und 3 beim Profilkanal kann nur durch unterschiedliche Lage der Wendeldrähte zu den Druckmessbohrungen erklärt werden.

4.2.2 Wärmeübergang

In Abb. 11 bis 13 sind alle Messergebnisse über den Wärmeübergang an Bündeln mit rauher Staboberfläche in 3 verschiedenen Kanälen für die Aussenstäbe dargestellt. In Tab. 3 sind die Wärmeübergangsbeziehungen zusammengefasst, die die Versuchsergebnisse am besten wiedergeben. Sowohl für rauhe als auch für glatte Bündel ergab sich die gleiche Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Reynoldszahl (Re-Exponent). Dies bedeutet, dass über den gesamten untersuchten Bereich ($Re = 4 \cdot 10^4 \div 3 \cdot 10^5$) der thermodynamische Gewinn durch Rauigkeit konstant ist.

Auf die Darstellung der Messungen an dem Zentralstab wurde hier verzichtet, weil je Bündel am Zentralstab nur wenige Mess-Stellen vorhanden waren, so dass ein Vergleich mit den Ergebnissen der 3 glatten Bündel (Abb. 6 bis 8) irreführend wäre. Aus den wenigen vorhandenen Mess-Stellen kann jedoch der Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang am Zentralstab ermittelt werden (siehe 4.2.3).

4.2.3 Vergleich glatte - rauhe Bündel

In Abb. 14 bis 19 sind die Verhältnisse

$$\frac{(St \cdot F)_{\text{rauh}}}{(St \cdot F)_{\text{glatt}}} \quad \text{und} \quad \frac{\lambda_{\text{rauh}}}{\lambda_{\text{glatt}}}$$

sowohl über der Reynoldszahl als auch über dem dimensionslosen Wandabstand y^+ aufgetragen. Abb. 17 enthält zusätzlich Messwerte aus Ringspalt- [2] und Bündeluntersuchungen [4, 5].

Aus diesen Darstellungen ist folgendes zu entnehmen:

- 1.) Bei allen untersuchten Rauigkeiten ist die Erhöhung des Wärmeüberganges durch Rauigkeit von der Reynoldszahl und dem dimensionslosen Wandabstand y^+ unabhängig, während der bezogene Druckverlustbeiwert eine Funktion von y^+ und Re bleibt.
- 2.) Eine Änderung des Rippenteilungsverhältnisses s/h von 10 auf 20 bei konstanter Rippenhöhe h bringt eine Verschlechterung des Wärmeüberganges und eine Erniedrigung des bezogenen Druckverlustbeiwertes.
- 3.) Eine Vergrößerung der auf den hydraulischen Durchmesser bezogenen Rippenhöhe h/d_h bei konstantem s/h und y^+ erhöht den Wärmeübergang und den Druckverlust (Abb. 20).
- 4.) Die Erhöhung des Wärmeüberganges und Druckverlustes ist im Profilkanal am grössten, im runden Führungskanal am niedrigsten.

5.) Die Steigerung des Wärmeüberganges ist am Zentralstab geringer als an den Aussenstäben.

zu 1.):

In allen untersuchten Fällen ragt die Rauigkeit über die gesamte Grenzschichtstärke ($y^+ = 30$) hinaus; das Ergebnis deckt sich mit dem bekannten Verhalten. Tab. 4 zeigt Messungen im Ringspalt und in Bündeln mit und ohne Abstandshalter. Vergleichbar sind Messungen gleicher relativer Rauigkeitsabmessungen ($s/h, h/d_h, y^+$) und gleicher Kanalgeometrie, d.h. in Tab. 4 kann Nr. 2 mit Nr. 19 und Nr. 4a mit Nr. 13 und 20 verglichen werden. Lässt man die Ähnlichkeit der Strömungskanäle ausser Acht und vergleicht mit Ringspaltmessungen, so können zusätzlich Nr. 15 und Nr. 22 gegenübergestellt werden. Aus dieser Zusammenstellung ist folgendes zu entnehmen:

Die Ergebnisse nach [5] an einem einfach berippten 19-Stabbündel gewonnen, liefern etwa die gleiche Steigerung von Wärmeübergang und Druckverlust wie die vorliegenden Messungen. Nach [4] dagegen ist an einem 7-Stabbündel in unendlicher Anordnung ohne Abstandshalter eine etwas grössere Zunahme des Wärmeüberganges bei erheblich grösserem Druckverlust zu erwarten. Ringspaltmessungen [2] ergeben die grösste Steigerung sowohl des Wärmeüberganges als auch des Druckverlustes.

Die stark geminderte Druckverlustzunahme durch Rauigkeit in berippten Bündeln gegenüber unberippten hat 2 Ursachen:

- Rauigkeit erhöht nur den durch die Staboberflächen verursachten Druckverlust; erzeugen die Wendeldrähte kurzer Steigung einen grossen zusätzlichen Druckabfall, so wirkt sich die Rauigkeit nur abgeschwächt auf den Gesamtdruckverlust aus.

- Enthält ein Strömungskanal gleichzeitig rauhe und glatte Oberflächen, so verlagert sich die Strömung zur glatten Wand, was den Einfluss der Rauigkeit sowohl auf den Wärmeübergang als auch auf den Druckverlust mindert. Diese Untersuchungen sowie jene nach [5] wurden an 7- und 19-Stabbündeln mit grossem Anteil an glatter Oberfläche durchgeführt. Wärmeübergang und Druckverlust erfahren deshalb die geringste Steigerung durch Rauigkeit. Bündel in unendlicher Anordnung [4] mit wesentlich kleinerem Anteil an glatter Wand lassen eine Strömungsverlagerung dagegen kaum zu. Ringspaltuntersuchungen mit rauhen Kernrohren werden immer rechnerisch auf ein vollrauhes System (Hall-Transformation) [12] übertragen. Sie liefern dann eine sehr grosse Zunahme von Wärmeübergang und Druckverlust durch Rauigkeit. Auf berippte Bündel ist diese Hall-Transformation kaum anwendbar.

Zu 2.):

Nach [2] ist die optimale Rippenteilung s/h von der auf den hydraulischen Durchmesser bezogenen Rippenhöhe h/d_h abhängig. Für den untersuchten Bereich mit $h/d_h = 0,008$ bis $0,048$ beträgt das optimale Rippenteilungsverhältnis $s/h = 10 \div 6$. Die gewählten Rippenteilungsverhältnisse $s/h = 10$ und 20 liegen also

oberhalb des optimalen Rippenteilungsverhältnisses. Die festgestellte Tendenz, wonach eine Vergrösserung der Rippenteilung s/h von 10 auf 20 eine Abnahme des Wärmeüberganges und des Druckverlustes bewirkt, deckt sich mit den bekannten Ergebnissen.

Zu 3.):

Nach [2] ist auch beim vollrauhem System eine deutliche Erhöhung des Wärmeüberganges und Druckverlustes bei wachsender dimensionsloser Rauigkeitshöhe h/d_h vorhanden. Die Messergebnisse nach [10] und [4] lassen für den Wärmeübergang eine nur schwache Abhängigkeit von der Grösse h/d_h vermuten. Die vorliegenden Messungen liefern demgegenüber eine eindeutige Abhängigkeit, was aus Abb. 20 hervorgeht. Die Abbildung enthält als Variable ausser der Grösse h/d_h auch die Kanalgeometrie, so dass der angegebene Kurvenverlauf nur qualitativ zu verwerten ist.

Zu 4.):

Die untersuchten Bündel besitzen den grössten hydraulischen Durchmesser beim Einsatz im runden Führungsrohr, den kleinsten bei Verwendung des Profilkanales. Dies ergibt bei gleichen Rauigkeitsabmessungen unterschiedliche Werte für h/d_h , nämlich die grössten für den Profilkanal, die kleinsten für den runden Kanal. Entsprechend lässt sich die unterschiedliche Steigerung von Wärmeübergang und Druckverlust in den verschiedenen Kanälen nach 3.) durch unterschiedliches h/d_h erklären. Ein zusätzlicher Einfluss der Geometrie des Strömungskanales ist jedoch nicht auszuschliessen.

Zu 5.):

Wie Abb. 14 bis 19 zeigen, ist die Steigerung des Wärmeüberganges am Zentralstab geringer als an den Aussenstäben, was darauf hindeutet, dass durch die Rauigkeit auf den Brennstäben die Strömung zum glatten Führungsrohr gedrängt wird.

4.3 Bündel aus Brennstäben veränderlichen Stabquerschnittes

4.3.1 Druckverlust

Abb. 21 zeigt die Druckverlustbeiwerte λ für die Bündel mit konisch und sinusförmig ausgebildeter Oberfläche im Rund- und Sechskantkanal. Der Verlauf der Druckverlustbeiwerte zeigt, dass bei niedrigen Reynoldszahlen die gewählte Oberfläche hydraulisch glatt ist ($\lambda \sim Re^{-0,2}$), d.h. die Strömung kann den Querschnittserweiterungen folgen. Bei hohen Reynoldszahlen dagegen wirkt die gleiche Oberfläche hydraulisch rau ($\lambda = \text{konst.}$).

4.3.2 Wärmeübergang

Die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen sind für die Aussenstäbe in Abb. 22 dargestellt. Die Gleichungen, die sie am besten wiedergeben, finden sich in Tab. 5. Es fällt auf, dass die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Reynoldszahl kleiner ist als beim glatten Bündel ($\alpha \sim Re^{+0,7}$ gegenüber $\alpha \sim Re^{+0,8}$ beim glatten Bündel); dies lässt auf eine Abschwächung der Wärmeübergangssteigerung gegenüber dem glatten Bündel mit zunehmender Reynoldszahl schliessen. Die Messwerte der Aussenstäbe in

einem Kanal streuen maximal $\pm 10\%$ um den Mittelwert. Die wenigen gemessenen Wärmeübergangswerte des Zentralstabes weichen, wie auch schon beim glatten Bündel, stark voneinander ab und unterschreiten die der Aussenstäbe.

4.3.3 Vergleich zwischen Bündeln veränderlichen und konstanten Stabquerschnittes

In Abb. 23 bis 26 sind die Verhältnisse

$$\frac{\lambda_d \text{ veränderl.}}{\lambda_{\text{glatt}}} \quad \text{sowie} \quad \frac{(St \cdot F)_d \text{ veränderl.}}{(St \cdot F)_{\text{glatt}}}$$

für die beiden untersuchten Oberflächen (konisch und gewellt) im Rund- und im Sechskantkanal für beide Strömungsrichtungen (A - B, B - A) aufgetragen. Sowohl das Verhältnis der Stanton-Zahlen als auch das der Druckverlustbeiwerte nimmt mit steigender Reynoldszahl ab; dies deutet darauf hin, dass mit zunehmender Reynoldszahl die axialen Querschnittserweiterungen immer weniger ausgenutzt werden. In den "Tälern" werden sich immer mehr sog. "Totwassergebiete" ausbilden, während das Kühlmedium über die Kuppen hinwegströmt. Das Verhältnis der Stantonzahlen schwankt je nach Kanal und Reynoldszahl zwischen 1,34 und 1,9, das λ -Verhältnis zwischen 2,3 und 3. Das Bündel mit gewellter Staboberfläche erbringt dabei einen besseren Wärmeübergang als das Bündel mit konisch ausgebildeten Brennstäben. Ausserdem ist die Erhöhung des Wärmeüberganges bei Verwendung des runden Führungsrohres grösser als beim Sechskantrohr. Eine genaue Druckmessung in einem Kanal mit grossen Druckgradienten ist nicht möglich, was den unterschiedlichen Verlauf der bezogenen λ -Werte verursacht.

Am Zentralstab erreicht das Verhältnis

$$\frac{(St \cdot F)_d \text{ veränderl.}}{(St \cdot F)_{\text{glatt}}}$$

bei konisch ausgebildeter Staboberfläche etwa die Werte der Aussenstäbe, bei gewellter Staboberfläche liegt es darunter. Die Ergebnisse am Zentralstab besitzen jedoch wegen geringer Mess-Stellenzahl keine grosse Aussagekraft.

Aus den Messungen ist zusammengefasst folgendes zu entnehmen:

- 1.) Das Bündel mit den geringsten relativen Querschnittsveränderungen (runder Kanal, gewellte Staboberfläche) ergibt die grösste Steigerung des Wärmeüberganges.
- 2.) Die Erhöhung des Wärmeüberganges und Druckverlustes vermindert sich mit wachsender Reynoldszahl, wahrscheinlich, weil die Strömung mit zunehmender Geschwindigkeit immer weniger den Querschnittsveränderungen folgen kann.

Aus diesen beiden Ergebnissen kann gefolgert werden, dass relativ geringe Querschnittsänderungen, vor allem bei hohen Reynoldszahlen, eine noch grössere Steigerung der Wärmeübertragbarkeit bringen würden, als sie hier gemessen wurden.

5. Schlussfolgerung

Aus den Ergebnissen kann für Bündel der untersuchten Geometrien zusammenfassend folgender Schluss gezogen werden:

- 1.) Rauigkeit in Form von Umfangsrippen kommt trotz geringer Steigung der wendelförmigen Abstandshalter thermodynamisch zur Wirkung. Die geringere Zunahme des Wärmeüberganges gegenüber [4] kann hauptsächlich durch den Einfluss des glatten Führungsrohres erklärt werden. Die Abstandshalter selbst üben im Vergleich zur Rauigkeit keinen grossen Einfluss auf die Grenzschicht aus; [1] zeigt für berippte Bündel nur eine geringe Abhängigkeit des Wärmeüberganges von der Rippensteigung.
- 2.) Der Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf das thermodynamische und strömungstechnische Verhalten einer Strömung in 7-Stabbündeln deckt sich qualitativ mit dem bereits an Ringspalten ermittelten Verhalten, quantitativ mit Bündeluntersuchungen von [5].
- 3.) Durch die Verwendung von Brennstäben mit veränderlichem Stabquerschnitt wird eine beachtliche Erhöhung des Wärmeüberganges bei erträglicher Zunahme des Druckverlustes erreicht. Die Messungen zeigen jedoch, dass die gewählten Stabformen noch nicht optimal sind, weil die Wärmeübergangsteigerung mit wachsender Reynoldszahl abnimmt.
- 4.) Die gewählten Abstandshalter - eingängige gleichsinnige Wendeldrähte auf den Aussenstäben - sind für die vorliegenden 7-Stabbündel nicht vorteilhaft, da sie eine sehr ungleichmässige

Kühlung bewirken. In allen Kanälen, Rund-, Sechskant- und Wellrohr, war der Wärmeübergang am Zentralstab schlechter als an den Aussenstäben. Ausserdem ergibt die erforderliche kurze Steigung des eingängigen Drahtes einen beträchtlich erhöhten Druckverlust bei nur minimaler Zunahme des Wärmeüberganges.

- 5.) Oberflächenrauhigkeit auf den Brennstäben zur Steigerung des Wärmeüberganges ergibt bei einem 7-Stabbündel eine ungleiche Kühlung zwischen Aussenstäben und Zentralstab, verursacht durch den grossen Einfluss der glatten Wand des umgebenden Hüllrohres.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen lassen sich quantitativ auf das Brennelement Schneller Brutreaktoren nicht übertragen. Das Brennelement besitzt einige hundert Brennstäbe, so dass der Einfluss der Kastenwand auf das thermo- und hydrodynamische Verhalten bei Verwendung von Rauigkeit wesentlich kleiner sein wird als bei diesen Untersuchungen. Beim Einsatz von Rauigkeit ist deshalb mit einer grösseren Steigerung des Wärmeüberganges und Druckverlustes zu rechnen.

6. Anhang

6.1 Berechnung des Druckverlustes

Der Druckverlust eines kompressiblen Mediums berechnet sich zu:

$$dp = \frac{G^2 dv}{g} + \lambda \frac{G^2 v dL}{2g \cdot d_h} \quad (1)$$

Die exakte Lösung der obigen Gleichung für adiabate Strömungen lautet:

$$\lambda = - \frac{2 d_h (1 - \frac{R}{cp \cdot A})}{L} \ln \frac{v_2}{v_1} - \frac{g d_h \cdot RT_g}{G^2 L} \left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2} \right) \quad (2)$$

Für Strömungen mit Wärmeübergang gilt nach [11] die Beziehung:

$$\lambda = \frac{2 d_h}{L} \frac{T_2 - T_1}{T_m} + \ln \frac{P_1}{P_2} - \frac{d_h g}{G^2 L T_m R} (P_2^2 - P_1^2) \quad (3)$$

Bei den Druckverlustversuchen wurde die erste Gleichung, bei den Wärmeübergangversuchen die zweite Gleichung zur Berechnung des Druckverlustbeiwertes λ benutzt. Die gewonnenen Druckverlustbeiwerte stimmten gut miteinander überein.

6.2 Berechnung des Wärmeüberganges

6.2.1 Bestimmung der Wärmeübergangszahl

Die Wärmeübergangszahl α liefert die folgende Gleichung:

$$\alpha = \frac{q}{\vartheta_o - \vartheta_{aW}} \quad (4)$$

q ist die Heizflächenbelastung der Heizstäbe, ϑ_0 die aus Messungen bestimmte Oberflächentemperatur der Heizstäbe und ϑ_{aW} die adiabate Wandtemperatur. Ohne Wärmezufuhr von aussen erwärmen sich die vom Kühlmittel benetzten Oberflächen durch Umwandlung der kinetischen Energie der wandnahen Strömung über die Gastemperatur (ϑ_g) auf die adiabate Wandtemperatur ϑ_{aW} . Soll von der Wand an das Kühlmittel Wärme abgegeben werden, so muss die Wand über die adiabate Temperatur hinaus erwärmt werden. Das treibende Temperaturgefälle für den Wärmeübergang ist dann $(\vartheta_0 - \vartheta_{aW})$.

ϑ_{aW} berechnet sich bei voll ausgebildeter Rohrströmung (turbulente Grenzschicht) für ideale Gase [16] nach folgender Formel:

$$\vartheta_{aW} = Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{w^2}{2c_p \cdot A} \right) + \vartheta_g \quad (5)$$

6.2.2 Berechnung der Kühlmitteltemperatur

Aus dem Druckverlauf im Bündel und der Gas-eintrittstemperatur kann mit Hilfe der Wärmebilanz, der Kontinuitätsgleichung und der Gaszustandsgleichung die Kühlmitteltemperatur für jede Stelle des Strömungskanals berechnet werden.

a) Kontinuitätsgleichung

$$M = \frac{F \cdot w}{V} \quad (6)$$

b) Wärmebilanz

$$\frac{w_1^2}{2g \cdot A} + i_1 + Q = \frac{w_x^2}{2g \cdot A} + i_x \quad (7)$$

Diese Gleichung kann umgeformt werden in:

$$c_{p_{m_1}} \cdot \vartheta_{1_{\text{ges}}} + Q = \frac{w_x^2}{2g \cdot A} + c_{p_{m_x}} \cdot \vartheta_x \quad (8)$$

Durch Einsetzen der Gasgleichung erhält man:

$$c_{p_{m_1}} \cdot \vartheta_{1_{\text{ges}}} + Q = \frac{G^2}{2g \cdot A} \frac{R^2}{P_x^2} (\vartheta_x + 273,16)^2 + c_{p_{m_x}} \cdot \vartheta_x \quad (9)$$

Die Gastemperatur ϑ_x und die mittlere spezifische Wärme $c_{p_{m_x}}$ sind in der obigen Gleichung unbekannt.

Wird $c_{p_{m_x}}$ angenommen, so ergibt sich ϑ_x ; nach einigen Iterationsschritten erhält man die Kühlmitteltemperatur ϑ_x in der Messebene x mit erwünschter Genauigkeit. Damit ist der Gaszustand des Kühlmittels in jeder Ebene bekannt. Die wahre Eintrittstemperatur ϑ_1 fällt mit der Gesamttemperatur $\vartheta_{1_{\text{ges}}}$ zusammen ($\vartheta_{1_{\text{ges}}} = \vartheta_1 + w_1^2 / 2cp A$), da das Gas am Eintritt sehr kleine Strömungsgeschwindigkeiten hat.

6.3 Berechnung wichtiger Konstanten

6.3.1 Hydraulischer Durchmesser

Der hydraulische Durchmesser wurde nach der Formel $d_h = 4V/O$ berechnet.

Führungsrohr, Abstandsdraht sowie Turbulenzförderer wurden berücksichtigt.

6.3.2 Wärmeabgebende Oberfläche

a) glattes Bündel: Staboberfläche ohne Abstandsdrähte

b) rauhes Bündel: Gesamte Oberfläche der Stäbe, jedoch ohne Abstandsdrähte.

6.3.3 Freier Strömungsquerschnitt

Der mittlere freie Strömungsquerschnitt wurde folgendermassen berechnet:

$$F_{\text{frei}} = \frac{V}{L}$$

Die Abstandsdrähte sowie die Turbulenzförderer wurden berücksichtigt.

6.4 Versuchsaufbau

6.4.1 Heizstäbe

Die Brennstäbe wurden durch elektrische Heizelemente simuliert. Sie sind in Abb. 27 dargestellt. Sie bestehen aus dem Heizstab und zwei auf diesen aufgezogenen Kupferrohren; der Heizstab selbst besteht aus zwei konzentrischen mit MgO gefüllten Rohren. Zwischen die Kupferrohre sind in

Nuten Mantelthermoelemente von 0,5 mm \varnothing eingebettet. Das innere Rohr des Heizstabes wird vom elektrischen Strom durchflossen. Die Enden dieses Leiters sind mit einem Kupferbolzen versehen, um den Wärmefluss in den Zuführungen zu reduzieren.

6.4.2 Versuchsstrecke

Der Aufbau der Versuchsstrecke ist in Abb. 28 dargestellt. Sie besteht im wesentlichen aus dem Bündel mit Führungsrohr, das von einem Druckrohr umgeben wird, in dem die Druckmessleitungen untergebracht sind. Die Energiezufuhr erfolgt durch das obere und untere Flanschgehäuse.

6.4.3 Kreislauf

Die erforderliche Luft (max. 1,2 kg/sec) wird von vier Kolbenkompressoren (Abb. 29) mit einem Druck von max. 12 atü geliefert. Sie durchströmt Luftkühler, Luftspeicher, Luftreinigungsanlage und Teststrecke. Parallel zur Teststrecke befindet sich eine Bypassleitung. Hinter der Teststrecke sind die Mengemesseinrichtung und das Regelventil zur Einstellung der Luftmenge angeordnet, um die Expansion der Luft im Bündel klein zu halten.

6.4.4 Messtechnik

Die Staboberflächentemperaturen sowie die Gastemperaturen wurden mit geeichten Mantelthermoelementen gemessen. Die Thermoelemente hatten eine gegen den Mantel isolierte Messstelle. Dies erlaubte eine einfache

Überwachung der Thermoelemente durch gelegentliches Prüfen ihres elektrischen Durchganges und ihres Isolationswertes. Zur Messung der Thermospannungen dienten anfangs 2 Thermospannungskompensatoren mit einer Messgenauigkeit von $0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Später wurde ein digitales Voltmeter mit vorgeschaltetem hochohmigem Verstärker verwendet. Diese Messanordnung hatte die gleiche Genauigkeit. Die Übereinstimmung zwischen den Geräten entsprach der Messgenauigkeit von $0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zur Spannungsmessung diente ein digitales Voltmeter, zur Strommessung ein Shunt der Klasse 0,1 mit nachgeschaltetem Thermospannungskompensator.

Die Absolutdrücke wurden mit Federmanometern der Klasse 0,6 gemessen, die Differenzdrücke mit U-Rohrmanometern. Letztere besaßen eine Ablesegenauigkeit von 0,2 mm. Die Luftmenge wurde mit geeichten auswechselbaren Blenden bestimmt.

Literaturverzeichnis:

- [1] W. BAUMANN, V. CASAL, H. HOFFMANN, R. MÖLLER, K. RUST:
"Brennelemente mit wendelförmigen Abstandshaltern
für Schnelle Brutreaktoren".
KFK 768, EUR 3694d, April 1968
- [2] D. WILKIE:
"Forced Convection Heat Transfer from Surface
Roughened by Transverse Ribs".
Intern. Heat Transf. Conf., Aug. 1966, Chicago
- [3] V. WALKER, A. RAPIER:
"Fuel Element Heat Transfer"
J. Brit. Nucl. Soc., April 1963
- [4] W. SUTHERLAND:
"Improved Heat Transfer Performance with Boundary
Layer Turbulence Promoters".
GEAP-5115, June 1966
- [5] KATTCHEE, MACKEWICZ:
"Heat Transfer and Fluid Friction Characteristics
of Tube Clusters with Boundary Layer Turbulence
Promoters".
ASME-Paper Nr. 63-HT-1, 1963
- [6] S.J. KLINE:
"On the Nature of Stall".
J. of Basic Eng., Sept. 1959
- [7] Z. ZARIC:
"Heat Transfer Intensification by Use of the
Longitudinally Variable Pressure Gradient".
Third U. Nat. Int. Conf. on the Peaceful Use
of Atomic Energy A/Conf., 28/P/698, Mai 1964

- [8] W. EIFLER, R. NIJSING:
"Fundamental Studies of Fluid Flow and Heat Transfer in Fuel Element Geometries".
Part II: "Experimental Investigation of Velocity Distribution and Flow Resistance in a Triangular Array of Parallel Rods."
EUR 2193e, 1965
- [9] H. HOFFMANN, C. MILLER, G. SOZZI, W. SUTHERLAND:
"Heat Transfer in 7-rod Clusters".
GEAP 5289, 1966
- [10] N. SHERIFF, P. GUMLEY, I. FRANCE:
"Heat Transfer Characteristics of Roughened Surfaces".
TRG-Report 447, 1963
- [11] E.A. GUGGENHEIM:
"Compressible Flow of Perfect Gas with Heat Input Distributes Symmetrically about Middle of Channel."
AECL 1279, Juli 1961
- [12] W.B. HALL:
"Heat Transfer in Channels Composed of Rough and Smooth Surfaces".
- IGR - TN/W - 832 , 1968
- [13] VDI-Wärmeatlas 1953
- [14] BAEHR, SCHWIER:
"Die thermodynamischen Stoffwerte der Luft"
Springer 1961
- [15] L.F. MOODY:
"Friction Factors for Pipe Flow".
Trans. ASME Vol. 66, 1944
- [16] W.H. McAdams: "Heat Transmission"
McGraw-Hill, 1954

Verzeichnis der verwendeten Zeichen

A (mkp/kcal)	mechan. Wärmeäquivalent
b (mm)	Breite des Rauigkeitselementes
cp (kcal/kg°C)	wahre spezifische Wärme
cp _m (kcal/kg °C)	mittlere spezifische Wärme zwischen 0°C und θ °C
d (mm)	Stabdurchmesser
d _h (mm) = $\frac{4V}{O}$	hydraulischer Durchmesser
g (m/sec ²)	Erdbeschleunigung
F _{frei} (mm ²)	freier Strömungsquerschnitt
G (kg/sec m ²)	Massenstromdichte
F (mm ²)	wärmeabgebende Staboberfläche
l (mm)	Rippensteigung
h (mm)	Rauhigkeitshöhe
i (kcal/kg)	Enthalpie
L (m)	Länge in Richtung der Bündelachse
M (kg/sec)	Massenstrom
q (W/cm ²)	Oberflächenbelastung der Heizstäbe
O (m ²)	benetzte Oberfläche je Längeneinheit des Bündels
P (kg/m ²)	Druck
p (mm)	Stabteilung
Q (kcal/kg)	je kg Luft zugeführte Wärmemenge
R (mkp/kg °C)	Gaskonstante
r (-)	Rückgewinnungsfaktor
s (mm)	Rauhigkeitsteilung
T (°K)	absolute Temperatur
v (m ³ /kg)	spezifisches Volumen

V (m ³)	Strömungsvolumen je Längeneinheit
w (m/sec)	Strömungsgeschwindigkeit
y ⁺ (-)	dimensionsloser Wandabstand
y (mm)	Wandabstand

Re	$\frac{G \cdot d_h}{\eta}$	Reynolds-Zahl
----	----------------------------	---------------

Pr	$\frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$	Prandtl-Zahl
----	----------------------------------	--------------

St	$\frac{\alpha}{G \cdot c_p}$	Stanton-Zahl
----	------------------------------	--------------

α (W/cm²·°C) Wärmeübergangszahl

ϑ (°C) Temperatur

λ (W/cm °C) Wärmeleitzahl

λ (-) Druckverlustbeiwert

η (kg·sec/m²) dynamische Zähigkeit

Indices:

l Bündeleintritt

m Mittel

ges Gesamt-

g Gas

aW adiabate Wand-

o Oberfläche

x interessierender Bündelquerschnitt

1. Abmessungen der Teststrecke:

Stabdurchmesser:	$d = 11,2 \text{ mm}$
Stabteilung (bezogen auf den Stabdurchmesser):	$p/d = 1,17$
Abstandshalter:	eingängiger, auf den Aussenstäben in gleichem Wickelsinn aufgebracht Wendeldraht mit einer Steigung von $l = 150 \text{ mm}$ ($l/d = 13$)
Bündellänge:	910 - 1000 mm
beheizte Bündellänge:	540 - 670 mm
Anordnung der Thermoelemente:	in 3 Messebenen (Abb. 1 - 3)
Führungsrohr:	a) rund ($d_1 = 42 \text{ mm}$) b) Sechskantrohr (Schlüsselweite = 38 mm) c) Wellrohr

2. Abmessungen der Turbulenzförderer:

2.1 Umfangsrippen:

Rippenhöhe (mm)	Rippenbreite (mm)	Rippenteilung (mm)
$h = 0,2$	$b = 0,2$	$s = 2$
0,1	0,2	2
0,1	0,2	1
0,05	0,2	1

2.2 Brennstäbe mit veränderlichem Querschnitt:

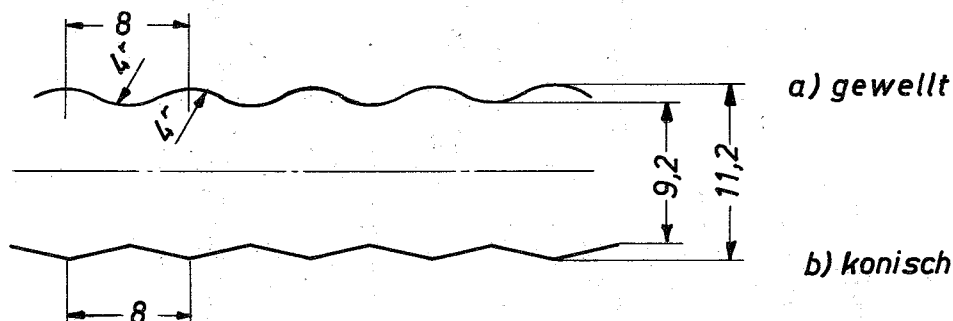


Tabelle 1: Wichtigste Abmessungen der Teststrecke und der Turbulenzförderer

Führungsrohr	rund	Sechskant	Profilkanal
Aussenstäbe	$St = 0,024 Re^{-0,2} Pr^{-0,6} \pm$	$St = 0,026 Re^{-0,2} Pr^{-0,6} \pm$	$St = 0,024 Re^{-0,2} Pr^{-0,6} \pm$
Zentralstab	$St_{\min} = 0,016 Re^{-0,2} Pr^{-0,6}$	$St_{\min} = 0,017 Re^{-0,2} Pr^{-0,6}$	
rundes Rohr (Dittus Bolter)	$St = 0,023 Re^{-0,2} Pr^{-0,6}$		

Tabelle 2: Wärmeübergangsgleichungen der glatten Bündel

Kanal	rund	Sechskant	Profil
h=0,2; s=2mm Aussenstäbe Zentralstab	St = 0,036 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6} St _{min} = 0,010 Re ^{-0,13} Pr ^{-0,6} St _{max} = 0,020 Re ^{-0,16} Pr ^{-0,6}	St = 0,040 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6} St _{min} = 0,012 Re ^{-0,13} Pr ^{-0,6} St _{max} = 0,022 Re ^{-0,16} Pr ^{-0,6}	St = 0,040 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6} St _{min} = 0,021 Re ^{-0,16} Pr ^{-0,6} St _{max} = 0,025 Re ^{-0,16} Pr ^{-0,6}
h=0,1; s=1mm Aussenstäbe	St = 0,036 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}	St = 0,040 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}	St = 0,039 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}
h=0,1; s=2mm Aussenstäbe	St = 0,035 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}	St = 0,037 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}	St = 0,038 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}
h=0,05; s=1mm Aussenstäbe	St = 0,032 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}	St = 0,036 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}	St = 0,035 Re ^{-0,2} Pr ^{-0,6}

Tabelle 3: Wärmeübergangsgleichungen der Bündel mit Oberflächenrauigkeit

Nr.	h/d_h	$s/h/h$	$\frac{\lambda}{\lambda_0}$	y^+	St/St_0		Geometrie
					aussen	zentral	
1	0,0098	20/0,05	1,9	200	1,55	1,4	7-Stabbündel Sechskantkanal
2	0,0203	10/0,1	2,2	200	1,87		
2a	0,0203	10/0,1	1,8*	80	1,87		
3	0,0191	20/0,1	2,0	200	1,67		
4	0,038	10/0,2	3,9	400	1,9		
4a	0,038	10/0,2	3,3*	200	1,9		
4b	0,038	10/0,2	2,5-3*	80	1,9		
5	0,0315	10/0,2	3,0	200	1,86	1,7	
	0,0315	10/0,2	2,5	80	1,86	1,7	
6	0,0164	10/0,1	2,1	200 80	1,82 1,82		7-Stabbündel runder Kanal
7	0,0155	20/0,1	1,8 1,85 1,7	200 80	1,64 1,64		
8	0,0079	20/0,05	2,0 1,8	200 80	1,5 1,5		
9	0,0484	10/0,2			2,0		7-Stabbün- del, Profil- kanal
10	0,0257	10/0,1	2,4	200	1,9		
11	0,0242	20/0,1	1,95	80	1,68		
12	0,0125	20/0,05	2,1 1,8	200 80	1,57	1,4	
13	0,05	10	3,0	80	1,97		19-Stab- bündel nach [5]
14	0,004	20	2,25	150	1,65		
15	0,0647	21	1,70	252	1,57		
16	0,0862	16	2,15	378	1,62		
17	0,0593	23	1,9	245	1,75		
18	0,0109	10	4,5	200	2,3	2,3	7-Stab- bündel [4]
19	0,0218	10	6,3	200	2,3	2,3	
20	0,0349	10	6,5	80	2,3	2,3	
21	0,012	12	6,7	200	2,8		Ring- spalt [2]
22	0,016	12	7,5	200	3,2		

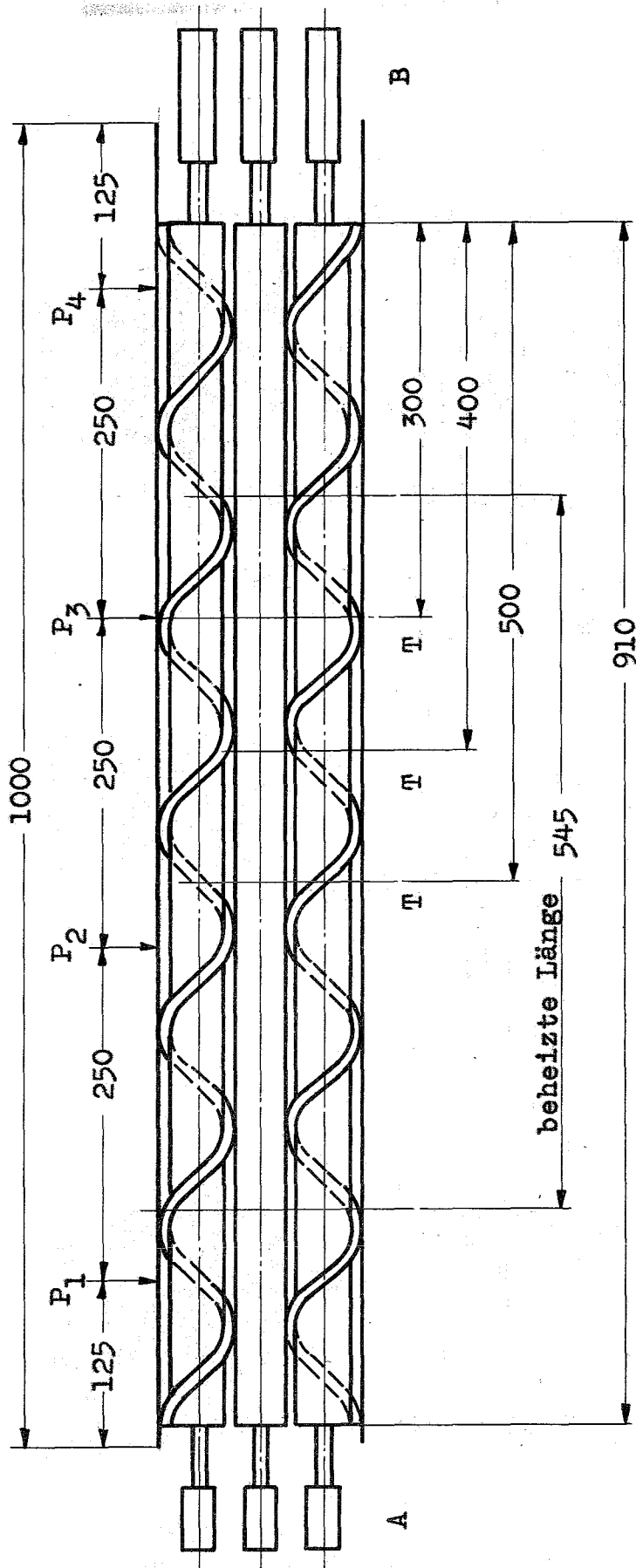
* durch Extrapolation ermittelt

Tabelle 4: Vergleich dieser Untersuchungen mit [5], [4], [2]

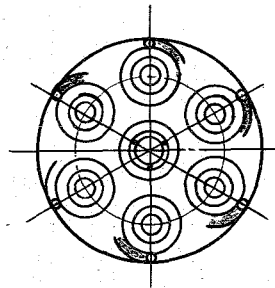
a) konische Staboberfläche

Führungsrohr	rund	Sechskant
Aussenstäbe	$St = 0,123 Re^{-0,30} Pr^{-0,6} \pm 10\%$	$St = 0,121 Re^{-0,30} Pr^{-0,6} \pm 10\%$
Zentralstab	$St_{max} = 0,053 Re^{-0,23} Pr^{-0,6}$ $St_{min} = 0,021 Re^{-0,18} Pr^{-0,6}$	$St_{max} = 0,054 Re^{-0,25} Pr^{-0,6}$ $St_{min} = 0,0312 Re^{-0,20} Pr^{-0,6}$
b) gewellte Staboberfläche		
Aussenstäbe	$St = 0,13 Re^{-0,3} Pr^{-0,6}$	$St = 0,126 Re^{-0,3} Pr^{-0,6}$
Zentralstab	$St_{min} = 0,03 Re^{-0,2} Pr^{-0,6}$	$St_{max} = 0,0445 Re^{-0,235} Pr^{-0,6}$ $St_{min} = 0,0547 Re^{-0,28} Pr^{-0,6}$

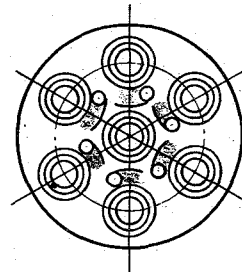
Tabelle 5: Wärmeübergangsgleichung für Bündel mit veränderlichem Stabquerschnitt



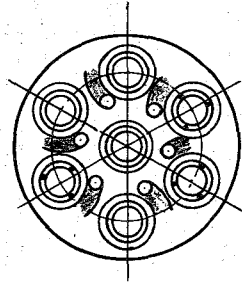
Sicht von A



Ebene 300



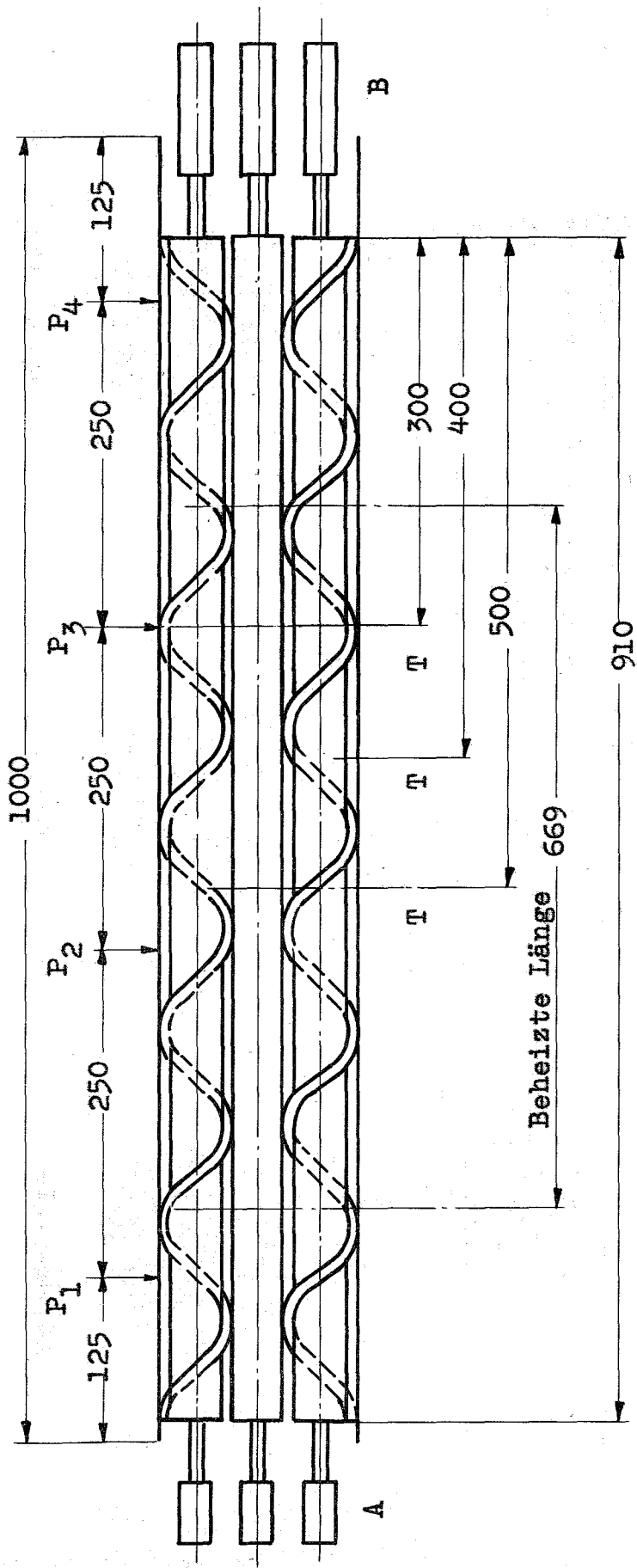
Ebene 400



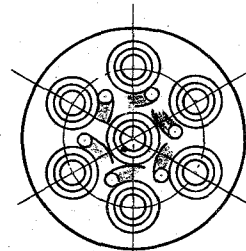
Ebene 500

P = Druck-Mess-Stellen
T = Temperaturmess-Stellen

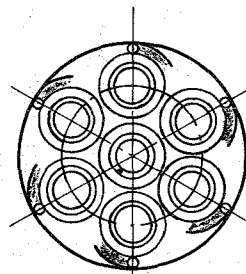
Abb. 1 Schematische Darstellung von Bündel I im runden Kanal in Längs- und Querschnitt



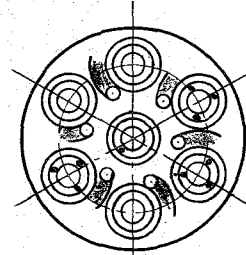
Sicht von A



Ebene 400



Ebene 300



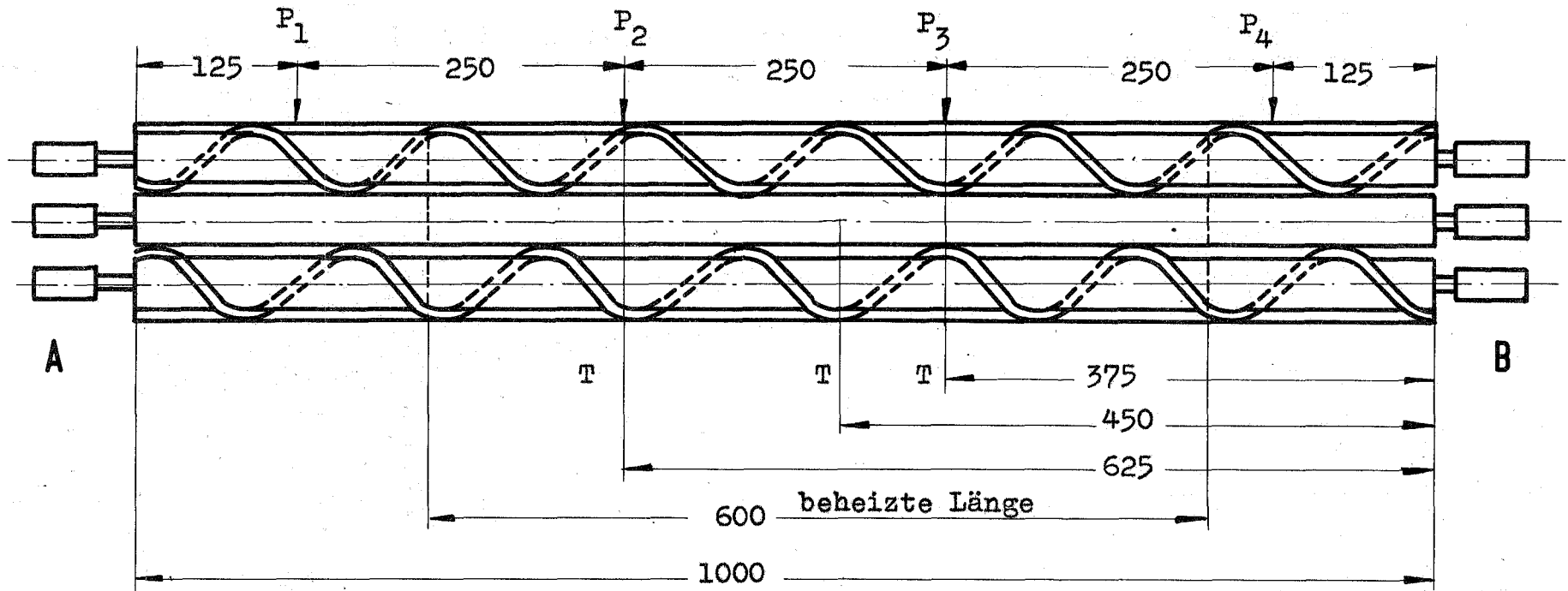
Ebene 500

P = Druckmess-Stellen

T = Temperaturmess-Stellen

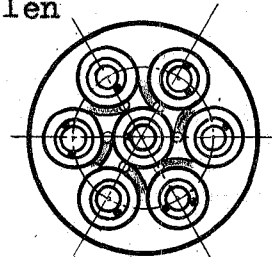
Abb. 2 Schematische Darstellung von Bündel II im runden Kanal in Längs- und Querschnitt

Abb. 3 Schematische Darstellung von Bündel III im runden Kanal in Längs- und Querschnitt

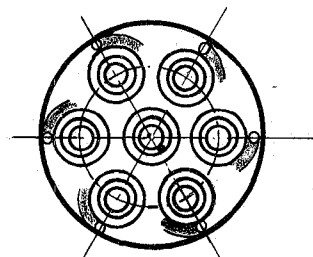


P = Druckmess-Stellen
 T = Temperaturmess-stellen

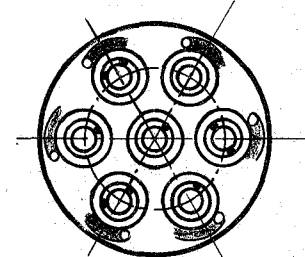
Sicht von A



Ebene 375



Ebene 450



Ebene 625

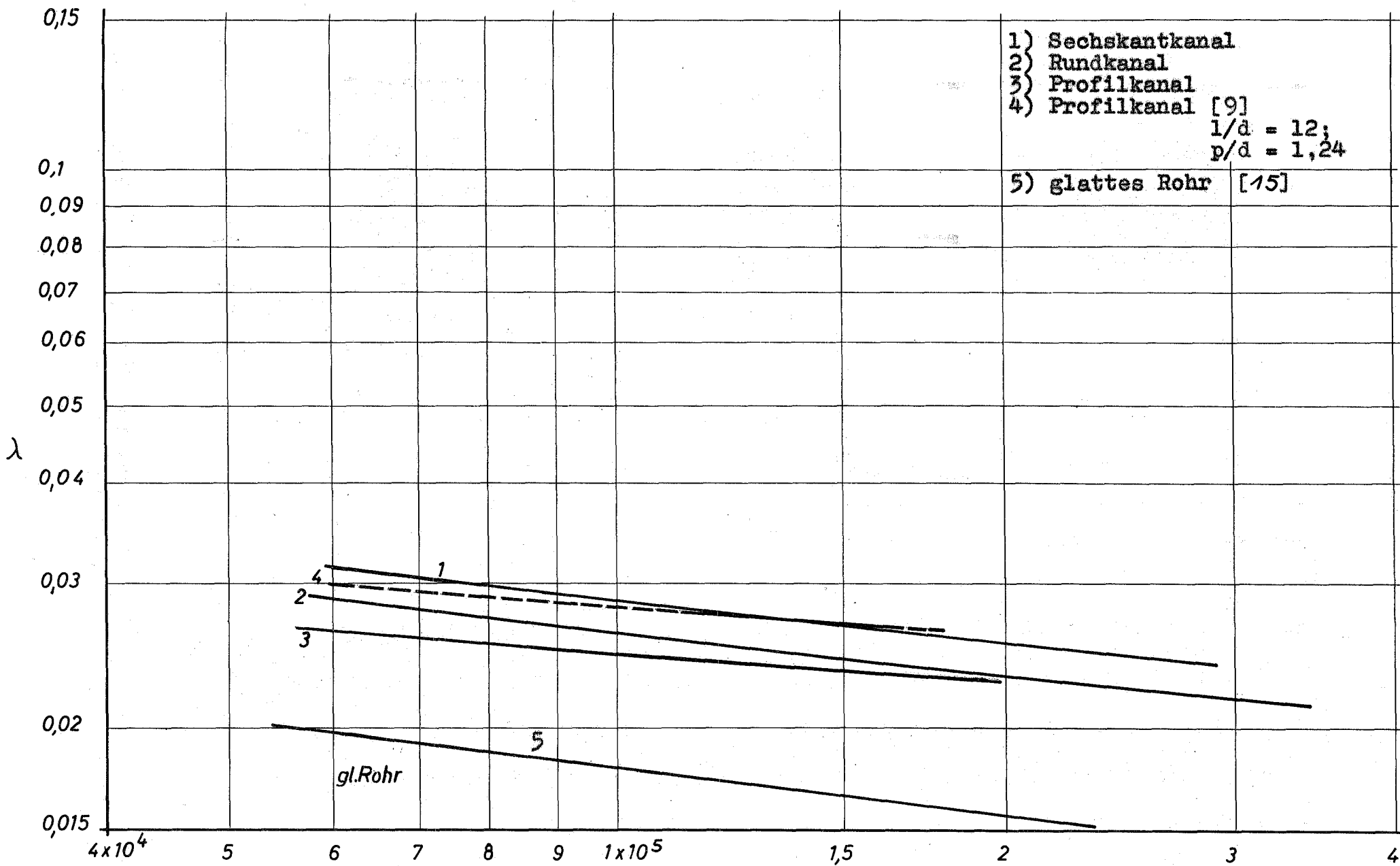


Abb. 4 Druckverlustbeiwerte der Bündel ohne Turbulenzförderer

$$Reynolds = \frac{G \cdot d_h}{\eta}$$

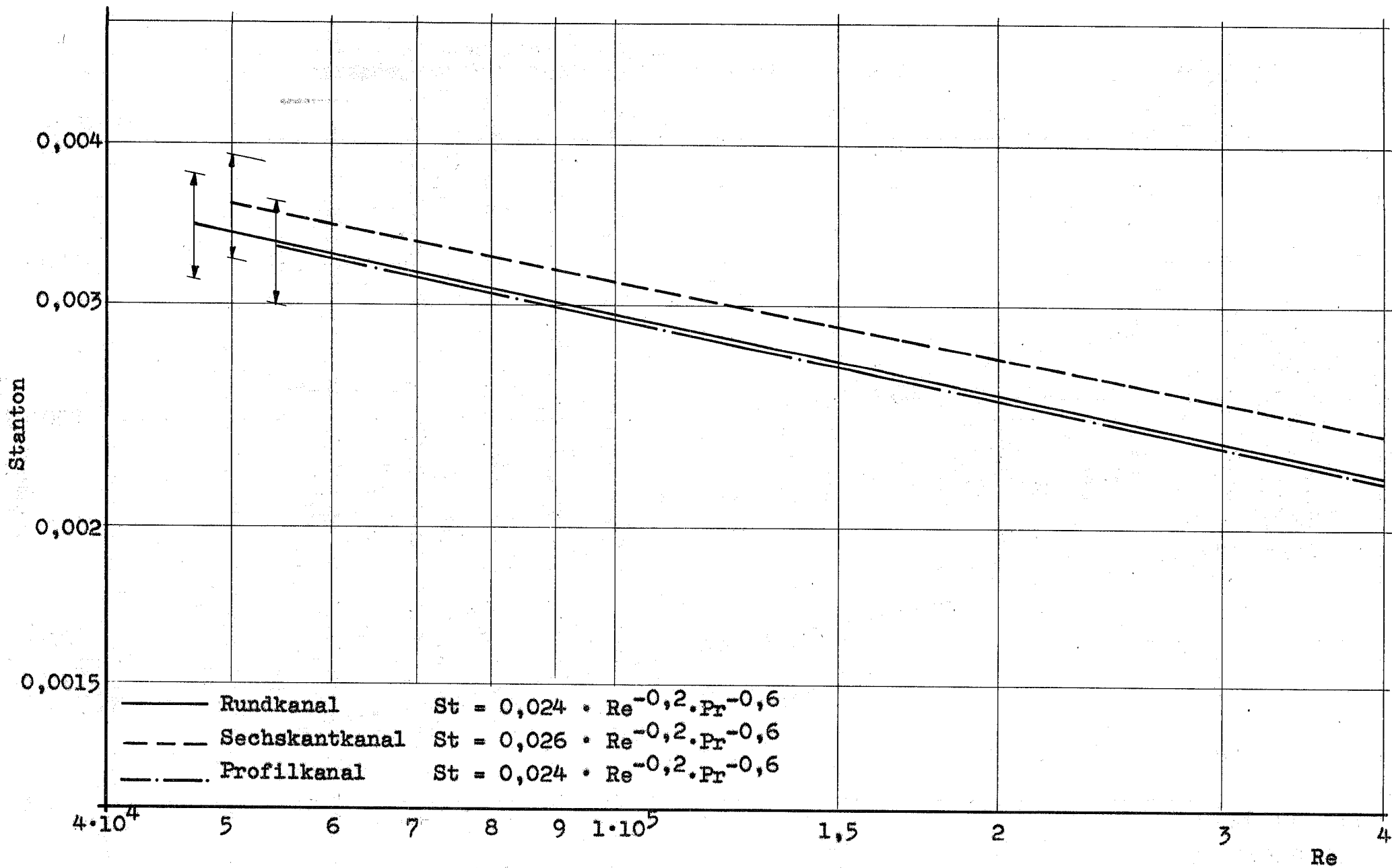


Abb. 5 Stanton als Funktion von Reynolds für die Aussenstäbe des 7-Stabbüdels ohne Turbulenzförderer

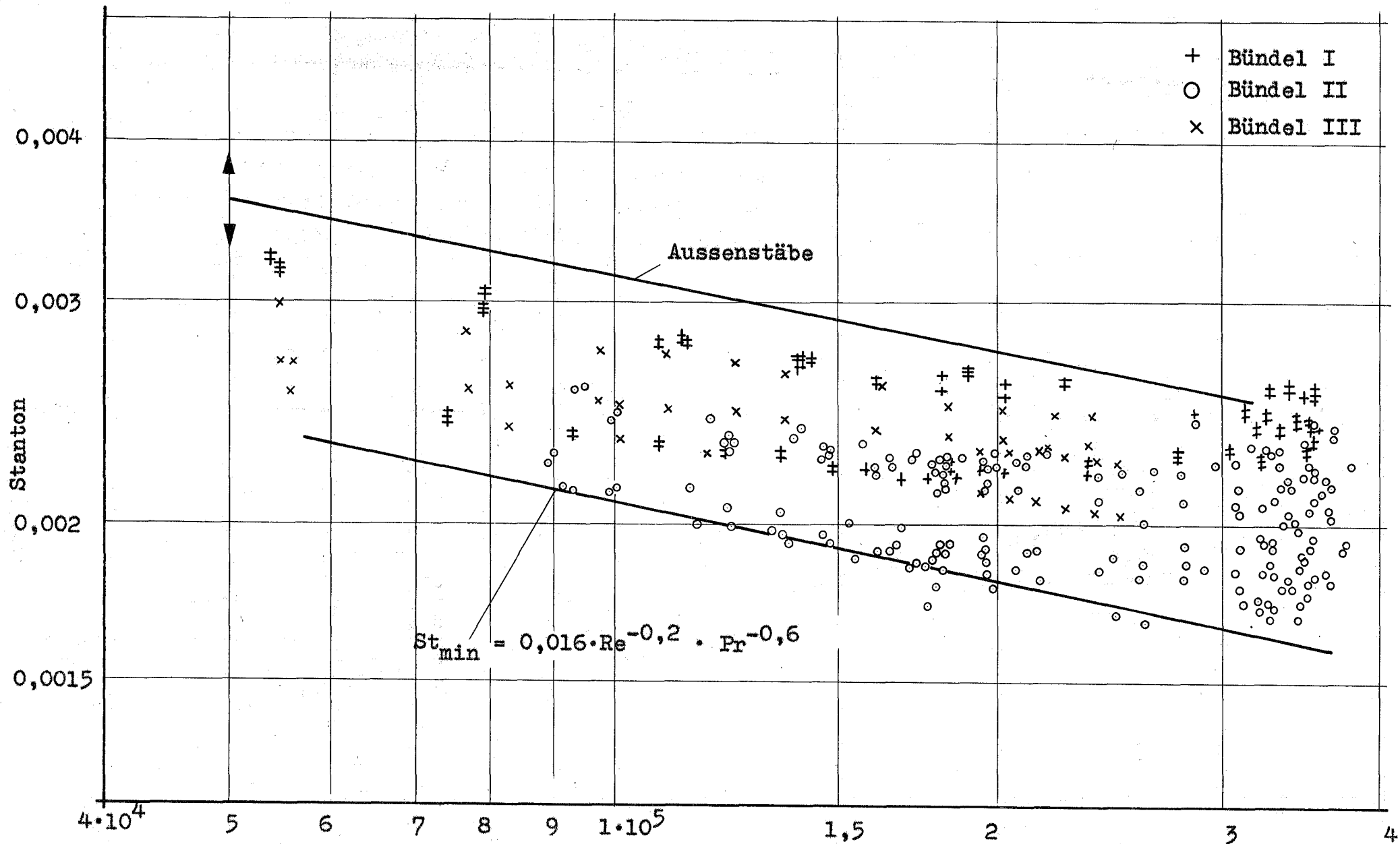


Abb. 6 Stanton als Funktion von Reynolds für die 7-Stabbündel im runden Kanal ohne Turbulenzförderer

Reynolds

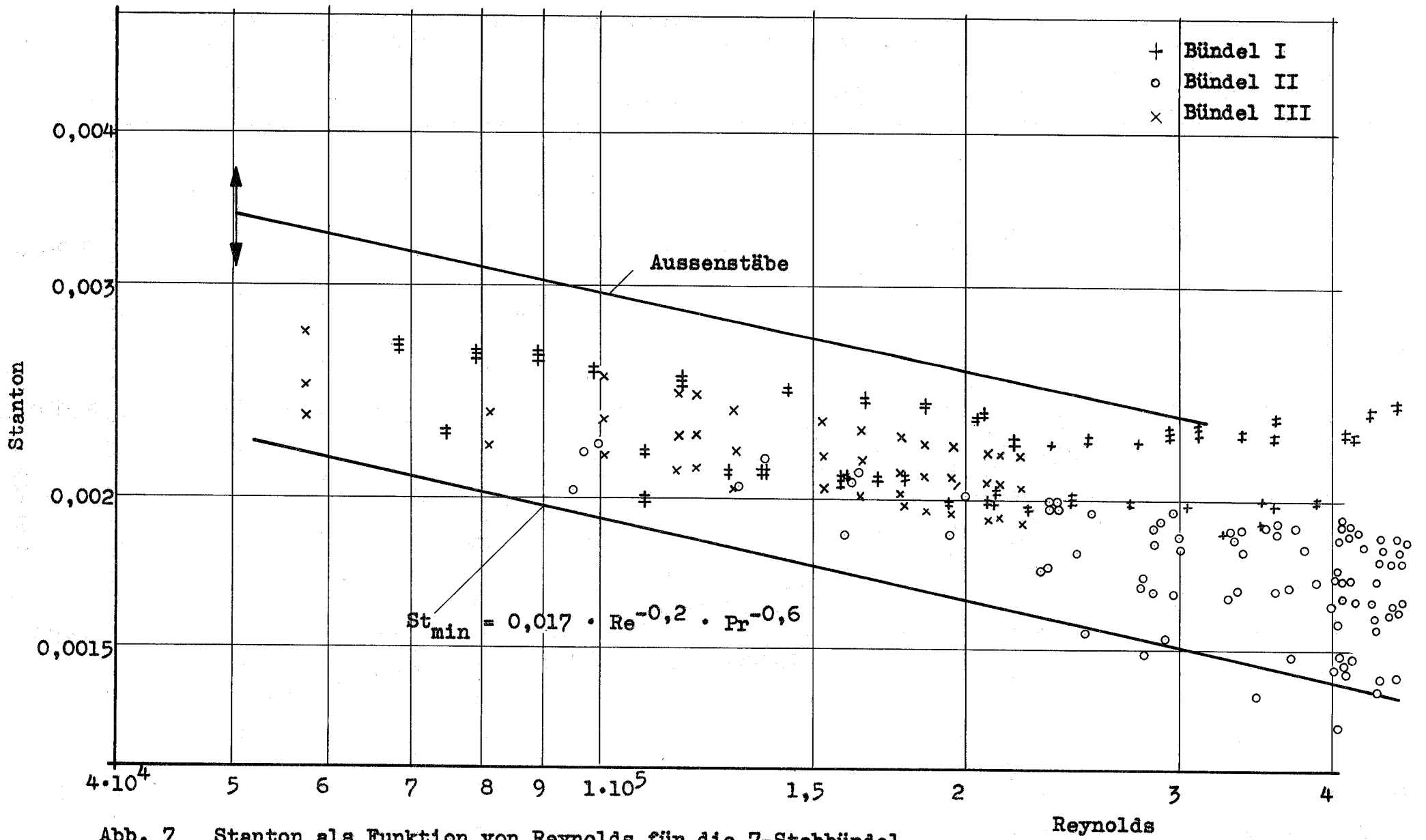


Abb. 7 Stanton als Funktion von Reynolds für die 7-Stabbündel im Sechskantkanal ohne Turbulenzförderer

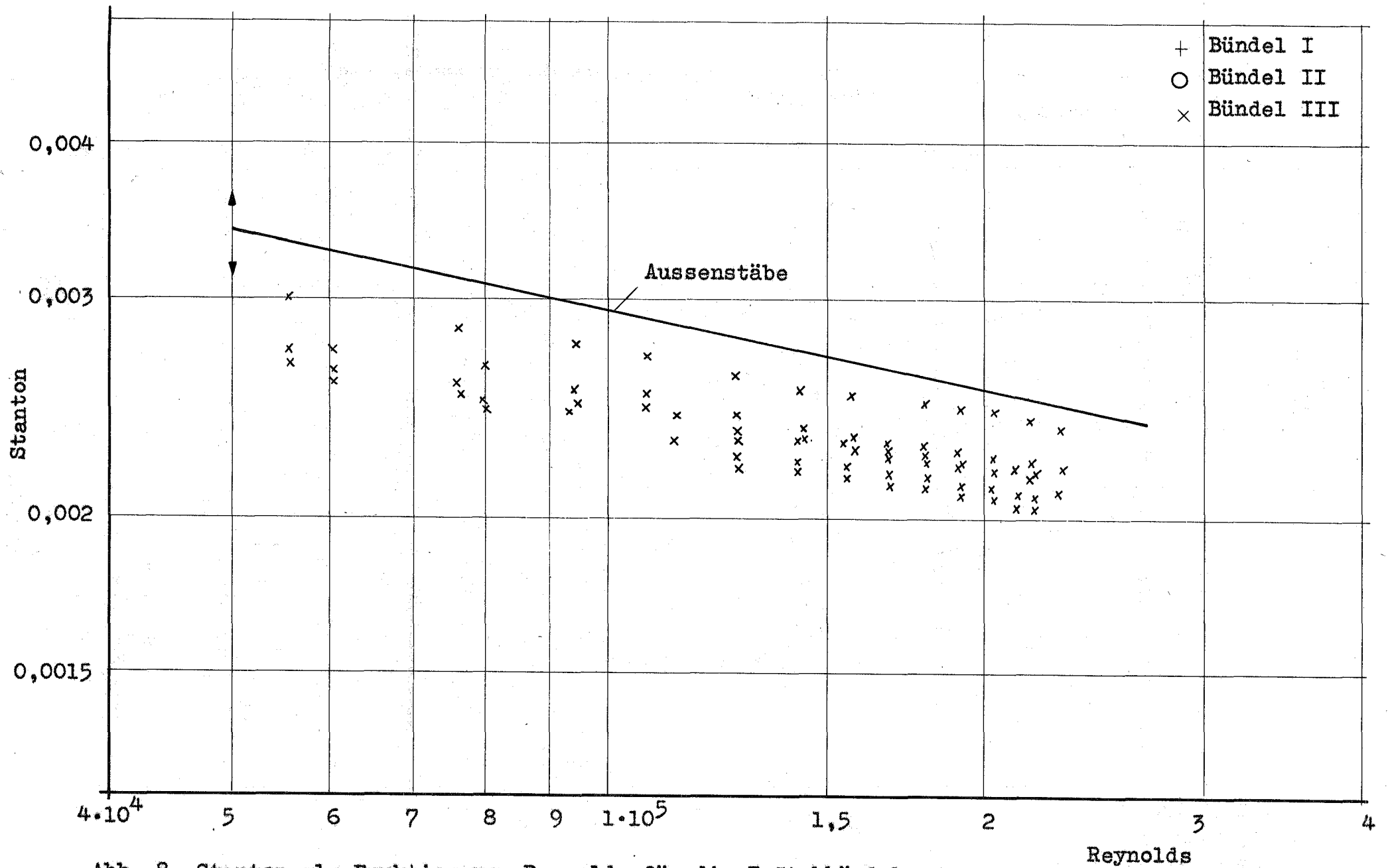


Abb. 8 Stanton als Funktion von Reynolds für die 7-Stabbündel im Profilkanal ohne Turbulenzförderer

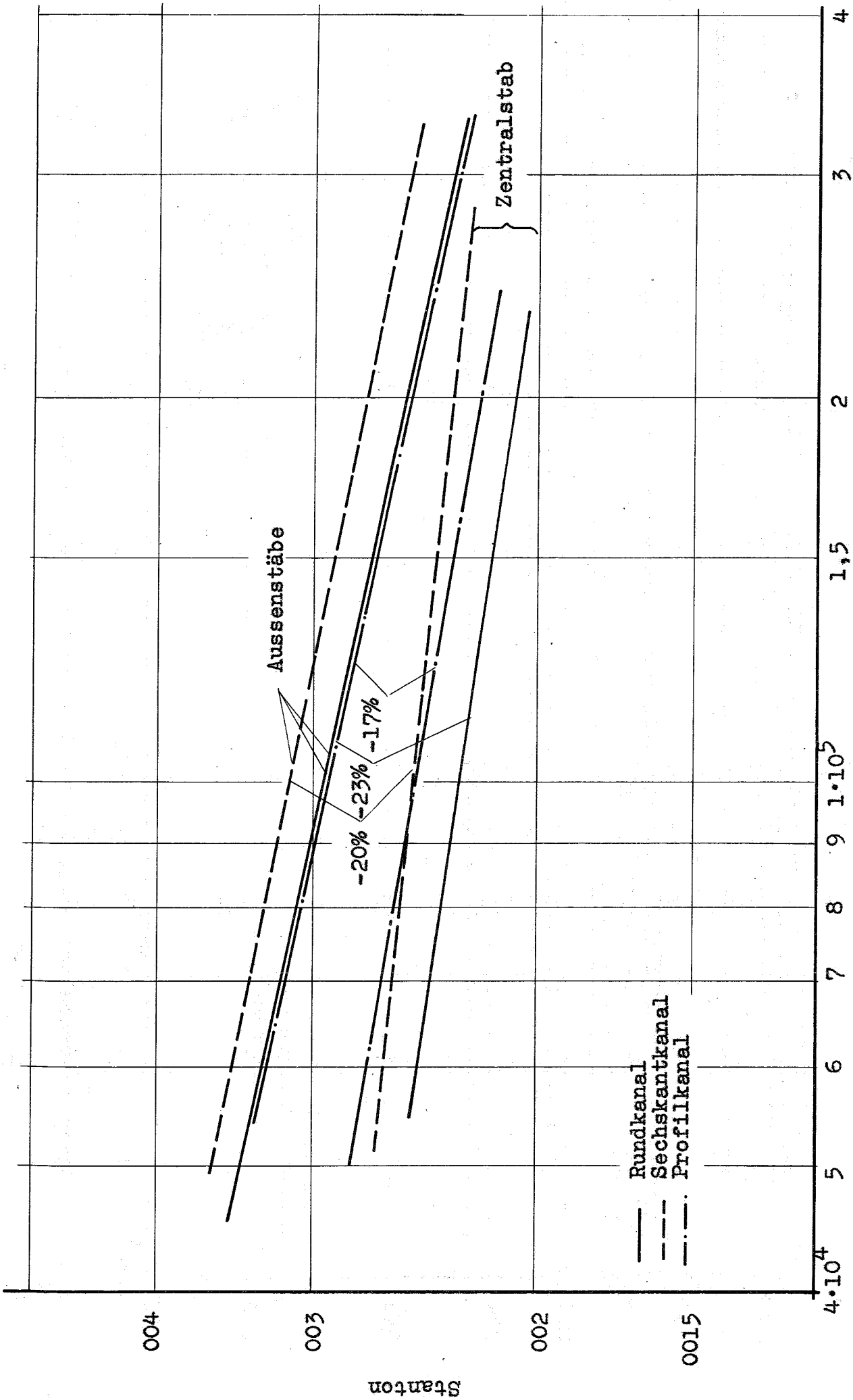


Abb. 9 Stanton als Funktion von Reynolds für die Aussenstäbe und den Zentralstab (Bündel III) des 7-Stabbüdels ohne Turbulenzförderer

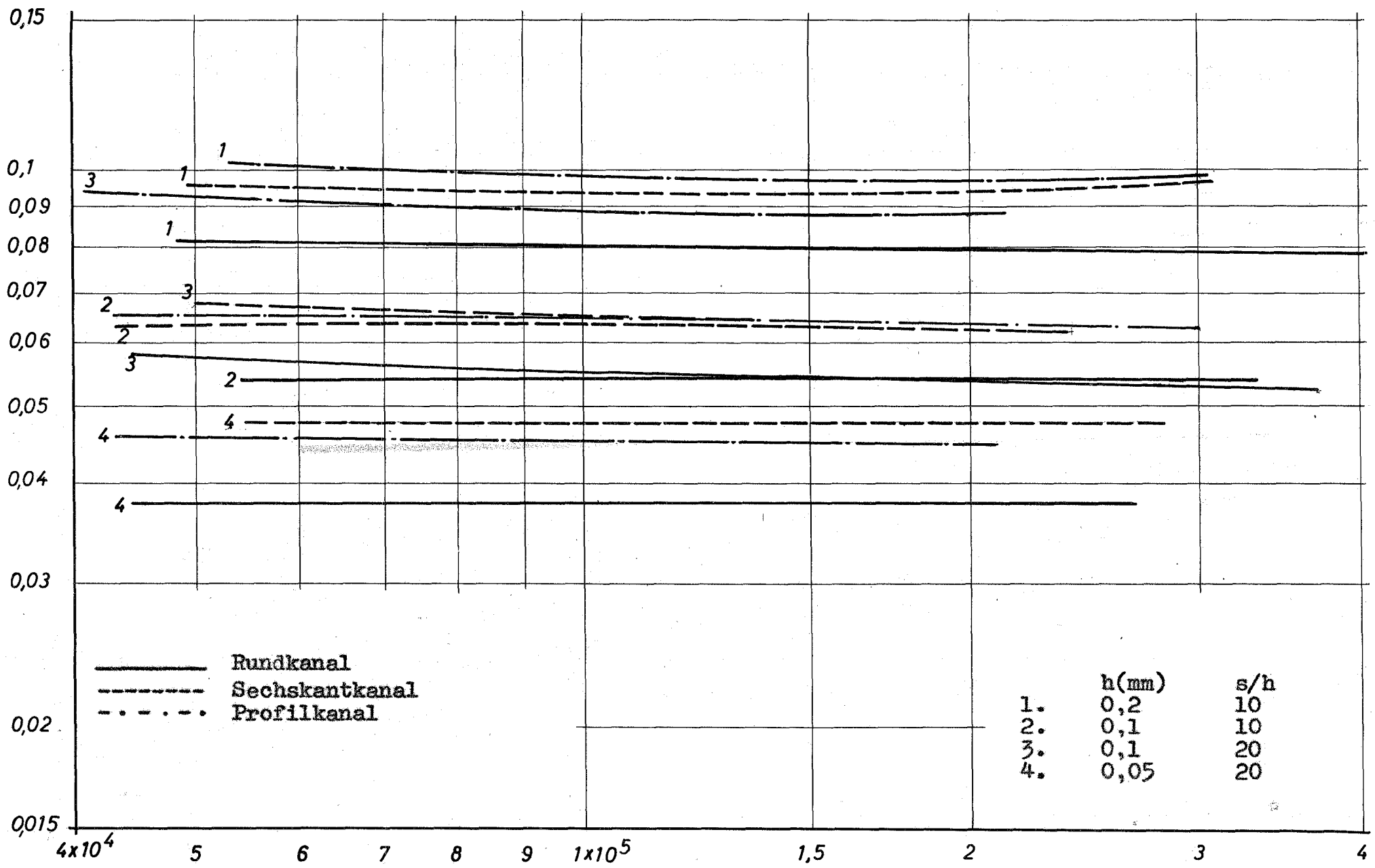


Abb. 10 Druckverlustbeiwerte der 7-Stabbündel mit rauher Staboberfläche

$$Reynolds = \frac{G \cdot d_h}{\eta}$$

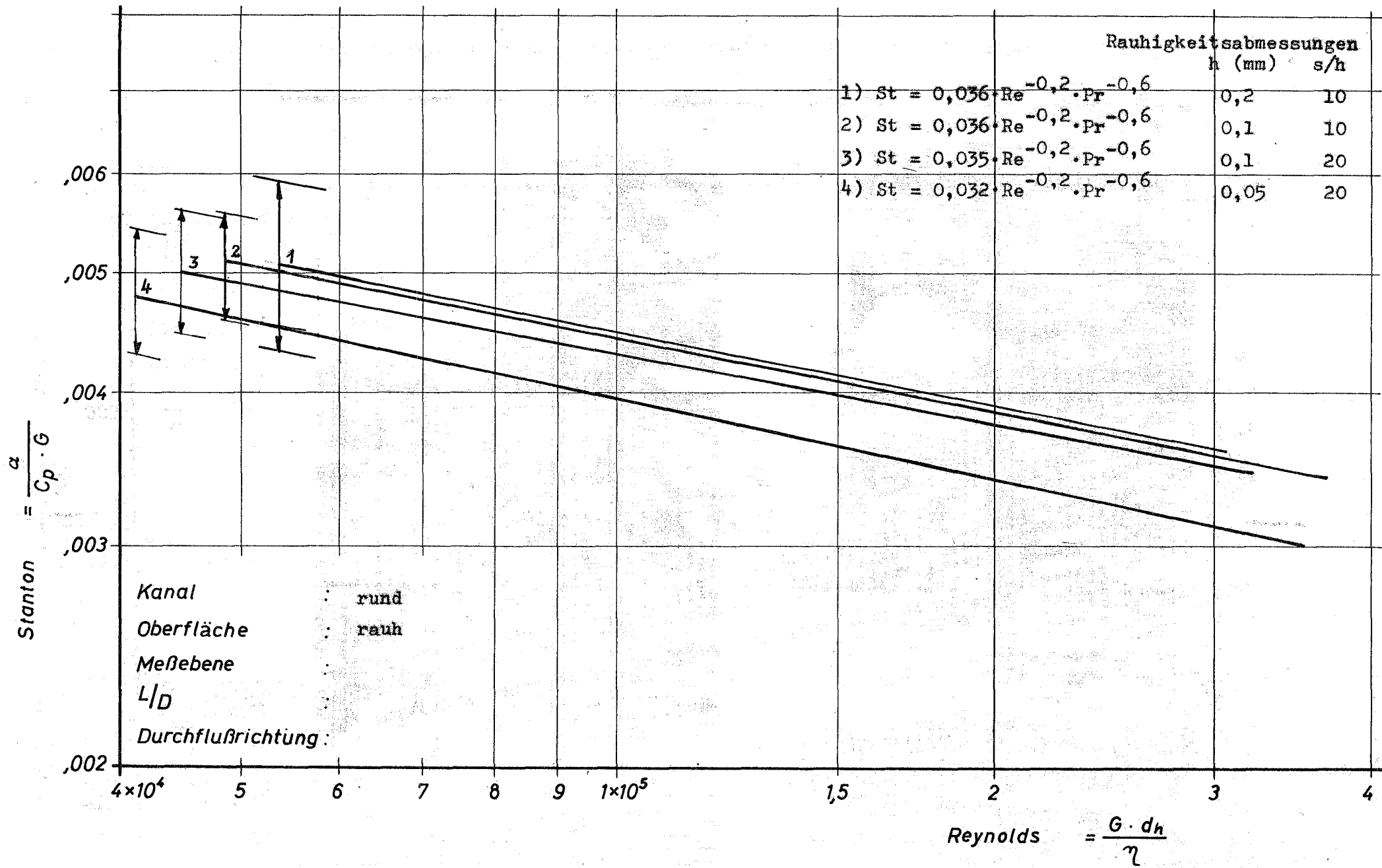


Abb. 11 Stanton als Funktion von Reynolds für die Aussenstäbe des 7-Stabbüdels

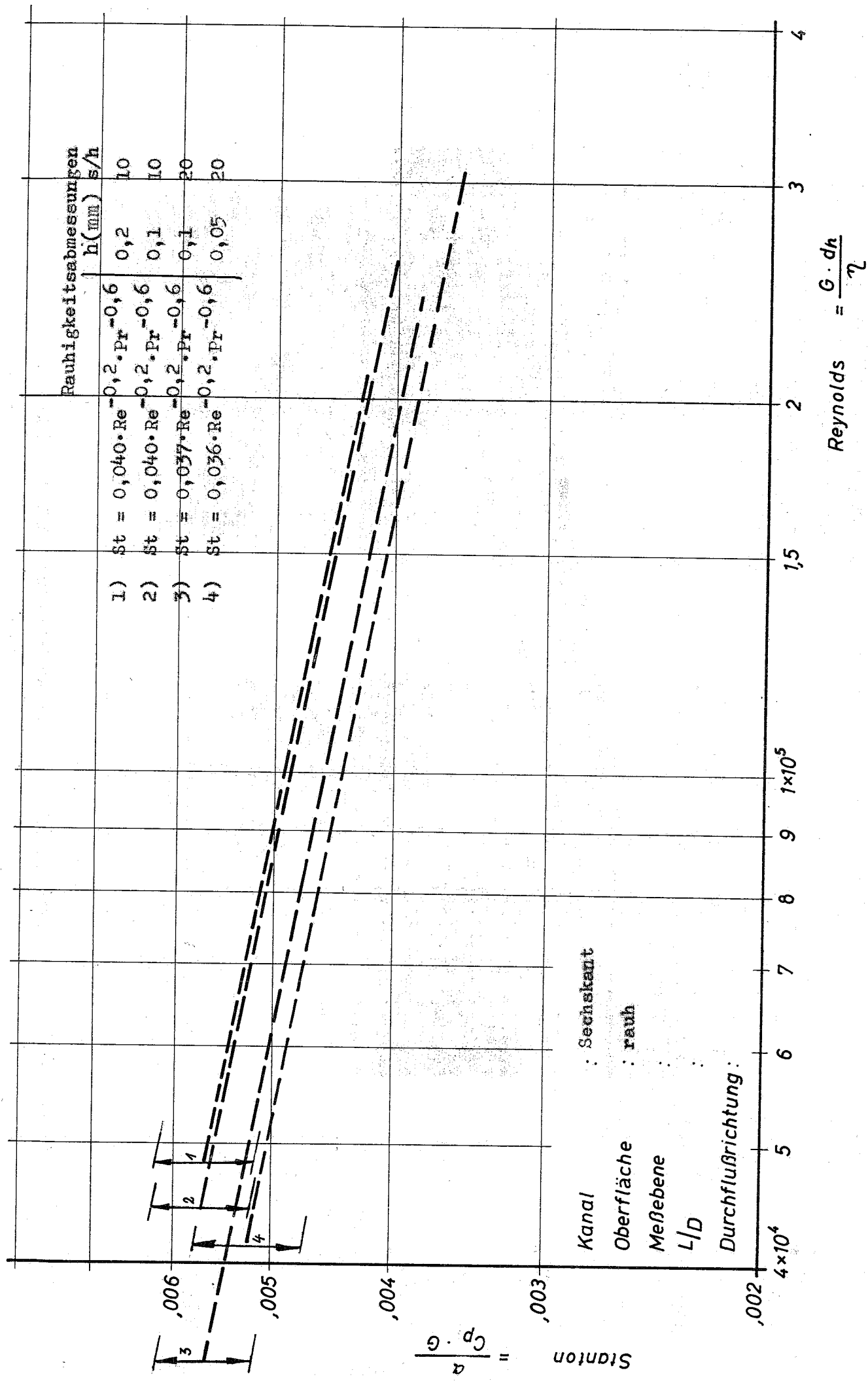


Abb. 1.2 Stanton als Funktion von Reynolds für die Aussenstäbe des 7-Stabbindels

$$Reynolds = \frac{G \cdot dh}{\nu}$$

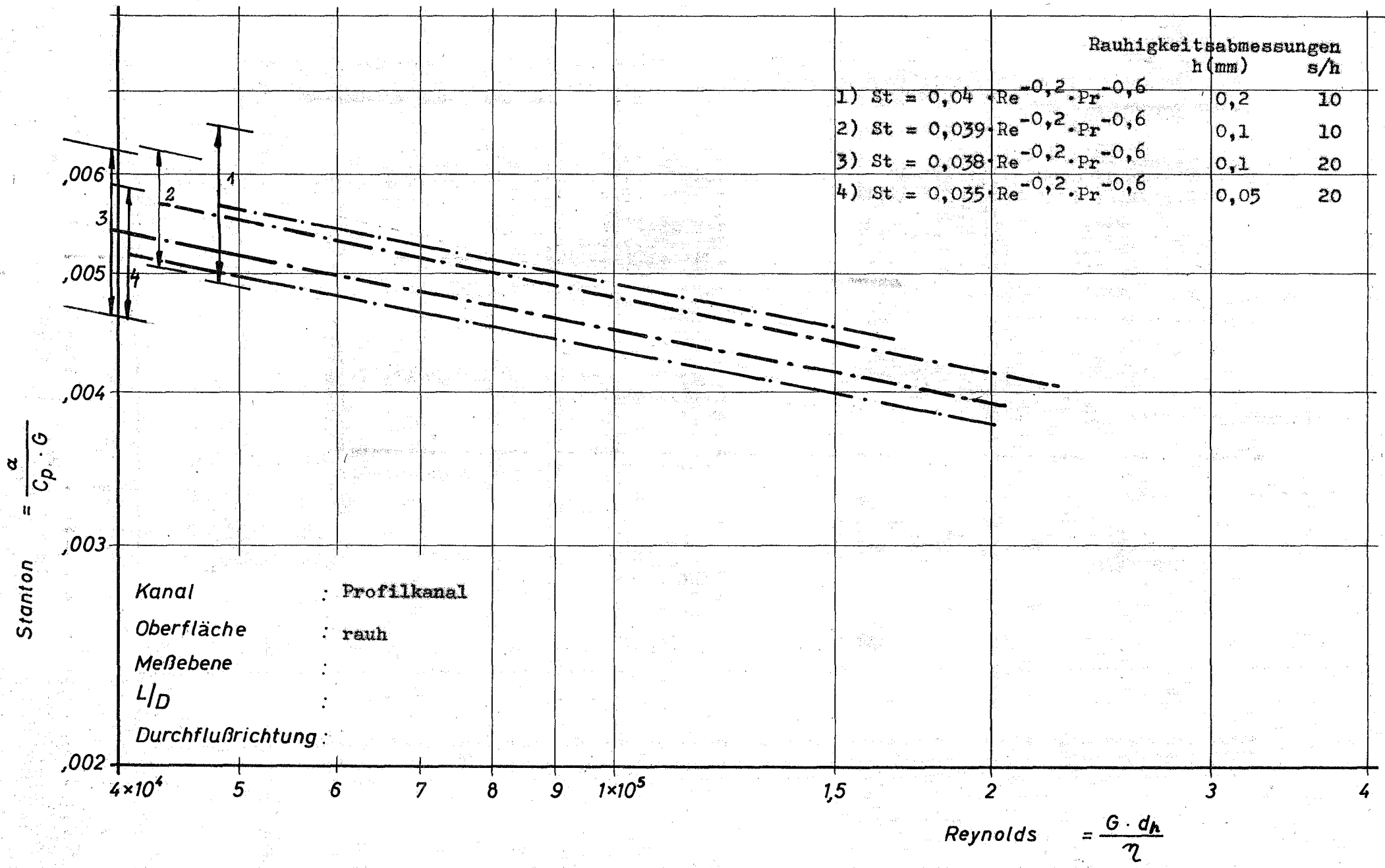


Abb. 13 Stanton als Funktion von Reynolds für die Aussenstäbe des 7-Stabblündels

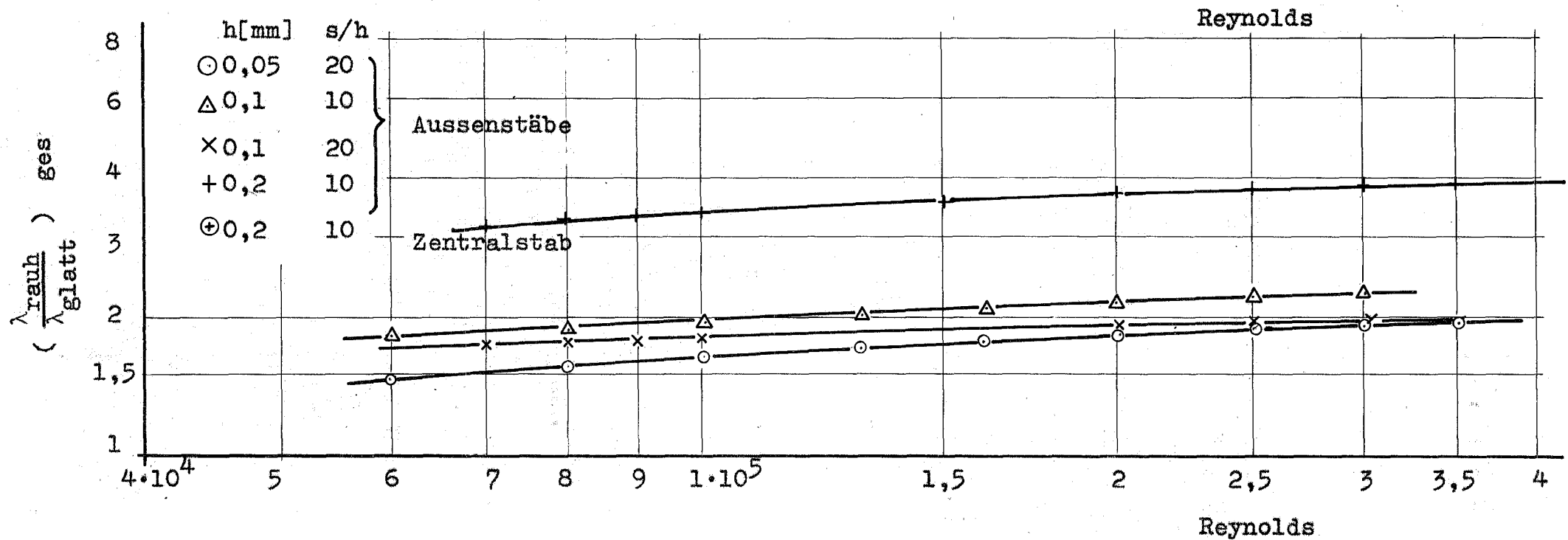
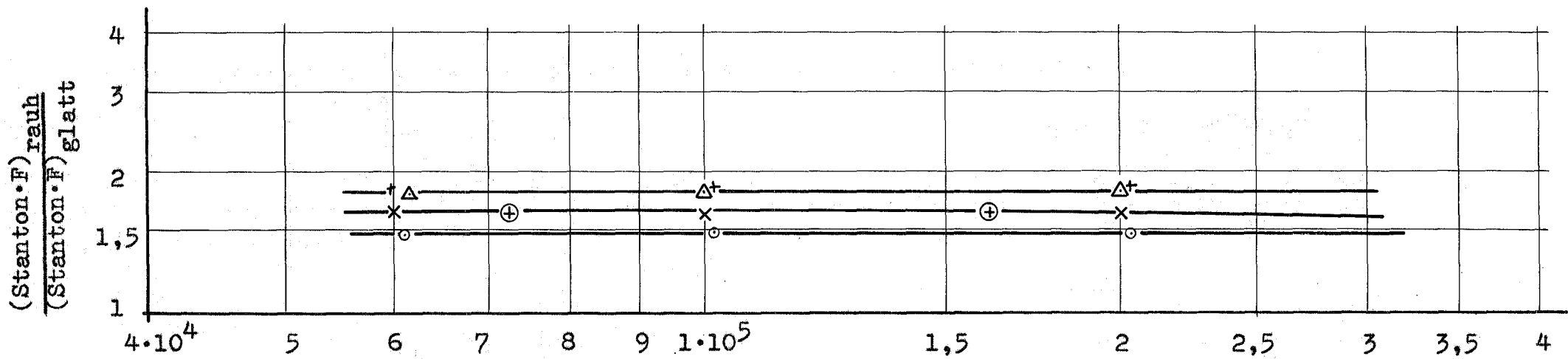


Abb. 14 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von Reynolds für raue 7 Stab-Bündel im runden Kanal

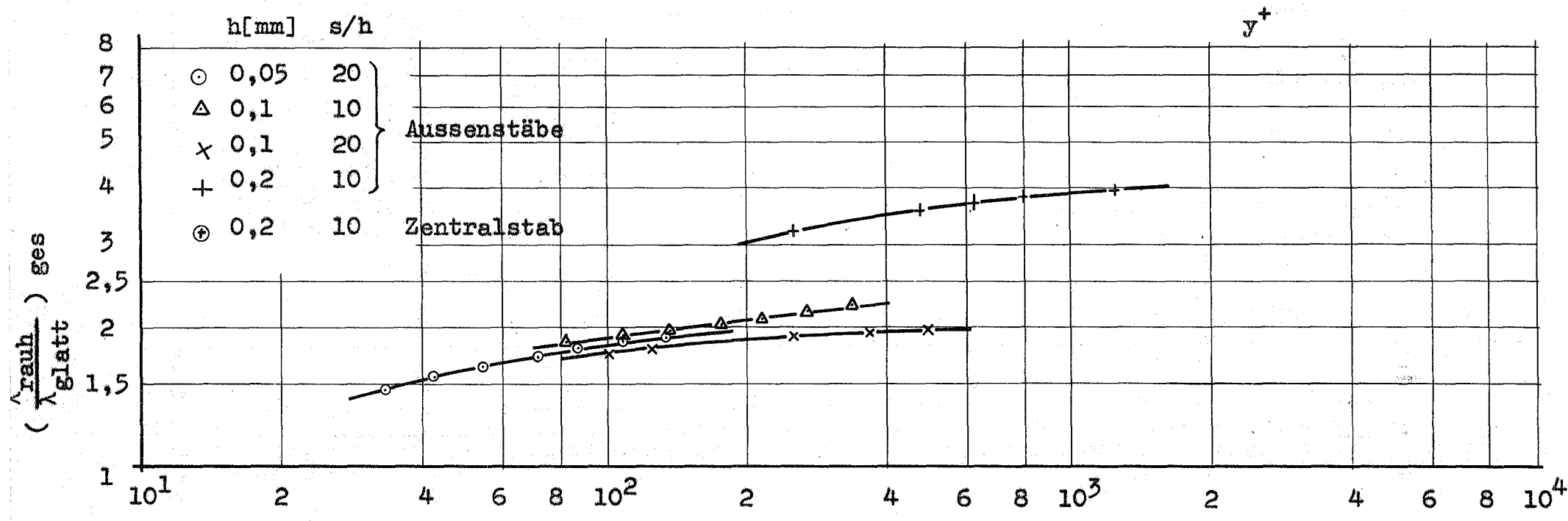
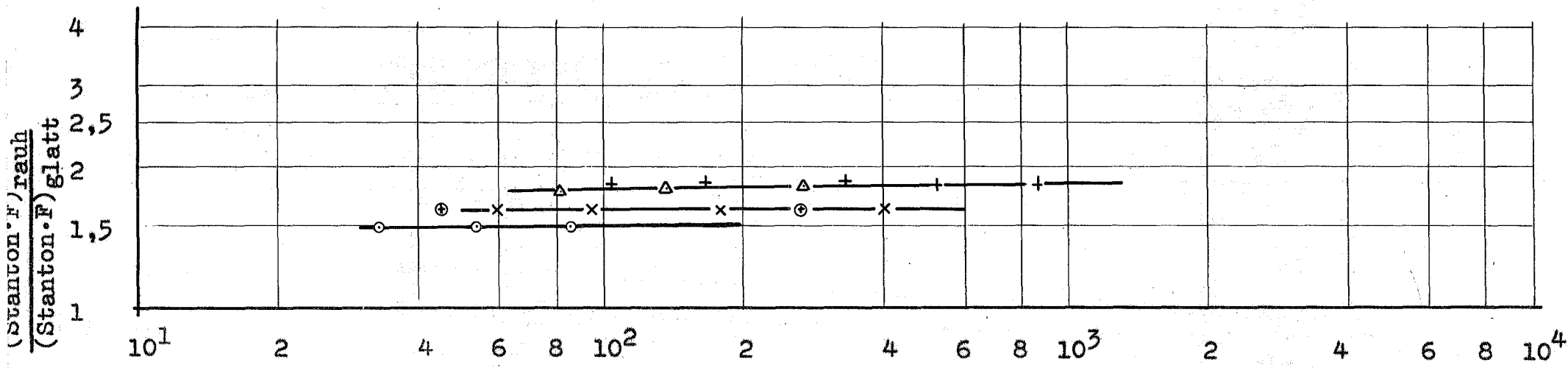


Abb. 15 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von y^+ für raue 7-Stab-Bündel im runden Kanal $y^+ (\lambda_{\text{ges}})$

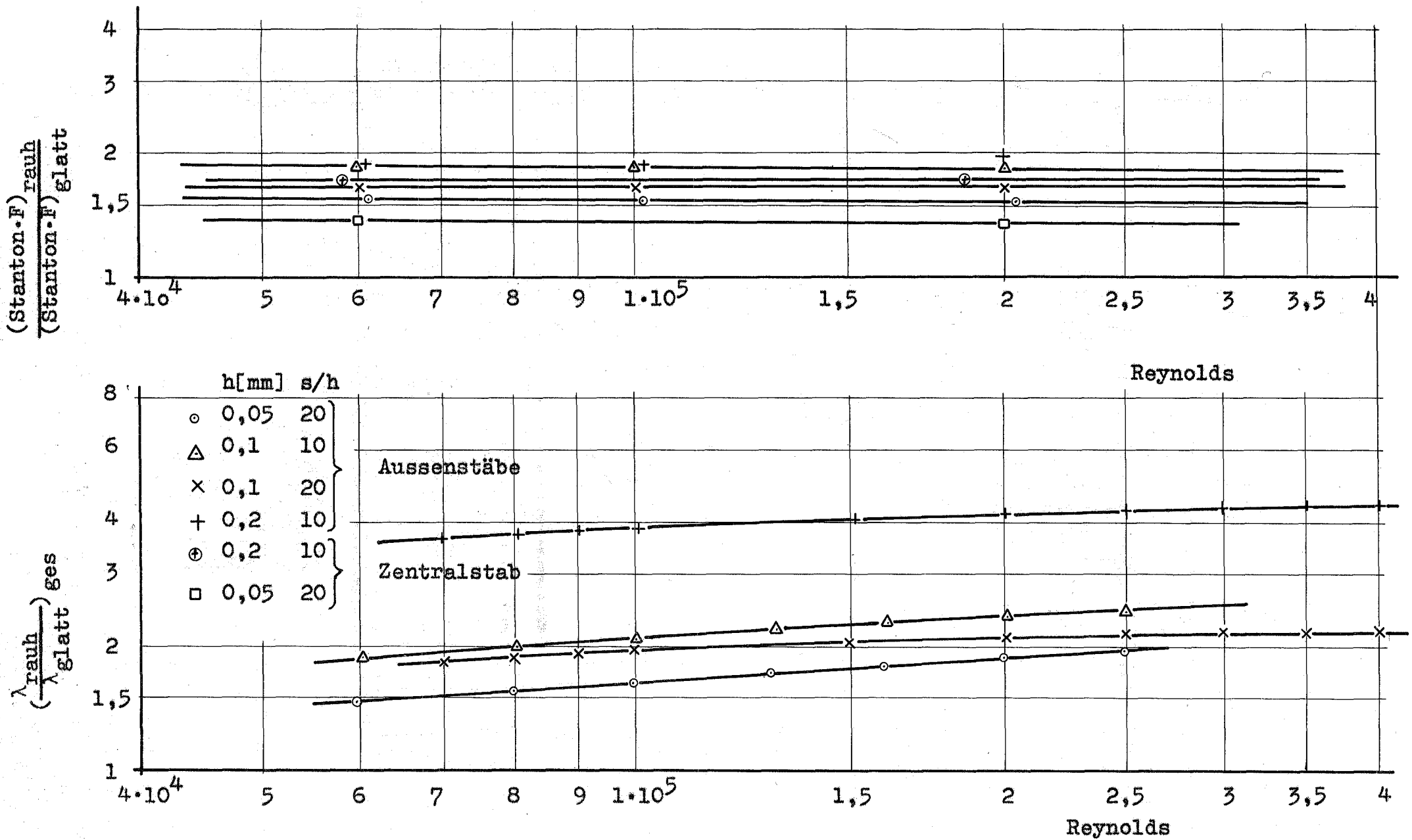


Abb. 16 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion von Reynolds für raube 7-Stab-Bündel im Sechskantkanal

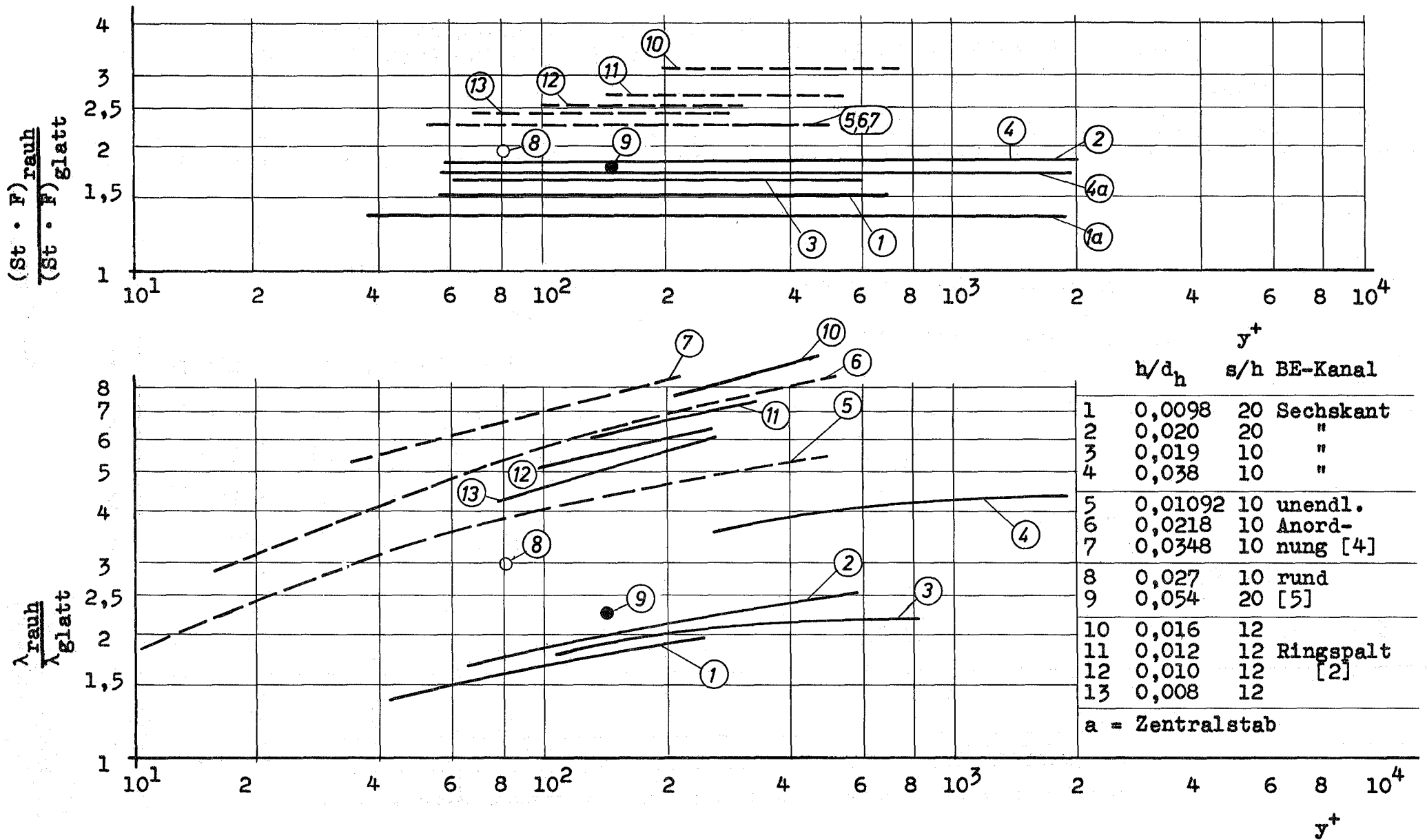


Abb. 17 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von y^+ für raue 7-Stabbündel im Sechskantkanal

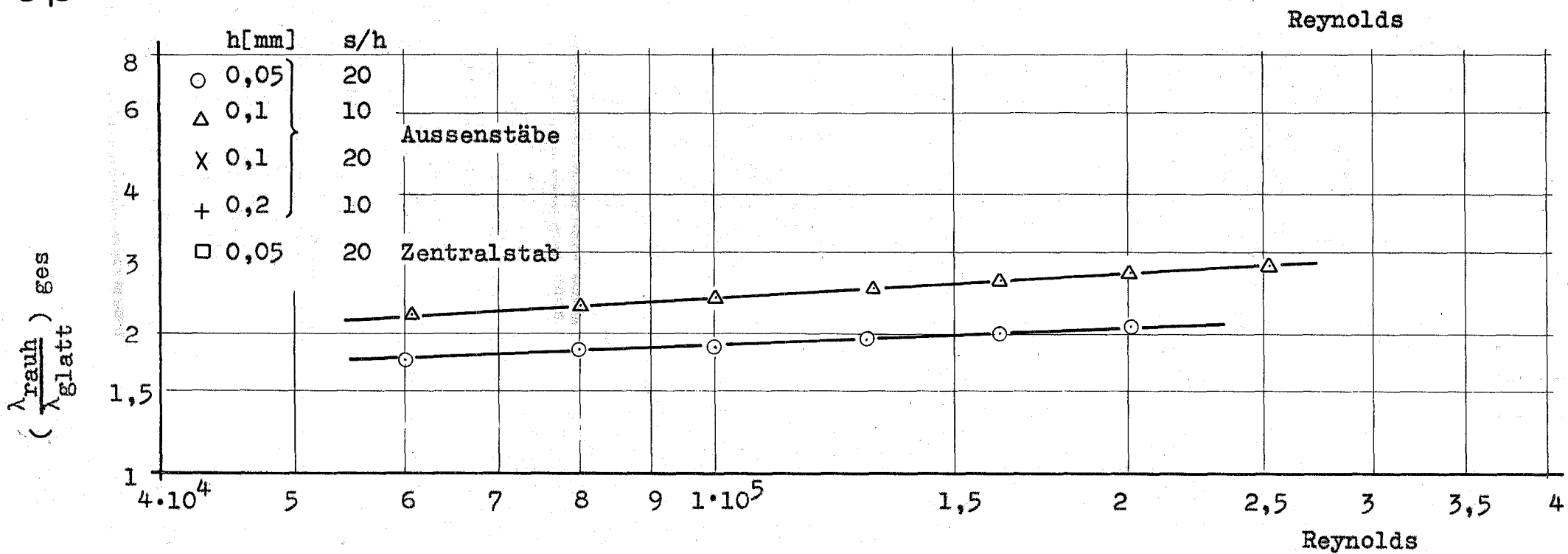
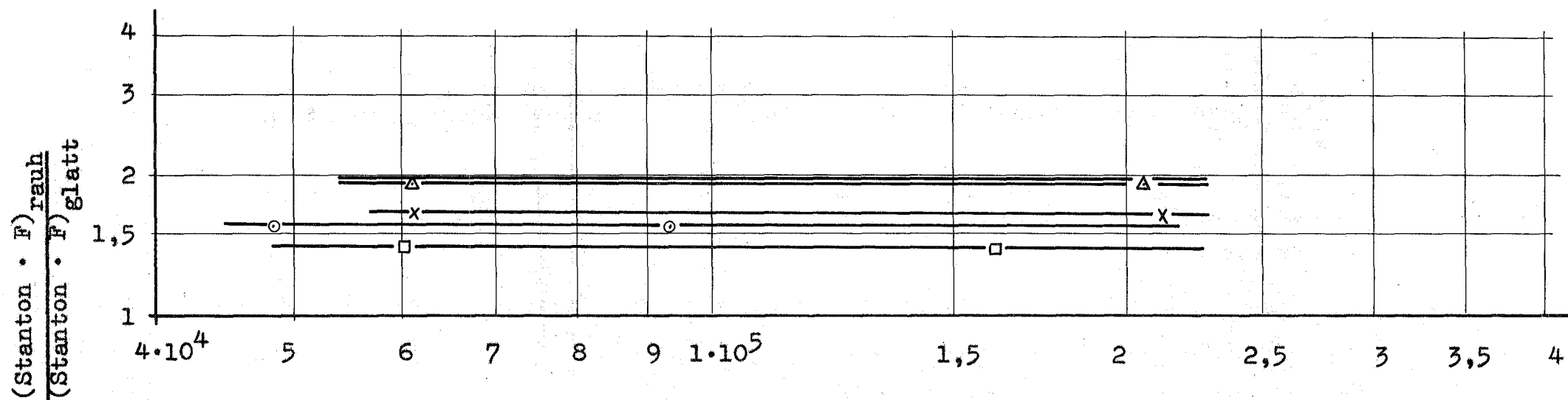


Abb. 18 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von Reynolds für raue 7-Stab-Bündel im Profilkanal

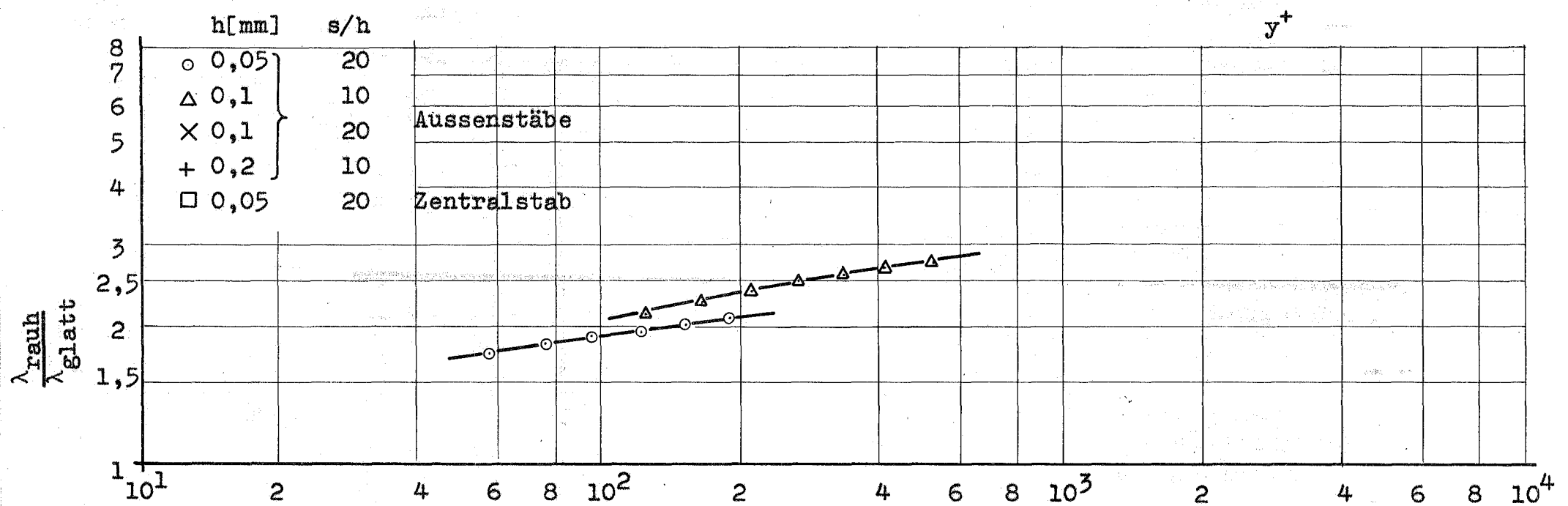
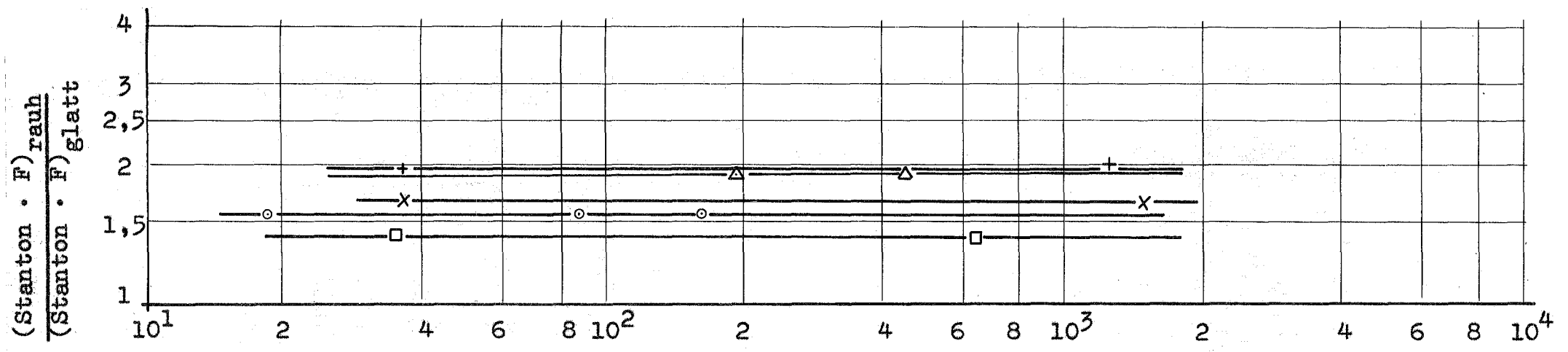
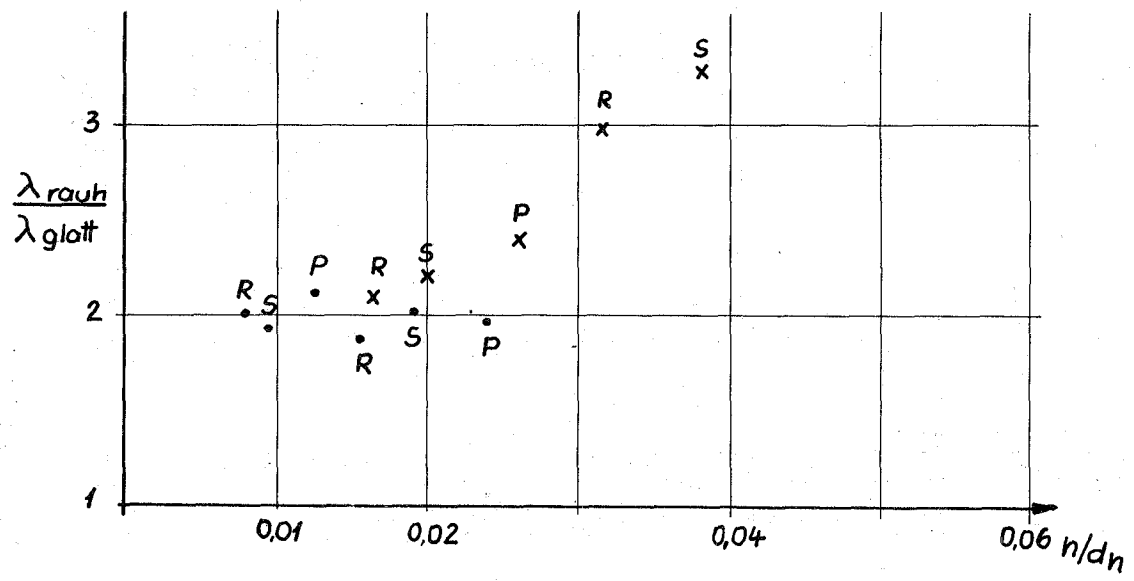
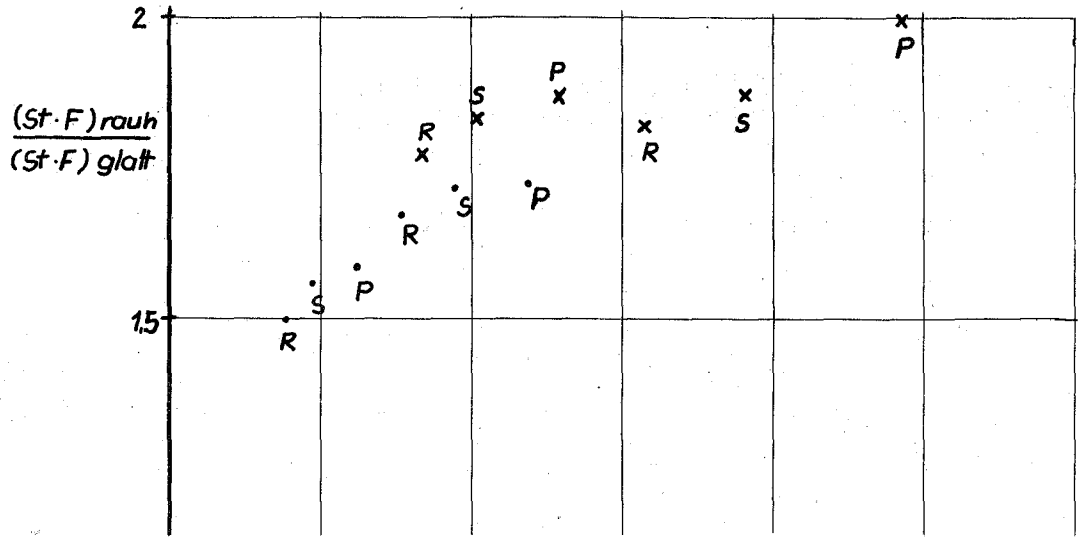


Abb. 19 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von y^+ für raue 7-Stab-Bündel im Profilkanal



$y^+ = 200$
 $\bullet s/h = 20$
 $\times s/h = 10$
 R = Rundkanal
 S = Sechskantkanal
 P = Profilkanal

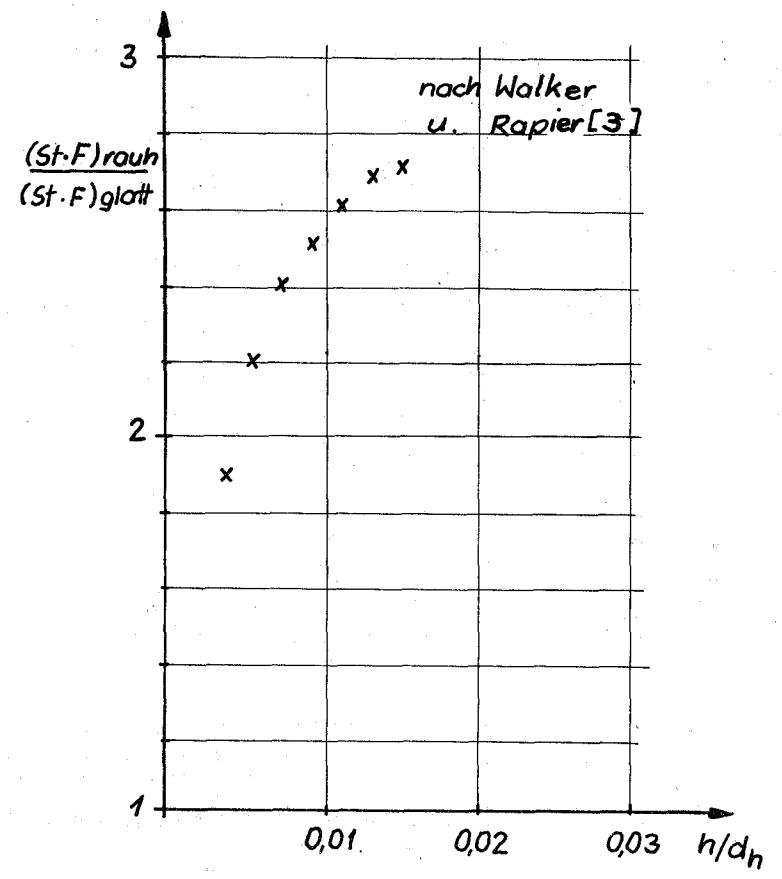


Abb. 20 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion von h/d_h

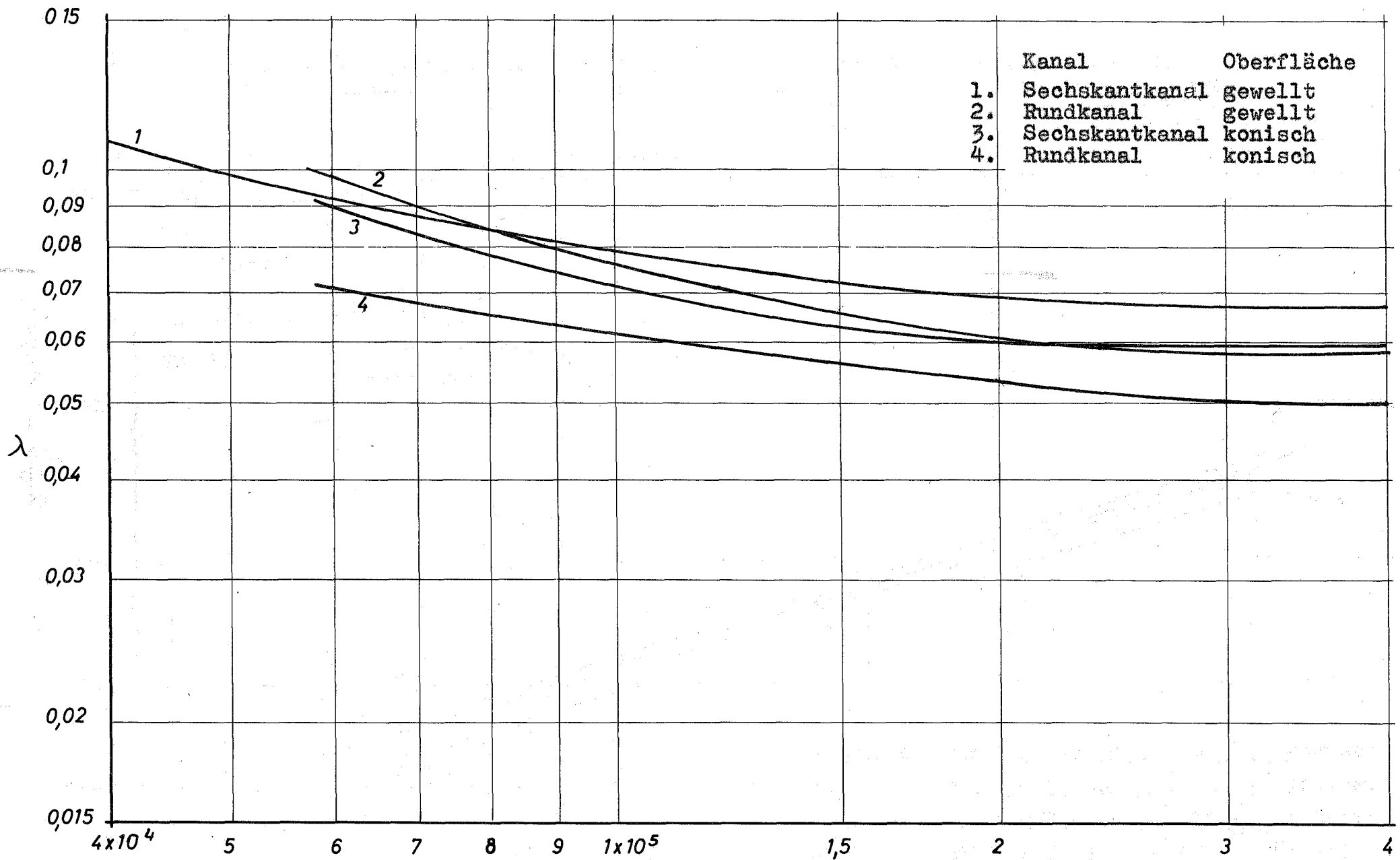


Abb. 21 Druckverlustbeiwert der 7-Stabbündel mit konischer und gewellter Staboberfläche

$$Reynolds = \frac{G \cdot d_h}{\eta}$$

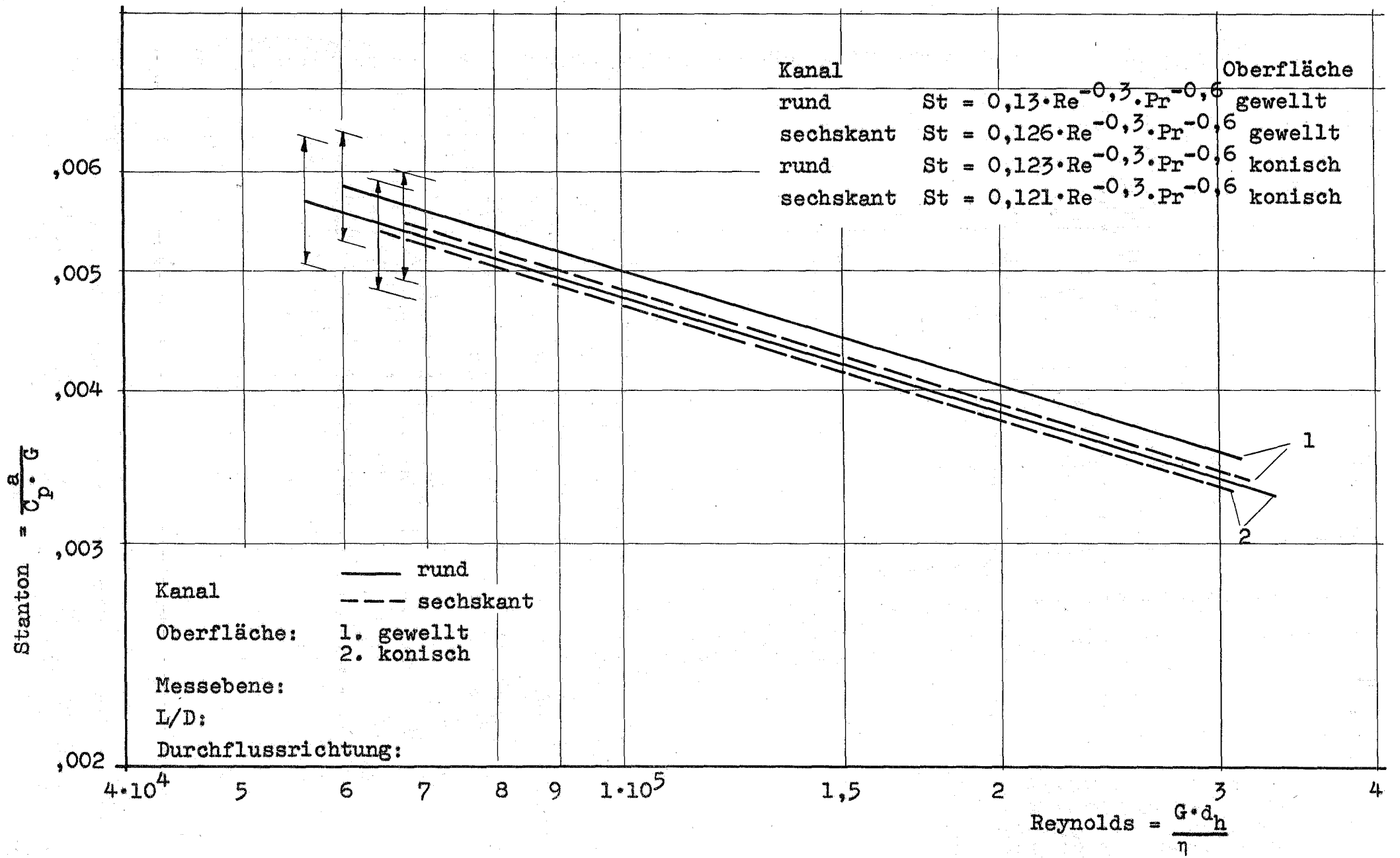


Abb. 22 Stanton als Funktion von Reynolds für die Aussenstäbe des 7-Stabbündels

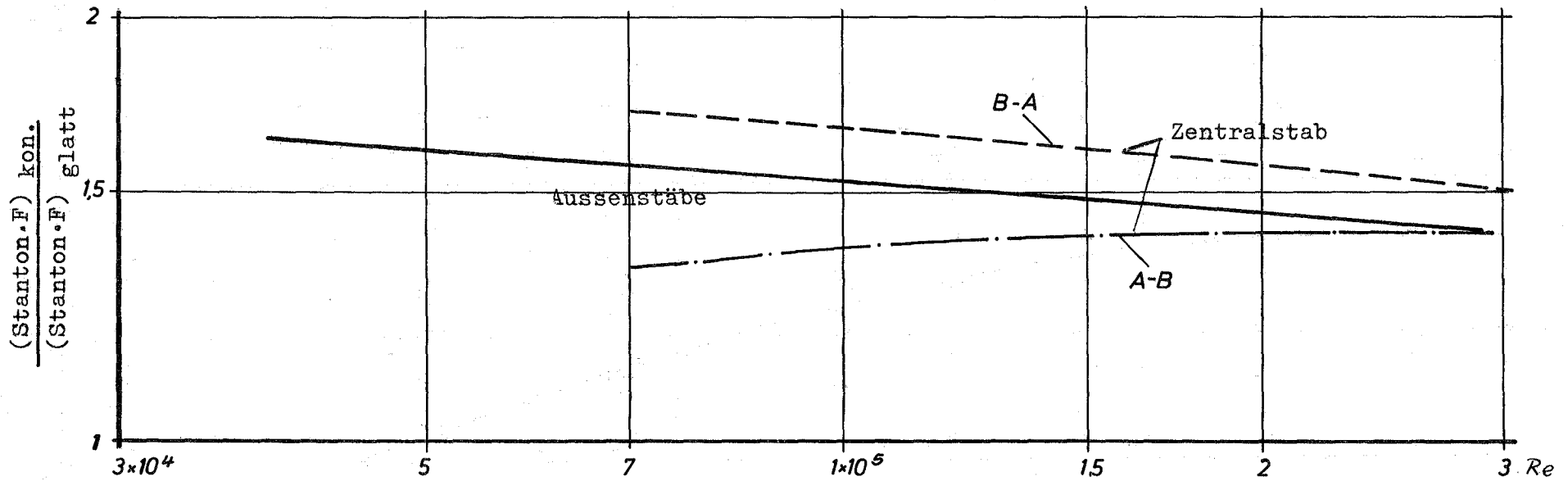
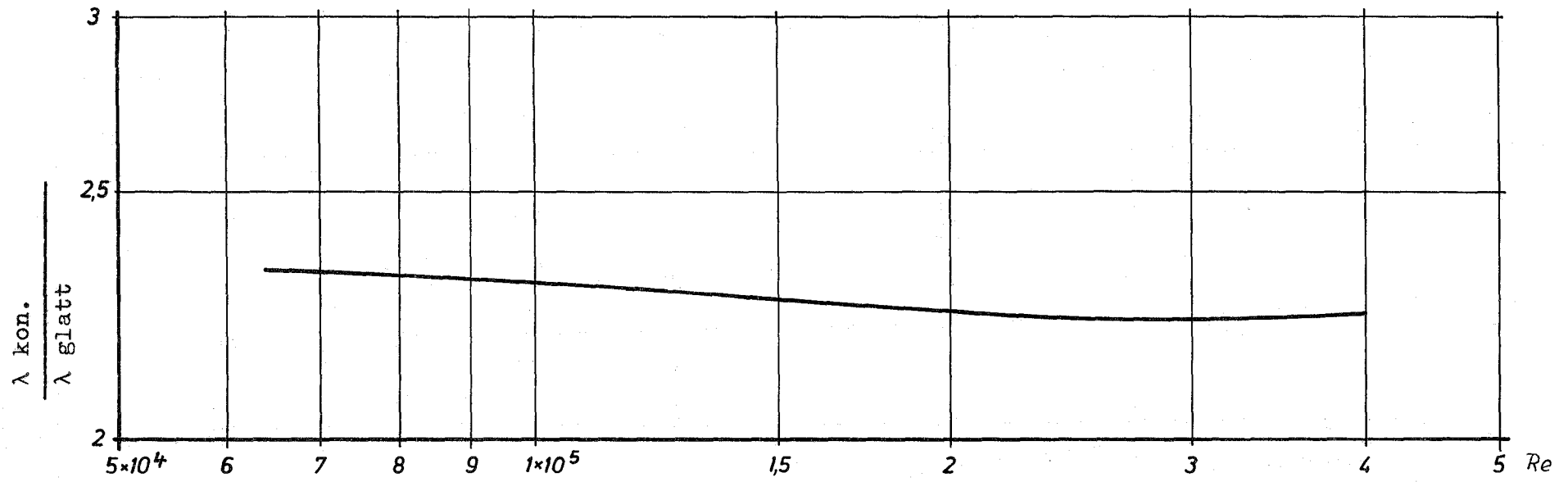


Abb. 23 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlust beiwert als Funktion von Reynolds für 7 Stab-Bündel mit konischer Oberfläche im runden Kanal

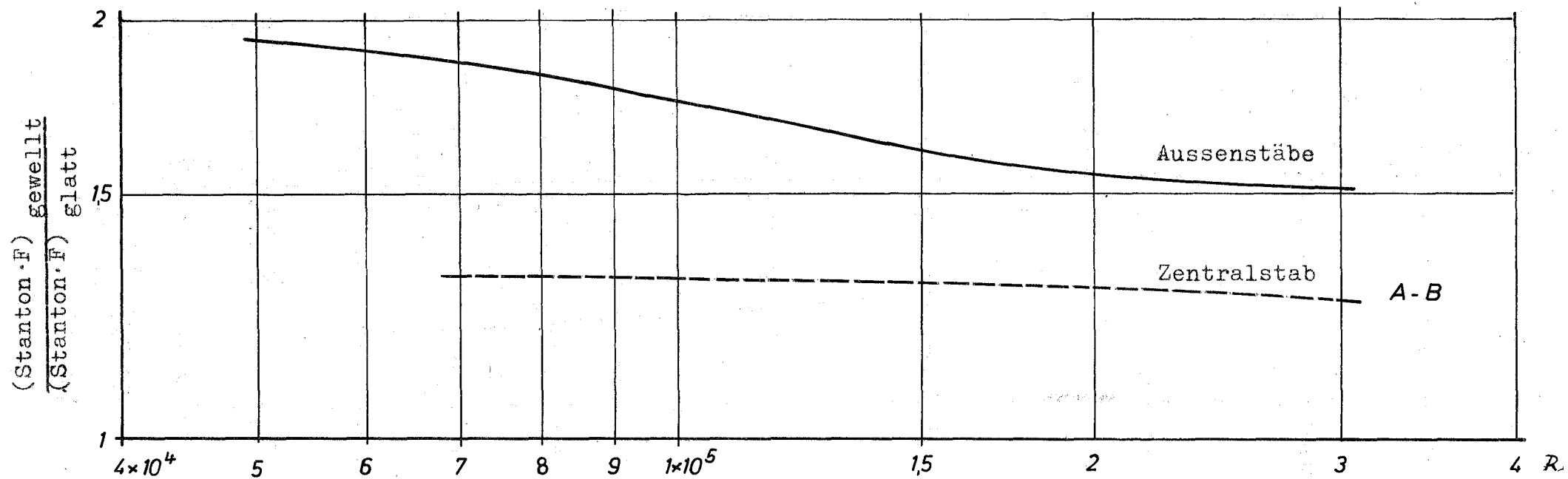
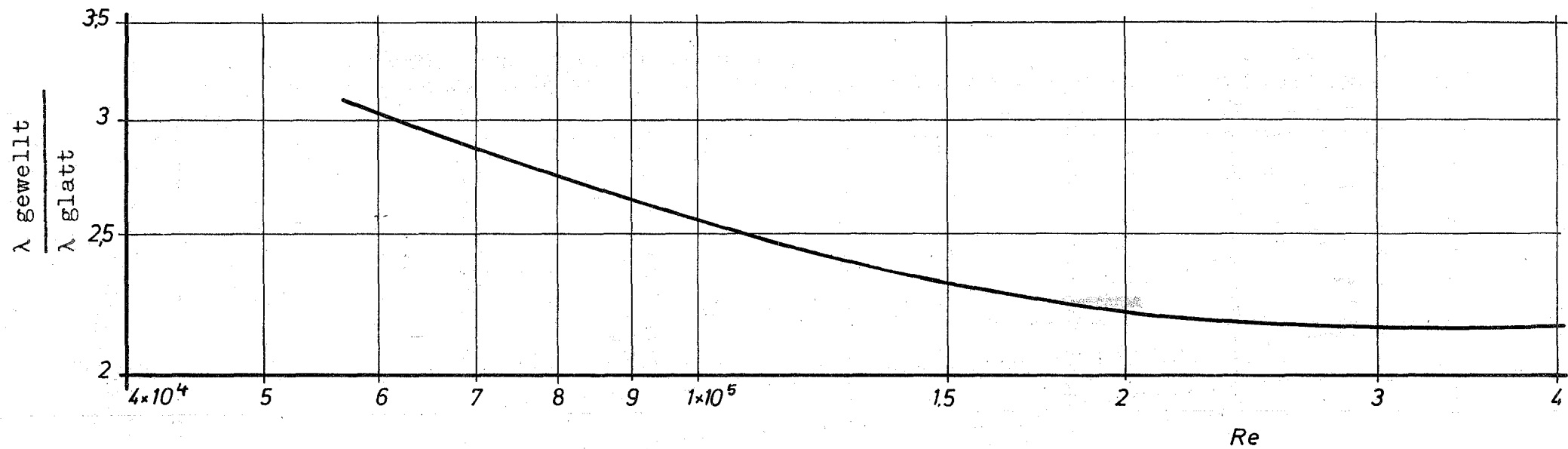


Abb. 24 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlust beiwert als Funktion von Reynolds für 7-Stab-Bündel mit gewellter Oberfläche im runden Kanal

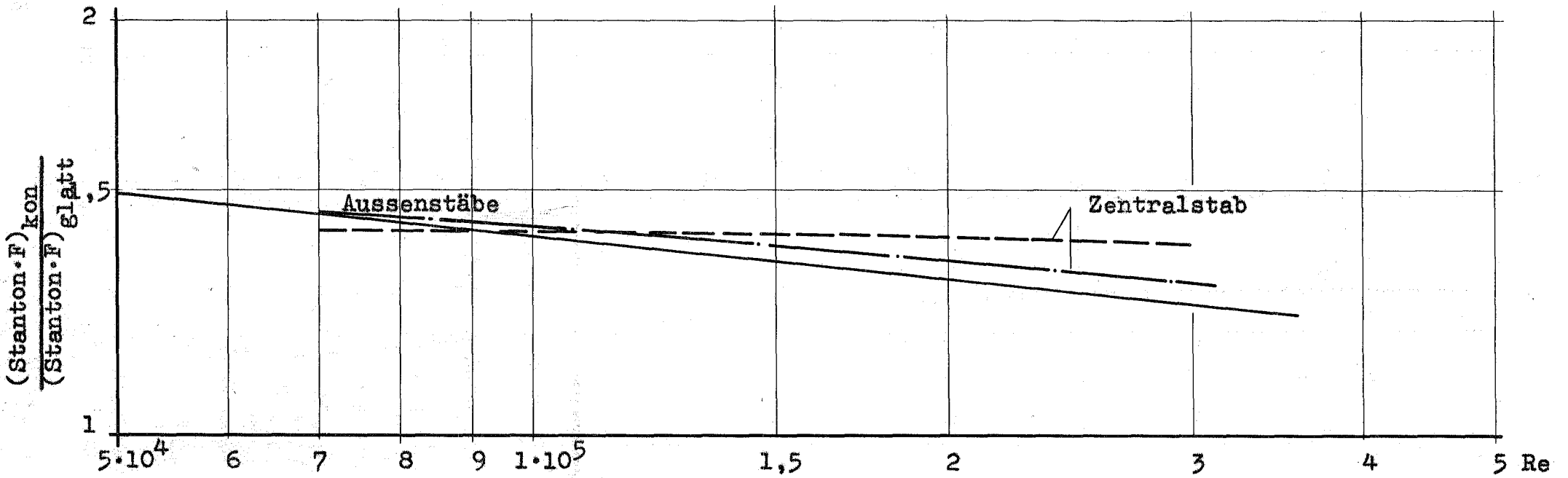
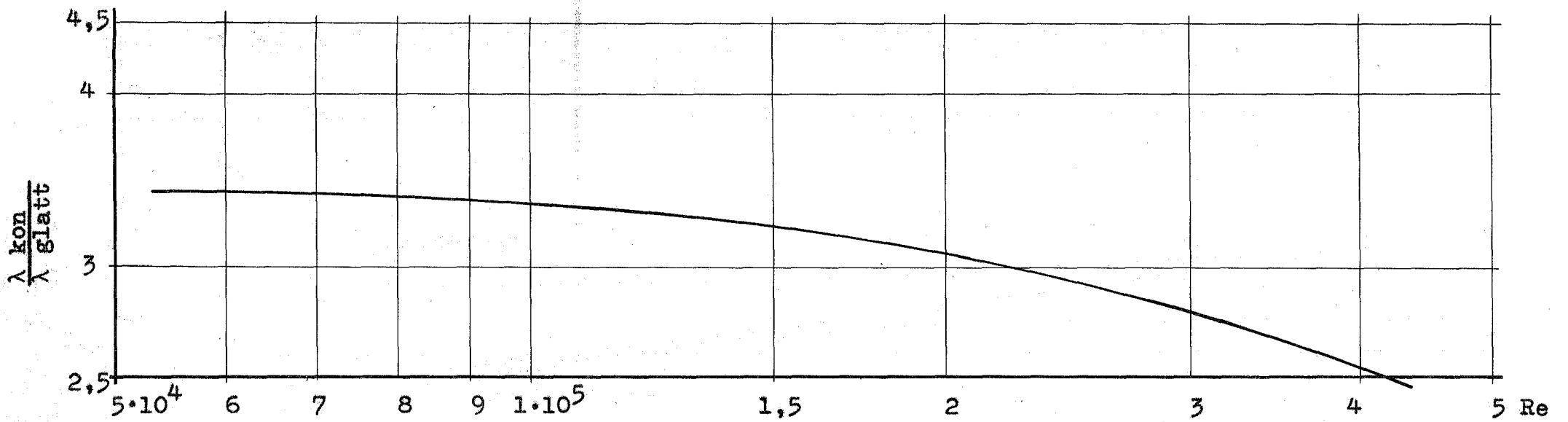


Abb. 25 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von Reynolds für 7-Stab Bündel mit konischer Oberfläche im Sechskantkanal

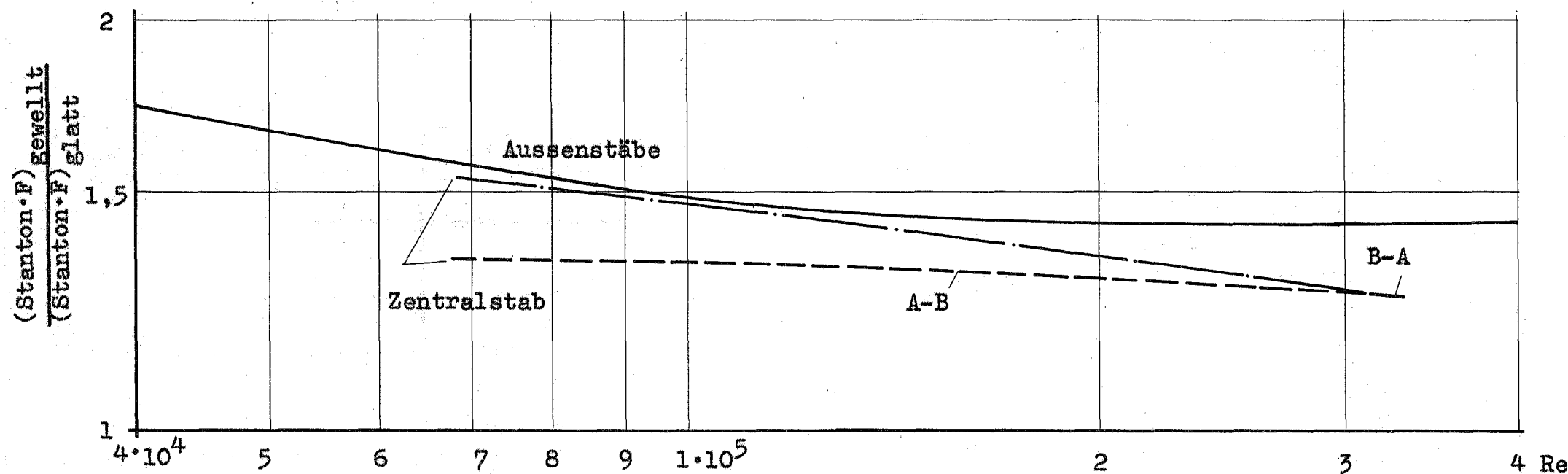
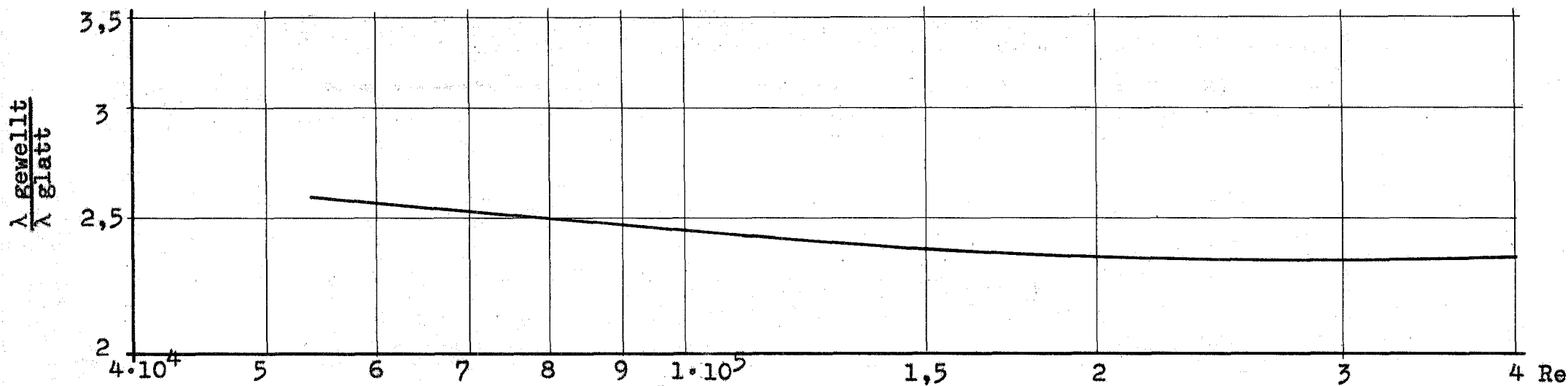


Abb. 26 Bezogener Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion von Reynolds für 7-Stab-Bündel mit gewellter Staboberfläche im Sechskantkanal

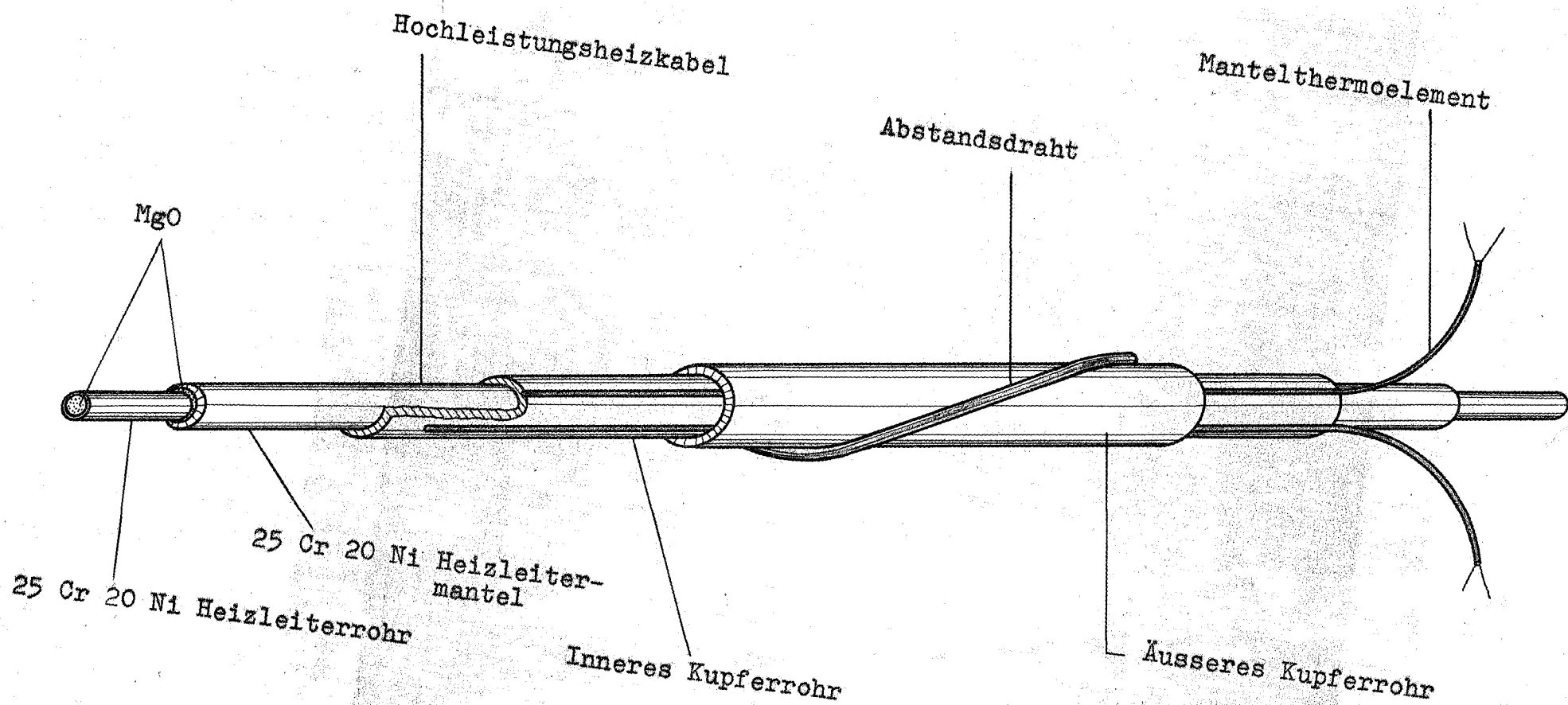
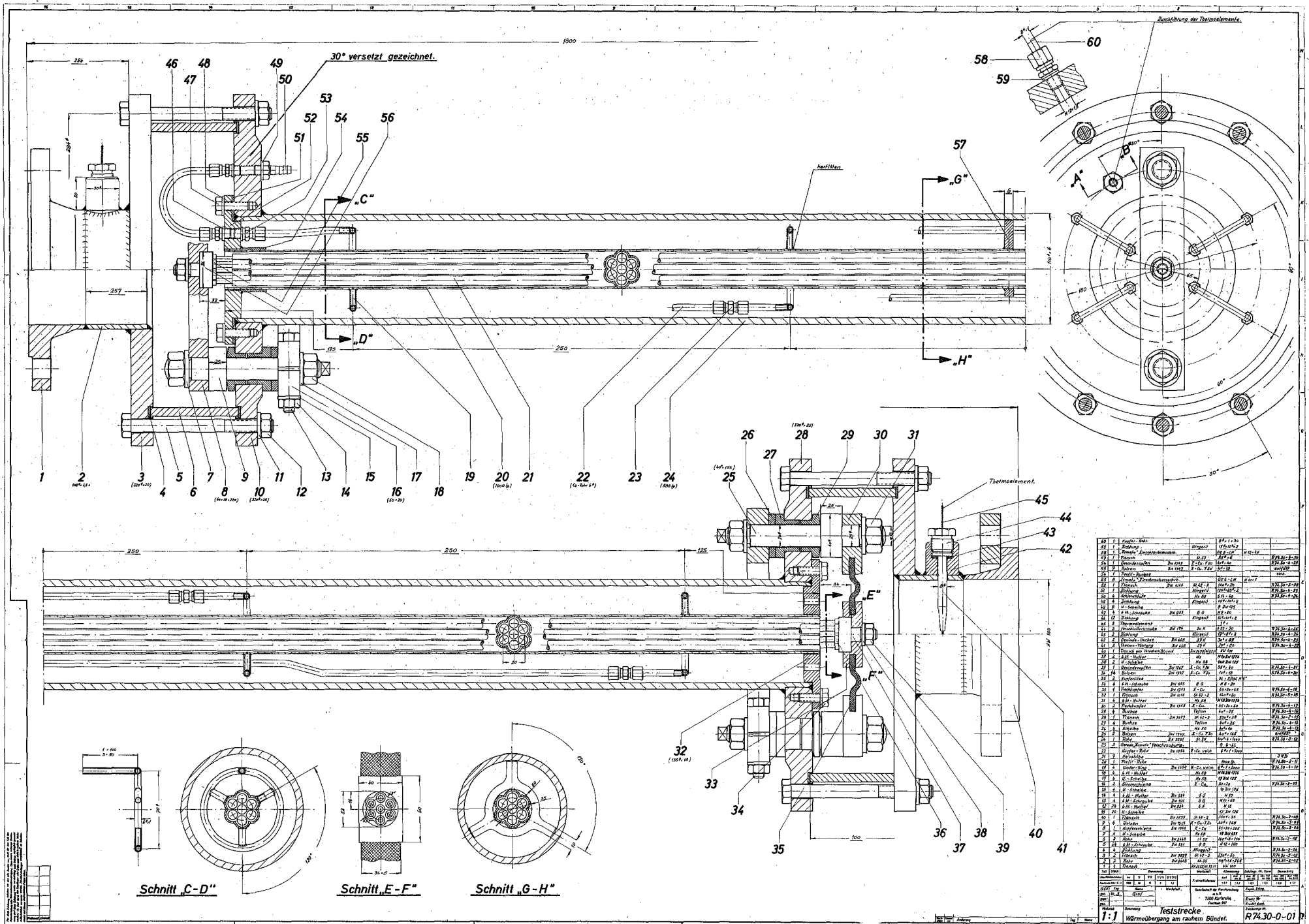


Abb.27 Darstellung des Heizleiters

Abb. 28 Schnitt durch die Versuchsstrecke



Pos.	Bezeichnung	Menge	Material	Norm	Zeichn.	Größe	Größe	Größe
1	Flansch	1	St 37	DN 100				
2	Flansch	1	St 37	DN 100				
3	Flansch	1	St 37	DN 100				
4	Flansch	1	St 37	DN 100				
5	Flansch	1	St 37	DN 100				
6	Flansch	1	St 37	DN 100				
7	Flansch	1	St 37	DN 100				
8	Flansch	1	St 37	DN 100				
9	Flansch	1	St 37	DN 100				
10	Flansch	1	St 37	DN 100				
11	Flansch	1	St 37	DN 100				
12	Flansch	1	St 37	DN 100				
13	Flansch	1	St 37	DN 100				
14	Flansch	1	St 37	DN 100				
15	Flansch	1	St 37	DN 100				
16	Flansch	1	St 37	DN 100				
17	Flansch	1	St 37	DN 100				
18	Flansch	1	St 37	DN 100				
19	Flansch	1	St 37	DN 100				
20	Flansch	1	St 37	DN 100				
21	Flansch	1	St 37	DN 100				
22	Flansch	1	St 37	DN 100				
23	Flansch	1	St 37	DN 100				
24	Flansch	1	St 37	DN 100				
25	Flansch	1	St 37	DN 100				
26	Flansch	1	St 37	DN 100				
27	Flansch	1	St 37	DN 100				
28	Flansch	1	St 37	DN 100				
29	Flansch	1	St 37	DN 100				
30	Flansch	1	St 37	DN 100				
31	Flansch	1	St 37	DN 100				
32	Flansch	1	St 37	DN 100				
33	Flansch	1	St 37	DN 100				
34	Flansch	1	St 37	DN 100				
35	Flansch	1	St 37	DN 100				
36	Flansch	1	St 37	DN 100				
37	Flansch	1	St 37	DN 100				
38	Flansch	1	St 37	DN 100				
39	Flansch	1	St 37	DN 100				
40	Flansch	1	St 37	DN 100				
41	Flansch	1	St 37	DN 100				
42	Flansch	1	St 37	DN 100				
43	Flansch	1	St 37	DN 100				
44	Flansch	1	St 37	DN 100				
45	Flansch	1	St 37	DN 100				

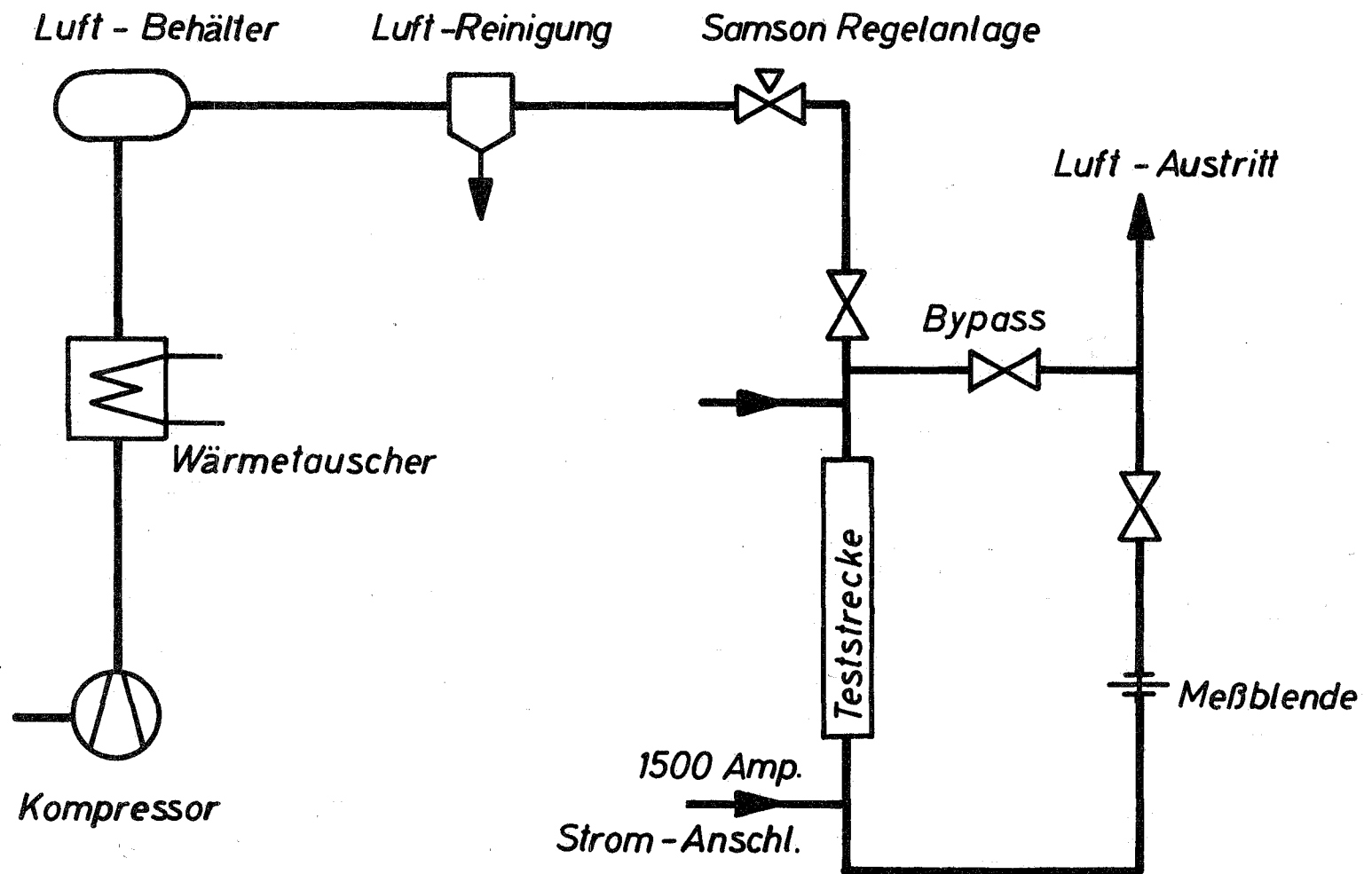


Abb.29 Schematische Darstellung des Versuchskreises