

KFK-EXT-4-68-16:2

(2 Ex.)

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Februar 1968

Externer Bericht

INR-4/68-16

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik

Gesellschaft für Kernforschung m.B.H.  
Zentralbibliothek

17. Mai 1968

Systematische experimentelle Untersuchung der Abhängigkeit des  
Druckverlustes von der geometrischen Anordnung für längs  
durchströmte Stabbündel mit Spiraldrahtabstandshaltern

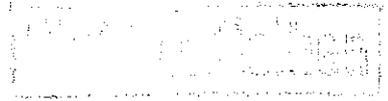
Klaus Rehme

Bitte ordnen

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe

Als Manuskript vervielfältigt.  
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor.

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Februar 1968

Externer Bericht

INR-4/68-16

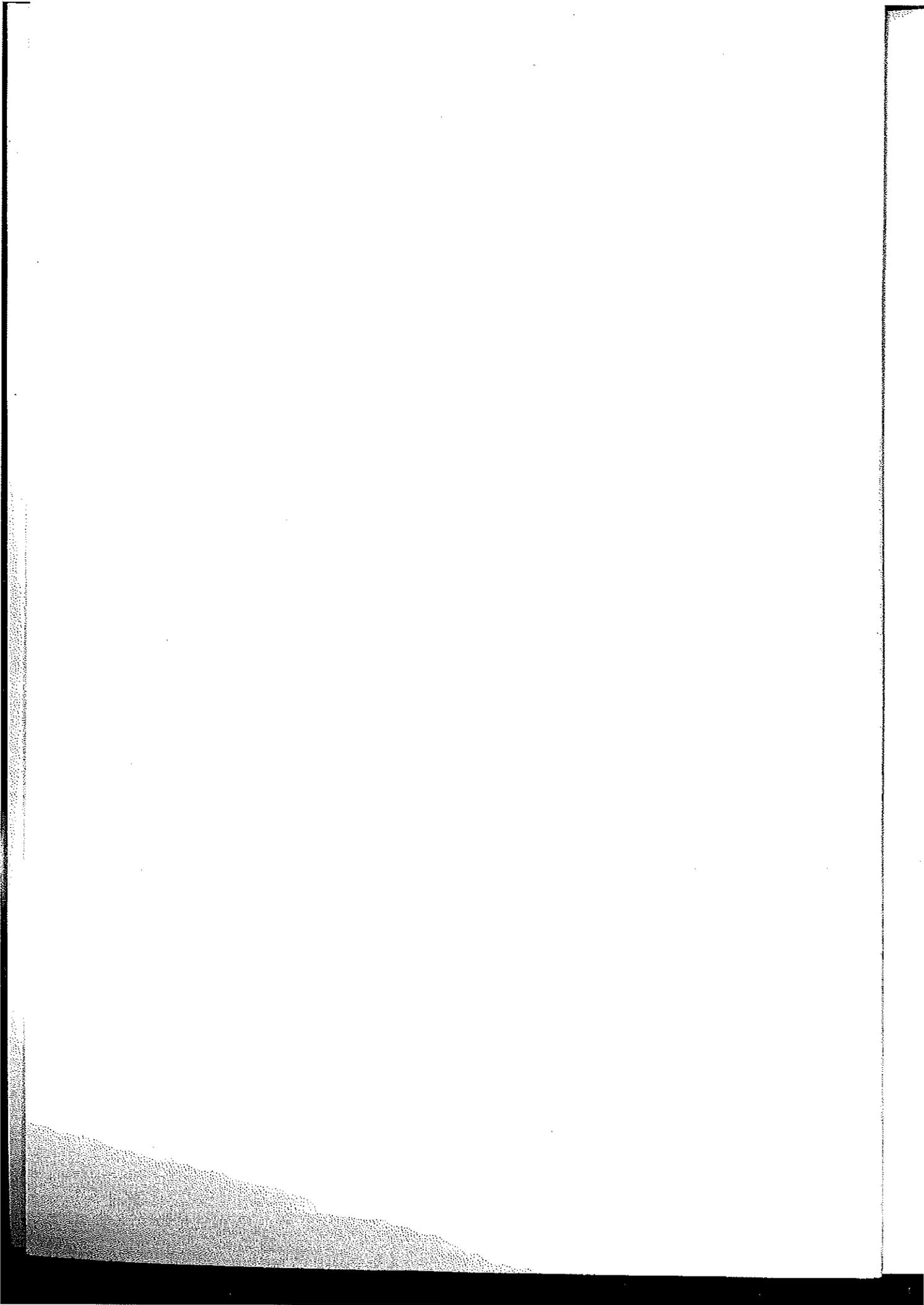
Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik

Systematische experimentelle Untersuchung der Abhängigkeit des  
Druckverlustes von der geometrischen Anordnung für längs  
durchströmte Stabbündel mit Spiraldrahtabstandshaltern

Klaus Rehme

<b>Büroexemplar</b>	Nr.
Gesellschaft für Kernforschung m.b.H. Karlsruhe	2

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe



## Übersicht

	Seite
1. Einleitung	1
2. Druckverlust in Stabbündeln mit Spiraldrähten	1
2.1. Parameter des Druckverlustes	1
2.2. Geometrische Anordnungen der Stabbündel	4
2.3. Literaturübersicht	5
2.3.1. Gemischte Stabbündel	5
2.3.2. Homogene Stabbündel	7
2.3.2.1. Quadratische Anordnungen	7
2.3.2.2. Hexagonale Anordnungen	8
2.4. Ergebnis der Literaturübersicht	9
3. Experimentelle Bestimmung des Druckverlustes in Stabbündeln mit Spiraldrähten	11
3.1. Auswahl der Parameter	11
3.2. Meßverfahren	12
3.3. Versuchsanlage und Versuchsdurchführung	14
3.3.1. Versuchsanlage	14
3.3.2. Meßanordnung	14
3.3.3. Durchführung der Messungen	16
3.4. Auswertungsverfahren	17
3.5. Versuchsergebnisse	19
4. Bestimmung der Abhängigkeit des Druckverlustes von den Parametern	22
4.1. Einfluß der Anzahl der Stäbe im Stabbündel	22
4.2. Einfluß der Steigung der Spiralen und des Abstandsverhältnisses der Stäbe	24
4.3. Ergebnisse	30

	Seite
5. Vergleich von Meßergebnissen aus der Literatur mit den eigenen Ergebnissen	34
5.1. Ergebnisse von BISHOP, NELSON und McCABE	34
5.2. Ergebnisse von MÖLLER	35
5.3. Ergebnisse von HOMEISTER, McDANIEL und YAGLE	35
5.4. Ergebnisse von SUTHERLAND	36
6. Zusammenfassung	38
7. Verwendete Symbole	39
8. Literatur	42
9. Abbildungen und Diagramme	

## 1. Einleitung

In der Literatur findet man verschiedene Untersuchungen über den Druckverlust in längs angeströmten Stabbündeln mit Spiraldrähten bzw. Spiralrippen als Abstandshalter.

Diese Untersuchungen waren notwendig für Projektierungsunterlagen in der Reaktortechnik. Für Stabbündelbrennelemente, wie sie besonders in Schnellbrutreaktoren verwendet werden, ist der Spiraldraht bzw. die Spiralrippe als Abstandshalter neben den Gitterstandshaltern eine interessante Variante.

Da sich wegen der Vielfalt der geometrischen Parameter aus der Literatur keine allgemein gültigen Beziehungen über die Abhängigkeit des Druckverlustes von der Geometrie herleiten lassen, soll in dieser Arbeit versucht werden, durch eine systematische experimentelle Untersuchung allgemein gültige Beziehungen zu gewinnen. Im Hinblick auf dieses Ziel werden folgende Parameter variiert:

1. Die Steigung der Spiralen,
2. das Abstandsverhältnis der Stäbe
- und 3. die Anzahl der Stäbe im Bündel.

## 2. Der Druckverlust in Stabbündeln mit Spiraldrähten

### 2.1. Parameter des Druckverlustes

Der Druckverlust in Stabbündeln mit Spiraldrähten läßt sich mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie in dimensionslosen Kenngrößen wie folgt darstellen:

$$Eu = f \left( Re, Ma, \frac{L}{D_h}, \frac{P}{D}, \frac{P}{H}, \frac{\epsilon}{D}, K_Z, K_G, \frac{T}{T_B} \right) \quad (1)$$

Die Euler-Zahl  $Eu$  ist als Verhältnis der Druckkräfte zu den Trägheitskräften der Strömung definiert.

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2}$$

In der Reynoldszahl

$$Re = \frac{\rho w}{\eta} D_h \quad (3)$$

werden die strömungstechnischen Bedingungen berücksichtigt. Das sind neben den Stoffgrößen des Strömungsmediums (Dichte  $\rho$  und Zähigkeit  $\eta$ ) die Strömungsgeschwindigkeit  $w$  und als charakteristische Länge der hydraulische Durchmesser  $D_h$ . Der hydraulische Durchmesser wird üblicherweise für nichtkreisförmige Strömungsquerschnitte im Vergleich zur Rohrströmung wie folgt definiert:

$$D_h = \frac{4 F_{Str}}{U_{ges}}, \quad (4)$$

dabei bedeutet  $F_{Str}$  den Strömungsquerschnitt und  $U_{ges}$  den gesamten benetzten Umfang.

Die Mach-Zahl, definiert als Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit

$$Ma = \frac{w}{w_s} \quad (5)$$

spielt nur bei kompressiblen Strömungsmedien eine Rolle. Da sich diese Untersuchung auf inkompressible Strömungen beschränkt, entfällt sie. Bei kompressiblen Strömungsmedien ist der Einfluß der Machzahl für  $Ma < 0,3$  - das sind fast alle technisch interessierenden Fälle - vernachlässigbar.

Für voll ausgebildete turbulente Strömung ist der Druckverlust dem Verhältnis von Länge des durchströmten Bündels  $L$  zum hydraulischen Durchmesser  $D_h$  direkt proportional. In dieser Untersuchung sollen keine Einlauf- und Anlaufeffekte berücksichtigt werden.

Der Einfluß des Verhältnisses Wandtemperatur  $T_w$  zur mittleren Temperatur des Strömungsmediums  $T_B$  spielt nur bei beheizten bzw. gekühlten Wänden eine Rolle; da sich die Untersuchung auf den isothermen Fall bezieht, entfällt der Einfluß. Das Verhalten von rauhen Oberflächen soll nicht Gegenstand der Arbeit sein, der Parameter  $\frac{\epsilon}{D}$  entfällt.

Wichtig für die Größe des Druckverlustes sind das Verhältnis  $\frac{P}{H}$  -Mittenabstand der Stäbe P zur Steigung der Spiralen H- und das Verhältnis  $\frac{P}{D}$  -Mittenabstand der Stäbe P zum Stabdurchmesser D. Beide Parameter berücksichtigen die Geometrie des Stabbündels. Die Stabzahl Z wird durch einen weiteren Parameter  $K_Z$  berücksichtigt. Allgemein berücksichtigt  $K_Z$  das Verhältnis von Kanalwand zur Bündelwandung.

Weitere Auswirkungen der Geometrie sollen in dem Parameter  $K_G$  zusammengefaßt werden. Die unterschiedlichen geometrischen Anordnungen sollen -auch zum Verständnis der Literaturübersicht- weiter unten kurz erläutert werden.

Mit diesen Einschränkungen wird aus Gl. (1)

$$Eu = f \left( Re, \frac{L}{D_h}, \frac{P}{D}, \frac{P}{H}, K_Z, K_G \right) \quad (6)$$

Üblicherweise wird für den Druckverlust in Anlehnung an die Rohrreibung ein Druckverlustbeiwert  $\lambda$  definiert

$$\Delta P_R = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} w^2 \quad (7)$$

Aus Gl. (6) und (7) erhält man

$$\lambda = f \left( Re, \frac{P}{D}, \frac{P}{H}, K_Z, K_G \right) \quad (8)$$

In der Literatur werden Meßergebnisse häufig durch eine Gleichung der Form

$$\lambda = A Re^{-n} \quad (9)$$

wiedergegeben. Die so gewonnenen Druckverlustbeiwerte sind dann nur gültig für die speziell untersuchte Geometrie. Während die Steigung der Spiralen in Gl. (9) unberücksichtigt bleibt, wird

in  
1  
5

das Abstandsverhältnis der Stäbe  $\frac{P}{D}$  im hydraulischen Durchmesser berücksichtigt. Im allgemeinen reicht jedoch der hydraulische Durchmesser nicht aus, um verschiedene Abstandsverhältnisse  $\frac{P}{D}$  zu kennzeichnen, wie sich aus verschiedenen Literaturangaben [1], [2], [3] schließen läßt.

## 2.2. Geometrische Anordnungen der Stabbündel

Man kann zunächst viereckige (quadratische) -Abb. (1a)- und dreieckige (hexagonale) -Abb. (1b)- Anordnung der Stäbe unterscheiden.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist die Art, wie die Stäbe in ihrer Lage fixiert werden. Falls der Drahtdurchmesser bzw. die Rippenhöhe gleich dem Abstand der Stäbe ist -Abb. (1c)-, wird der Stab am Draht bzw. an der Rippe abgestützt.

Andererseits kann man die Stäbe gegeneinander fixieren, indem sich Draht auf Draht bzw. Rippe auf Rippe abstützen, -Abb. (1d). Dann ist der Drahtdurchmesser bzw. die Rippenhöhe gleich dem halben Abstand der Stäbe.

Die Anordnungen können außerdem nach dem Drehsinn der Spiralen unterschieden werden. Haben alle Spiraldrähte bzw. Spiralrippen den gleichen Drehsinn, werden die Stabbündel homogen genannt -Abb. (1c) und (1d)-.

Im Gegensatz dazu sind gemischte Stabbündel aus Stäben mit entgegengesetztem Drehsinn zusammengesetzt -Abb. (1e)-. Dabei können auch einzelne Stäbe ohne Spiraldraht eingebaut werden.

Ein weiteres Kennzeichen einer Anordnung ist schließlich die Kanalform, in die die Stäbe eingesetzt werden. Hierfür kommen in Betracht in erster Linie für die quadratische Anordnung Kanäle mit quadratischem Querschnitt, für die hexagonale Anordnung Sechskantkanäle; außerdem -besonders für kleine Stabzahlen- Rohre und Wellrohre.

## 2,3. Literaturübersicht

### 2.3.1. Gemischte Stabbündel

Gemischte Stabbündel mit Spiraldrähten wurden von verschiedenen Autoren untersucht.

SHIMAZAKI, FREEDE [4] untersuchen 7 Stäbe im Rohr mit Wasser. 6 Stäbe haben einen eingängigen Spiraldraht. Für ein Abstandsverhältnis der Stäbe  $\frac{P}{D} = 1,113$  und eine Steigung der Spiralen  $H = 254$  mm geben die Autoren ihre Meßergebnisse für  $Re = 8 \times 10^3 + 10^5$  mit folgender Beziehung an :

$$\lambda = 0,1504 Re^{-0,1}. \quad (10)$$

Von WATERS [5] werden ebenfalls 7 Stäbe, von denen die sechs äußeren Stäbe mit eingängigen Spiraldrähten bewickelt sind, mit Wasser im Rohr untersucht. Für das Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D} = 1,2$  stellt WATERS den Einfluß der Spiralensteigung auf den Druckverlust fest. Dazu verwendet er vier verschiedene Steigungen:  $H = 50,8 - 101,6 - 254 - 457$  mm. Der untersuchte Reynoldsbereich liegt zwischen  $Re = 1,5 \times 10^4$  und  $1,6 \times 10^5$ . Für das Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D} = 1,11$  untersucht der Autor fünf verschiedene Steigungen:  $H = 50,8 - 63,5 - 101,6 - 254 - 457$  mm. Der untersuchte Reynoldsbereich ist  $Re = 2,5 \times 10^4 + 7 \times 10^4$ . Die Ergebnisse stellt der Autor in Diagrammen  $\lambda = f(Re)$  dar. Für die verschiedenen Steigungen lassen sich die Ergebnisse als

$$\lambda(H) = A(H) Re^{-n(H)} \quad (11)$$

darstellen. Die Exponenten von  $Re$  liegen für alle Untersuchungen

$$0,15 < n < 0,22 .$$

Der Autor versucht außerdem, die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Steigung  $H$  mathematisch zu erfassen. Dazu definiert er einen Widerstandsbeiwert. Seine Ansätze führen jedoch zu keinem befriedigendem Ergebnis.

MÖLLER [6] [7] untersucht den Einfluß der Spiralensteigung auf den Druckverlust an einem Stabbündel mit 37 Stäben, von denen 24 Stäbe mit eingängigen Spiraldrähten bewickelt sind. Das Abstandsverhältnis der Stäbe beträgt  $\frac{P}{D} = 1,245$ . Die Stäbe waren in einem Sechskantkanal eingesetzt. Für die Meßergebnisse mit Luft als Strömungsmedium über  $Re = 2 \times 10^4 + 2 \times 10^5$  gibt der Autor folgende Gleichungen an

$$H = 50 \text{ mm} \quad \lambda = 0,4 \quad Re^{-0,2} \quad (12)$$

$$H = 100 \text{ mm} \quad \lambda = 0,218 \quad Re^{-0,2} \quad (13)$$

$$H = 150 \text{ mm} \quad \lambda = 0,178 \quad Re^{-0,2} \quad (14)$$

Außerdem wird von MÖLLER ein Stabbündel mit 19 Stäben, von denen 12 Stäbe mit eingängigem Spiraldraht bewickelt sind, mit Luft in einem Sechskantkanal untersucht.

Das Abstandsverhältnis ist  $\frac{P}{D} = 1,28$ , die Spiralensteigung  $H = 140$  mm. Die Ergebnisse für  $Re = 1,6 \times 10^5 + 3,5 \times 10^5$  werden zu

$$\lambda = 0,202 Re^{-0,2} \quad (15)$$

angegeben.

Ein Bündel von 7 Stäben, von denen die 6 äußeren je einzweigängigen Spiraldraht haben, wird von SUTHERLAND [8] untersucht ( $\frac{P}{D} = 1,14$ ). Die Stäbe sind in einem Wellrohrkanal eingesetzt. Für  $Re = 2 \times 10^4 + 1,4 \times 10^5$  werden folgende Verhältnisse von Spiralensteigung  $H$  zu Stabdurchmesser  $D$   $\frac{H}{D} = \infty - 36 - 24 - 12$  untersucht.

## 2.3.2. Homogene Stabbündel

### 2.3.2.1. Quadratische Anordnungen

COOPER [9] untersucht ein Stabbündel mit 25 Stäben. Das Abstandsverhältnis beträgt  $\frac{P}{D} = 1,143$ . Alle Stäbe sind mit einem Spiraldraht aus Flachdraht von elliptischem Querschnitt mit einer Steigung von  $H = 152,4$  mm ausgerüstet. Die Untersuchungen mit Wasser für einen Bereich von  $Re = 1,5 \times 10^3 + 7,5 \times 10^3$  werden in einem Diagramm dargestellt, in dem der gemessene Druckverlust über der Reynoldszahl aufgetragen ist.

HOMeister, McDANIEL und YAGLE [10] teilen Meßergebnisse mit für drei verschiedene Stabbündel mit 144 Stäben. Die Experimente sind mit Wasser durchgeführt worden. Das Abstandsverhältnis der Stäbe ist  $\frac{P}{D} = 1,279$ . Der Abstandshalter ist für zwei Bündel eine eingängige Spiralrippe. Die Autoren untersuchen für  $Re = 7 \times 10^3 + 6 \times 10^4$  eine Rippensteigung  $H = 152,4$  mm und für  $Re = 10^3 + 6 \times 10^4$  eine Rippensteigung  $H = 203,2$  mm. Ein Stabbündel mit einem Spiraldraht ( $\frac{P}{D} = 1,285$ ) von der Steigung  $H = 152,4$  mm untersuchen die Autoren für  $Re = 10^3 + 6 \times 10^4$ .

mm.

Über die gleichen Untersuchungen berichten McNOWN, YAGLE und SPENGOS [11]. Sie teilen außerdem Ergebnisse mit für ein Bündel von 144 Stäben mit eingängigem Spiraldraht von  $H = 152,4$  mm Steigung und ein Abstandsverhältnis der Stäbe  $\frac{P}{D} = 1,108$ .

Alle Ergebnisse in [10] und [11] sind in Diagrammen dargestellt, in denen über der Reynoldszahl  $Re$  das Verhältnis gemessener Druckverlust über eine bestimmte Länge  $\Delta H = \frac{4P}{L}$  zum Quadrat des Durchsatzes  $Q$  aufgetragen ist.

1,14.)  
= 1,4x1  
sser D

Der Druckverlustbeiwert  $\lambda$  ist dem Verhältnis  $\Delta H/Q^2$  direkt proportional. Man erhält den Druckverlustbeiwert durch Multiplikation von  $\Delta H/Q^2$  mit einem Faktor, der die geometrischen Konstanten ( $F_{Str}; D_h$ ) berücksichtigt. Diese Darstellung wird von den Autoren gewählt, weil die Meßergebnisse einige lokale Verluste enthalten und die Darstellung eines Druckverlustbeiwertes in üblichem Sinne den Autoren daher nicht sinnvoll erscheint.

### 2.3.2.2. Hexagonale Anordnungen

An einem Stabbündel aus 12 Stäben mit eingängiger Spirale von  $H = 152,4$  mm messen MATZNER und BIDERMAN [12] den Druckverlust. Das Abstandsverhältnis beträgt  $\frac{P}{D} = 1,05$ . Die Stäbe werden in einem Kanal, dessen Querschnitt ein Parallelogramm ist, eingesetzt. Strömungsmedium ist Druckwasser. Die Meßergebnisse werden in einem Diagramm dargestellt, in dem der gemessene Druckverlust über dem Durchsatz aufgetragen ist.

MÖLLER [6] untersucht ein Stabbündel mit 61 Stäben mit  $\frac{P}{D} = 1,167$ . Die Steigung der eingängigen Spiralen beträgt  $H = 150$  mm. Die Meßwerte werden an einem Sechskantkanal mit Wasser und Luft als Strömungsmedium für  $Re = 1,6 \times 10^4 + 1,6 \times 10^5$  gewonnen. Der Autor gibt folgende Gleichung an

$$\lambda = 0,32 Re^{-0,24} \quad (16)$$

Von MÖLLER werden zwei Stabbündel untersucht mit dreigängigen Spiralen; dabei ist die Abstützung Draht auf Draht bzw. Rippe auf Rippe.

Für ein Stabbündel mit 61 Stäben mit Spiraldrähten,  $H = 450$  mm  $\frac{P}{D} = 1,167$ , das im Sechskantkanal mit Wasser und Luft ausgemessen wird, findet MÖLLER

$$\lambda = 0,26 Re^{-0,24} \quad (17)$$

für  $Re = 1,4 \times 10^4 + 1,7 \times 10^5$ .

Für ein 19-Stab-Bündel mit dreigängigen Spiralrippen von  $H = 450$  mm Steigung,  $\frac{P}{D} = 1,34$ , wird als Ergebnis

$$\lambda = 0,185 Re^{-0,2} \quad (18)$$

für  $Re = 5 \times 10^4 + 2 \times 10^5$  angegeben.

Über eine umfangreiche Untersuchung wird von BISHOP, NELSON und McCABE [13] berichtet. Es werden homogene Stabbündel mit 19 Stäben untersucht, von denen 18 Stäbe mit einem eingängigen Spiraldraht bewickelt sind. In einem Sechskantkanal werden verschiedene Steigungen und Abstandsverhältnisse mit Wasser als Strömungsmedium untersucht.

Für ein Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D} = 1,205$  werden vier Steigungen  $H = 101,6 - 203,2 - 304,8 - 381$  mm, für die Steigung  $H = 304,8$  mm werden außerdem die Abstandsverhältnisse  $\frac{P}{D} = 1,119 - 1,179 - 1,263$  untersucht. Die Meßergebnisse für den Reynoldszahlbereich  $Re = 10^4 \div 7 \times 10^4$  sind in Diagrammen  $\lambda = f(Re)$  dargestellt. Die Autoren finden, daß die Druckverlustbeiwerte in dem untersuchten Bereich parallel zu den Druckverlustbeiwerten des glatten Rohres liegen,

$$\lambda = K \left( \frac{P}{D}; H \right) Re^{-0,2} \quad (19)$$

Der Faktor  $K$  wächst mit steigendem  $\frac{P}{D}$  - Verhältnis und mit kleinerer Steigung  $H$ .

#### 2.4. Ergebnis der Literaturübersicht

In der Abb. (2) sind die in der Literatur gefundenen Angaben für die gemischten Stabbündel, in Abb. (3) für die homogenen Stabbündel zusammengestellt als Diagramm  $\lambda = f(Re)$ . Dazu wurden die Meßwerte, die nicht als  $\lambda = f(Re)$  angegeben waren, umgerechnet. Zum Vergleich ist die Kurve für das glatte Rohr nach [16] eingetragen.

Man sieht, daß zwar viele Ergebnisse über den Druckverlust von Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern vorhanden sind, daß jedoch der Einfluß der einzelnen Parameter auf den Druckverlust mathematisch nicht erfaßt werden kann, da keine systematische Untersuchung vorliegt.

Aus den Ergebnissen geht allgemein nur folgendes hervor:

- 1) Der Druckverlust steigt mit kleinerer Steigung der Spiralen,
- 2) der Druckverlust steigt mit größerem Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D}$ .

Eine Aussage über den Einfluß der Stabzahl ist nicht möglich, da keine vergleichbaren Ergebnisse vorliegen.

De STORDEUR versucht in seiner Arbeit [15] den Einfluß der Spiralensteigung auf den Druckverlust zu erfassen. Aus den ihm vorliegenden Meßergebnissen rechnet er einen Widerstandsbeiwert (drag coefficient) aus. Diese Widerstandsbeiwerte stellt er in einem Diagramm über der Reynoldszahl des Drahtes dar. Die von dem Autor errechneten Widerstandsbeiwerte streuen um die angegebene gemittelte Abhängigkeit von der Reynoldszahl des Drahtes um  $\pm 40\%$ . Würde man nach der Methode von de STORDEUR neuere Meßergebnisse auswerten, so würde sich der Streubereich der Daten noch erheblich erweitern.

Eine besondere Schwierigkeit scheint in der Messung des statischen Druckes an der Kanalwand zu liegen [7] [12] [10] [11] [15], da wegen der Spiraldrähte die Strömung nicht parallel zu den Kanalwänden verläuft. Wird der statische Druck durch eine Bohrung an der Kanalwand gemessen, so werden die Meßergebnisse durch einen je nach der Steigung der Spiralen mehr oder weniger großen Staudruckanteil verfälscht.

Für eigene Untersuchungen sollte daher ein Meßverfahren angewendet werden, das diese Fehlerquelle möglichst ausschließt. Außerdem sollte der Einfluß der Stabzahl im Bündel auf den Druckverlust untersucht werden, da bislang hierüber keine Aussagen möglich sind.

Wesentliches Ziel sollte jedoch sein, durch Variation der Parameter Spiralensteigung  $H$  und Abstandsverhältnis der Stäbe  $\frac{P}{D}$  den Einfluß dieser Parameter auf den Druckverlust mathematisch zu erfassen. Dabei sollte der Reynoldsbereich der Untersuchungen möglichst groß gewählt werden, um eine allgemein gültige Abhängigkeit für einen großen Bereich zu erhalten.

### 3. Experimentelle Bestimmung des Druckverlustes in Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern.

#### 3.1. Auswahl der Parameter

Um die Vielfalt der möglichen geometrischen Anordnungen [s. 2.2] auf ein vernünftiges Maß zu beschränken, sind die Experimente nur an homogenen Stabbündeln in hexagonaler Anordnung durchgeführt worden. Dabei waren die Stäbe mit eingängigen Spiraldrähten bewickelt, wobei der Drahtdurchmesser gleich dem Abstand der Stäbe war.

Diese Auswahl ist im Hinblick auf einen technisch sicheren und einfachen Aufbau eines Subassemblies für einen Schnellbrutreaktor getroffen worden. Die Vorzüge der gewählten Anordnung seien kurz erläutert.

Die hexagonale Anordnung hat gegenüber der quadratischen den kühlungstechnischen Vorteil eines größeren Stababstandes bei gleichem Kühlmittelanteil im Stabbündel. Bei einem homogenen Stabbündel ist der Zusammenbau einfacher, da nur Stäbe mit gleichem Drehsinn der Spiraldrähte verwendet werden. Die Abstützung der Stäbe ist durch einen Spiraldraht, dessen Durchmesser gleich dem Stababstand ist, immer gewährleistet. Eine gleich große Sicherheit in der Abstützung hat man bei der Verwendung einer Abstützung von Draht auf Draht bzw. Rippe auf Rippe nicht. Wenn sich z.B. ein einzelner Stab gegenüber den Nachbarstäben verdreht -dieser Fall ist besonders wahrscheinlich unter der Temperatureinwirkung im Betrieb eines Reaktors-, ist keine Abstützung mehr vorhanden, da die Drähte bzw. Rippen aneinander vorbeidrehen.

Um den Einfluß des Abstandsverhältnisses  $\frac{P}{D}$  auf den Druckverlust zu untersuchen, werden Stabbündel mit fünf verschiedenen Abstandsverhältnissen untersucht. Dabei wird stets der gleiche Stabdurchmesser verwendet. Mit dem Drahtdurchmesser  $d_S$  ist

$$\frac{P}{D} = \frac{D + d_S}{D} \quad (19)$$

Es wurden mit  $D = 12$  mm Durchmesser gewählt

$d_S$ (mm)	$\frac{P}{D}$
5	1,417
4,1	1,342
3,3	1,275
2,8	1,233
1,5	1,125

Für die fünf gewählten Abstandsverhältnisse wurde die Spiralensteigung  $H$  jeweils variiert zu:

$$H = 100, 150, 200, 300 \text{ und } 600 \text{ mm}$$

Bei diesen verschiedenen Stabbündeln wurden jeweils drei verschiedene Stabzahlen im Stabbündel untersucht. Die Zahl der Stäbe  $Z$  war für das Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D} = 1,125$  -  $Z = 19, 37$  und  $61$  Stäbe, für die vier übrigen Abstandsverhältnisse jeweils  $Z = 7, 19$  und  $37$  Stäbe.

### 3.2. Meßverfahren

Wie in 2.4. erwähnt, ist die Entnahme des Druckes an der Kanalwand zur Messung des statischen Druckes recht unsicher. In Vorversuchen wurde deshalb geprüft, ob dieses Verfahren Ergebnisse mit ausreichender Genauigkeit liefert. Es wurde festgestellt, daß

die Geschwindigkeitskomponenten der Strömung in Richtung auf die Kanalwand in Form des Staudruckes mitgemessen werden. Um diese Unsicherheit auszuschließen, wurde ein Meßverfahren mit zwei verschieden langen Stabbündeln gewählt.

An zwei verschieden langen Stabbündeln wird der Gesamtdruckverlust

$$\Delta P_{\text{ges}} = \Delta P_{\text{R}} + \Delta P_{\text{E}} + \Delta P_{\text{A}} \quad (20)$$

gemessen. Der Gesamtdruckverlust  $\Delta P_{\text{ges}}$  setzt sich zusammen aus dem hier interessierenden Druckverlust  $\Delta P_{\text{R}}$ , dem Eintrittsdruckverlust  $\Delta P_{\text{E}}$  und dem Austrittsdruckverlust  $\Delta P_{\text{A}}$ .

Es wird angenommen, daß bei Stabbündeln, die abgesehen von der unterschiedlichen Länge völlig gleich sind, die Eintritts- und Austrittsverluste gleich sind. Diese Annahme ist sicherlich berechtigt, wenn das kürzere Stabbündel mindestens so lang ist, daß Einlaufeffekte abgeklungen sind. Eine Länge von etwa 60 hydraulischen Durchmessern ist bei isothermen Strömungen dafür sicherlich ausreichend [7] [8].

Die Differenz der Gesamtdruckverluste des langen Stabbündels  $\Delta P_{\text{gesL}}$  und des kurzen Stabbündels  $\Delta P_{\text{gesK}}$  bei der gleichen Reynoldszahl ergibt dann den Druckverlust  $\Delta P_{\text{R}}$  für die Längendifferenz.

$$\Delta P_{\text{R4L}} = \Delta P_{\text{gesL}} - \Delta P_{\text{gesK}} \quad (21)$$

Mit Gl. (7) kann dann der Druckverlustbeiwert  $\lambda$  bestimmt werden.

$$\lambda = \frac{\Delta P_{\text{R4L}} 4L}{\frac{4L}{D_h} \frac{\rho}{2} w^2} \quad (22)$$

### 3.3. Versuchsanlage und Versuchsdurchführung

#### 3.3.1. Versuchsanlage

Als Versuchsanlage wurde ein Wasserversuchsstand verwendet, der im Kreislauf arbeitet (Kreislaufschema siehe Abb. 4).

Aus einem Vorratsbehälter wird das Kreislaufwasser von einer Kreiselpumpe angesaugt und über einen Kühler, in dem die in der Pumpe zugeführte Wärmemenge abgeführt wird, durch die horizontale Teststrecke gedrückt. Die Regelung der Wassermenge, die die Teststrecken durchläuft, wird teils über einen Bypass, teils durch Drosselung durchgeführt. Die Drosselung wird mit zwei Keilovalschiebern durchgeführt, die Bypassregelung erfolgt über Ventile. Vor der Teststrecke wird der Durchsatz und die Wassertemperatur gemessen, eine weitere Temperaturmeßstelle liegt unmittelbar hinter der Teststrecke.

Die Kreiselpumpe fördert im Nennbetrieb  $Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$  Wasser mit einer Förderhöhe von  $H = 120 \text{ m}$ .

#### 3.3.2. Meßanordnung

Die Teststrecke hat eine Länge von  $L = 1500 \text{ mm}$ . Die Sechskantkanäle wurden mit Kunstharz in Rohre um einen Sechskantkern gegossen. Durch die geschliffene Oberfläche der Kerne wurde eine einwandfrei glatte Oberfläche der Sechskantkanäle erzielt.

In diese Kanäle wurden die Stäbe in der entsprechenden Anzahl eingesetzt. Die Stäbe sind aus gezogenem Edelstahl von  $D = 12 \text{ mm}$  Durchmesser hergestellt. Die Länge der Stäbe beträgt  $L_1 = 940 \text{ mm}$  für die langen und  $L_k = 640 \text{ mm}$  für die kurzen Stäbe. Die Stäbe wurden mit Drähten aus einer Aluminiumlegierung von unterschiedlichem Durchmesser bewickelt. Dabei wird der Draht am oberen Ende des Stabes -in Strömungsrichtung gesehen- in einer Bohrung vernietet. Am unteren Ende wird der Draht durch eine Spannvorrichtung angezogen, damit er überall an der Staboberfläche anliegt.

Um die Stäbe im Kanal genau zu fixieren, werden sie mit Hilfe von Stegen, die durch eingefräste Nuten der Stäbe geschoben werden, gegen Zylinderstifte abgestützt. Die Stege stützen sich auf dem Flansch des Strömungskanals ab.

Dem Sechskantströmungskanal wird eine  $L = 300$  mm lange Strömungsberuhigungsstrecke vorgeflanscht. Diese Strecke besteht im wesentlichen aus einer Lochscheibe, die einen evtl. vorhandenen Drall in der Strömung vernichten soll.

Der Durchfluß wird mit einem induktiven Durchflußmesser gemessen. Um einen möglichst großen Meßbereich mit genügender Genauigkeit zu erhalten, kann der Endausschlag des Anzeigegerätes durch Steck-einschübe variiert werden. Folgende Meßbereiche standen zur Verfügung:

I	0 - 600 l/min	umschaltbar auf	0 - 1200 l/min
II	0 - 2,5 m <sup>3</sup> /min	umschaltbar auf	0 - 5 m <sup>3</sup> /min
III	0 - 3 m <sup>3</sup> /min	umschaltbar auf	0 - 6 m <sup>3</sup> /min
IV	0 - 5 m <sup>3</sup> /min	umschaltbar auf	0 - 10 m <sup>3</sup> /min.

Der vom Hersteller gewährleistete maximale Meßfehler liegt bei 1 % vom eingestellten Meßbereichsendwert. Es ist aus der Literatur [19] bekannt, daß induktive Durchflußmesser (Seriengeräte) bei sorgfältiger Justierung und entsprechender Wartung in der Regel einen wesentlich kleineren Anzeigefehler haben.

Der Gesamtdruckverlust wurde durch Differenzdruckmessung des statischen Druckes vor und hinter der Teststrecke durchgeführt. Die Meßstelle für den statischen Druck vor dem Eintritt in das Stabbündel war am Ende der Strömungsberuhigungsstrecke angebracht. Der statische Druck hinter den Teststrecken wurde durch Einzelanbohrungen des Strömungskanals gemessen. Der Durchmesser der Druckanzapfstellen betrug 0,8 mm.

Über Schlauchleitungen mit Schnellverschlußkupplungen wurden Differenzdrücke bis etwa 18 m WS auf U-Rohr-Manometer zur Anzeige übertragen. Als Sperrflüssigkeiten wurden verwendet

- |                              |                     |                    |  |
|------------------------------|---------------------|--------------------|--|
| a) Dichloräthan gegen Wasser | $\rho_{Sp} = 0,253$ | kp/dm <sup>3</sup> | bei $t_M = 20^\circ C$   |
| b) Bromoform                 | "                   | "                  | $\rho_{Sp} = 1,875$ kp/dm <sup>3</sup> bei $t_M = 20^\circ C$  |
| c) Quecksilber               | "                   | "                  | $\rho_{Sp} = 12,548$ kp/dm <sup>3</sup> bei $t_M = 20^\circ C$ |

Größere Differenzdrücke als etwa 18 m WS wurden durch Einzelmessung der statischen Drücke vor und hinter der Teststrecke mit entlüfteten Rohrfedermanometern gemessen. Die Rohrfedermanometer haben einen Anzeigefehler von 0,1 % vom Endausschlag ( $P_{max} = 10,5$  atü).

Die Wassertemperatur wurde mit zwei Quecksilberfederthermometern gemessen. In der Regel wurden die Experimente bei Wassertemperaturen zwischen  $t_W = 19^\circ C + 23^\circ C$  durchgeführt.

### 3.3.3. Durchführung der Messungen

Vor Beginn der Messungen wurden alle Leitungen sorgfältig entlüftet. Bei geschlossenem Schieber vor der Teststrecke wurde dann eine Manometerablesung vorgenommen, um die jeweilige Höhendifferenz der Druckanbohrungen zur Korrektur zu bestimmen. Sie betrug maximal 3 mm WS.

Nach Erreichen des Beharrungszustandes der Wassertemperatur wurden mit steigendem Durchsatz bis zum maximalen Durchsatz die Meßwerte abgelesen. Der Versuchsbereich war nach oben hin begrenzt durch die Leistung der Kreiselpumpe, nach unten hin durch zu fehlerhafte Durchfluß- und Differenzdruckmessung wegen zu geringer Anzeige.

In der Regel wurden je gefahrener Teststrecke etwa 45 Meßpunkte eingestellt, dabei wurden Reynoldszahlen zwischen  $2 \times 10^3$  und  $2 \times 10^5$  erreicht. Mit geringerer Steigung und kleinerem Durchmesser des Spiraldrahtes verschoben sich die Grenzwerte des Reynoldszahlbereiches zu kleineren Werten hin.

### 3.4. Auswertungsverfahren

Die erhaltenen Meßwerte werden nach 2.2. ausgewertet; mit dem Eintrittsdruckverlust

$$\Delta P_E = \zeta_E \frac{\rho}{2} w^2 \quad (23)$$

und dem Austrittsdruckverlust

$$\Delta P_A = \zeta_A \frac{\rho}{2} w^2 \quad (24)$$

und Gleichung (7) ergibt sich für Gl. (20)

$$\Delta P_{ges} = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho}{2} w^2 + \zeta_E \frac{\rho}{2} w^2 + \zeta_A \frac{\rho}{2} w^2 \quad (25)$$

$$\frac{\Delta P_{ges}}{\frac{\rho}{2} w^2} = \lambda \frac{L}{D_h} + \Sigma \zeta \quad (26)$$

Mit den Meßgrößen Gesamtdruckverlust  $\Delta P_{ges}$  und Durchsatz  $Q$  und dem aus der Geometrie errechneten Strömungsquerschnitt

$$F_{Str} = F_K - (F_{St} + F_D) \quad (27)$$

erhält man die Auswertungsgleichung

$$\frac{\Delta P_{ges}}{\frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{F_{Str}} \right)^2} = \lambda \frac{L}{D_h} + \Sigma \zeta \quad (28)$$

Die Dichte des Wassers wird für die gemessene Wassertemperatur  $t_w$  aus [20] entnommen.

Die so erhaltenen Werte nach Gl. (28) werden für das lange Bündel ( $L = 940$  mm) und das kurze Bündel ( $L = 640$  mm) über der Reynoldszahl aufgetragen. Die Reynoldszahl ergibt sich nach Gl. (3) mit Gl. (4) und

$$w = \frac{Q}{F_{\text{Str}}} \quad , \quad (29)$$

$$U_{\text{ges}} = U_K + U_{\text{St}} + U_D \quad (30)$$

zu

$$\text{Re} = \frac{4 Q}{\nu U_{\text{ges}}} \quad (31)$$

Die kinematische Zähigkeit  $\nu$  des Wassers wird für die Wassertemperatur  $t_M$  aus [20] entnommen.

Zur Berechnung des Strömungsquerschnittes  $F_{\text{ges}}$  und des benetzten Umfanges  $U_{\text{ges}}$  wird berücksichtigt, daß der Draht senkrecht zur Strömungsrichtung einen elliptischen Querschnitt bildet.

Aus den aufgetragenen Meßwerten wird für vorgegebene Reynoldszahlen die Differenz der abgelesenen Werte zur Berechnung des Druckverlustbeiwertes  $\lambda$  nach Gl. (22) gebildet. Mit Gleichung (28) erhält man

$$\lambda = \frac{D_h}{4L} \left[ \left( \lambda \frac{L_1}{D_h} + \sum \xi \right) - \left( \lambda \frac{L_k}{D_h} + \sum \xi \right) \right] \quad (32)$$

Aus Herstellungsgründen wurden die Kerne zum Ausgießen der Strömungskanäle mit Gießharz schwach konisch hergestellt. Die Konizität der Schlüsselweite des Sechskantes betrug in der Regel 0,2 mm, maximal 0,5 mm auf 1 m Länge. Als Bezugsquerschnitt zur Berechnung der Druckverlustbeiwerte wurde deshalb der mittlere Querschnitt zwischen den Druckanzapfungen am Austritt der Strömung aus dem langen bzw. kurzen Bündel gewählt. Außerdem wurde der gemessene Druckverlust durch Addition des durch die Erweiterung bzw. Verengung des Querschnittes bedingten Druckgewinnes bzw. Verlustes nach BERNOULLI korrigiert. Bis auf eine Ausnahme war die Strömungsrichtung derart, daß sich beim Durchströmen der Kanäle eine Erweiterung des Strömungsquerschnittes ergab.

### 3.5. Versuchsergebnisse

Die Meßergebnisse sind in Abb. (5) bis Abb. (19) in der üblichen Darstellung,  $\lambda = f(Re)$  aufgetragen. Es sind jeweils die Ergebnisse für die verschiedenen Stabzahlen, die untersucht wurden, aufgetragen.

Die Druckverlustbeiwerte zeigen die erwartete Abhängigkeit. Mit steigender Reynoldszahl nimmt der Druckverlustbeiwert ab. Die Meßergebnisse liegen im allgemeinen nicht parallel zum Druckverlustbeiwert des glatten Rohres -Abb. (22)-. Für  $Re < 2 \times 10^4$  hängt der Druckverlustbeiwert von Spiraldrahtstabbündeln stärker von der Reynoldszahl ab als der Druckverlustbeiwert des glatten Rohres. Im Bereich  $Re = 2 \times 10^4 \div 9 \times 10^4$  ist der Druckverlustbeiwert etwa parallel zum Druckverlustbeiwert des glatten Rohres. Für  $Re > 9 \times 10^4$  wird die Abhängigkeit von der Reynoldszahl geringer als beim glatten Rohr, d.h. es besteht ein ähnliches Verhalten wie bei rauhen Rohren.

Im ausgemessenen Reynoldszahl-Bereich ist kein Umschlag zwischen laminarer und turbulenter Strömung festzustellen, es ergibt sich

eine kontinuierliche Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Re-Zahl. Die Meßergebnisse von HOMEISTER, McDANIEL und YAGLE [10] für Spiraldraht- bzw. Spiralrippenstabbündel zeigen das gleiche Verhalten. KOCH findet in seiner Untersuchung [21] für propellerartige Wirbeleinbauten und für verdrehte Blechstreifen als Wirbeleinbauten in Rohren, die im Prinzip mit Spiraldrahtstabbündeln wegen der zusätzlichen Strömungskomponente in radialer Richtung vergleichbar sind, ebenfalls eine kontinuierliche Abhängigkeit von der Reynoldszahl, also keinen Umschlagpunkt zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Man kann wegen der Querkomponente, die der Strömung aufgezwungen wird, und der damit verbundenen Stoßverluste annehmen, daß für kleine Reynoldszahlen eine asymptotische Annäherung an ein laminares Verhalten des Druckverlustbeiwertes ähnlich der laminaren Rohrströmung erfolgt.

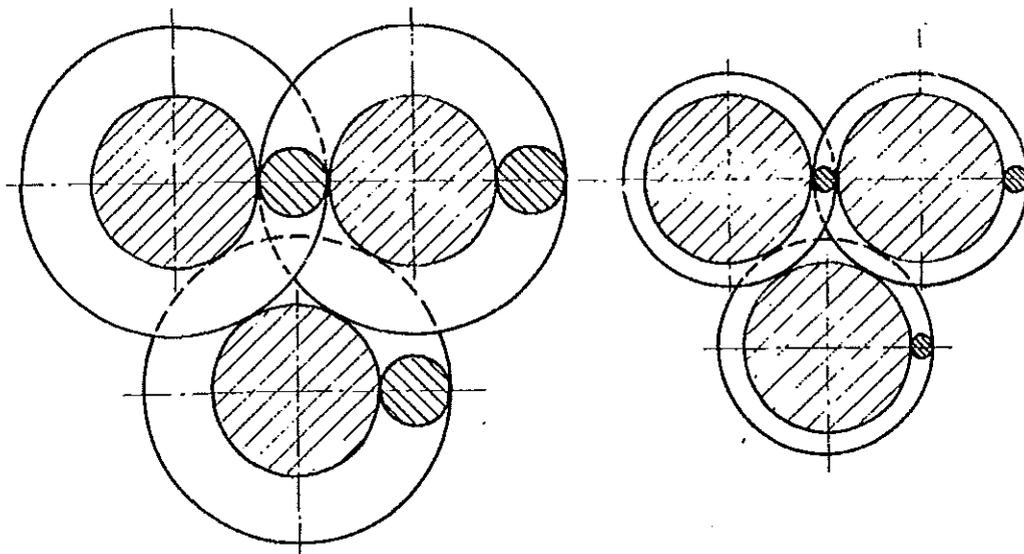
Auffällig in den Abb. (5) bis (19) ist die starke Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Stabzahl im Bündel. Für alle untersuchten Stabbündel mit 7, 19 und 37 Stäben ist der Druckverlustbeiwert für die 7-Stab-Bündel am kleinsten. Für größere Stabzahlen steigt der Druckverlustbeiwert mit sinkenden Zuwachsraten an.

Das gleiche Ergebnis erhält man für die Stabbündel mit dem Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D} = 1,125$ ; hier wurden 19, 37 und 61 Stäbe untersucht. Im Vergleich der Druckverlustbeiwerte der Stabbündel mit 37 und 61 Stäben zeigt sich, daß die Unterschiede in den Ergebnissen sehr gering sind, jedoch bleibt die Tendenz, daß die Druckverlustbeiwerte mit höherer Stabzahl größer werden, im allgemeinen erhalten. Eine Ausnahme macht das 37-Stabbündel für die Steigung  $H = 600$  mm. Die für dieses Stabbündel erhaltenen Druckverlustbeiwerte liegen deutlich höher; trotz einer Nachmessung konnte die Ursache dieses Ergebnisses nicht geklärt werden.

Um die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Steigung der Spiralen zu zeigen, sind in Abb. (20) für das größte untersuchte Abstandsverhältnis ( $\frac{P}{D} = 1,417$ ) und 37 Stäbe und in Abb. (21) für das kleinste untersuchte Abstandsverhältnis ( $\frac{P}{D} = 1,125$ ) und 61 Stäbe die erhaltenen Druckverlustbeiwerte für die untersuchten Steigungen aufgetragen.

Man sieht, daß mit kleinerer Spiralensteigung der Druckverlustbeiwert stark ansteigt.

Vergleicht man Abb. (20) und Abb. (21), so erkennt man, daß die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Steigung bei kleinerem Abstandsverhältnis geringer ist. Aus der Skizze 1 ist ersichtlich, daß bei größerem Abstandsverhältnis der projizierte Querschnitt der Drahtspiralen relativ zum gesamten Strömungsquerschnitt wächst.



$$\frac{P}{D} = 1,417$$

$$\frac{P}{D} = 1,125$$

Skizze 1

Da der projizierte Querschnitt dem der Strömung entgegengesetzten Widerstand direkt proportional ist, muß sich eine Änderung der Spiralensteigung bei größerem Abstandsverhältnis stärker auf den Druckverlustbeiwert auswirken.

In Abb. (22) ist für die größte untersuchte Spiralensteigung  $H = 600$  mm und die kleinste untersuchte Spiralensteigung  $H = 100$  mm die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von dem Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D}$  gezeigt.

Man sieht, daß der Druckverlustbeiwert bei der kleineren Steigung  $H = 100$  mm mit wachsendem Abstandsverhältnis stark ansteigt. Diese Abhängigkeit ist bei der großen Steigung  $H = 600$  mm nur noch gering. Für  $\frac{P}{D} < 1,3$  ist keine Abhängigkeit festzustellen. Die Meßergebnisse für  $\frac{P}{D} = 1,275, 1,233$  und  $1,125$  streuen nur innerhalb der Genauigkeit der Ergebnisse. Dieses Verhalten kann durch die oben angestellten Überlegungen ebenfalls erklärt werden.

#### 4. Bestimmung der Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von den Parametern.

##### 4.1. Einfluß der Anzahl der Stäbe im Stabbündel.

Wie unter (3.5.) beschrieben wächst der Druckverlustbeiwert mit steigender Stabzahl im Stabbündel mit sinkender Zuwachsrate.

Dieses Verhalten läßt sich nur auf den glättenden Einfluß der Kanalwand zurückführen. Nimmt man an, daß die Strömung im Stabbündel im wesentlichen nicht axial, sondern spiralig um die Stäbe gerichtet ist, so treffen stets Teile der Einzelströmungen um benachbarte Stäbe aufeinander. Diese Teilströme sind mit ihrer Radialkomponente entgegengesetzt gerichtet. Es entsteht ein Stoßverlust. Da der Strömung von der Wand keine Radialkomponente aufgezwungen wird, müssen die Strömungsverluste an der Wand geringer sein. Das bedeutet aber; je größer der Strömungsanteil an der Wand ist, desto niedriger sind die Strömungsverluste.

Nimmt man an, daß der Druckverlust eines unendlich ausgedehnten Stabbündels, bei dem der Kanalwandeinfluß verschwindet, durch den Druckverlustbeiwert  $\lambda_{\infty} = f_1 (Re_{\infty})$  bestimmt ist, dann muß ein Faktor, der die endliche Stabzahl und damit den Wandeinfluß berücksichtigt, so beschaffen sein, daß alle Meßwerte durch  $\lambda_{\infty} = f_1 (Re_{\infty})$  dargestellt werden können.

Da die Meßergebnisse für verschiedene Stabzahlen im wesentlichen parallel zueinander sind, wurde ein Faktor gesucht, mit dem man die Druckverlustbeiwerte multipliziert, wenn die Reynoldszahl unverändert bleibt.

Der Wandanteil für die Strömung wird am besten durch das Verhältnis vom gesamten benetzten Umfang  $U_{ges}$  zum benetzten Stabbündelumfang  $U_B$  wiedergegeben.

Nach Gl. (30) ist

$$U_{ges} = U_K + U_{St} + U_D ,$$

damit wird

$$\frac{U_{ges}}{U_B} = \frac{U_K + U_{St} + U_D}{U_{St} + U_D}$$

$$\frac{U_{ges}}{U_B} = 1 + \frac{U_K}{U_B} \quad (33)$$

Trägt man über der Reynoldszahl die Druckverlustbeiwerte, die mit  $\frac{U_{ges}}{U_B}$  multipliziert sind, auf, so ordnen sich die Meßpunkte

für die verschiedenen Stabzahlen in befriedigender Weise auf einem Kurvenzug an. -S. Abb. (29)-.

Es ist also:

$$\lambda_{\infty} = \lambda \frac{U_{ges}}{U_B} \quad (34)$$

Der empirisch gefundene Faktor nach Gl. (33) kann natürlich nur eine Näherung sein, da für die verschiedenen Geometrieparameter  $\frac{P}{D}$  und  $\frac{P}{H}$  nur jeweils drei verschiedene Stabbündel untersucht wurden. Außerdem soll angemerkt werden, daß der gefundene Parameter  $U_{ges}/U_B$  nur für die Strömung zwischen hexagonal angeordneten Stäben mit homogenen Spiraldrähten in Sechskantkanälen Gültigkeit hat. Für andere geometrische Verhältnisse, besonders an der Wand, z.B. gemischte Stabbündel, in denen einzelne Stäbe an der Wand keinen Spiraldraht haben [6] oder Stabbündel in Rohren, kann das Verhältnis  $U_{ges}/U_B$  im allgemeinen nicht angewendet werden.

#### 4.2. Einfluß der Steigung der Spiralen und des Abstandsverhältnisses der Stäbe.

Es liegt nahe, zur Bestimmung des Geometrieparameters bei Stabbündeln mit Spiraldrähten von den bekannten Beziehungen für die Rohrströmung auszugehen. PRANDTL [18] hat gezeigt, daß sich das universelle Widerstandsgesetz für die Strömung im glatten Rohr aus dem universellen Geschwindigkeitsverteilungsgesetz herleiten läßt. Er erhält

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_F}} = 2 \log Re_R \sqrt{\lambda_R} - 0,8 \quad (35)$$

wobei

$$\lambda_R = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_R}} \quad (36)$$

und

$$Re_R = \frac{w D_R}{\nu} \quad \text{sind.} \quad (37)$$

Es wird angenommen, daß die für glatte Rohre gefundene Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes  $\lambda_R$  von der Reynoldszahl  $Re_R$  bei Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern ähnlich ist, nämlich

$$\lambda_{\infty} = f (\log Re \sqrt{\lambda_{\infty}}) \quad (38)$$

$F = g \left( \frac{P}{H}; \frac{P}{D} \right)$  sei der Faktor, der die unterschiedliche Geometrie berücksichtigt.

Es ist dann

$$\frac{\lambda_{\infty}}{F} = f (\log Re \sqrt{\lambda_{\infty}}) \quad (39)$$

Falls diese Annahmen richtig sind, müssen sich die Meßwerte nach Abb. (5) bis (19) durch Auftragen von  $\log \lambda_{\infty}$  über  $\log Re \sqrt{\lambda_{\infty}}$  auf zueinander parallelen Kurven anordnen. Der Geometriefaktor  $F$  ist dann theoretisch der Abstand der Kurven von einer parallelen Kurve für  $\frac{P}{D} = 1$ .

In der Abb. (23) sind die Meßwerte als Beispiel für  $\frac{P}{D} = 1,275$  in der angegebenen Form aufgetragen. Die Kurven sind annähernd parallel, d.h. also die Annahmen sind richtig.

Da sich diese Untersuchung auf Abstandsverhältnisse  $\frac{P}{D} = 1,125 \pm 1,417$  erstreckt und der oben erwähnte Fall  $\frac{P}{D} = 1$  für Stabbündel mit Spiraldrähten nur eine theoretische Bedeutung hat, - bei  $\frac{P}{D} = 1$  liegen die Stäbe aneinander und der Drahtdurchmesser eines gedachten Spiraldrahtes verschwindet - wird zur Bestimmung des Parameters  $F$  die Kurve für das glatte Rohr verwendet. Sie ist im Bereich  $Re \sqrt{\lambda_{\infty}} = 2 \times 10^3$  bis  $Re \sqrt{\lambda_{\infty}} = 10^4$  etwa parallel zu den aufgetragenen Meßwerten. Dieses Verhalten wird durch die Untersuchungen in [6.] [8.] [13] bestätigt.

Die für den Geometrieparameter F auf diese Weise gewonnenen Werte lassen sich darstellen als :

$$F = \left(\frac{P}{D}\right)^{0,5} + \left[7,6 \frac{P}{H} \left(\frac{P}{D}\right)^2\right]^{2,16} \quad (40)$$

$$\text{Gültigkeitsgrenzen } \frac{P}{D} = 1,125 \div 1,417; \frac{P}{H} < 0,17$$

Mit diesem empirisch gefundenen Geometrieparameter nach Gl. (40) lassen sich alle Meßwerte in folgender Form darstellen

$$\log \frac{\lambda_{\infty}}{F} = f(\log \operatorname{Re} \sqrt{\lambda_{\infty}}) \quad (41)$$

Setzt man

$$\frac{\lambda_{\infty}}{F} = \lambda' \quad (42)$$

so wird

$$\operatorname{Re} \sqrt{\lambda_{\infty}} = \operatorname{Re} \sqrt{\lambda' F} \quad (43)$$

Stellt man die Ergebnisse in der üblichen Weise

$$\log \lambda = f(\log \operatorname{Re})$$

dar, so ergibt sich

$$\log \lambda' = g(\log \operatorname{Re}')$$

mit

$$\operatorname{Re}' = \operatorname{Re} \sqrt{F} \quad (44)$$

Mit den Definitionen für  $\lambda$  und  $Re$  nach Gl. (7) bzw. Gl. (3) und Gl. (34) ergibt sich dann:

$$\lambda' = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \frac{\rho}{2} w^2} \frac{1}{F} \frac{U_{ges}}{U_B} \quad (45)$$

$$Re' = \frac{D}{\nu} w \sqrt{F} \quad (46)$$

Man sieht aus Gl. (45) und Gl. (46), daß durch die Definition einer durch die geometrische Anordnung bedingten "effektiven" Geschwindigkeit

$$w' = w \sqrt{F} \quad (47)$$

die üblichen Beziehungen nach Gl. (7) und Gl. (3) erhalten werden für unendlich ausgedehnte Stabbündel. Der Parameter  $U_{ges}/U_B$  berücksichtigt die endliche Stabzahl.

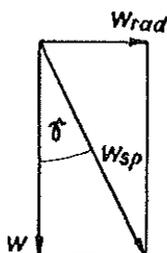
$$\lambda' = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \frac{\rho}{2} w'^2} \frac{U_{ges}}{U_B} \quad (48)$$

$$Re' = \frac{D}{\nu} w' \quad (49)$$

Das bedeutet, daß die Meßergebnisse für den Druckverlust in Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandhaltern mit Hilfe des hydraulischen Durchmessers und einer "effektiven" Geschwindigkeit  $w' = w \sqrt{F}$  nach Gl. (47) und Gl. (40) dargestellt werden können.

Wegen der komplizierten Strömungsverhältnisse in derartigen Stabbündeln kann die empirisch gefundene Beziehung nicht theoretisch hergeleitet werden. Daß die Definition einer Bezugsgeschwindigkeit  $w'$  nach Gl. (47) physikalisch sinnvoll ist, mag folgende Überlegung zeigen.

Es werden die Geschwindigkeitsverhältnisse betrachtet, wie sie in Stabbündeln mit Spiraldrähten vorliegen, wenn die Strömung durch den Spiraldraht spiraling um die Stäbe gezwungen wird (s. Skizze 2).



Skizze 2

Es ist die Geschwindigkeit um die Stäbe  $w_{sp}$

$$w_{sp} = \sqrt{w^2 + w_{rad}^2} \quad (50)$$

$$w_{rad} = w \operatorname{tg} \gamma \quad (51)$$

Betrachtet man ein Strömungsteilchen auf einem mittleren Stromfaden, so ist sein Weg um den Stab bei der Steigung  $H$  gleich  $\pi P$ . Damit ist

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi P}{H} \quad (52)$$

Es ergibt sich dann für das Verhältnis der Geschwindigkeit um die Stäbe  $w_{sp}$  nach Gl. (50) zur Axialgeschwindigkeit  $w$  mit Gl. (51) und Gl. (52)

$$\frac{w_{sp}}{w} = \sqrt{1 + \left(\frac{\pi P}{H}\right)^2} \quad (53)$$

Vergleicht man das Geschwindigkeitsverhältnis aus Gl. (53) mit der definierten "effektiven" Geschwindigkeit

$$\frac{w^1}{w} = \sqrt{F} = \sqrt{\left(\frac{P}{D}\right)^{0.5} \left[ 7.6 \frac{P}{H} \left(\frac{P}{D}\right)^2 \right]^{2.16}} \quad (54)$$

so sieht man, daß in dem Parameter  $\left(\frac{P}{H}\right)^{2.16}$  der Einfluß der Spiraldrahtsteigung auf die Geschwindigkeit erfaßt wird, wenn man von dem etwas größeren Exponenten (2.16 zu 2) absieht, der durch die Anpassung der Meßergebnisse erhalten wurde.

Betrachtet man den Querschnitt, der durch die Spiraldrähte versperrt wird (Abb. 1 b), so erhält man

$$F_{\text{ver}} = \frac{\pi}{2} \left(P - \frac{D}{2}\right)^2 = D^2 \frac{\pi}{8}$$

oder

$$F_{\text{ver}} = \frac{\pi}{4} D^2 \left[ \left(2 \frac{P}{D} - 1\right)^2 - 1 \right] \frac{1}{2}$$

Da  $F_{\text{St}} = \frac{\pi}{4} D^2$  der Stabquerschnitt ist, wird

$$\frac{F_{\text{ver}}}{F_{\text{St}}} = \left[ \left(2 \frac{P}{D} - 1\right)^2 - 1 \right] \frac{1}{2} \quad (55)$$

Der in Gl. (54) auftretende Parameter  $\left(\frac{P}{D}\right)^2$  ist also ein Maß für das Verhältnis des durch den Spiraldraht versperrten Querschnittes zum Stabquerschnitt. Daß die "effektive" Geschwindigkeit  $w'$  mit dem durch den Spiraldraht versperrten Querschnitt ansteigt, ist sinnvoll.

Betrachtet man die Grenzen in Gl. (54), so sieht man:

1. Für  $\frac{P}{D} = 1$ , das ist der Fall, daß die Stäbe sich berühren und der Spiraldraht verschwindet. Setzt man dafür  $\frac{P}{H} = 0$ , so ergibt sich

$$\frac{w'}{w} = 1$$

Das ist vernünftig, denn die "effektive" Geschwindigkeit ist für diesen Fall die Axialgeschwindigkeit.

2. Für  $\frac{P}{H} = 0$ , das ist der Fall, wenn die Spiraldrähte parallel zu den Stäben liegen, ergibt sich

$$\frac{w'}{w} = \sqrt[4]{\frac{P}{D}}$$

Es sollte sich eigentlich  $w'/w = 1$  ergeben, also die "effektive" Geschwindigkeit gleich der Axialgeschwindigkeit.

Das Glied  $\left(\frac{P}{D}\right)^{0.5}$  in Gl. (54) ergibt sich aus der Anpassung der Meßergebnisse. Der Fehler zum theoretischen Fall  $H \rightarrow \infty$  ist jedoch gering, da  $\frac{P}{D} = 1,125 \div 1,417$  ausgemessen wurde und  $\sqrt[4]{\frac{P}{D}}$  einen Wert nahe 1 ergibt.

#### 4.3. Ergebnisse

Die Abb. (24) bis (27) zeigen die Darstellung aller Meßergebnisse in der Form  $\log \lambda' = f(\log Re')$ . Je Diagramm sind jeweils alle Ergebnisse für eine untersuchte Stabzahl aufgetragen.

Für die 37-Stabbündel wurde eine Kurve durch die Meßpunkte gelegt - Abb. (24) -. Diese Kurve wurde in die Diagramme für die übrigen Stabzahlen (7, 19 und 61) eingetragen. Die Stabbündel

mit 37 Stäben wurden gewählt, weil sie für alle untersuchten Parameter ausgemessen wurden und gleichzeitig eine hohe Anzahl von Stäben haben - also einer unendlich ausgedehnten Anordnung am nächsten sind.

Es zeigt sich in der Darstellung, daß für  $Re' > 10^4$  die Meßpunkte im allgemeinen innerhalb  $\pm 5\%$  um die eingezeichnete Kurve streuen. Die Meßpunkte, die deutlich um mehr als  $+5\%$  abweichen, wurden für  $\frac{P}{D} = 1,125$  und Steigung  $H = 600$  mm erhalten; auf dieses Ergebnis wurde in (3.5.) schon eingegangen.

Für  $Re' < 10^4$  wird der Streubereich etwa  $\pm 10\%$ . Die Streubereiche stimmen etwa mit den Fehlergrenzen der Messung überein, wie eine Fehlerabschätzung zeigt.

Die dargestellte Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes  $\lambda'$  von der Reynoldszahl  $Re'$  läßt sich näherungsweise angeben als:

$$\lambda' = 0,1317 Re'^{-0,17} \quad (56)$$

für  $Re' > 1,9 \times 10^4$

und

$$\lambda' = 0,1317 Re'^{-0,17} + \frac{60}{Re'}, - 3,2 \times 10^{-3} \quad (57)$$

für  $Re' < 1,9 \times 10^4$

Zum Vergleich ist in den Diagrammen der Verlauf des Druckverlustbeiwertes für das glatte Rohr nach MOODY [16] eingezeichnet. Vergleicht man die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Reynoldszahl bei glatten Rohren mit den Ergebnissen für Stabbündel mit Spiraldrahtabstandshaltern, so ergibt sich:

1. Für  $Re' > 10^5$  ist die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Reynoldszahl schwächer als beim glatten Rohr. Das kann ein Rauigkeitseinfluß sein, wie er bei der Rohrströmung bekannt

ist (Übergangsverhalten zur vollkommenen Rauheitsströmung). Es konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden, wie sich Rauigkeiten an Stäben oder Drähten auf den Druckverlustbeiwert auswirken. Da der Streubereich der Meßpunkte für  $Re > 10^5$  sich nicht vergrößert, ist es möglich, daß das Verhalten des Druckverlustbeiwertes im Rauigkeitseinfluß begründet ist; denn bei allen Stabbündeln wurden die gleichen Stäbe und abgesehen vom Durchmesser die gleichen Drähte (z.B. Werkstoff, Herstellungsverfahren) verwendet, so daß der Einfluß für alle Stabbündel gleich sein müßte.

Eine andere mögliche Erklärung geben DEISSLER und TAYLOR [22]. Sie vermuten, daß Sekundärströmungen, die nur bei höheren Re-Zahlen auftreten nach [23], die Ursache für höhere Druckverlustbeiwerte in Stabbündeln bei höheren Reynoldszahlen sind.

2. Für  $Re < 10^4$  hängt der Druckverlustbeiwert in Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern stärker von der Reynoldszahl ab als beim glatten Rohr. Dieses Verhalten wurde bereits unter (3.5.) diskutiert.

Mit 61 Stäben im Stabbündel wurde nur das Abstandsverhältnis  $\frac{P}{D} = 1,125$  untersucht -Abb. (25). Die Ergebnisse liegen gut innerhalb der Grenzen des Verlaufes für das 37-Stabbündel.

Die Ergebnisse für 7 Stäbe -Abb. (26)- und 19 Stäbe -Abb. (27)- liegen im wesentlichen ebenfalls in dem Streubereich. Im Mittel liegen sie jedoch etwas höher als beim 37-Stabbündel. Dafür kann der Wandeinflußfaktor  $\frac{U_{ges}}{U_B}$  die Ursache sein. Man könnte empirisch einen Faktor finden, der die Ergebnisse noch besser in Übereinstimmung bringt. Das gewählte Verhältnis  $\frac{U_{ges}}{U_B}$  ist jedoch eine gute Näherung, wie die aufgetragenen Ergebnisse erkennen lassen.

Der Streubereich der Meßergebnisse wird mit kleinerer Stabzahl (7, 19) etwas größer. Das hat vor allem zwei Gründe:

1. Höherer Meßfehler vor allem bei der Durchsatzmessung wegen geringer Anzeige.
2. Größerer Fehler für die Differenz nach Gl. (33).

Für kleinere Stabzahlen wird bei gleichem Meßfehler für die Einzelängen der Stabbündel die Differenz wegen des kleineren Druckverlustbeiwertes durch den Wandeinfluß ( $U_{ges}/U_B$ ) kleiner bei gleichzeitig höherem Eintritts-Austritts-Verlustbeiwert ( $\Sigma \xi$ ) wegen der stärkeren Querschnittsreduktion am Eintritt.

Zusammenfassend kann man sagen, daß in der gefundenen Darstellung alle Ergebnisse innerhalb eines kleinen Streubereiches sehr gut wiedergegeben werden.

5. Vergleich von Meßergebnissen aus der Literatur mit den eigenen Ergebnissen

Von den vielen in der Literatur vorliegenden Ergebnissen sind aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit mit den eigenen Untersuchungen vergleichbar hauptsächlich die Meßergebnisse von BISHOP, NELSON und McCABE [13] und Möller [6] [7].

5.1. Ergebnisse von BISHOP, NELSON und McCABE.

In Abb. (28) sind die Meßergebnisse nach [13] aufgetragen in der modifizierten Form  $\lambda' = f(\text{Re}')$ . Aus den Angaben über die Geometrie in [13] wurde  $U_{\text{ges}}/U_B$  errechnet zu:

$\frac{P}{D}$	$\frac{U_{\text{ges}}}{U_B}$
1,119	1,267
1,179	1,274
1,205	1,276
1,263	1,280

Die aufgetragenen Meßergebnisse zeigen im Vergleich mit den eigenen Meßergebnissen eine sehr gute Übereinstimmung, abgesehen von den Meßergebnissen für  $\frac{P}{D} = 1,119$ . Die Meßergebnisse für dieses Abstandsverhältnis liegen 20 - 25 % unter den eigenen Ergebnissen. Da die Autoren in [13] für alle ausgemessenen Anordnungen jeweils zwei voneinander verschiedene hydraulische Durchmesser und Strömungsquerschnitte mitteilen, die gerade für  $\frac{P}{D} = 1,119$  erhebliche Unterschiede aufweisen, wird vermutet, daß die sehr niedrigen Ergebnisse für  $\frac{P}{D} = 1,119$  ihre Ursache in den geometrischen Größen haben.

## 5.2. Ergebnisse von MÖLLER

Der Vergleich der eigenen Ergebnisse mit den Meßergebnissen von MÖLLER [6] [7] zeigt sehr gute Übereinstimmung für das ausgemessene Stabbündel mit eingängigem Spiraldraht, Abstützung Draht auf Stab -Abb. (23)-.

Das Verhältnisse  $U_{ges}/U_B$  wurde aus den Angaben über die Geometrie zu  $U_{ges}/U_B = 1,146$  bestimmt.

Für das Stabbündel mit dreigängigem Spiraldraht ( $U_{ges}/U_B = 1,137$ ), Abstützung Draht auf Draht ergibt sich für die Meßergebnisse mit Wasser ( $Re < 5 \times 10^4$ ) ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung. Die mit Luft gewonnenen Ergebnisse ( $Re > 5 \times 10^4$ ) liegen im Mittel etwa 7 % unter den eigenen Ergebnissen. Dieser Effekt kann nicht erklärt werden.

Es wird vermutet, daß für Stabbündel mit mehrgängigen Spiralen - zumindest für enge Anordnungen - die gleiche Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Reynoldszahl vorliegt.

## 5.3. Ergebnisse von HOMELSTER, McDANIEL und YAGLE bzw. McNOWN, YAGLE und SPENGOS.

In Abb. (30) werden die Ergebnisse für eine quadratische Anordnung von 144 Stäben nach [10] bzw. [11] mit den eigenen Ergebnissen für hexagonale Anordnungen verglichen. Die Ergebnisse werden in [10], [11] in der Form von Diagrammen, in denen  $\frac{\Delta P}{L Q^2}$  über  $Re$  aufgetragen ist, mitgeteilt. Sie wurden mit den angegebenen geometrischen Größen umgerechnet auf  $\lambda' = f(Re')$ . Die errechneten Werte für  $U_{ges}/U_B$  sind in folgender Tabelle aufgetragen.

Modell-Nr.	$\frac{P}{D}$	H	$U_{ges}/U_B$	Drahttyp
1 a	1,108	152,4	1,108	Draht
3	1,285	152,4	1,108	Draht
1	1,279	152,4	1,113	Flachdraht
2	1,279	203,2	1,114	Flachdraht

Die Ergebnisse für die quadratische Anordnung für Spiraldrähte (hohle Punkte) zeigen befriedigende Übereinstimmung mit den eigenen Ergebnissen. Bei höheren Reynoldszahlen weichen die Meßergebnisse aus [10] und [11] zu höheren Druckverlustbeiwerten hin ab. Das Verhalten kann ein Effekt der quadratischen Anordnung sein, evtl. Einflüsse von Sekundärströmungen [22]. Da die Autoren jedoch von einigen möglichen lokalen Verlusten berichten, die mitgemessen wurden, kann der Verlauf der Druckverlustbeiwerte ebenso ganz andere unbekannte Ursachen haben.

Die von den Autoren angegebenen Ergebnisse für Stabbündel mit Spiralf~~l~~achdraht in quadratischer Anordnung (volle Punkte) liegen deutlich über den Ergebnissen für Stabbündel mit Spiraldraht. Sie liegen etwa 15 ~ 20 % höher als die eigenen Ergebnisse und zeigen das gleiche Verhalten bei höheren Reynoldszahlen wie die Spiraldrahtergebnisse.

#### 5.4. Ergebnisse von SUTHERLAND .

Die in [6] berichteten Ergebnisse von SUTHERLAND für ein gemischtes Stabbündel mit zweigängiger Spirale im Wellrohr sind in Abb. (31) aufgetragen.

Wegen der von Sechskantkanälen stark abweichenden Kanalgeometrie wurden die Ergebnisse nicht mit dem Wandeinflußfaktor  $U_{ges}/U_B$  multipliziert. Durch die Darstellung der Ergebnisse mit der modifizierten Geschwindigkeit  $w' = w \sqrt{F}$  nach Gl. (47) kann jedoch

gezeigt werden, daß die gefundene Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von den Parametern Abstandsverhältnis und Spiralensteigung auch für gemischte Stabbündel gültig ist. Dabei muß die Anwendbarkeit beschränkt werden auf Stabbündel, deren Stäbe möglichst vollzählig mit ein- oder mehrgängigen Spiraldrähten vom Durchmesser  $d_S = P - D$  ausgerüstet sind. In [13] wird berichtet, daß gezeigt werden konnte, daß der Drehsinn der Spiralen nur geringen Einfluß auf die Druckverlustbeiwerte hat.

Die in Abb. (31) aufgetragenen Ergebnisse zeigen ausgezeichnete Übereinstimmung.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die verglichenen Literaturangaben gute Übereinstimmung mit den eigenen Ergebnissen zeigen. Endgültige Schlüsse über abweichende Einflüsse von Spiraldrähten mit Abstützung Draht auf Draht, von Spiralarippen oder Einflüsse der quadratischen Anordnung können nur gezogen werden, wenn mehr Ergebnisse von vergleichbaren Untersuchungen veröffentlicht werden.

## 6. Zusammenfassung

Für Re-Zahlen von  $2 \times 10^3 + 2 \times 10^5$  wurden Druckverlustmessungen an Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern durchgeführt. Die Stäbe waren hexagonal angeordnet. Alle Stäbe waren mit einem eingängigen Spiraldraht, dessen Durchmesser gleich dem Abstand der Stäbe war, mit gleichem Drehsinn ausgerüstet.

Durch Variation der Parameter

1. Anzahl der Stäbe im Bündel
2. Abstandsverhältnis der Stäbe
3. Steigung der Spiralen

gelang es erstmals, durch Einführen einer modifizierten Geschwindigkeit die Abhängigkeit des Druckverlustes von den Parametern vollständig darzustellen.

$$\text{Es ist } \Delta P = \lambda' \frac{L}{D_h} \frac{\rho}{2} w'^2 \frac{U_B}{U_{\text{ges}}}$$

$$\text{mit } \lambda' = 0,1317 \text{ Re}'^{-0,17}$$

$$\text{mit } w' = w \sqrt{F}$$

$$\text{und } F = \left(\frac{P}{D}\right)^{0,5} + \left[7,6 \frac{P}{H} \left(\frac{P}{D}\right)^2\right]^{2,16}$$

Gültigkeitsgrenzen:

$$1,12 < \frac{P}{D} < 1,42$$

$$\frac{P}{H} < 0,17$$

$$1,9 \times 10^4 < \text{Re}' < 5 \times 10^5$$

$$\text{Für } 2 \times 10^3 < \text{Re}' < 1,9 \times 10^4$$

$$\lambda' = 0,1317 \text{ Re}'^{-0,17} + \frac{60}{\text{Re}'} - 3,2 \times 10^{-3}$$

Die Ergebnisse zeigen im Vergleich mit den in der Literatur mitgeteilten Meßwerten sehr gute Übereinstimmung.

## 7. Verwendete Symbole

D Stabdurchmesser

$D_R$  Rohrdurchmesser

$D_h = \frac{4 F_{ges}}{U_{ges}}$  hydraulischer Durchmesser

$F = f \left( \frac{P}{H}; \frac{P}{D} \right)$  Faktor des Druckverlustbeiwertes, der unterschiedliche Anordnungen berücksichtigt.

$F_{Str}$  Strömungsquerschnitt

$F_K$  Kanalquerschnitt

$F_{St}$  Stabquerschnitt

$F_D$  Drahtquerschnitt

H Spiralensteigung

$K_Z$  Stabzahlfaktor

$K_G$  Geometriefaktor

L Länge

P Mittenabstand der Stäbe

$\Delta P$  Druckverlust

$\Delta P_{ges}$  Gesamtdruckverlust

$\Delta P_E$  Eintrittsdruckverlust

$\Delta P_A$  Austrittsdruckverlust

Q Durchsatz

$T_W$  Wandtemperatur

$T_B$  mittlere Temperatur des Strömungsmediums

$U_{ges}$  gesamter Umfang

$U_K$  Kanalumfang

$U_{St}$  Stabumfang

$U_D$  Drahtumfang

$$U_B = U_{St} + U_D$$

$d_S$  Drahtdurchmesser

$t_W$  Wassertemperatur

$t_M$  Meßtemperatur

$w$  Strömungsgeschwindigkeit

$w_S$  Schallgeschwindigkeit

$$w' = w \sqrt{F}$$

$Z$  Anzahl der Stäbe

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2} \quad \text{Euler-Zahl}$$

$$Re = \frac{w}{\nu} D_h \quad \text{Reynolds-Zahl}$$

$Re_R$  Reynolds-Zahl des Rohrs

$Re_{\infty}$  Reynoldszahl für  $\infty$  ausgedehnte Stabbündel

$$Re' = \frac{w'}{\nu} D_h$$

$$Ma = \frac{w}{w_S}$$

$\epsilon$  Rauigkeitshöhe

$\zeta_A$  Austritts-Verlustbeiwert

$\zeta_E$  Eintritts-Verlustbeiwert

$\eta$  Zähigkeit

$\lambda$  Druckverlustbeiwert

$\lambda_{\infty}$  Druckverlustbeiwert für  $\infty$  ausgedehnte Stabbündel

$\lambda_R$  Druckverlustbeiwert für das glatte Rohr

$$\lambda' = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w'^2 \frac{L}{D_h}}$$

$\gamma = \frac{\eta}{\rho}$  Kin. Zähigkeit

$\rho$  Dichte des Strömungsmediums

$\rho_{Sp}$  Dichte der Sperrflüssigkeit

8. Literatur

[1] R.G. DEISSLER and M.F. TAYLOR  
Analysis of Axial Turbulent Flow and Heat Transfer Through  
Banks of Rods or Tubes.

Reactor Heat Transfer Conference of 1956  
TID - 7529 (pt.1), Book 2 (1957)

[2] W. EIFLER and R. NIJSING  
Fundamental Studies of Fluid Flow and Heat Transfer in  
Fuel Element Geometries.  
II. Experimental investigation of velocity distribution  
and flow resistance in a triangular array of parallel  
rods.

EUR 2193. e (1965)

[3] D.A. DINGEE and J.W. CHASTAIN  
Heat Transfer from Parallel Rods in Axial Flow. Reactor  
Heat Transfer Conference of 1956

TID - 7529 (pt.1) (1957)

[4] T.T. SHIMAZAKI and W.J. FREEDE  
Heat Transfer and Hydraulic Characteristics of the SRE  
Fuel Element.

Reactor Heat Transfer Conference of 1956

TID - 7529 (pt.1) (1957)

[5] E.D. WATERS  
Effect of Wire Wraps on Pressure Drop for Axial Turbulent  
Flow Through Rod Bundles.

HW - 65 173 REV (1963)

[6] R. MÖLLER

Wärmeübergang und Druckverlust an axial durchströmten  
Stabbündeln. Kritische Literaturübersicht - Eigene  
Messungen.

PSB - Bericht Nr. 192/66 (1966)

[7] R. MÖLLER

private Mitteilung

[8] W.A. SUTHERLAND

entnommen aus [6]

[9] M. H. COOPER

Pressure Drop of Heat Exchanger Tube Spacers.

CF 55/11/180 (1955)

[10] O.E. HOMEISTER, W.M. McDANIEL and R.A. YAGLE

Model Studies of the Flow Characteristics of the Fuel  
Elements for the Enrico Fermi Reactor.

Nuclear Engineering and Science Conference Chicago, 1958,  
Preprint 129 Session XXXI

[11] J.S. McNOWN, R.A. YAGLE, A. SPENGOS

Tests on Models of Nuclear Reactor Elements  
III. Head Losses in Core Sub-Assemblies.

AECU 3757 Pt. 3 (1957)

[12] B. MATZNER, R. BIDERMAN

Heat Transfer and Hydraulic Studies for SNAP - 4  
Fuel Element Geometries.

TID - 19458 (1963)

- [13] A.A. BISHOP, P.A. NELSON, E.A. McCABE  
Thermal and Hydraulic Design of the CVTR-Fuel-Assemblies  
CVNA - 115 (1962)
- [14] R. BERRINGER, A.A. BISHOP, E.A. McCABE  
Fuel Assembly Thermal and Hydraulic Design.  
in: Research and Development Programm Quarterly Progress  
Report for the Period October 1, 1959, to December 31, 1959.  
CVNA - 45 (1960)
- [15] A.N. de STORDEUR  
Drag Coefficients for Fuel-Element Spacers.  
Nucleonics 19, 6 (1961)
- [16] L.F. MOODY  
Friction Factors for Pipe Flow  
Trans. ASME Vol. 66 (1944)
- [17] L. PRANDTL  
Führer durch die Strömungslehre  
5. Aufl. Karlsruhe (1960)
- [18] H. SCHLICHTING  
Grenzschichttheorie  
3. Aufl. Braunschweig (1958)

[19] H. ENGELHARD

Konstruktion und Ausführungsformen von Gebern für  
magnetisch-induktive Durchflußmeßgeräte

VDI-Berichte Nr. 86 (1964)

[20] VDI -Wärmeatlas

[21] R. KOCH

Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter  
Strömung

VDI - Forschungsheft 469 (1958)

[22] R.G. DEISSLER, M.F. TAYLOR

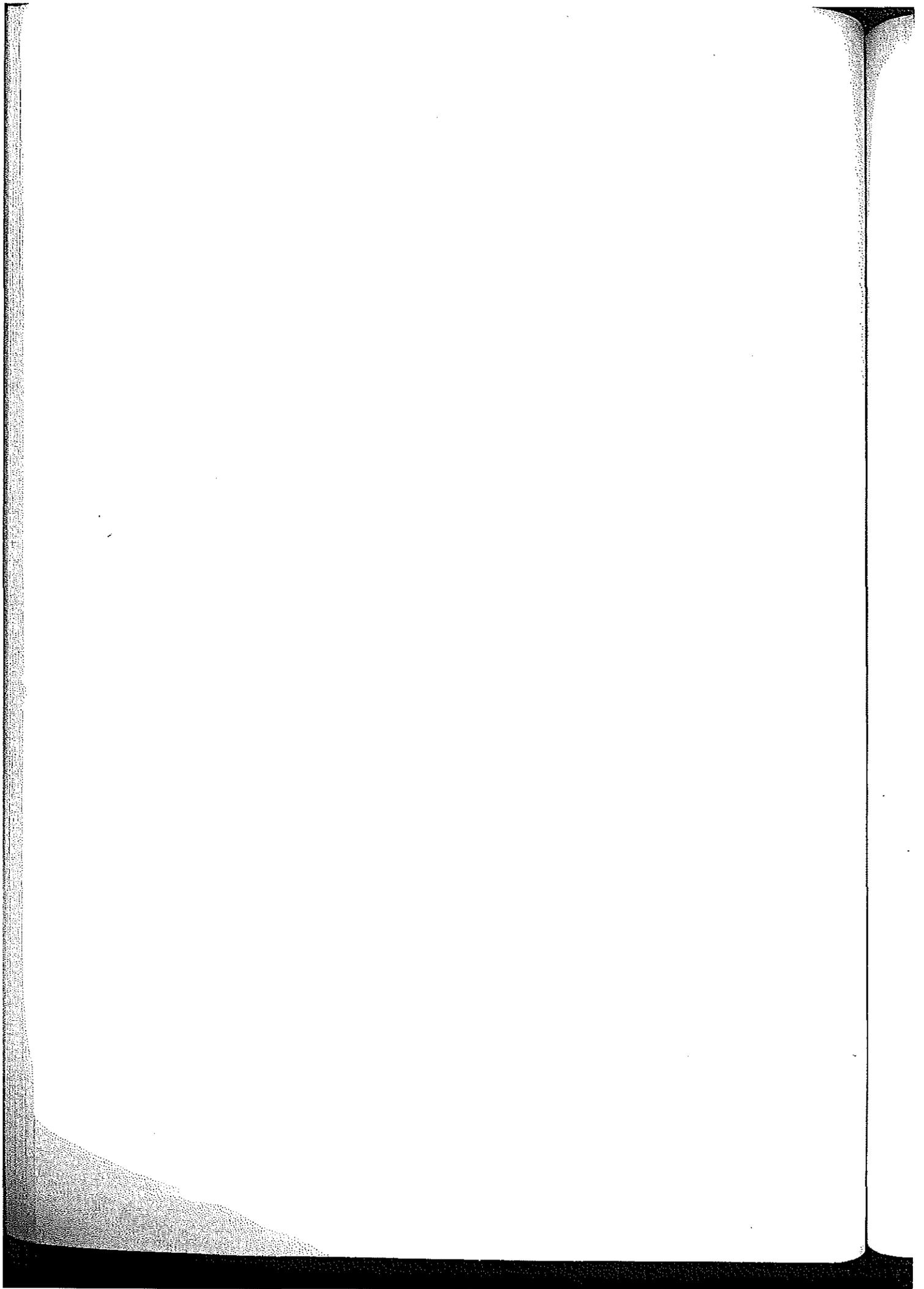
Analysis of Turbulent Flow and Heat Transfer in  
Noncircular Passages.

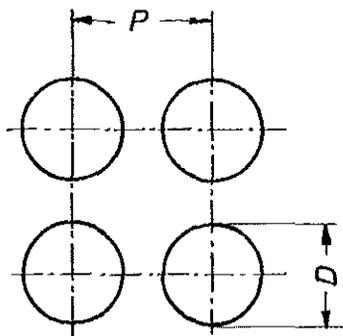
NACA TN - 4384 (1958)

[23] E.R.G. ECKERT, R.F. IRVINE, JR.

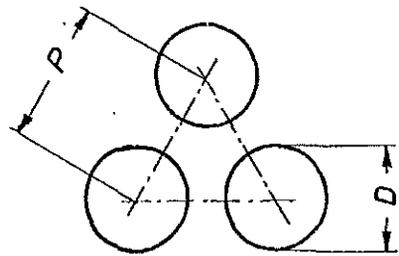
Flow in Corners of Passages With Noncircular Cross  
Sections.

Trans. ASME 78 No. 4 (1956)



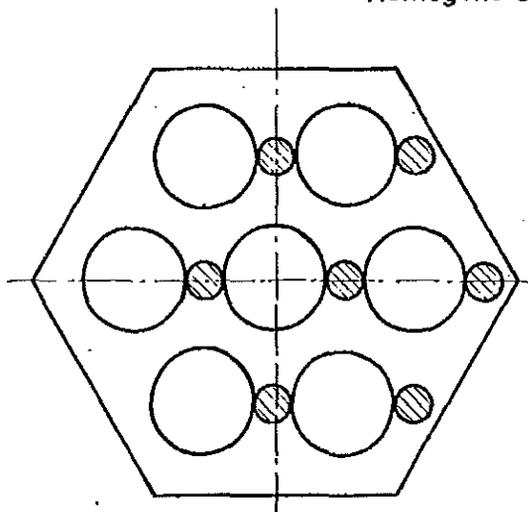


a.) quadratische  
Anordnung

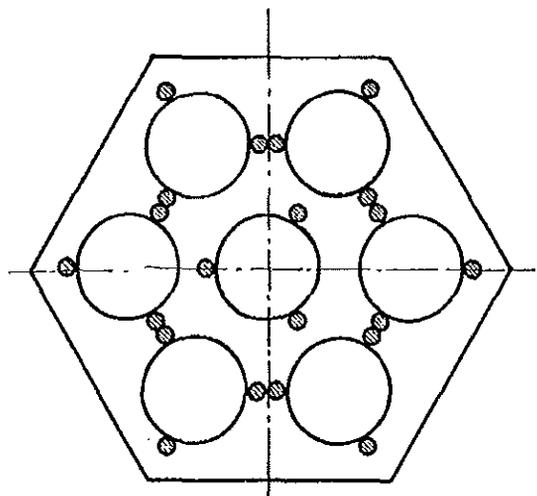


b.) hexagonale  
Anordnung

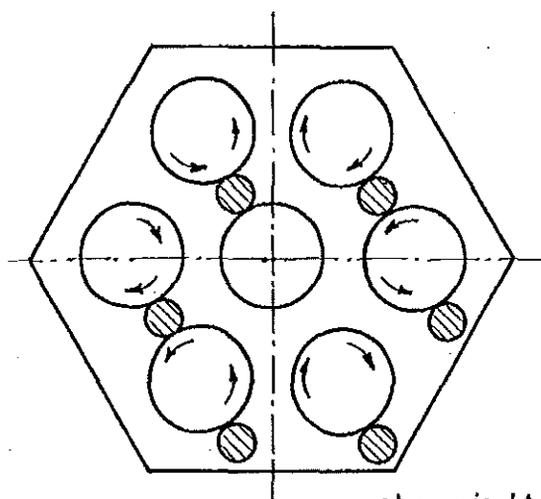
Homogene Stabbündel



c.) Abstützung: Stab/Draht  
eingängig



d.) Abstützung: Draht/Draht  
dreigängig



e.) gemischt

Abb.1 Anordnungen von Stabbündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern

Abb. 2 Literaturübersicht  
 Gemischte Stabbündel  
 $\lambda = f(Re)$

Nr.	Lit.	H(mm)	$\frac{P}{D}$	n
1	[8]	$\infty$	1,14	7
2	[8]	419	1,14	7
3	[8]	279	1,14	7
4	[8]	140	1,14	7
5	[6]	156	1,245	37
6	[6]	100	1,245	37
7	[6]	150	1,245	37
8	[6]	140	1,28	19
9	[5]	50,8	1,2	7
10	[5]	101,6	1,2	7
11	[5]	254	1,2	7
12	[5]	457	1,2	7
13	[5]	63,5	1,11	7
14	[5]	101,6	1,11	7
15	[5]	254	1,11	7
16	[5]	457	1,11	7
17	[4]	254	1,113	7
18	[16]	glattes Rohr		

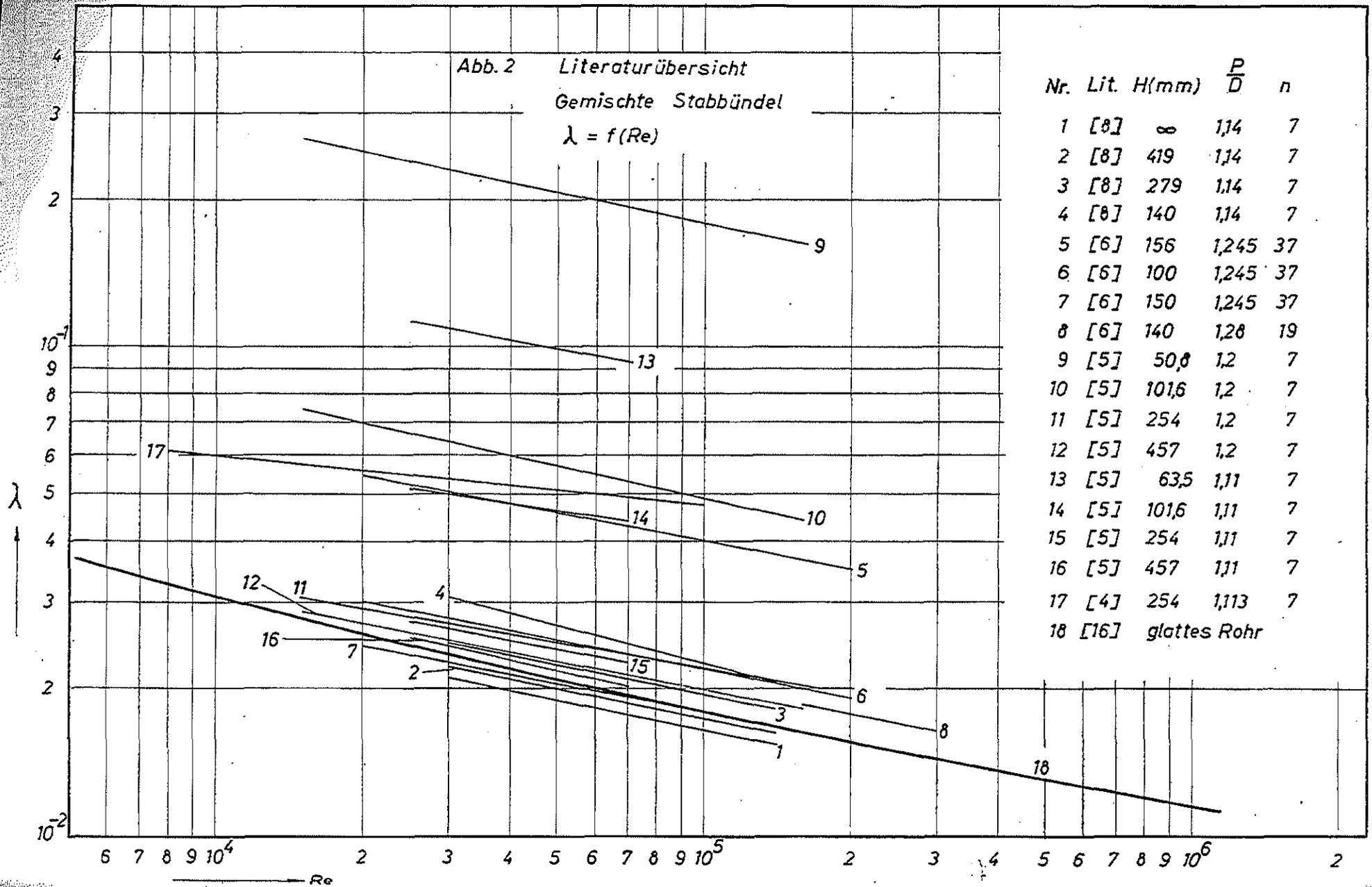
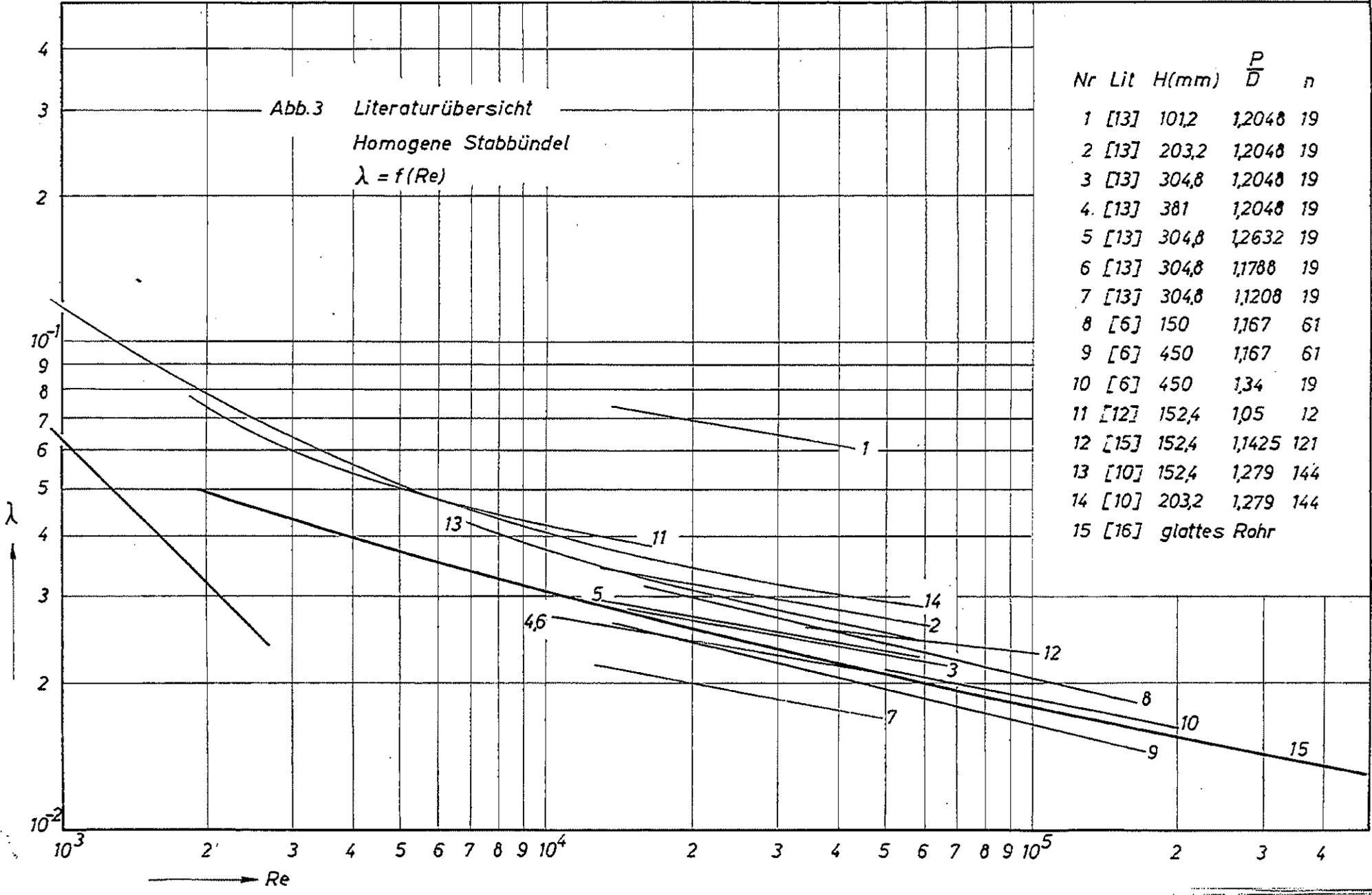
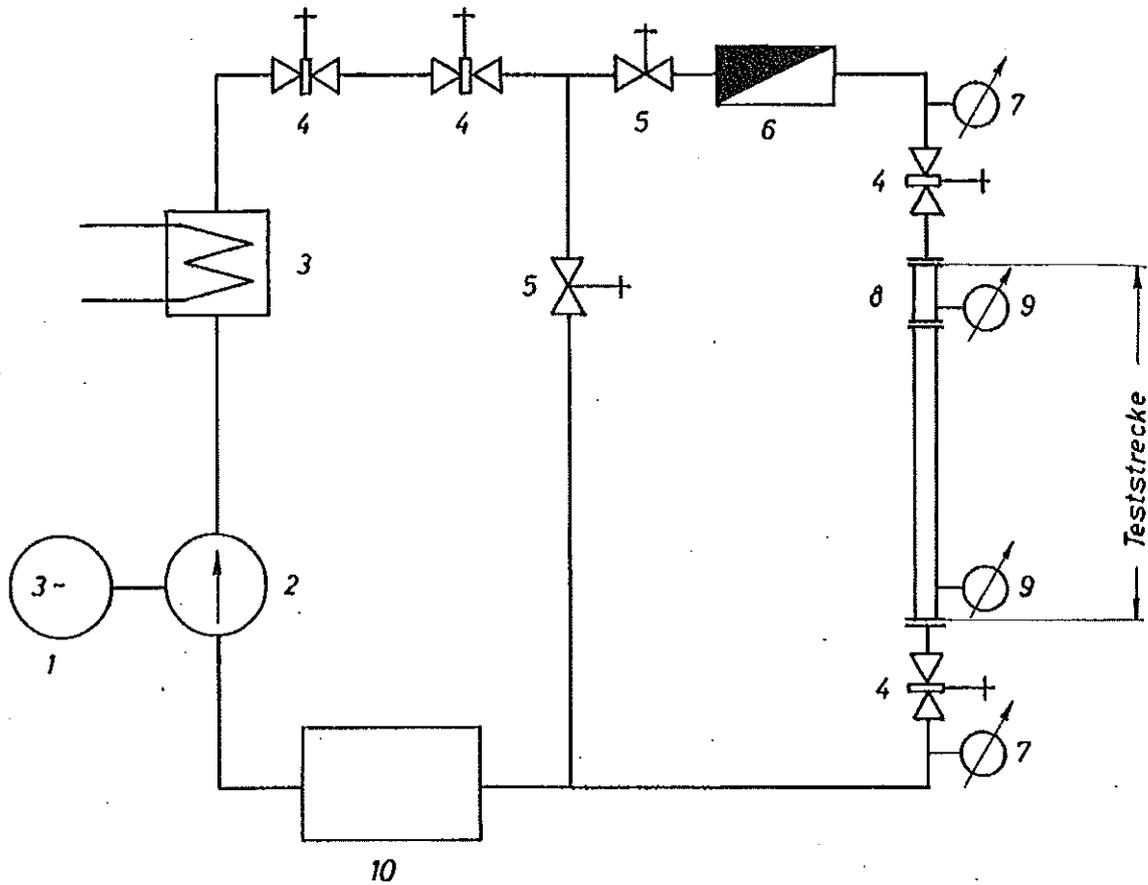


Abb.3 Literaturübersicht  
Homogene Stabbüdel  
 $\lambda = f(Re)$



Nr	Lit	H(mm)	$\frac{P}{D}$	n
1	[13]	101,2	1,2048	19
2	[13]	203,2	1,2048	19
3	[13]	304,8	1,2048	19
4	[13]	381	1,2048	19
5	[13]	304,8	1,2632	19
6	[13]	304,8	1,1788	19
7	[13]	304,8	1,1208	19
8	[6]	150	1,167	61
9	[6]	450	1,167	61
10	[6]	450	1,34	19
11	[12]	152,4	1,05	12
12	[15]	152,4	1,1425	121
13	[10]	152,4	1,279	144
14	[10]	203,2	1,279	144
15	[16]	glattes Rohr		

Abb. 4 Kreislaufschema – Wasserversuchstand



- |                |                               |
|----------------|-------------------------------|
| 1 Motor        | 6 Durchflußmesser             |
| 2 Kreiselpumpe | 7 Thermometer                 |
| 3 Kühler       | 8 Strömungsberuhigungsstrecke |
| 4 Schieber     | 9 Manometer                   |
| 5 Ventil       | 10 Vorratstank                |

Abb. 5  $\lambda = f(Re)$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$
$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

$D = 12 \text{ mm}$      $\nabla$  7 Stäbe  
 $\frac{P}{D} = 1,417$      $\circ$  19 Stäbe  
                          $\bullet$  37 Stäbe

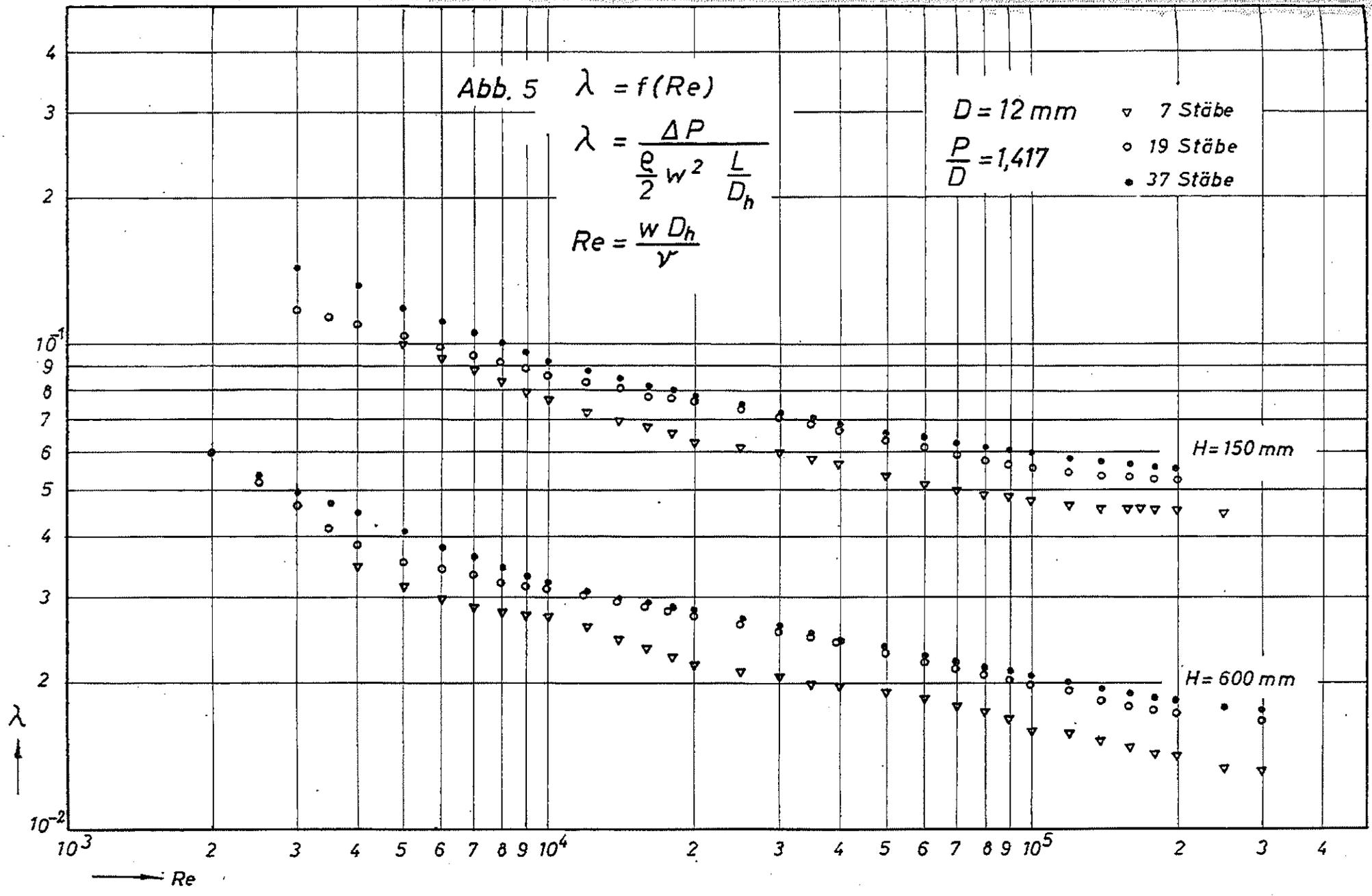


Abb. 6  $\lambda = f(Re)$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

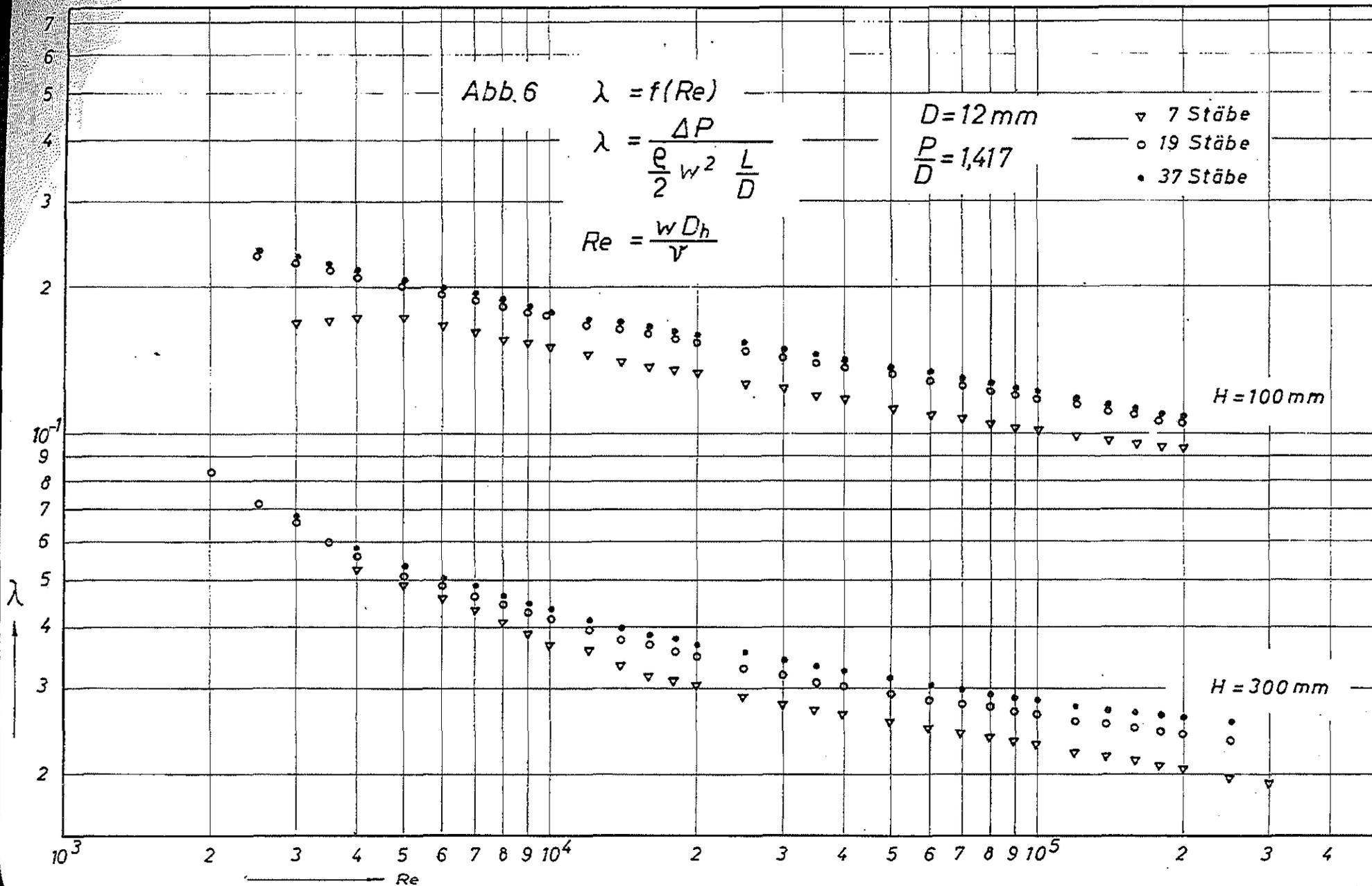
$D = 12 \text{ mm}$

$\frac{P}{D} = 1,417$

▽ 7 Stäbe

○ 19 Stäbe

• 37 Stäbe



Re

Abb. 7

$$\lambda = f(Re)$$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

D = 12 mm

$$\frac{P}{D} = 1,417$$

▽ 7 Stäbe

○ 19 Stäbe

• 37 Stäbe

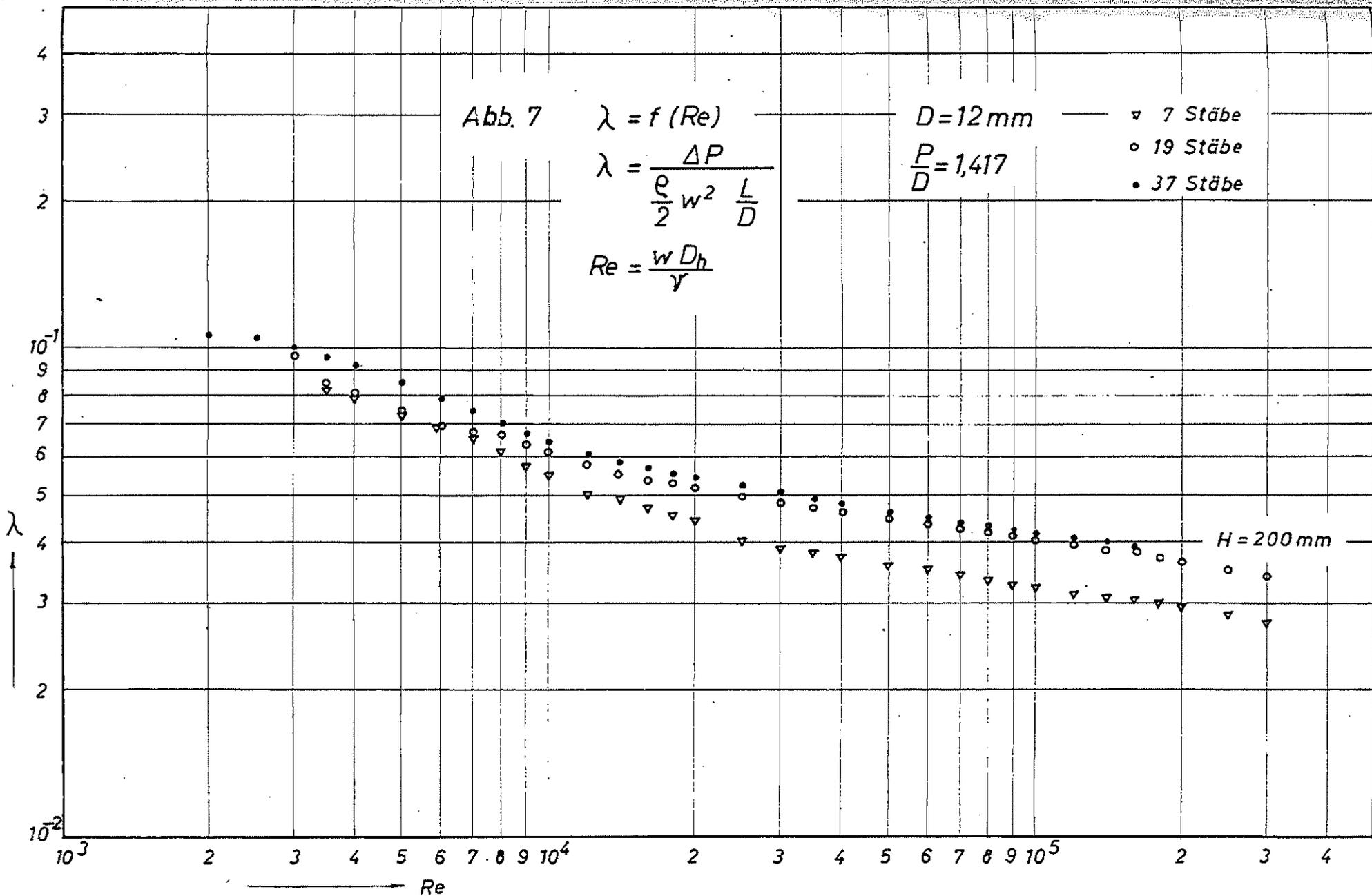


Abb. 8

$$\lambda = f(Re)$$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

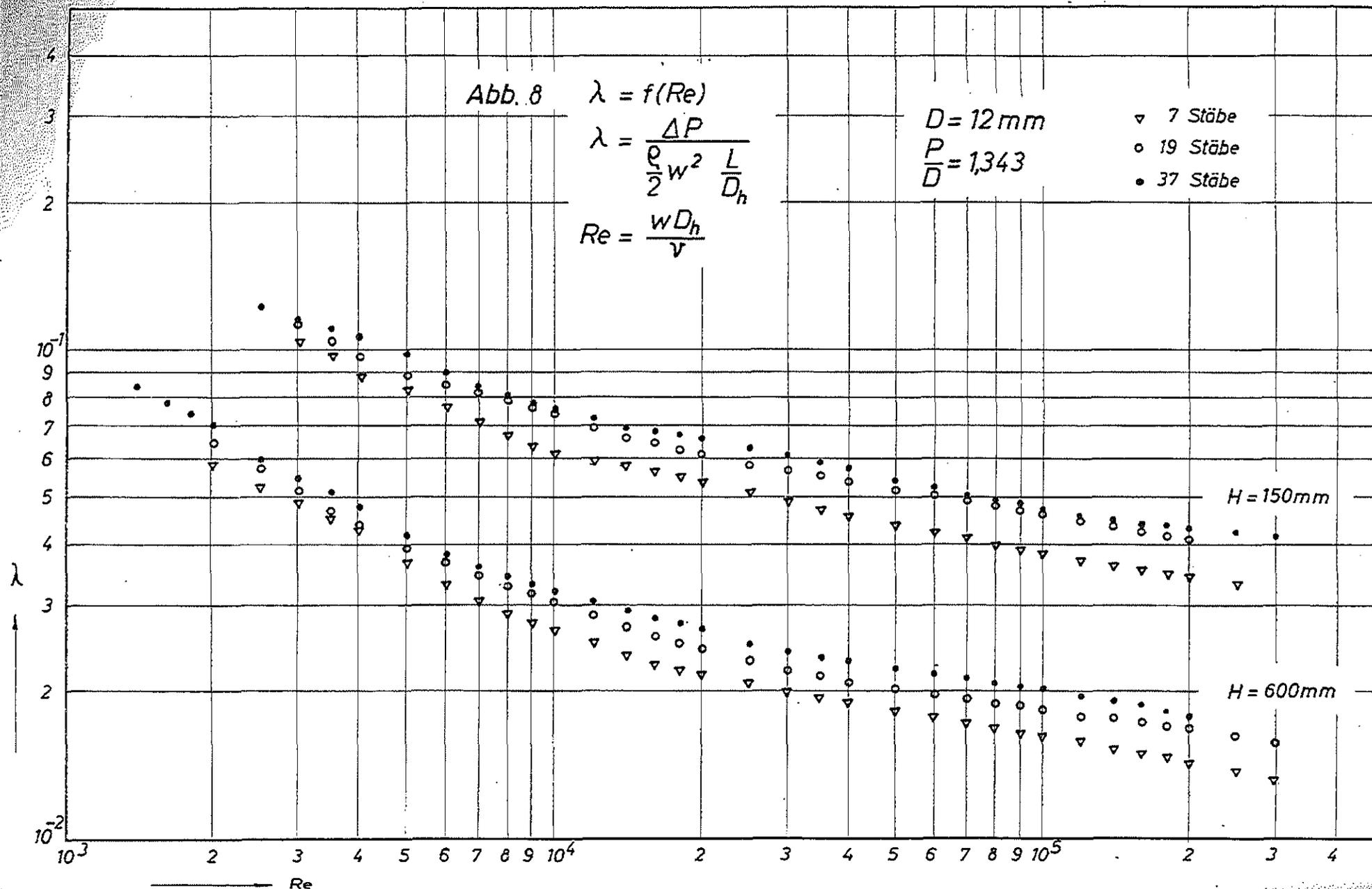
$D = 12 \text{ mm}$

$\frac{P}{D} = 1,343$

▽ 7 Stäbe

○ 19 Stäbe

● 37 Stäbe



Re

Abb. 9  $\lambda = f(Re)$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

$D = 12 \text{ mm}$   
 $\frac{P}{D} = 1,343$

- $\nabla$  7 Stäbe
- $\circ$  19 Stäbe
- $\bullet$  37 Stäbe

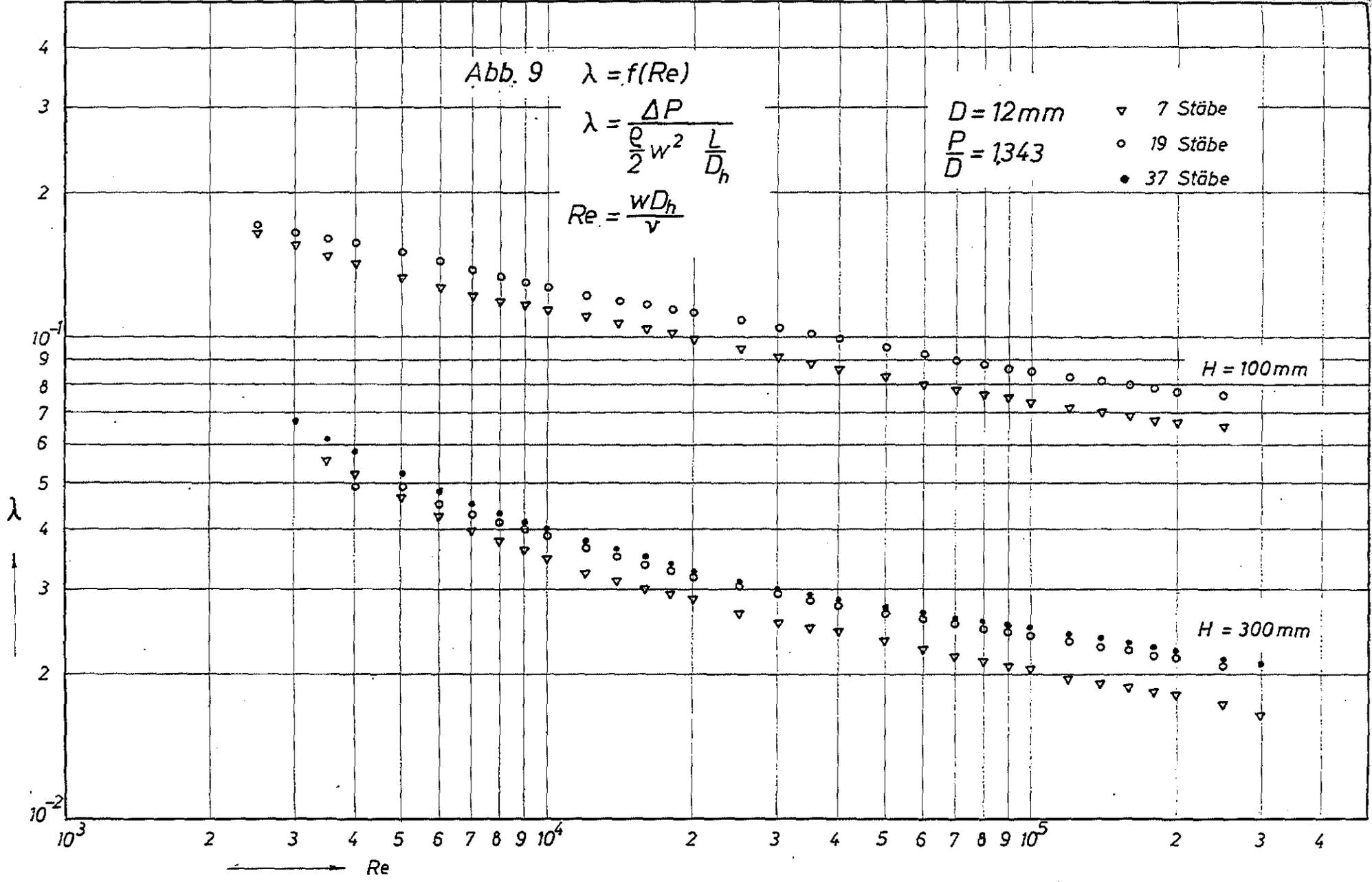


Abb. 10

$$\lambda = f(Re)$$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

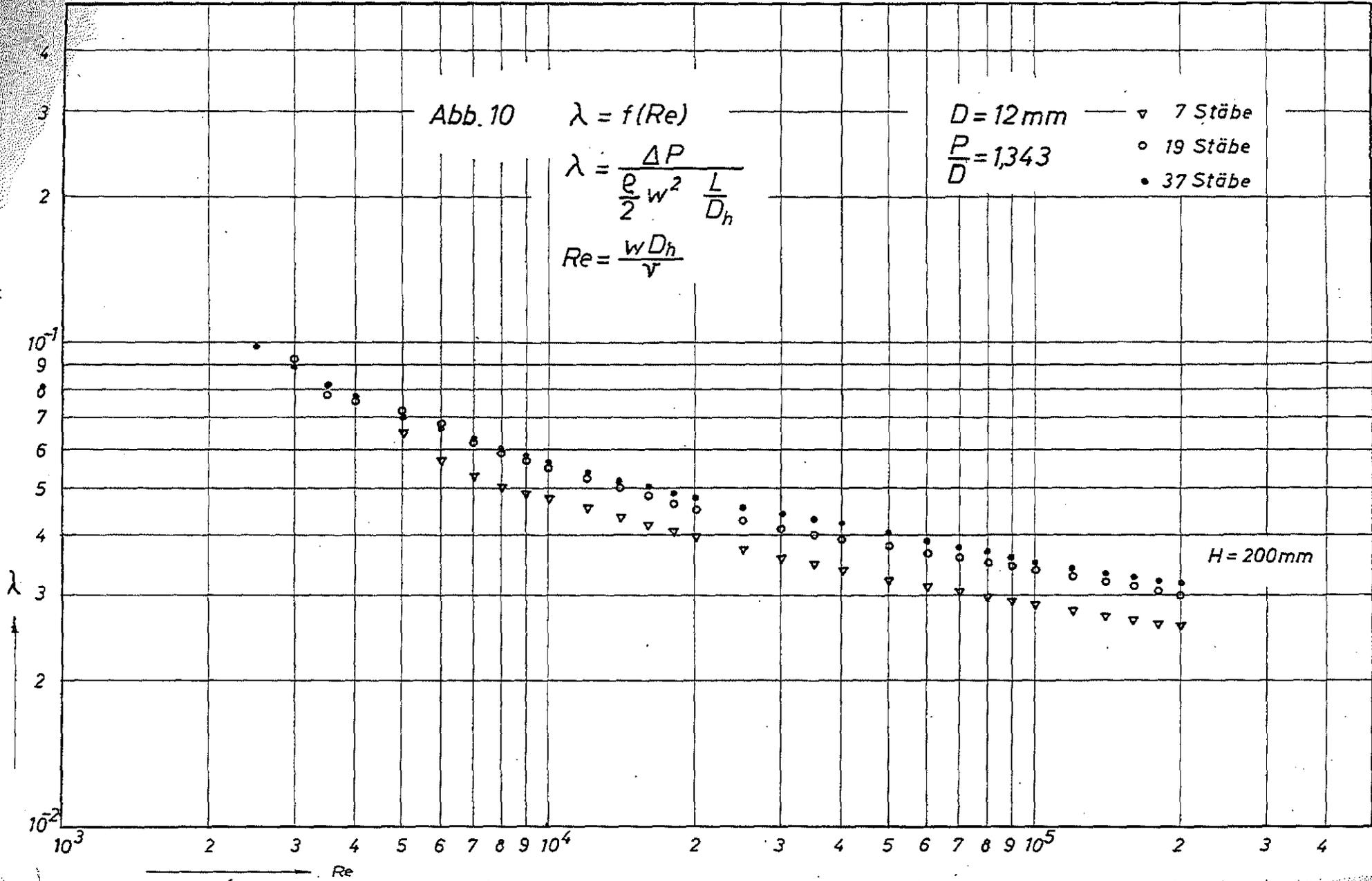
$D = 12 \text{ mm}$

$\frac{P}{D} = 1,343$

▽ 7 Stäbe

○ 19 Stäbe

• 37 Stäbe



10<sup>-</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10

2

3

4

5

6

7

8

9

10

2

3

4

Re

Abb. 11

$\lambda = f(Re)$

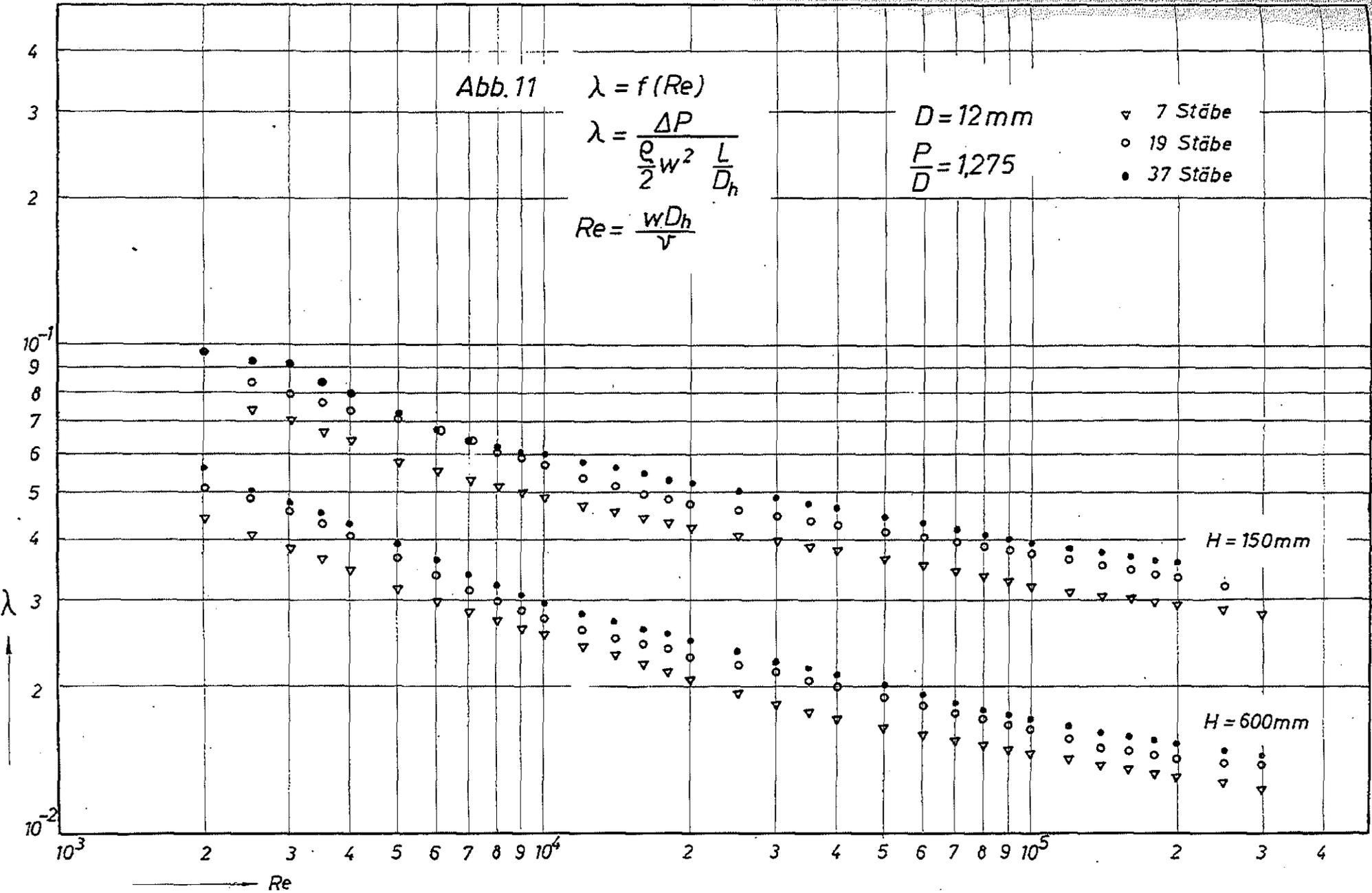
$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

D = 12 mm

$\frac{P}{D} = 1,275$

- ▽ 7 Stäbe
- 19 Stäbe
- 37 Stäbe



H = 150mm

H = 600mm

10<sup>3</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>4</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>5</sup>

2

3

4

Re

λ

10<sup>-1</sup>

9

8

7

6

5

4

3

2

10<sup>-2</sup>

Abb. 12  $\lambda = f(Re)$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

$D = 12 \text{ mm}$   
 $\frac{P}{D} = 1,275$

- $\nabla$  7 Stäbe
- $\circ$  19 Stäbe
- $\bullet$  37 Stäbe

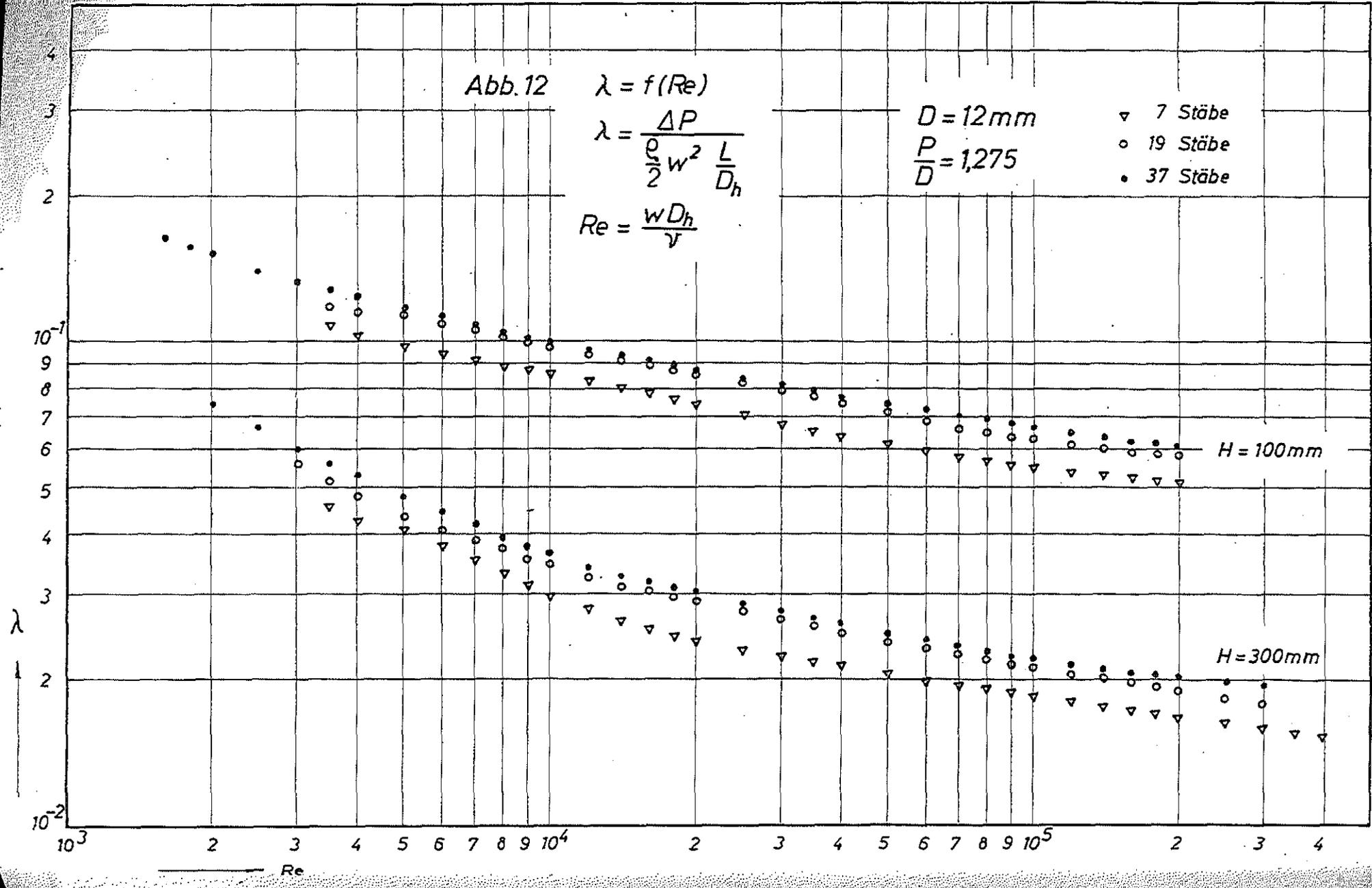


Abb. 13

$$\lambda = f(Re)$$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

D = 12 mm

$\frac{P}{D} = 1,275$

- ▽ 7 Stäbe
- 19 Stäbe
- 37 Stäbe

H = 200 mm

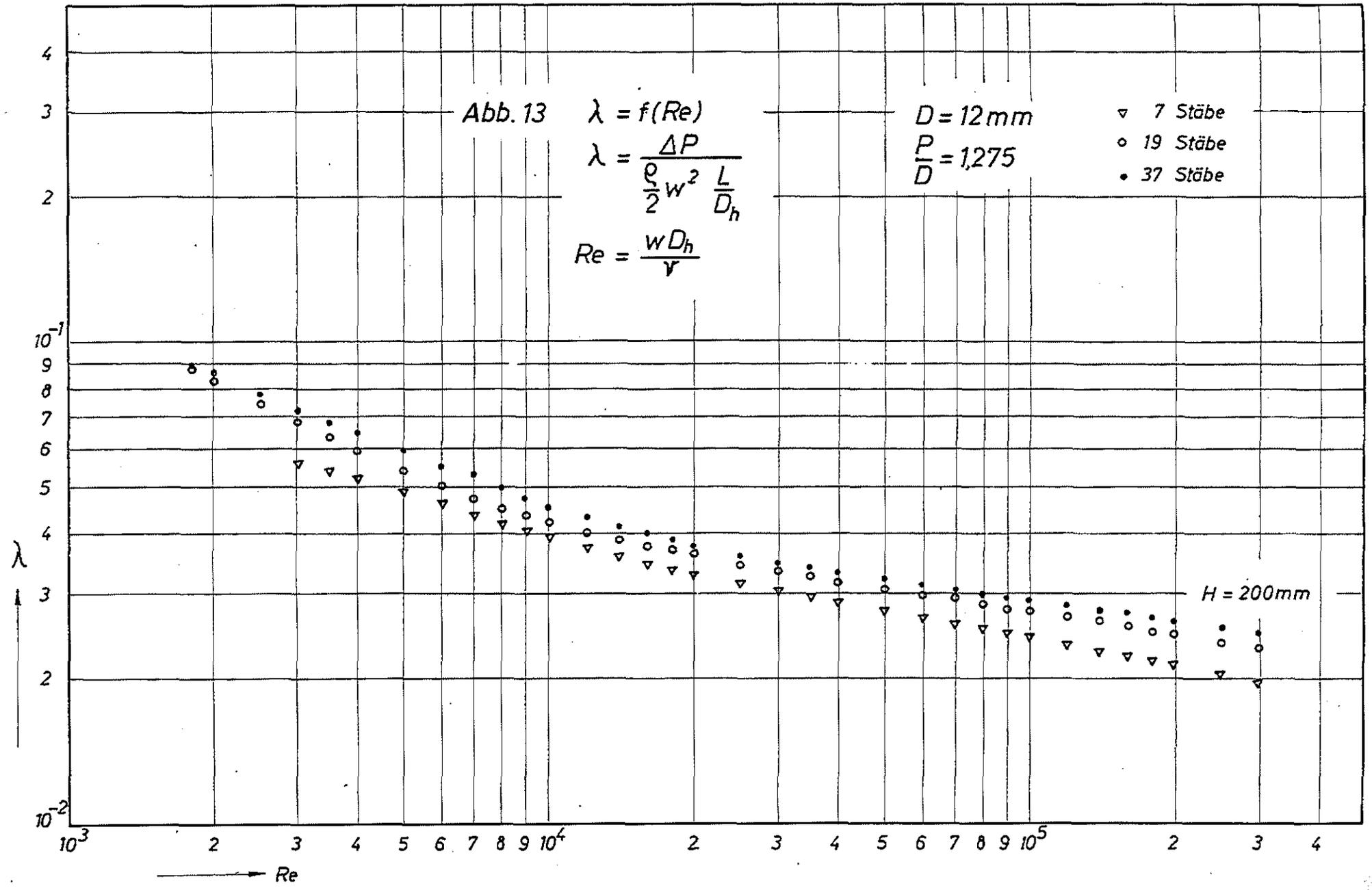


Abb. 14  $\lambda = f(Re)$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

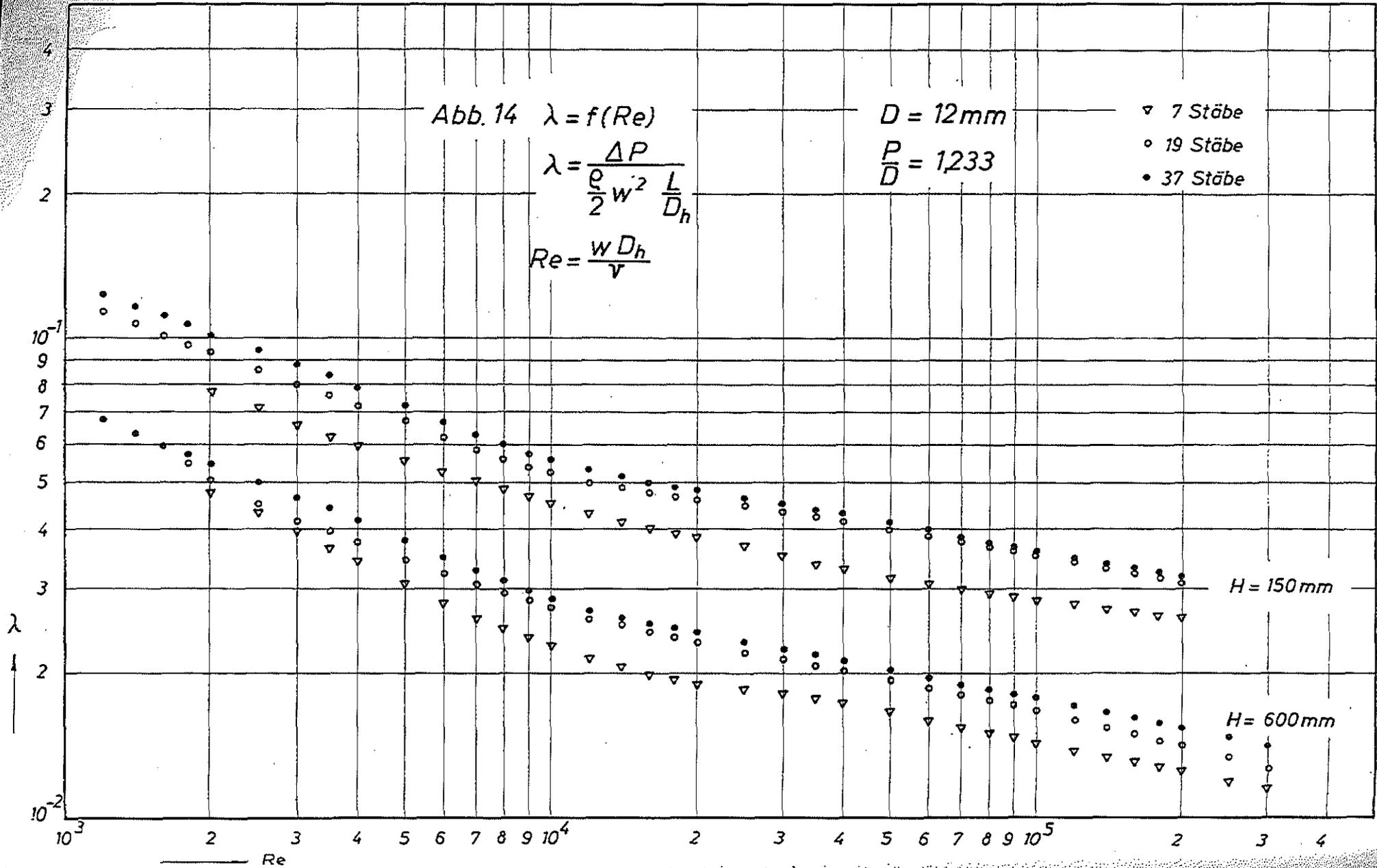
$D = 12 \text{ mm}$

$\frac{P}{D} = 1,233$

▽ 7 Stäbe

○ 19 Stäbe

• 37 Stäbe



$H = 150 \text{ mm}$

$H = 600 \text{ mm}$

Re

Abb. 15

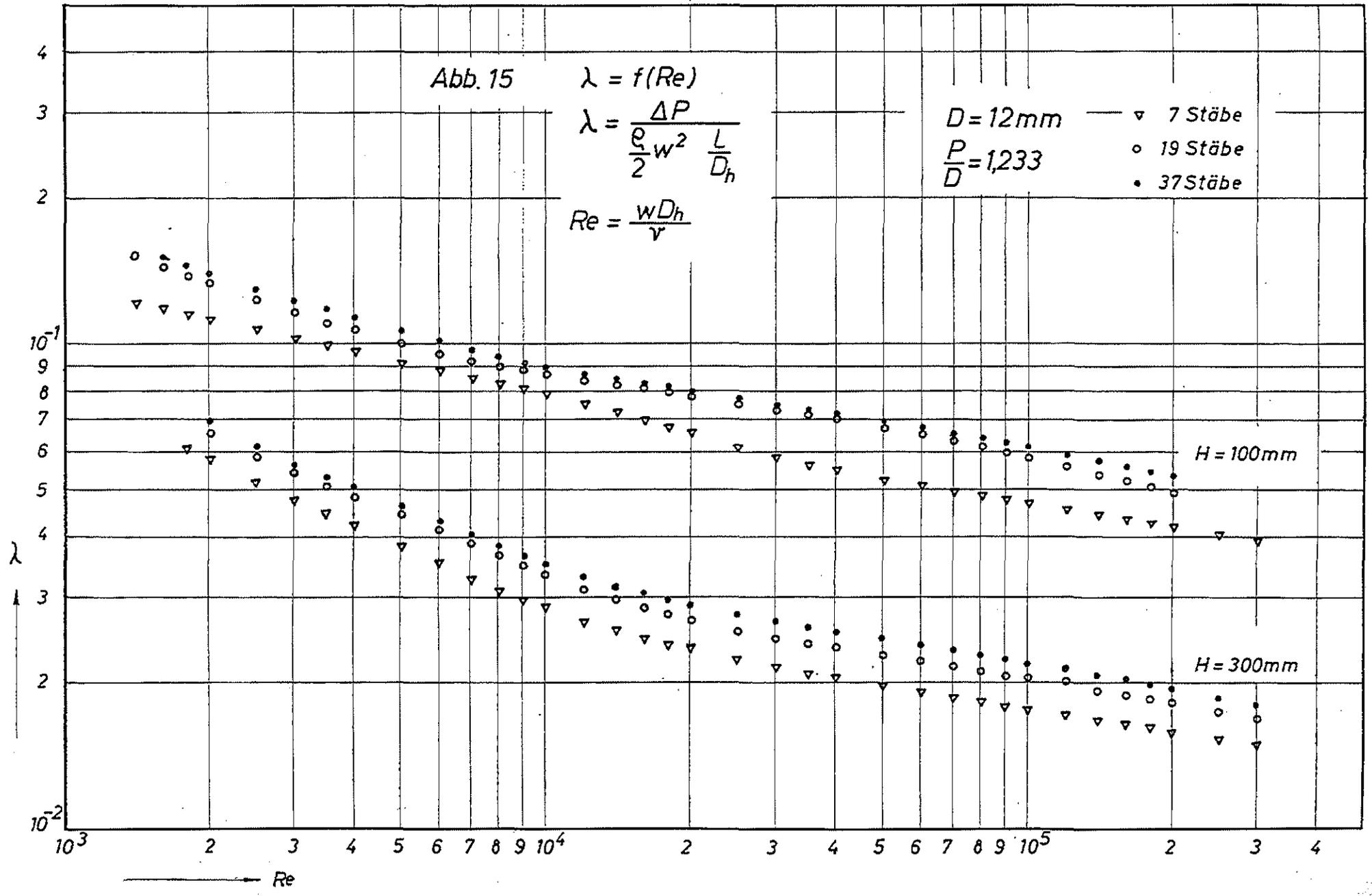
$\lambda = f(Re)$

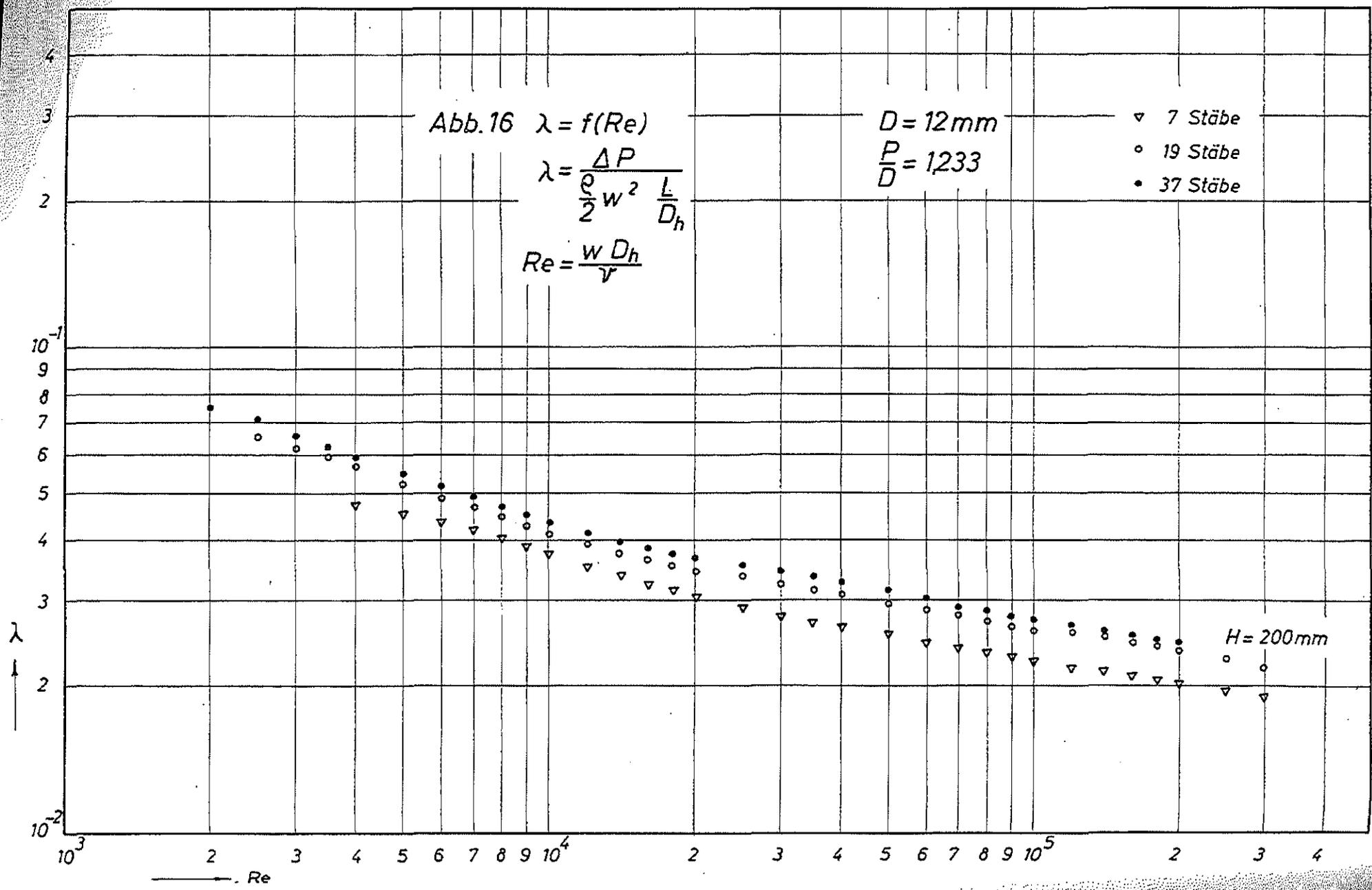
$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

$D = 12\text{mm}$   
 $\frac{P}{D} = 1,233$

- ▽ 7 Stäbe
- 19 Stäbe
- 37 Stäbe





10<sup>-</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>-</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>-</sup>

2

3

4

Re

Abb.17

$\lambda = f(Re)$

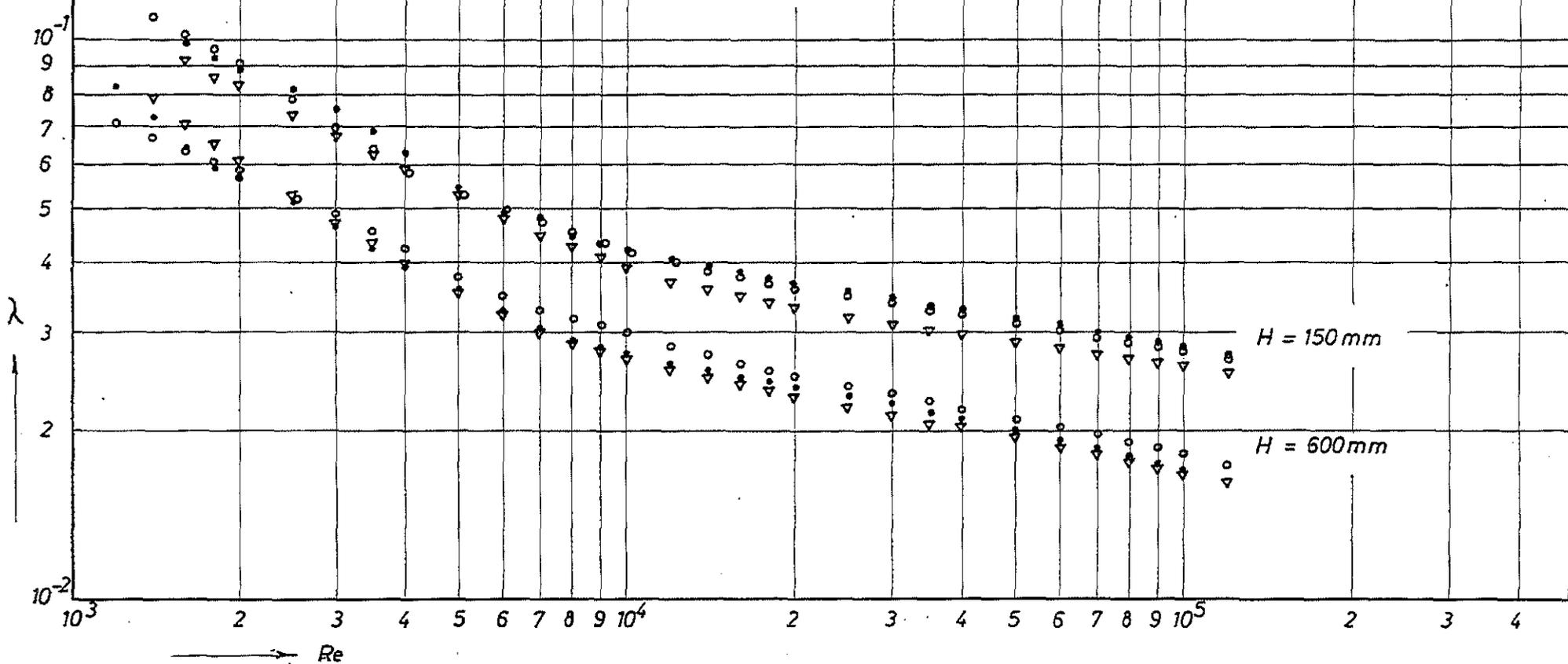
$$\lambda = \frac{\Delta P}{\rho \frac{w^2}{2} L} \frac{D_h}{D}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

D = 12 mm

$\frac{P}{D} = 1,125$

- ▽ 19 Stäbe
- 37 Stäbe
- 61 Stäbe



H = 150 mm

H = 600 mm

10<sup>-2</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>4</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>5</sup>

2

3

4

Re

Abb.18

$$\lambda = f(Re)$$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

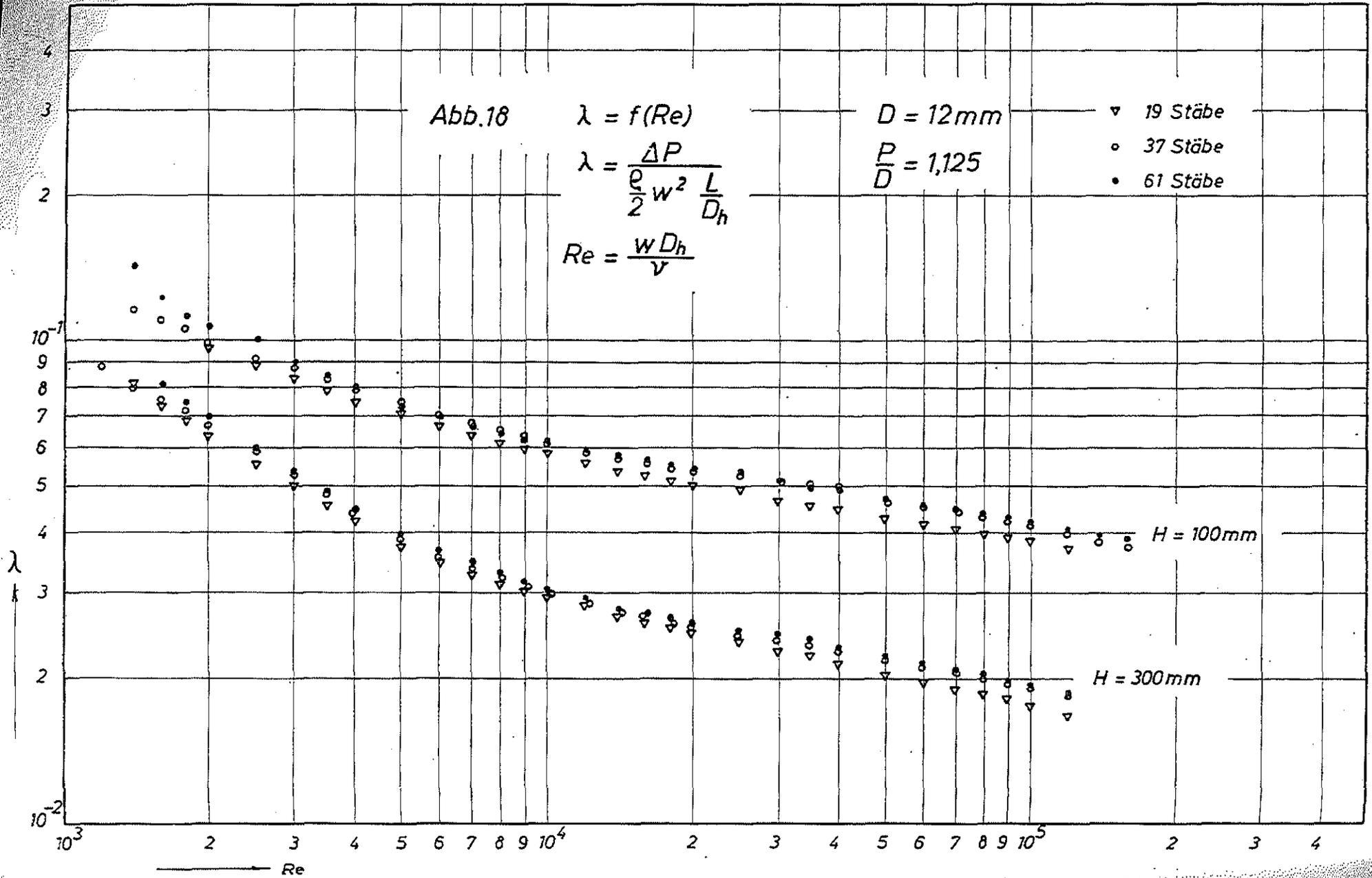
$D = 12\text{ mm}$

$\frac{P}{D} = 1,125$

▽ 19 Stäbe

○ 37 Stäbe

● 61 Stäbe



Re

Abb.19

$\lambda = f(Re)$

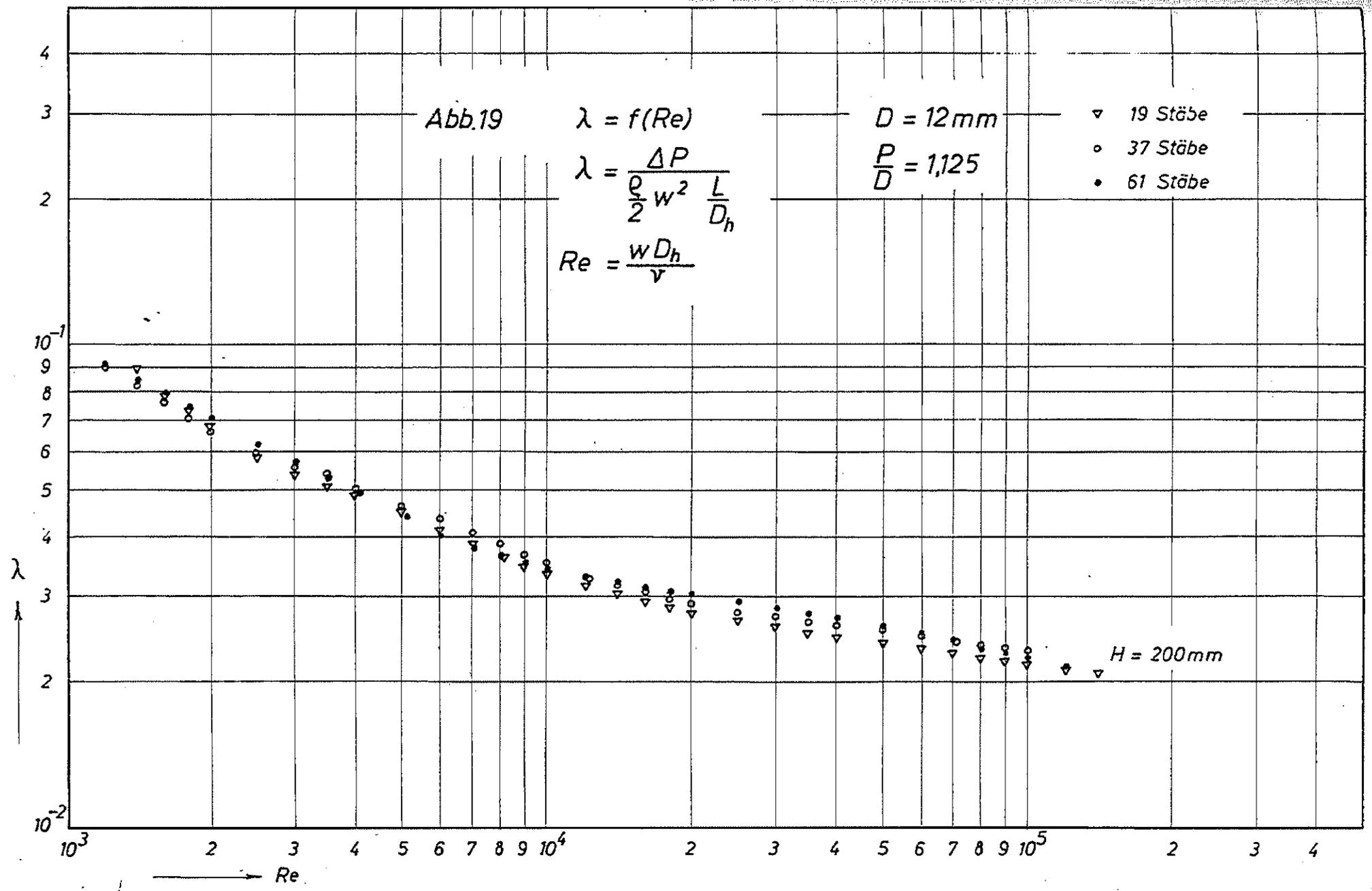
$$\lambda = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} w^2 \frac{L}{D_h}}$$

$$Re = \frac{w D_h}{\nu}$$

$D = 12 \text{ mm}$

$\frac{P}{D} = 1,125$

- ▽ 19 Stäbe
- 37 Stäbe
- 61 Stäbe



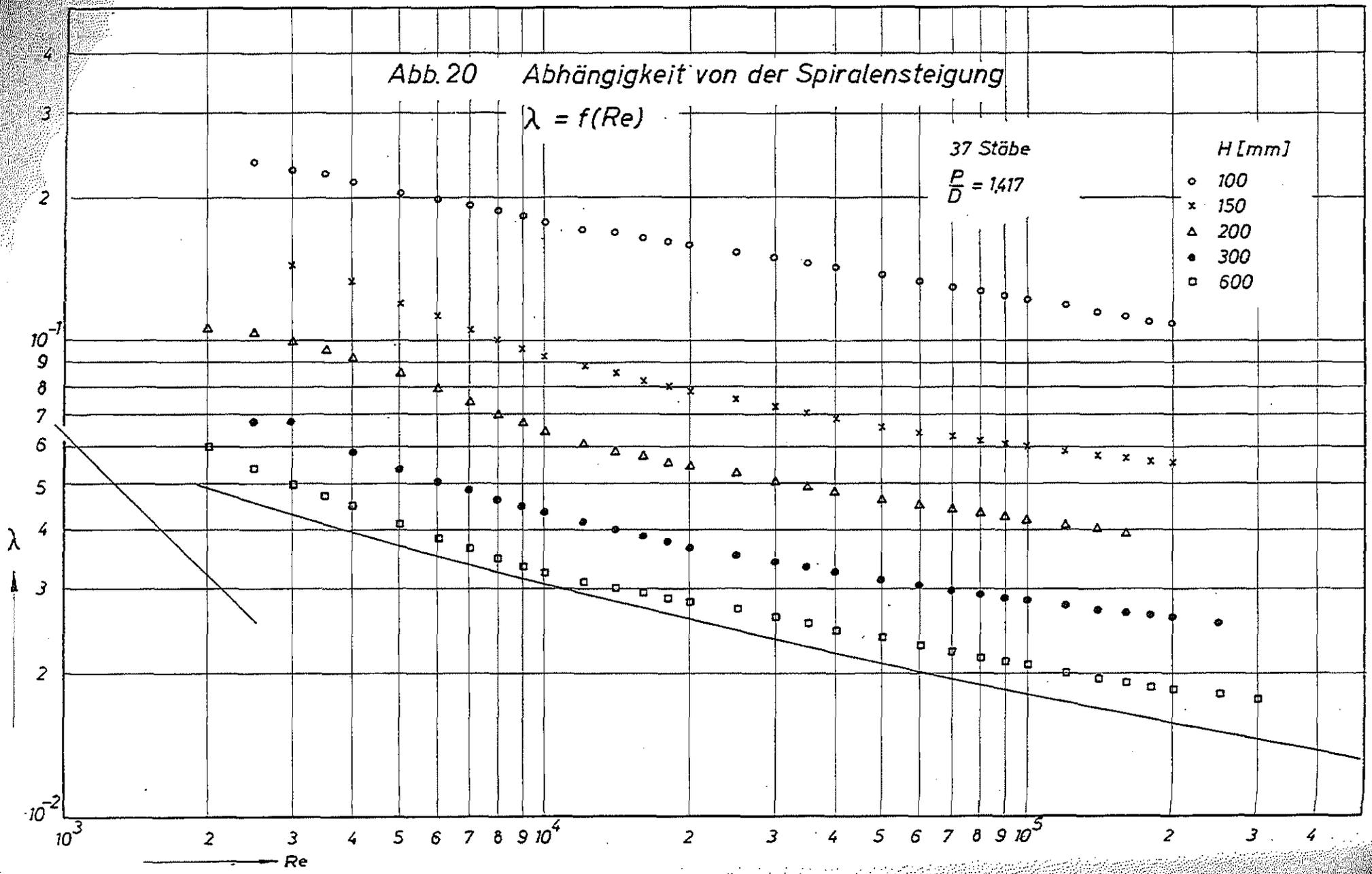
$H = 200 \text{ mm}$

Abb. 20 Abhängigkeit von der Spiralensteigung

$\lambda = f(Re)$

37 Stäbe  
 $\frac{P}{D} = 1,417$

- H [mm]
- 100
  - × 150
  - △ 200
  - 300
  - 600



Re

Abb.21 Abhängigkeit von der Spiralensteigung  
 $\lambda = f(Re)$

61 Stäbe  
 $\frac{P}{D} = 1,125$

H [mm]

- 100
- × 150
- △ 200
- 300
- 600

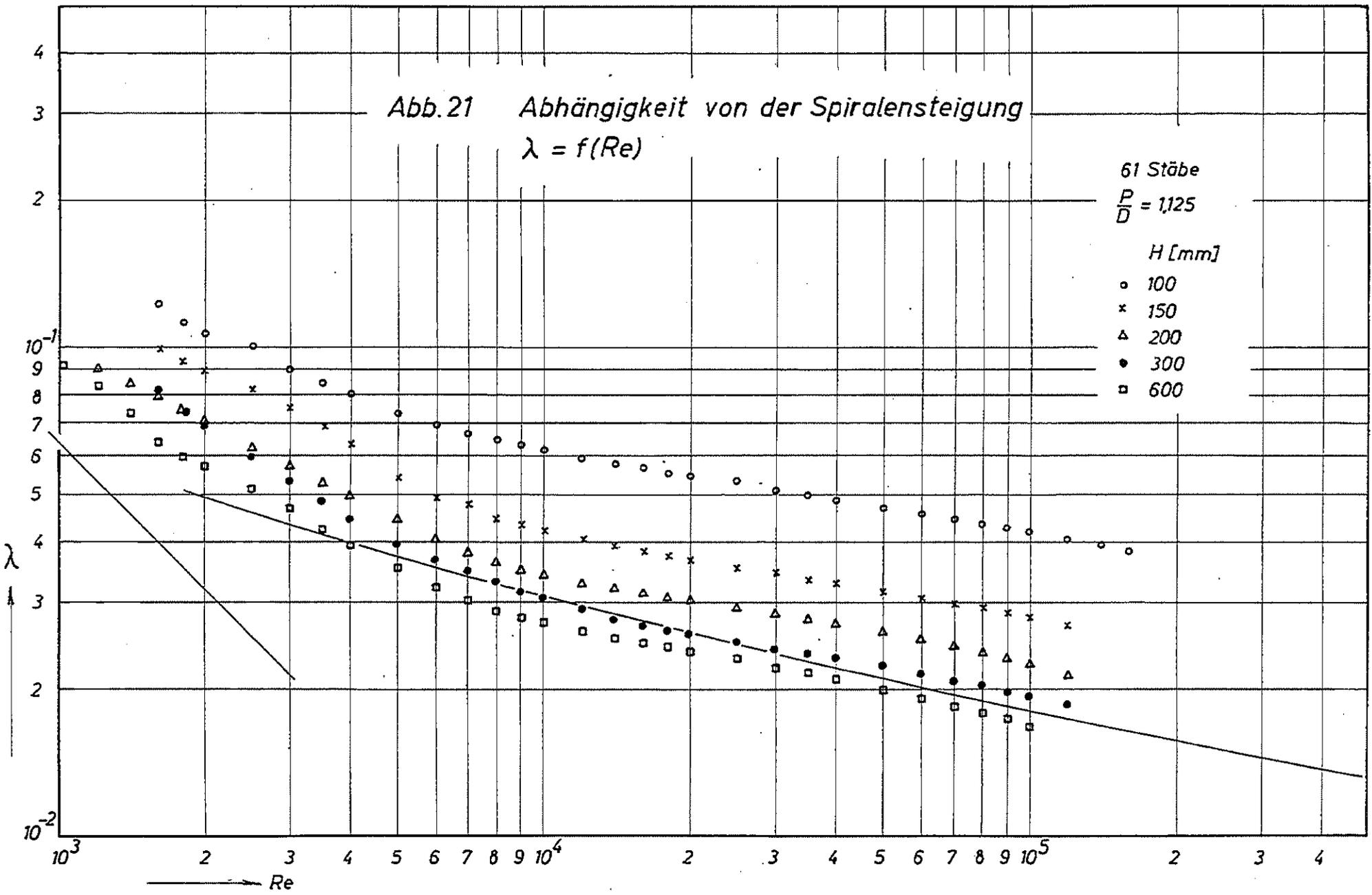
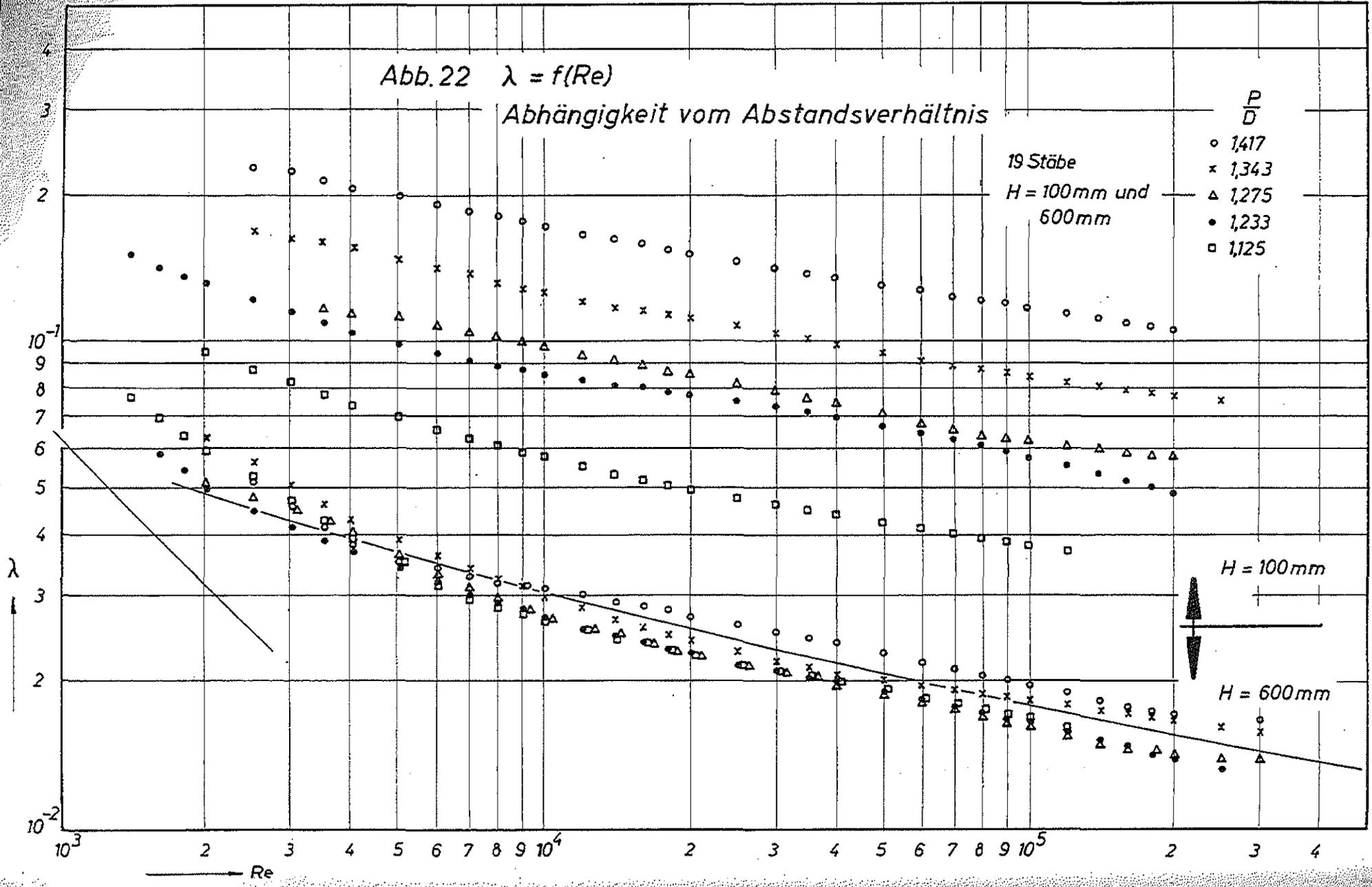


Abb.22  $\lambda = f(Re)$

Abhängigkeit vom Abstandsverhältnis

19 Stäbe  
 $H = 100\text{mm}$  und  
 $600\text{mm}$

- $\circ$  1,417
- $\times$  1,343
- $\triangle$  1,275
- $\bullet$  1,233
- $\square$  1,125

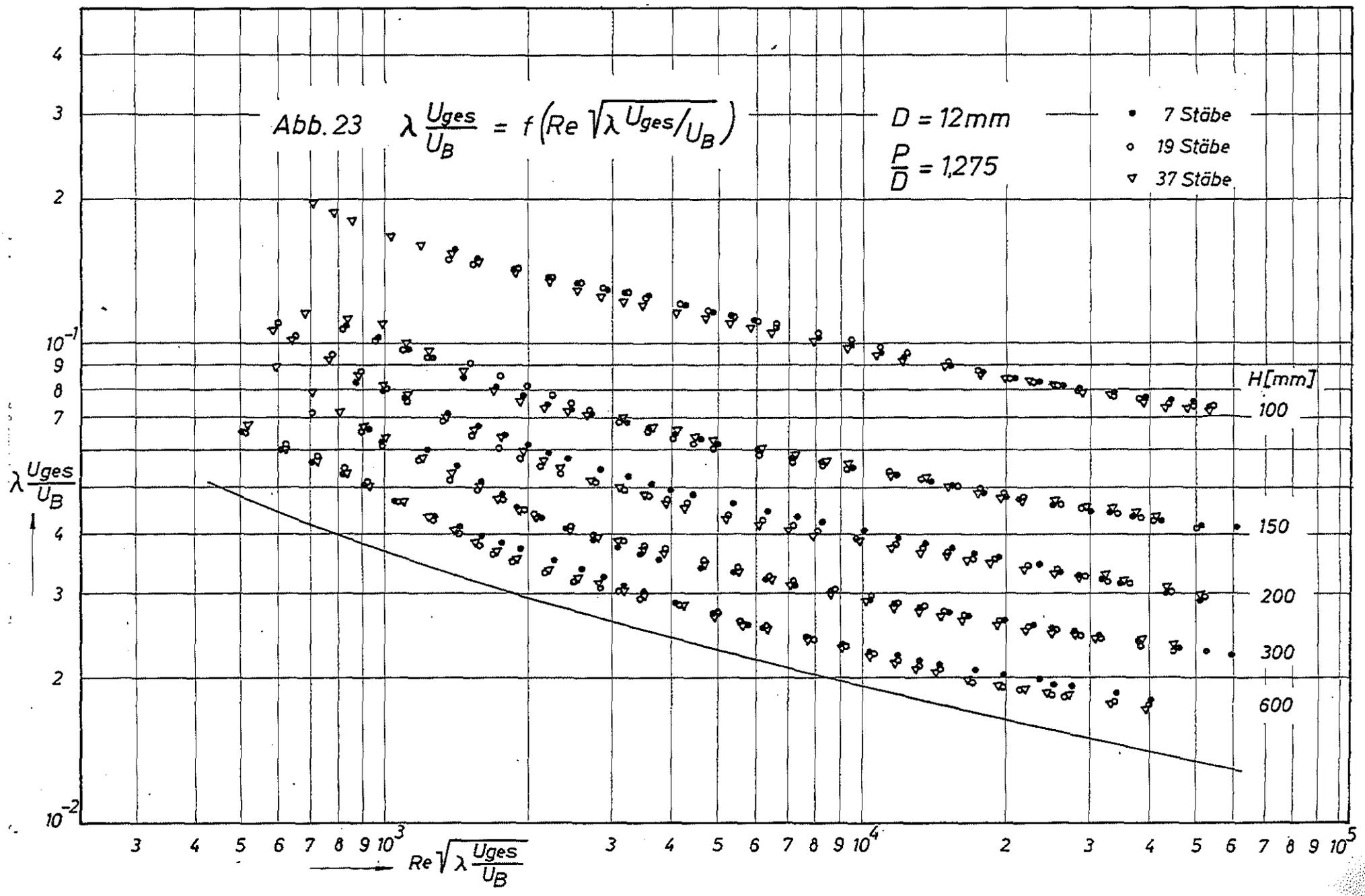


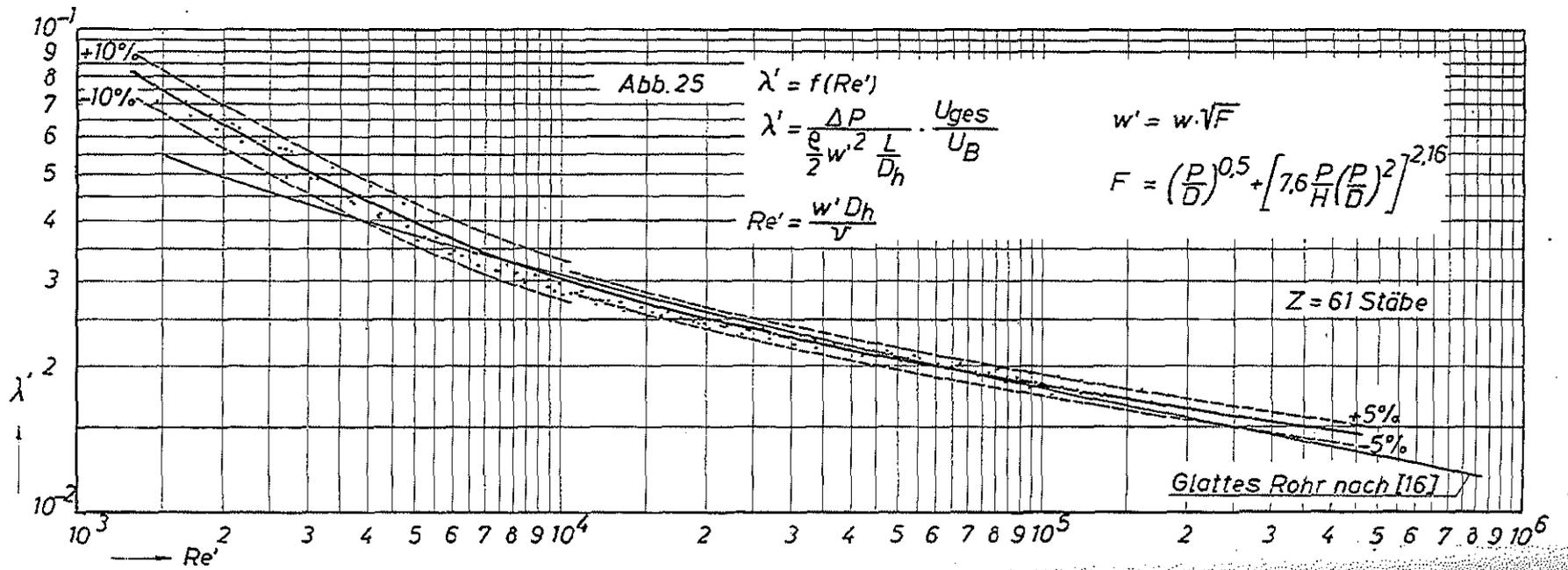
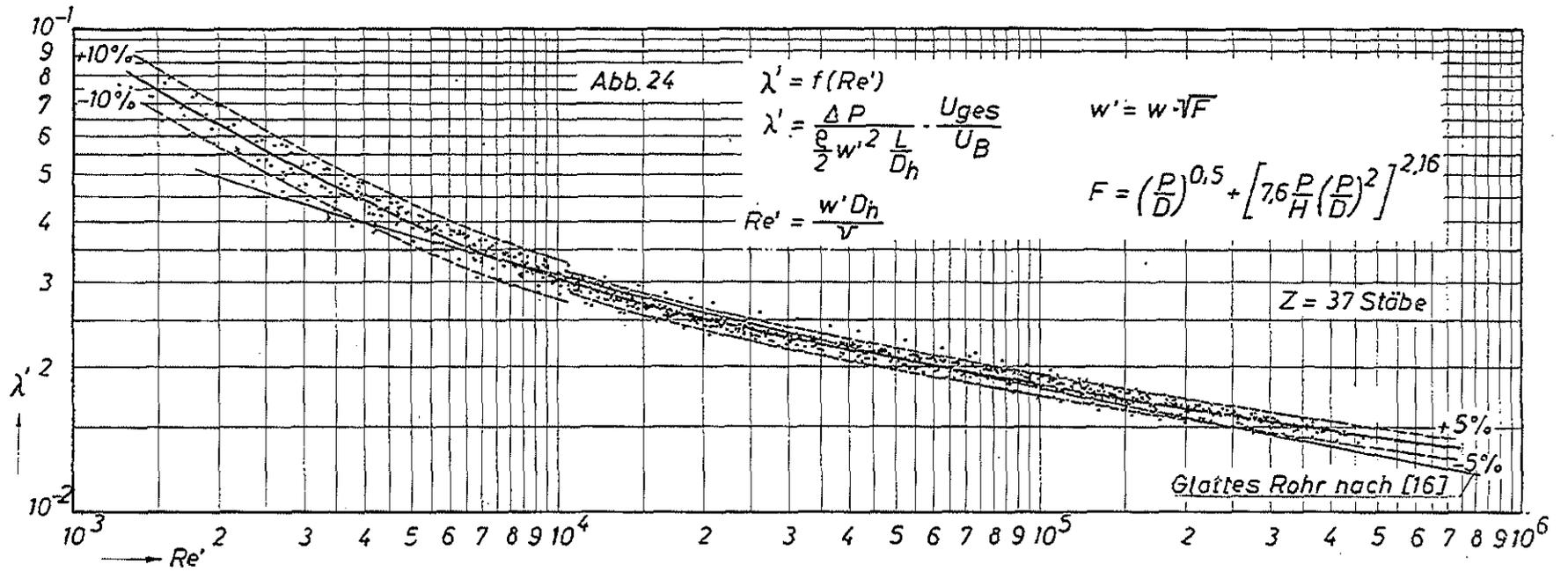
Re

Abb. 23  $\lambda \frac{U_{ges}}{U_B} = f\left(Re \sqrt{\lambda \frac{U_{ges}}{U_B}}\right)$

$D = 12\text{mm}$   
 $\frac{P}{D} = 1,275$

- 7 Stäbe
- 19 Stäbe
- ◡ 37 Stäbe





10<sup>-1</sup>  
10<sup>-2</sup>

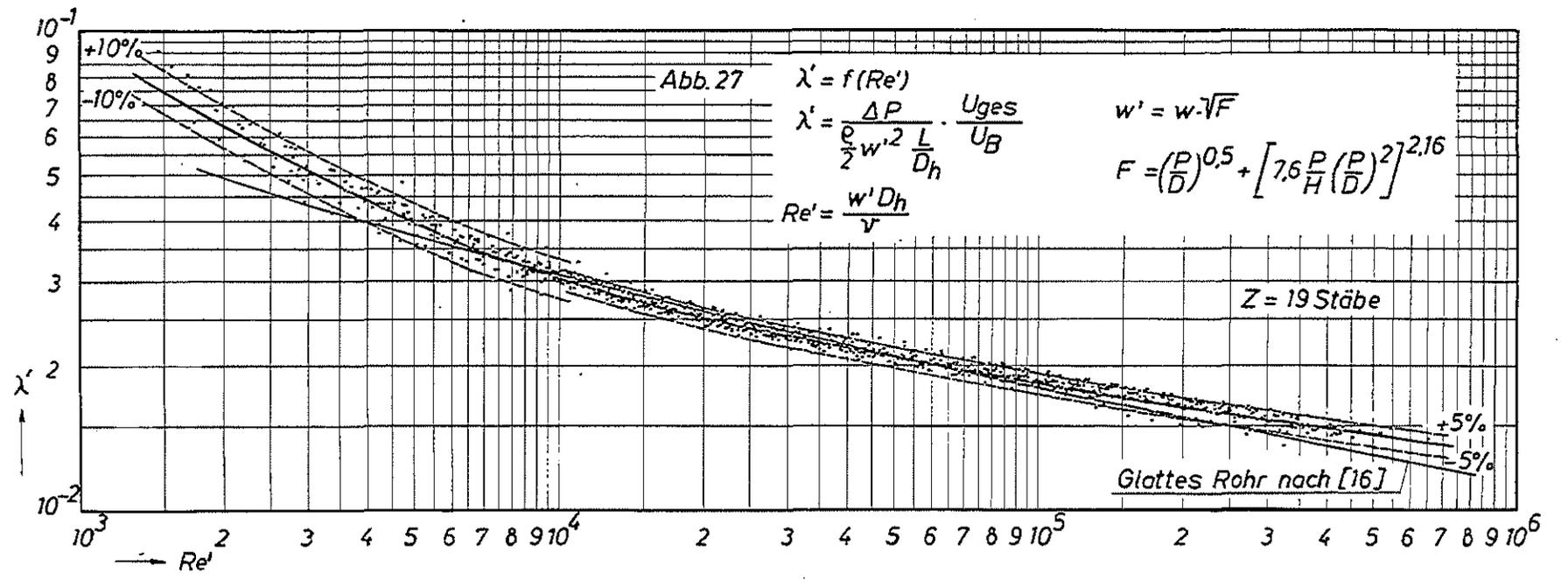
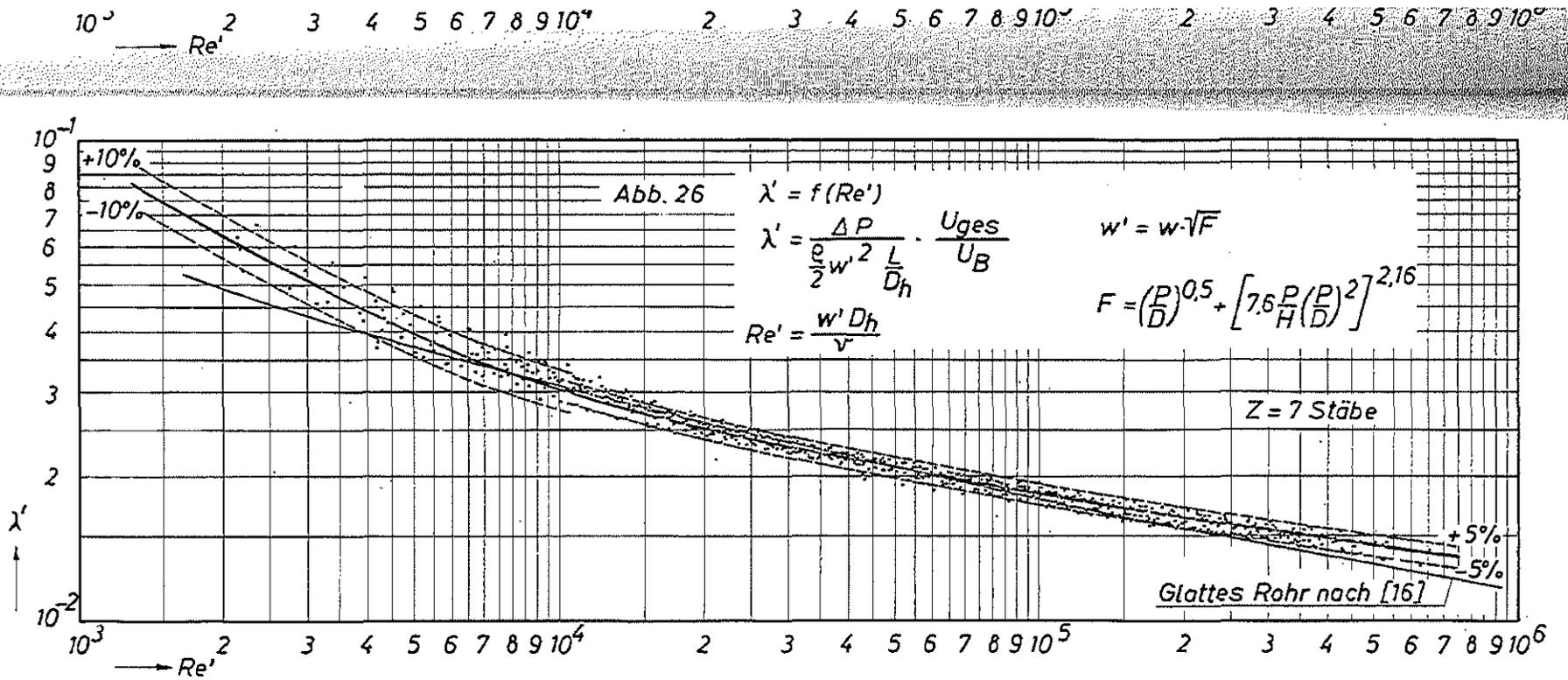
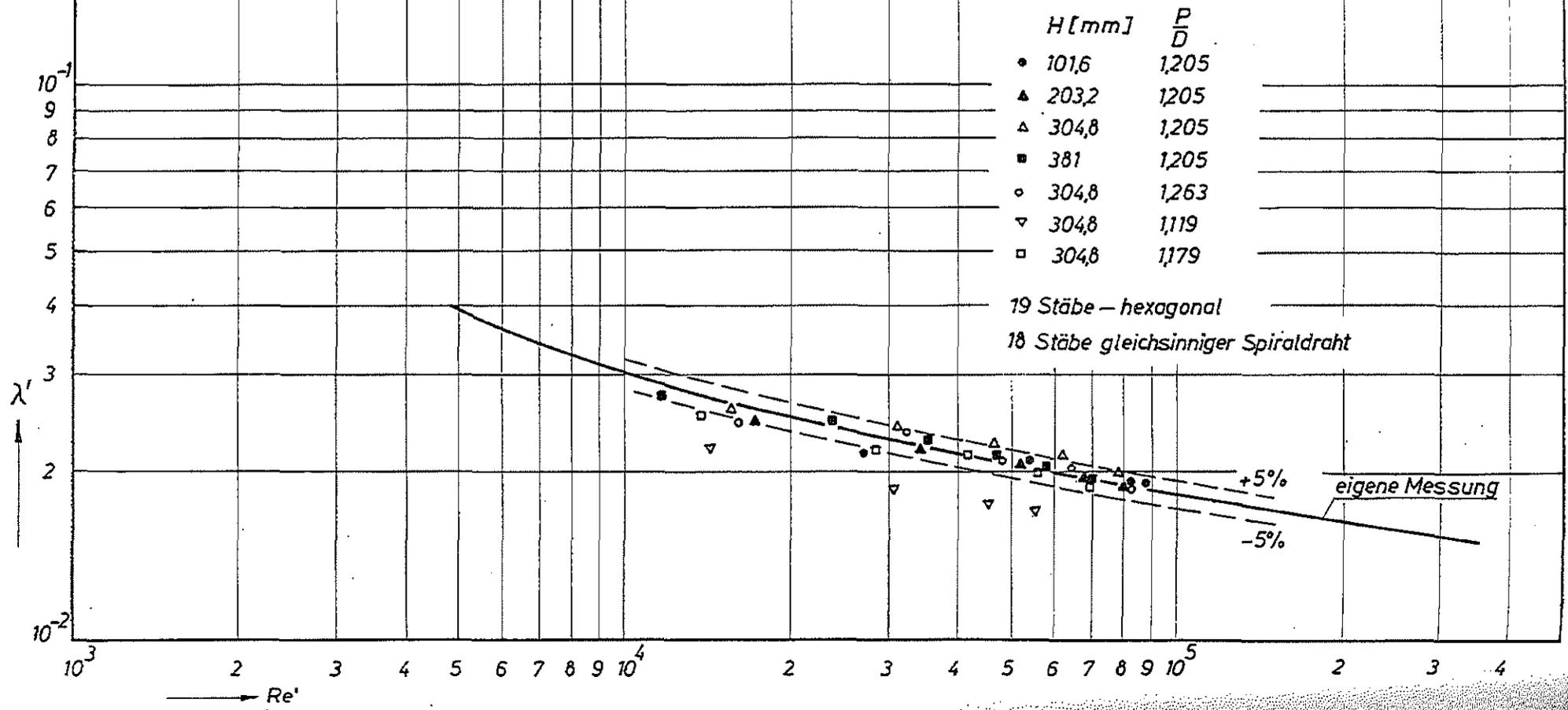


Abb.28 Literaturvergleich  
 Meßergebnisse von BISHOP, Mc CABE, NELSON [13]  
 $\lambda' = f(Re')$



10<sup>-</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>-</sup>

→ Re'

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>-</sup>

2

3

4

Abb.29 Literaturvergleich  
 Meßergebnisse von MÖLLER [6] [7]  
 $\lambda' = f(Re')$

H [mm]  $\frac{P}{D}$

○ 150 1,167 eingängig

● 450 1,167 dreigängig

61 Stäbe – hexagonal – homogen

$\lambda'$   
↑

10<sup>-1</sup>

9

8

7

6

5

4

3

2

10<sup>-2</sup>

10<sup>3</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>4</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>5</sup>

2

3

4

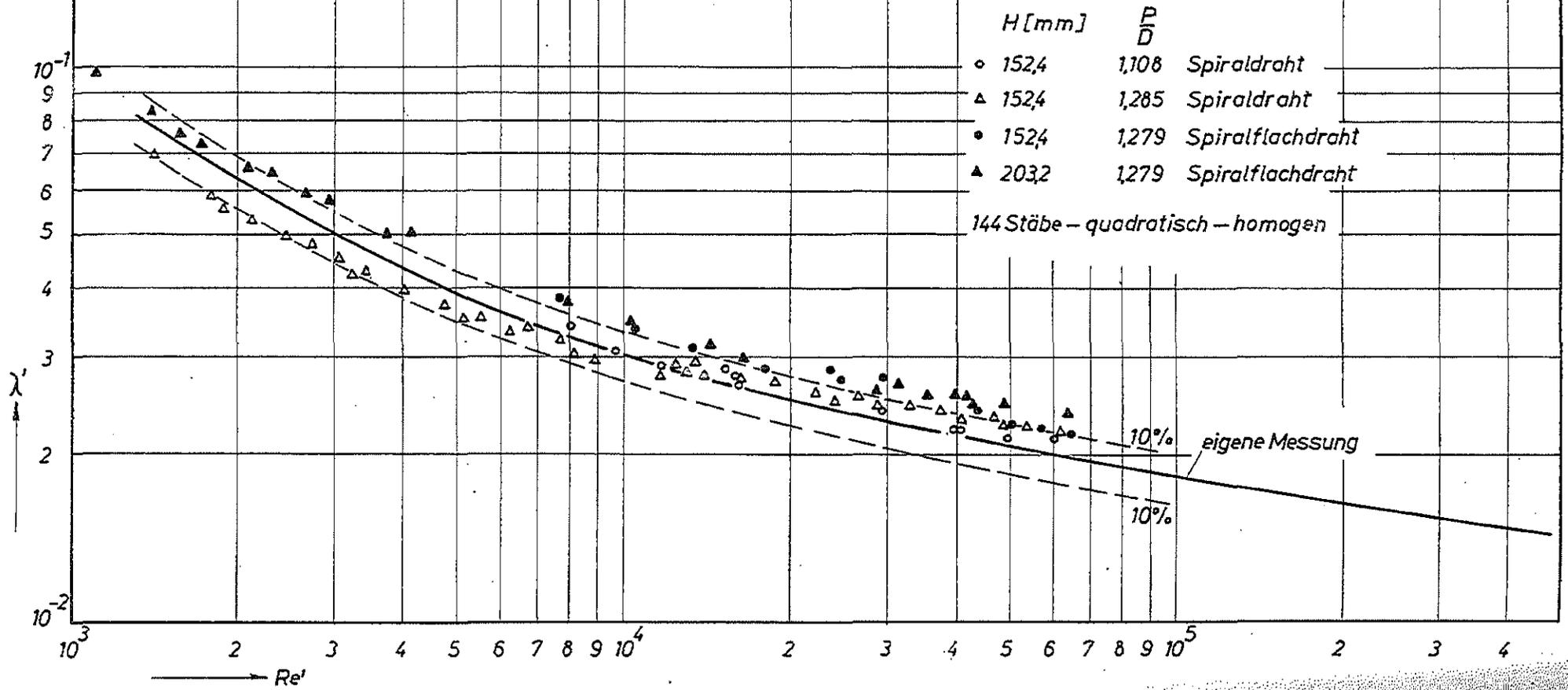
→ Re'

eigene Messung

+5%

-5%

Abb.30 Literaturvergleich  
 Meßergebnisse von HOMEISTER, Mc DANIEL, YAGLE [10] [11]  
 $\lambda' = f(Re')$



10<sup>-1</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>-1</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>-1</sup>

2

3

4

Re'

4

3

2

### Abb.31 Literaturvergleich

Meßergebnisse: SUTHERLAND [8]

$$\lambda' = \frac{\lambda}{F}$$

$$Re' = Re \sqrt{F}$$

$$F = \left(\frac{P}{D}\right)^{0,5} + \left[7,6 \frac{P}{H} \left(\frac{P}{D}\right)^2\right]^{2,16}$$

7 Stäbe zweigängiger Spiraldraht  
gemischt

$$\frac{P}{D} = 1,14$$

$\frac{H}{D}$

∞

36

24

12

λ'  
↑

10<sup>-1</sup>

9

8

7

6

5

4

3

2

10<sup>-2</sup>

6 7 8 9 10<sup>4</sup>

Re'

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>5</sup>

2

3

4

5

6

7

8

9

10<sup>6</sup>

2