

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM**

**KARLSRUHE**

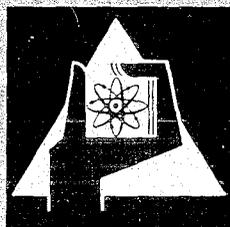
Februar 1970

KFK 1038

Institut für Reaktorbauelemente

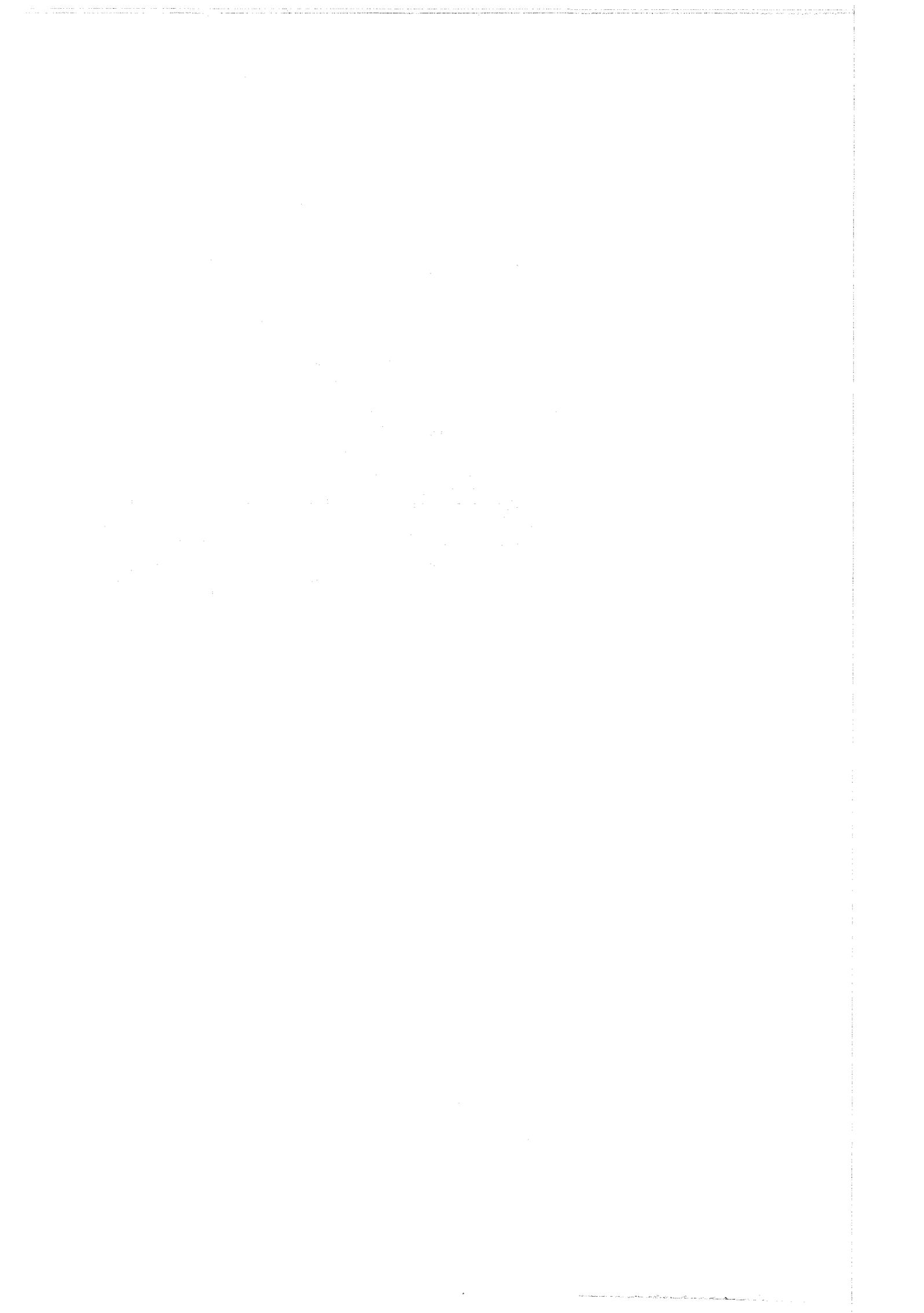
Experimentelle Bestimmung des Druckverlustes an einem 37-Stabbündel  
aus Rohren mit 6 integralen Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter

H. Tschöke



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Februar 1970

KFK 1038

Institut für Reaktorbauelemente

Experimentelle Bestimmung des Druckverlustes  
an einem 37-Stabbündel aus Rohren mit 6 inte-  
gralen Wendelrippen pro Stab als Abstands-  
halter.

von

H. Tschöke

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG MBH., KARLSRUHE

Zum Druck freigegeben im März 1970



## Inhalt

Zur wirtschaftlichen Auslegung eines Brennelementes sind seine Gesamtdruckverluste notwendig. Sie setzen sich aus Eintritts-, Bündel- und Austrittsdruckverlust zusammen. Diese Größen wurden an einem 37-Stabbündel aus Hüllrohren mit 6 integralen Wendelrippen experimentell bestimmt. Die Untersuchungen wurden in Luft durchgeführt, der Reynoldsbereich betrug  $2 \cdot 10^4 < Re < 10^5$ .

---

Ich danke Herrn E. Baumgärtner für seine Mitarbeit.

## Contents

The economical design of a fuel elements requires knowledge of its overall pressure losses. They are composed of inlet, bundle, and outlet pressure losses. These quantities have been determined experimentally on a 37-rod bundle of cladding tubes with six integral helical fins. The investigations were carried out in air; the Reynolds range was  $2 \times 10^4 < Re < 10^5$ .

## Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
  2. Aufgabe
  3. Berechnungsgrundlagen
    - 3.1 Berechnung des Temperaturverlaufes entlang der Teststrecke
    - 3.2 Druckverlustbeiwert im Bündel
      - 3.2.1 Druckverlustbeiwert nach Guggenheim
      - 3.2.2 Druckverlustbeiwert örtlich berechnet
    - 3.3 Widerstandsbeiwert für den Bündelein- und Bündelaustritt
  4. Versuchsdurchführung
    - 4.1 Beschreibung der Teststrecke mit Versuchsbündel
    - 4.2 Beschreibung der Versuchsstrecke
    - 4.3 Meßtechnik
  5. Versuchsergebnisse
    - 5.1 Druckverlustbeiwert
    - 5.2 Widerstandsbeiwert für den Eintritt
    - 5.3 Widerstandsbeiwert für den Austritt
      - 5.3.1 Fall 1 - Flächenverhältnis  $F_H/F_5 = 1,1$
      - 5.3.2 Fall 2 - Flächenverhältnis  $F_H/F_5 = 5,7$
  6. Bewertung der Ein- und Austrittsverluste im Vergleich zum Gesamtdruckverlust eines Brennelement-Bündels
  7. Zusammenfassung
- Abkürzungen  
Indizes  
Literatur  
Abbildungen

## Verzeichnis der Abbildungen

- Abb. 1: Prinzipskizze der Teststrecke
- 2: Teststrecke mit Versuchsbündel
- 3: Austrittsrohr - Fall 1
- 4: Stabprofil
- 5: Bündelansicht Eintrittsseite
- 6: Bündelansicht Austrittsseite
- 7: Schema der Versuchsstrecke
- 8: Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl (Ausführung mit weitem Sechskantführungsrohr)
- 9: Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl (Ausführung mit engem Sechskantführungsrohr)
- 10: Widerstandsbeiwert für den Eintritt als Funktion der Reynoldszahl
- 11: Widerstandsbeiwert für den Eintritt unter Berücksichtigung des Rohrdruckverlustes  $\Delta p_v$  als Funktion der Reynoldszahl
- 12: Widerstandsbeiwert für den Austritt als Funktion der Reynoldszahl: Fall 1
- 13: Widerstandsbeiwert für den Austritt als Funktion der Reynoldszahl: Fall 2
- 14: Widerstandsbeiwert für den Austritt unter Berücksichtigung des Rohrdruckverlustes  $\Delta p_H$  als Funktion der Reynoldszahl:  
Fall 2

## 1. Einleitung

Als Geometrie der Brennelemente für Schnelle Reaktoren wird eine hexagonale Anordnung von zylindrischen Brennstäben bevorzugt. Sie werden zu einem Bündel zusammengefaßt und von einem Brennelementkasten umgeben. Gitterförmige oder wendelförmige am Stab angebrachte Abstandshalter dienen zur Abstützung und Halterung der Stäbe im Verband. Für schnelle Brutreaktoren sind Brennstäbe mit kleinen Durchmessern und engen Kühlkanälen erforderlich. Als Abstandshalter kommen daher vorzüglich wendelförmige Typen in Frage.

## 2. Aufgabe

Zum ersten Mal liegen Brennelementhüllrohre mit 6 integralen Wendelrippen vor, die zu einem 37-Stabbündel assembliert wurden. Die Aufhängung der Stäbe sowie ihre Querschnittsgeometrie entsprechen den Vorstellungen eines Originalbündels (Abb.2 u. 4).

Alle bisherigen Druckverlustuntersuchungen (Reibungsdruckverlust), wie in [1] und [2], sind an BE-Bündeln mit aufgewickelten oder festgelöteten Drähten durchgeführt worden. Dabei wurde nur der Bündeldruckverlust (Reibungsdruckverlust) untersucht in Abhängigkeit von Teilungsverhältnis  $p/d$ , Stabzahl  $n$  und Steigungshöhe  $h$ .

Am vorliegenden Bündel soll nun der Gesamtdruckverlust - Eintritts-, Bündel- und Austrittsdruckverlust - gemessen werden um daraus die Widerstandsbeiwerte für den Bündelein- und Bündelaustritt zu bestimmen. Veröffentlichungen solcher Widerstandsbeiwerte sind nicht bekannt.

### 3. Berechnungsgrundlagen

Zur Bestimmung des Druckverlustes wird der statische Druck an bestimmten Stellen entlang des Bündels gemessen (Abb. 1). Um den Bündelein- und Bündelaustrittsdruckverlust zu bestimmen, müssen die statischen Drücke unmittelbar hinter dem Bündeleintritt und vor dem Bündelaustritt errechnet werden. Zu ihrer Berechnung muß der Druckverlustbeiwert im Bündel bekannt sein. Da das verwendete Strömungsmedium Luft kompressibel ist, müssen bei der Auswertung der Versuchsergebnisse die Änderungen der Stoffwerte berücksichtigt werden.

#### 3.1 Berechnung des Temperaturverlaufes entlang der Teststrecke

Unter der Voraussetzung, daß kein Wärmetausch mit der Umgebung stattfindet, wird die Lufttemperatur an den Ebenen der Druckmeß-Stellen mit der Gleichung

$$1/2 w^2 + i = \text{konst.} \quad (1)$$

bestimmt. Die mittlere Geschwindigkeit  $w$  über dem Strömungsquerschnitt wird aus dem Massendurchsatz berechnet:

$$w = \frac{\dot{M}}{F \cdot \rho} \quad (2)$$

mit  $F$  als freiem Strömungsquerschnitt.

### 3.2.1 Druckverlustbeiwert nach Guggenheim

Die Kompressibilität des Strömungsmediums wird in der Gleichung für ideales Gas nach Guggenheim [3] berücksichtigt.

Danach ist,

$$\lambda = \frac{(P_n^2 - P_{n+1}^2) \cdot d_h \cdot F^2}{R \cdot \dot{M}^2 \cdot T_m \cdot l} - \frac{2 \cdot d_h}{l} \left( \frac{T_{n+1} - T_n}{T_n} + \ln \frac{P_n}{P_{n+1}} \right) \quad (3)$$

Der hydraulische Durchmesser wird hier in der üblichen Form definiert

$$d_h = \frac{4 \cdot F}{U} \quad (4)$$

Darin bedeutet F der freie Strömungsquerschnitt und U der gesamte benetzte Umfang (Rippenstäbe und Führungsrohr).

Die Reynolds-Zahl als Bezugsgröße für die Ergebnisse wird definiert durch

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (5)$$

mit w nach Gl. (2).

### 3.2.2 Druckverlustbeiwert örtlich berechnet

Aus dem Energiesatz für Strömung mit Wärmeübertragung in Differentialform

$$dQ = w \cdot dw + g dz + c_v \cdot dT + d(p \cdot v) \quad (6)$$

oder

$$dQ = w \cdot dw + g dz + di \quad (6a)$$

und dem ersten Hauptsatz der Wärmelehre

$$dQ + dR = du + p \cdot dv = di - v \cdot dp \quad (7)$$

erhält man

$$w \cdot dw + g \cdot dz + v \cdot dp + dR = 0 \quad (8)$$

Das Ortshöhenglied  $g \cdot dz$  ist bei Gasen gegenüber den anderen Gliedern zu vernachlässigen. Für ein Rohrstück von der Länge  $dl$  ergibt sich eine Reibungswärme zu

$$dR = A \cdot \lambda \cdot \frac{dl}{d_h} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (9)$$

In Gleichung (8) eingesetzt und mit  $g \cdot dz = 0$  erhält man

$$w \cdot dw + v \cdot dp + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{dl}{d_h} \cdot w^2 = 0 \quad (10)$$

Mit der idealen Gasgleichung

$$P \cdot v = R \cdot T \quad (11)$$

und einigen Umformungen erhält man die Gleichung

$$\lambda = 2 \cdot d_h \cdot \frac{\left(P - \frac{w^2}{v}\right) \cdot \frac{dv}{dl} - R \cdot \frac{dT}{dl}}{w^2} \quad (12)$$

mit  $w$  nach Gl. (2). Luft wird hier als ideales Gas angenommen, da die Abweichung vom idealen Gas bei den verwendeten Drücken und Temperaturen zu vernachlässigen ist.

Mit Hilfe eines Rechenprogrammes ist es möglich, diese Gleichung direkt zu lösen. Die gemessenen axialen Druckwerte werden mit Hilfe einer mathematischen Funktion beschrieben. Damit ist an beliebiger Stelle innerhalb der Bündellänge  $L$  der Druck zu berechnen. Mit Gl. (1) und (2) wird an den betrachteten axialen Stellen bei bekanntem Druckverlauf die Temperatur und das spezifische Volumen berechnet. Damit ist der **axiale** Verlauf von Druck, Temperatur und Volumen bekannt. Diese Funktionen ergeben die für die Auswertung der Gl. (12) nötigen Ableitungen  $dv/dl$  und  $dT/dl$ .

Zum Unterschied zur Ableitung nach Guggenheim wird hier ein örtlicher Druckverlustbeiwert berechnet. Bis Gl. (10) sind beide Verfahren identisch. Zur Lösung dieser Gl. (10) werden dann aber verschiedene Wege eingeschlagen.

Die Abweichung des Druckverlustbeiwertes nach Gl. (3) gegenüber dem nach Gl. (12) hängt davon ab, wie groß der Abstand  $l$  der Druckmeßebenen in Gl. (3) ist. Je kleiner  $l$  ist, umso geringer ist der Unterschied zwischen beiden  $\lambda$ -Werten.

### 3.3 Widerstandsbeiwert für den Bündelein- und Bündelaustritt

Ziel unserer Versuche war die Ermittlung eines geeigneten Widerstandsbeiwertes  $\zeta$  für den Bündelein- und Bündelaustritt. Er wird folgendermaßen definiert:

Eintrittsseite (Abb.1):

$$\Delta p_E = P_V - P_1 \quad (13)$$

$$\Delta p_E = \left( \frac{1}{2} \rho_1 w_1^2 - \frac{1}{2} \rho_V w_V^2 \right) + \zeta_E \cdot \frac{1}{2} \rho_1 w_1^2 \quad (13a)$$

Austrittsseite (Abb.1):

$$\Delta p_A = P_5 - P_H \quad (14)$$

$$\Delta p_A = \left( \frac{1}{2} \rho_H w_H^2 - \frac{1}{2} \rho_5 w_5^2 \right) + \zeta_A \cdot \frac{1}{2} \rho_5 w_5^2 \quad (14a)$$

Der Klammerausdruck stellt in beiden Gleichungen den verlustlosen Druckumsatz nach Bernoulli dar. Die bleibende Druckdifferenz wird auf den Staudruck im entsprechenden Bündelquerschnitt bezogen.

Da  $P_V$  und  $P_H$  nicht unmittelbar vor bzw. hinter dem Bündel gemessen werden können, ist  $\Delta p_E$  und  $\Delta p_A$  mit einem Rohrdruckverlust behaftet. Mit der Näherungsformel von Moody nach [4]

$$\lambda = 5,5 \cdot 10^{-3} [1 + (2 \cdot 10^4 \cdot k/D + 10^6/Re)^{1/3}] \quad (15)$$

und der hierfür genügenden Druckverlustgleichung

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d_h} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (16)$$

wird in  $\Delta p_E$  und  $\Delta p_A$  der Rohrdruckverlust berücksichtigt.  $P_1$  und  $P_5$  werden iterativ mit Gl. (3) und (17) berechnet.  $\zeta_E$  und  $\zeta_A$  werden nach der Gl. (13a) und (14a) berechnet,  $w$  und  $\rho$  gehen in beiden Gleichungen durch Rechnung aus den dazugehörigen Drücken und Temperaturen hervor.

#### 4. Versuchsdurchführung

##### 4.1 Beschreibung der Teststrecke mit Versuchsbündel

Abb. 2 zeigt die Teststrecke mit dem Versuchsbündel. Ein Sechskantführungsrohr als Brennelementkasten umgibt das Bündel. Zur Druckmessung entlang des Bündels dienen 3 im Abstand von 500 mm auf das Sechskantführungsrohr geschweißte Ringkammern. 6 Druckmeßbohrungen von 1 mm Durchmesser, auf jeder Sechskantseite des Führungsrohres eine, sind durch die Ringkammer verbunden. Dadurch wird ein mittlerer statischer Druck über den Bündelquerschnitt gemessen.

Im Eintrittsrohr - bezogen auf die Strömungsrichtung - befinden sich sechs Druckmeßbohrungen von 1 mm Durchmesser in der aufgeschweißten Ringkammer. Das Austrittsrohr ist austauschbar mit 2 verschiedenen Durchmessern ausgeführt.

Fall 1:  $D = 30 \text{ mm}$

Fall 2:  $D = 70 \text{ mm}$

Fall 2 lag aus Konstruktionsgründen zuerst vor. Den tatsächlichen Verhältnissen konstruktiv angepaßt wurde dann ein Austrittsrohr gewählt mit  $D = 30 \text{ mm}$ , dessen freier Querschnitt etwa dem Strömungsquerschnitt des Bündels entspricht (Abb. 3).

Um ggf. eine noch nicht voll ausgebildete Strömung zu erfassen, wurden drei Druckmeßbohrungen von 1 mm Durchmesser im zylindrischen Teil des Rohres angebracht. Ihre Entfernung vom kegelförmigen Rohrteil betrug  $8 \cdot D$ ,  $16 \cdot D$  und  $24 \cdot D$ . (Abb.3) Es ergab sich, daß mit der ersten Druckmeßbohrung,  $8 \cdot D$  im zylindrischen Rohr gemessen werden kann.

Das Versuchsbündel besteht aus 37 hexagonal angeordneten Stäben mit 6 integralen Wendelrippen (Abb.4). Die Oberflächenrauigkeit beträgt im Mittel  $4 \mu\text{m}$ . Die Stäbe sind einzeln auf der Eintrittsseite in einer Lochplatte aufgehängt und gleichzeitig gegen Verdrehen gesichert (Abb.2 und 5). Stegbleche an der Bündelaustrittsseite sollen die Stäbe gegen Verdrillung sichern (Abb.2 und 6).

#### 4.2 Beschreibung der Versuchsstrecke

Durch einen Filter saugen 4 Kolbenkompressoren Luft aus der Atmosphäre an und fördern maximal  $1,2 \text{ kg/sec}$  bei  $12 \text{ atü}$  über eine Filter- und

Trocknungsanlage, eine Druckregelanlage, eine geeichte Mengemeß-Strecke mit auswechselbaren Blendenscheiben (Anlauf 30.D, Auslauf 10.D) zur Teststrecke. Die etwa mit Umgebungstemperatur eintretende Luft durchströmt das in der Teststrecke eingebaute Bündel.

Die Durchsatzmenge wird durch ein nachfolgendes Drosselventil und eine Bypassleitung gesteuert (Abb.7).

#### 4.3 Meßtechnik

Die Überdrücke wurden an Feinmeßmanometern der Klasse 0,6 abgelesen. Die Differenzdrücke zeigten U-Rohrmanometer mit einer Ablesegenauigkeit von 0,2 mm Hg an. Zur Temperaturmessung der Luft vor dem Bündel diente ein Quecksilber-Thermometer mit einer Ablesegenauigkeit von  $\pm 0,1$  °C.

### 5. Versuchsergebnisse

#### 5.1 Druckverlustbeiwert

Die Druckverlustbeiwerte  $\lambda$  werden nach Gl. (12) ausgewertet. Abb. 9 zeigt die  $\lambda$ -Werte als Funktion der Reynoldszahl für das Bündel mit spielfreiem Einbau im Sechskantführungsrohr mit der Schlüsselweite SW = 50,5 mm. Die Mittelwerte der Meßpunkte werden durch folgende Druckverlustbeziehung wiedergegeben:

$$\lambda = 0,19 \cdot \text{Re}^{-0,21} \quad (17)$$

Mit dieser Beziehung werden die Drücke  $P_1$  und  $P_5$  im Bündelanfang und Bündelende berechnet, um die Ein- bzw. Austrittsdruckdifferenz bestimmen zu können.

Für die Untersuchung des Langzeitverhaltens der Rippen-Abstützstellen in einer isothermen Heißdampfströmung wurde das Bündel mit großem Spiel in ein um 1 mm vergrößertes Führungsrohr (SW = 51,5 mm) eingebaut. Die hiermit im Luftversuch ermittelten Druckverlustbeiwerte als Funktion der Reynoldszahl zeigt Abb.8. Die Mittelwerte werden durch die Druckverlustbeziehung

$$\lambda = 0,176 \cdot Re^{-0,2} \quad (18)$$

beschrieben.

In isothermer Heißdampfströmung wurden an derselben Anordnung die Druckverlustbeiwerte als Funktion der Reynoldszahl bestimmt [5]. Die Mittelwertkurve aus diesen Messungen ist mit in Abb.8 eingezeichnet. Die Abweichung von 7 % zwischen den Luft- und Dampfmessungen konnte bisher noch nicht geklärt werden.

Die durch die unterschiedlichen Sechskantführungsrohre auftretende Abweichung der Druckverlustbeiwerte aus Luftmessungen beträgt bei  $Re = 10^5$  3,5 % und wird mit abnehmender Reynoldszahl geringer.

Die Auswertung nach Gl. (3) ergibt  $\lambda$ -Werte, die etwa 1 % niedriger liegen als die nach Gl. (12).

## 5.2 Widerstandsbeiwert für den Eintritt

Die Auswertung der Meßwerte nach Gl. (13a) ist in den Abb. 10 und 11 als  $\zeta_E = f(Re)$  aufgetragen. Die Eintrittsdruckdifferenz  $\Delta p_E$  enthält in Abb. 10 noch den

Rohrdruckverlust  $\Delta p_V$  im Eintrittsrohr auf eine Länge von  $5 \cdot D$ . In Abb. 11 ist die Eintrittsdruckdifferenz um den Rohrdruckverlust  $\Delta p_V$  vermindert.

$\zeta_E$  wird dadurch um rund 5 % kleiner. Der Anteil des Rohrdruckverlustes  $\Delta p_V$  am Gesamtdruckverlust  $P_V - P_1$  ist gering und hat somit keinen größeren Einfluß auf  $\zeta_E$ . Die Widerstandsbeiwerte für den Eintritt sind im vorliegenden Meßbereich  $2,0 \cdot 10^4 < Re < 10^5$  praktisch unabhängig von der Re-Zahl.

### 5.3 Widerstandsbeiwert für den Austritt

Zwei Fälle werden hier untersucht:

Fall 1: 30 mm Austrittsrohrdurchmesser

Fall 2: 70 mm Austrittsrohrdurchmesser

#### 5.3.1 Fall 1 - Flächenverhältnis $F_H/F_5 = 1,1$

Zur Auswertung wird der Meßwert an der ersten Druckmeßanbohrung im Austrittsrohr verwendet (s. 4.1).

Aus Gl. (14a) erhält man für  $\zeta_A$  als Funktion der Reynoldszahl die Kurve a) in der Abb. 12. Nimmt man an, daß schon am Anfang des zylindrischen Rohres eine relativ gut ausgebildete Strömung vorhanden ist (durch den konischen Einlauf mit abgerundetem Übergang, Abb.3), so wird  $P_H$  in Gl. (14) um  $\Delta p_H$ , den Rohrdruckverlust auf einer Länge von  $8 \cdot D$ , erhöht. Die so ermittelten  $\zeta_A$ -Werte sind in Abb. 12 durch die Kurve b) dargestellt. Sie liegen rund 22 % unter denen der Kurve a). Dieser relativ große Unterschied erklärt sich dadurch, daß der Anteil von  $\Delta p_H$  an der Gesamtaustrittsdruckdifferenz groß ist, wesentlich größer als der entsprechende am Eintritt.

### 5.3.2 Fall 2 - Flächenverhältnis $F_H/F_5 = 5,7$

Nach Gl. (14a) ergibt sich für  $\zeta_A$  als Funktion der Reynoldszahl die Kurve nach Abb. 13. Voraussetzung dafür ist, daß an der Druckmeßstelle eine voll ausgebildete Strömung vorliegt. Nimmt man weiter an, daß eine relativ gut ausgebildete Strömung schon am Anfang des zylindrischen Austrittsrohres besteht, und berücksichtigt man diesen Rohrdruckverlust auf eine Länge  $4,5 \cdot D$  in Gl. (14a), so erhält man die Kurve nach Abb. 14. Diese Werte liegen rund 3% unter denen nach Abb. 13. Der Einfluß des Rohrdruckverlustes hat somit in diesem Fall keinen bedeutenden Einfluß auf den Widerstandsbeiwert. Durch die große Fläche  $F_H$  wird die Geschwindigkeit im Verhältnis zu Fall 1 klein und damit auch  $\Delta p_H$ , wie aus Gl. (16) gut zu erkennen ist.

Vergleicht man nun Fall 1 mit Fall 2, so steht dieses Ergebnis scheinbar im Widerspruch zu den  $\zeta$ -Werten bei unstetiger Querschnittserweiterung. Nach [4] wächst der  $\zeta$ -Wert mit zunehmendem und fällt mit abnehmendem Flächenverhältnis. Es ist bezüglich der Strömungsverluste sicher ein Unterschied, ob der kleinere Strömungskanal aus einem Einzelkanal oder wie hier, in beiden Fällen aus vielen parallel geschalteten Einzelkanälen, den Bündelkanälen, besteht. Daß sich nun bei Fall 1 mit einem kleineren Flächenverhältnis als bei Fall 2 ein größerer Widerstandsbeiwert ergibt, liegt wahrscheinlich daran, daß die verwirbelte Strömung aus den einzelnen Bündelkanälen sich im konischen Übergangsteil nicht voll ausbilden kann, so wie in einem zylindrischen Rohr. Die Wirbelstrahlen aus den Bündelkanälen werden gefaßt und immer enger in einem Bereich höherer Geschwindigkeit zusammengeschnürt, wodurch zusätzliche Verluste entstehen.

Den realistischen Abmessungen kommt Fall 1 mit  $F_H/F_5 = 1,1$  wohl am nächsten. Fall 2 mit  $F_H/F_5 = 5,7$  ist schon sehr extrem. Trotzdem unterscheiden sich die Widerstandsbeiwerte am Austritt nur um 20 % voneinander.

In dem vorliegenden Meßbereich  $2 \cdot 10^4 < Re < 10^5$  fallen die Widerstandsbeiwerte für den Austritt für beide Flächenverhältnisse mit zunehmender Re-Zahl leicht ab.

6. Bewertung der Ein- und Austrittsverluste im Vergleich zum Gesamtdruckverlust eines Brennelement-Bündels.

In Anlehnung an das Brennelementkonzept des Schnellen natriumgekühlten Brutreaktors (SNR) soll mithilfe der vorstehenden experimentellen Ergebnisse an einem Beispiel gezeigt werden, welchen Anteil der Ein- und Austrittsdruckverlust am Gesamtdruckverlust eines Bündels haben.

Annahmen dazu sind:

Kühlmittel	Natrium
Bündellänge	2450 mm
Stabzahl	169
Stabdurchmesser	6 mm
Teilungsverhältnis	1,25
Anzahl der Rippen pro Stab	3
Bündeleintritts-temperatur	380 °C
Bündelaustritts-temperatur	560 °C
Massendurchsatz	23,129 kg/sec
$\zeta_E$ ( $F_V/F_1 = 1,91$ )	0,4
$\zeta_A$ (Fall 1 mit $F_H/F_5 = 1,1$ )	0,5

Für die Bündellänge ergibt sich nach Gl. (16) ein Druckverlust von  $4,77 \text{ kp/cm}^2$ .

Der Eintrittsdruckverlust beträgt nach Gl. (13a)  $0,31 \text{ kp/cm}^2$  und der Austrittsdruckverlust nach Gl. (14a)  $0,19 \text{ kp/cm}^2$ .

Ein- und Austrittsdruckverlust zusammen betragen damit rund 10 % vom Gesamtdruckverlust des Bündels und sind damit nicht ganz ohne Bedeutung.

## 7. Zusammenfassung

Für ein hexagonal angeordnetes 37-Stabbündel aus Stäben mit je 6 integralen Wendelrippen als Abstandshalter wurden der Druckverlust im Bündel sowie die Ein- und Austrittsdruckverluste experimentell bestimmt.

Die Druckverlustergebnisse im Bündel lassen sich durch die Beziehung  $\lambda = 0,19 \cdot Re^{-0,21}$  darstellen. Die Widerstandsbeiwerte für den Eintritt ( $\zeta_E$ ) und den Austritt ( $\zeta_A$ ) sind praktisch unabhängig von der Reynoldszahl.

Das Meßergebnis für den Bündeleintritt  $\zeta_E = 0,4$  bedeutet, daß 40 % vom Staudruck im Bündelanfang zusätzlich zum Beschleunigungsdruckverlust erforderlich sind, um die Eintrittsdruckdifferenz zu bilden.

Der Austrittsbeiwert  $\zeta_A = 0,5$  bedeutet, daß 50 % des Staudruckes im Bündelende vom verlustlosen Druckgewinn abgezogen werden müssen, um die Austrittsdruckdifferenz zu bilden. Von gewisser Bedeutung ist das am Austritt untersuchte Flächenverhältnis  $F_H/F_5$ . Vergrößert man den Querschnitt im Ausströmkanal nach dem Bündel von dem einfachen freien Bündelquerschnitt auf den 5-fachen, so verringert sich der Widerstandsbeiwert um ca. 20 %. An einem mit den experimentellen Ergebnissen durchgerechneten Beispiel ergibt sich, daß ca. 10 % vom Gesamtdruckverlust des Bündels durch Ein- und Austrittsverluste entstehen.

Literatur:

- /1/ Baumann W., V. Casal, H. Hoffmann, R. Möller,  
K. Rust: 'Brennelemente mit wendelför-  
migen Abstandshaltern für schnelle Brut-  
reaktoren.'  
KFK-768, April 1968
- /2/ Rehme K.: 'Systematische experimentelle Unter-  
suchungen der Abhängigkeit des Druckver-  
lustes von der geometrischen Anordnung  
für längs durchströmte Stabbündel mit  
Spiralabstandshaltern'.  
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1967
- /3/ Guggenheim E.A.: 'Compressible Flow of Perfect Gas  
with Heat Input Distributed Symmetrically  
about Middle of Channal.'  
AECL 1279, Juli 1961
- /4/ Eck, B.: 'Technische Strömungslehre.'  
7. Auflage, 1966
- /5/ Hoffmann, H., G. Hofmann, S. Leistikow:  
'Experimentelle Untersuchungen des Druck-  
verlustes und des Langzeitverhaltens der  
Abstützstellen an einem Modell-Brennelement  
aus Incoloy-800-Rohren mit sechs integralen  
Wendelrippen als Abstandshalter in einer  
isothermen Heißdampfströmung.'  
KFK-1028, EUR 4304 d, August 1969

Abkürzungen

A	Dimensionsberichtigung
BE	Brennelement
$c_v$	spez. Wärme bei konst. Volumen
D	Durchmesser
d	Stabdurchmesser
$d_h$	hydraulischer Durchmesser
F	freier Strömungsquerschnitt im Bündel
g	Erdbeschleunigung
h	Steigungshöhe der wendelförmigen Abstandshalter
i	spez. Enthalpie
k	absolute Rauigkeit
l	Längenabschnitt
L	Gesamtlänge des Bündels
$\dot{M}$	Massendurchsatz pro Zeiteinheit
n	Anzahl der Stäbe im Bündel
P	Druck
$\Delta_p$	Druckdifferenz
p	Stabmittenabstand = Stabteilung
Q	Wärmemenge
R	Allgemeine Gaskonstante
R	Reibungswärme
Re	Reynoldszahl
T	absolute Temperatur
u	innere Energie
U	benetzter Umfang
v	spezifisches Volumen
w	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
z	Ortshöhe
$\lambda$	Druckverlustbeiwert
$\rho$	Dichte
$\zeta$	Widerstandsbeiwert
$\nu$	kinematische Zähigkeit

Indizes

- A Austritt
- B Bündel
- E Eintritt
- H hinter dem Bündel (bezogen auf  
die Strömungsrichtung)
  
- m mittel
- n betrachteter Ort
- V vor dem Bündel (bezogen auf  
die Strömungsrichtung)
  
- v konstantes Volumen

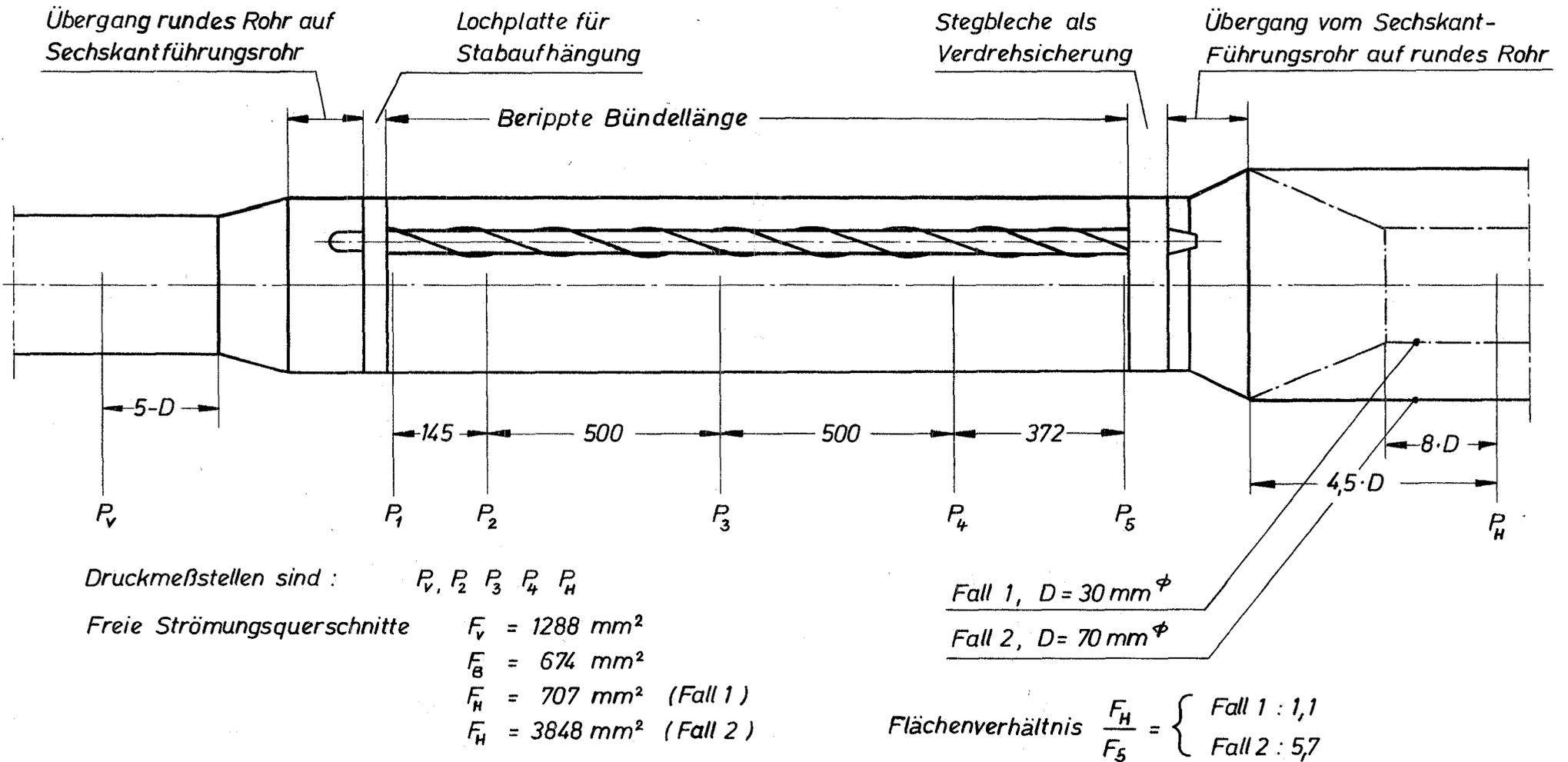


Abb.1

Prinzipskizze der Teststrecke



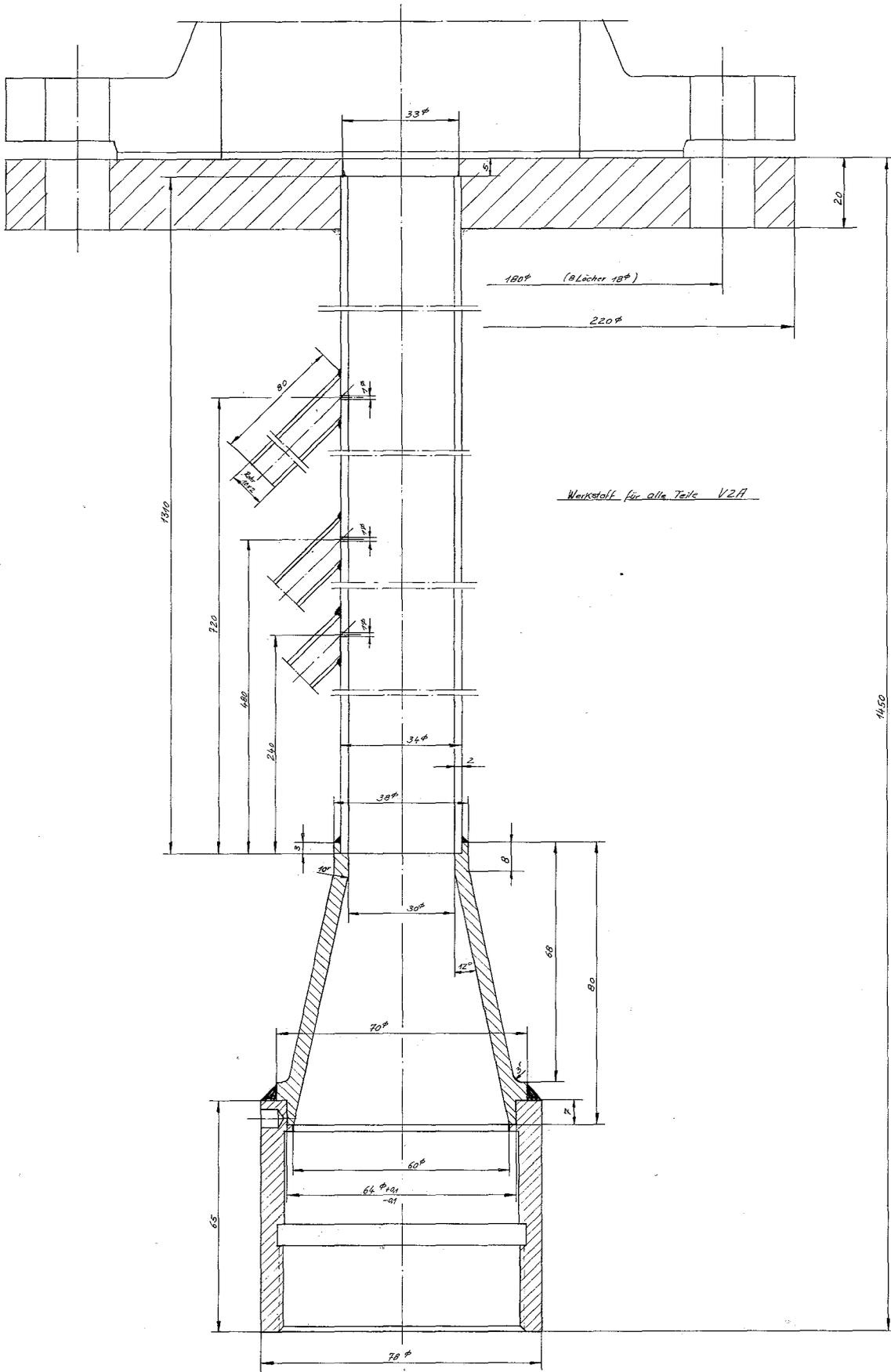


Abb. 3 Austrittsrohr Fall 1

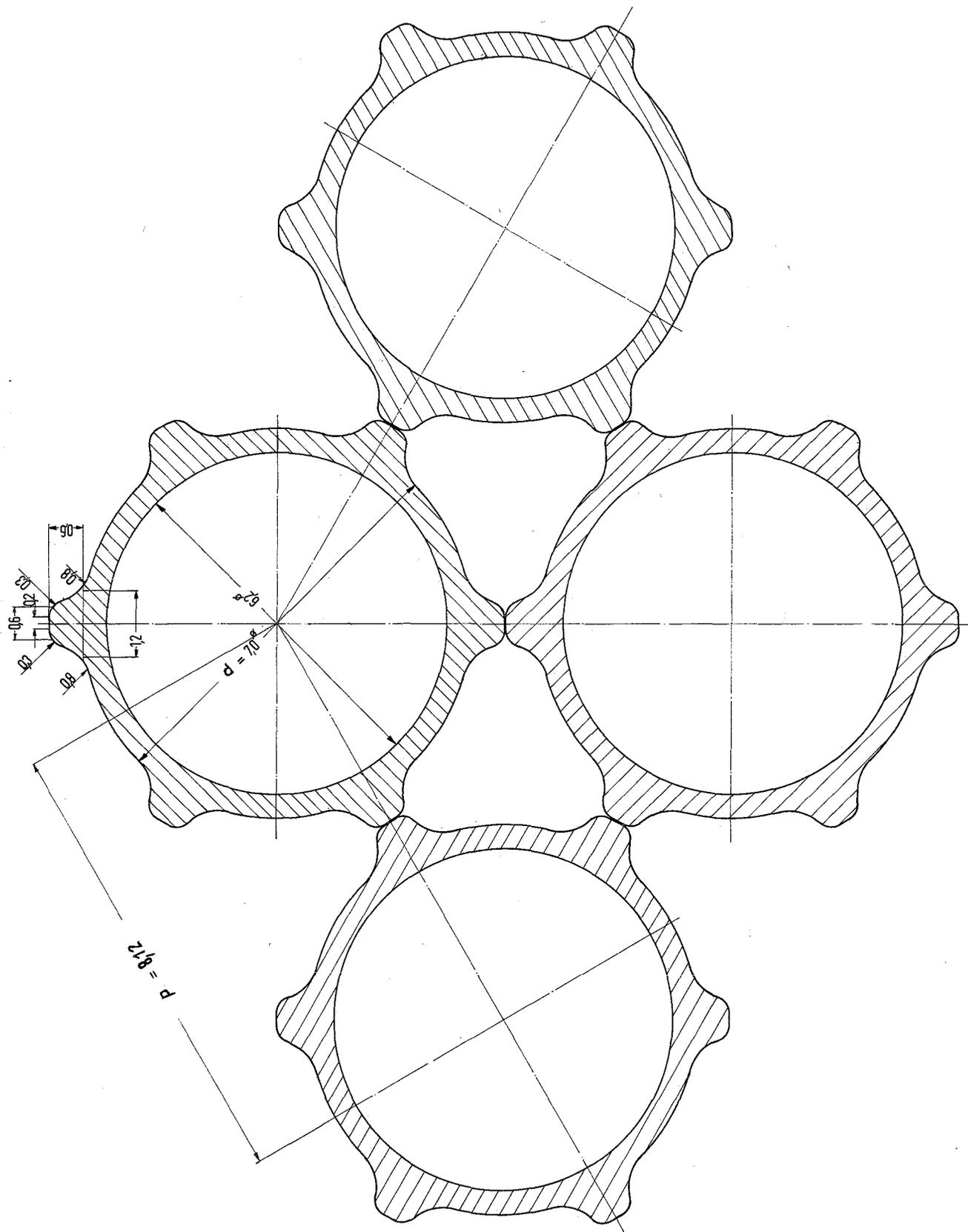


Abb. 4 Stabprofil

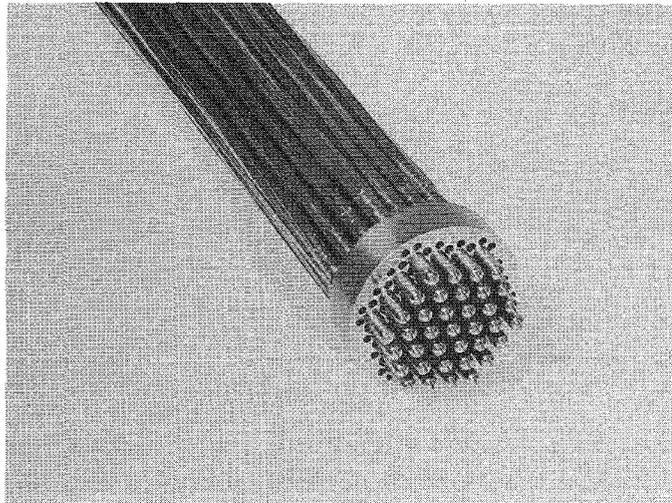


Abb. 5 Bündelansicht der Eintrittsseite

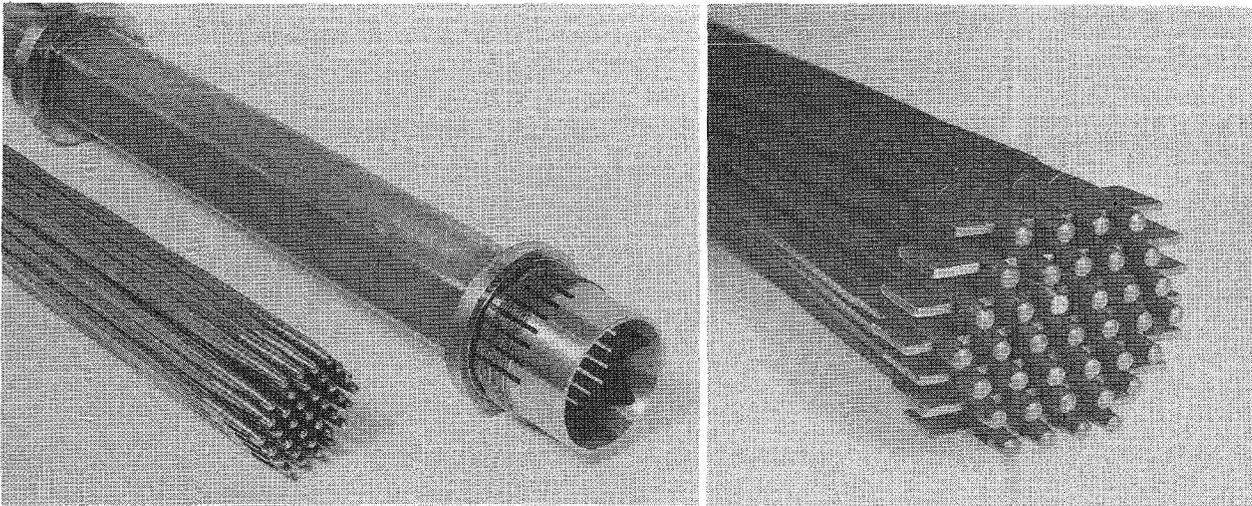


Abb. 6 Sechskantführungsrohr mit Bündelansicht  
der Austrittsseite

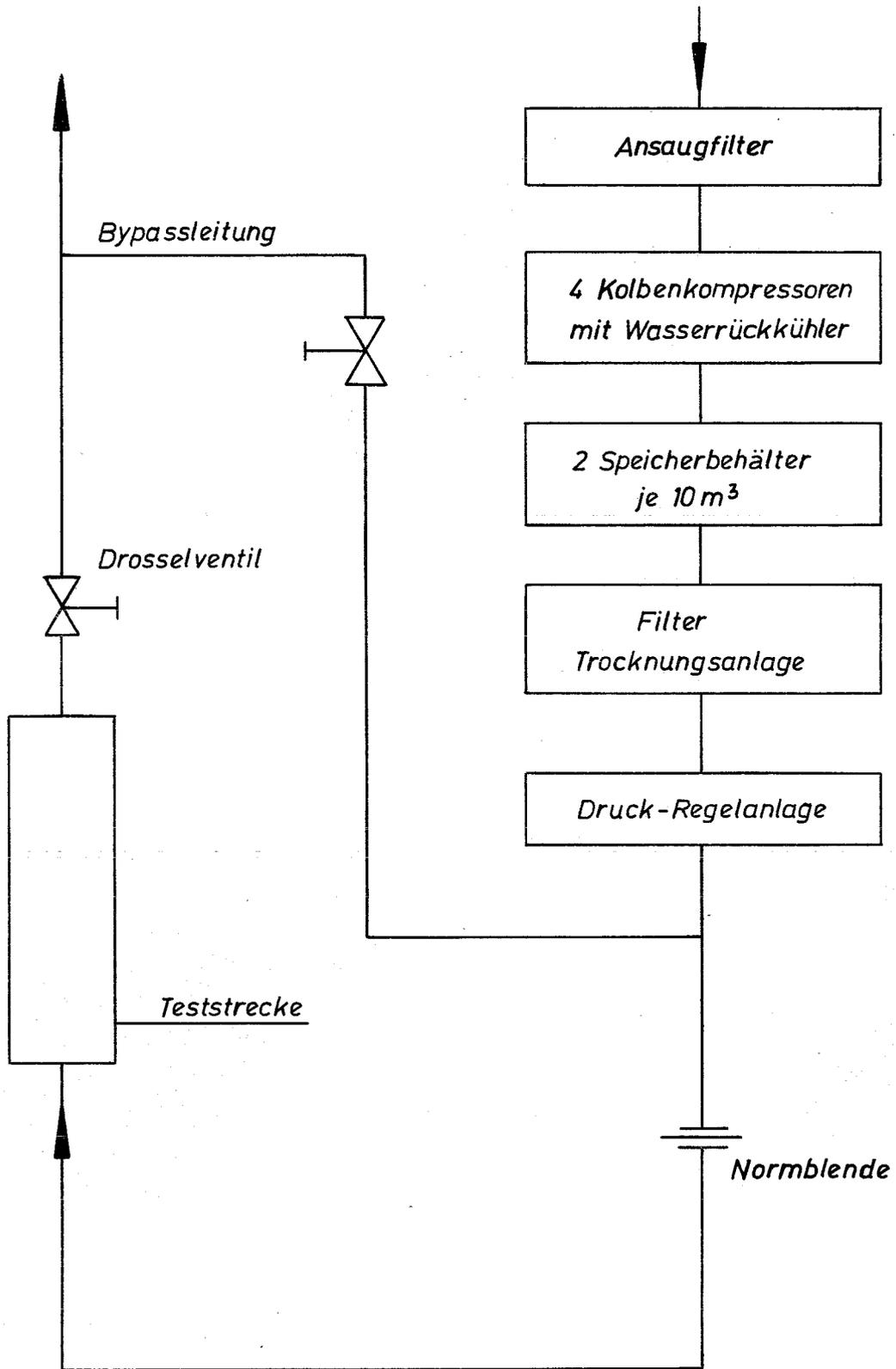


Abb. 7

Schema der Versuchsstrecke

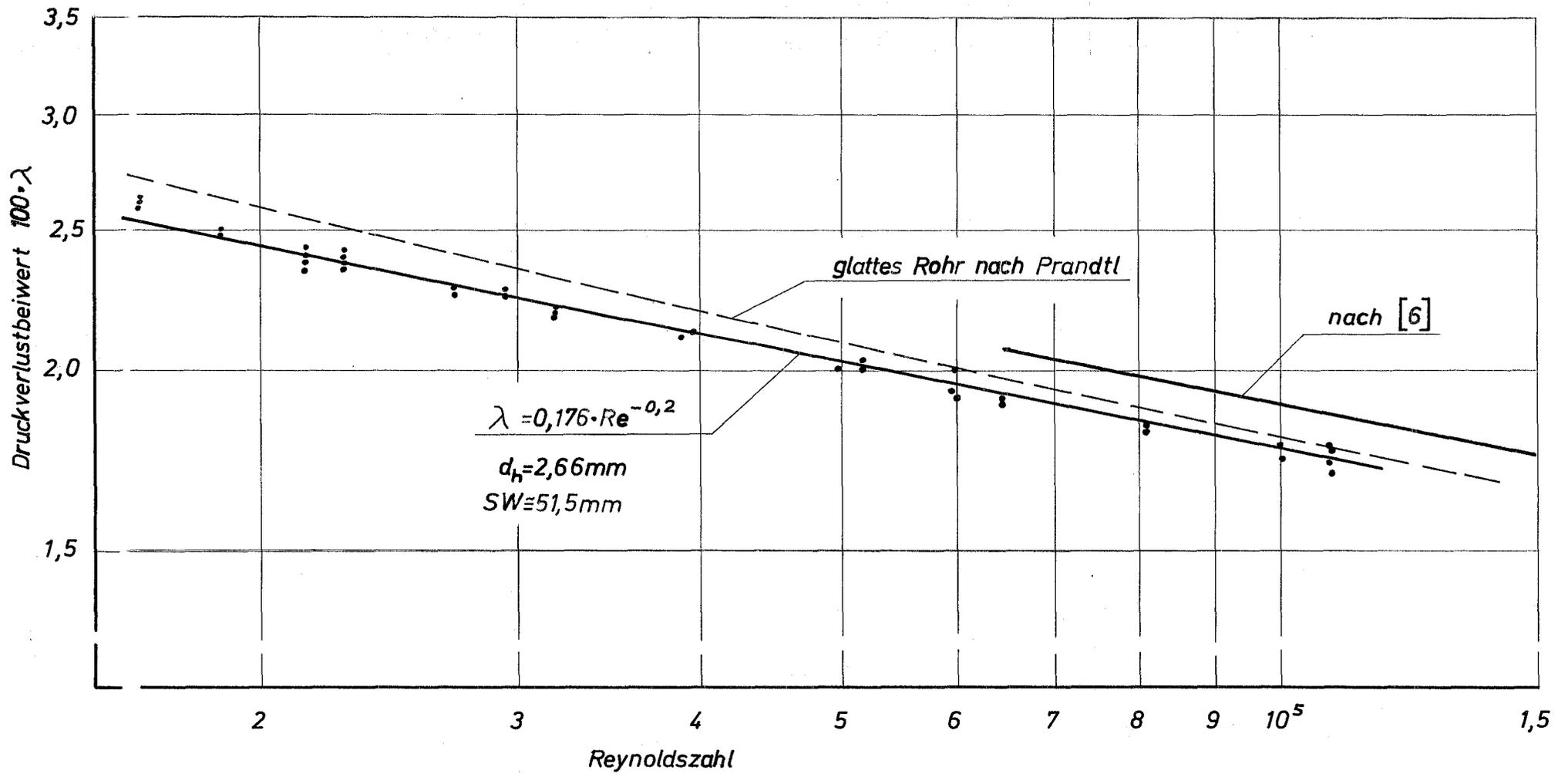


Abb. 8

Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl  
(Ausführung mit weitem Sechskantführungsrohr)

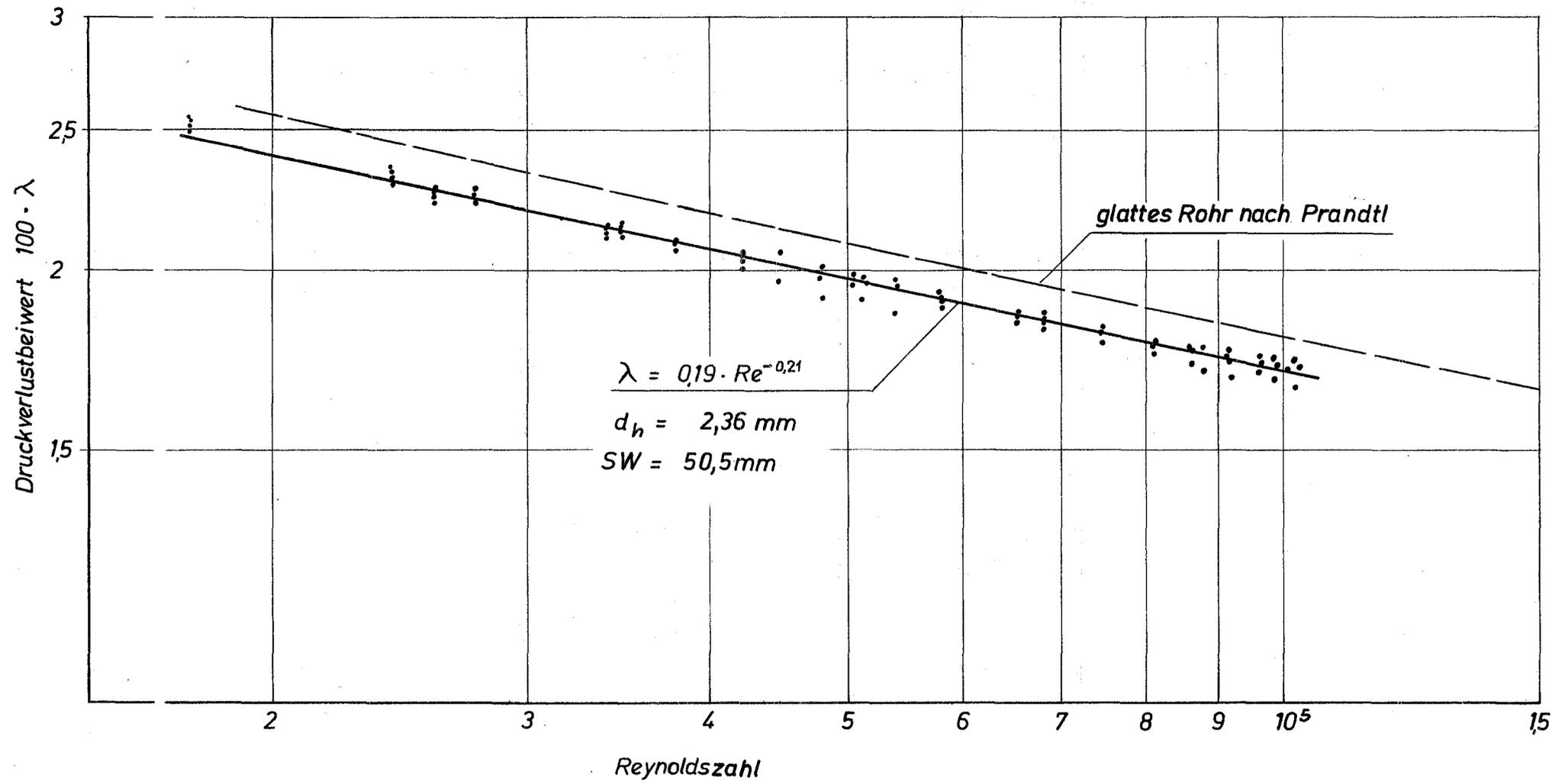


Abb. 9

Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl  
(Ausführung mit engem Sechskantführungsrohr)

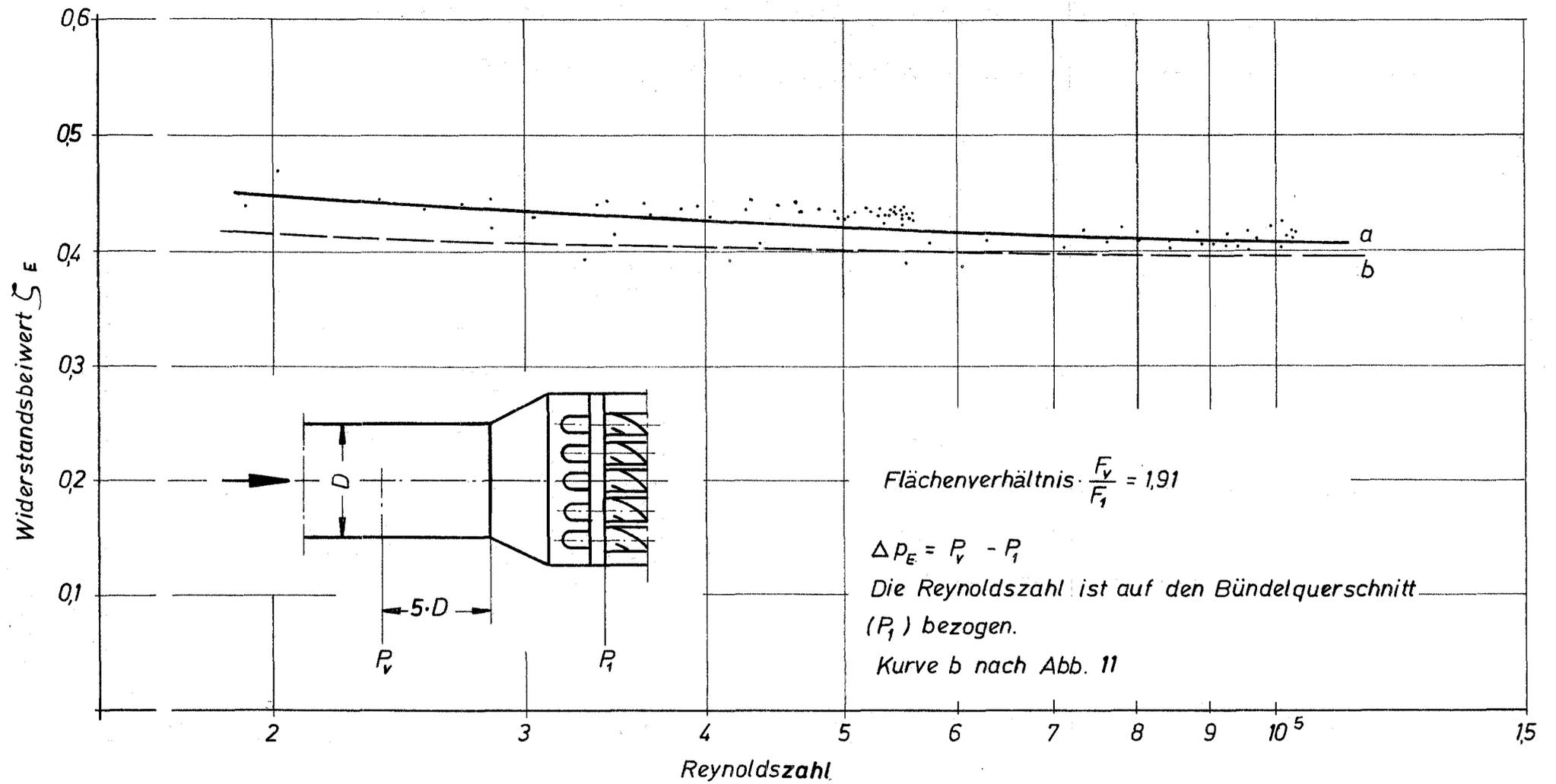


Abb. 10 Widerstandsbeiwert für den Eintritt als Funktion der Reynoldszahl.

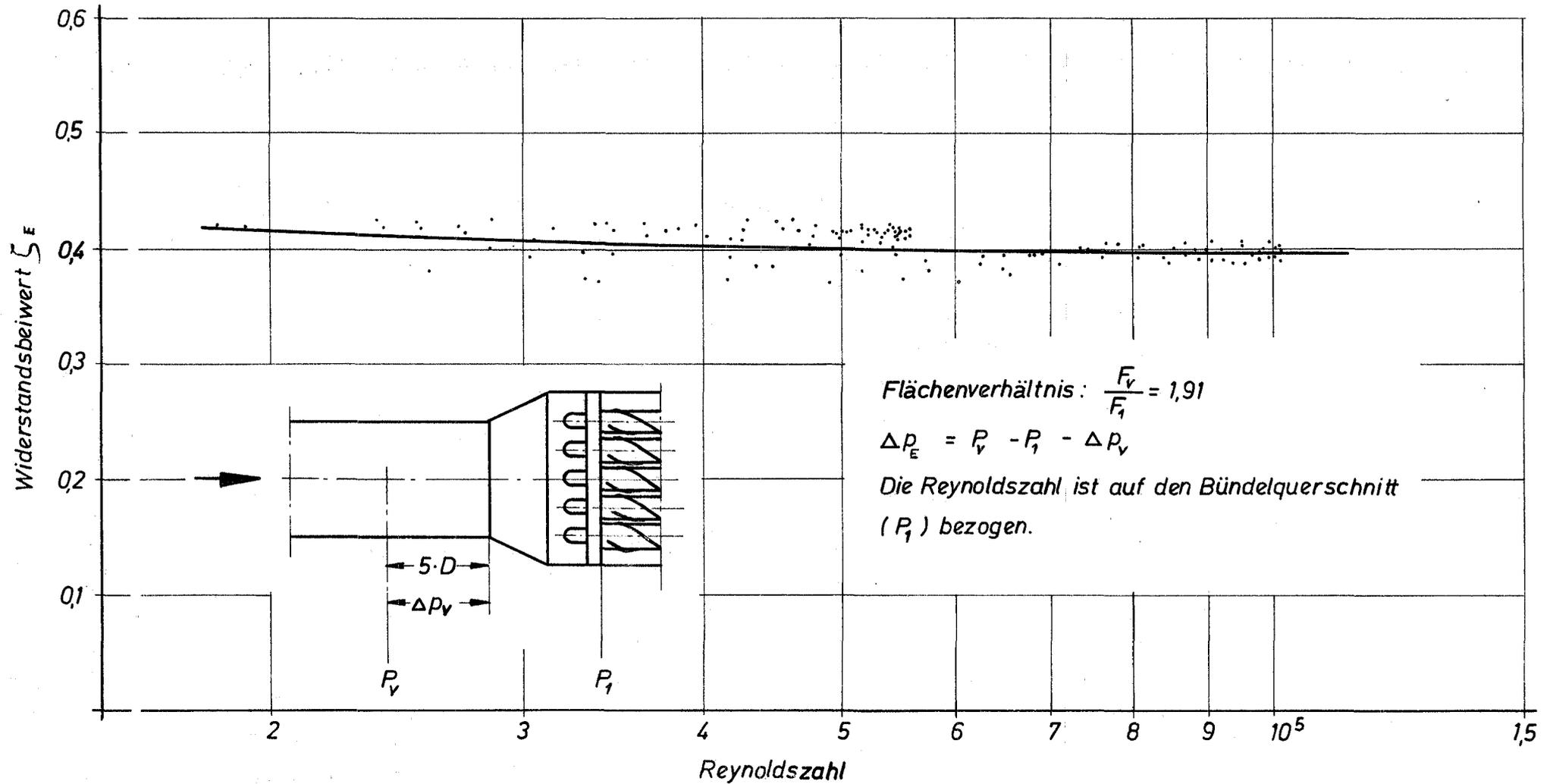


Abb. 11

Widerstandsbeiwert für den Eintritt unter Berücksichtigung des Rohrdruckverlustes  $\Delta p_v$  als Funktion der Reynoldszahl.

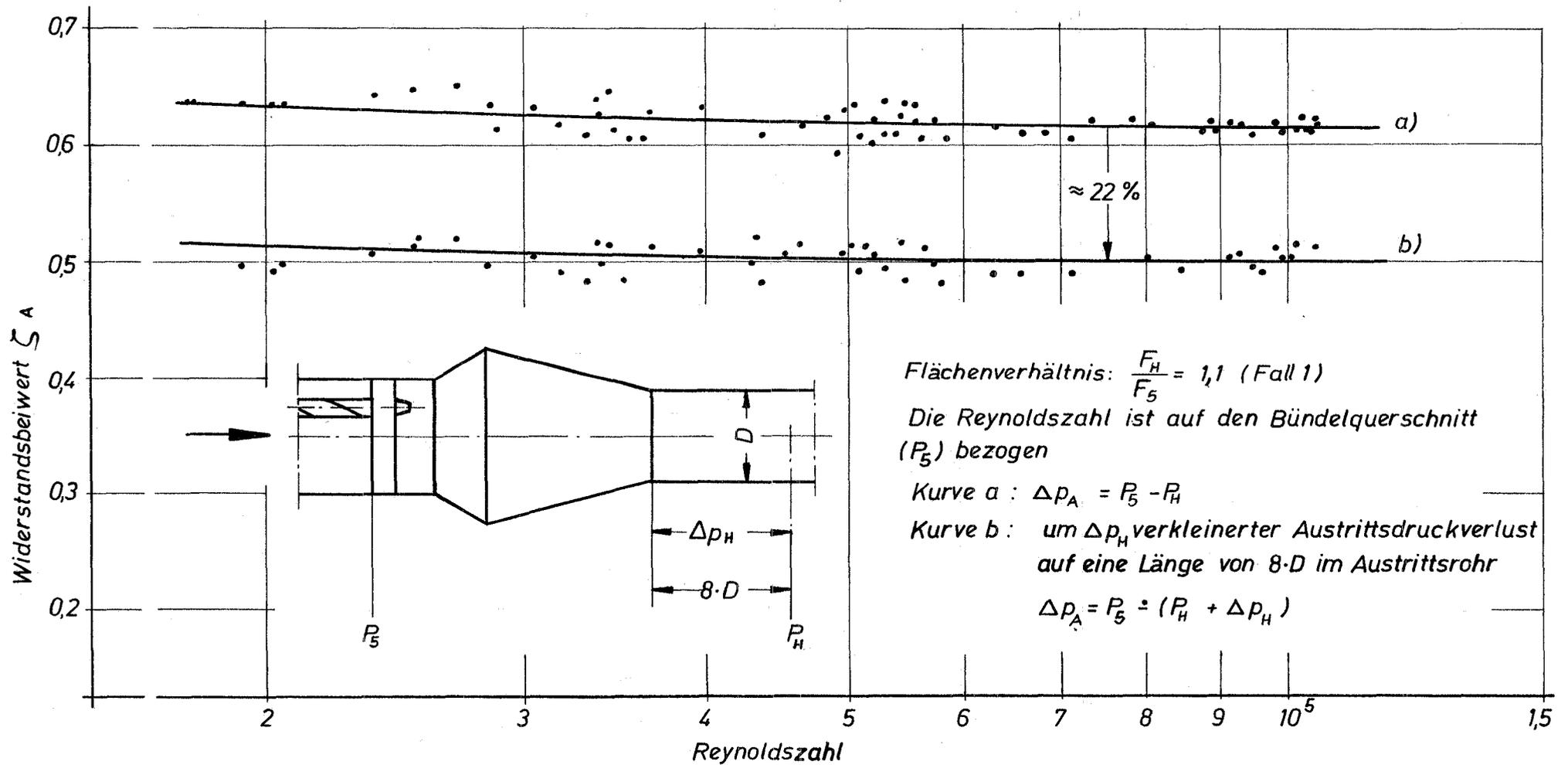


Abb. 12 Widerstandsbeiwert für den Austritt als Funktion der Reynoldszahl : Fall 1

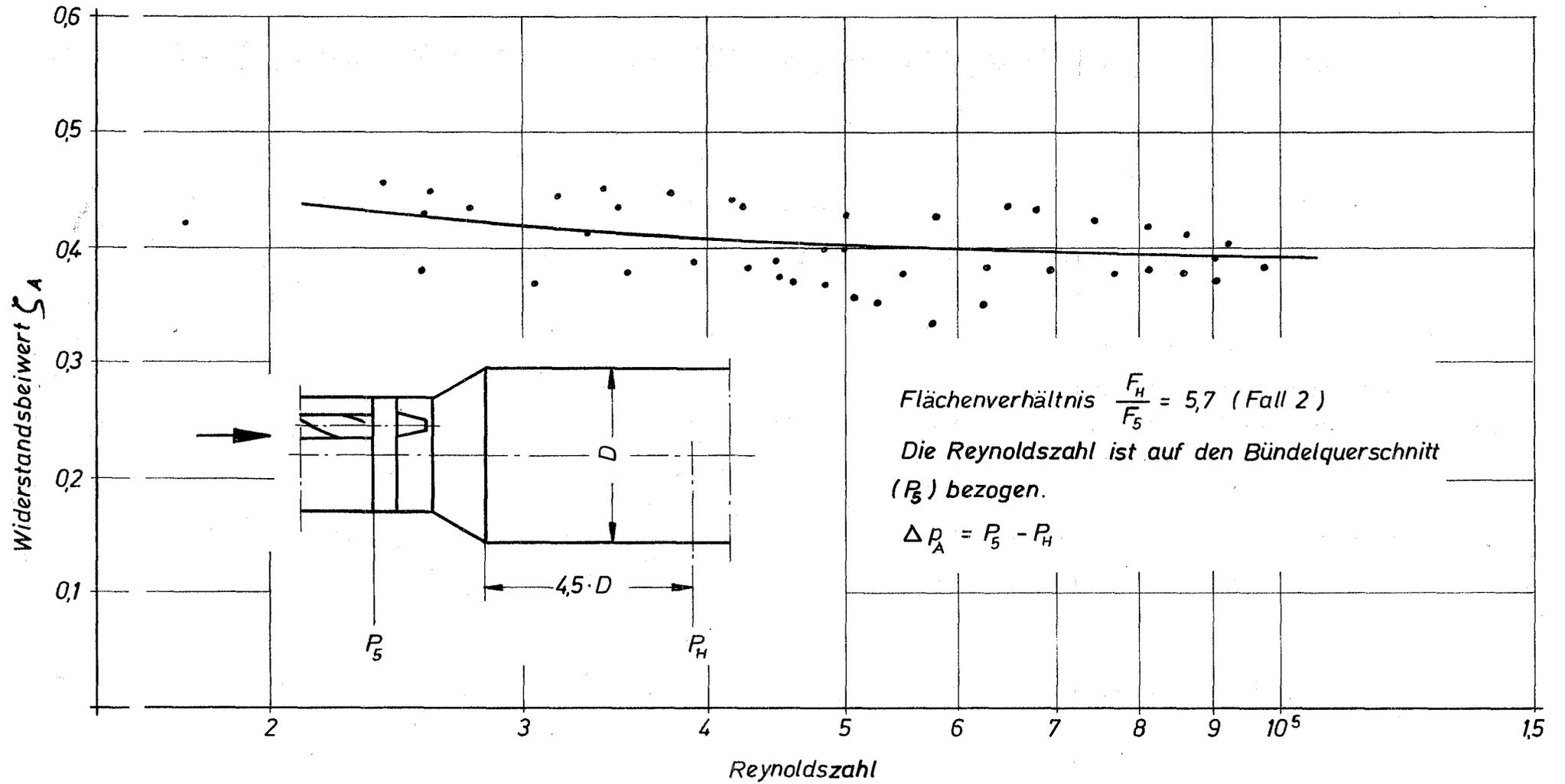


Abb. 13 Widerstandsbeiwert für den Austritt als Funktion der Reynoldszahl : Fall 2

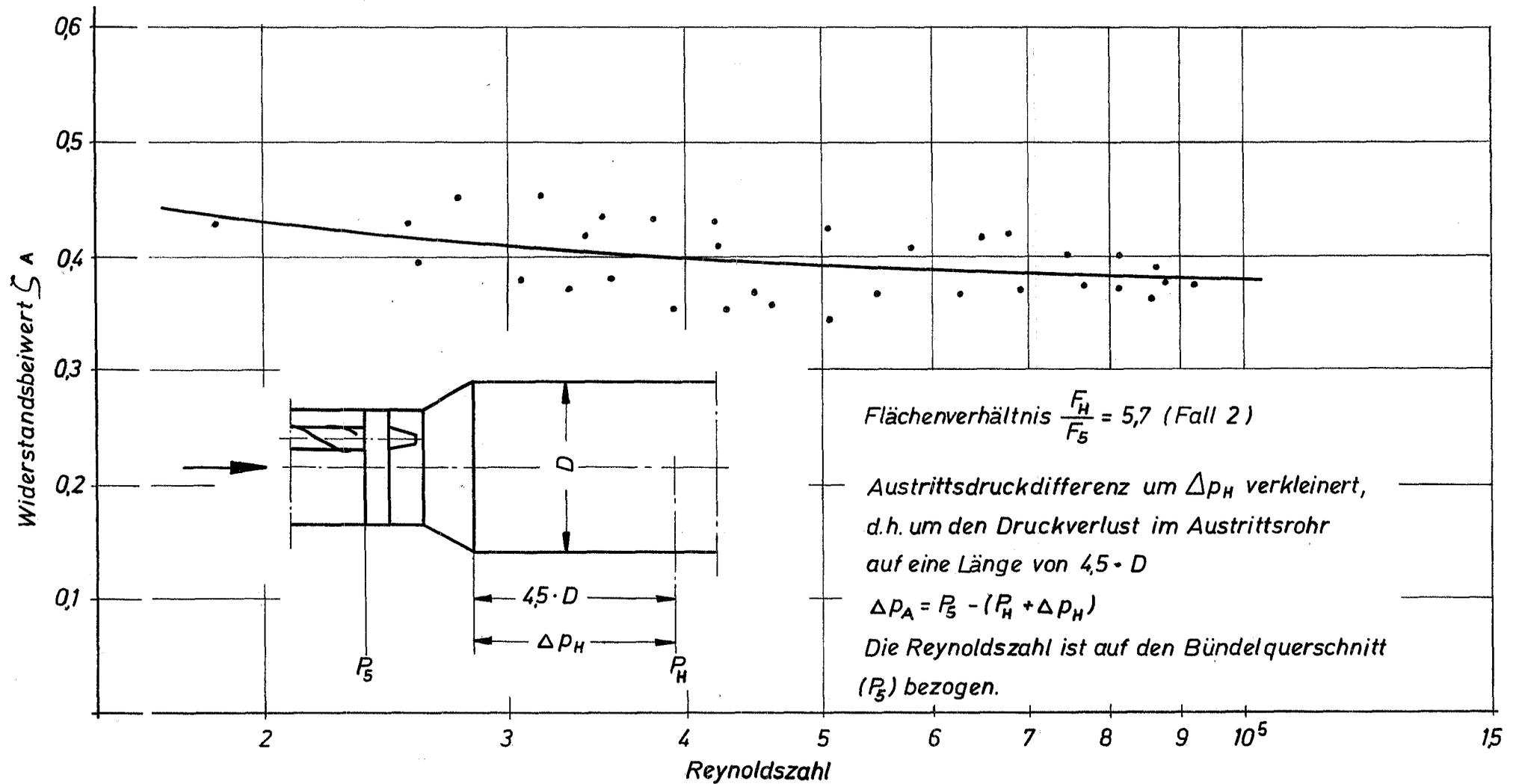


Abb.14

Widerstandsbeiwert für den Austritt unter Berücksichtigung des Rohrdruckverlustes  $\Delta p_H$  als Funktion der Reynoldszahl: Fall 2

