

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM  
KARLSRUHE**

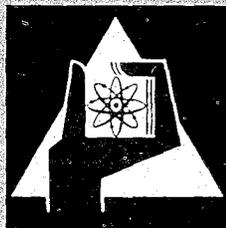
April 1968

KFK 768  
EUR 3694 d

Institut für Reaktorbauelemente

Brennelemente mit wendelförmigen Abstandshaltern  
für Schnelle Brutreaktoren

W. Baumann, V. Casal, H. Hoffmann, R. Möller, K. Rust



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

April 1968

KFK 768

EUR 3694 d

Institut für Reaktorbauelemente

Brennelemente mit wendelförmigen Abstandshaltern  
für Schnelle Brutreaktoren

- Der Einfluss von

Geometrie und Anordnung  
Wärmeübergang und Druckverlust  
Oberflächenrauigkeiten  
Kühlmittelquervermischung  
Temperaturverteilung und  
Festigkeit der Hülle

auf die Eigenschaften der Brennelemente.

von

W. Baumann, V. Casal, H. Hoffmann  
R. Möller, K. Rust

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG MBH., KARLSRUHE

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



## Inhalt

Für die Brennelemente Schneller Brutreaktoren mit kleinem Kühlmittelanteil ist der Einsatz wendelförmiger Abstandshalter vorgesehen. Diese können in Form von Wendeldrähten um den Brennstab gewickelt werden oder als Wendelrippen integraler Bestandteil des Hüllrohres sein. Um die Einflüsse von Geometrie und Anordnung, Wärmeübergang und Druckverlust, Oberflächenrauigkeiten, Kühlmittelquervermischung, sowie der Temperaturverteilungen und Festigkeiten in den Hüllen auf die Eigenschaften der Brennelemente zu ergründen, wurden theoretische und experimentelle Untersuchungen mit Vielstabbündeln und verschiedenen Anordnungen wendelförmiger Abstandshalter durchgeführt, die im vorliegenden Bericht zusammengefasst wiedergegeben werden. Eine eingehendere Darstellung der untersuchten Fragenkomplexe wird in den Einzelberichten gegeben [7, 8, 9, 14].

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einführung	1
2. Aufgabenstellung	2
3. Die Geometrie und Anordnung wendelförmiger Abstandshalter	4
3.1 Ein wendelförmig auf das Hüllrohr gewickelter Draht	4
3.2 Drei symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen	5
3.3 Sechs symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen	8
4. Der Aufbau eines Brennelementes mit wendelförmigen Abstandshaltern	9
4.1 Fertigungstoleranzen	10
4.1.1 Rippenkopfdurchmesser	10
4.1.2 Rippensteigung	11
4.1.3 Brennelementkasten	14
4.1.4 Summierung der Fertigungstoleranzen	14
4.2 Radiale thermische Ausdehnungen	14
4.2.1 Brennstäbe	15
4.2.2 Brennelementkasten	15
4.2.3 Summierung der durch thermische Ausdehnung verursachten Gitterverschiebungen	15

4.3 Brennstoffschwellen	16
4.4 Stababstandsänderung infolge Abgleitens der Stäbe in versetzte Anordnungen	17
4.5 Summierung der Stababstandsänderungen in Abhängigkeit von Fertigungstoleranzen, thermischen Ausdehnungen, Brennstoffschwellen und dem Abgleiten der Stäbe in versetzte Anordnungen für Brennelemente mit verschieden grosser Stabzahl	18
5. Wärmeübergang und Druckverlust in Brennelementen mit glatten Stäben und wendelförmigen Abstandshaltern	21
5.1 Wärmeübergangsuntersuchungen an Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern	21
5.1.1 Stabbündel mit 1 Wendeldraht pro Stab	22
5.1.2 Stabbündel mit 3 und 6 Wendelrippen pro Stab	24
5.2 Abschätzung des Wärmeüberganges für Stabbündel mit verschieden grosser Zahl wendelförmiger Abstandshalter pro Stab	25
5.3 Druckverlustuntersuchungen an Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern	26
5.4 Abschätzung des Druckverlustes für Stabbündel mit verschieden grosser Zahl wendelförmiger Abstandshalter pro Stab	30

6. Wärmeübergang und Druckverlust in Brennelementen mit künstlich aufgebracht Oberflächenrauigkeiten und wendelförmigen Abstandshaltern	34
6.1 Druckverlust und Wärmeübergang am 7-Stabbündel mit glatter Oberfläche und wendelförmigem Abstandshalter	36
6.2 Druckverlust und Wärmeübergang am 7-Stabbündel mit rauher Oberfläche und wendelförmigem Abstandshalter	37
7. Die Kühlmittelquervermischung in Brennelementen	41
7.1 Die Kühlmittelquervermischung in Brennelementen ohne Abstandshalter	42
7.1.1 Allgemeine Beschreibung des Rechenmodells	42
7.1.2 Literaturbeispiele	44
7.2 Die Kühlmittelquervermischung in Brennelementen mit wendelförmigen Abstandshaltern	45
7.2.1 Rechnerische Abschätzung	45
7.2.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Kühlmittel- quervermischung in Brennstab- bündeln	47

8. Temperaturverteilungen und Spannungen in Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern	49
8.1 Berechnung der Temperaturprofile	51
8.2 Abschätzung der Spannungen	51
8.3 Ergebnisse und Diskussion der Temperaturfelder und der daraus resultierenden Spannungen	52
9. Zusammenfassung	54
Literaturverzeichnis	56
Nomenklatur	58

Verzeichnis der Tabellen:

- Tab. 1: Zusammenstellung von experimentell ermittelten Wärmeübergangsbeziehungen an axial durchströmten Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern.
- Tab. 2: Zusammenstellung von experimentell ermittelten Druckverlustbeziehungen an axial durchströmten Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern.
- Tab. 3: Rauigkeitsabmessungen
- Tab. 4: Vergleich der Ergebnisse aus Rauigkeitsuntersuchungen mit [1] und [6].
- Tab. 5: Errechnete Mischraten in Stabbündeln mit und ohne Wendelrippen.

Verzeichnis der Abbildungen:

- Abb. 1: Stabbündel mit 1 Wendeldraht pro Stab als Abstandshalter.
- Abb. 2a,b: Stabbündel mit 3 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter.
- Abb. 2c: Stabbündel mit 3 Wendelrippen Bündelaufbau - Fehlstellen.
- Abb. 3: Stabbündel mit 6 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter.
- Abb. 4: Rippenprofile für Hüllrohre mit wendelförmigem Abstandshalter.
- Abb. 5: Prozentuale Verteilung der Abweichungen vom Rippenkopf-Nenn Durchmesser für 3- und 6-Rippenrohre.
- Abb. 6: Änderung des Stabmittenabstandes für Hüllrohre mit 3 und 6 Wendelrippen als Funktion des relativen Verdrehwinkels  $\Delta \varphi_{\max}$  verschiedener Rippenprofile.
- Abb. 7: Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der Stablänge und der Steigungstoleranzen (Profil I).
- Abb. 8: Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der Stablänge und der Steigungstoleranzen (Profil II).
- Abb. 9: Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der wirksamen Rippenkopfbreite und der Steigungstoleranz.

- Abb. 10: Abgleiten von Stäben in versetzte Bündel-  
anordnung.
- Abb. 11: Stabmittenabstandsänderung für Wendeldraht -  
Abstandshalter als Funktion der Stabzahl.
- Abb. 12: Stabmittenabstandsänderung für 3-Rippenrohre  
als Funktion der Stabzahl.
- Abb. 13: Stabmittenabstandsänderung für 3-Rippenrohre  
als Funktion der Stabzahl.
- Abb. 14: Stabmittenabstandsänderung für 6-Rippenrohre  
als Funktion der Stabzahl.
- Abb. 15: Stabmittenabstandsänderung für 6-Rippenrohre  
als Funktion der Stabzahl.
- Abb. 16: Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion  
der Re-Zahl. Vergleich verschiedener  $h/d$ -Ver-  
hältnisse der Abstandshalter.
- Abb. 17: Wärmeübergang - Druckverlust als Funktion  
der Re-Zahl für verschiedene Anzahl wendel-  
förmiger Abstandshalter pro Stab.
- Abb. 18: Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynolds-  
zahl für Stabbündel mit wendelförmigen Ab-  
standshaltern.
- Abb. 19: Modifizierter Druckverlustbeiwert als Funktion  
der  $Re'$ -Zahl nach [3]; Vergleich der Messer-  
gebnisse.
- Abb. 20: Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynolds-  
zahl und der Rippensteigung.

- Abb. 21: Druckverlustverhältnis als Funktion der Wendelsteigung.
- Abb. 22: Bezogener Druckverlustbeiwert  
a) als Funktion der Stabzahl,  
b) als Funktion des  $p/d$ -Verhältnisses.
- Abb. 23: Abschätzung des Druckverlustes für ein 6l-Stabbündel mit 1, 3 und 6 wendelförmigen Abstandshaltern pro Stab.
- Abb. 24: Abschätzung des Druckverlustes für ein 217-Stabbündel mit 1, 3 und 6 wendelförmigen Abstandshaltern pro Stab.
- Abb. 25: Querschnitt durch 7-Stabbündel.
- Abb. 26: Stanton- als Funktion der Re-Zahl für glattes 7-Stabbündel mit wendelförmigem Abstandshalter im Sechskantkanal.
- Abb. 27: Stanton- als Funktion der Re-Zahl für glattes 7-Stabbündel mit wendelförmigem Abstandshalter im Profilkanal.
- Abb. 28: Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion der Reynoldszahl für 7-Stabbündel mit wendelförmigem Abstandshalter im Sechskantkanal.
- Abb. 29: Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion des dimensionslosen Wandabstandes für 7-Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Sechskantkanal.
- Abb. 30: Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion der Reynolds-Zahl für 7-Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Profilkanal.

- Abb. 31: Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion des dimensionslosen Wandabstandes für 7-Stab-bündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Profilkanal.
- Abb. 32: Oberflächentemperatur als Funktion der Quer-  
vermischung.
- Abb. 33: Schnitt durch ein Gitterelement.
- Abb. 34: Verhältnis FV der rechteckigen Ersatzflächen des Rechenmodells zum Querschnitt des Teilkanals in Abhängigkeit vom p/d-Verhältnis.
- Abb. 35: Wahrscheinlichkeits- oder Konzentrationsgra-  
dient  $\mu^+ = \frac{d\phi_a}{dx}$  der roten Partikeln als  
Funktion der relativen Schwankungsgeschwindig-  
keit v/u.
- Abb. 36: Wahrscheinlichkeits- oder Konzentrationsgra-  
dient  $\mu^+ = \frac{d\phi_a}{dx}$  der "roten" Partikeln als  
Funktion der Stabteilung p für konstantes p/d.
- Abb. 37: Querschnitt und Abwicklung eines Kühlkanals  
für 6 Wendelrippen als Abstandshalter.
- Abb. 38: Rippenprofile und Drahtabstandshalter.
- Abb. 39: Aufteilung des berippten Hüllrohres in ein  
Gitterwerk aus wärmeleitenden Stäben (Profil I).
- Abb. 40: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüll-  
rohr mit 3 integralen Wendelrippen (Profil I,  
ohne Rauigkeit).

- Abb. 41: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen (Profil I, mit Rauigkeit).
- Abb. 42: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen (Profil I, mit Rauigkeit).
- Abb. 43: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen (Profil II, ohne Rauigkeit).
- Abb. 44: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen (Profil II, mit Rauigkeit).
- Abb. 45: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickeltem Drahtabstandshalter (ohne Rauigkeit).
- Abb. 46: Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickeltem Drahtabstandshalter (mit Rauigkeit).

## BRENNELEMENTE MIT WENDELFÖRMIGEN ABSTANDSHALTERN FÜR SCHNELLE BRUTREAKTOREN

---

### 1. Einleitung

Die Auslegung Schneller Brutreaktoren nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten fordert Brennelemente mit hoher Stableistung, geringem Kühlmittel- und Strukturmaterialanteil.

Als bevorzugte Brennelementgeometrie wird eine hexagonale Anordnung von zylindrischen Brennstäben betrachtet. Die Stäbe sind zu einem Bündel zusammengefasst und vom Brennelementkasten umgeben. Zur Abstützung der Brennstäbe im Verband sind Halterungen notwendig, die aus gitterförmigen oder aus wendelförmig am Stabumfang angebrachten Abstandshaltern bestehen. Gitterförmige Abstandshalter können nur dann zum Einsatz kommen, wenn der zulässige Kühlmittelanteil im Bündel einen genügend grossen Spalt zwischen benachbarten Brennstäben ermöglicht.

Im Hinblick auf Reaktoren mit engen Kühlkanälen und kleinen Stabdurchmessern, wie sie z.B. bei einem dampfkühlten Schnellen Brutreaktor vorliegen, werden im folgenden nur Brennelemente mit wendelförmigen Abstandshaltern betrachtet.

## 2. Aufgabenstellung

Das mechanische, thermo- und hydrodynamische Verhalten eines Brennelementes wird durch die Anordnung von Brennstäben und Abstandshaltern bestimmt.

Um ausreichende Sicherheiten gegenüber Stabdurchbiegungen und Schwingungen zu haben, muss der einzelne Brennstab in bestimmten axialen Abständen gestützt werden. Gleichzeitig müssen die Abstandshalter hinreichende Gewähr für die Einhaltung eines regelmässig unterteilten Gitterverbandes bieten. Die Stäbe werden wegen Fertigungstoleranzen, Schwellen des Brennstabes und thermischer Ausdehnung mit Unterlass in den Brennelementkasten eingebaut. Diese Einzeltoleranzen können sich im Bündel addieren, so dass bei Verwendung eines starren Kastens Abweichungen von der idealen Gitterteilung auftreten. Die zulässigen Abweichungen hiervon bestimmen dann sowohl die Fertigungstoleranzen als auch die Stabzahl des Bündels.

Die maximal zulässige Temperatur des Hüllrohrwerkstoffes stellt einen Grenzwert bei der Auslegung von Brennelementen dar. Damit kommt der Temperaturdifferenz zwischen wärmeabgebender Oberfläche des Brennstabes und dem Kühlmedium entscheidende Bedeutung zu. Besserer Wärmeübergang bei gleicher Hüllrohrtemperatur und gleichem Druckabfall ermöglicht eine höhere Kühlmittelaustrittstemperatur und damit einen günstigeren thermischen Wirkungsgrad. Bei gleicher Kühlmittelaustrittstemperatur ergeben sich geringere Wandtemperaturen und damit eine grössere Freiheit bei der Auswahl geeigneter Hüllrohrwerkstoffe. Eine Verbesserung des Wärmeüberganges führt schliesslich unter Beibehaltung konstanter Temperaturdifferenz zu einer Steigerung der Oberflächenbelastung und damit zu erhöhten Leistungsdichten und kleineren Abmessungen des Reaktors.

Eine Verbesserung des Wärmeüberganges erfordert die Verringerung des thermischen Widerstandes der wandnahen Grenzschicht. Dies ist in der Regel mit einer Erhöhung der Turbulenz der Strömung verbunden. Hüllrohre mit Wendelrippen oder aufgewickelten Drähten steigern durch ihre Abstandshalter den Turbulenzgrad der Hauptströmung und erhöhen auf diese Weise sowohl den Wärmeübergang als auch den Druckverlust. Eine weitere Verbesserung des Wärmeüberganges ist durch künstlich aufgerauhte Oberflächen möglich. Sie ergeben gleichzeitig eine Vergrößerung des Druckverlustes im Strömungskanal, der weitgehend durch die Geometrie und Anordnung der Rauigkeitserhebungen beeinflusst wird.

Die Ergebnisse der bisher bekanntgewordenen thermo- und hydrodynamischen Untersuchungen in Brennstabbündeln können als Unterlagen für die Auslegung der Brennelemente eines Schnellen Brutreaktors nur mit Einschränkung herangezogen werden.

Die Stabbündel besitzen durch den Wandeinfluss des sie umschliessenden Brennelementkastens sowie durch fertigungs- und betriebsbedingte Abweichungen von der Normgeometrie ungleiche Kühlkanäle. Hierdurch ergeben sich veränderliche Kühlmitteltemperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten, die zu unterschiedlichen Hüllrohrtemperaturen führen. Diese werden durch die wendelförmigen Abstandshalter beeinflusst. Durch ihre Neigung gegen die Achse überlagern sie der Hauptströmung des Brennelementes eine Querkomponente. Die so erzwungene Quervermischung des Kühlmittels im Brennelement wirkt ausgleichend auf die Temperaturunterschiede der Kühlkanäle.

Die Bestimmung der Hüllrohrbeanspruchungen setzt die Kenntnis der Temperaturverteilung in der Rohrwand voraus. Sie ist vom lokalen Wärmeübergang und damit von der Anwendung und Erstreckung der Rauigkeitserhebungen am Umfang der Stäbe sowie den Geometrien der Abstandshalter abhängig.

### 3. Die Geometrie und Anordnung wendelförmiger Abstandshalter

Für Brennelemente mit geringem Kühlmittelanteil und kleinen Stabdurchmessern kommen als Abstandshalter vorzugsweise Wendeldrähte oder -rippen in Betracht. Wendeldrähte sind als getrenntes Bauteil auf das Hüllrohr gewickelt und an ihren Enden befestigt. Sie stützen sich immer an den benachbarten Hüllrohren ab. Aufgezogene Wendelrippen bilden dagegen mit dem Hüllrohr eine Einheit und stützen sich in der Regel auf den Rippen der benachbarten Hüllrohre ab. Für konstante Abstüzlängen ist die Steigungshöhe proportional der Zahl der Wendelrippen pro Stab. Die Wicklungsrichtung der wendelförmigen Abstandshalter im Stabverband ist im allgemeinen gleichsinnig; bei teilweiser Verwendung von glatten Stäben kann sie auch gegenläufig sein.

Aus vielen denkbaren Möglichkeiten haben sich 3 verschiedene Anordnungen wendelförmiger Abstandshalter herauskristallisiert, nämlich

- ein wendelförmig auf das Hüllrohr gewickelter Draht,
- drei symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen,
- sechs symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen.

#### 3.1 Ein wendelförmig auf das Hüllrohr gewickelter Draht

In dieser Anordnung ist auf jeden Stab des Bündels ein Draht gewickelt. Bei gleichem Start und Wicklungsinn aller Drähte erhält man ein homogenes Bündel mit Draht-Hüllrohr-Abstützung (Abb. 1). Alle Wendeldrähte in einem beliebigen Bündelquerschnitt weisen in die gleiche Richtung. Der Durchmesser der Wendeldrähte bestimmt den engsten Spalt zwischen den Stäben sowie den Abstand der äusseren Stabreihe zur Kastenwand. Der Krümmungsradius in den 6 Ecken des Kastens muss gleich oder kleiner sein als die Summe aus Stabradius und Wendeldrahtdurchmesser.

Hinsichtlich der Abstützung muss man die den Stabverband begrenzenden Randstäbe von allen übrigen unterscheiden (Abb. 1a). Die Innenstäbe werden alle im Abstand  $h/6$  von jeweils 2 sich gegenüberliegenden Punkten fixiert, wobei die Linien der Stützkräfte in benachbarten Stützebenen um  $60^\circ$  gegeneinander verdreht sind (Abb. 1b). Durch die Zweipunktstützung haben die Stäbe die Möglichkeit, bei auftretenden Querkräften zwischen den um  $180^\circ$  versetzt liegenden Stützpunkten in zwei entgegengesetzte Richtungen auszubiegen. Da die Stützkräfte entlang der Brennstabachse um jeweils  $60^\circ$  versetzt angreifen, können sich die betroffenen Stäbe beim Auftreten von Biegekräften schraubenförmig verwinden. Dies ergibt eine gewisse Elastizität des Bündels.

Auf die Randstäbe (Abb. 1a, Stab I und II) wirken die Stützkräfte einseitig (Ausnahme: parallel zur Kastenwand haben sie im Abstand der halben Steigung gegenüberliegende Stützpunkte). Die Randstäbe werden von der Kastenwand im Abstand  $h$  gestützt. Die Berührungspunkte zu den Nachbarstäben liegen in 6 Ebenen innerhalb dieser Abstützlänge. Auftretende Querkräfte führen hier zum Verbiegen der Stäbe.

### 3.2 Drei symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen

Bei dieser Abstandshalteranordnung besitzt jeder Stab 3 symmetrisch aufgezugene Wendelrippen gleichen Drehsinnes, die sich im Bündelverband auf den Rippen dreier Nachbarstäbe abstützen (Abb. 2). Die Abstützung Rippe - Rippe hat gegenüber der Abstützung Draht - Hüllrohr den Vorteil, dass die Stützpunkte an der kältesten Stelle des Hüllrohres liegen und evtl. auftretende Verschleisserscheinungen auf den Rippenkopf beschränkt bleiben. Im Gegensatz zum Wendeldraht ist der Abstand zwischen den Stäben

durch die doppelte Rippenhöhe und derjenige zwischen Wandstab und Kasten durch die einfache Rippenhöhe gegeben. Damit wird über den gesamten Bündelquerschnitt das Verhältnis von wärmeabgebender Oberfläche und zugeordneter Kühlkanalfläche gleichmässiger. Die 3-gängige Wendelrippe besitzt bei gleicher maximaler Abstützlänge gegenüber einem Wendeldraht die 3-fache Steigung. Auch hier sind die Wandstäbe von allen übrigen zu unterscheiden. Die im Verband liegenden Stäbe weisen symmetrische 3-Punkt-Abstützung auf. Dabei ergeben sich 3 gleichgrosse Stabgruppen (I, II, III) mit unterschiedlicher Abstützung (Abb. 2b). Bei den Stäben der Gruppe II beträgt der Stützabstand  $h/6 = 60^\circ$  Rippendrehung. Bei den Stäben der Gruppe I und III beträgt der Stützabstand  $h/3 = 120^\circ$  Rippendrehung, wobei die Stützebenen dieser Gruppen gegeneinander um  $h/6$  verschoben sind.

Die in einer Ebene abgestützten Stäbe bilden ein hexagonales Netzwerk über den gesamten Bündelquerschnitt, wobei die vom Netzwerk eingeschlossenen Stäbe immer gleiche Rippenstellung aufweisen.

Ausgehend vom Zentralstab sind 2 verschiedene Rippenanordnungen möglich:

Fall 1: Der Zentralstab wird vom Netzwerk als ungestützter Stab eingeschlossen. Dabei sind für ihn 2 Rippenstellungen in den 3 Richtungen des Netzwerkes möglich, was jedoch zum gleichen Bündel führt (Abb. 2c).

Fall 2: Der Zentralstab ist Glied des Netzwerkes. Dabei sind für die 3 nicht gestützten Nachbarstäbe ebenfalls 2 Rippenstellungen möglich. Die 3 ungestützten Nachbarstäbe liegen nicht spiegelsymmetrisch zum Zentralstab, das entspricht Fall 1 in einer um  $60^\circ$  Rippendrehung versetzten Stützebene.

Die 3 ungestützten Nachbarstäbe liegen spiegelsymmetrisch zum Zentralstab (Abb.2c).

Etwa jeder 3. Randstab stützt sich über seine gesamte Länge gegen einen benachbarten Randstab nicht ab (Abb. 2a: Position "P"). Die Stelle zwischen nicht abgestützten Randstäben wird als Fehlstelle bezeichnet.

Für die Fälle 1 und 2 ergibt sich eine teilweise unterschiedliche Zahl von Fehlstellen, die sich nach folgenden Formeln berechnen lässt:

Fall 1  $Z_1 = \left(\frac{k}{3}\right) \cdot 6$  - Der Klammerwert ist stets auf ganze Zahlen auf- bzw. (1a) abzurunden.

Fall 2  $Z_2 = \left(\frac{k+1}{3}\right) \cdot 6$  - Der Klammerwert ist stets auf ganze Zahlen auf- bzw. (1b) abzurunden.  
- Wird Klammer ganzzahlig, dann Klammerwert um 1 verringern.

k = Zahl der Stabringe um den Zentralstab.

Diese Fehlstellen können auf zweifache Weise vermieden werden:

- a) Mindestens ein Randstab an jeder Fehlstelle, maximal alle Randstäbe werden mit 6 Rippen, die übrigen Stäbe mit 3 Rippen versehen.
- b) Alle Stäbe, die sich in der Ausgangsposition nicht gegeneinander abstützen und spiegelbildlich zueinander liegen, werden mit halber Rippensteigung versehen.

Im Gegensatz zu Fall b) ergibt sich im Fall a) eine zusätzliche Strukturmaterialanhäufung im Bereich der Kastenwand.

Bis zu einer Bündelgrösse  $n = 469$  Stäbe kann die Zahl der Fehlstellen aus Abb. 2c entnommen werden. Die Mindestzahl der zu ersetzenden Randstäbe zur Vermeidung der Fehlstellen (Ersatzstäbe, mit  $E_1/E_2$  bezeichnet) ist ebenfalls angegeben. Befinden sich Fehlstellen gerade an Eckstäben, so können diese durch Drehung der Eckstäbe um  $60^\circ$  beseitigt werden. Dadurch wird die Mindestzahl der Ersatzstäbe teilweise verringert, siehe Klammerwerte in Abb. 2c.

Die Randstäbe sind nicht symmetrisch am Umfang abgestützt. Von der Wand her folgen die Stützpunkte im Abstand  $h/3$  aufeinander. Sie sind gegen die Hauptstützebenen um  $h/12$  versetzt. Somit können diese Stäbe bei Auftreten von Querkraften auf Biegung beansprucht werden. Weitere Einzelheiten der Randstababstützung gehen aus Abb. 2b hervor.

### 3.3 Sechs symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen

Alle Brennelementstäbe besitzen 6 symmetrisch am Umfang verteilte Wendelrippen gleichen Drehsinnes und gleicher Steigung, die sich wie beim 3-Rippenrohr im Stabverband gegen die Rippen der Nachbarstäbe abstützen (Abb. 3). Der Spalt zwischen den Stäben entspricht der doppelten, zur Kastenwand hin der einfachen Rippenhöhe.

Der maximale Abstand zwischen zwei Stützebenen beträgt  $1/6$  der Rippensteigung. Deshalb weisen 6-gängige Wendelrippen gegenüber dem eingängigen Wendeldraht bei gleicher maximaler Abstützlänge die 6-fache Steigung auf.

Alle im Verband liegenden Stäbe stützen sich im Abstand  $h/6$  an 6 symmetrisch am Umfang verteilten Punkten ab. Diese Abstützung ist statisch überbestimmt, die Stäbe werden jedoch mindestens durch eine symme-

trische 3-Punkt-Stützung eindeutig fixiert. Die Abstützung der Randstäbe von der Kastenwand her erfolgt immer zwischen den Hauptstützebenen. Somit sind die Randstäbe bei Querkräften auf Biegung beansprucht.

Das Durchbiegen der Randstäbe bei auftretenden Querkräften kann dadurch vermieden werden, dass man bei diesen Stäben halbe Rippensteigung bzw. doppelte Rippenzahl verwendet. Dann sind die Stäbe von der Kastenwand her zusätzlich in den Hauptstützebenen fixiert.

#### 4. Der Aufbau eines Brennelementes mit wendelförmigen Abstandshaltern

Die Brennelemente Schneller Brutreaktoren bestehen aus einigen hundert Stäben. Um eine gleichmässige Kühlung und ein möglichst schwingungsfreies Verhalten zu gewährleisten, müssen die Stabpositionen eingehalten werden.

Da die Stäbe fertigungs- und betriebsbedingte Toleranzen aufweisen, die sich über den Bündelquerschnitt addieren und zu Veränderungen im Gitteraufbau führen können, ist die Grösse eines starren Brennelementkastens begrenzt.

Die maximale Grösse eines Brennelementkastens lässt sich aus drei grundsätzlichen Forderungen ableiten:

- Die Brennstäbe dürfen im Betriebszustand das sie umschliessende Führungsrohr höchstens gerade ausfüllen, um Beschädigungen zu vermeiden;
- die Position der Stäbe muss jederzeit eindeutig fixiert, d.h. der freie Abstand zweier benachbarter Stäbe zumindest kleiner als der Stabdurchmesser sein, so dass bei einer Stabausbiegung keine Verkeilung eines Stabes zwischen Nachbarstäben möglich ist;

- die Verschiebungen von Stäben im Gitterverband und die damit verbundenen relativen Verdrehungen derselben dürfen keine wesentliche Annäherung zweier benachbarter Stäbe bewirken.

Im folgenden werden die Auswirkungen der Einzeltoleranzen auf den Gitterverband gezeigt. Den Betrachtungen liegen dabei folgende Abmessungen des Brennstabes zugrunde:

Brennstabdurchmesser:  $d = 7,0 \text{ mm}$   
Stabmittenabstand:  $p = 8,2 \text{ mm}$

Die zur Diskussion gestellten Rippenprofile sind in Abb. 4 dargestellt, wobei Profil I abgeschrägte, Profil II gerade Rippenflanken mit relativ grossem Abrundungsradius besitzt. Profil III stellt ein rechteckiges Vergleichsprofil dar.

#### 4.1 Fertigungstoleranzen

##### 4.1.1 Rippenkopfdurchmesser

Die bisherigen Fertigungsverfahren für 3- und 6-Rippenrohre ergaben, dass Toleranzen für den Rippenkopfdurchmesser von  $\pm 0,05 \text{ mm}$  gut einzuhalten sind.

Die aus den ersten Rohrlieferungen ermittelten Verteilungen der Abweichungen vom Rippenkopf-Nenn Durchmesser entsprechen einer Gauss'schen Verteilung und sind in Abb. 5 dargestellt. Sie lassen erkennen, dass beim 3-Rippenrohr ein mittleres Untermass von  $-0,015 \text{ mm}$  gegenüber dem Nenn Durchmesser vorlag, während beim 6-Rippenrohr ein mittleres Untermass von  $-0,04 \text{ mm}$  ausgemessen wurde. Die Abweichungen der Rippenkopfdurchmesser vom mittleren Untermass waren gering und betragen für das 3- und 6-Rippenrohr nur etwa  $\pm 0,02 \text{ mm}$ .

Für die folgende Betrachtung soll der Mittelwert der Abweichungen vom Rippenkopf-Nenn Durchmesser variiert werden, um seinen Einfluss auf die Änderung des Stababstandes zu erfassen. Die Variation selbst wird deshalb für den Bereich  $-0,015 > \Delta p_{11} > -0,05$  mm durchgeführt.

#### 4.1.2 Rippensteigung

Besitzen zwei benachbarte Stäbe genügend verschiedene Rippensteigungen, so wandert der gemeinsame Stützpunkt um einen Verdrehwinkel  $\Delta \varphi$  aus der Verbindungsgeraden der Stabachsen. Es kommt dann zu einer Annäherung der Stäbe.

Der relative Verdrehwinkel einer Rippe in Abhängigkeit von der Rippensteigungstoleranz beträgt für die berippte Brennstablänge L

$$\Delta \varphi = \frac{\pm \Delta h}{(h \pm \Delta h)^2} \cdot L \cdot 360^\circ \quad (2)$$

Der maximale relative Verdrehwinkel zweier benachbarter Stäbe beträgt dann

$$\Delta \varphi_{\max} = 2 \cdot \Delta \varphi \quad (3)$$

Die aus dem Verdrehwinkel resultierende Abstandsänderung  $\Delta p_{12}$  lässt sich für Geometrien mit seitlich nicht abgerundetem Rippenkopf darstellen in der Form:

$$\Delta p_{12} = p \left( 1 - \cos \Delta \varphi - \frac{b}{p} \cdot \sin \Delta \varphi \right) \quad (4)$$

Aus den Gleichungen (2) und (4) geht hervor, dass für die Grösse der Abstandsänderung die berippte Brennstablänge L, die Rippenkopfbreite b, die Steigungshöhe h und die Steigungstoleranz  $\Delta h$  eine wesentliche Rolle spielen.

Die Änderung des Stababstandes als Funktion des maximalen relativen Verdrehwinkels ist in Abb. 6 für das 3- und 6-Rippenrohr mit den Profilen I, II und III dargestellt. Hieraus geht hervor:

- Grosse Verdrehwinkel  $\Delta \varphi$  ermöglichen beim 3-Rippenrohr eine Annäherung benachbarter Stäbe auf den halben nominellen Stababstand (Abstützung Rippe - Hülle).
- Beim 6-Rippenrohr dagegen lassen selbst grosse Verdrehwinkel nur eine Verminderung des nominellen Stababstandes um etwa 1/5 zu.

Die Änderung des Stababstandes hängt ausserdem von der Rippengeometrie ab. Mit zunehmender Rippenkopfbreite vermindert sich bei gegebenem Verdrehwinkel  $\Delta \varphi$  die Änderung des Stababstandes (Abb. 6).

Aus Abb. 6 geht weiterhin hervor, dass die maximale Annäherung benachbarter Stäbe für das 6-Rippenrohr bei einem maximalen relativen Verdrehwinkel von  $30^\circ$  erfolgt. Bei Überschreitung dieses Verdrehwinkels wird die Abstandsänderung wieder vermindert und erreicht bei  $60^\circ$  den Sollwert, um erneut einem maximalen Wert bei  $\Delta \varphi_{\max} = 90^\circ$  zuzustreben.

In den Abb. 7 und 8 sind die Änderungen des Stababstandes zweier benachbarter Stäbe für das 6-Rippenrohr als Funktion der Stablänge und der Steigungstoleranzen für Profil I und II dargestellt. In der oberen Hälfte der Abbildungen sind die Stababstandsänderungen für positive, in der unteren Hälfte für negative Steigungstoleranzen eingetragen. Für benachbarte Stäbe mit positiver und negativer Steigungstoleranz

ergibt sich die Stababstandsänderung aus der Addition der  $\Delta p$ -Werte zwischen der 0-Linie und den Kurven für die vorliegenden Toleranzen. Aus dieser Darstellung geht hervor, dass die maximale Stababstandsänderung bei einem Verdrehwinkel von  $30^\circ$  (Abb. 6) für eine Stablänge von 2000 mm und eine Rippensteigung von 600 mm bei einer Steigungstoleranz von etwa  $\pm 7,5$  mm, erreicht wird. Beträgt die Rippensteigungstoleranz mehr als  $\pm 7,5$  mm, so ist das maximale Spiel zwischen benachbarten Brennelementen schon bei geringeren Stablängen vorhanden. Beträgt die Steigungstoleranz jedoch weniger als  $\pm 7,5$  mm, so wird die maximale Stababstandsänderung für die betrachtete Rippengeometrie nicht erreicht. Bei Steigungstoleranzen von weniger als  $\pm 1$  mm ist stets eine exakte Abstützung vorhanden, so dass sich keine Änderungen des Stababstandes bei Brennstelllängen bis zu 2000 mm ergeben.

Für Steigungstoleranzen  $> \pm 1$  mm ist eine Verringerung der Stababstandsänderungen am Bündelende durch eine feste Führung der einzelnen Stäbe in einer Endplatte möglich. Durch diese konstruktive Massnahme werden sämtliche Funktionen  $\Delta p = f(L)$  für verschiedene  $\pm$  Steigungstoleranzen an diesem Bündelende zu 0. Der integrale Mittelwert der Stabmittenabweichungen über die Bündellänge, insbesondere für  $\Delta h \leq 7,5$  mm vermindert sich.

Die Änderung des Stababstandes als Funktion der wirksamen Rippenkopfbreite und der Steigungstoleranz ist in Abb. 9 dargestellt für das 6-Rippenrohr mit Profil II, 600 mm Rippensteigung und 2000 mm Brennelementlänge. Es ist hieraus zu entnehmen, dass grundsätzlich zwei Möglichkeiten zur Verminderung der Stabmittenabweichung vorhanden sind, nämlich die Verminderung der Rippensteigungstoleranz, oder die Verbreiterung des Rippenkopfes.

In den folgenden Betrachtungen werden die integralen Mittelwerte der Stababstandsänderungen für Steigungstoleranzen von  $\pm 2,0$ ;  $5,0$  und  $7,5$  mm bei  $L = 2000$  mm angenommen.

#### 4.1.3 Brennelementkasten

Um einen einwandfreien Zusammenbau und Betrieb des Brennelementes zu ermöglichen, muss der die Brennstäbe umschliessende Kasten mit Übermass hergestellt werden. Als fertigungstechnisch einhaltbare Toleranz wird  $\Delta s = 0,1$ ;  $0,2$  und  $0,5$  mm angenommen. Im ungünstigsten Falle kann daraus eine Gitterabweichung resultieren von

$$\Delta p_{13} = \frac{4 \cdot \Delta s}{z\sqrt{3}} \quad (5)$$

#### 4.1.4 Summierung der Fertigungstoleranzen

Die gesamte durch Fertigungstoleranzen mögliche Verschiebung des Stababstandes ergibt sich aus der Addition der Toleranzen des Rippenkopfdurchmessers  $\Delta p_{11}$ , der durch Steigungstoleranz bewirkten Stababstandsänderung  $\Delta p_{12}$  sowie der Brennelementkasten-Toleranz  $\Delta p_{13}$  zu:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{11} + \Delta p_{12} + \Delta p_{13} \quad (6)$$

#### 4.2 Radiale thermische Ausdehnungen

Die radiale thermische Ausdehnung ergibt sich aus der Differenz der Wärmedehnungen zwischen den Brennstäben und dem Brennelementkasten.

#### 4.2.1 Brennstäbe

Unter der Voraussetzung, dass der Brennstoff die eigene thermische Ausdehnung dem Hüllrohr aufprägt, erhält man eine Änderung des theoretischen Gitterabstandes von

$$\Delta p_{21} = 2 \cdot \alpha_B \cdot \int_0^{d/2} (t(r) - t_R) \cdot dr \quad (7)$$

$$\text{wobei } t(r) = t_z - \frac{q_{\max}}{d \cdot \lambda_B} \cdot r^2 \quad (8)$$

#### 4.2.2 Brennelementkasten

Die thermische Ausdehnung des Führungsrohres, bezogen auf einen Brennstab, ergibt sich nach

$$\Delta p_{22} = \frac{S \cdot \alpha_S}{z} \cdot \Delta t \quad (9)$$

#### 4.2.3 Summierung der durch thermische Ausdehnung verursachten Gitterverschiebung

Die durch radiale thermische Ausdehnungen bewirkte Gitterverschiebung beträgt

$$\Delta p_2 = \Delta p_{21} - \Delta p_{22} \quad (10)$$

Im Vergleich zu der durch Fertigungstoleranzen bedingten Stababstandsänderung ist der zusätzliche Einfluss durch thermische Ausdehnungen der Brennstäbe und des Brennelementkastens gering. Diese Gitterverschiebung wird daher in der folgenden Betrachtung stets konstant mit  $\Delta p_2 = 0,007 \text{ mm}$  angenommen.

#### 4.3 Brennstoffschwellen

Über die Brennstoffvolumenzunahme durch Schwellen bestehen noch keine zuverlässigen Unterlagen. Der Einfluss des Brennstoffschwellens auf die Stababstandsänderung wird daher abgeschätzt.

Die Rechnung beruht auf der vereinfachten Annahme, dass die Volumenzunahme ausschliesslich eine Vergrösserung des Hüllrohr-Durchmessers bewirkt. Der am meisten gefährdete Bereich liegt am Bündelende. Dort herrschen die maximalen Oberflächentemperaturen und daher verminderte Festigkeit des Hüllrohrwerkstoffes, gleichzeitig geringe Stableistungen, wobei der Brennstoff u.U. nicht mehr im plastischen Zustand vorliegt.

Nimmt man in erster Näherung an, dass ohne Berücksichtigung der Porosität die Volumenzunahme des Brennstoffes

$$\frac{dV}{V} = 0,3 \% \quad \text{je } 10\,000 \text{ MWd/t Abbrand}$$

beträgt, so entsteht eine Änderung des Brennstoff-Aussendurchmessers von

$$\frac{d(d_B)}{d_B} = 0,15 \% \quad \text{je } 10\,000 \text{ MWd/t Abbrand.}$$

Für einen im Bereich der maximalen Hüllrohrtemperatur zu erwartenden Abbrand von 50 000 MWd/t ergibt sich daraus

$$\frac{d(d_B)}{d_B} = 0,75 \%$$

und somit eine Änderung des Stababstandes durch Brennstoffschwellen von

$$\underline{\Delta p_3 = 0,045 \text{ mm.}}$$

Um einen Überblick über die Einflussgrösse des Brennstoffschwellens zu gewinnen, wird im folgenden mit Änderungen des Stabmittenabstandes durch Brennstoffschwellen von 0; 0,03 und 0,045 mm gerechnet. Da die Schwellraten und die daraus resultierenden Stababstandsänderungen ohne Berücksichtigung der Porosität des Brennstoffes ermittelt werden, liegt darin eine Reserve für das in jüngster Zeit diskutierte Hüllmaterialschwellen, das wegen unzureichenden Unterlagen hier nicht gesondert berücksichtigt wird.

#### 4.4 Stababstandsänderung infolge Abgleitens der Stäbe in versetzte Anordnungen

Drehen sich zwei Stäbe mit Wendelrippen relativ zueinander auf rein translatorische Weise, so stimmen zwar ihre Auflagepunkte mit den ursprünglichen nicht mehr überein; es kommt jedoch dabei nicht zu einer Annäherung der Stäbe unter den zulässigen Stababstand, sofern die Drehung bei beiden Stäben in gleicher Richtung und um den gleichen Betrag erfolgt.

Durch Verschieben der Stäbe in einer Diagonalen des Bündels addieren sich die Einzeltoleranzen, wodurch Gitterverschiebungen entstehen. Die Summe aller Gitterabweichungen über eine Diagonale des Führungsrohres berechnet sich zu:

$$\Delta p_D' = z \cdot \sum_{i=1}^3 \Delta p_i \quad (11)$$

Werden die Stäbe einer Diagonalen in Richtung derselben verschoben, was z.B. ein sich verbiegender Stab bewirken kann, so besteht die Möglichkeit, dass diese Stäbe in eine versetzte Anordnung abgleiten (Abb. 10). Die dadurch entstehende Lücke

stellt die grösste hypothetische Gitterabweichung dar. Sie errechnet sich zu:

$$\Delta p_D = \Delta p_D' + z \cdot \Delta p_4 \quad (12)$$

$\Delta p_4$  ist hierbei die zusätzliche Abweichung des Einzelstabes durch Abgleiten in die versetzte Anordnung und ergibt sich aus nachstehendem Ausdruck:

$$\Delta p_4 = p \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{a}{p}\right)^2} \right) \cdot \frac{z-1}{z} \quad (13)$$

oder vereinfacht für nicht allzu grosse  $a/p$ :

$$\Delta p_4 = \frac{p}{2} \cdot \left(\frac{a}{p}\right)^2 \cdot \frac{z-1}{z} \quad (14)$$

$a$  = seitliche Auslenkung der Stäbe.

#### 4.5 Summierung der Stababstandsänderungen in Abhängigkeit von Fertigungstoleranzen, thermischen Ausdehnungen, Brennstoffschwellen und dem Abgleiten der Stäbe in versetzte Anordnungen für Brennelemente mit verschieden grosser Stabzahl

Der hypothetische Gitterfehler ist in den Abb. 11 bis 15 für die betrachteten Abstandshalter dargestellt. Er ist ein Mass für die zu erwartende Gesamtgitterverschiebung eines Bündels im starren Führungsrohr ohne Abbrand und im kalten Zustand. Wird ein elastisches Führungsrohr eingesetzt, so muss es die aus den vorliegenden Betrachtungen resultierenden Summen der Stabmittenabstandsänderungen aufnehmen können.

Für die folgenden Betrachtungen wird eine konstante maximale Abstützlänge der Brennstäbe von 100 mm vorausgesetzt, was beim wendelförmigen Draht als

Abstandshalter einer Steigungshöhe von 100 mm, beim 3-Rippenrohr einer Rippensteigung von 300 mm und beim 6-Rippenrohr einer Steigung von 600 mm entspricht. Für den wendelförmigen Abstandshalterdraht ist in Abb. 11 der Einfluss von Toleranzen des Stab- und Drahtdurchmessers (Abb. 11a), des BE-Kastens (Abb. 11b), sowie der aus dem Brennstoffschwellen resultierenden Stababstandsänderungen (Abb. 11c) auf die Summe der Gitterabweichungen in Abhängigkeit von der Anzahl der Stäbe pro Bündel dargestellt. Die Steigungstoleranz verursacht bei der Abstützung Rippe - Hülle keine Änderung des Stababstandes.

Abb. 11a zeigt, dass Gitterverschiebungen von maximal 2 mm für ein 469-Stabbündel möglich sind, sofern der Einfluss des Brennstoffschwellens auf die Stababstandsänderung vernachlässigt wird und die Toleranz des BE-Kastens nur 0,1 mm beträgt. Für Bündel mit weniger als 469 Stäben und Toleranzen für Stab- und Drahtdurchmesser von 0,015 mm ergeben sich sogar nur 0,5 mm bis etwa 1 mm Gesamtgitterverschiebungen.

Beträgt die Stababstandsänderung durch Brennstoffschwellen max. 0,045 mm, so ergeben sich die gleichen maximalen Gitterfehler wie für das 6-Rippenrohr nach Abb. 15a. Das Abgleiten der Stäbe in versetzte Anordnungen spielt hierbei eine wesentliche Rolle.

Der Einfluss der Toleranz des Brennelementkastens auf die Gitterverschiebung ist in Abhängigkeit von der Stabzahl in Abb. 11b dargestellt. Für ein 469-Stabbündel ergeben sich hierbei theoretische Stababstandsänderungen von insgesamt etwa 2 mm, sofern eine Kastentoleranz von +0,2 mm eingehalten wird und ein Abgleiten in versetzte Stabanordnungen ausgeschlossen ist. Berücksichtigt man ein Abgleiten in versetzte

Stabanordnungen und sind Kastentoleranzen von +0,5 mm vorhanden, so stellen sich Gitterfehler bis zu 5 mm ein. Eine Stababstandsänderung durch Brennstoffschwellen wird dabei vorausgesetzt.

Abb. 11c zeigt den Einfluss der durch Brennstoffschwellen bedingten Stababstandsänderung für fertigungstechnisch noch vertretbare Toleranzen von Stab-, Draht- und Kastenabmessungen. Danach ergeben sich zusätzliche Gitterverschiebungen um maximal 2 mm für ein 469-Stabbündel, wenn Brennstoffschwellen und Abgleiten in versetzte Stabanordnung berücksichtigt wird.

Die Ergebnisse der Toleranzbetrachtungen für das 3-Rippenrohr sind in den Abb. 12 und 13 dargestellt. Gegenüber dem Wendeldraht als Abstandshalter wirkt sich aufgrund der Abstützung Rippe - Rippe nun zusätzlich die Toleranz der Rippensteigung aus. Sie stellt die Haupteinflussgrösse auf die Gitterverschiebung dar.

Für das 6-Rippenrohr sind die Ergebnisse dieser Betrachtungen in den Abb. 14 und 15 wiedergegeben. Ganz allgemein ist hieraus zu ersehen, dass sich die Gitterfehler bei gleichen Toleranzen wegen der doppelten Rippensteigung im Vergleich zum 3-Rippenrohr etwa halbieren.

## 5. Wärmeübergang und Druckverlust in Brennelementen mit glatten Stäben und wendelförmigen Abstandshaltern

Untersuchungen zum Druckverlust- und Wärmeübergangsverhalten von Stabbündelgeometrien sind in den letzten Jahren sowohl theoretisch als auch experimentell durchgeführt worden. Wegen der gegenüber dem runden Rohr oder dem Ringraum stark abweichenden Geometrie des Stabbündels und den hierdurch bedingten komplizierten Strömungsverhältnissen sind diese Versuche einerseits sehr aufwendig, andererseits sind die Versuchsergebnisse nur unter Beachtung der Versuchsbedingungen zu gebrauchen. Dies gilt insbesondere dann, wenn der Einfluss von wendelförmigen Abstandshaltern auf Druckverlust und Wärmeübergang ermittelt werden soll, da diese das Strömungsprofil und Temperaturfeld im Bündel wesentlich beeinflussen. Daher können die Ergebnisse aus Versuchen an Bündeln ohne Abstandshalter nicht zu Auslegungszwecken von Bündeln mit Abstandshaltern herangezogen werden.

### 5.1 Wärmeübergangsuntersuchungen an Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern

Thermodynamische Untersuchungen an Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern und gasförmigen Strömungsmedien wurden bisher kaum durchgeführt. In [1] wurde ein 19-Stabbündel in Luft untersucht, wobei die Stäbe mit einem wendelförmigen Draht pro Stab als Abstandshalter versehen und auf zwei Radien um den Zentralstab in einem kreisförmigen Brennelementkasten angeordnet waren. Die maximale Reynoldszahl lag bei  $Re = 3 \cdot 10^4$  und somit um einen Faktor 10 niedriger als beim Schnellen Brutreaktor. In [2] werden Untersuchungen an einem 7-Stabbündel geschildert. Als Abstandshalter dienten je 2 wendelförmig um die Aussenstäbe gewickelte Drähte. Die Wicklungsrichtung der Drähte benachbarter Stäbe war gegenläufig.

Diese bekanntgewordenen Untersuchungsergebnisse sind für die Auslegung von Brennelementen eines Schnellen Brutreaktors nicht ausreichend. Aus diesem Grunde wurden zusätzliche Untersuchungen an 19-Stabbündeln in hexagonalen Brennelementkästen bis zu Re-Zahlen von  $2 \cdot 10^5$  durchgeführt. Als Strömungsmedium diente Luft. Die technischen Daten der Bündel sind in Tab. 1 zusammengestellt. Als Abstandshalter dienten sowohl 1 Draht als auch 3 Rippen pro Stab. Die Brennstäbe wurden indirekt elektrisch beheizt. Ihre Oberflächenbelastung betrug maximal  $25 \text{ W/cm}^2$ . Die Anzahl der an den verschiedenen axialen und radialen Positionen in die Staboberflächen eingelöteten und auswertbaren Thermoelemente der Bündel L1, L3, L4, L5 betrug 8, 11, 14 und 37. Damit konnte der mittlere Wärmeübergang erfasst werden. Die Variation der Einzelmesswerte um die Mittelwertkurve lässt für die Bündel L4 und L5 einen gewissen Schluss auf die lokalen thermischen Verhältnisse im Bündel zu.

Die Versuchsergebnisse werden dimensionslos als  $Nu = f(Re)$  dargestellt. Den Daten liegt ein hydraulischer Durchmesser zugrunde, in dem die wendelförmigen Abstandshalter sowie das Führungsrohr mit berücksichtigt sind. Sämtliche Stoffwerte sind auf die mittlere Temperatur des Strömungsmediums bezogen. Diese wurde über den Bündelquerschnitt als konstant angenommen.

#### 5.1.1 Stabbündel mit 1 Wendeldraht pro Stab

Es wurden zwei 19-Stabbündel mit 1 Wendeldraht pro Stab gleichen Drehsinns untersucht (Tab. 1: Bündel L4 und L5). Einziger Versuchsparameter ist die Wendelsteigung, die  $h = 150$  bzw.  $100 \text{ mm}$  betrug. In Abb. 16 sind die Wärmeübergangsergebnisse zusammen mit den zugehörigen Druckverlustergebnissen als Funktion der

Reynoldszahl eingetragen. Die gewählte Darstellungsweise der Wärmeübergangs- und Druckverlust-Ergebnisse ist für Vergleichszwecke geeignet, weil die Wendelsteigung auf die sonst gleiche Bündelgeometrie und damit auf den hydraulischen Durchmesser praktisch keinen Einfluss hat.

Die Variation der Messwerte um die Mittelwertkurven ist in Abb. 16 angedeutet. Allgemein ist dieser Darstellung zu entnehmen, dass der Wärmeübergang und der Druckverlustbeiwert mit abnehmender Steigung der Wendeldrähte wächst. Dies deckt sich qualitativ mit [2].

Aus Abb. 16 ergibt sich der Einfluss der Wendeldrahtsteigung für  $Re = 2 \cdot 10^5$  wie folgt:

Verhältnis der

Wärmeübergangszahlen:  $\alpha_{150} : \alpha_{100} = 1 : 1,12$

Verhältnis der

Druckverlustbeiwerte:  $\lambda_{150} : \lambda_{100} = 1 : 1,39$

Verhältnis der

Druckverluste:  $\Delta p_{150} : \Delta p_{100} = 1 : 1,39$

Verringert man also bei einem Stabdurchmesser  $d = 6,6$  mm die Wendelsteigung von 150 auf 100 mm (entsprechend  $h/d = 23 \rightarrow 15$ ), so ergibt sich eine Steigerung des Wärmeüberganges von 12 % bei einem damit verbundenen Druckverlustanstieg von 39 %. Das Verhältnis Wärmeübergangsgewinn zu Druckverlustanstieg entspricht damit etwa den aus der Literatur bekannten Werten.

Unter Einbeziehung der Variation der Einzelmesswerte und unter Berücksichtigung der niedrigsten Messwerte ergeben sich die Beziehungen

zur Bestimmung des Wärmeüberganges in Stab-  
bündelgeometrien mit 1 Wendeldraht pro Stab:

für  $h = 100$  mm:

$$Nu = 0,0141 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,6} \left( \frac{T_K}{T_W} \right)^{0,575} \quad (15)$$

für  $h = 150$  mm:

$$Nu = 0,0098 \cdot Re^{0,867} \cdot Pr^{0,6} \left( \frac{T_K}{T_W} \right)^{0,575} \quad (16)$$

### 5.1.2 Stabbündel mit 3 und 6 Wendelrippen pro Stab

Der Einfluss der Anzahl der Abstandshalter auf den Wärmeübergang kann zur Zeit nur an einem experimentell untersuchten Bündel aufgezeigt werden. Das Bündel L3 (Tab. 1) besitzt auf jedem Stab 3 aufgelötete Wendelrippen mit einer Rippensteigung von 450 mm, was einer Abstützlänge von 150 mm entspricht. In Bezug auf diese Abstützlänge ist es mit dem unter 5.1.1 geschilderten Bündel L4 mit 1 Wendeldraht pro Stab vergleichbar.

Die Ergebnisse der Wärmeübergangs- und Druckverlust-Messungen sind in Abb. 17 dargestellt. Aus vergleichenden Betrachtungen muss mit einer Variation der Einzelmesswerte um die Mittelwertkurve von rund  $\pm 17$  % gerechnet werden. Unter Beachtung der untersten Grenzwerte der Messwertvariation ergibt sich dann folgende Gleichung:

$$Nu = 0,02 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \left( \frac{T_K}{T_W} \right)^{0,575} \quad (17)$$

Da für Bündel mit 6 Rippen pro Stab bisher noch keine Wärmeübergangs-Messungen durchgeführt wurden, sollte die Auslegung dieser Bündel vorerst ebenfalls mit Hilfe von Gleichung (17) erfolgen.

5.2 Abschätzung des Wärmeüberganges für Stabbündel mit verschieden grosser Zahl wendelförmiger Abstandshalter pro Stab

Für konstantes  $p/d$ -Verhältnis sowie konstanten Massenstrom im Brennelement lässt sich aufgrund der Wärmeübergangsbeziehungen (16) bzw. (17) für gleiche maximale Abstüzlänge von 150 mm der Einfluss der Anzahl wendelförmiger Abstandshalter auf den Wärmeübergang abschätzen.

Folgende Stababmessungen werden angenommen:

Stabdurchmesser:	$d = 7,0$ mm
Stabmittenabstand:	$p = 8,2$ mm
Anzahl der wendelförmigen Abstandshalter pro Stab:	1 Wendeldraht (1R) 3 Wendelrippen (3R) 6 Wendelrippen (6R)

Die auf das Bündel mit 1 Wendeldraht bezogenen Ergebnisse dieser Betrachtung lauten:

$n$	$\alpha_{1R}$	:	$\alpha_{3R}$	:	$\alpha_{6R}$
19	1		1,06		1,17
61	1		1,0		1,1
217	1		0,95		1,05

Man erkennt aus dieser Darstellung einen Randeinfluss bei Vergrösserung der Stabzahl. Dieser ist in erster Linie auf die grossen Unterschiede der Randkanäle zwischen den Abstandshaltern mit Draht - Hüllrohr-Abstützung und Rippe - Rippe-Abstützung zurückzuführen.

Für interessierende Bündelgrössen (z.B.  $n = 217$ ) stimmen die Wärmeübergangszahlen von Bündeln mit 1 Wendeldraht und 3 Wendelrippen pro Stab bis auf 5 % überein. Die vergleichbaren Ergebnisse für das 6-Rippenrohr-Bündel auf der Grundlage der Gleichung (17) ergeben gegenüber dem 3-Rippenrohr-Bündel um rund 10 % günstigere Werte, wobei der Randeinfluss (Bündelgrösse) hierbei keine Rolle mehr spielt.

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde stillschweigend vorausgesetzt, dass die Gleichungen (16) und (17) näherungsweise auch für geänderte  $p/d$ -Verhältnisse gelten. Dies muss jedoch noch experimentell bestätigt werden. Eine Überschlagsrechnung ergibt, dass oben genannte Wärmeübergangsverhältnisse sich bei geändertem  $p/d$ -Verhältnis nur geringfügig verschieben.

### 5.3 Druckverlustuntersuchungen an Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern

Systematische Druckverlustmessungen existieren zur Zeit nur für Bündel mit einem Wendeldraht [3]; mit 3 und 6 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter sind bisher keine Untersuchungen bekannt geworden.

Das Ziel der folgenden Betrachtungen ist ein Druckverlustvergleich für Brennelementbündel mit 1 Wendeldraht, 3 und 6 Wendelrippen pro Stab. Hierzu wurden experimentelle Untersuchungen an hexagonal angeordneten Brennelementgeometrien mit unterschiedlichen Abstandshalteranordnungen durchgeführt. Die Abmessungen der untersuchten Bündel sind in Tab. 2 zusammengestellt. In sämtlichen Experimenten diente Luft als Strömungsmedium. Alle Bündel wurden unbeheizt vermessen, die in Tab. 1 aufgeführten zusätzlich unter Wärmezufuhr. Die Ergebnisse sind in Abb. 18 dargestellt. Hierin ist der Druckverlustbeiwert  $\lambda$  als Funktion der Reynoldszahl aufgetragen. Der Druckverlustbeiwert wurde dabei nach [4] definiert:

$$\lambda = \frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot d_h \cdot F^2}{R \cdot L \cdot M^2 \cdot T_m} - \frac{2 \cdot d_h}{L} \left( \frac{T_2 - T_1}{T_m} + \ln \frac{p_1}{p_2} \right) \quad (18)$$

und der hydraulische Durchmesser in der üblichen Form:

$$d_h = \frac{4 \cdot F}{U} \quad (19)$$

wobei der benetzte Umfang  $U$  sowohl die Abstandshalter als auch das Führungsrohr mit berücksichtigt.

Ein Teil der vorliegenden Ergebnisse wurde in [3] mit herangezogen (Bündel G1, G2, L1, E1, E2). Weitere Untersuchungen mit 1 Wendeldraht pro Stab (Bündel L4, L5, M1) werden in Abb. 19 für  $Re = 2 \cdot 10^5$  mit [3] verglichen. Dabei zeigt das Bündel M1 eine gute Übereinstimmung. Da die Staboberflächen in diesem mit einer mittleren Rauhtiefe von  $6\mu$  nicht hydraulisch glatt sind, müsste der Punkt M1 ohne Rauigkeitseinfluss jedoch deutlich tiefer liegen. Die Punkte der Bündel L4 und L5 liegen mit 18 bzw. 25 % merklich über der eingezeichneten Kurve. Diese Abweichungen konnten bisher nicht geklärt werden.

Zur Druckverlust-Optimierung des Abstandshalters soll zunächst der Einfluss der wesentlichsten Parameter (Abstandshaltersteigung, Stabzahl und  $p/d$ -Verhältnis) auf den Druckverlustbeiwert beschrieben werden.

Der Einfluss der Rippensteigung ist aus Abb. 20 zu ersehen. Zur besseren Übersicht sind im oberen Diagramm die Linien  $\lambda = f(Re)$  für 3 Bündel mit gleicher Geometrie herausgezeichnet. Einziger Parameter ist die Steigung der Wendeldrähte, die auf zwei Drittel aller Stäbe gewickelt waren. Für  $Re = 2 \cdot 10^5$  ist im unteren Diagramm der auf das runde Rohr bezogene Druckverlustbeiwert als Funktion der Wendelsteigung dargestellt. Hier ist der Druckverlustbeiwert ein direktes Mass für den Druckverlust, weil die geänderte Wendelsteigung im vorliegenden Steigungsbereich den hydraulischen Durchmesser nicht beeinflusst.

Der Druckverlust steigt für  $h/d$ -Verhältnisse  $< 15$  sehr stark an und erreicht für  $h/d = 8$  etwa das 2,3-fache des Wertes für  $h/d = 23$ .

Bei gleichmässiger Bewicklung aller Stäbe eines Bündels mit je einem Wendeldraht ist, wie die unterbrochene Linie in Abb. 20 zeigt, die Zunahme des Druckverlustbeiwertes mit abnehmender Wendelsteigung noch stärker. Gleichzeitig lässt sich aus Abb. 20 schliessen, dass für grosse  $h/d$ -Verhältnisse ( $h/d > 25$ ) die Änderung des Druckverlustbeiwertes und damit auch des Druckverlustes sehr gering ist, was durch [2] und [3] bestätigt wird (Abb. 21). Für zwei  $p/d$ -Verhältnisse sind Ergebnisse nach [3] für  $Re = 2 \cdot 10^5$  in Abb. 21 in der Form  $\lambda/\lambda_R = f(h/d)$  dargestellt. Für sehr grosse  $p/d$ -Verhältnisse (gestrichelte Linie) steigt der bezogene Druckverlustbeiwert bei abnehmendem  $h/d$ -Verhältnis stärker an als für kleine  $p/d$ -Werte, was mit dem erhöhten Formdruckverlust der Wendeldrähte erklärt werden muss.

Den Einfluss der Anzahl der Stäbe auf den Druckverlustbeiwert zeigt Abb. 22a. Die dort eingezeichneten Punkte wurden für  $Re = 10^5$  aus Messergebnissen nach [3] entnommen; für  $Re = 2 \cdot 10^5$  ändern sich die Verhältnisse nur unwesentlich. Der bezogene Druckverlustbeiwert steigt bis  $n = 61$  Stäbe an, nimmt aber dann für grosse Bündel (z.B.  $n = 217$ ) nur noch um etwa 2,5 % zu.

Den Einfluss des  $p/d$ -Verhältnisses auf den Druckverlustbeiwert nach [3] stellt für konstante Stabzahl und  $Re = 2 \cdot 10^5$  die Abb. 22b dar. Die Ergebnisse für sehr grosse Wendelsteigung  $h/d = 50$  entsprechen den aus der Literatur bekannten Werten für Bündel ohne Abstandshalter; mit zunehmendem  $p/d$ -Verhältnis steigen die bezogenen Druckverlustbeiwerte nur um wenige Prozente an. Für sehr kleine Wendelsteigung  $h/d = 8$  liegen demgegenüber die bezogenen  $\lambda$ -Werte merklich höher und nehmen mit wachsendem  $p/d$ -Verhältnis sehr stark zu. Die Messergebnisse der Bündel L4 und L5 sind in Abb. 22b miteingezeichnet.

Aus den vorliegenden Ergebnissen und den Darstellungen der Abb. 18 bis 22 kann folgendes geschlossen werden:

- Für die Reaktorauslegung sollten wendelförmige Abstandshalter mit  $h/d \leq 15$  vermieden werden. Für Steigungsverhältnisse  $h/d > 25$  wird der Druckverlust nur noch sehr wenig vom  $h/d$ -Verhältnis beeinflusst. Für 3 oder 6 Wendelrippen kann man daraus schliessen, dass sich eine Steigungsänderung in den zur Diskussion stehenden Grenzen ( $h/d > 40$ ) nur unbedeutend auf den Druckverlust auswirkt.
- Der Einfluss der bezogenen Stabteilung  $p/d$  auf den Druckverlustbeiwert ist bei grossem  $h/d$  klein, bei kleinem  $h/d$  dagegen gross.
- Für grosse Rippensteigungen, grosse Rippenzahlen und kleine Stababstände fallen wegen des offensichtlich zu kleinen hydraulischen Durchmessers in der Darstellung  $\lambda = f(Re)$  der Abb. 18 die Druckverlustbeiwerte unter die des hydraulisch glatten Rohres. Kleine Druckverlustbeiwerte sind deshalb nicht gleichbedeutend mit niedrigen Druckverlusten. Für vergleichende Betrachtungen des Druckverlustes von Bündelgeometrien mit verschiedenen Rippenzahlen und  $p/d$ -Verhältnissen ist daher die herkömmliche Darstellungsweise  $\lambda = f(Re)$  ungeeignet.

Im folgenden wird versucht, mit Hilfe einer neuen Kenngrösse eine vergleichende Druckverlustabschätzung für die unter Punkt 3. geschilderten Abstandshaltertypen durchzuführen.

5.4 Abschätzung des Druckverlustes für Stabbündel mit verschieden grosser Zahl wendelförmiger Abstandshalter pro Stab

Mit Hilfe der in 5.3. erhaltenen Unterlagen wird eine vergleichende Druckverlustabschätzung für Stabbündel mit den in 5.2 angegebenen Abmessungen durchgeführt.

Führt man in die allgemeine Beziehung zur Berechnung des Druckverlustes

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (20)$$

die Kontinuitätsgleichung

$$M = \rho \cdot w \cdot F \quad (21)$$

ein, so erhält man:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{F^2 \cdot d_h} \cdot \left( \frac{L \cdot M^2}{2 \cdot \rho} \right) \quad (22)$$

Unter der Annahme, dass der Massenstrom [kg/s] in den zu vergleichenden Bündeln 1R, 3R, und 6R konstant ist, erhält man für vorgegebene Stabileistung gleiche Aufheizspanne des Kühlmediums und mit dem Ausdruck  $(\lambda/F^2 \cdot d_h)$  ein direktes Mass für den Druckverlust. Dieser Ausdruck ist für  $Re = 2 \cdot 10^5$  <sup>+) (bezogen auf Bündel mit 1 Wendeldraht) als Funktion der dimensionslosen Rippensteigung  $h/d$  in Abb. 23 für Bündel mit 61 Stäben und in Abb. 24 für solche mit 217 Stäben dargestellt. In Abb. 23 sind die</sup>

<sup>+) Für Bündel mit  $i$  Rippen muss die Re-Zahl entsprechend  $(Re)_i = (Re)_1 \cdot \frac{F_1 \cdot (d_h)_i}{F_i \cdot (d_h)_1}$  umgerechnet werden. Die Re-Zahlen weichen bei den Bündeln 3R und 6R nur geringfügig von  $Re = 2 \cdot 10^5$  ab.</sup>

Punkte M1 und M2 Messwerte von Bündeln mit 1 Wendeldraht bzw. 6 Wendelrippen, die in ihrem Aufbau dem hier betrachteten Brennelement mit grosser Stabzahl am ähnlichsten sind (Tab. 2). In ihrer Oberflächenbeschaffenheit sind die Bündel M1 und M2 mit Reaktorbündeln eher vergleichbar als solche mit hydraulisch glatter Oberfläche, und die maximale Abstützlänge der Randstäbe zur Kastenwand ist gleich gross. Da auf grosse Stabzahlen extrapoliert werden muss, sollte der Randeinfluss der Versuchsbündel (hier  $n = 61$  Stäbe) gering sein. Das ist nach Abb. 22a der Fall. Die Abhängigkeit des bezogenen Druckverlustes des Bündels M1 für geänderte Steigungsverhältnisse der Wendeldrähte wird aus Abb. 21 durch Interpolation auf  $p/d = 1,17$  entnommen. Das ist in erster Näherung zulässig, da nach Abb. 22b die Abhängigkeit der bezogenen  $\lambda$ -Werte vom  $p/d$ -Verhältnis im betrachteten Bereich  $1,12 < p/d < 1,4$  etwa linear ist. Die unterschiedliche Stabzahl der Kurven in Abb. 21 bewirkt nach Abb. 22a nur eine geringe Änderung der  $\lambda$ -Werte und wird daher in diesem Zusammenhang nicht berücksichtigt. Die in Abb. 23 durch den Punkt M2 eingezeichnete Linie basiert auf der Annahme, dass bei 6R-Bündeln eine ähnliche Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Rippensteigung vorliegt, wie bei 1R-Bündeln. Dies dürfte ohne weiteres zulässig sein, da die Druckverluständerung bei grossen  $h/d$ -Verhältnissen ohnehin sehr gering ist. Entsprechendes gilt für den in Abb. 24 durch M1' und M2' gezeichneten Kurvenverlauf.

Da ein vergleichbares Bündel mit 3 Rippen und gleicher Oberflächenbeschaffenheit wie Bündel 1R und 6R bisher noch nicht untersucht wurde, wird die 3R-Kurve zunächst mit einem Unsicherheitsbereich (schraffiert) mittig zwischen den 1R- und 6R-Kurven angenommen.

Mit diesen Unterlagen kann nunmehr der Einfluss der Anzahl der Rippen pro Stab auf den Druckverlust abgeschätzt werden. Dies soll im folgenden für eine mittlere Abstützlänge von 105 mm geschehen, was im 1R-, 3R- und 6R-Bündel Steigungsverhältnissen von  $h/d = 15, 45$  und  $90$  entspricht. Gleichzeitig wird untersucht, wie sich die vergleichbaren Druckverlustwerte ändern, wenn die Abstützlängen in den Grenzen  $10 < h/d < 20$  im 1R-,  $30 < h/d < 60$  im 3R- und  $60 < h/d < 120$  im 6R-Bündel variiert werden. Der entsprechende Bereich für die maximale Abstützlänge beträgt damit bei 7 mm Stabdurchmesser  $70 < l < 140$  mm.

Die auf das Bündel mit 1 Wendeldraht pro Stab bezogenen Ergebnisse dieser Betrachtungen lauten für ein 6l-Stabbündel:

	<u>1R</u>	<u>3R</u>	<u>6R</u>		<u>1R</u>	<u>3R</u>	<u>6R</u>
	10	30	60		1	0,74	0,92
$h/d = 15$	45	90		$\Delta p_{1R} : \Delta p_{3R} : \Delta p_{6R} =$	1	1,06	1,40
	20	60	120		1	1,26	1,66

Für die mittleren Werte von  $h/d = 15$  (45, 90) ergibt also das 1R-Bündel den niedrigsten Druckverlust, das 3R-Bündel liegt mit 6 % geringfügig darüber, das 6R-Bündel mit 40 % erheblich höher.

Für kleinere maximale Abstützlängen entsprechend  $h/d = 10$  (30, 60), liegt das 6R-B mit 8 % leicht und das 3R-B mit 26 % deutlich unter dem 1R-Bündel. Für grössere maximale Abstützlängen, entsprechend  $h/d = 20$  (60, 120), weist das 1R-Bündel mit Abstand den günstigsten Druckverlust auf.

In Abb. 24 sind die gleichen Betrachtungen für ein Bündel mit  $n = 217$  Stäben durchgeführt worden. Da für so grosse Bündel noch keine  $\lambda$ -Werte gemessen wurden, werden hier die  $\lambda$ -Werte der 6l-Stabbündel benutzt (Punkte M1' und M2'). Die Ergebnisse dieser Abschätzung lassen sich wie folgt wiedergeben:

	<u>1R</u>	<u>3R</u>	<u>6R</u>		<u>1R</u>	<u>3R</u>	<u>:</u>	<u>6R</u>	
	10	30	60		1	:	0,69	:	0,82
$h/d =$	15	45	90	$\Delta p_{1R} : \Delta p_{3R} : \Delta p_{6R} =$	1	:	0,96	:	1,21
	20	60	120		1	:	1,15	:	1,48

Hieraus erkennt man, dass die Druckverlustverhältnisse für das 3R- und 6R-Bündel im Vergleich zum 1R-Bündel günstiger liegen, als das beim 6l-Stabbündel der Fall ist.

Diese beiden Abstandshaltertypen ergeben, insbesondere bei kleinen Rippensteigungen, geringeren Druckverlust als das 1R-Bündel, und ihr höherer Druckverlust bei grossen Rippensteigungen ist deutlich reduziert.

Berücksichtigte man in der vorstehenden Betrachtung für das 1R-Bündel zusätzlich die geringfügige Erhöhung des Druckverlustkoeffizienten beim Übergang vom 6l- auf das 217-Stabbündel, (Abb. 22a), so würden obige Ergebnisse etwas ungünstiger für dieses Bündel ausfallen. Gleichzeitig müssten geringfügig kleinere  $\lambda$ -Werte für das 3R- und 6R-Bündel beim Übergang auf 217 Stabbündel angenommen werden, weil sich hierbei der hydraulische Durchmesser vergrössert, während er sich beim 1R-Bündel vermindert. Dies würde zu einer weiteren, jedoch geringfügigen Verschiebung der angegebenen Druckverlustverhältnisse zugunsten der 3R- und 6R-Bündel führen.

In vorstehender Druckverlust-Abschätzung wurde für die 1R-, 3R- und 6R-Bündel bei gleichem  $p/d$ -Verhältnis konstanter Massenstrom vorausgesetzt. Mit zunehmender Rippenzahl nimmt der freie Strömungsquerschnitt im Bündel ab, was die Strömungsgeschwindigkeit und damit den Wärmeübergang erhöht. Aufgrund der derzeitigen Kenntnisse über den Wärmeübergang bei 1R- und 3R-Bündeln wird der geringere Wärmeübergang bei 3R-Bündeln (6R-Bündel sollten sich ähnlich verhalten) durch die erhöhte Strömungsgeschwindigkeit etwa kompensiert.

#### 6. Wärmeübergang und Druckverlust in Brennelementen mit künstlich aufgebrachtten Oberflächenrauigkeiten und wendelförmigen Abstandshaltern

Eine wesentliche Steigerung des Wärmeüberganges ist durch die Verwendung künstlich aufgerauhter Brennstaboberflächen möglich. Die Wirksamkeit rauher Oberflächen beruht auf der durch sie erhöhten Turbulenz in der wandnahen Strömung, wodurch der wesentlichste thermische Widerstand zwischen wärmeabgebender Wand und Hauptströmung reduziert wird. Mit der Verbesserung des Wärmeüberganges ist jedoch eine Vergrößerung des Druckverlustes verbunden, die weitgehend von der Geometrie und Anordnung der künstlichen Rauigkeitserhebungen bestimmt wird.

Die Wirkung verschiedener Oberflächenrauigkeiten im runden Rohr und Ringspalt ist aus einer Vielzahl von Arbeiten bekannt. Bündeluntersuchungen werden in [1, 5, 6] berichtet. In [5] wurde ein 21-Stabbündel mit gitterförmigen Abstandshaltern und sehr grossem  $p/d$ -Verhältnis ( $p/d > 1,7$ ) untersucht, in [6] ein Bündelausschnitt ohne Abstandshalter. Die Untersuchungen nach [1] wurden an einem 19-Stabbündel mit wendelförmigen

Abstandshaltern und ähnlichen Abmessungen wie bei einem Brüterelement durchgeführt. Sie erstrecken sich jedoch nur bis zu einer Re-Zahl von  $3 \cdot 10^4$ . Eine Extrapolation auf die etwa 10 mal grösseren Re-Zahlen eines Brüterelementes erscheint unsicher. Aus diesem Grunde wurden Vergleichsuntersuchungen mit einem künstlich aufgerauhten 7-Stabbündel in verschiedenen Führungsrohren durchgeführt, wobei als Abstandshalter ein gleichsinnig auf die 6 Aussenstäbe aufgewickelter Draht diente und Reynoldszahlen bis  $2,5 \cdot 10^5$  erreicht wurden [7].

Wie in Kapitel 5 gezeigt wurde, steigt der mittlere Wärmeübergang und Druckverlust mit abnehmender dimensionsloser Steigung der Abstandshalter  $h/d$  an, weil der Abstandshalter durch seine Neigung gegen die Strömungsrichtung die Turbulenz der Hauptströmung erhöht. Oberflächenrauigkeiten vergrössern die Turbulenz unmittelbar in der Grenzschicht und steigern dadurch den Wärmeübergang weit mehr als wendelförmige Abstandshalter. Ihre Wirkung sollte jedoch umso kleiner sein, je stärker der Wärmeübergang bereits durch eine geringe Steigung der Abstandshalter erhöht wurde.

Um realistische Abstüzlängen der Stäbe zu verwirklichen, wurde für sämtliche Versuche das konstante Verhältnis von  $h/d = 13,4$  zugrundegelegt, was auf das Brennelement des Schnellen Brutreaktors übertragen eine Abstüzlänge von  $h \sim 100$  mm ergibt. Als Brennelement-Kasten dienten ein Sechskantrohr und ein rosettenförmiges Rohr (Profilkanal).

Ein Querschnitt durch die untersuchten Bündel und ihre Abmessungen sind in Abb. 25 dargestellt. Die Bündel bestehen aus indirekt elektrisch beheizten Stäben, umgeben von einem relativ dickwandigen Kupfermantel, in welchem sich die Thermolemente zur Messung der Wandtemperaturen befinden.

Die untersuchten Oberflächenrauigkeiten hatten rechteckige Querschnitte. Ihre Abmessungen sind in Tabelle 3 angegeben:

Höhe $h^+$	Teilung $s$	Breite $b$	$s/h^+$
mm	mm	mm	-
0,2	2	0,2	10
0,1	2	0,2	20
0,1	1	0,2	10
0,05	1	0,2	20

Tabelle 3: Rauigkeitsabmessungen

### 6.1 Druckverlust und Wärmeübergang am 7-Stabbündel mit glatter Oberfläche und wendelförmigen Abstandshaltern

Um eine Vergleichsbasis zu erhalten, wurden die Bündel zunächst mit glatter Oberfläche und aufgewickelmten Wendeldraht vermessen. Als Strömungsmedium diente Luft. Die Druckverlustbeiwerte wurden dabei nach Gleichung (18) ermittelt. Das Ergebnis der Untersuchungen ist in Tab. 2, Bündel C 1 - 3 und R eingetragen und in Abb. 18 wiedergegeben.

In den Abb. 26 und 27 sind die Ergebnisse der Wärmeübergangs-Untersuchungen als  $St = f(Re)$  aufgetragen, wobei die Daten für Aussen- und Zentralstab, sowie für die betrachteten Kasten geometrien getrennt wiedergegeben werden. Sämtliche Stoffwerte sind auf die mittlere Strömungsmitteltemperatur im betrachteten Kühlkanalquerschnitt bezogen. Im Gegensatz zu den unter 5. geschilderten Wärmeübergangsuntersuchungen wurde in den in Abb. 26 und 27 angegebenen Gleichungen wegen der geringen Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kühlmittel auf ein Temperaturglied verzichtet.

Es ist zu ersehen, dass der Wärmeübergang am Zentralstab in beiden Führungsrohrgeometrien geringer ist als an den Aussenstäben, was auf das kleinere Verhältnis von wärmeabgebender Oberfläche zu Kühlmittelanteil zurückzuführen ist.

## 6.2 Druckverlust und Wärmeübergang am 7-Stabbündel mit rauher Oberfläche und wendelförmigen Abstandshaltern

Nach den Untersuchungen am Bündel mit glatter Oberfläche wurden die Stäbe der Bündel aufgerauht und erneut vermessen.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen wurden auf die der glatten Bündel bezogen. Sie sind in den Abb. 28 bis 31 dargestellt in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl und dem dimensionslosen Wandabstand  $y^+$ , der wie folgt definiert ist:

$$y^+ = y \cdot \frac{Re}{d_h} \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \quad (23)$$

Für  $y = h^+$  erhält man eine Aussage darüber, wie weit die Rauigkeitserhebung in die Strömung hineinragt. Dabei kennzeichnet  $y^+ < 5$  die laminare Grenzschicht,  $5 < y^+ < 40$  die turbulente Grenzschicht und  $y^+ > 40$  die Hauptströmung.

Aus den Ergebnissen der Abb. 28 bis 31 kann unmittelbar der Gewinn an Wärmeübergang und der hierfür notwendige zusätzliche Druckverlust entnommen werden. Als Vergleichswerte sind in Abb. 29 die Ergebnisse aus Bündeluntersuchungen nach [1] und [6] mit eingetragen.

Im einzelnen ergibt sich:

- Bei allen Rauheitsgeometrien ist die Steigerung des Wärmeüberganges unabhängig von  $Re$  oder  $y^+$ , während der bezogene Druckverlustkoeffizient eine Funktion von  $Re$  und damit auch von  $y^+$  bleibt. Da für sämtliche Untersuchungen  $y^+ > 40$  ist, ragt die Rauigkeit bereits in die Hauptströmung. Deshalb tritt bei grösser werdendem  $y^+$  keine zusätzliche Steigerung des Wärmeüberganges mehr auf, wohl aber eine Vergrößerung des Druckverlustkoeffizienten.
- Die Erhöhung des Wärmeüberganges ist an den Ausenstäben grösser als am Zentralstab, weil beim Einsatz von Oberflächenrauigkeit die Strömung in erhöhtem Masse zur glatten Kastenwand gedrängt wird.
- Die Verbesserung des Wärmeüberganges und Vergrößerung des Druckverlustbeiwertes durch raue Oberflächen ist im untersuchten Bereich umso stärker, je grösser  $h^+/d_h$  und je kleiner  $s/h^+$ . Diese Ergebnisse decken sich qualitativ mit jenen nach [1] und [6], wie aus Tab. 4 und Abb. 29 hervorgeht.

Ifd. Nr.	$h^+/d_h$	$s/h^+$	$\frac{\lambda}{\lambda_0}$	$y^+$	$\frac{St}{St_0}$		Kasten-Geometrie	Lit.
					Zentralstab	Außenstab		
1	0,0098	20	1,9	200	1,4	1,55	Sechsk.	
2	0,0203	10	2,2	200		1,9	Sechsk.	
2a	0,0203	10	1,8 <sup>x</sup>	80		1,9	Sechsk.	
3	0,0191	20	2,0			1,7	Sechsk.	
4	0,038	10	3,9	400	1,75	1,9	Sechsk.	
4a	0,038		2,5-3 <sup>x</sup>	80		1,9		
5	0,01092	10	4,5			2,23	unendl. Anordn.	[6]
6	0,0218	10	6,3	200		2,23	"	
7	0,0349	10	6,5	80		2,23	"	
8	0,05	10	3,0	80		1,97	rundes Rohr	[1]
9	0,054	20	2,25	150		1,7	"	

Tabelle 4: Vergleich der Ergebnisse mit jenen nach [1] und [6].

(<sup>x</sup> durch Extrapolation ermittelt)

Ein Vergleich mit Untersuchungen anderer Autoren ist nur für ähnliche geometrische Verhältnisse möglich. Die Ergebnisse aus Ringspalt-Untersuchungen können daher nicht, jene aus den Untersuchungen am Bündel ohne Abstandshalter nur bedingt zum Vergleich benutzt werden. So sind in Tab. 4 die Beispiele Nr. 2 mit Nr. 6 und Nr. 4a mit Nr. 7 und 8 vergleichbar.

Die Ergebnisse nach [1] wurden an Bündelabmessungen erzielt, die den hier vorliegenden am nächsten kommen. Sie ergaben etwa die gleiche Steigerung des Wärmeüberganges

und des Druckverlustes. Nach [6] hingegen erhält man eine etwas grössere Zunahme des Wärmeüberganges bei erheblich grösserem Druckverlustanstieg.

Während die Wärmeübergangssteigerung durch Oberflächenrauigkeit in Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern fast der von Bündeln ohne Abstandshalter entspricht, tritt die unerwünschte Zunahme des Druckverlustes nur teilweise auf. Diese wesentlich verminderte Druckverlustzunahme hat zwei Ursachen:

- Die Wendeldrähte kurzer Steigung erzeugen einen erheblichen Formdruckverlust; Rauigkeit, die nur den Reibungsdruckverlust erhöht, wirkt sich dann auf den Gesamtdruckverlust nur noch schwach aus.
- Diese Untersuchungen sowie jene nach [1] wurden an 7- bzw. 19-Stabbündeln durchgeführt. Die Rauigkeit auf den Brennstäben bewirkte eine Verdrängung des Kühlmittels zur glatten Wand des Führungsrohres. Die Untersuchungen nach [6] mit Bündeln ohne Abstandshalter in unendlicher Anordnung schliessen diese Strömungsverlagerung aus.

Das Brennelement eines Schnellen Brütters besteht aus einigen hundert Brennstäben, so dass eine Verdrängung des Kühlmittels aus dem Bündel zur glatten Wand des Führungsrohres kaum eintreten kann. Daher muss hier im Vergleich zum 7-Stabbündel mit einer etwas grösseren Beeinflussung der relativen Steigerung des Druckverlustbeiwertes gerechnet werden.

## 7. Die Kühlmittelquervermischung in Brennelementen

Bei der Berechnung der zu erwartenden maximalen Hüllrohrtemperaturen in Brennelementbündeln müssen zweierte Effekte berücksichtigt werden, nämlich:

- Die Brennstäbe unterliegen fertigungs- und betriebsbedingten Abweichungen (Toleranzen in Geometrie, Leistung, Neutronenfluss; Ausbiegen bei Betrieb, usw.). Hierdurch entstehen Unterschiede in den Kühlmittel- und Hüllrohrtemperaturen der einzelnen Kanäle, die durch sog. Heisskanalfaktoren erfasst werden.
- Aufgrund der existierenden Parallelschaltung der einzelnen Kühlkanäle in einem Bündel (Teilkkanäle) besteht die Möglichkeit eines kontinuierlichen Massen- bzw. Energieaustausches zwischen Heissen Kanälen und ihrer Umgebung; dies umso mehr, als durch wendelförmige Abstandhalter eine Austauschbewegung der Strömung geradezu begünstigt erscheint. Die Kühlmittel-Quervermischung (QM) wirkt dabei ausgleichend auf die Temperaturunterschiede benachbarter Kanäle.

Der Einfluss der prozentualen auf die Stablänge bezogenen Kühlmittelquervermischung auf die Oberflächentemperatur eines Heissen Kanals ist in Abb. 32 für das Kühlmedium Heissdampf dargestellt; man erkennt daraus folgendes:

- Grössere Quervermischung führt zu einer niedrigeren Heisskanal-Temperatur;
- Der Einfluss der Kühlmittelquervermischung auf die Heisskanaltemperatur nimmt mit steigender Quervermischung stark ab; d.h. eine relativ kleine Mischrate erzielt einen relativ hohen Temperaturausgleich.

Daraus folgt: Je geringer die zu erwartende Kühlmittelquervermischung ist, umso genauer muss ihre Grösse bestimmt werden. Insbesondere interessiert hierbei ihre Abhängigkeit von der Geometrie und Anordnung der Stäbe sowie der Abstandshalter im Bündel. Um diese Probleme zu untersuchen, wurde zunächst ein Rechenmodell für unberippte Bündel aufgestellt und aufgrund bekannter Untersuchungen zur Schwankungsgeschwindigkeit von Strömungspartikeln die zu erwartenden Mischraten errechnet [8]. Sodann wurde der Einfluss wendelförmiger Abstandshalter auf die Kühlmittelquervermischung theoretisch betrachtet und die Ergebnisse dieser Betrachtungen experimentell nachgeprüft [9].

### 7.1 Die Kühlmittelquervermischung in Brennelementen ohne Abstandshalter

In einer turbulenten Strömung besitzen alle Partikeln eine messbare statistische Schwankungsgeschwindigkeit, die in der Literatur von verschiedenen Verfassern angegeben wird [10, 11]. Da die Partikeln infolge der Schwankungsgeschwindigkeit sich auch quer zur Strömungsrichtung bewegen, muss die aufgrund der natürlichen Turbulenz bestehende Schwankungsgeschwindigkeit bereits eine Quervermischung der Partikeln bewirken.

Mit Hilfe eines Rechenmodells wurde versucht, anhand der Schwankungsgeschwindigkeiten Aussagen über die zu erwartenden Mischraten zu gewinnen. Die Ableitung des Rechenmodells erfolgte aus der Betrachtung eines Teilkanals eines Bündels, wie er in Abb. 33 dargestellt ist.

#### 7.1.1 Allgemeine Beschreibung des Rechenmodells

In dem Kanal befinden sich z. Zt.  $\tau_1$  in der Längsposition  $x_1$  eine bestimmte Zahl  $n_1$  "roter" Partikeln, in der Umgebung des Kanals eine im Verhältnis dazu grosse Menge "weisser" Partikeln gleicher Flächendichte.

Alle Partikeln bewegen sich mit der nach  $x$  gerichteten Hauptgeschwindigkeit  $U$  und der beliebig senkrecht dazu gerichteten Schwankungsgeschwindigkeit  $v$ .

Zur Zeit  $\tilde{\tau}_2 = \tilde{\tau}_1 + \Delta\tilde{\tau}$  wird dann an der Stelle  $x_2 = x_1 + U \cdot \Delta\tilde{\tau}$  die Zahl  $n_2$  der im Kanal verbliebenen "roten" Partikeln aufgrund der Schwankungsgeschwindigkeit  $v$  kleiner geworden sein als  $n_1$ . Das bedeutet:  $\Delta n = n_1 - n_2$  "weisse" Partikeln haben die gleiche Zahl "roter" Partikeln ersetzt. Die Zahl  $\Delta n$  der ausgetauschten Partikeln, bezogen auf die Längendifferenz  $\Delta x = x_2 - x_1$ , stellt ein Mass für die Quervermischung dar. Die Krümmung der Kanalwände sowie der Einfluss von Stabdurchmesser und Stababstand werden durch einen Korrekturfaktor  $FV$  erfasst (Abb. 34).

Die Rechnung wurde unter der Annahme durchgeführt, dass die Verteilung der einzelnen "roten" Partikeln der Gauss'schen Normalfunktion genügt. Als Ergebnis dieser Betrachtungen erhält man die folgende Beziehung für den Konzentrationsgradienten der "roten" Partikeln als Funktion der relativen Schwankungsgeschwindigkeit:

$$\mu^+ = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{3} \cdot \frac{v}{U \cdot p} \quad (24)$$

Die Ableitung dieser Gleichung aus der Wahrscheinlichkeitsfunktion von Gauss ist in [8] angegeben und in Abb. 35 in Abhängigkeit von der relativen Schwankungsgeschwindigkeit  $v/U$  dargestellt, wobei die rechte Ordinate die Mischrate für die hier betrachtete Stabteilung  $p = 8,2$  mm veranschaulicht.

Aus dieser Abbildung ist zu ersehen, dass das Wegdifferential zu Beginn des Vermischungsvorganges ansteigt, und zwar linear mit der relativen Schwankungsgeschwindigkeit  $v/U$  und reziprok mit der Stabteilung  $p$ . Dies bedeutet, dass für jede Bündelgeometrie eine andere natürliche Quervermischung existiert.

Die durch natürliche Turbulenz erzeugte Mischrate in % pro cm Strömungsweg steigt bei konstantem  $p/d$ -Verhältnis mit abnehmender Stabteilung  $p$ . Je kleiner die Stabteilung  $p$  bei konstantem Geschwindigkeitsverhältnis  $v/U$ , umso grösser ist der Betrag der natürlichen Quervermischung. Die aus Wirtschaftlichkeitserwägungen geforderten kleinen Stabdurchmesser (hohe Wärmestromdichte) und enge Stabteilung (hohe Bruttore) begünstigen die Quervermischung. Für die Mischrate bei natürlicher Turbulenz gilt:

$$\mu = \mu \left( \frac{p}{d}, \frac{1}{p} \right) = FV (p/d) \cdot \mu^+ (1/p) \quad (25)$$

Den Einfluss der Stabteilung  $p$  bei konstantem  $p/d$  auf die Grösse der natürlichen Mischrate ist in Abb. 36 dargestellt.

### 7.1.2 Literaturbeispiele

Das Messen der Schwankungsgeschwindigkeiten turbulenter Strömungen gelang zuerst H. REICHARDT [10]. Er stellte fest, dass die relative Schwankungsgeschwindigkeit  $v/U$  in der Strömungsgrenzschicht von 0 sehr schnell ansteigt, ein Maximum durchläuft und in der Hauptströmung zur Kanalmitte hin schwach abfällt.

Für Luftströmung bei  $d_h = 39,2$  cm und  $Re = 25\ 000$  ergab sich im Mittel über den gesamten Querschnitt betrachtet  $v/U = 4\ %$  und in Wandnähe  $v/U = 4,5 - 5\ %$ .

Ähnliche Messungen führte J. LAUFER [11] über einen grösseren  $Re$ -Bereich durch. Er fand folgendes Ergebnis:

Re	$d_h$ (cm)	$v/U$ (%)
40 000	2,5	4,4
40 000	12,7	4,6
100 000	12,7	4,6
200 000	12,7	4,2

Wendet man die Ergebnisse dieser Untersuchungen auf die in Kapitel 4 betrachteten Stababmessungen und -anordnungen an ( $d = 7,0$  mm,  $p = 8,2$  mm), und legt man ein  $v/U = 3,5\ %$  zugrunde, so erhält man aus den Abb. 35 und 36 eine Quervermischung im Bündel ohne Abstandshalter von

$$\mu = 5,8\ \%/cm \cdot FV = 5,0\ \%/cm, \quad (26)$$

was nach Abb. 32 eine Reduktion der maximalen Heisskanaltemperatur von  $700\ ^\circ C$  auf etwa  $650\ ^\circ C$  ergibt.

## 7.2 Die Kühlmittelquervermischung in Brennelementen mit wendelförmigen Abstandshaltern

### 7.2.1 Rechnerische Abschätzung

Die als Abstandshalter benutzten Wendelrippen oder Wendeldrähte üben bezüglich der Kühlmittelquervermischung eine zweifache Wirkung aus:

- a) Durch Verengung der Austauschquerschnitte beeinträchtigen sie die natürliche Mischrate  $\mu_n$ , was durch den Öffnungsfaktor  $f_o$  berücksichtigt wird.
- b) Durch systematisches Herausschälen der Strömung aus dem Kanal erzwingen sie eine kontrollierte künstliche Mischrate  $\mu_k$ . Dies entspringt der Vorstellung, dass im Kanal ein Teil der von den Rippen abgedeckten Strömung der Windungsrichtung der wendelförmigen Abstandshalter folgt. Auf diese Weise befindet sich das am Hüllrohr aufgeheizte Kühlmittel in ständigem Austausch mit den Nachbarkanälen. In Abb. 37 ist ein Ausschnitt sowie die Abwicklung eines Kühlkanals für 6 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter dargestellt.

Die natürliche und künstlich erzwungene Mischrate überlagern sich zu der Gesamtmischrate  $\mu$ . Unter der Annahme, dass  $1/3$  ( $1/2$ ) der von den wendelförmigen Abstandshaltern abgedeckten Strömung aus dem Kanal herausgeschält wird, ergeben sich die in der Tab. 5 aufgezeigten Mischraten in Abhängigkeit von der Anzahl der Rippen pro Stab für konstante Abstüzlängen (Fall 2, 3 und 5).

Fall	i	h(mm)	$f_o$	$\mu_n(\frac{\%}{\text{cm}})$	$\mu_k(\frac{\%}{\text{cm}})$	$\mu = \mu_n \cdot f_o + \mu_k(\frac{\%}{\text{cm}})$
1	0	-	1	5	0	5
2	1	100	0,722	3,61	20 (30)	23,6 (33,6)
3	3	300	0,655	3,27	4,7 (7)	8,0 (10,3)
4	6	300	0,312	1,56	4,5 (6,7)	6,1 (8,3)
5	6	600	0,312	1,56	2,2 (3,3)	3,8 (4,9)

Tabelle 5: Errechnete Mischraten in berippten und unberippten Stabbündeln

Aus Tab. 5 ist zu ersehen, dass für gleiche Abstüzlänge die prozentuale Kühlmittelquervermischung eine Funktion der Anzahl der wendelförmigen Abstandshalter pro Stab ist, was in der zunehmenden Rippensteigung und der Beeinträchtigung des Austauschquerschnittes bei steigender Rippenzahl begründet liegt.

Für das aus 6 Rippenrohren bestehende Bündel ist die theoretisch berechnete Mischrate sogar kleiner als die natürliche Mischrate im Bündel ohne Abstandshalter (Fall 1); sie kann jedoch durch Verringerung der Steigungshöhe  $h$  von 600 mm auf 300 mm etwa um einen Faktor 2 gesteigert werden (Fall 4).

#### 7.2.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung in Brennstabbündeln

##### Versuchsaufbau:

Die Quervermischung wurde in luftdurchströmten 6l-Stabbündeln hexagonaler Anordnung mit folgenden Abmessungen ermittelt:

Bündel-länge	Rippen-zahl	Stab- $\emptyset$	Stab-teilung	Rippen-steigung
L	i	d	p/d	h
600	1	6,0	1,17	100
600	6	6,14	1,16	600

Der Zentralstab des Bündels wurde elektrisch beheizt, die übrigen unbeheizten Stäbe waren gegen radiale Wärmeleitung mit je einer Teflonhülle umgeben.

Die durch Thermoelemente erfasste Temperaturverteilung in den Unterkanälen der Bündel lieferte ein Mass für die Kühlmittelquervermischung.

Die bisherigen Versuche zur Quervermischung in Stabbündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern haben folgendes Ergebnis gebracht:

	Mischrate $\mu$ ( $\frac{\%}{\text{cm}}$ )	Re-Bereich
Bündel mit 1 Wendeldraht je Stab:	$20 \pm 3$	20000-100000
Bündel mit 6 Rippen je Stab	$5,5 \pm 1,5$	30000- 70000

- Die experimentell ermittelte Kühlmittelquervermischung stimmt mit der vorausberechneten (Tab. 3) grössenordnungsmässig überein. Sie ist bei 1 Rippe etwas kleiner, bei 6 Rippen grösser als die vorausberechnete. Demzufolge würde bei 1 Rippe tatsächlich etwa  $1/3$ , bei 6 Rippen jedoch etwa die Hälfte der von den Rippen abgedeckten Strömung aus dem Kanal herausgeschält werden.

Die Erklärung dafür ist einfach:

Mit zunehmender Rippensteigung und Rippenzahl sinkt der Schlupf der Strömung. Die Strömung folgt umso mehr der Windungsrichtung der Rippen, je weniger diese von der der Hauptströmung abweicht. Der Unterschied wird deutlich, wenn man bedenkt, dass 600 mm Rippensteigung einer Neigung von  $20^\circ$ , 100 mm aber einer solchen von  $12^\circ$  gegenüber der Stabachse entsprechen.

Die Mischrate des Bündels mit 1 Wendeldraht pro Stab ist etwa 3 mal grösser als die des sechsfach berippten Stabes. Sie wirkt sich

jedoch bezüglich der Heisskanaltemperaturen nur wenig günstiger aus. Nach Abb. 32 sinkt die Oberflächentemperatur bei  $\mu = 6 \text{ \%/cm}$  um etwa  $56^\circ\text{C}$ , bei  $\mu = 20 \text{ \%/cm}$  nur um weitere  $5^\circ\text{C}$  ab. Damit wird bereits beim Bündel aus 6-Rippenrohren die Kühlmittelquervermischung gross genug, um die gefährlichen Temperaturspitzen für den Fall ohne Quervermischung im Bündel (Abb. 32) weitgehend zu reduzieren.

### 8. Temperaturverteilungen und Spannungen in Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern

Die Brennstabhüllen eines Schnellen Brutreaktors werden zu Beginn der Standzeit durch äusseren und zum Ende der Standzeit durch inneren Überdruck sowie durch Wärmespannungen beansprucht. Letztere werden von den Temperaturfeldern bestimmt und sind daher abhängig von den Anordnungen und Geometrien der Abstandshalter sowie den lokalen thermischen und betriebsbedingten Verhältnissen.

Die bisherigen Berechnungen der Beanspruchungen von Hüllrohren bezogen sich auf glatte Rohre ohne Abstandshalter [12]. Im folgenden soll nun eine erste Abschätzung der Spannungen in Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern durchgeführt und der Einfluss verschiedener Abstandshaltergeometrien aufgezeigt werden.

Die Anordnung der Abstandshalter wurde in Kapitel 3 beschrieben. Als Geometrien werden Wendelrippen mit geraden und schrägen Flanken sowie Wendeldrähte betrachtet. Ihre Abmessungen sind in Abb. 38 dargestellt.

Die lokalen thermischen Verhältnisse werden durch das Wärmeübergangsverhalten der Oberflächen beeinflusst. Rauhe Oberflächen sind dabei vorteilhafter als glatte.

Das Aufbringen von Rauigkeiten kann bei Brennelementstäben mit Wendelrippen am einfachsten zwischen den Rippen, bei aufgewickeltem Draht am gesamten Hüllrohrumfang erfolgen. Daraus resultieren gegenüber dem glatten Stab geänderte Temperaturverteilungen am Stabumfang.

Die Berechnung der Temperaturprofile und Spannungen wird für den heissen Kanal und folgende stationäre Betriebszustände sowie Hüllrohrabmessungen durchgeführt:

Kühlmedium:	Heissdampf
Lage des betrachteten Hüllrohrquerschnittes:	Coremitte
Hüllrohrwerkstoff:	Inconel 625
Temperatur des Kühlmediums:	449 °C
max. Oberflächenbelastung:	219 W/cm <sup>2</sup>
Wärmeübergangszahl am Hüllrohrumfang:	1,48 W/cm <sup>2</sup> °C
Verbesserung des Wärmeüberganges durch Oberflächenrauigkeit:	2,2-fach
Wärmeübergang im Spalt zwischen Hüllrohr und Brennstoff:	1,0 W/cm <sup>2</sup> °C
Kühlmitteldruck:	115 at
Spaltgasdruck	
zu Beginn der Standzeit:	60 at
am Ende der Standzeit:	185 at
Hüllrohr aussendurchmesser:	7,0 mm
Hüllrohr rinnendurchmesser:	6,2 mm
Abstandshalterprofile:	(s. Abb. 38)
Höhe der Rauigkeit:	35 μ
Dicke des stagnierenden Dampffilms unter dem Drahtabstandshalter:	
- ohne Rauigkeit:	10 μ
- mit Rauigkeit:	35 μ

Für das Hüllrohr mit drahtförmigem Abstandshalter sind für die Umgebung der Drahtauflage die angenommenen Wärmeübergangsverhältnisse in Abb. 45 und 46 eingetragen.

### 8.1 Berechnung der Temperaturprofile

Für die vorliegenden Geometrien von Hüllrohr und Abstandshalter, sowie für die betrachteten Parameter wird das Temperaturfeld mit der Relaxationsmethode der Thermodynamik berechnet. Das interessierende Hüllrohrprofil teilt man in ein Gitterwerk aus wärmeleitenden Stäben auf (Abb. 39) und setzt für jeden Gitterpunkt die thermodynamischen Gleichgewichtsbedingungen für den Beharrungszustand an [13]. So erhält man z.B. für den Gitterpunkt 5 in Abb. 39 den Ausdruck:

$$\begin{aligned} & + \lambda \cdot \frac{1 \cdot b}{a} (T_4 - T_5) + \lambda \cdot \frac{1 \cdot a}{b} (T_{50} - T_5) \\ & + \lambda \cdot \frac{1 \cdot b}{a} (T_6 - T_5) + \lambda \cdot \frac{1 \cdot a}{b} (T_{35} - T_5) = 0 \end{aligned} \quad (27)$$

Randbedingungen sind die Kühlmitteltemperatur und die Temperaturverteilung an der Brennstoffoberfläche. Der Einfachheit halber werden diese Temperaturen als konstant vorausgesetzt; der Hüllrohrradius selbst wird als  $r = \infty$  betrachtet. Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit wird im Rechenprogramm berücksichtigt.

### 8.2 Abschätzung der Spannungen

Die Abschätzung der resultierenden Vergleichsspannungen wird beim berippten Hüllrohr für den Rippenkopf und die Rohrrinnenwand unter der Rippe und bei Hüllrohren mit Drahtabstandshaltern für die Rohrrinnen- und -aussenwand direkt unter dem Wendeldraht durchgeführt.

Unter Verwendung der in [13] im einzelnen diskutierten Berechnungsmodelle, werden die Spannungen sowohl für den Beginn als auch für das Ende der Brennelement-Standardzeit ermittelt. Aus den überlagerten mechanischen und thermischen Spannungsanteilen für die Hauptrichtungen werden die resultierenden Vergleichsspannungen

nach MOHR errechnet. Vernachlässigt wird hierbei der Abbau der Spannungen durch Kriechvorgänge. Das Kriechbeulen der dünnwandigen Rohre wurde in diesem Rahmen nicht untersucht.

### 8.3 Ergebnisse und Diskussion der Temperaturfelder und der daraus resultierenden Spannungen

Die Brennelementhülle dehnt sich mit ihrer mittleren Temperatur  $T_M$ . Das Temperaturfeld der Hülle ändert sich während der Standzeit des Brennelementes im stationären Betrieb nicht. Daraus ergeben sich für Beginn und Ende der Standzeit konstante Wärmespannungen, die an der Rohrinneenseite als Druck- und an der Aussenseite als Zugspannungen auftreten. Zu Beginn der Standzeit wird die Hülle durch den äusseren Überdruck belastet. Die daraus resultierenden Druckspannungen werden im Laufe der Betriebszeit durch zunehmenden Spaltgasdruck zu Zugspannungen. Das ergibt für die betrachteten Wendelrippen als Abstandshalter am Anfang der Standzeit unter der Rippe höhere und für den Rippenkopf geringere Belastungen als am Ende der Standzeit.

Die Temperaturfelder und Spannungen sind für die betrachteten Abstandshalter in den Abb. 40 bis 46 dargestellt. Nach Abb. 40 weist Profil I eine maximale Temperatur an der inneren Hüllrohrwand von rund  $640\text{ }^\circ\text{C}$  auf. Die maximale Vergleichsspannung beträgt am Ende der BE-Standzeit für den Rippenkopf  $22,2\text{ kp/mm}^2$ .

Verwendet man beim gleichen Profil Oberflächenrauigkeiten zwischen den Rippen (Abb. 41), so wird die Temperatur unter der Rippe zwar um  $40\text{ }^\circ\text{C}$  erniedrigt, die Differenz zur Bezugstemperatur  $T_M$  jedoch erhöht, was hier zu grösseren Vergleichsspannungen führt. Versieht man zusätzlich auch die Rippenflanken mit Rauigkeit (Abb. 42), so werden die Temperaturen unter der Rippe und am Rippenkopf weiter reduziert. Aus den geänderten Differenzen zur Bezugstemperatur erhält man dadurch unter der Rippe kleinere, für den Rippenkopf geringfügig höhere Vergleichsspannungen.

Hüllrohre mit parallelen Rippenflanken (Abb. 43) ergeben sowohl unter der Rippe als auch am Rippenkopf rund 20 °C geringere Temperaturen als Profil I (Abb.40). Bei etwa gleicher Bezugstemperatur werden dadurch die Temperaturdifferenzen zum Rippenkopf erhöht und zur inneren Hüllrohrwand erniedrigt, was zu grösseren bzw. kleineren Vergleichsspannungen führt.

Das gleiche Profil mit Rauigkeiten (Abb. 44) zwischen den Rippen ergibt unter der Rippe eine maximale Temperatur von nur 585 °C. Die maximale Vergleichsspannung beträgt an dieser Stelle zu Beginn der Standzeit 21,0 kp/mm<sup>2</sup>.

Die Temperaturfelder des drahtumwickelten Hüllrohres mit und ohne Oberflächenrauigkeit sind in den Abb. 45 und 46 dargestellt. In beiden Fällen steigen die Temperaturen unter dem Draht an. Die Profile unterscheiden sich lediglich im Temperaturniveau, weshalb sich etwa gleichgrosse Vergleichsspannungen ergeben, die ein Maximum an der Rohrrinnenwand unter dem Draht zu Beginn der Brennelementstandzeit erreichen.

Zu Beginn und Ende der Standzeit dürfen die Vergleichsspannungen die zulässigen Zeitstandsfestigkeitswerte der Hüllrohrmaterialien bei den entsprechenden Temperaturen nicht überschreiten. Vergleicht man die ermittelten Spannungen für ein frisches Brennelement mit den Zeitstandsfestigkeitswerten des unbestrahlten Materials und legt dabei eine Standzeit von 20 000 h zugrunde, so besteht für die Hüllrohre aus Inconel 625 mit den verschiedenen Abstandshaltern keine Gefahr. Eine Gegenüberstellung der errechneten Vergleichsspannungen mit den Zeitstandswerten für bestrahltes Inconel 625 wurde nicht durchgeführt, da die bekannt gewordenen Daten hierzu nicht ausreichen.

Gegenüber einem kreiszylindrischen Rohr ohne Abstandshalter weisen die Hüllrohre mit wendelförmigen Abstandshaltern lokale Spannungsspitzen auf, die je nach Abstandshalterprofil mehr oder minder stark ausgeprägt sind [14].

## 9. Zusammenfassung

In der vorliegenden Untersuchung werden Bündel mit 3 verschiedenen wendelförmigen Abstandshaltertypen betrachtet, deren Geometrie für Brennelemente Schneller Brutreaktoren mit kleinem Kühlmittelanteil geeignet erscheint.

Die Bündel bestehen aus Brennstäben mit

- je einem aufgewickelten Draht
- 3 integralen Wendelrippen
- 6 integralen Wendelrippen.

Die Abstandshaltertypen beeinflussen die Geometrie und Anordnung des Brennelementes, den Wärmeübergang und Druckverlust, die Wirksamkeit von Oberflächenrauigkeit, die Kühlmittelquervermischung sowie die Temperaturverteilung im Hüllrohr und damit seine Festigkeit.

Die Betrachtungen zur Geometrie des Bündels zeigen, dass die beim 3- und 6-Rippenrohr vorliegende Abstützung Rippe gegen Rippe geringe Steigungstoleranzen verlangt. Gegebene Steigungstoleranzen wirken sich auf die Gitterabweichung umso weniger aus, je grösser die Rippensteigung und Rippenzahl und je breiter der Rippenkopf ist. Das 6-Rippenrohr erlaubt deshalb grössere Toleranzen als das 3-Rippenrohr.

Die Untersuchungen zum Wärmeübergang und Druckverlust liefern Rechenunterlagen für die Auslegung von Brennelementen mit wendelförmigen Abstandshaltern. Die Abschätzung des Druckverlustes bei konstantem Massenstrom zeigt für die 3 untersuchten Bündeltypen, dass bei kleinen Steigungen der wendelförmigen Abstandshalter das 3-Rippenrohr, bei grossen Steigungen das Rohr mit einem Wendeldraht den geringsten Druckverlust verursacht. Für den mittleren Wärmeübergang konnten keine wesentlichen Unterschiede festgestellt werden. Weitere Untersuchungen, insbesondere die Ermittlung der örtlichen Wärmeübergangszahlen erscheinen notwendig.

Die Untersuchungen rauher Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern kleiner Steigung ergeben auch bei hohen Re-Zahlen die erwartete Verbesserung des Wärmeüberganges bei relativ geringer Zunahme des Druckverlustes. Bezüglich des Wärmeüberganges liegt keine Beeinträchtigung zwischen Abstandshalterung und Oberflächenrauigkeit vor. Die geringe Zunahme des Druckverlustes resultiert sowohl aus dem hohen Druckverlust im glatten Bezugsbündel als auch aus dem Einfluss der glatten Kastenwand. Weitere Untersuchungen an Bündeln grösserer Stabzahl erscheinen deshalb erforderlich.

Die theoretisch errechnete Kühlmittelquervermischung für Bündel mit und ohne Abstandshalter ergibt eine wesentliche Absenkung der maximalen Heisskanaltemperaturen. Die experimentellen Untersuchungen bestätigen die theoretisch ermittelten Mischraten, die mit abnehmender Rippensteigung anwachsen.

Erste Abschätzungen der Hüllrohrbeanspruchungen ergaben für den drahtförmigen Abstandshalter maximale Vergleichsspannungen zu Beginn der Standzeit an der Innenwand. Die höchste Beanspruchung tritt bei glatten Rippenrohren zum Ende der Brennelementstandzeit am Rippenkopf und für raue Rohre zu Beginn der Standzeit unter der Rippe auf.

Die vorliegenden Ausführungen rechtfertigen weitere Entwicklungsarbeiten an den drei diskutierten Brennelementtypen mit wendelförmigen Abstandshaltern. Diese konzentrieren sich hauptsächlich auf die Probleme des lokalen Wärmeüberganges, den Einfluss der Kühlmittelquervermischung auf die Temperaturverteilung im Bündel bei Schiefast, die Fertigungs- und Toleranzfragen der Rippenrohre sowie auf das thermo-, hydrodynamische und mechanische Verhalten der Brennelemente unter Betriebsbedingungen.

Literatur:

- [1] KATTCHEE and MACKEWICZ:  
"Heat Transfer and Fluid Friction Characteristics  
of Tube Clusters with Boundary Layer Turbulence  
Promoters".  
63 - HT - 1, August 1963
- [2] HOFFMANN H., W. MILLER, C. SOZZI, W. SUTHERLAND:  
"Heat Transfer in Seven-Rod-Clusters, Influence  
of Liner and Spacer Geometry on Superheat Fuel  
Performance".  
GEAP - 5289, October 1966
- [3] REHME K.:  
"Systematische experimentelle Untersuchung der Ab-  
hängigkeit des Druckverlustes von der geometrischen  
Anordnung für längs durchströmte Stabbündel mit  
Spiraldrahtabstandshaltern".  
Dissertation, Univers. Karlsruhe, 1967
- [4] GUGGENHEIM E.A.:  
"Compressible Flow of Perfect Gas with Heat Input  
Distributed Symmetrically about Middle of Channel".  
AECL 1279, Juli 1961
- [5] WALKER V., A. RAPIER:  
"Fuel Element Heat Transfer"  
Journal of the British Nuclear Energy Society,  
April 1963
- [6] SUTHERLAND W.:  
"Improved Heat Transfer Performance with Boundary  
Layer Turbulence Promoters".  
GEAP - 5115, Juni 1966

- [7] CASAL V., R. WAGGOTT:  
"Der Einfluss geometrisch definierter Rauigkeiten auf Wärmeübergang und Druckverlust in einem 7-Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern."  
KFK - 806, Juli 1968
- [8] BAUMANN W.:  
"Die Quervermischung durch natürliche Turbulenz in Brennelementbündeln".  
(in Vorbereitung)
- [9] BAUMANN W., R. MÖLLER:  
"Experimentelle Untersuchung der Kühlmittel-Quervermischung an Vielstab-Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern".  
KFK - 807, Juli 1968
- [10] REICHARDT H.:  
"Messungen turbulenter Schwankungen".  
Naturwissenschaften 404, 1938
- [11] LAUFER J.:  
"Investigation of Turbulent Flow in a Two-Dimensional Channel".  
NACA Rep. 1053
- [12] BEISSWENGER H., et al.:  
"Die Entwicklung von Brennelementen Schneller Brutreaktoren".  
KFK - 700, Dez. 1967
- [13] SCHNEIDER I.:  
"Conduction Heat Transfer".  
Addison Wesley Publishing Comp., 1955
- [14] HOFFMANN H., K. RUST:  
"Temperatur- und Spannungsverteilungen in Brennstabhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern".  
KFK - 805, Juni 1968

Nomenklatur:

a	Abstand zwischen den Stäben
a	Seitliche Auslenkung der Stäbe (s. Abb. 10)
a, b	Maschenweite eines Gitterwerkes
b	Breite einer Rauigkeitserhebung
b	Rippenkopfbreite
$c_p$	spezifische Wärme bei konstantem Druck
d	Brennstabdurchmesser
$d_h$	hydraulischer Durchmesser
F	freier Strömungsquerschnitt im Bündel
$f_o$	Öffnungsfaktor
G	Massenstromdichte
$h^+$	Rauhigkeitshöhe
h	Steigungshöhe der wendelförmigen Abstandshalter
i	Anzahl der Rippen pro Stab
k	Zahl der Stabringe um den Zentralstab
L	Bündellänge
l	maximale Abstützlänge
M	Massenstrom
Nu	Nusselt-Zahl
n	Anzahl der Stäbe im Bündel
P	Position ohne Abstützung
Pr	Prandtl-Zahl
p	Druck
p	Stabmittenabstand = Stabteilung
$\Delta p$	Stababstandsänderung
q	Wärmestromdichte
R	Allgemeine Gaskonstante
Re	Reynolds-Zahl
r	Radius
S	Schlüsselweite des Brennelementkastens
St	Stanton-Zahl
s	Teilung der Rauigkeitserhebungen
s	Wandstärke des Hüllrohres
T	absolute Temperatur
t	Temperatur

U	benetzter Umfang
U	Strömungsgeschwindigkeit
$u^+$	relative Schwankungsgeschwindigkeit
V	Volumen
v	senkrecht zur Hauptströmung gerichtete Schwankungsgeschwindigkeit
$v^+$	Schwankungsgeschwindigkeit in Richtung der Symmetrieachsen des Teilkanales
v	spezifisches Volumen
w	Strömungsgeschwindigkeit
x	axiale Position
x	Anzahl der Stabringe um den Zentralstab
y	Wandabstand
$y^+$	dimensionsloser Wandabstand
z	Anzahl der Stäbe in der Diagonale
Z	Anzahl der Fehlstellen.
$\alpha$	thermischer Ausdehnungskoeffizient
$\alpha$	Wärmeübergangszahl
$\delta$	Steigungswinkel der Abstandshalter
$\lambda$	Druckverlustbeiwert
$\lambda$	Wärmeleitzahl
$\mu$	Mischrate
$\rho$	Dichte
$\tau$	Zeit
$\varphi$	Verdrehwinkel

Indizes:

a	aussen	o	Eintritt
a	Austritt	o	glatt
B	Brennstoff	R	Raum
D	diagonal	R	rundes Rohr
i	innen	t	tangential
K	Kühlmittel	u	unbeheizt
k	künstlich	W	Wand
M	mittel	z	zentral
n	natürlich		

Bez. in Abb. 23 u. 24	Bündel- +) Anordnung	Rippenzahl i	Stabzahl n	Stab-Ø d[mm]	Teilungsverh. p/d	Rippensteigung h[mm]	Steigungsverh. h/d	Beheizte Länge L <sub>b</sub> [mm]	Rauhtiefe Staboberfl. R <sub>t</sub> [µ]	Re-Zahl Bereich	Wärmeübergangsbeziehung u. Variation der Messwerte
L1	gemischt R/C, Rippe gelötet	1	19	6,5	1,277	140	21,6	1000	2,5	2·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	$Nu=0,025 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \left(\frac{T_K}{T_W}\right)^{0,575}$
L3	homogen R/R, Rippen gelötet	3	19	6,5	1,338	450	69,2	1000	2,5	1,2·10 <sup>4</sup> -1,1·10 <sup>5</sup>	$Nu=0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \left(\frac{T_K}{T_W}\right)^{0,575} \pm 17\%$
L4	homogen R/C, Wendeldraht	1	19	6,62	1,227	150	22,7	700	2	2,3·10 <sup>4</sup> -1,8·10 <sup>5</sup>	$Nu=0,0127 \cdot Re^{0,867} \cdot Pr^{0,6} \left(\frac{T_K}{T_W}\right)^{0,575} \pm 23\%$
L5	homogen R/C, Wendeldraht	1	19	6,62	1,227	100	15,1	1000	2	2,0·10 <sup>4</sup> -1,8·10 <sup>5</sup>	$Nu=0,0176 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,6} \left(\frac{T_K}{T_W}\right)^{0,575} \pm 20\%$

+ ) Stabanordnung in allen Bündeln hexagonal

R/C = Rippe-Can-Abstützung

R/R = Rippe-Rippe-Abstützung

Tab. 1

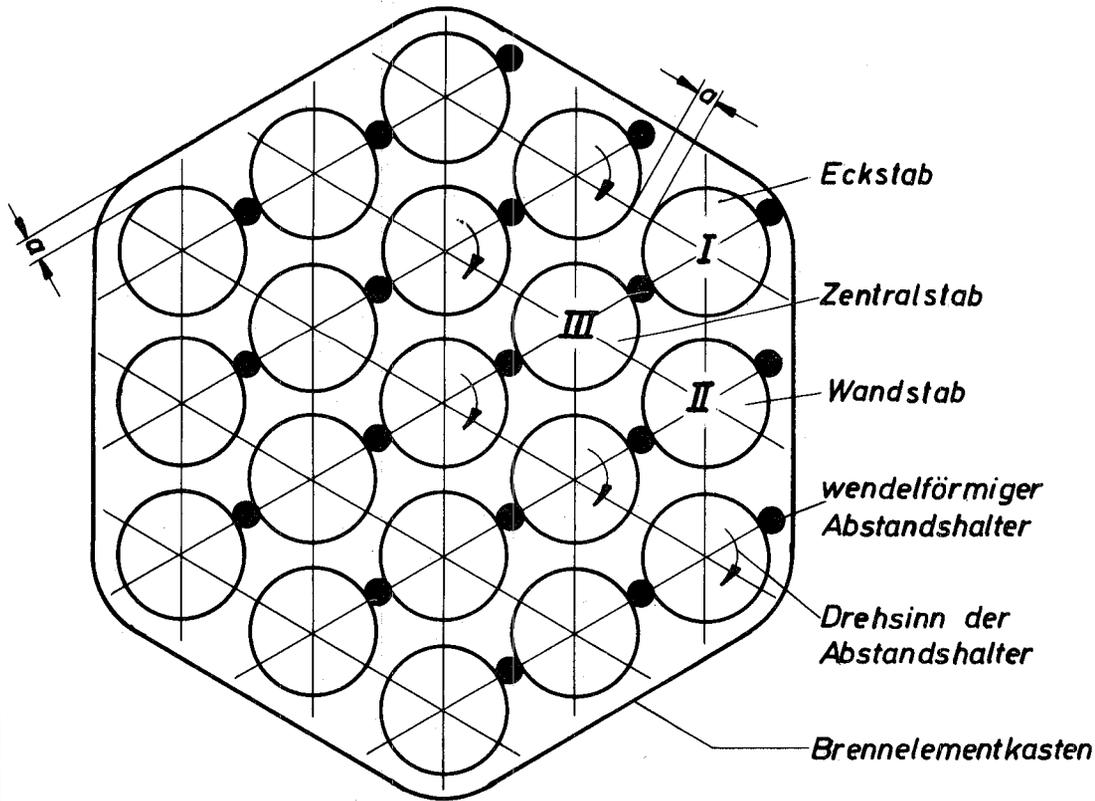
Zusammenstellung von experimentell ermittelten Wärmeübergangsbeziehungen an axial durchströmten Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern

Bez. in Abb. 16	Bündel-+) Anordnung	Rippenzahl	Stabzahl n	Stab- Ø d[mm]	Teilungs- verh. p/d	hy- draul. Ø d <sub>h</sub> [mm]	Rippen- steig. h[mm]	Steigungs- verh. h/d	Bündel- länge L[mm]	Rauh- tiefe- Stab- oberfl. R <sub>t</sub> [μ]	Re-Zahl Bereich	Druckverlustbeziehung u. Streubereich d. Messwerte
G1	gemischt R/C Wendeldraht	1	37	6,5	1,245	4,04	150	23,1	680	1,5	2·10 <sup>4</sup> -2,2·10 <sup>5</sup>	λ=0,178·Re <sup>-0,2</sup> ± 5 %
G2	gemischt R/C Wendeldraht	1	37	6,5	1,245	4,04	100	15,4	680	1,5	2·10 <sup>4</sup> -2,2·10 <sup>5</sup>	λ=0,218·Re <sup>-0,2</sup> ± 5 %
G3	gemischt R/C Wendeldraht	1	37	6,5	1,245	4,04	50	7,7	680	1,5	2·10 <sup>4</sup> -2,2·10 <sup>5</sup>	λ=0,4·Re <sup>-0,2</sup> ± 5 %
L1	gemischt R/C Rippe ge- lötet	1	19	6,5	1,277	4,57	140	21,6	1000	2,5	1,5·10 <sup>5</sup> -3,5·10 <sup>5</sup>	λ=0,202·Re <sup>-0,2</sup> ± 6 %
L3	homogen R/R Rippen ge- lötet	3	19	6,5	1,338	4,14	450	69,2	1000	2,5	5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,122·Re <sup>-0,164</sup> ± 3 %
L4	homogen R/C Wendeldraht	1	19	6,62	1,227	3,63	150	22,7	700	2	1,5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,133·Re <sup>-0,148</sup> ± 5 %
L5	homogen R/C Wendeldraht	1	19	6,62	1,227	3,63	100	15,1	1000	2	1,5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,185·Re <sup>-0,148</sup> ± 7 %
L4*	homogen ohne Rippe	0	19	6,62	1,227	4,5	-	-	300	2	3,5·10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> 10 <sup>5</sup> -2,3·10 <sup>5</sup>	λ=0,362·Re <sup>-0,257</sup> ± 4 % λ=0,1·Re <sup>-0,145</sup> ± 2 %
C1 C2 C3	gemischt R/C Zentralstab ohne Wendel- draht	1	7	11,2	1,17	5,26	150	13,4	1000	0,5-1	5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,287·Re <sup>-0,2</sup> ± 10%
E1	homogen R/C Wendeldraht	1	61	6,0	1,167	2,63	150	25	700	1,5	1,5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,32·Re <sup>-0,24</sup> ± 4%
E2	homogen R/R Rippen ge- klebt	3	61	6,0	1,167	2,51	450	75	700	1,5	1,5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,26·Re <sup>-0,24</sup> ± 4%
M1	homogen R/C Wendeldraht	1	61	6,0	1,167	2,63	100	16,7	650	6	2,6·10 <sup>4</sup> -1,4·10 <sup>5</sup>	λ=0,155·Re <sup>-0,159</sup> ± 5%
M2	homogen R/R Rippen ein- gelegt	6	61	6,14	1,162	2,08	600	97,8	650	6	1,7·10 <sup>4</sup> -8,5·10 <sup>4</sup>	λ=0,0904Re <sup>0,135</sup> ± 5%
R	gemischt R/C Wendeldraht	1	7	11,2	1,17	4,15	150	13,4	1000	1	5,5·10 <sup>4</sup> -2·10 <sup>5</sup>	λ=0,155·Re <sup>-0,157</sup> ± 13%

+ ) Stabanordnung in allen Bündeln hexagonal

Tab. 2 Zusammenstellung von experimentell ermittelten Druckverlustbeziehungen an axial durchströmten Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern.

a) Bündel - Querschnitt, 0°-Ebene



b) Lage der Abstützpunkte am Stabumfang von Stab:

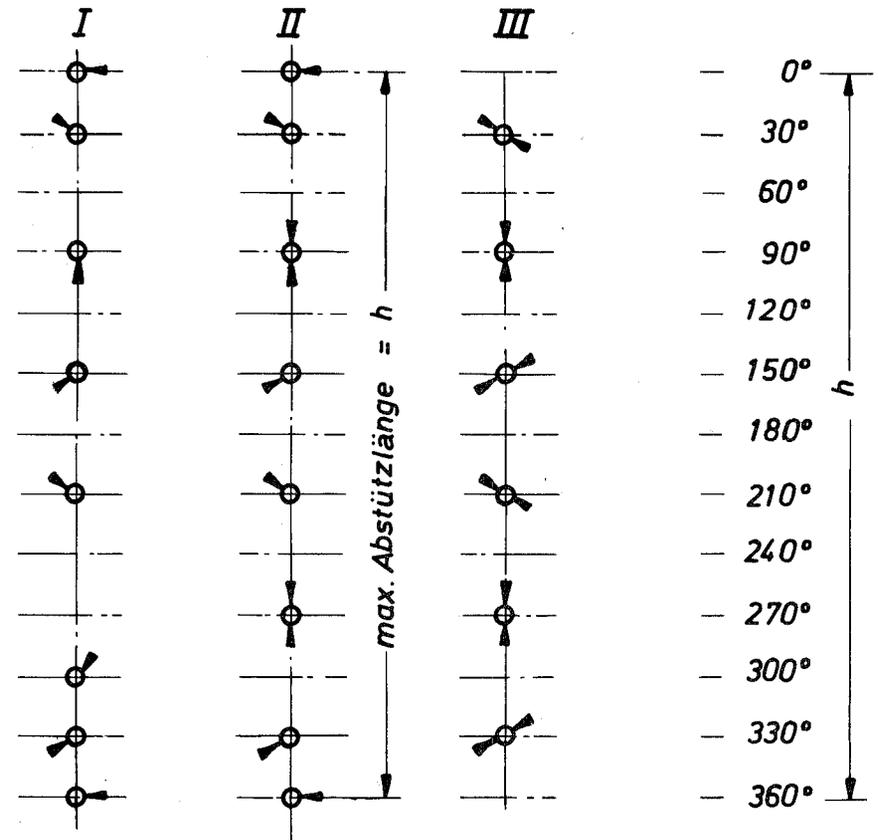
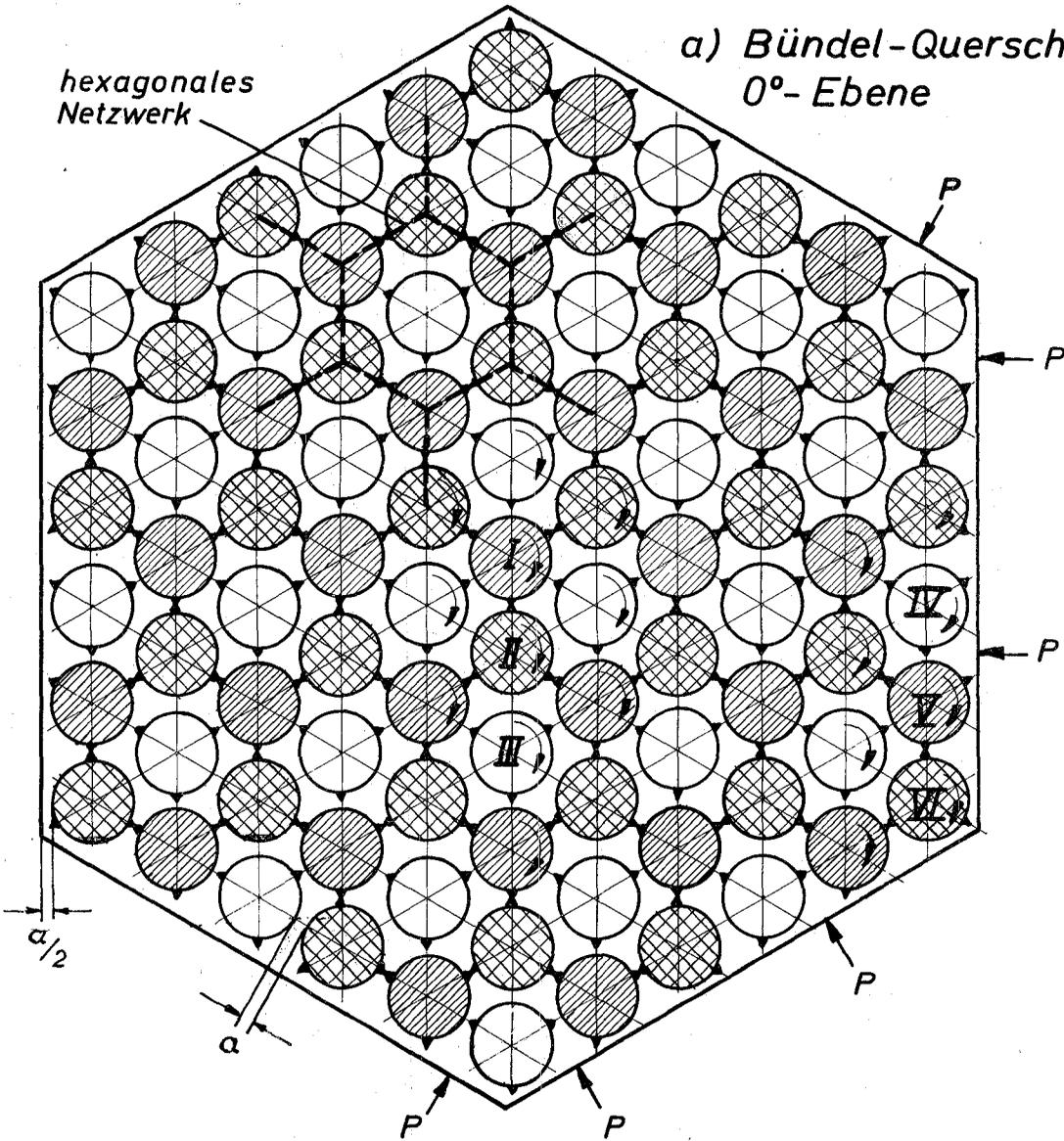


Abb. 1

Stabbündel mit 1 Wendeldraht pro Stab als Abstandshalter



b) Lage der Abstützpunkte am Stabumfang

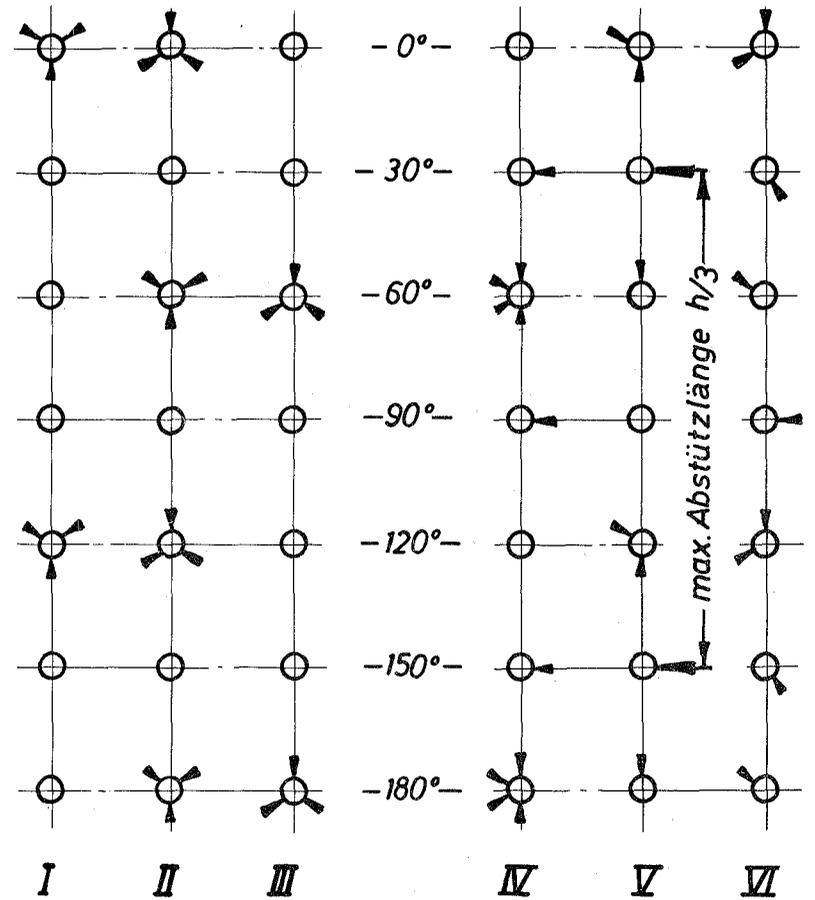
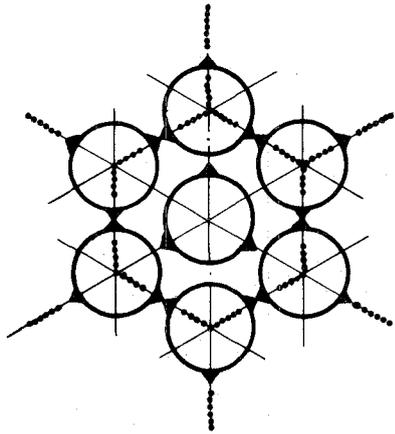
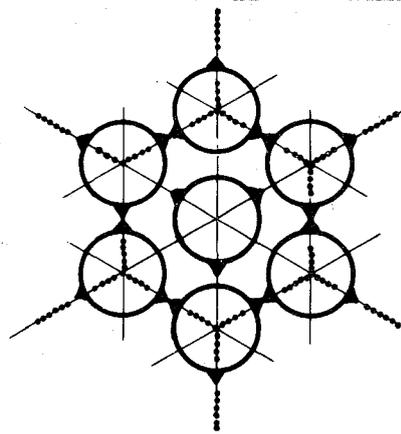


Abb. 2

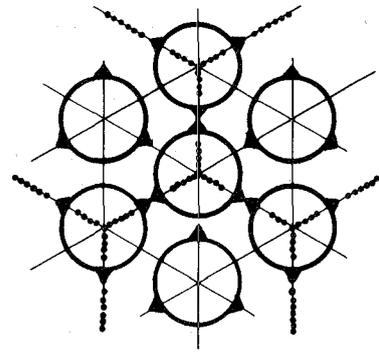
Stabbündel mit 3 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter



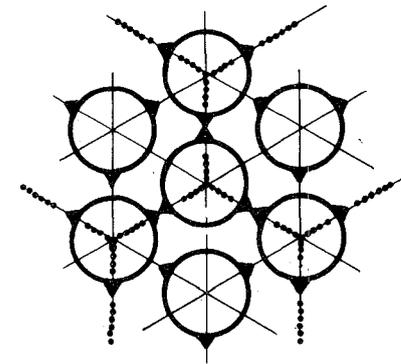
Fall 1



Fall 1  
(Bündel 180° gedreht)



Fall 1  
(benachbarte Stützebene)

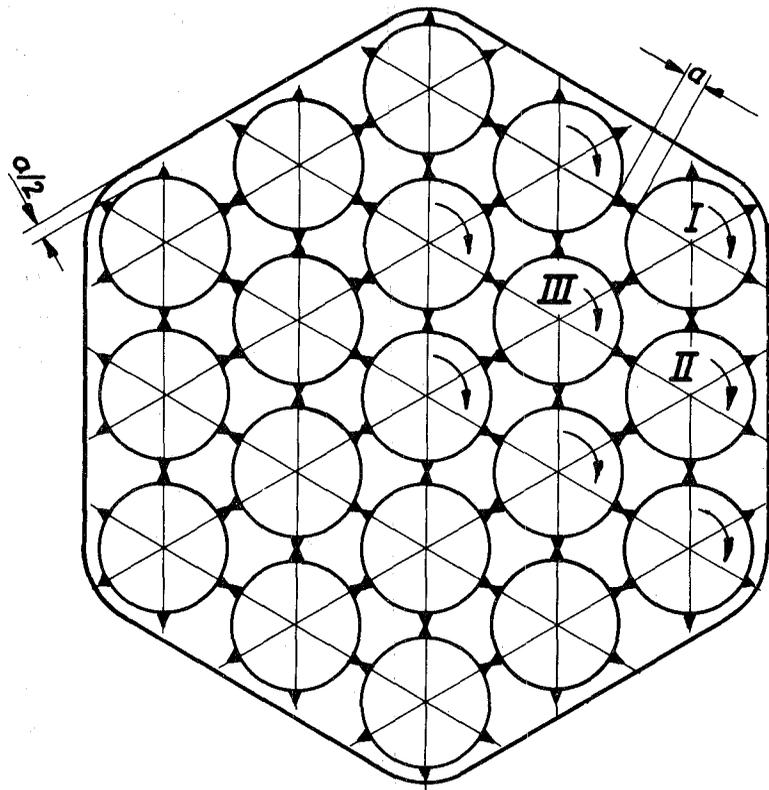


Fall 2

Stabzahl im Bündel	n	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
Zahl der Stabringe um den Zentralstab	k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<u>Fall 1</u> Fehlstellen $Z_1$		0	6	6	6	12	12	12	18	18	18	24	24
Ersatzstäbe $E_1$		0	3 (0)	3 (0)	6	9 (6)	9 (6)	12	15 (12)	15 (12)	18	21 (18)	21 (18)
<u>Fall 2</u> Fehlstellen $Z_2$		6	0	6	12	6	12	18	12	18	24	18	24
Ersatzstäbe $E_2$		6	0	6	6 (0)	6	12	12 (6)	12	18	18 (12)	18	24

Abb. 2c Bündel mit 3 Wendelrippen pro Stab, Bündelaufbau - Fehlstellen

a) Bündel-Querschnitt, 0°-Ebene



b) Lage der Abstützpunkte am Stabumfang von Stab:

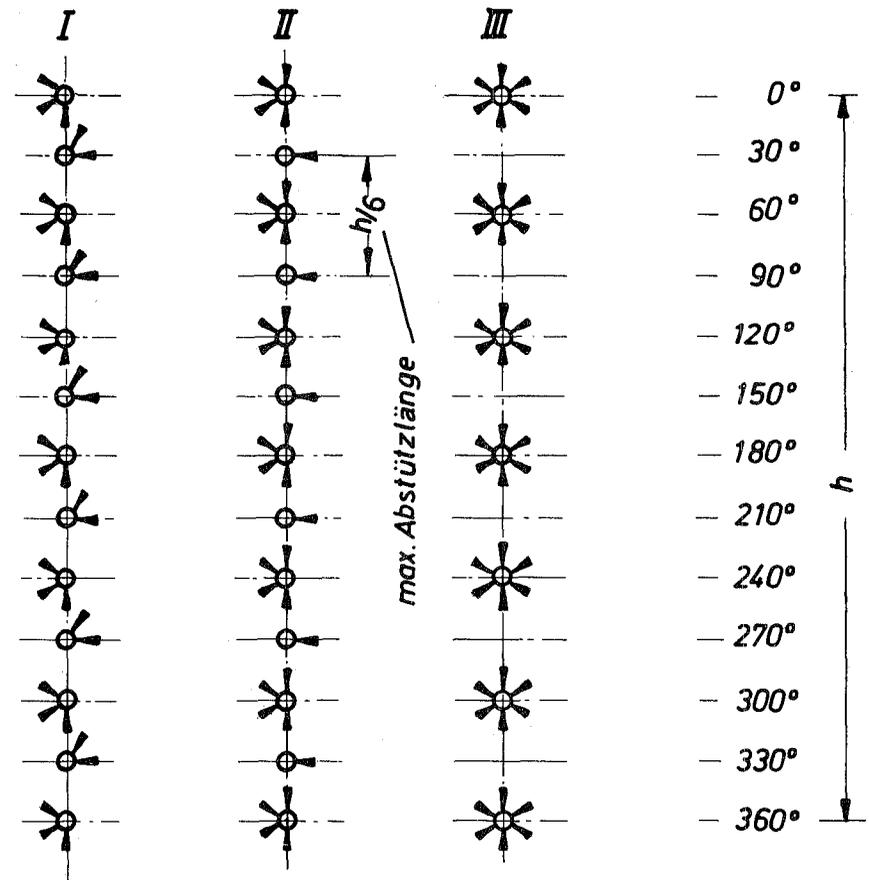
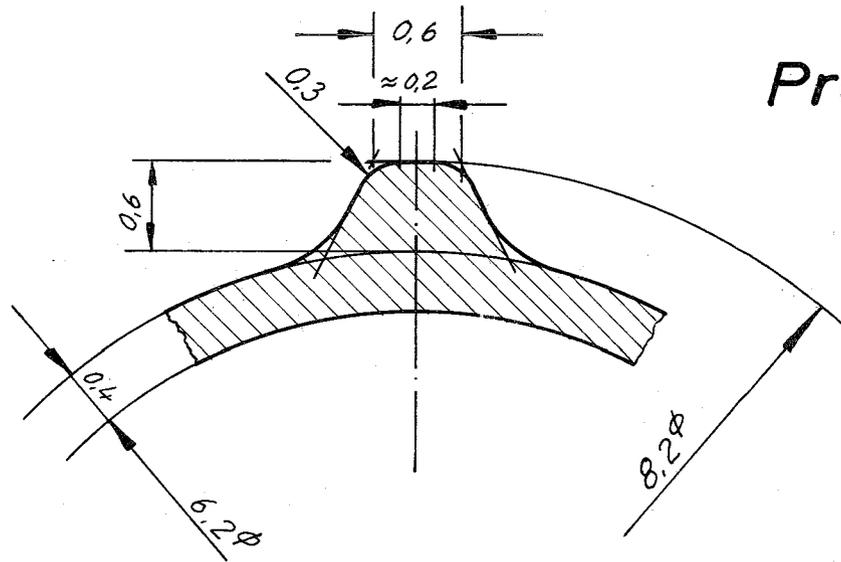
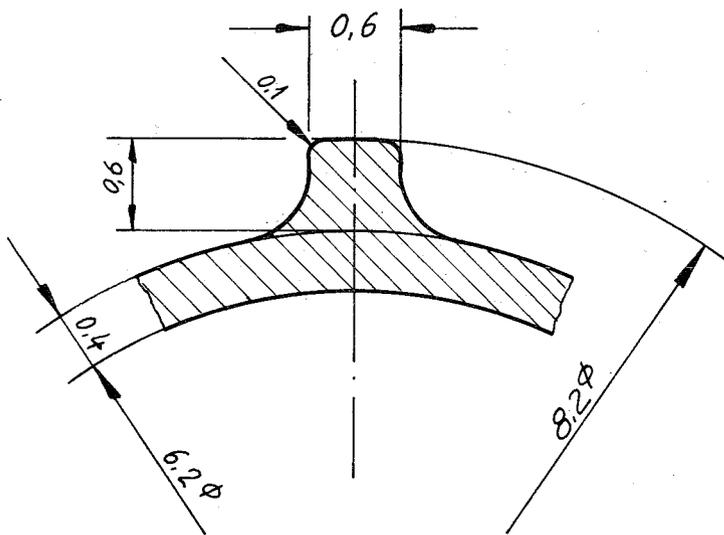


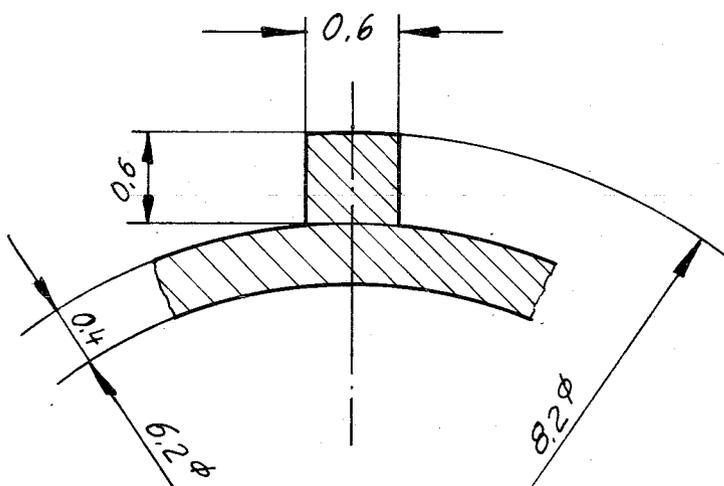
Abb. 3 Stabbündel mit 6 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter



**Profil I**



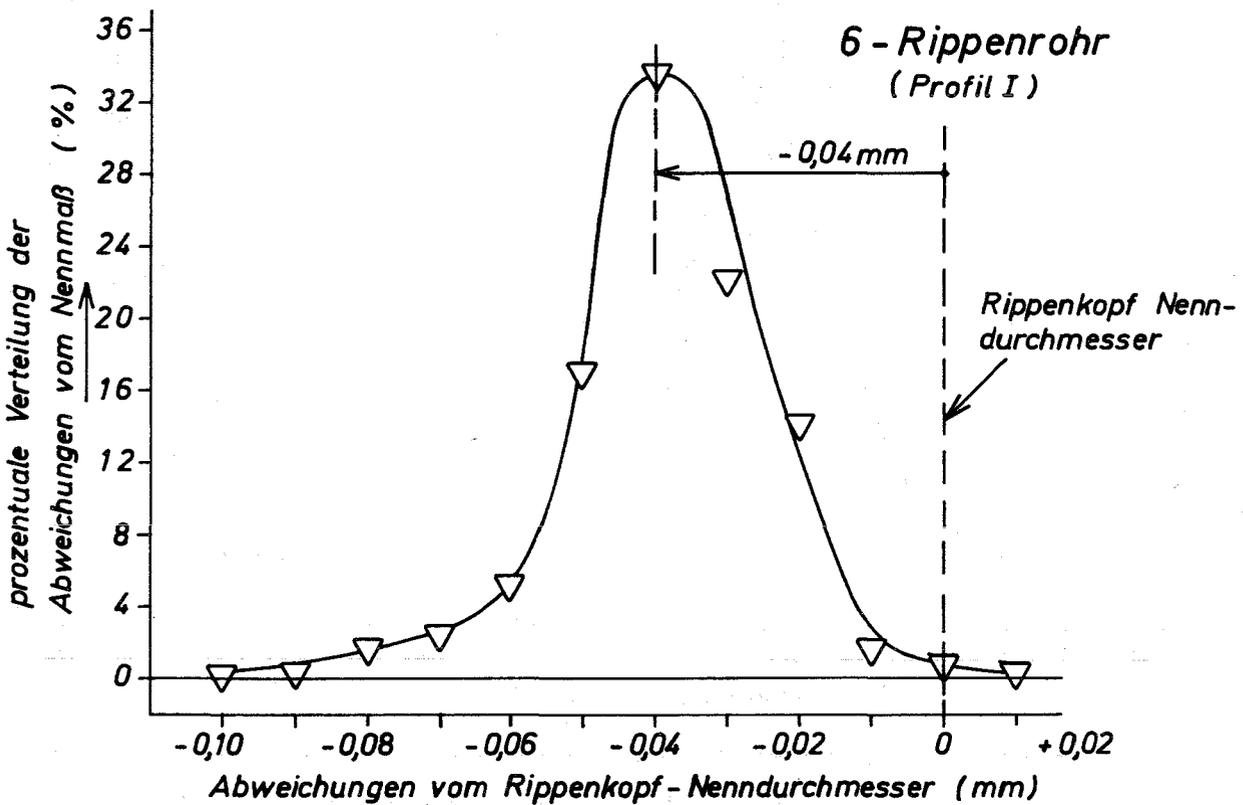
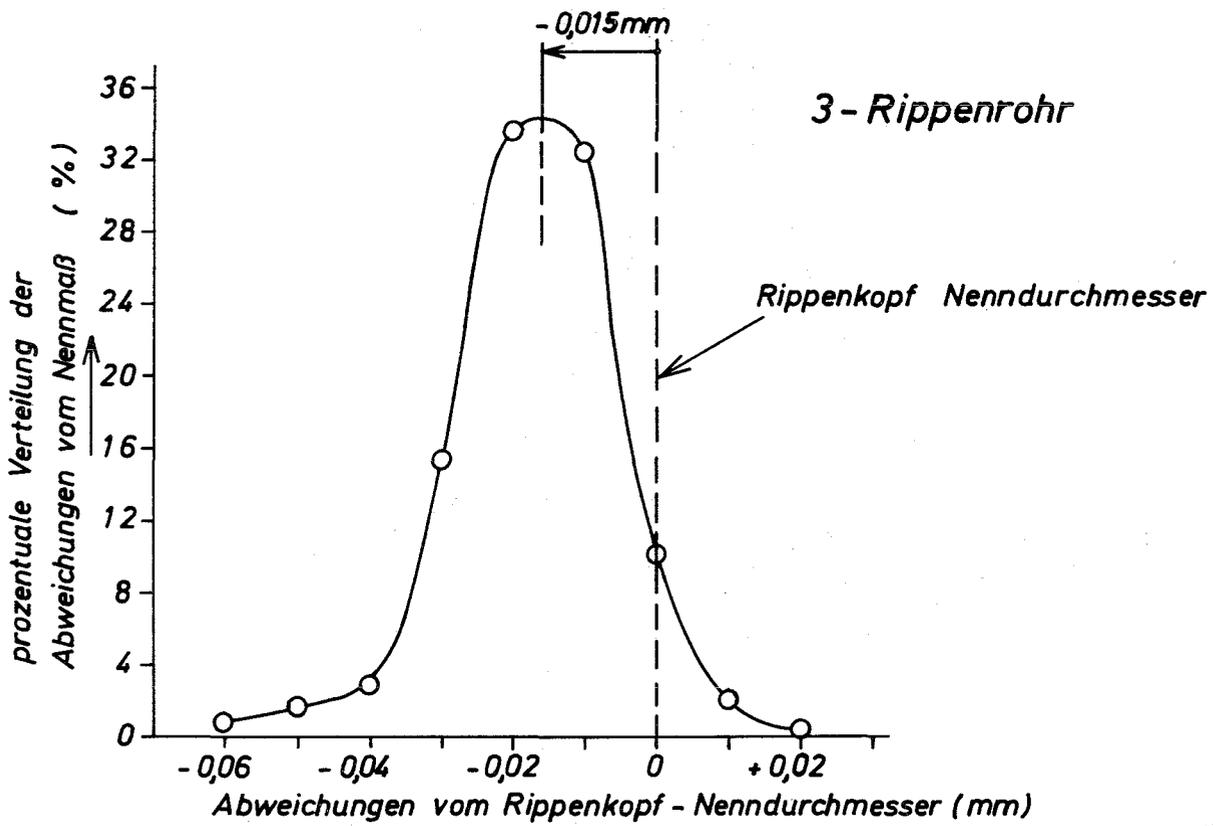
**Profil II**



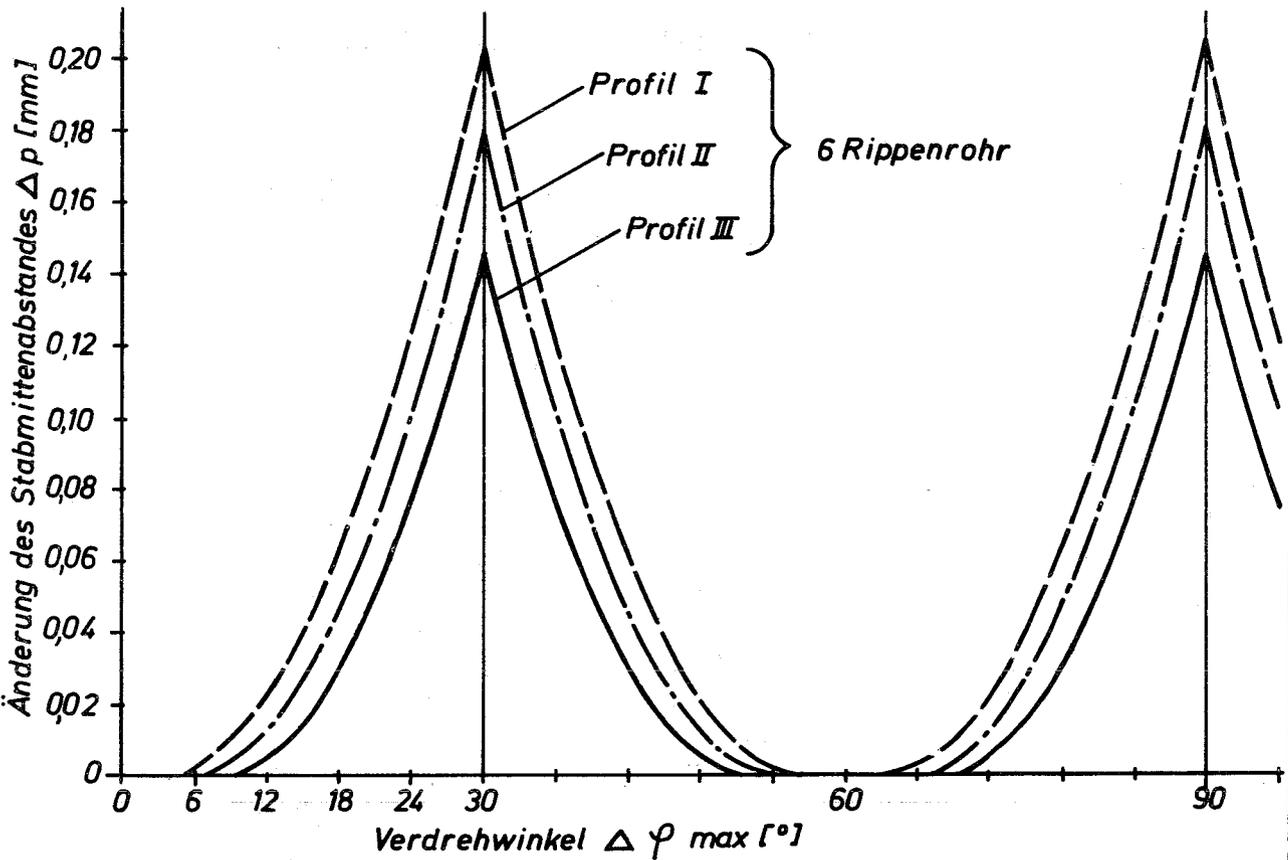
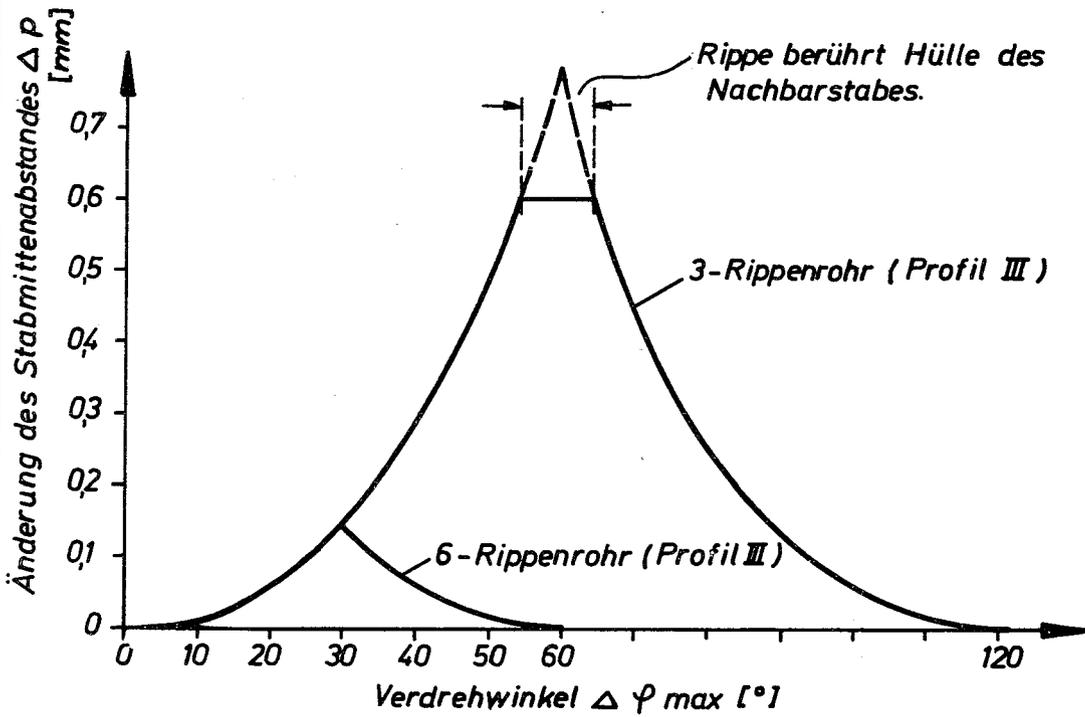
**Profil III**  
(Vergleichsprofil)

Maße in mm

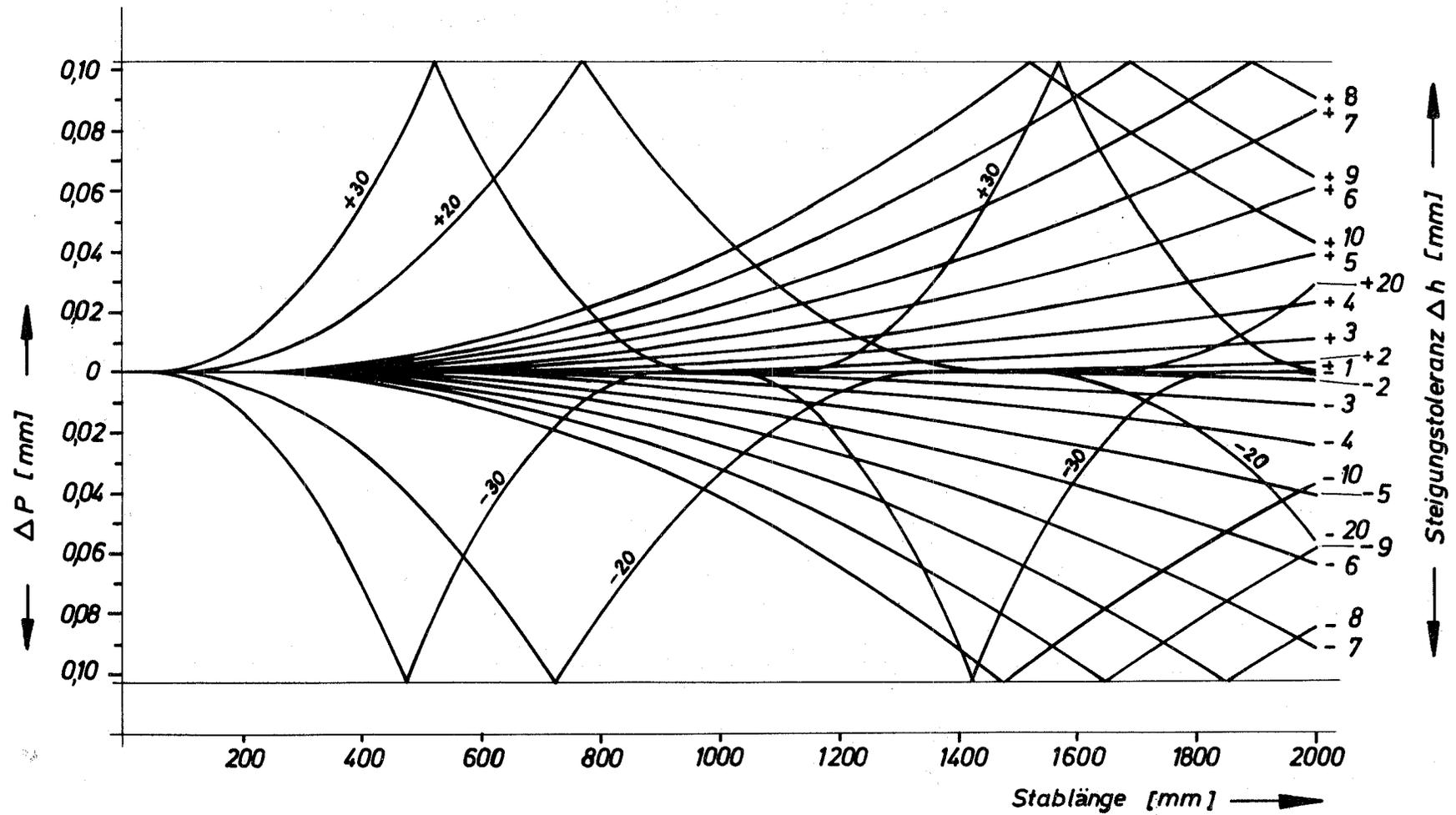
**Abb.4 Rippenprofile für Hüllrohre mit wendelförm. Abstandshaltern**



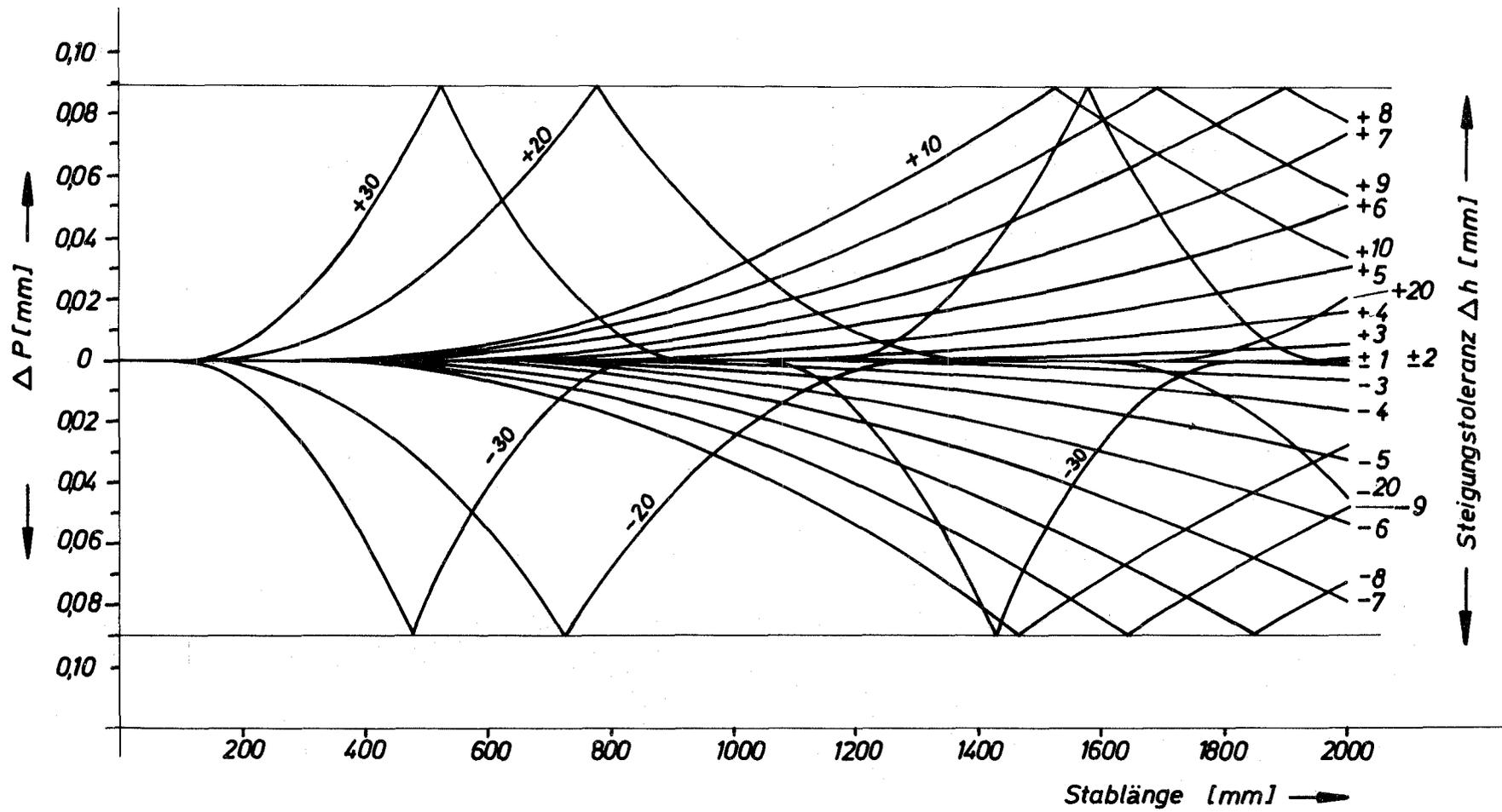
**Abb. 5** Prozentuale Verteilung der Abweichungen vom Rippenkopf - Nenndurchmesser für 3 u. 6 Rippenrohre



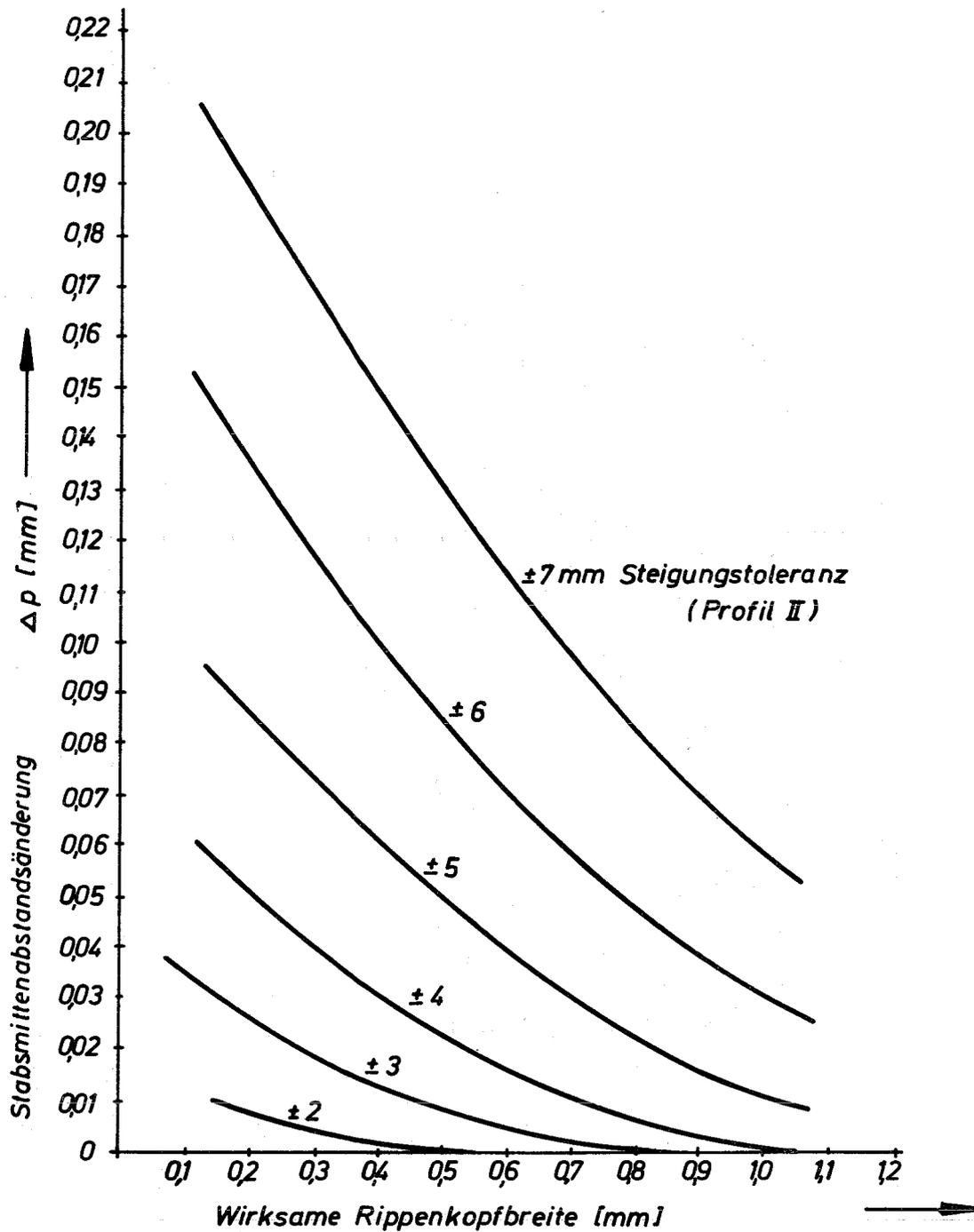
**Abb.6** Änderung des Stabmittenabstandes für Hüllrohre mit 3 und 6 Wendelrippen als Funktion des relativen Verdrehwinkels  $\Delta \varphi_{max}$  verschiedener Rippenprofile



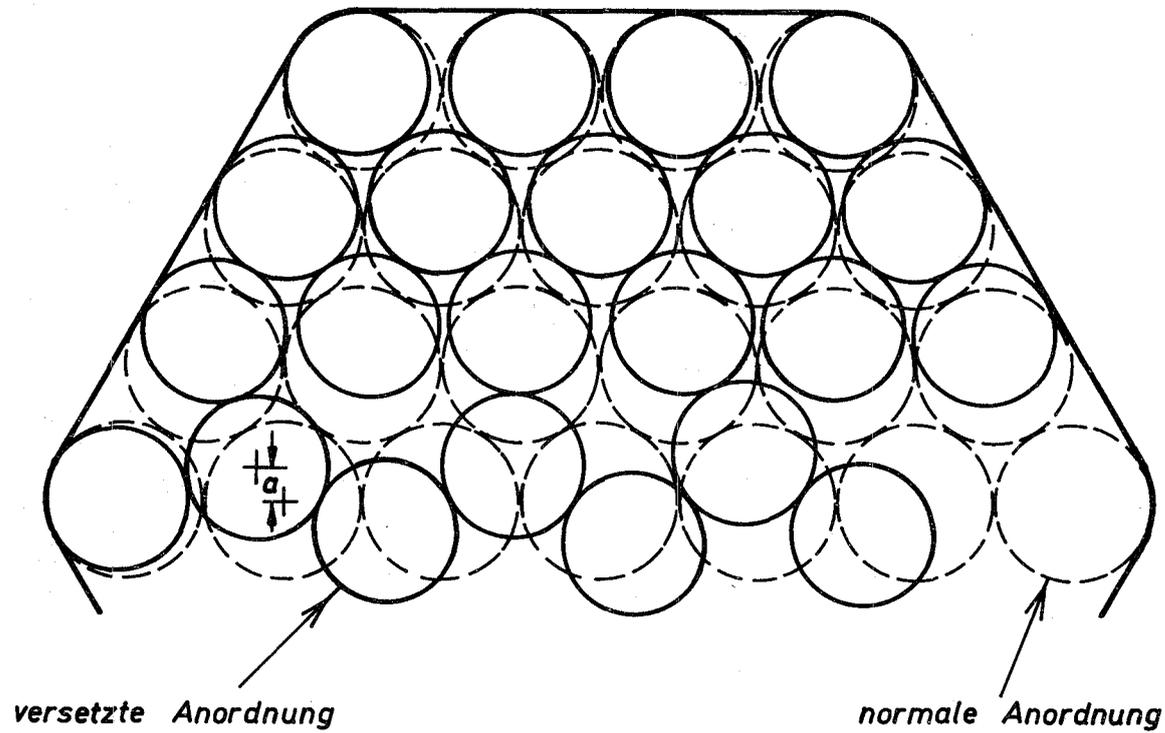
**Abb. 7** Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der Stablänge und der Steigungstoleranzen ( Profil I, Rippensteigung : 600 mm )



**Abb. 8** Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der Stablänge und der Steigungstoleranzen (Profil II, Rippensteigung : 600 mm)

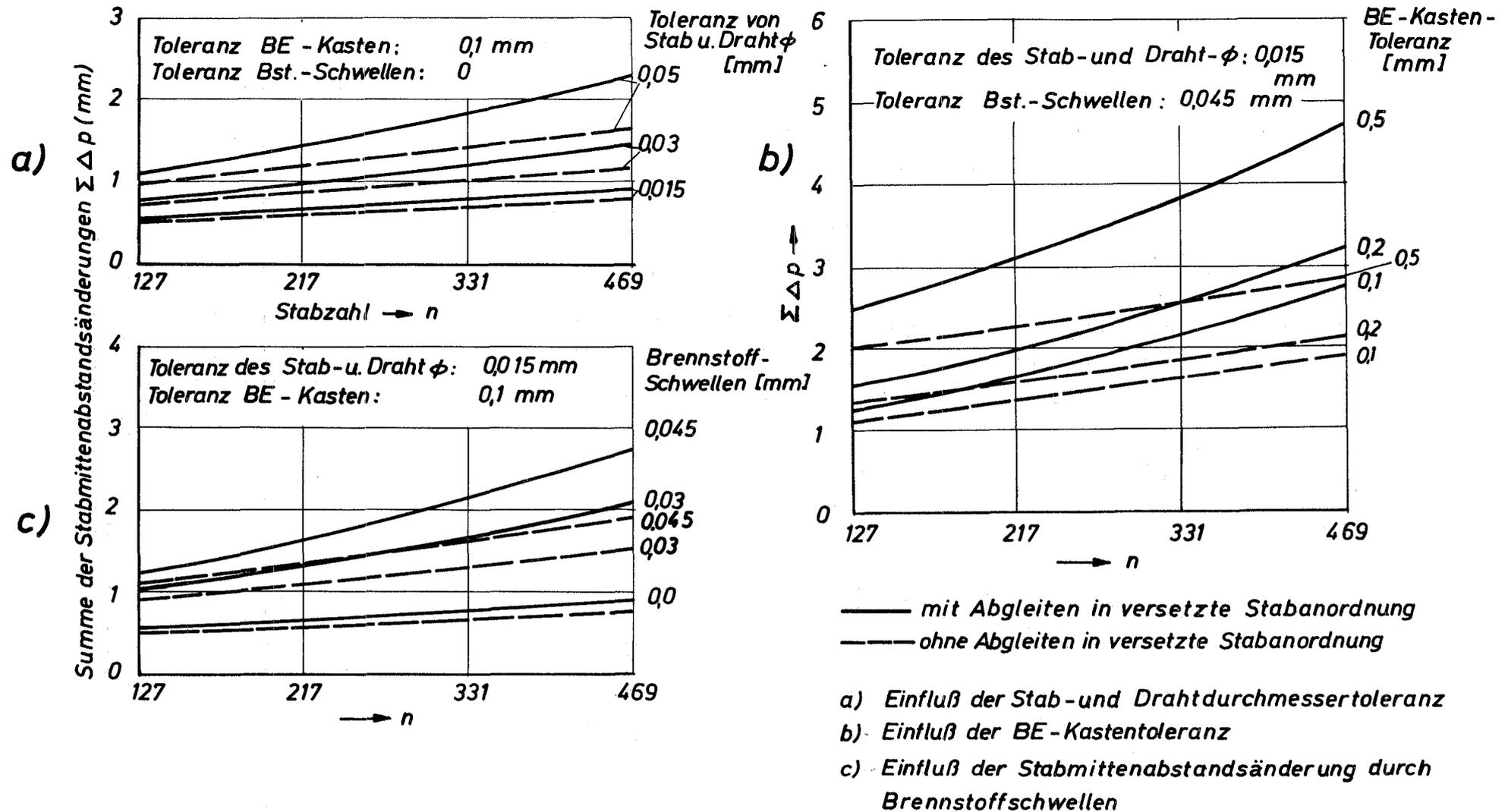


**Abb. 9** Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der wirksamen Rippenkopfbreite und der Steigungstoleranz Steigungshöhe 600mm, Stablänge 2000mm



**Abb.10**

**Abgleiten von Stäben in versetzte Bündel - Anordnung  
(dargestellt am Beispiel eines 37-Stabbündels)**



**Abb. 11** Stabmittenabstandsänderung für Wendeldraht-Abstandshalter als Funktion der Stabzahl; Berücksichtigung des Abgleitens in versetzte Anordnungen

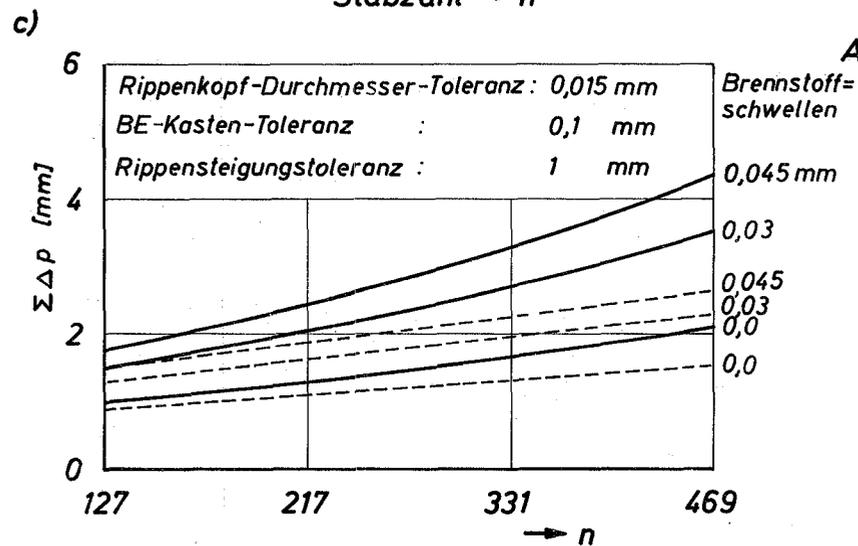
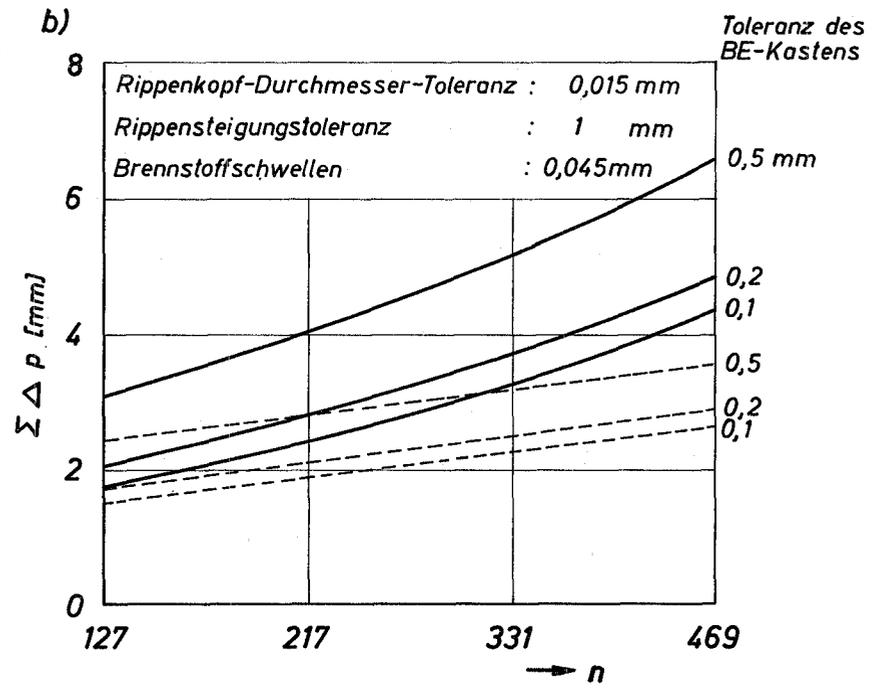
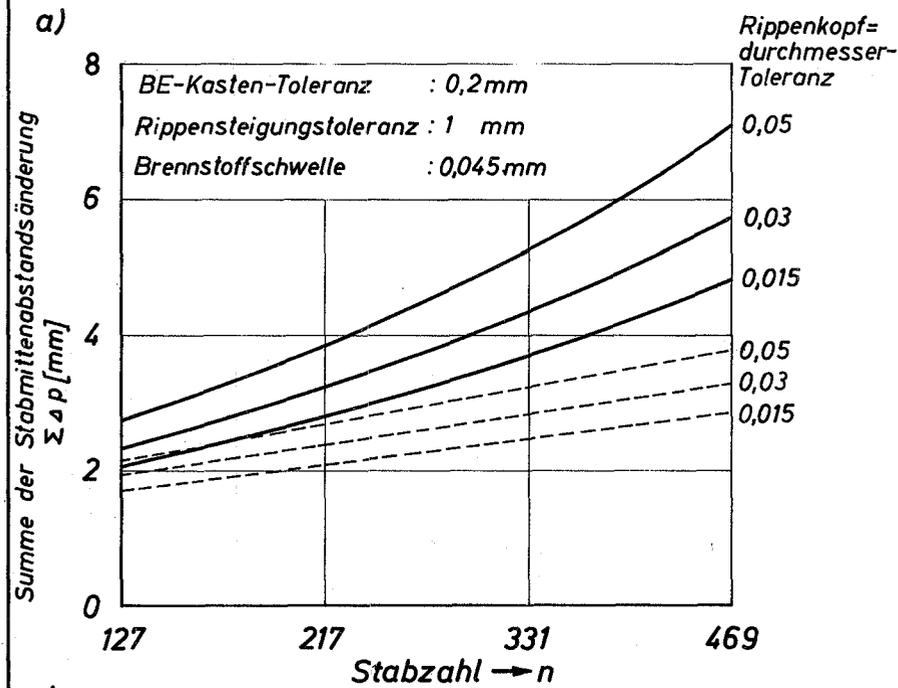
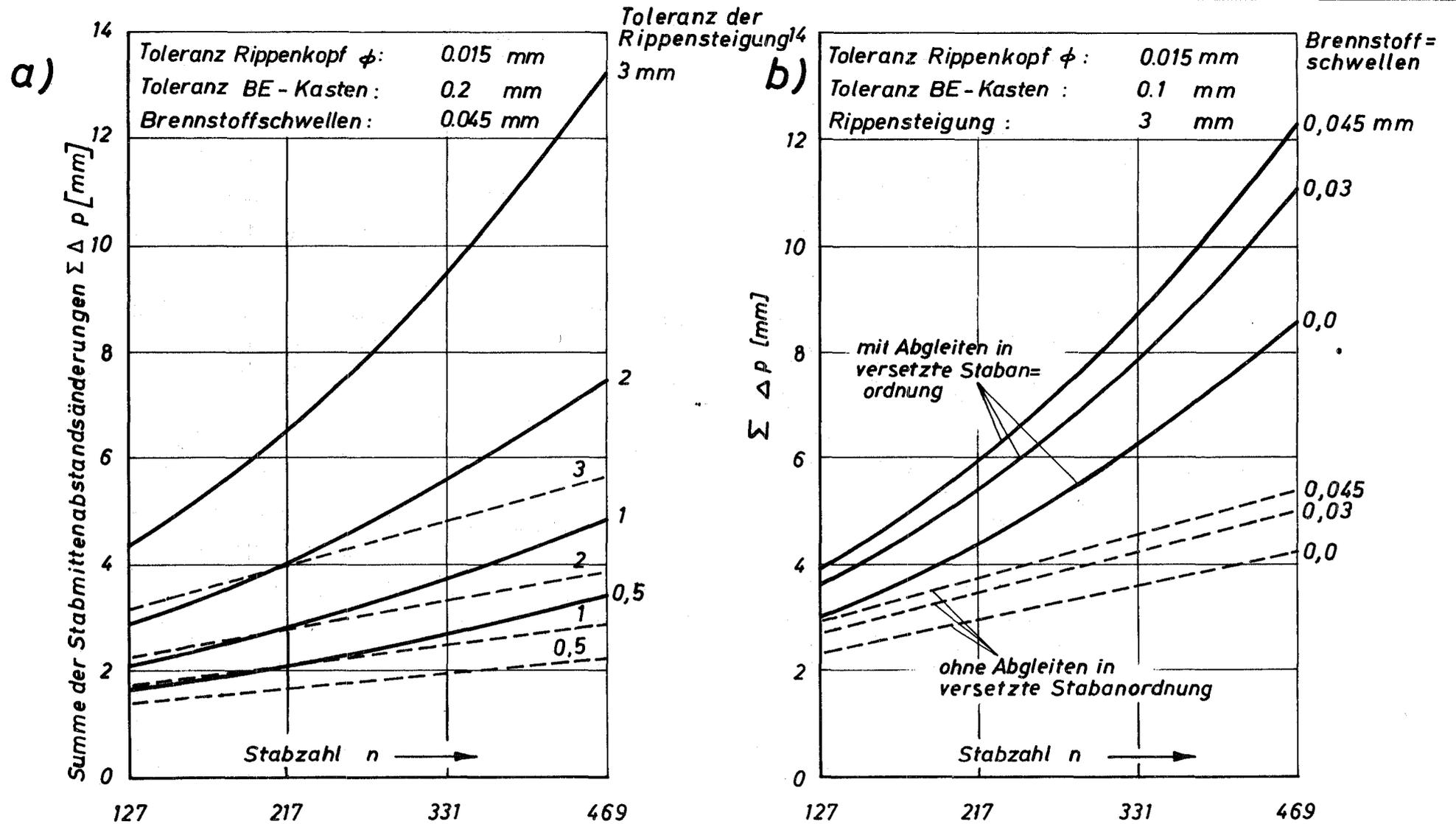


Abb. 12 Stababstandsänderung für 3-Rippenrohre als Funktion der Stabzahl. Berücksichtigung des Abgleitens in versetzte Anordnungen.

- a) Einfluß der Toleranz des Rippenkopfdurchmessers  
b) Einfluß der Toleranz des Brennelementkastens  
c) Einfluß der Stabmittenabstandsänderung durch Brennstoffschwellen

————— Unter Berücksichtigung des Abgleitens in versetzte Anordnung  
- - - - - Ohne Abgleiten in versetzter Anordnung



**Abb. 13** Stabmittenabstandsänderung für 3-Rippenrohre als Funktion der Stabzahl.  
 Berücksichtigung des Abgleitens in versetzte Anordnungen.  
 a) Einfluß der Rippensteigung  
 b) Einfluß des Brennstoffschwellens

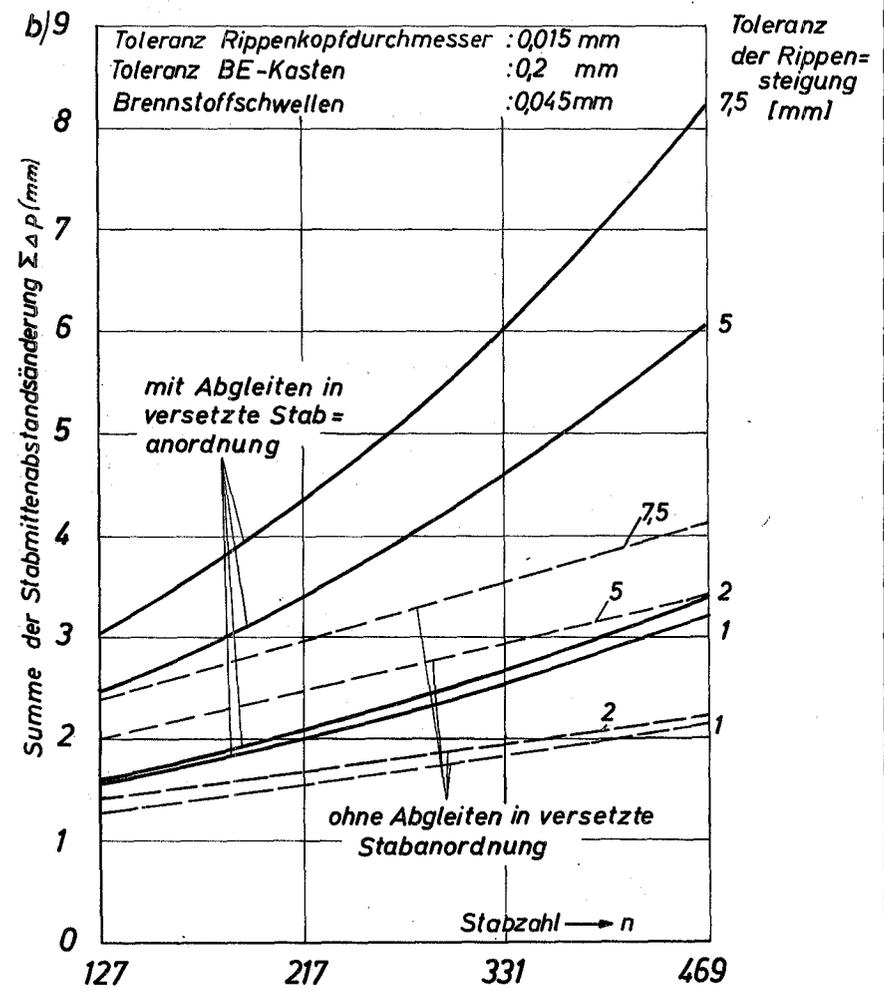
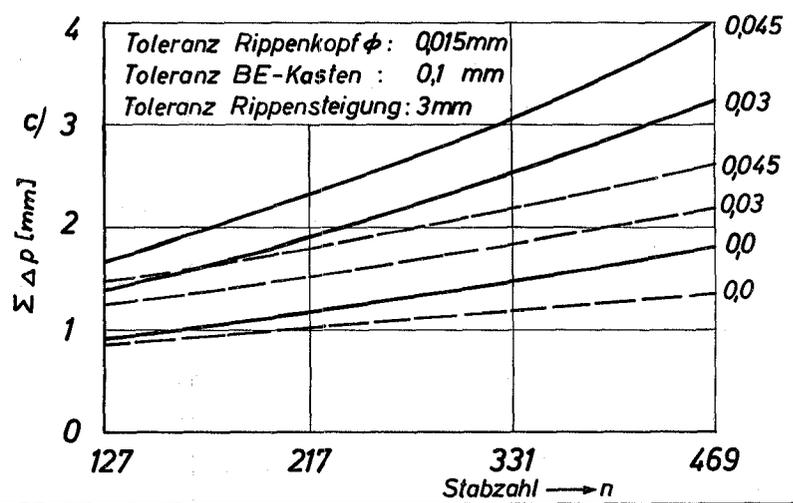
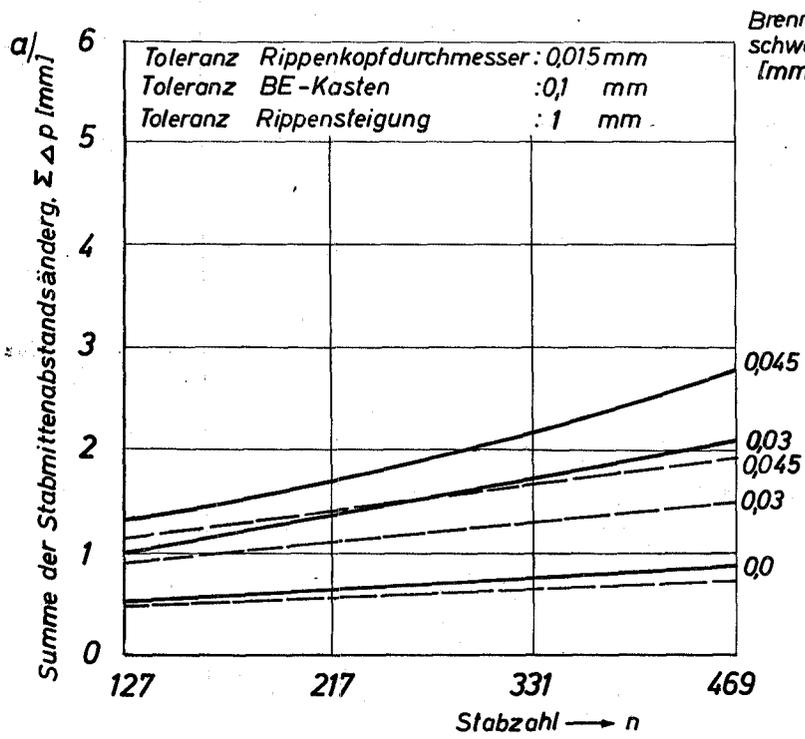
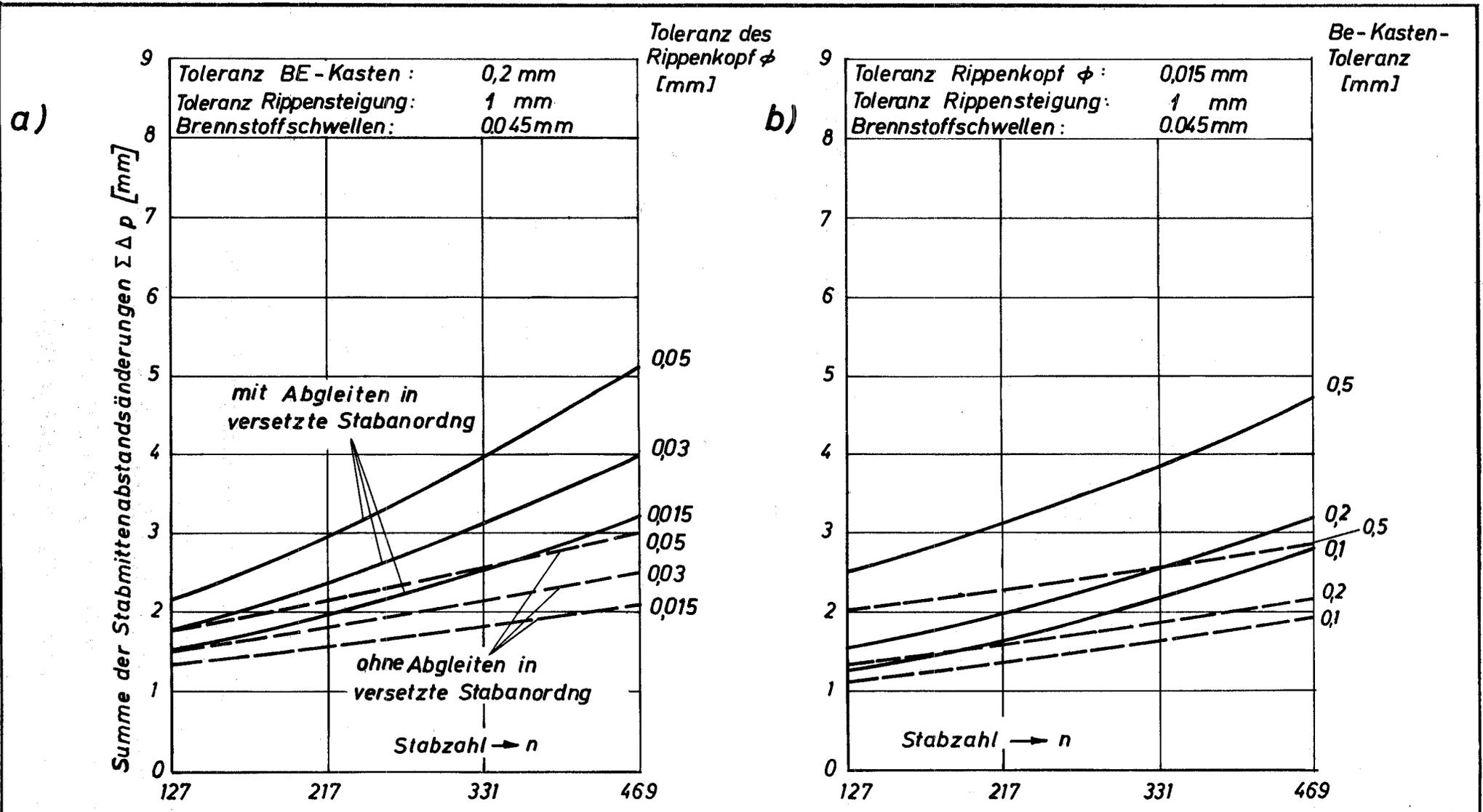
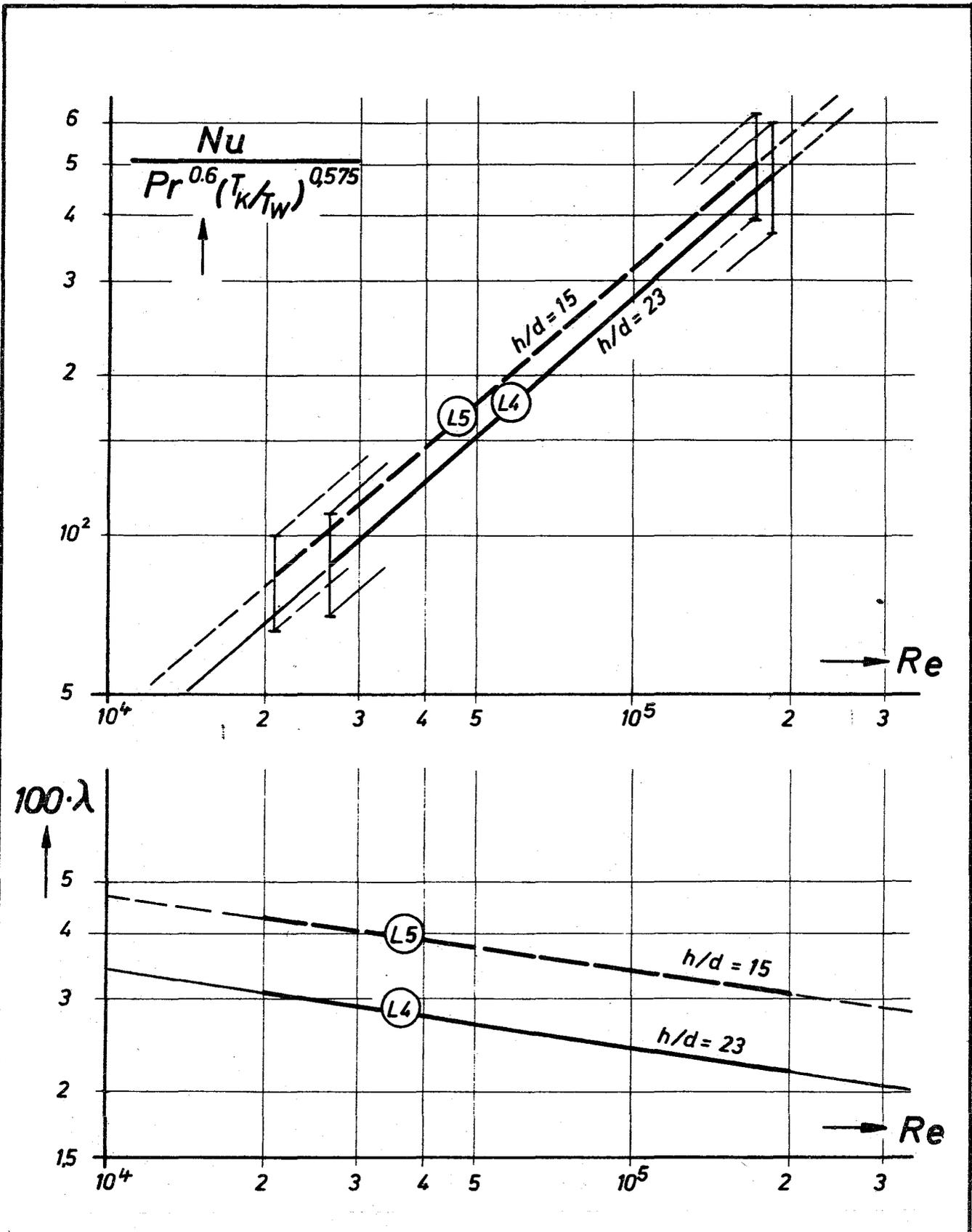


Abb.14 Stabmittenabstandsänderung der 6 Rippenrohre als Funktion der Stabzahl. Berücksichtigung des Abgleitens in versetzte Anordnungen

- a) Einfluß des Brennstoffschwellens für  $\Delta h = 1$  mm
- b) Einfluß der Rippensteigungstoleranz
- c) Einfluß des Brennstoffschwellens für  $\Delta h = 3$  mm



**Abb. 15 Stabmittenabstandsänderung des 6-Rippenrohres als Funktion der Stabzahl.  
 Berücksichtigung des Abgleitens in versetzte Stabanordng.  
 a) Einfluß der Rippenkopfdurchmessertoleranz      b) Einfluß der BE - Kastentoleranz**

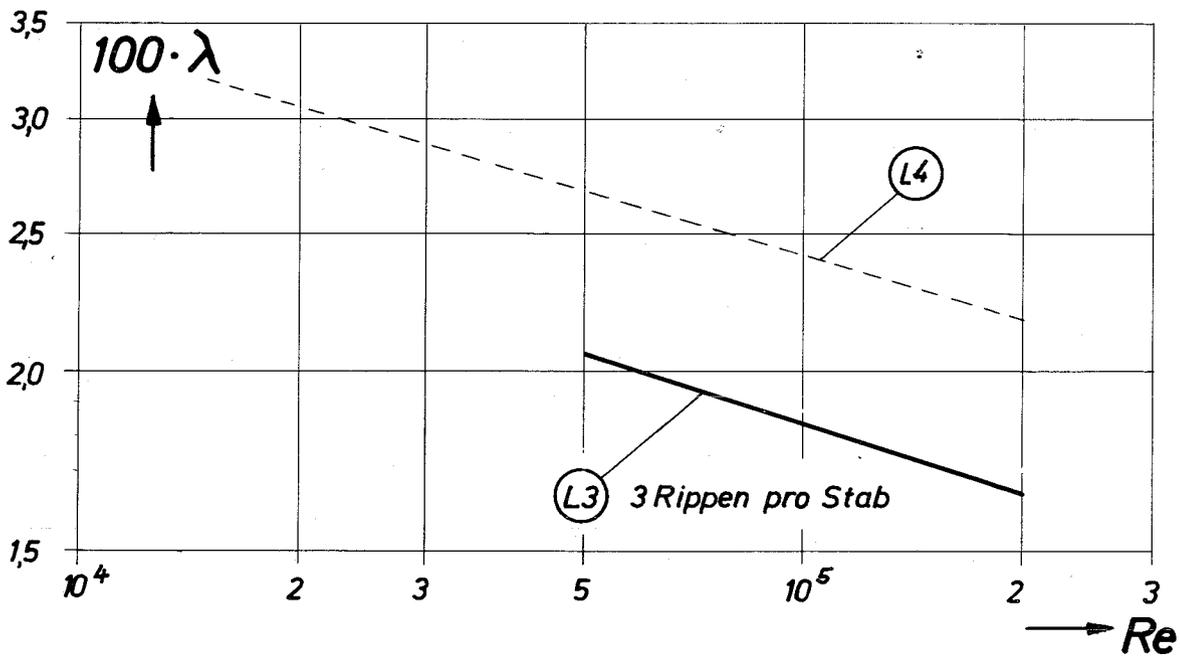
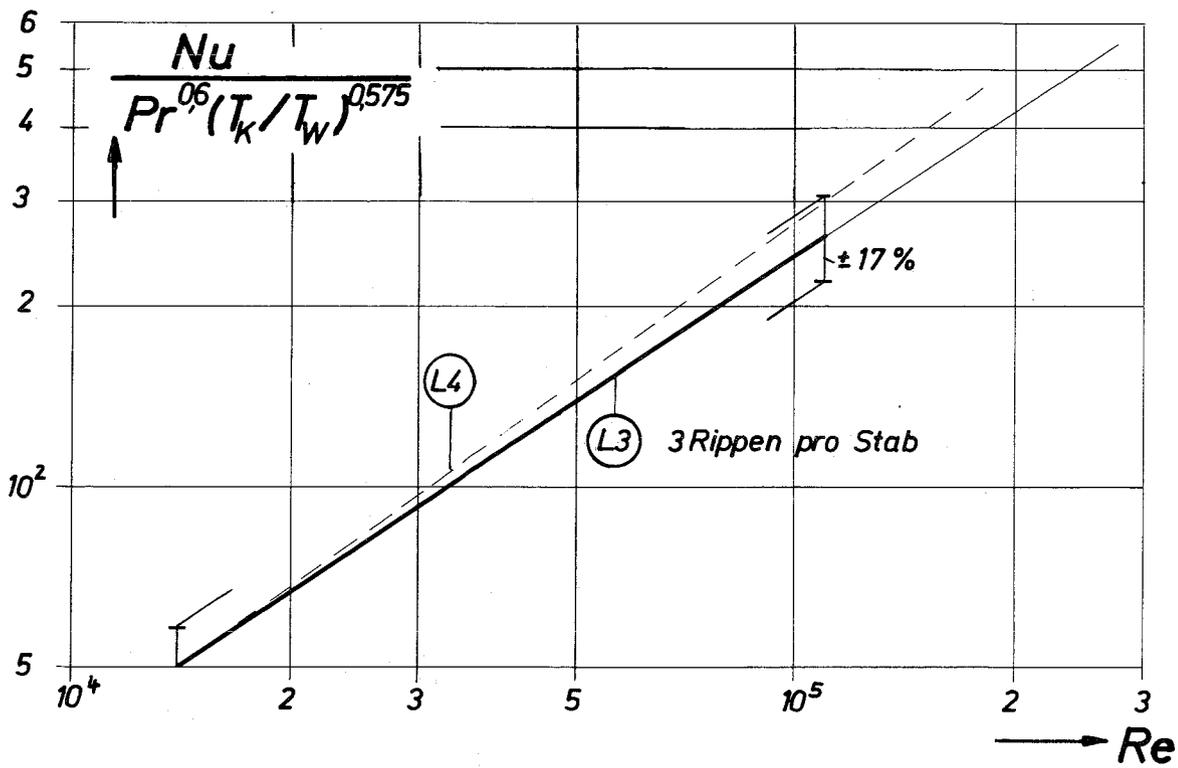


**Abb.16 Wärmeübergang - Druckverlust als Funktion der Reynolds-Zahl**

**Vergleich verschiedener  $h/d$ -Verhältnisse**

**Bündelgeometrie:  $n=19$   $d=6,62$  mm  $p/d=1,227$**

**Abstandshalter: 1Wendeldraht je Stab  $h=150/100$  mm**



**Abb.17 Wärmeübergang - Druckverlust als Funktion der  $Re$ -Zahl**

Abstandhalter: 3 Wendelrippen pro Stab,  $h = 450$  mm  
 Bündelgeometrie:  $n = 19$   $d = 6,5$  mm  $p/d = 1,338$

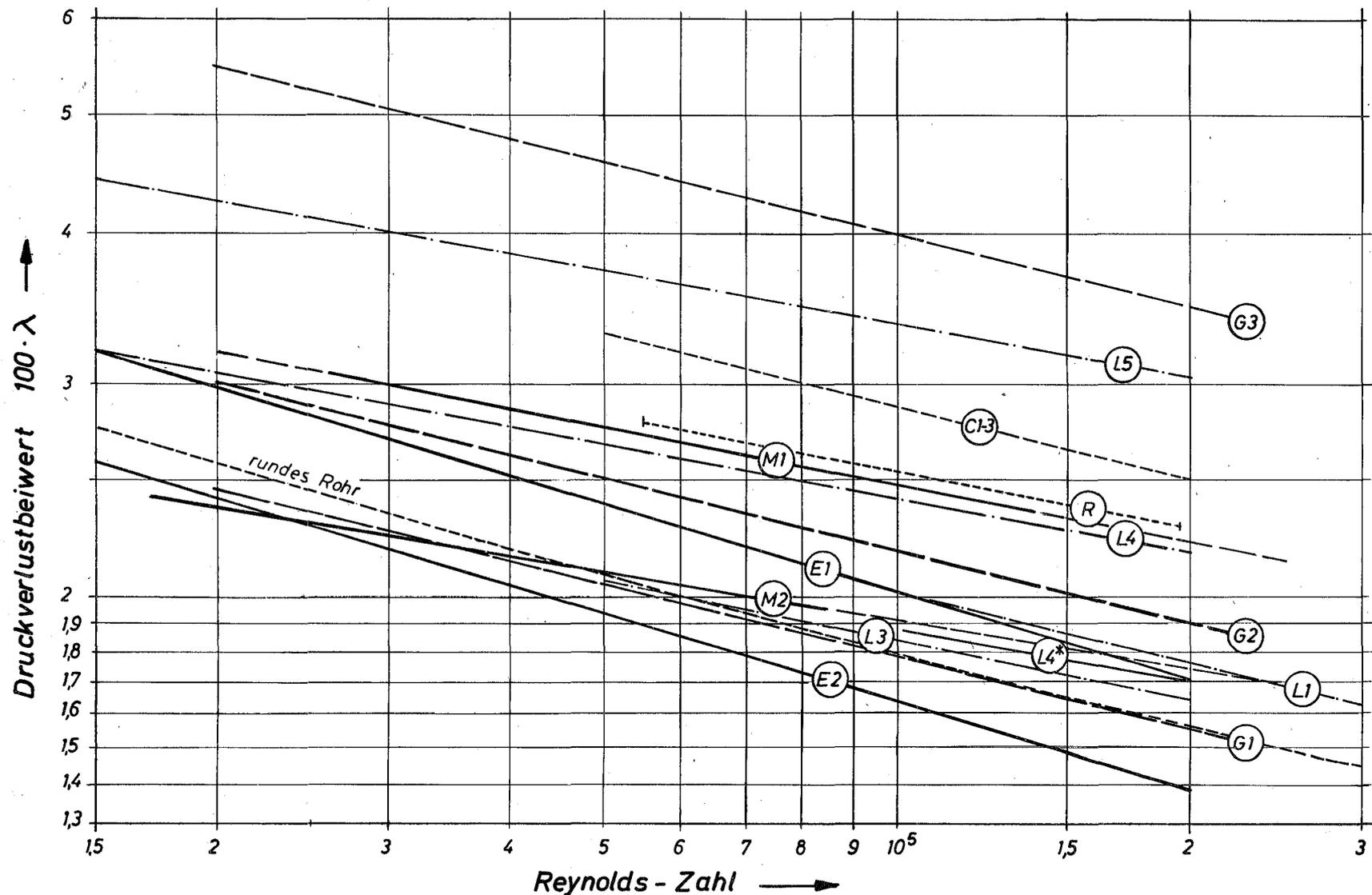


Abb. 18 Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl für Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern.

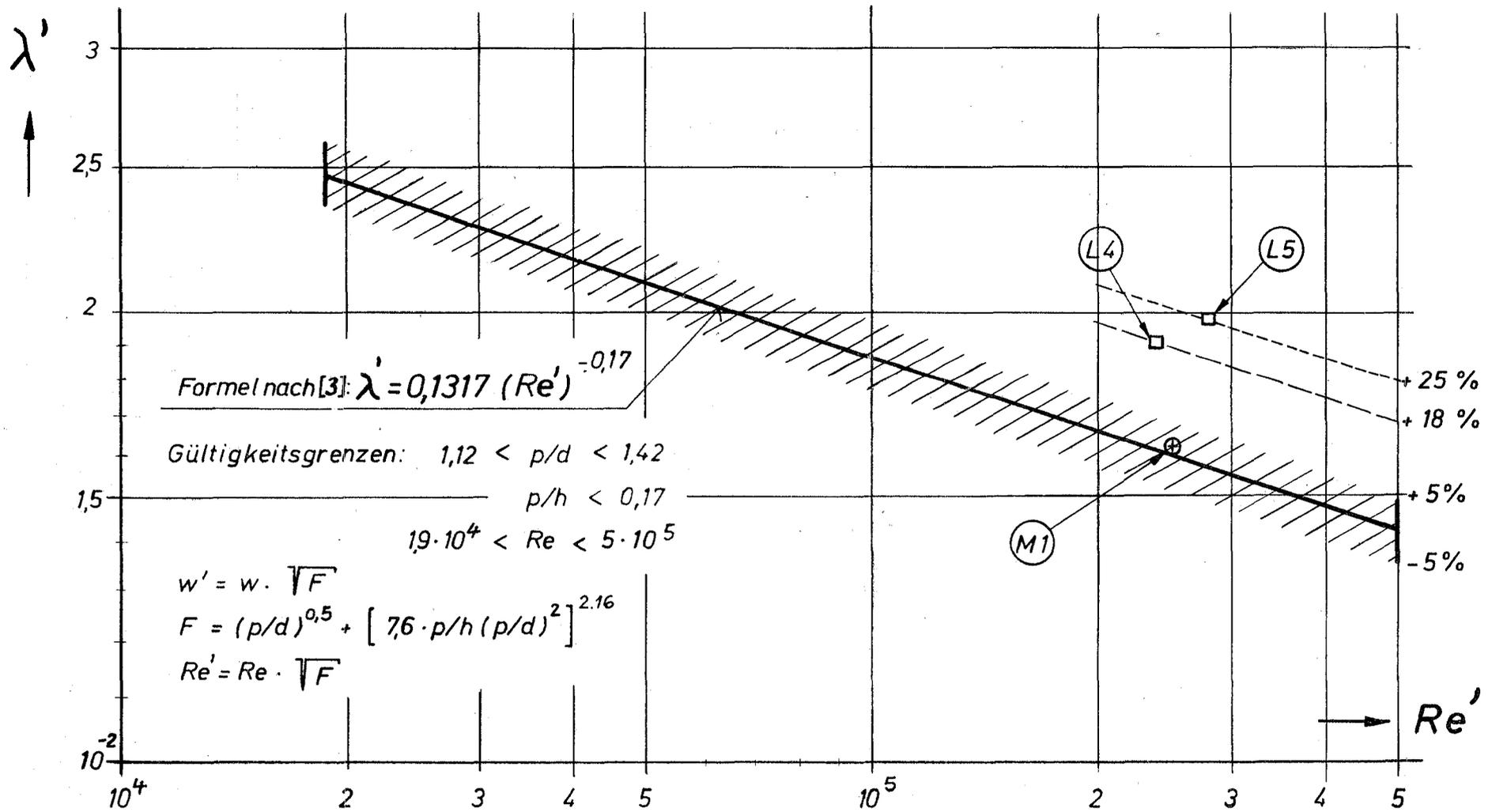
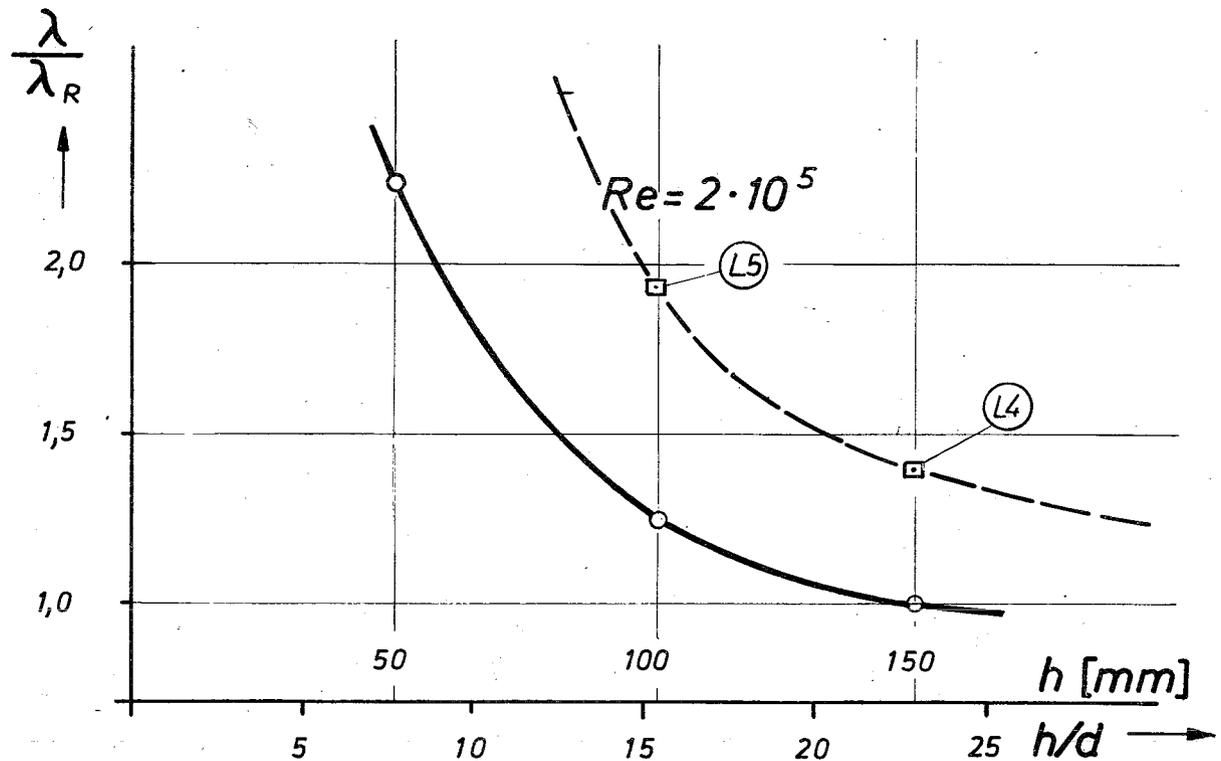
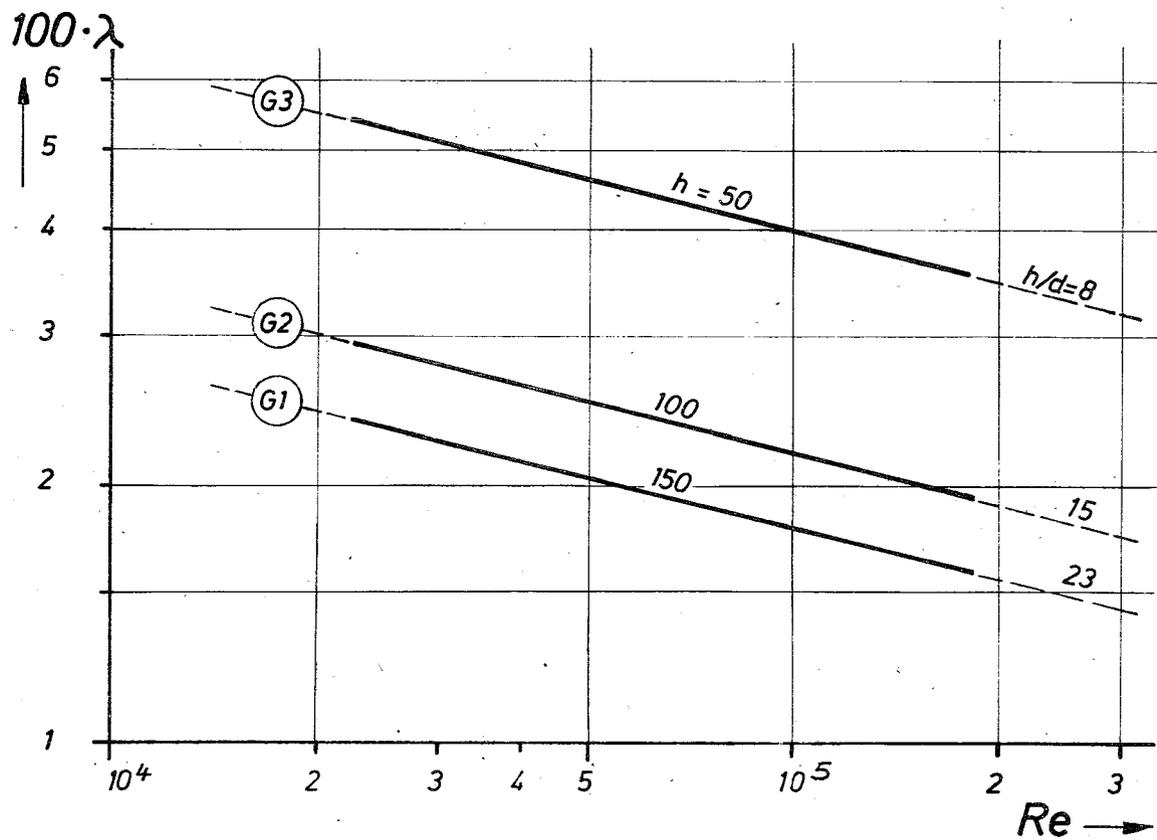


Abb.19 Modifizierter Druckverlustbeiwert als Funktion der  $Re'$ -Zahl nach [3]. Vergleich der Meßergebnisse.



**Abb. 20 Druckverlustbeiwert als Funktion der Re-Zahl und der Rippensteigung**  
 Bündelgeometrie:  $n=37$  Stäbe,  $d=6,5\text{mm}$ ,  $p/d=1245$   
 Abstandshalter: eingängige Wendeldrähte in gemischter Anordnung, 12 Stäbe rechtsgängig, 12 Stäbe linksgängig, Rest unbewickelt.

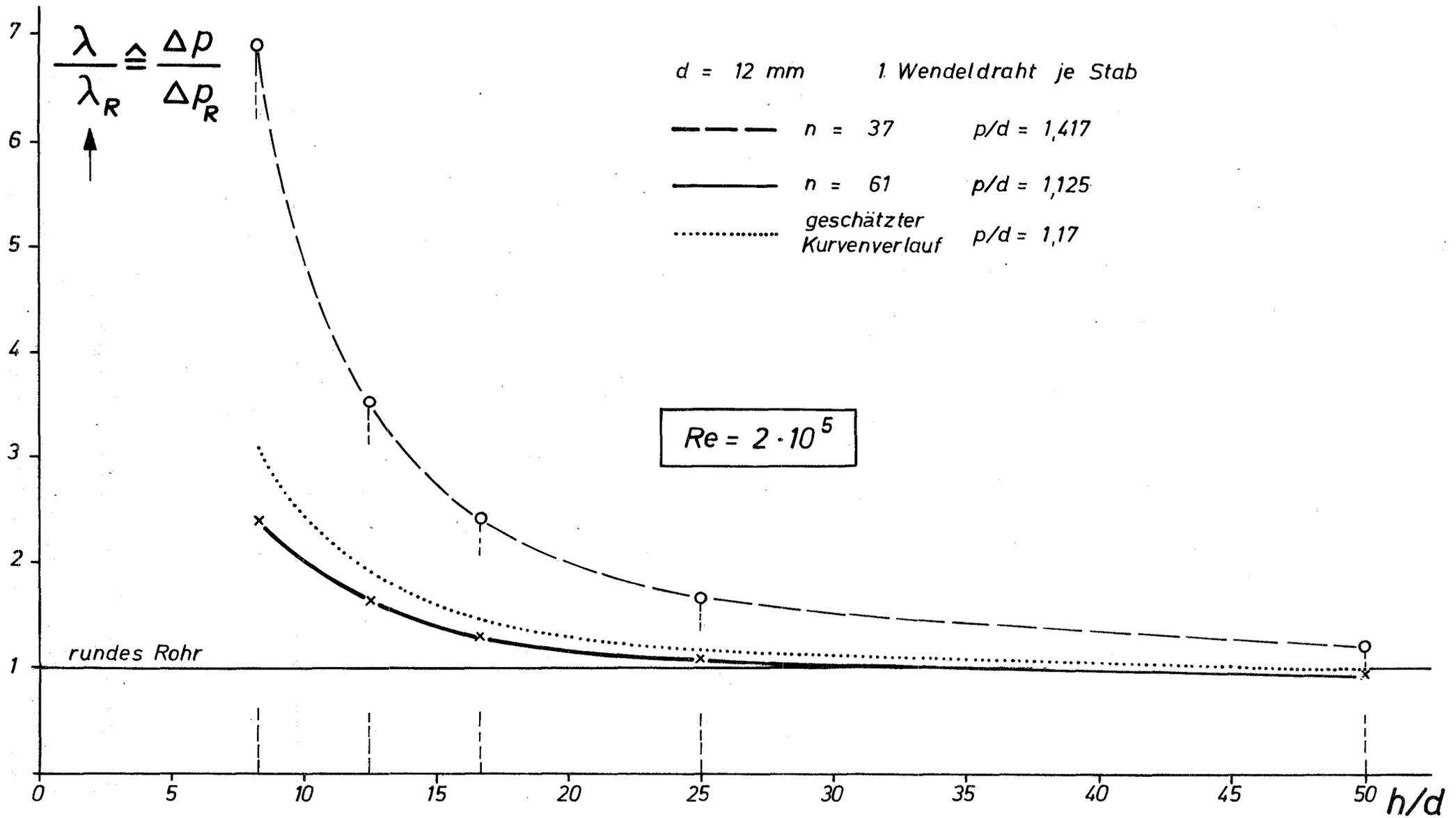


Abb. 21 Druckverlust - Verhältnis als Funktion der Wendelsteigung

==== nach Ergebnissen von [1]

..... interpoliert für  $p/d = 1,17$

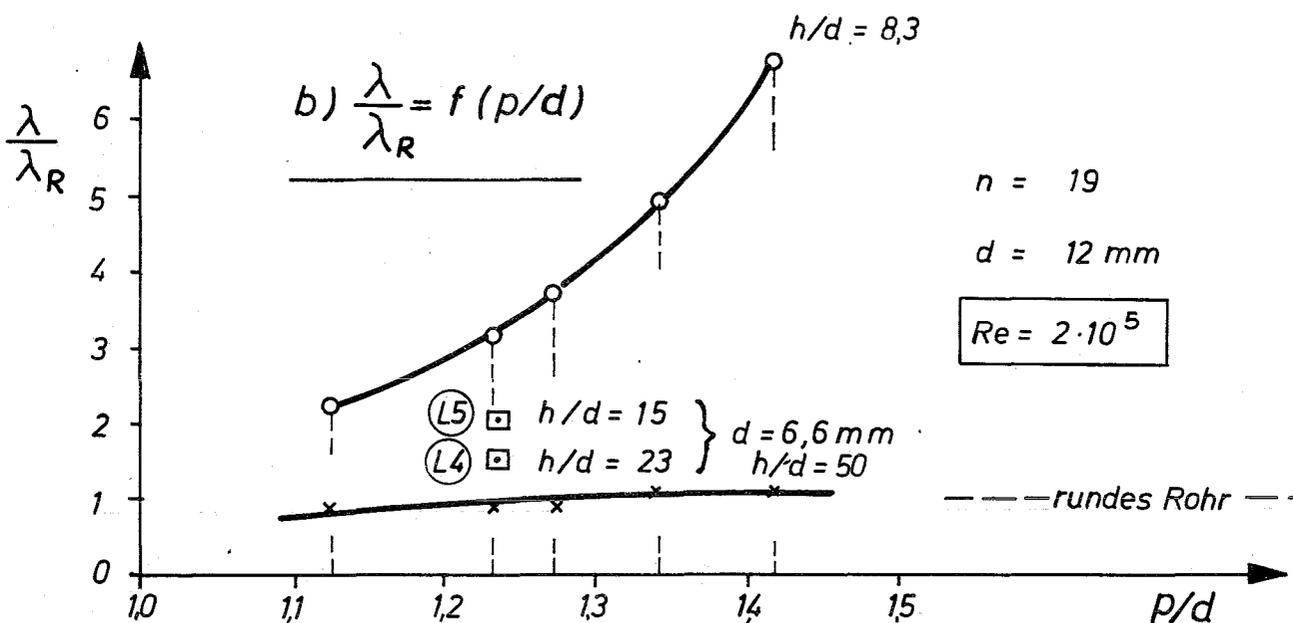
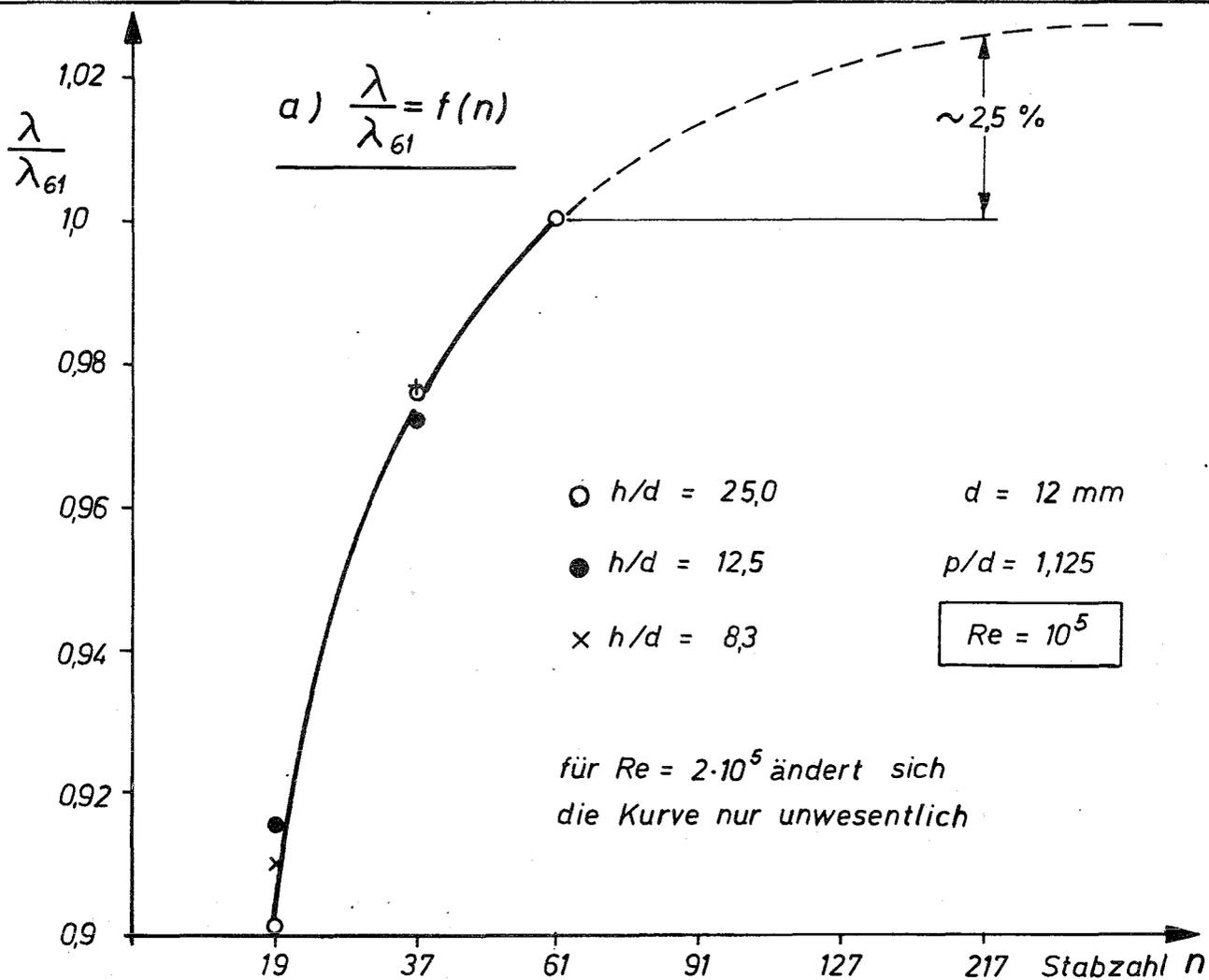


Abb. 22 Bezogener Druckverlustbeiwert, a) als Funktion der Stabzahl, b) als Funktion des  $p/d$  Verhältnisses, entnommen aus Meßwerten nach [1] Abstandshalter: 1 Wendeldraht pro Stab

Vergleichsbasis  $d = 7\text{mm} = \text{konst.}$   $10$   $1 : 0,74 : 0,92$   
 $p/d = 1,17 = \text{konst.}$   $h/d = 15$   $1R : 3R : 6R = 1 : 1,06 : 1,40$   
 Massenstrom  $[\text{kg/s}] = \text{konst}$   $20$   $1 : 1,25 : 1,66$   
 $Re = 2 \cdot 10^5$

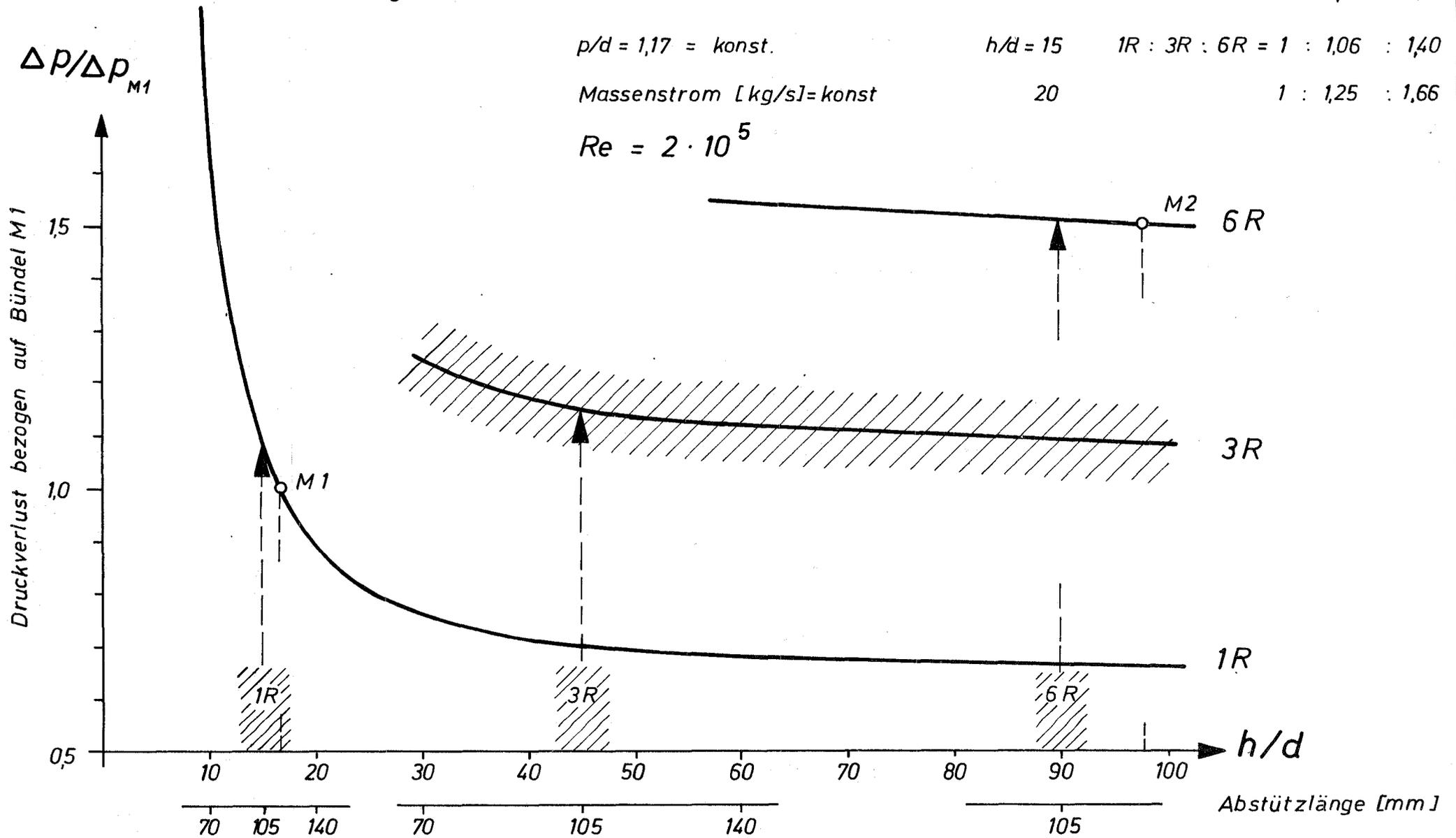


Abb. 23 Abschätzung des Druckverlustes für ein 61 - Stabbündel mit 1, 3 und 6 wendelförmigen Abstandshaltern pro Stab

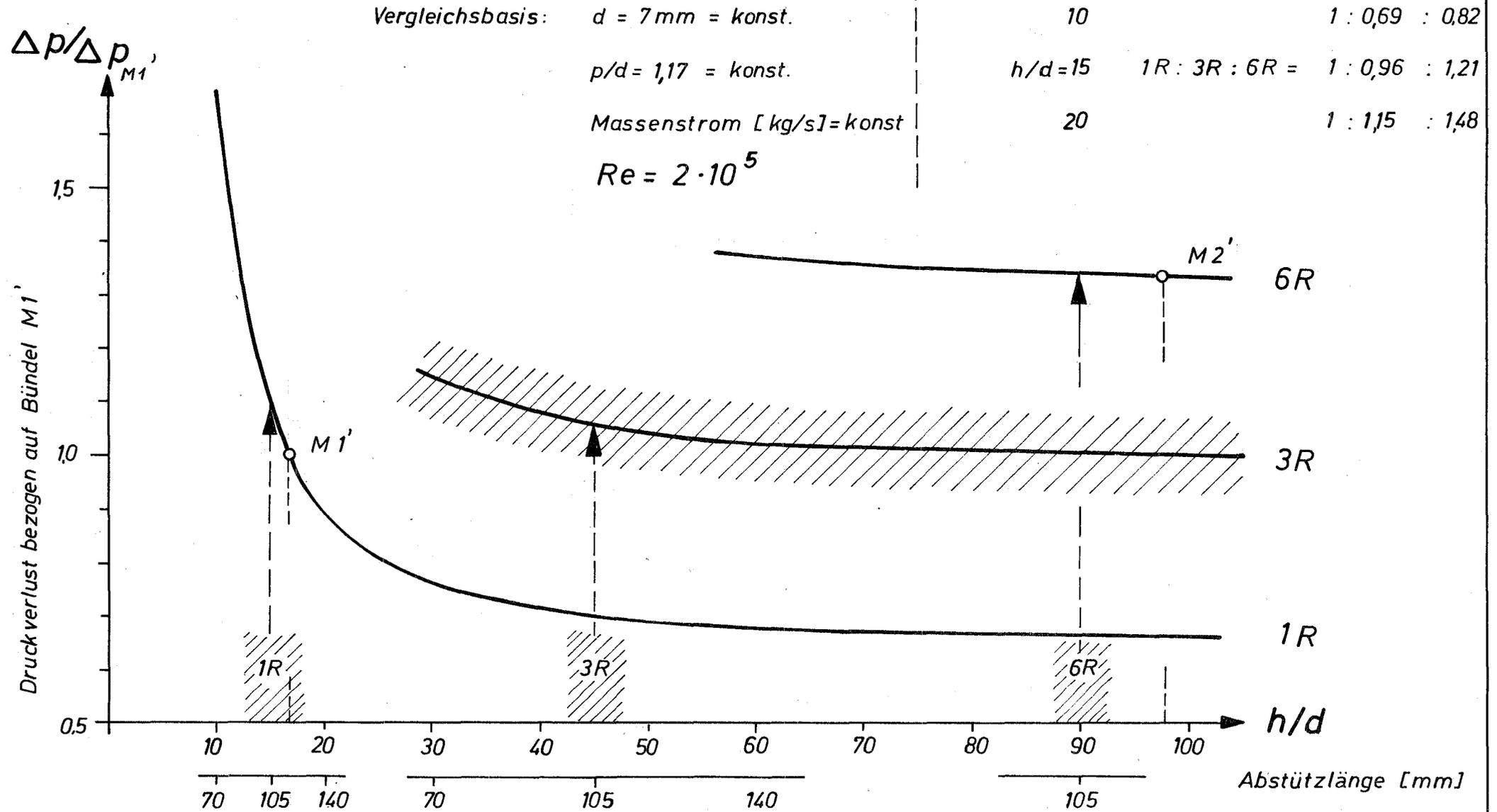


Abb.24 Abschätzung des Druckverlustes für ein 217-Stabbündel mit 1,3 und 6 wendelförmigen Abstandshaltern pro Stab

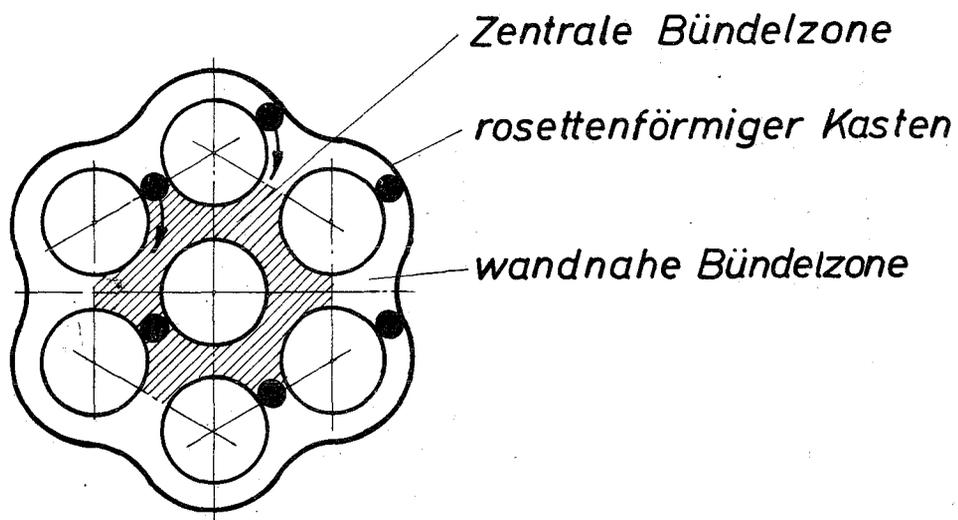
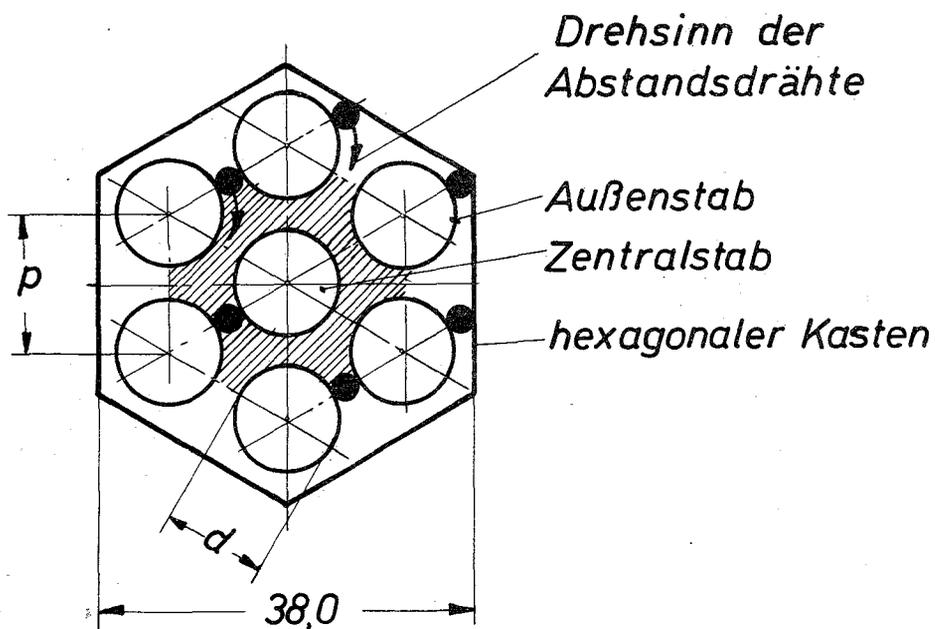


Abb. 25: 7-Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern

Abmessungen:

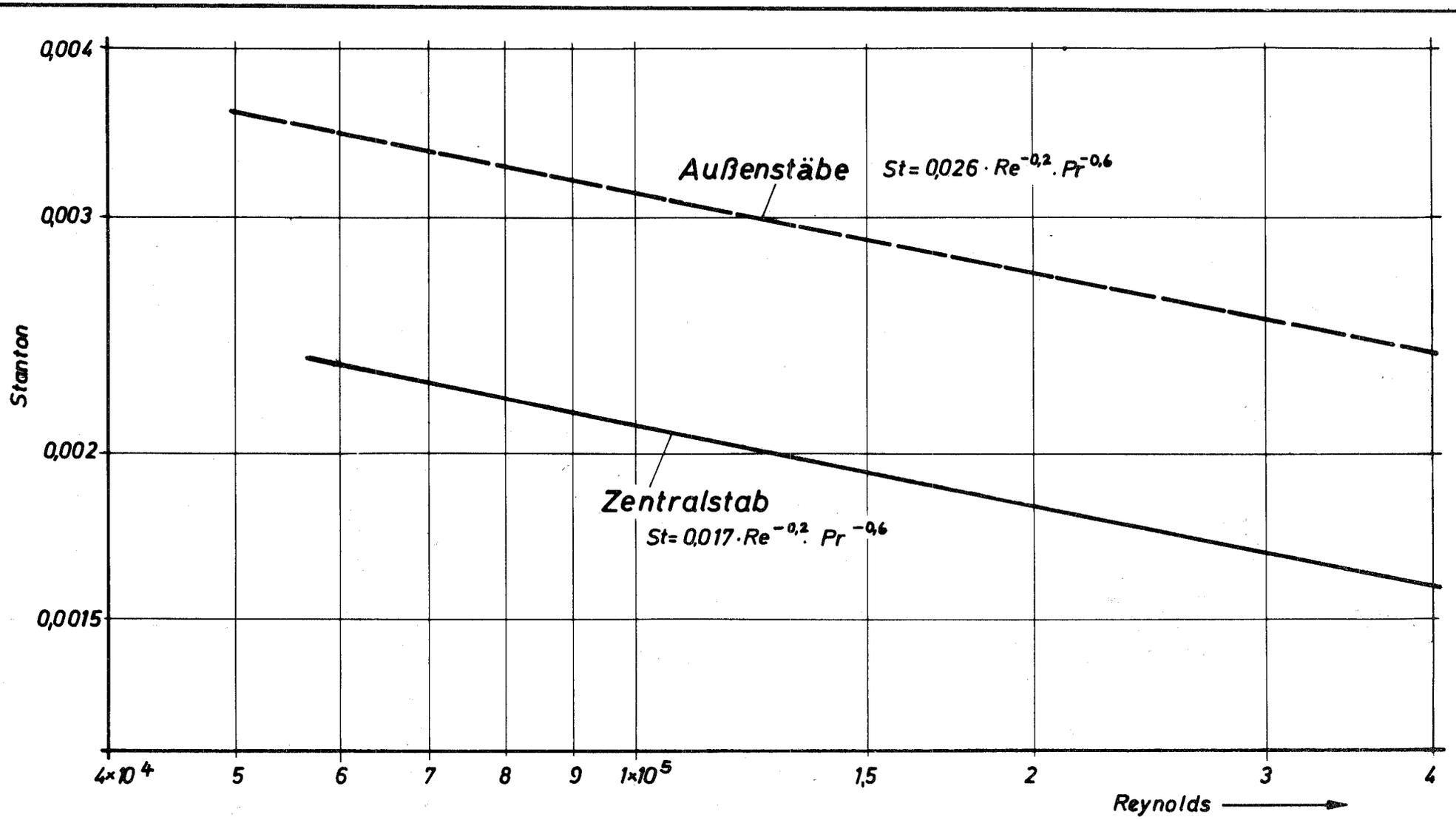
Stabdurchmesser  $d = 11,2 \text{ mm}$

Stabmittenabstand  $p = 13,1 \text{ mm}$

Steigung der  
Abstandshalterdrähte  $h = 150 \text{ mm}$

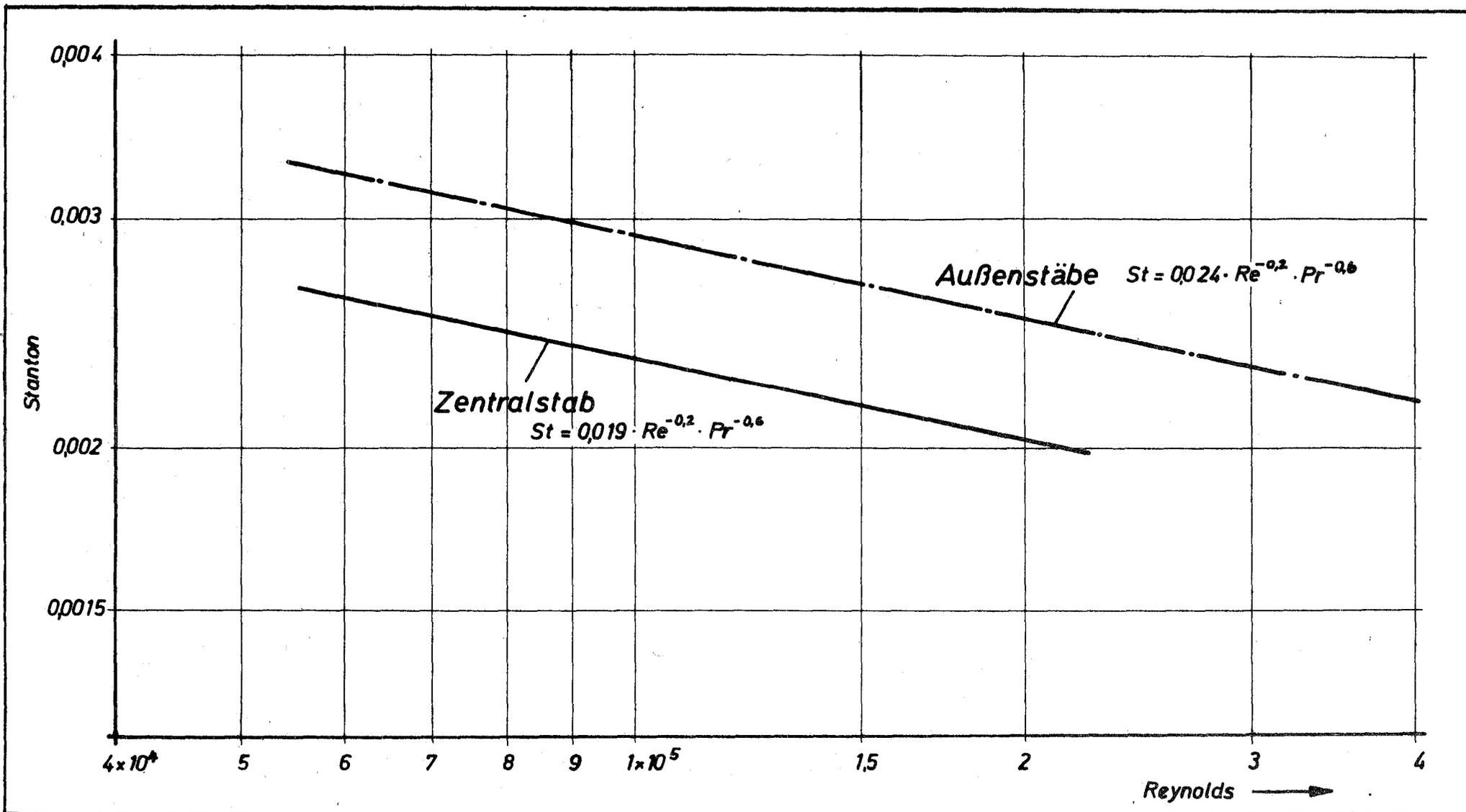
Länge des Bündels  $L = 1000 \text{ mm}$

beheizte Bündellänge  $L_H = 540 \text{ mm}$



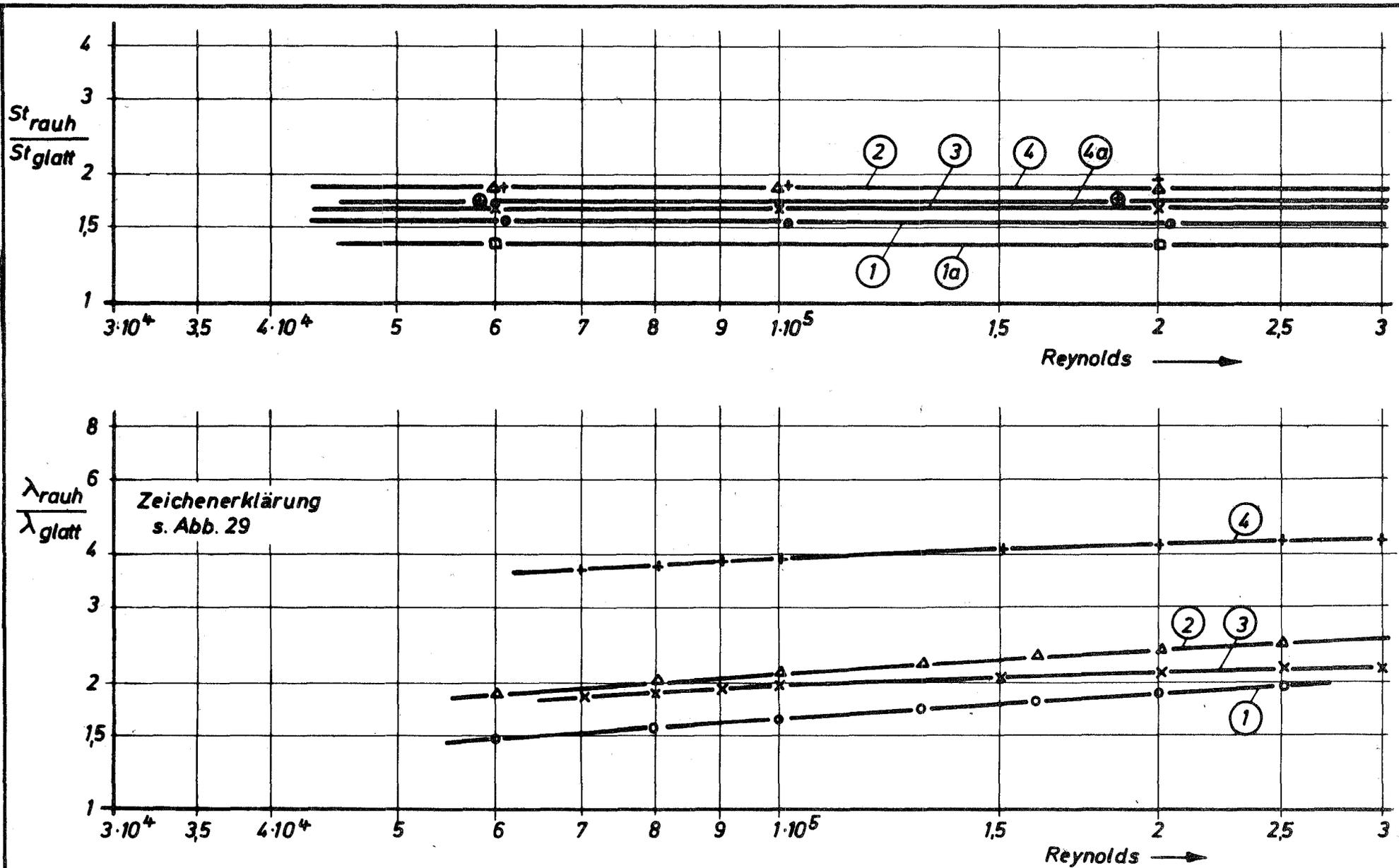
**Abb. 26**

Stanton- als Funktion der Reynoldszahl für glattes 7-Stabbündel mit wendelförmigem Abstandshalter im Sechskantkanal. ( $Pr = 0,7$ ;  $p/d = 1,17$ ;  $h/d = 13,2$ )



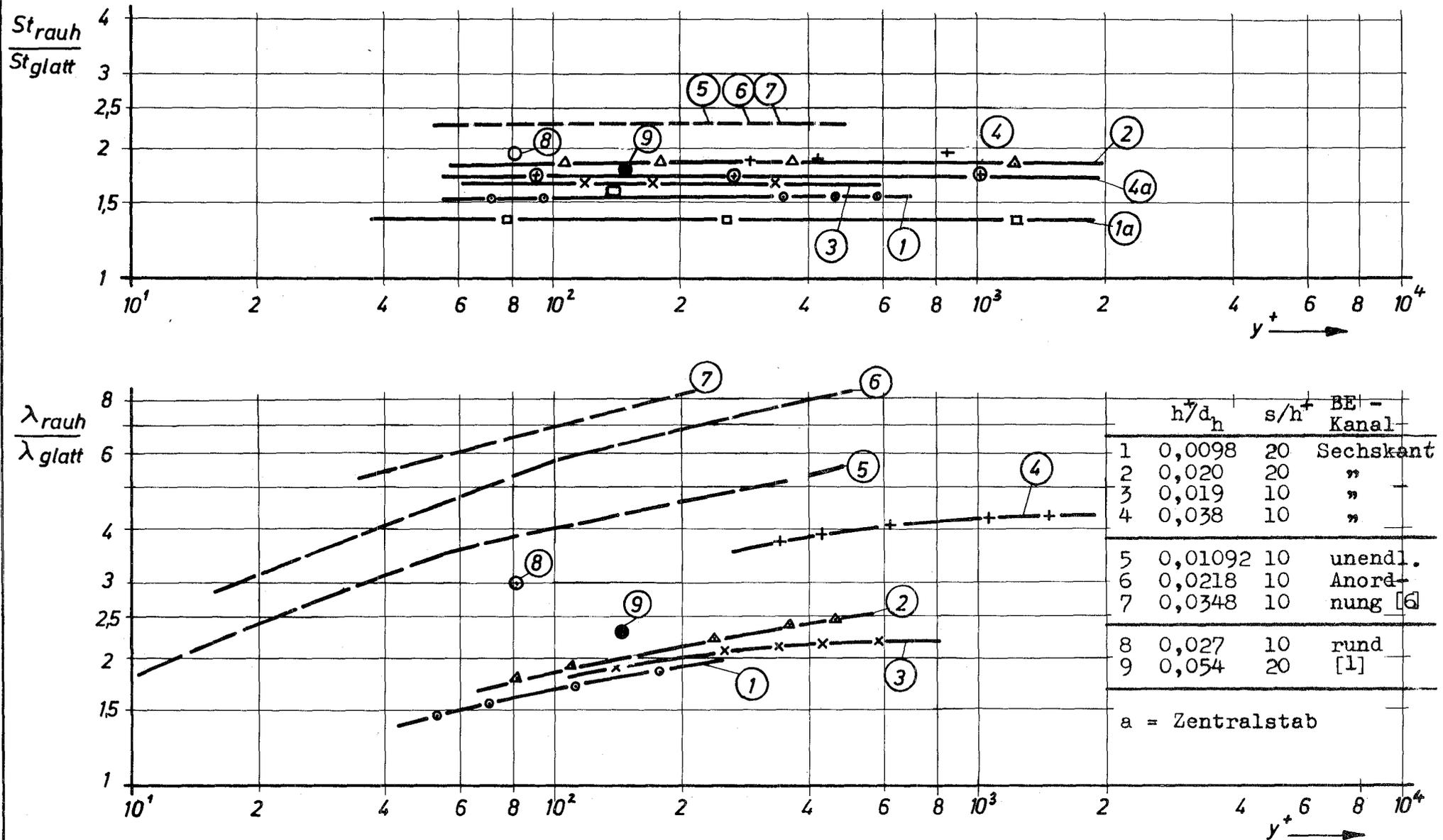
**Abb. 27**

Stanton- als Funktion der Reynoldszahl im glatten 7-Stabbündel mit wendelförmigem Abstandshalter im Profilkanal. ( $Pr = 0,7$ ;  $p/d = 1,17$ ;  $h/d = 13,2$ ).



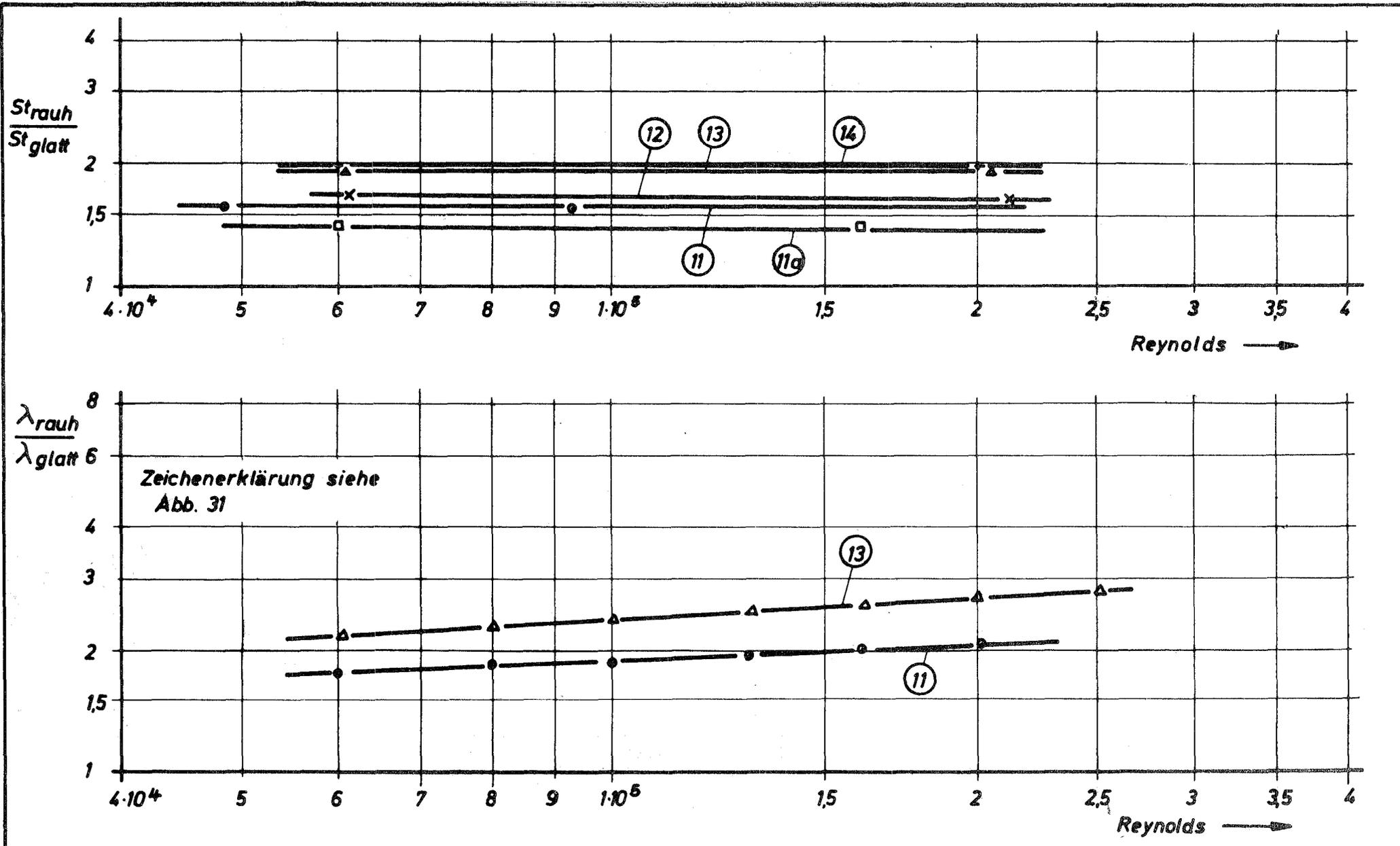
**Abb. 28**

Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion der Reynoldszahl für 7-Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Sechskantkanal.  
 - Einfluß der Rauigkeit im Vergleich zum glatten Bündel.



**Abb. 29**

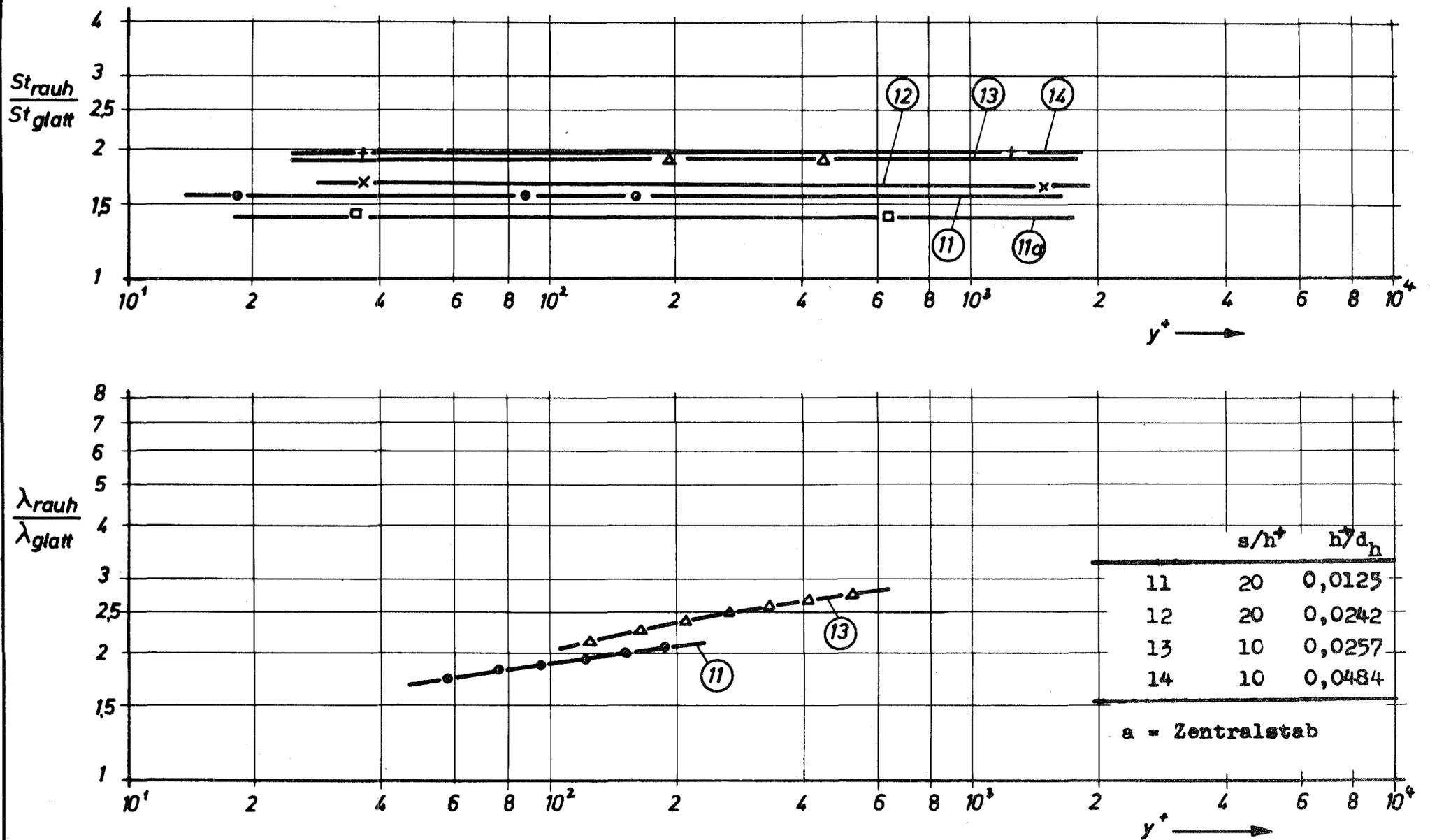
Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion des dimensionslosen Wandabstandes  $y^+$  für 7-Stab Bündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Sechskantkanal.  
 - Einfluß der Rauigkeit im Vergleich zum glatten Bündel.  
 - Vergleich mit [1] und [6].



**Abb. 30**

Wärmeübergang und Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl für 7-Stab Bündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Profilkanal.

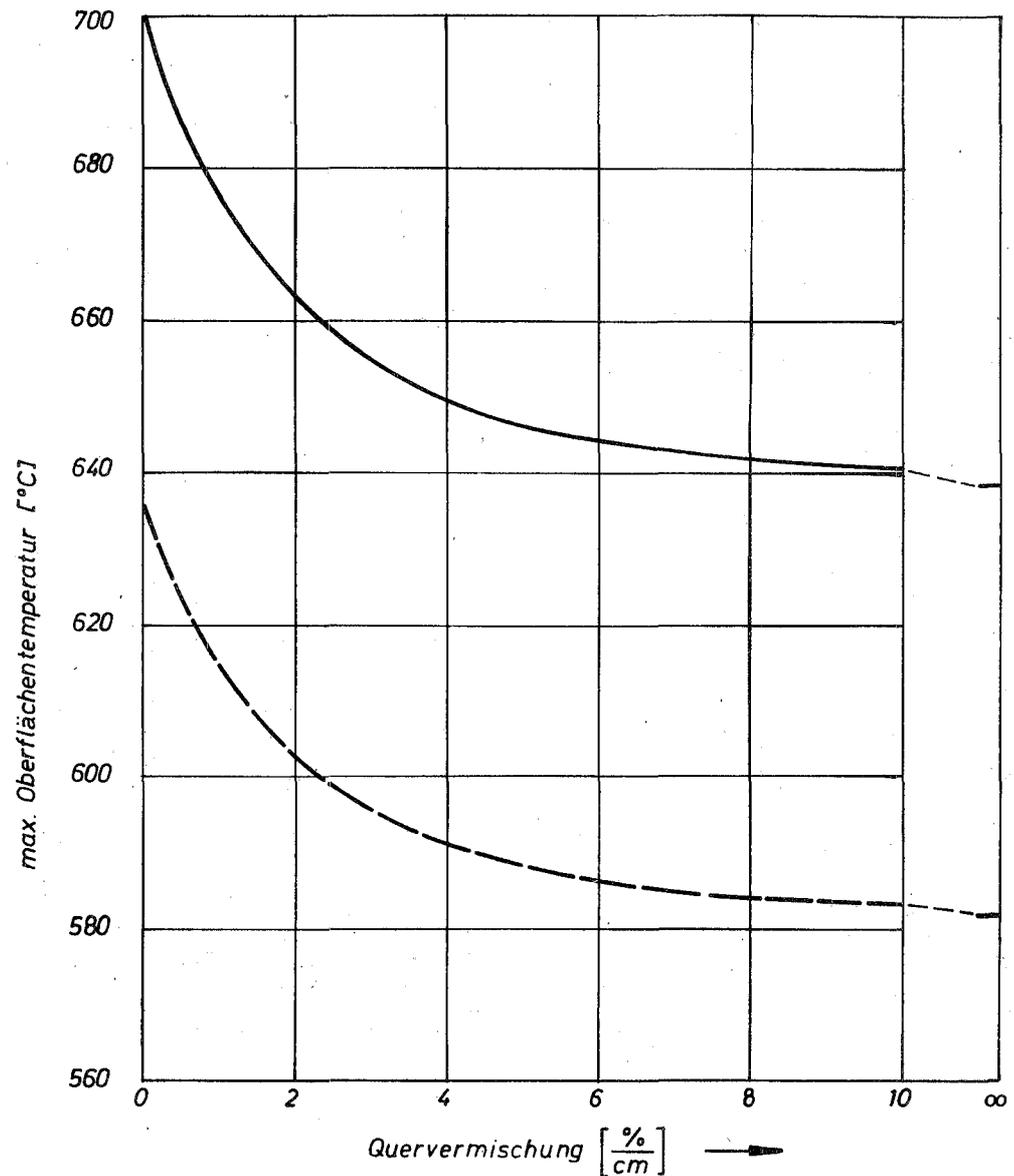
- Einfluß der Rauigkeit im Vergleich zum glatten Bündel.



**Abb. 31**

Wärmeübergang und Druckverlust als Funktion des dimensionslosen Wandabstandes  $y^+$  für 7-Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern im Profilkanal.

- Einfluß der Rauhigkeit im Vergleich zum glatten Bündel.



Annahmen:

Heißer Kanal

Frisches Brennelement

Stableistung  $420 \frac{W}{cm}$

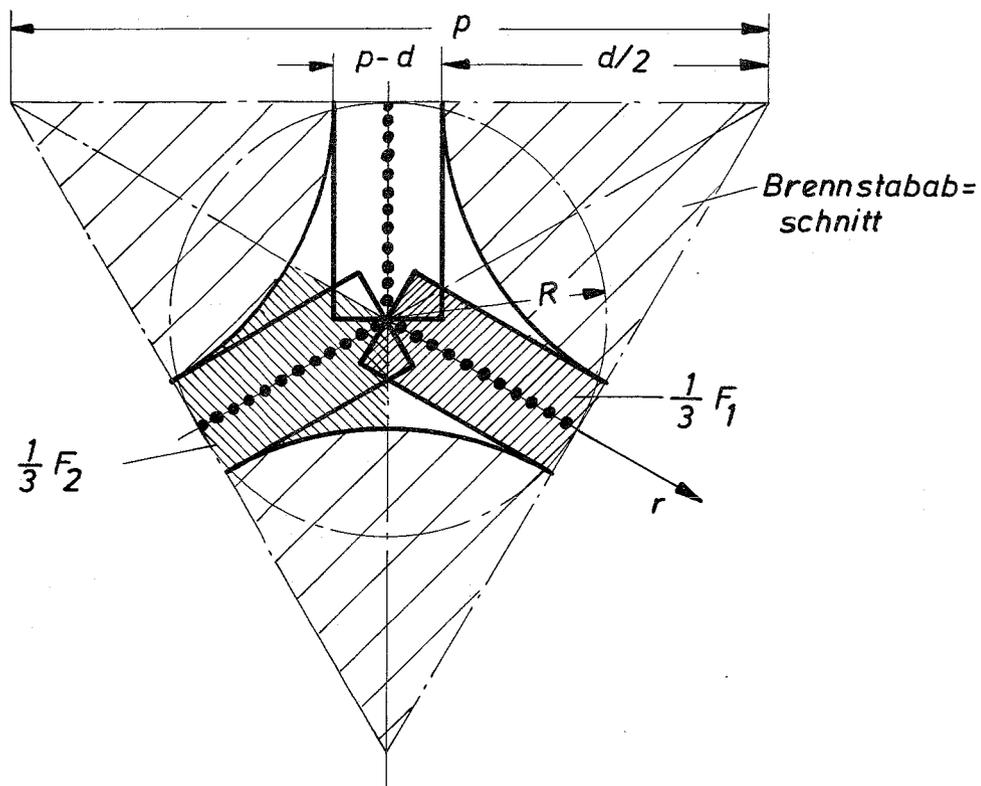
Heißdampf temp.  $510 \text{ } ^\circ\text{C}$

Heißdampfdruck  $120 \text{ at}$

akt. Stablänge  $1130 \text{ mm}$

— ohne  
- - - mit Rauigkeit

Abb.32 Oberflächentemperatur als Funktion der Quervermischung



Schnitt durch ein Gitterelement:

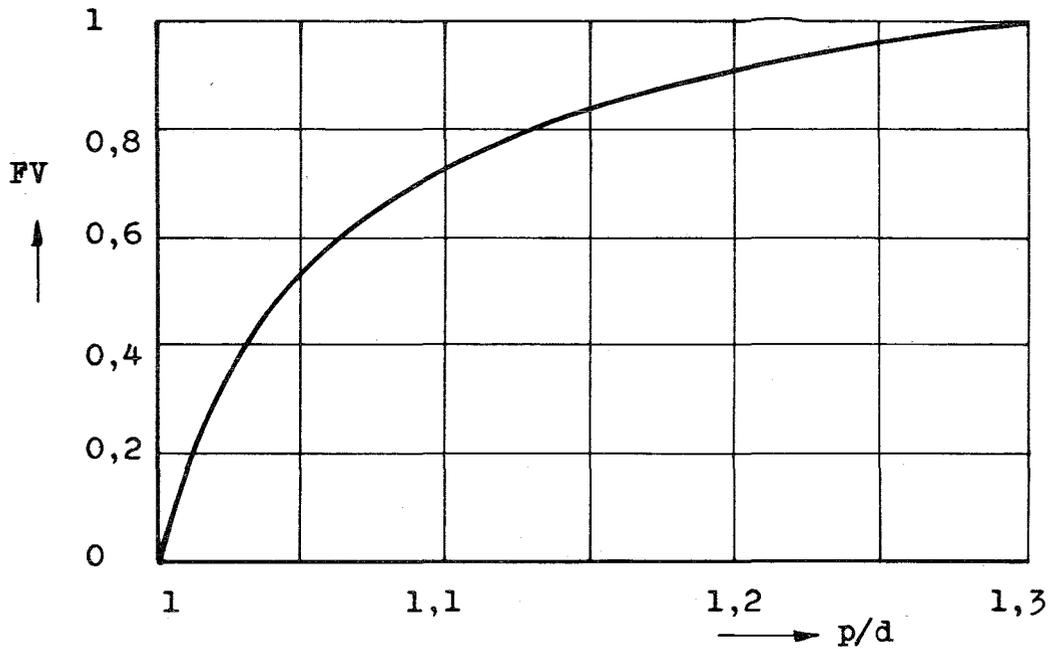
Vereinfachung des zweidimensionalen Vermischungsvorganges durch Linearisierung des Kanalquerschnittes.

Die Positionen der repräsentativen 'roten' Partikeln sind durch • gekennzeichnet.

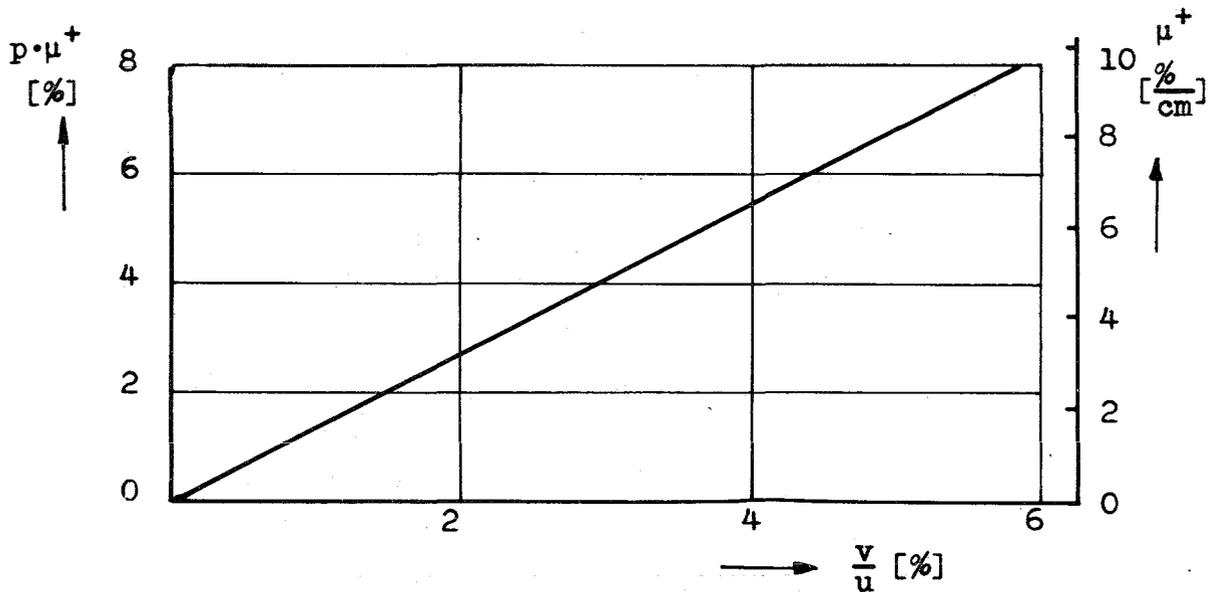
$F_1$  = Ersatzfläche des Rechenmodells

$F_2$  = Querschnitt des Teilkanals

$R$  = Radius des Teilkanals



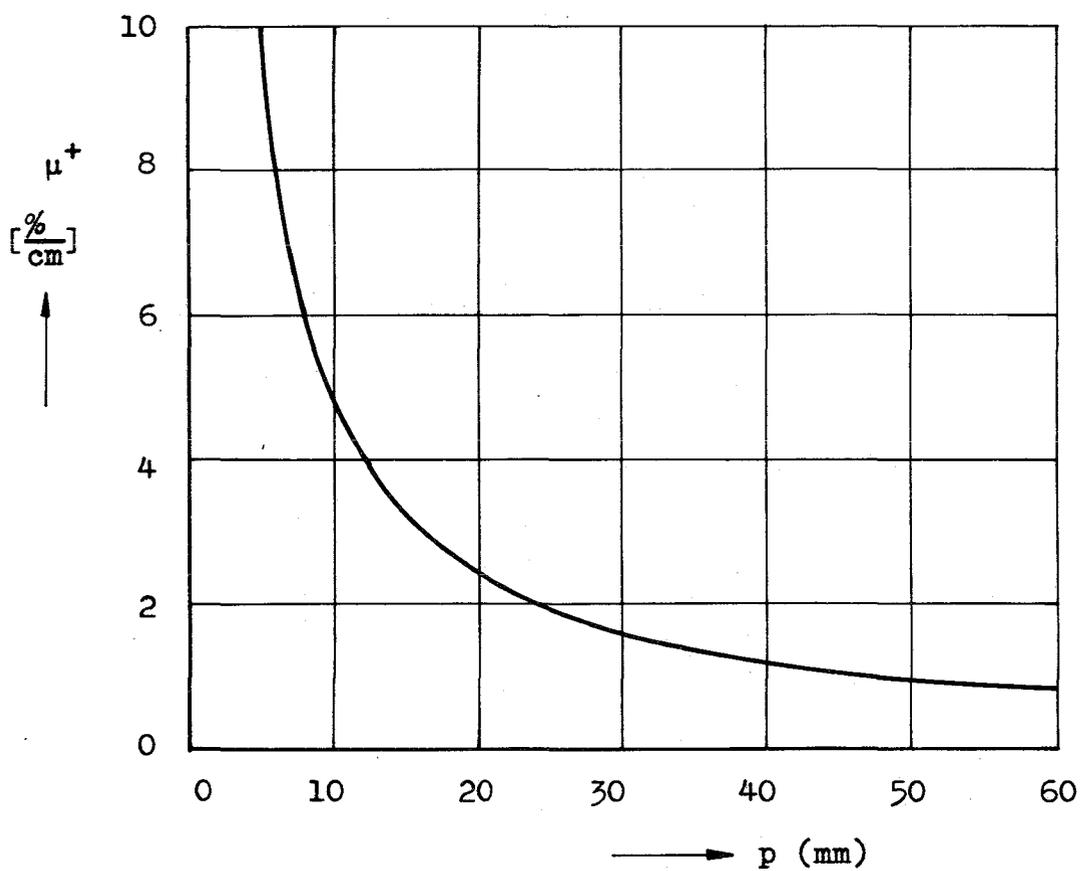
**Abb. 34** Verhältnis  $FV$  der rechteckigen Ersatzflächen des Rechenmodells zum Querschnitt des Teilkanals in Abhängigkeit vom  $p/d$ -Verhältnis



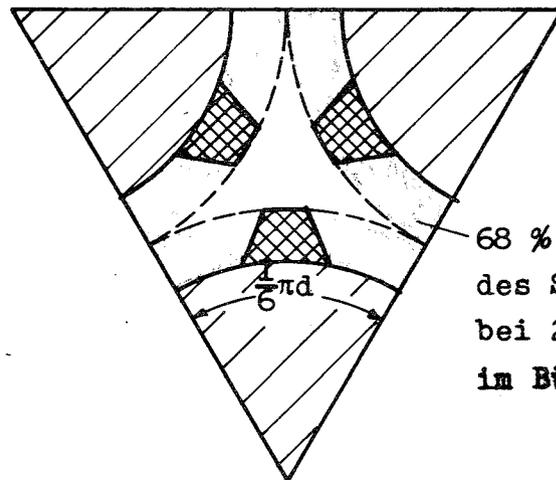
**Abb. 35** Wahrscheinlichkeits- oder Konzentrationsgradient  $\mu^+ = \frac{d\phi}{dx} a^*$  der roten Partikel als Funktion der relativen Schwankungsgeschwindigkeit  $v/u$

\* )  $p \cdot \mu^+$  = allgemeine Form, dimensionslos

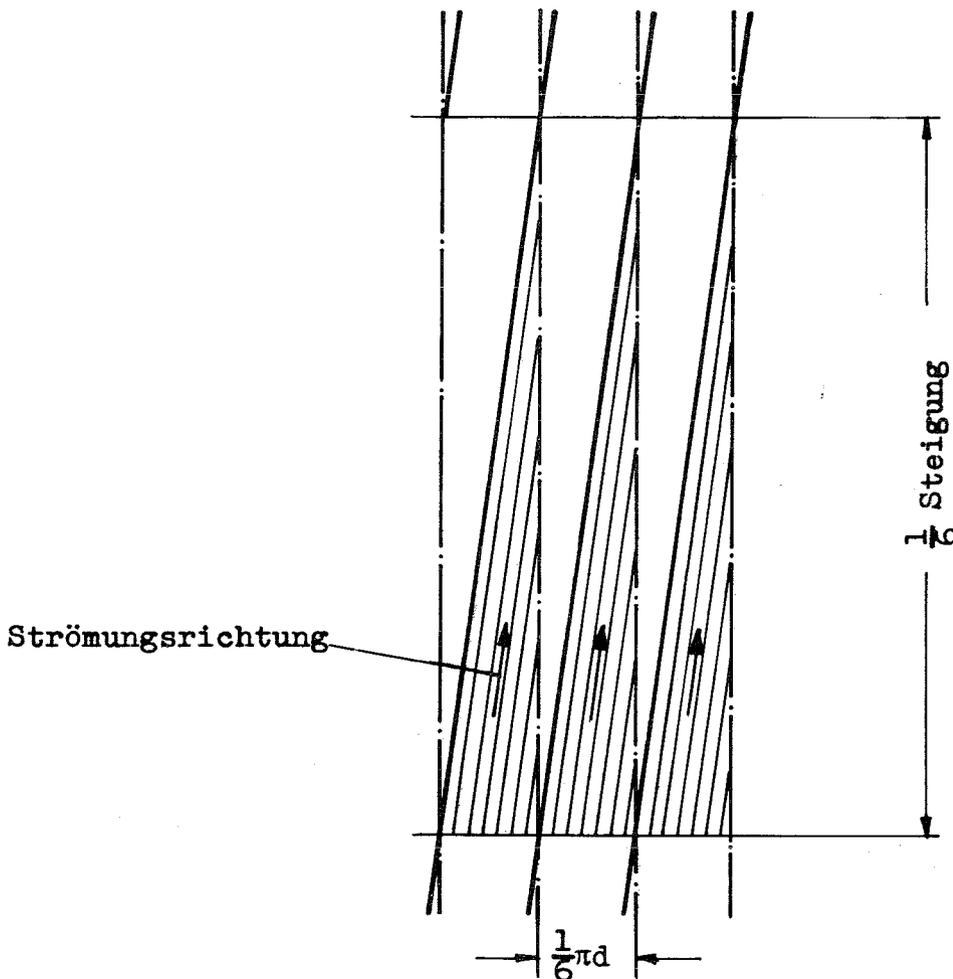
$\mu^+$  = spezielle Form, gültig für  $p = 8,2$  mm



**Abb. 36** Wahrscheinlichkeits- oder Konzentrationsgradient  $\mu^+ = \frac{d\phi}{dx} a$  der "roten" Partikeln als Funktion der Stabteilung  $p$  für konstantes  $p/d$



68 %  
des Strömungsquerschnittes  
bei 29 % Kühlmittelanteil  
im Bündel

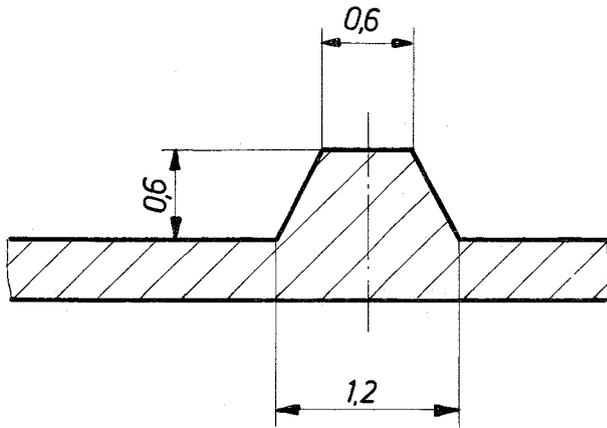


**Abb.37**

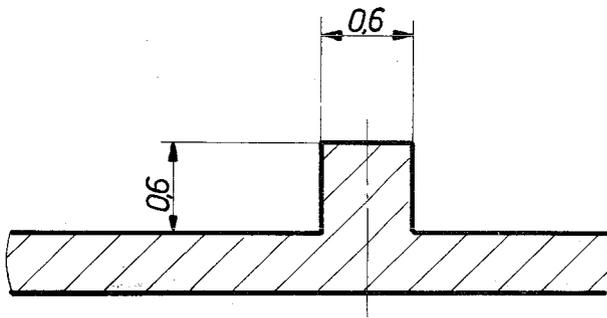
Querschnitt und Abwicklung eines Kühlkanals  
für 6 Wendelrippen als Abstandshalter.

Für  $h = 60$  cm lautet die abgeschätzte theoretische  
Mischrate:

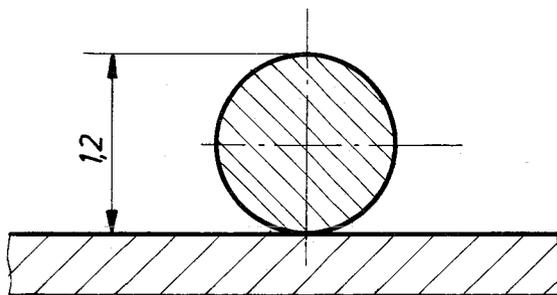
$$\mu = q \cdot \frac{68 \%}{\frac{1}{6} \cdot 60 \text{ cm}} = q \cdot 6,8 \frac{\%}{\text{cm}} \quad (q < 1)$$



*Profil I*



*Profil II*

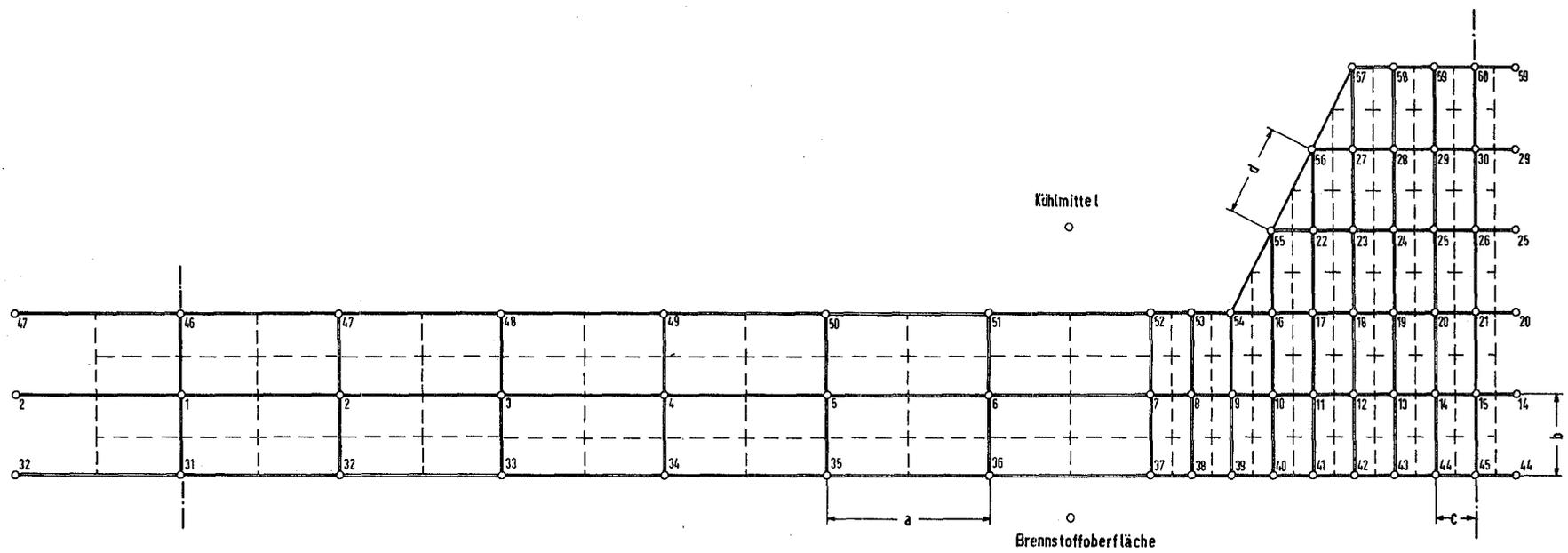


*Drahtabstandshalter*

*Maße in mm*

**Abb. 38 Rippenprofile und Drahtabstandshalter (Rechenmodell)**

Aufteilung des berippten Hüllrohres in ein Gitter aus wärmeleitenden Stäben.



$a = 0,4$  mm

$b = 0,2$  mm

$c = 0,1$  mm

$d = 0,2236$  mm

Abb. 39



## Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = 3,26 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	5,0	10,1
Hüllrohr unter der Rippe	23,8	16,2

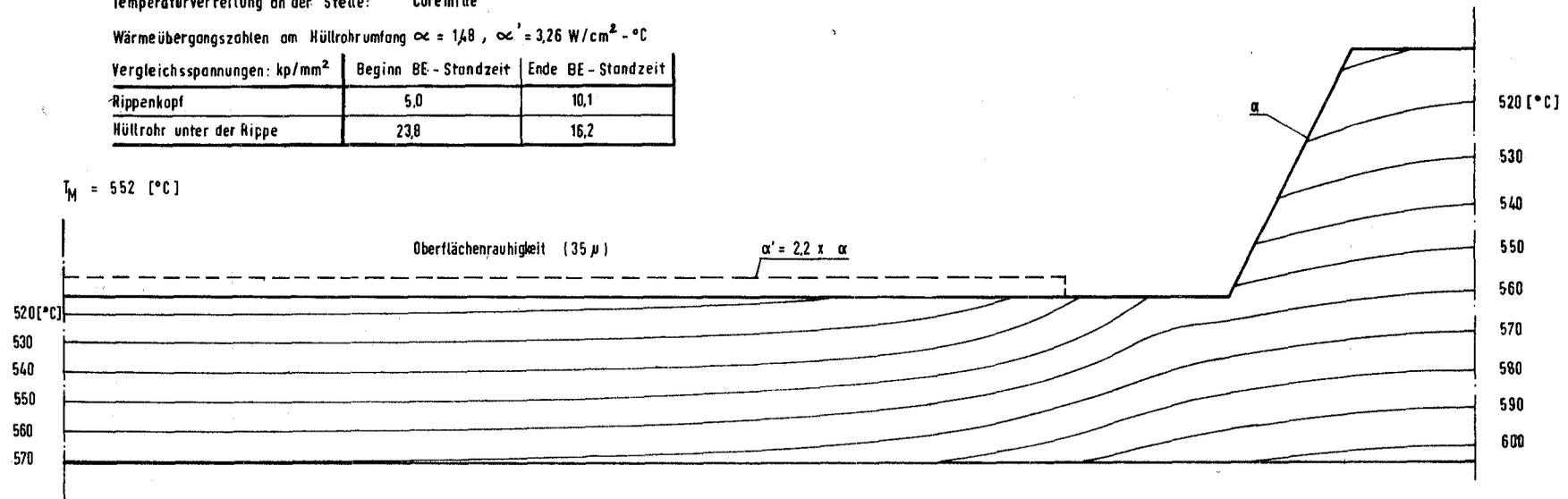


Abb. 41





## Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 0,6 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = 3,26 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	10,1	15,0
Hüllrohr unter der Rippe	21,0	13,3

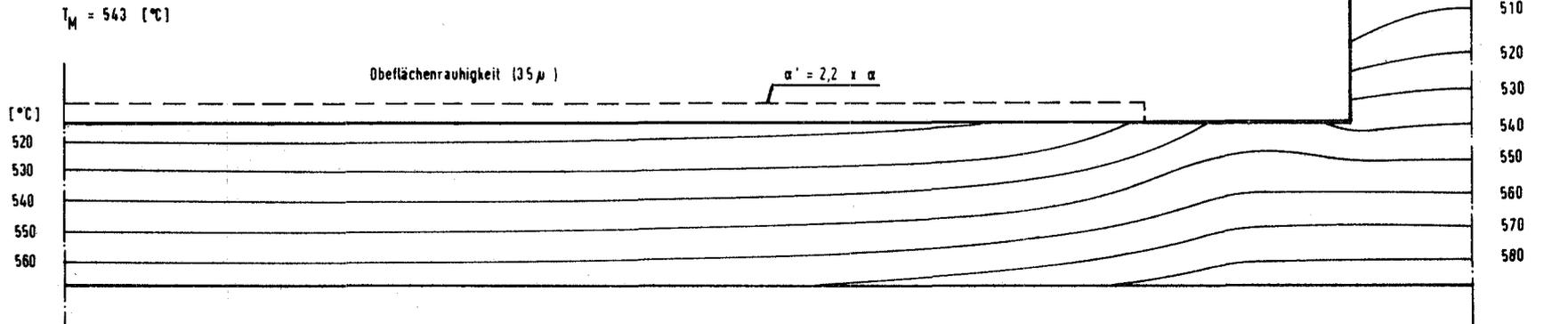


Abb. 44

## Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser: 1,2 mm

Drahtwerkstoff: Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.481$ ,  $\alpha' = \alpha/2 = 0.7405$  W/cm<sup>2</sup> · °C

Betriebszustand: stationär

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Außenwand unter dem Draht	2,6	10,1
Innenwand unter dem Draht	18,6	10,6

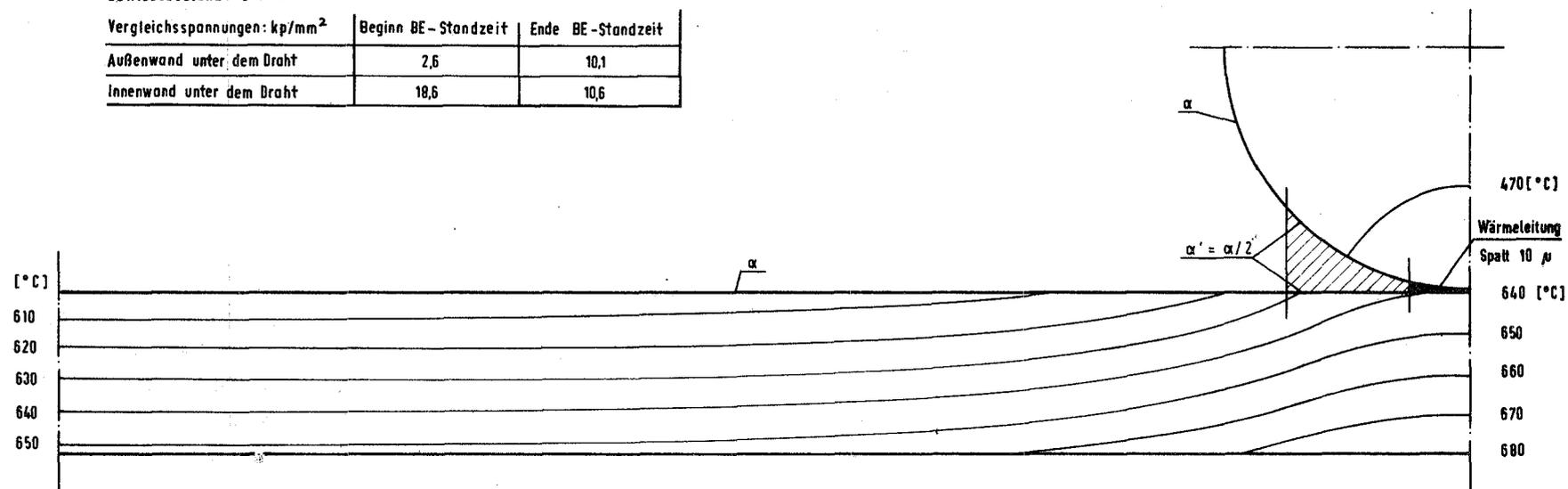


Abb. 45

## Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser : 1,2 mm

Drahtwerkstoff : Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff : Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.481$ ,  $\alpha' = 2.2 \times \alpha = 3.258$ ,  $\alpha'' = \alpha'/2 = 1.629$ ,  $\alpha''' = \alpha/2 = 0.7405 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$

Betriebszustand: stationär

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE-Standzeit	Ende BE-Standzeit
Außenwand unter dem Draht	2,9	10,4
Innenwand unter dem Draht	19,9	11,9

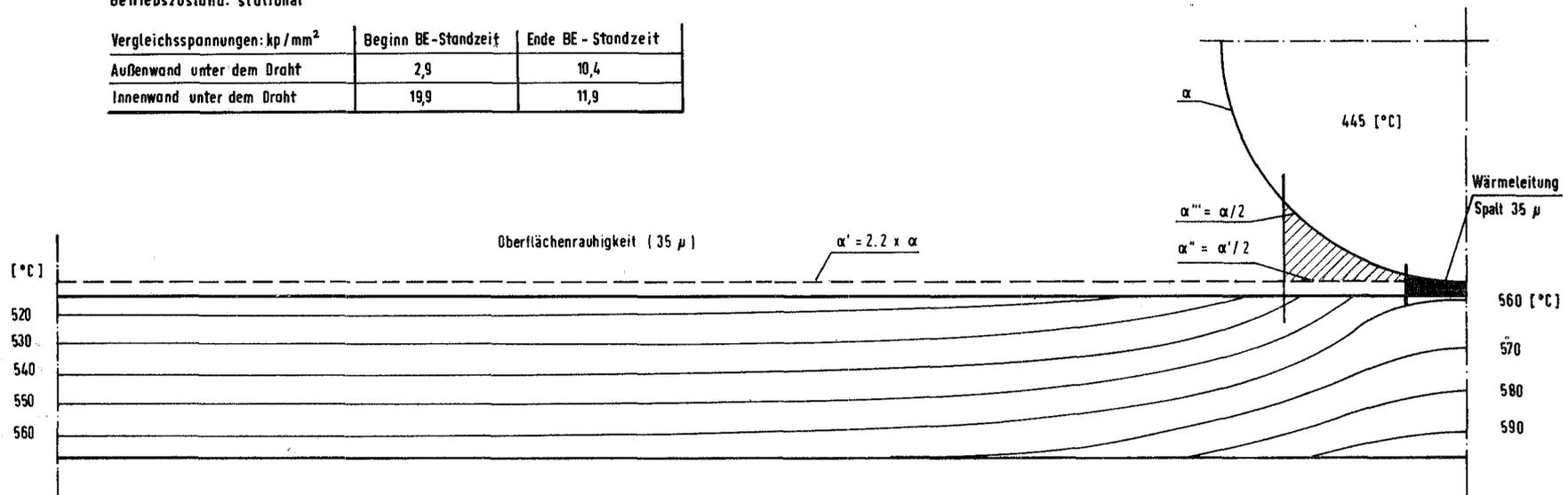


Abb. 46