

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

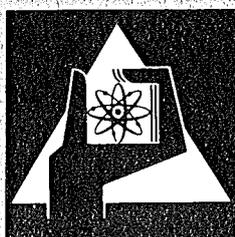
Dezember 1973

KFK 1843

Institut für Reaktorbauelemente
Projekt Schneller Brüter

Experimentelle Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung und zum Druckabfall in Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern. Einfluß der Ergebnisse auf die Auslegung von Brennelementen Schneller Natrium-gekühlter Reaktoren.

H. Hoffmann



**GESELLSCHAFT
FÜR
KERNFORSCHUNG M.B.H.**

KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

KFK 1843

Institut für Reaktorbauelemente
Projekt Schneller Brüter

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN ZUR KÜHLMITTEL-
QUERVERMISCHUNG UND ZUM DRUCKABFALL IN STAB-
BÜNDELN MIT WENDELFÖRMIGEN ABSTANDSHALTERN.
EINFLUSS DER ERGEBNISSE AUF DIE AUSLEGUNG VON
BRENNELEMENTEN SCHNELLER NATRIUM-GEKÜHLTER
REAKTOREN.

H.Hoffmann

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG MBH., KARLSRUHE

Als Dissertation genehmigt von der Fakultät für
Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH)

Zusammenfassung

Die Kernelemente eines natriumgekühlten Schnellen Brutreaktors bestehen aus dreieckig angeordneten Stäben, die von einem hexagonalen Kasten umgeben werden. Wendelförmige Abstandshaltertypen, wie Wendeldrähte oder Wendelrippen, eignen sich zur Halterung und Abstützung der Stäbe. Die Einflüsse von Abstandshaltertyp, Wendelsteigung und Anzahl der Wendeln je Stab auf das thermo- und fluiddynamische Verhalten eines Kernelementes werden nach vier Kriterien untersucht. Es wird eine optimale Abstützung der Stäbe bestimmt, welche dadurch gekennzeichnet ist, daß bei einer maximal zulässigen Hüllrohrtemperatur der Brennstäbe das Kühlmittel das Kernelement verläßt mit einer möglichst hohen mittleren Temperatur und einem möglichst geringen axialen Druckabfall. Die hierzu notwendigen Berechnungen wurden anhand eines theoretischen Modells unter Verwendung des Rechenprogrammes MISTRAL-II durchgeführt.

Die für die theoretischen Untersuchungen benötigten Kenngrößen für die Kühlmittelquervermischung und den Druckabfall wurden für die jeweils betrachteten Bündelgeometrien und Abstandshalterkonzepte experimentell bestimmt. Die spezifischen Abmessungen des verwendeten 61-Stabbündels entsprachen denen der Brennelemente des natriumgekühlten Schnellen Reaktors SNR-300. Die Mischraten wurden nach der "Beheizungs-methode" in Natriumströmung für Reynolds-Zahlen zwischen 8×10^3 und 7×10^4 , die Druckabfallbeiwerte in Luftströmung für Re-Werte zwischen 1×10^4 und 1.7×10^5 ermittelt. Die Anwendung des Rechenprogrammes zur Auslegung von Stabbündeln wird durch gezielte Schiefplastexperimente gestützt.

Die Vergleichsrechnungen ergaben, daß Hüllrohre mit drei integralen Wendelrippen als Abstandshalter eine vielversprechende Lösung darstellen für die Realisierung von Bündelgeometrien mit optimalen thermo- und fluiddynamischen Eigenschaften.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS INTO COOLANT CROSS-MIXING AND PRESSURE DROP IN MULTI-ROD BUNDLES WITH HELICAL TYPE SPACERS. INFLUENCE OF THE RESULTS ON THE DESIGN OF FUEL ELEMENTS FOR SODIUM COOLED FAST BREEDER REACTORS.

Summary

The core elements of a fast breeder reactor consist of triangular arranged rods within a hexagonal shroud. Helical type spacers (helical wires, helical fins) can be used to support these rods. The thermo- and fluiddynamic behaviour of such multirod-clusters were investigated for characteristic spacer arrangements mainly differing from each other by the spacer type, the helical spacer lead, and the number of spacers per rod. An optimal bundle geometry was selected, which was characterized by the fact that for a given maximum allowable casing temperature the mean coolant outlet temperature of the bundle should be as high as possible and the axial pressure drop as low as possible. The thermo- and fluid-dynamic calculations were carried out with the MISTRAL-II code.

The calculational procedures call for characteristic values for coolant cross-mixing and pressure drop which were determined experimentally on the rod and spacer arrangements provided. For these experiments, 61-rod clusters were used with the specific dimensions of the fuel element of the sodium cooled fast breeder reactor SNR-300. Coolant cross-mixing was investigated in a sodium flow within the range of Reynolds numbers from 8×10^3 to 7×10^4 , using the "heating method". The pressure drop experiments were carried out in an air flow at Reynolds numbers from 1×10^4 to 1.7×10^5 . To support the use of the computing programme for bundle design, additional experiments were carried out with several rods heated simultaneously.

The comparisons of the calculational results show that within the rod and spacer configurations under consideration rods with 3 integral helical fins as spacers are a very useful solution in realising multirod-clusters with optimum thermo- und fluiddynamic characteristics.

Inhalt:

1. Einführung
2. Literaturübersicht
 - 2.1 Kühlmittelquervermischung in Bündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern
 - Einleitung
 - Zusammenstellung der Literatur
 - Diskussion der Literaturübersicht
 - Schlußfolgerungen
 - 2.2 Druckverlustbeiwerte für Bündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern
 - Einleitung
 - Zusammenstellung der Literatur
 - Diskussion der Literaturübersicht
 - Schlußfolgerungen
3. Experimentelle Versuchsvorhaben
 - 3.1 Experimentelle Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung
 - 3.1.1 Analyse zur experimentellen Untersuchung und Vermischungsmodell
 - 3.1.2 Versuchsergebnisse
 - 3.2 Experimentelle Untersuchungen der Druckverlustbeiwerte
 - 3.2.1 Analyse zur experimentellen Untersuchung
 - 3.2.2 Versuchsergebnisse
4. Anwendung der Ergebnisse auf die Optimierung eines wendelförmigen Abstandshalters für die Brennelemente eines Na-gekühlten Schnellen Reaktors.
 - 4.1 Optimierung 1. Art
 - 4.2 Optimierung 2. Art
 - 4.3 Optimierung 3. Art
 - 4.4 Optimierung 4. Art

- 5. Zusammenfassung und Schlußfolgerung
- 6. Literatur
- 7. Nomenklatur

Tabellen und Abbildungen

Anhang A

A.1 Experimentelle Untersuchungen der Kühlmittel-
quervermischung

A.1.1 Versuchsaufbau

A.1.1.1 Teststrecke

A.1.1.2 Natrium-Kreislaufsystem

A.1.2 Versuchsdurchführung

- Vorbemerkungen

- Versuchsablauf

A.1.3 Versuchsauswertung

Tabellen und Abbildungen

Anhang B

B.1 Experimentelle Untersuchungen der Druckverluste

B.1.1 Versuchsaufbau

B.1.1.1 Teststrecke

B.1.1.2 Luft-Kreislauf

B.1.2 Versuchsdurchführung

Abbildungen

1. Einführung

Die Weiterentwicklung von Leistungsreaktoren zur Deckung des zunehmenden Energiebedarfes fordert im Hinblick auf wirtschaftliche und sichere Leistungsausbeute die optimale Nutzung wichtiger Bauelemente eines Reaktors, insbesondere aber der energieerzeugenden Kernelemente (Brenn- und Brutelemente).

Die optimale Nutzung der Kernelemente ist realisierbar durch einen hohen thermischen Wirkungsgrad des Reaktors und einen hohen Abbrand der Brennelemente. Ein hoher thermischer Wirkungsgrad erfordert hohe Temperaturen des Kühlmittels am Austritt aus dem Reaktor und einen geringen Druckabfall des Kühlmittels beim Durchströmen des Reaktors. Ein hoher Abbrand erfordert hohe Standzeiten der Brennelemente im Reaktor und damit geringe Kernelement-Wandtemperaturen. Da die höchsten Wandtemperaturen im Falle der hier diskutierten Flüssigmetall-Kühlung sich im allgemeinen nur wenig von den höchsten Kühlmitteltemperaturen unterscheiden, fordert ein hoher Abbrand also eine geringe Temperatur des Kühlmittels im Kernelement. Daraus ergibt sich ein Teilaspekt der thermo- und fluiddynamischen Reaktoroptimierung. Diese Problematik soll anhand der Geometrie des Reaktorkernes und seiner wärmetechnischen Belastung verdeutlicht werden:

Der Kern eines Reaktors besteht aus vielen wabenförmig angeordneten Kernelementen. Jedes Kernelement (Abb.1) besitzt eine Vielzahl von zylindrischen Stäben, die zu einem Bündel vereinigt und von einem Kasten umgeben werden. Das Kühlmittel durchströmt das Kernelement axial.

Es existieren nun zwei charakteristische Gegebenheiten:

- Die Geometrien der von den Stäben gebildeten und vom Kühlmittel durchströmten Zwischenräume im Kernelement (Teilkonäle) unterscheiden sich im Bereich der Kastenwand (Randzonen) von jenen im Innern des Bündels (Zentralzone).

eingereicht am 18.6.1973

- die Wärmefreisetzung in den Stäben eines Kernelementes ist von deren Position im Kern (Abstand von der Kernmitte) abhängig. Im Zentrum des Kerns erzeugen alle Stäbe eines Kernelementes etwa gleiche Leistungen (konstante Belastung). Mit der Entfernung von der Kernmitte ergeben sich zunehmende Leistungsgradienten über den Kernelementquerschnitt (schiefe Belastung).

Die geometrischen Bedingungen in den Randzonen und die Leistungsgradienten über das Kernelement führen zu unterschiedlichen Kühlmitteldurchsätzen und axialen Aufheizungen des Kühlmittels über den Bündelquerschnitt. Die daraus resultierenden radialen Temperaturdifferenzen lassen sich mehr oder weniger vergleichmäßigen durch gezielte Beeinflussung der Kühlmitteldurchsatzverteilungen zwischen Rand- und Zentralzone des Bündels und durch besondere Einbauten in den Strömungskanälen, sofern sie eine intensive Kühlmittelquervermischung im Bündel bewirken. Beide Maßnahmen lassen sich durch die konstruktive Gestaltung von Abstandshaltern erreichen, welche darüberhinaus die zur einwandfreien Kühlung notwendige Distanzierung und Halterung der Einzelstäbe im Bündelverband garantieren.

Die Beeinflussungen der Strömungsverhältnisse im Bündel bewirken Veränderungen des axialen Druckabfalles im Reaktorkern und wirken sich damit unmittelbar auf die Kühlmittelumwälzleistung aus. Bei der Beurteilung von Einrichtungen zur Vergleichmäßigung radialer Temperaturdifferenzen im Bündelquerschnitt muß der axiale Druckabfall im Kernelement daher mitbeachtet werden.

In der vorliegenden Arbeit wird am Beispiel des Brennelementes des Schnellen Natriumgekühlten Reaktors SNR-300 [1] untersucht, inwieweit die geometrischen Bedingungen in den Randzonen des Kernelementes und die Leistungsverteilungen über den Kernelementquerschnitt (konstant, schief) die Temperaturverteilung im Austrittsquerschnitt des Bündels

und dessen Druckabfall beeinflussen, wenn anstelle der z.Zt. für den Einbau vorgesehenen gitterförmigen, wendelförmige Abstandshalter verwendet werden (Abb. 2).

Wendelförmige Abstandshalter werden hier definiert als um den Stab gewickelte Drähte und auf das Hüllrohr aufgezogene Wendelrippen. Die Wendelrichtung der Abstandshalter soll bei allen Stäben gleich sein.

Aus vielen denkbaren Abstandshalter-Geometrien und -Anordnungen [2] haben sich 3 als besonders geeignet für die Anwendung in einer hexagonalen Stabanordnung herauskristallisiert (Abb. 2), nämlich

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

Für diese Abstandshaltertypen lassen sich folgende Merkmale aufzeigen:

- Die geometrischen Bedingungen in den Randzonen des Kernelementes und damit die Strömungsverhältnisse sind vom verwendeten Abstandshaltertyp abhängig. Wendeldrähte ergeben gegenüber Wendelrippen einen doppelt so großen Abstand zwischen der Kastenwand und der ihr benachbarten Stabreihe.

- Die Neigung der Abstandshalter gegen die Bündelachse (Wendelsteigung) überlagert der axialen Hauptströmung eine Querkomponente und beeinflusst damit den Masse- und Energieaustausch zwischen den Teilkanälen im Bündelquerschnitt und den axialen Druckabfall.

Durch Variation der Wendelsteigungen lassen sich die der Hauptströmung überlagerten Querströmungen beeinflussen.

Die Variationsbreite der Wendelsteigungen wird einerseits durch die aus Stabilitätsgründen nicht zu überschreitende maximale und die aus Gründen des Druckabfalls nicht zu unterschreitende minimale Abstützlänge

der Stäbe im Bündel festgelegt. Die Abstützlänge ist dabei definiert als Distanz zwischen zwei axialen Abstützpunkten eines Stabes gegenüber ein und demselben Nachbarstab. Neben der Wendelsteigung wird sie durch die Anzahl der Drähte oder Rippen pro Stab festgelegt. Ein Wendeldraht mit einer Steigungshöhe von 100 mm besitzt auch eine Abstützlänge von 100 mm. Die gleiche Abstützlänge wird bei einem 3-Rippenrohr durch eine Steigung von 300 mm oder bei einem 6 Rippenrohr durch eine Steigung von 600 mm erreicht.

Die vergleichende Beurteilung von Brennelementen mit verschiedenen Abstandshaltertypen nach thermodynamischen Gesichtspunkten erfordert die Berechnung von Kühlmitteltemperaturprofilen über die interessierenden Elementquerschnitte, und ihre Bewertung nach fluiddynamischen Gesichtspunkten die Ermittlung des axialen Druckabfalles für die jeweils betrachteten Geometrien.

Die Lösung dieser Aufgabe setzt die Verfügbarkeit von Rechenprogrammen voraus, welche die komplizierten thermo- und fluiddynamischen Vorgänge zwischen den parallel durchströmten Kanälen eines Bündels berechnen lassen. Am Beispiel des für diese Betrachtungen benutzten MISTRAL-II-Codes [3] soll der Gang einer solchen Berechnung vereinfacht angedeutet werden:

- Der Strömungskanal wird in bis zu 20 axiale Rechenschritte unterteilt. Mit Hilfe einer Globalrechnung (hydraulischer Durchmesser und Strömungsquerschnitt werden auf das Bündel bezogen) wird der über den Bündelquerschnitt gemittelte axiale Druck- und Enthalpieverlauf pro Rechenabschnitt bestimmt. Die Zustandsänderungen pro Abschnitt ergeben sich aus den iterativ zu lösenden Gleichungen:

$$\Delta p = - \left(\frac{M}{F} \right)^2 \cdot \frac{\Delta x}{g} \left(\frac{\lambda}{2 \cdot D_h} - \frac{1}{g} \frac{d g}{d x} \right) \quad (1)$$

und

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{M \cdot c_p} \cdot \sum_{i=1}^S \chi_i \quad (2)$$

Das 1. Glied in Gleichung (1) stellt den Reibungs-, das 2. Glied den Beschleunigungsdruckabfall dar.

- Der Globalrechnung folgt die Teilkanalrechnung. Sie kehrt Gleichung (1) um und berechnet für jeden Teilkanal den Massedurchsatz unter Beachtung der jeweiligen Teilkanalgeometrien (hydraulischer Durchmesser und Strömungsquerschnitt auf den Teilkanal bezogen) und unter den Voraussetzungen adiabater Aufheizung und verschwindendem radialen Druckgradienten ($\partial p / \partial r = 0$):

$$\dot{M}_i = f(\Delta p; \Delta t_i^a) \quad (3)$$

$$\Delta t_i^a = f(\dot{M}_i; \gamma_i) \quad (4)$$

Dabei sind als Randbedingungen die Masse- und Energiebilanzen einzuhalten:

$$\dot{M} = \sum_{i=1}^K \dot{M}_i \quad ; \quad \dot{M} c_p \Delta t = \sum_{i=1}^K \dot{M}_i c_p \Delta t_i^a \quad ; \quad \sum_{i=1}^K \chi_i = \sum_{i=1}^K \gamma_i \quad (5)$$

- Die berechneten adiabaten Temperaturen im Bündelquerschnitt werden durch Masse- und Energieaustauschvorgänge infolge Kühlmittelquervermischung und Wärmeleitung abgebaut. Dies wird programmtechnisch nach Berechnung der adiabaten Teilkanaltemperaturen für jeden axialen Rechenabschnitt berücksichtigt. Die Energiebilanz z.B. für einen mit 3 Kanälen (j, k, l) verbundenen Teilkanal i (Abb.6) lautet dabei:

$$\gamma_i \cdot \Delta x - Q_{ij} - Q_{ik} - Q_{il} - \dot{M}_i \cdot \Delta \bar{H}_i = 0 \quad (6)$$

wobei

$$Q_{ij} = \mu_{ij} \cdot \dot{M}_i \cdot \Delta x (\bar{H}_i - \bar{H}_j) + \lambda_{ij} (\bar{T}_i - \bar{T}_j) \cdot \frac{s_{ij}}{\Delta y_{ij}} \cdot \Delta x \quad (7)$$

Das erste Glied der Gleichung (7) enthält den durch Quervermischung hervorgerufenen, das zweite Glied den durch Wärmeleitung bewirkten Wärmetransport von Kanal i nach

Kanal j. Die Mischrate μ umfaßt hierbei alle den Vermischungsvorgang bestimmenden Einzelphänomene [4,5], wie z.B. erhöhte Turbulenzen der Strömung durch besondere Kanaleinbauten oder gerichtete Strömungseffekte durch wendelförmige Abstandshalter.

Zur Lösung der Gleichung (1) ist die Kenntnis des Druckverlustbeiwertes λ , zur Lösung der Gleichung (7) die Kenntnis der Mischrate μ notwendig. Beide Kennwerte können z.Z. allein experimentell bestimmt werden. Diese Untersuchungen sind Hauptteil der vorliegenden Arbeit. Sie werden durchgeführt für:

- turbulente Strömungen
- glatte Oberflächen
- komplexe Geometrien (endliche Stabbündel; hexagonale Stabanordnung)
- Stabbündel mit wendelförmigen Abstandshaltern (Wendeldrähte, Wendelrippen mit variablen Steigungshöhen).

Das Ziel dieser Arbeit wird in drei Schritten erreicht:

1. Analyse der wichtigsten publizierten Arbeiten, welche Probleme der Kühlmittelquervermischung und des Druckverlustes in Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern behandeln;
2. Beschreibung der durchgeführten experimentellen Untersuchungen zur Erfassung der Größe der Kühlmittelquervermischung und des Druckverlustbeiwertes sowie Vergleich der Ergebnisse mit verfügbaren Angaben aus der Literatur;
3. Anwendung der Ergebnisse auf die Auswahl eines Abstandshalters für die Brennelemente eines Schnellen Reaktors nach thermo- und fluiddynamischen Gesichtspunkten. Dabei werden die Kühlmitteltemperatur-Profile über den Bündelquerschnitt und die axialen Druckverluste für

gleiche Wärmeleistungen der miteinander zu vergleichenden Brennelementkonzepte berechnet. Diese Betrachtungen werden ohne und mit Leistungsgradienten über den Bündelquerschnitt für folgende Voraussetzungen durchgeführt:

- gleiche mittlere Kühlmittel-Ein- und Austrittstemperaturen
- gleiche maximale Kühlmittel- oder Wandungstemperaturen im Brennelementquerschnitt
- gleicher Druckabfall bei gleicher mittlerer Kühlmittel-eintrittstemperatur
- gleicher Druckabfall bei gleicher maximaler Kühlmittelaustrittstemperatur.

2. Literaturübersicht

2.1 Kühlmittelquervermischung in Bündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern.

Einleitung

Die Erforschung der Kühlmittelquervermischung in Bündelgeometrien hat mit dem steigenden Einsatz nuklearer Energieerzeugern an Bedeutung gewonnen. Diese Stellen "Systeme mit aufgeprägter Leistung" [4] dar. Wird hierbei die angebotene Leistung bei falscher Auslegung nicht abgeführt, so ergeben sich Übertemperaturen, welche im Hinblick auf den eng begrenzten Temperaturbereich für den Betrieb der Brennelemente zu Zerstörungen führen. Es muß daher die jeweils bestmögliche Auslegung angestrebt werden. Wird diese z.B. nach MISTRAL-II durchgeführt, so muß die Größe der Kühlmittelquervermischung gemäß Gleichung (7) bekannt sein.

Der Einfluß der Mischrate auf die Temperaturverteilung im Bündel soll am Beispiel berechneter Kühlmitteltemperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes mit der Geometrie jener des SNR-300 aufgezeigt werden. Die Betrachtungen wurden für die hier zur Diskussion gestellten Abstandshalter, nämlich 1 Wendeldraht, 3 und 6 Wendelrippen pro Stab, durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abb. 3 und Abb. 4 wiedergegeben für konstante und nicht konstante Belastung aller Stäbe im Bündelquerschnitt. Eingetragen sind die berechneten mittleren Kühlkanaltemperaturen für folgende Fälle:

- ohne Berücksichtigung von Temperaturlausgleichsprozessen zwischen einzelnen Teilkanälen im Bündel, d.h. ohne Berücksichtigung von Wärmeleitung und Quervermischung
- mit Berücksichtigung von Wärmeleitung und ohne Berücksichtigung der Quervermischung
- mit Berücksichtigung von Wärmeleitung und Quervermischung.

Das wesentlichste Ergebnis dieser Berechnungen, welches hier festgehalten werden soll ist:

Für die Ermittlung der Kühlmittel-Temperaturen im Bündelquerschnitt ist die Kühlmittelquervermischung zu berücksichtigen. Ihre Größe beeinflusst die Kühlmitteltemperaturverteilung wesentlich. Sie trägt zur Homogenisierung der Teilkanaltemperaturen bei, in dem sie Temperaturunterschiede zwischen benachbarten Kanälen vermindert und im Schief-lastfall die maximalen Kühlmitteltemperaturen im Wandbereich des Bündels reduziert. Sie wirkt sich bei drahtförmigen Abstandshaltern mehr aus als bei rippenförmigen Abstandshaltern.

Zusammenstellung der Literatur

Die vorliegenden Untersuchungen befassen sich mit Mischungsvorgängen in Bündeln mit dreieckiger Stabanordnung und wendelförmigen Abstandshaltern. Als Abstandshalter werden Wendeldrähte und Wendelrippen betrachtet, die im Bündel so angeordnet sind, daß jeder Stab gleichsinnig mit Abstandshaltern versehen oder bewickelt ist. Die Literaturübersicht selbst betrifft bekannt gewordene Untersuchungen an Bündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern beliebiger Anordnung. Die wichtigsten Arbeiten sind in Tab. 1 zusammengefaßt. Sie enthält neben den Angaben zur Geometrie der Teststrecken die kennzeichnenden Versuchsbedingungen und -ergebnisse. Diese Arbeiten sollen hier zunächst kurz diskutiert werden, sodann soll über Versuche zur allgemeineren Deutung der jeweils vorliegenden Ergebnisse berichtet werden.

Shimazaki und Freede [7] berichten 1956 über Ergebnisse aus hydraulischen Untersuchungen an einem 7-Stabbündel in einem runden Kühlmittelführungsrohr. Die den Zentralstab umgebenden 6 Stäbe waren mit Wendeldrähten umwickelt; jeweils zwei benachbarte Stäbe in gegenläufiger Wicklungsrichtung. Die Versuche wurden bei $Re = 24\ 000$ in Wasser durchgeführt, wobei die Mischungsvorgänge mit Hilfe von in Teilkanäle injizierte Tracerlösungen studiert wurden. Die Veränderung der Konzentration des Tracers in Strömungsrichtung wurde zur Bestimmung der Quervermischung verwendet. Der Mischungsbeiwert wurde definiert als der Anteil des durch Quervermischung innerhalb einer Abstandshaltersteigung zwischen innerem und äußerem Teilkanal ausgetauschten Kühlmittels bezogen auf den Massedurchsatz des inneren Kanals. Die Ergebnisse zeigen, daß bei der vorliegenden Abstandshalteranordnung eine Rotationsströmung um jeden der äußeren Stäbe existiert. Aus den angegebenen Werten läßt sich eine Mischrates von etwa $3,5\%/cm$

bezogen auf einen Austauschquerschnitt für die Innenkanäle ermitteln. Bezieht man die Angaben auf den Strömungskanal, d.h. auf 3 Austauschquerschnitte, so beträgt die Mischrate also 10,5%/cm pro Kanal. Es wurde die Vermutung geäußert, daß die Größe der Quervermischung mit abnehmender Steigung der Abstandshalter zunimmt.

Collins und France [8] untersuchten Mischprobleme mit einem 19-Stabbündel im runden Führungsrohr. Durch Einbau von 12 Halbstäben in die Randzone des Bündels wurde eine unendliche Stabanordnung simuliert. Die Versuche wurden in einer Luftströmung mit gasförmigem Tracer durchgeführt. Pro Stab ($D = 88,9 \text{ mm!}$) waren auf einer Länge von 285 mm 6 Rippen aufgebracht. Aus den Konzentrationsmessungen ergab sich, daß 44% eines Kanaldurchsatzes innerhalb des mit Rippen versehenen Bündelteils ausgetauscht wurden. Im Vergleich zum glatten Bündelteil wurden im berippten Abschnitt 2,6 mal größere Austauschkoefiziente gemessen. Vom durch die Rippen abgedeckten Teil der Strömung wurden 90% ausgetauscht. Für die Größe der Quervermischung des mit 6-Rippen bestückten Bündelteils ergibt sich danach $\mu = 1,57\%/cm$ pro Kanal.

Howieson und Mc. Pherson [9] beschreiben die Mischversuche für CANDU-Brennelemente am 19-Stabbündel im runden Rohr in Wasserströmung, wobei Experimente mit der Temperaturmeßmethode und nach der Tracermethode durchgeführt wurden. Die Temperaturmethode bestand hierbei aus der Einspeisung von Heißwasser in die inneren 6 Teilkanäle, wobei gleichzeitig alle anderen Bündelteilkanäle von Kaltwasser durchströmt wurden. Die axiale Veränderung der Temperaturverteilung im Bündelquerschnitt ist ein Maß für die Quervermischung. Es wurden verschiedene Abstandshalteranordnungen ($1 \times 0 \times 12$, $0 \times 6 \times 6$)^{x)} und mit einer Anordnung ($0 \times 6 \times 6$) 2 verschiedene Steigungshöhen untersucht. Die Wicklungsrichtung der Ab-

^{x)} ($1 \times 0 \times 12$) bedeutet, daß der Zentralstab und die 12 Stäbe der äußersten Stabreihe mit Abstandshaltern versehen waren.

standshalter benachbarter Stäbe war gegenläufig. Trotz vieler offener Probleme in der Meßwerterfassung zeigen die Ergebnisse zunächst, daß diese durch die beiden Versuchsmethoden nur unwesentlich beeinflusst werden. Darüberhinaus ergab sich, daß bei Verdoppelung der Steigungshöhe sich auch eine fast doppelt so große Quervermischung ergibt, daß die Mischrate durch die Abstandshalteranordnung wesentlich beeinflusst wird (Mischrate $(0x6x6) > (0x1x12)$), und daß durch Einbauten in Unterkanäle die Mischrate beeinflusst werden kann, insbesondere, wenn diese Einbauten nicht gleichzeitig in einer Ebene liegen.

Bishop und Mitarbeiter [10a,10b] berichten über Mischversuche am 19-Stabbündel im hexagonalen Kasten. Die wendelförmigen Abstandshalter waren in den Anordnungen $(1x0x6; 0x6x6; 1x0x12)$ gleichsinnig mit einer Wendelsteigung von 381 mm aufgewickelt. Die Versuche wurden bei 3 Reynoldszahlen mit Wasser und LiNO_3 als Tracer durchgeführt. Das Bündel wurde mit und ohne Abstandshalter untersucht. Es zeigte sich, daß die Mischraten der Bündel mit und ohne Abstandshalter $(0x6x6)$ sich wie 3.5 : 1 verhielten und die Anordnung $(0x6x6)$ gleichzeitig die höchste Quervermischung ergab. Sie lassen sich nach [10b] für diese Anordnung aus den angegebenen Daten errechnen und liegen für $24.000 < \text{Re} < 48.000$ zwischen $18,6\%/cm > \mu > 13,4\%/cm$.

Waters [11] machte Versuche im 7-Stabbündel im runden Führungsrohr. Die äußeren 6 Stäbe waren gegenläufig mit je 1 Drahtabstandhalter bewickelt. Die Versuche wurden in Wasser durchgeführt. Als Tracer wurde eine Salzlösung in die inneren Unterkanäle des Bündels gegeben. Die Mischungsbeiwerte wurden für verschiedene Abstützlängen der Stäbe im Bündel (Spiraldrahtsteigungen) bestimmt und es wurde festgestellt, daß mit abnehmender Spiraldrahtsteigung die

Quervermischung zunimmt. Bei gleicher Steigung der Spiraldrähte stimmen die Ergebnisse für die Innenkanäle gut mit den Daten nach [7] überein. Die Mischrate für eine Steigung von 254 mm beträgt hierbei auf 3 Austauschquerschnitte bezogen rund $\mu = 9.5 \text{ \%/cm}$.

Aranovitch und Reynen [12] untersuchten Mischungsbeiwerte in 19- und 7-Stabbündeln mit rundem Kühlmittelführungrohr. Im 19-Stabbündel waren die Stäbe teils hexagonal, teils quadratisch angeordnet; die Wendeldrahtwicklung war gegenläufig. Im 7-Stabbündel waren in den Randzonen Verdrängungskörper eingesetzt. Es wurde Farblösung in verschiedene Kanäle des wasserdurchströmten 19-Stabbündels eingegeben um visuelle Tests zu machen und Heißwasser um quantitative Resultate zu erhalten. Die Ergebnisse zeigten, daß die Mischvorgänge in Bündeln mit Drahtabstandshaltern gegenüber Bündeln ohne Abstandshaltern wesentlich verbessert wurden. Der Ort der Farb- oder Heißwasseraufgabe beeinflusste das Ergebnis derart, daß höhere Mischungsbeiwerte gemessen wurden, wenn in engere Kühlkanäle eingespritzt wurde und umgekehrt. Die peripheralen Wandkanäle zeigten die geringsten Mischraten. Die Ergebnisse des 7-Stabbündel-Versuchs zeigten eine wendelförmige Strömung um den nicht berippten Zentralstab. Eine quantitative Auswertung der gemessenen Temperaturen zur Bestimmung eines Mischungskoeffizienten wurde wegen der ungenügend langen Teststrecke nicht durchgeführt.

Bump [13] berichtet über Mischversuche an einem wasserdurchströmten hexagonal angeordneten 91-Stabbündel nach der Farbindikationsmethode für eine Re-Zahl von 72.000. Auf der Basis der Ergebnisse wird ausgeführt, daß Spiral-

drahtabstandshalter eine Homogenisierung der Kühlmitteltemperaturen in den Außenkanälen des Bündels bewirken, und daß sich dieser Effekt selbst nur über etwa 3 Stabreihen von der Kastenwand weg auswirkt.

Pekrul und Cassidy [14] untersuchten zunächst geeignete Versuchsmethoden zur Bestimmung von Mischungskoeffizienten. Die Untersuchungen wurden in Wasser mit einer Anordnung bestehend aus 2 halben Stäben (dual-channel) gemacht. Die Stäbe besaßen am halben Umfang je 6 Wendelrippen mit einer Spiralsteigung von 1220 mm. Die "Widerstandsmethode" basiert auf der Proportionalität von Elektrodenwiderstand und Tracerkonzentration im Kanal. Die "Korrelationsmethode" postuliert, daß der Korrelationsbeiwert proportional der Tracer-Konzentration ist und daß sich aus dem Vergleich zweier an verschiedenen axialen Positionen gemessenen Korrelationskoeffizienten die Größe des Mischungsbeiwertes ergibt. Die "Modell-Methode" beruht auf der Bestimmung der hydraulischen Widerstände an verschiedenen Orten des Systems (Druckfeld). Durch ein geeignetes Rechenverfahren auf der Grundlage der Netzwerktechnik lassen sich daraus die Mischraten bestimmen.

Die Widerstandsmethode war erfolgreich, zeigte jedoch die größte Streuung der Meßdaten (aufgrund von Loop-Sättigungseffekten und Variation der Tracer-Eingabe-Mengen). Weniger Streuung zeigte die Korrelationsmethode. Sie konnte jedoch nicht auf Mehrkanalströmungen angewendet werden und läßt eine geringere Datenausbeute erwarten. Die Modell-Methode erwies sich als untauglich, da die größte Querströmung in den ersten Strömungsabschnitten auftrat, welche nicht entsprechend instrumentiert waren.

Die wiedergegebenen Ergebnisse nach den "Widerstands-" und "Korrelations"-Meßmethoden weichen voneinander ab, zeigen aber, daß sich aus dem Mittelwert der Meßdaten die Größe der

Kühlmittelquervermischung zwischen den zwei benachbarten Kanälen zu etwa $\mu_{12} = 1\%/cm$ ergibt, auf einen Bündelkanal mit 3 Austauschkanälen bezogen also $\mu = 3\%/cm$.

Felten und Mitarbeiter [15] machten mit einem 10-Stabbündel aus 12-Rippenrohren ergänzende Messungen zu [14], um die Zentralkanäle unbeeinflusst von den Randkanälen zu halten (tricusp-channel/ Abb. s. Tab. 1).

Die Untersuchungen wurden wieder in Wasser und zwar nach der Widerstandsmethode durchgeführt. Bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit wie in [14], wurden höhere, mittlere Mischraten gemessen. Die Erklärung ergibt sich aus der geänderten Teststreckengeometrie und der Art der Datenauswertung. In den Versuchen, die in [14] berichtet werden, wurden zur Auswertung der Ergebnisse nur die Meßergebnisse aus jenem Strömungskanal benutzt, in den der Tracer nicht eingespritzt wurde (Empfänger), während in [15] nur Daten des eingespritzten Kanals (Sender) ausgewertet wurden. Die Ergebnisse der hier beschriebenen Versuche liegen daher um einen Faktor 2 höher, d.h. die Mischrate zwischen 2 benachbarten Unterkanälen des Bündels beträgt nach diesen Messungen rund $2\%/cm$ oder auf den Unterkanal bezogen $6\%/cm$. Es wurde festgestellt, daß der Einfluß der Re-Zahl auf die Kühlmittelquervermischung vernachlässigbar ist.

Nijsing und Mitarbeiter [16] untersuchten Mischprobleme in einem 4-Stabbündel im elliptischen Führungsrohr, welches zur Reduktion der Strömungsfläche in den Außenkanälen runde Füllkörper enthielt. Die Stäbe waren mit je 3 Wendelrippen zur gegenseitigen Abstützung und mit je 12 zwischen jeweils 2 Rippen liegenden, d.h. am Stabumfang 36 Rippen zur Verbesserung der Wärmeabfuhr versehen. Die Versuche wurden mit einem Tracer in Wasserströmung durchgeführt.

Es zeigte sich, dass nach 80 hydraulischen Durchmessern zwischen den beiden Zentralkanälen kaum Austauschvorgänge gemessen werden konnten, was durch Sekundärströmung erklärt wird. Die Anwesenheit der Rippen führte nicht zu einer periodischen Konzentrationsschwankung längs des Strömungskanals. Die Mischrate kann aus den angegebenen Messwerten für den Zentralkanal mit $0,62 - 0,78 \text{ \%/cm}$ ermittelt werden und ist unabhängig von der Re-Zahl.

Kjellström [17] benutzte axiale statische Druckverteilungsmessungen nach Zmyslowski und Mitarbeitern [18], um daraus Mischungsbeiwerte zu ermitteln. Der Mischfaktor wird dabei als das Verhältnis von "vorhandener Gesamtvermischung" zu "turbulentem Austausch" definiert, wobei die turbulente Austauschgrösse nach Nikuradse [19] aus Messungen im runden Rohr angenommen wurde. Die experimentellen Druckverteilungsmessungen wurden an einer 19-Stabbündelkonfiguration mit in gleichem Wicklungssinn angeordneten Abstandshaltern ($0,6 \times 0,6$) in Wasser durchgeführt. Der Autor kommt zum Schluss, dass zwar aufgrund der vorliegenden Messungen die Grösse der Quervermischung zu ermitteln ist, die Ergebnisse aber unbefriedigend seien. Die Ergebnisse liegen in der Grössenordnung jener nach [13]. Das Verhältnis von Gesamtvermischung zu turbulentem Austausch liegt bei $10 - 40$.

Quaiyum [20] baut auf den vorstehenden Untersuchungen [17] auf und leitet Mischungsbeiwerte aufgrund der axialen Druckverteilungsmessungen nach [18] auch für ein 19-Stabbündel mit Spiraldrahtanordnungen ($1 \times 6 \times 12$) ab, wobei jeder Stab jedoch mit 2 Drähten gleichsinnig bewickelt war (Draht-Draht-Abstützung). Auch hier wird die "vorhandene Gesamtvermischung" relativ zur "turbulenten Austauschgrösse" nach [19] bestimmt.

Aufgrund seiner Betrachtungen kommt der Autor zu folgendem Schluss:

Die Kühlmittelquervermischung für die Abstandhalteranordnung (0x6x6) ist wesentlich geringer als jene für das Bündel mit 2 Spiraldrähten pro Stab und der Anordnung (1x6x12). Die Anordnung der Abstandhalter im Bündel beeinflusst den Vermischungsvorgang wesentlich. Darüberhinaus wird in diesem Bündel ein kontinuierlicher Mischvorgang entlang des gesamten Strömungsweges aufgrund der Druckverteilungsmessungen beobachtet, da sich keine bemerkenswerten Änderungen des axialen Druckgradienten ergaben (im Gegensatz zu der (0x6x6)-Anordnung). Entwickelt man die Ergebnisse und berechnet aus den gemachten Angaben die auf die Längeneinheit bezogene Mischrate, so erhält man im betrachteten Bereich $3.91 \cdot 10^4 \leq Re \leq 12.5 \cdot 10^4$ einen auf einen Randkanal unter Beachtung von 3 Austauschquerschnitten bezogenen Mittelwert von etwa $\mu = 24 \text{ \%/cm}$.

Quaiyum untersuchte in [21] das oben beschriebene 19-Stab-bündel mit 2 Spiraldrähten pro Stab als Abstandhalter erneut in Wasser, wobei er Mischungsbeiwerte für 2 Re-Zahlen nach der Konzentrationsmethode ermittelte, um ergänzende Werte zur Stützung der Theorie nach [17] zu erhalten. Die Injektionsgeschwindigkeit des Tracers war 3 x grösser als die mittlere Wassergeschwindigkeit im Kanal. Das Ergebnis zeigt im Vergleich zu den Resultaten, die aus den Druckverteilungsmessungen ermittelt wurden, eine um rund 20 % höhere mittlere Quervermischung. Umgerechnet ergeben sich aus den ermittelten Daten Mischraten von $23.6 \leq \mu \leq 29,3 \text{ \%/cm}$ bezogen auf alle 3 Austauschquerschnitte des Kanals.

Baumann und Möller [22] untersuchten die Grösse der Kühlmittelquervermischung in 61-Stabbündeln mit 1 Wen-

deldraht sowie mit 3 und 6 Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter. Alle Stäbe waren gleichsinnig bewickelt. Die Versuche wurden in Luft für ein Stabteilungsverhältnis $P/D = 1.17$ nach der Beheizungs-methode durchgeführt. Aus den im Bündelaustrittsquerschnitt gemessenen radialen Kühlmitteltemperaturprofilen wurden die Größen der Quervermischung bestimmt. Diese betragen bei gleicher Abstüßlänge der Stäbe im Bündel ($l = 100$ mm):

Abstandhalter	H [mm]	Re	μ [%/cm]
1 Draht	100	$(1,5-10) \cdot 10^4$	15 - 23
3 Rippen	300	$(1,5-12) \cdot 10^4$	9 - 12
6 Rippen	600	$(1,5- 7) \cdot 10^4$	4 - 6

Es zeigte sich nur beim Spiraldrahtabstandhalter eine Re-Abhängigkeit der Mischrate.

Marian und Hines [23] untersuchten die Mischungsprobleme in einem 127-Stabbündel mit 1 Wendeldraht pro Stab als Abstandshalter in Wasser. Dabei wurde Heißwasser in die den Zentralstab umgebenden 6 Teilkanäle eingegeben und die Mischungsbeiwerte aus axialen Temperaturprofilmessungen bestimmt, wozu Thermoelemente in den den Injektionskanal umgebenden Rohren axial bewegt wurden. Die Ergebnisse zeigen eine gleichmäßige periodische Variation der axialen Temperatur. Dies kann durch die von den Wendeldrähten bewirkte Wendelströmung erklärt werden. Es zeigt sich darüberhinaus, daß diese Wendelströmung am Ort der Heißwasserinjektion am stärksten ausgeprägt ist und dann kontinuierlich mit der Entfernung vom Injektionspunkt abnimmt. Die aus dem axialen Temperaturgra-

dienten resultierende mittlere Mischrate für 3 Austauschquerschnitte wird von den Autoren mit $\mu = 9,55\%/cm$ angegeben. Der Einfluß der Re-Zahl wird aufgrund der Ergebnisse als vernachlässigbar bezeichnet.

Millhollen und Sutey [24] verglichen theoretisch berechnete und im Reaktor bei Na-Strömung am instrumentierten 37-Stabbündel experimentell ermittelte mittlere Kühlkanaltemperaturen miteinander, wobei die Stäbe des Bündels mit je 1 Spiraldrahtabstandshalter versehen waren. Die Übereinstimmung beider Ergebnisse ist gut, aber nicht zweifelsfrei, da experimentelle Daten nur über eine halbe Steigungshöhe der Abstandshalter registriert wurden. Die aus den angegebenen Daten zu ermittelnde Mischrate beträgt etwa $\mu = 4 \%/cm$.

Okamoto und Mitarbeiter [25] untersuchten die Kühlmittelquervermischung in einem 91-Stabbündel mit gitter- und wendelförmigen Abstandshaltern in einer Wasserströmung bei Reynoldszahlen zwischen $4 \cdot 10^3$ und $2 \cdot 10^4$. Als Tracer wurde Kaliumjodid verwendet. Die Konzentrationsverteilung des Tracers wurde am Ende des Bündels über dessen Querschnitt gemessen und es zeigte sich, daß diese symmetrisch um den Injektionskanal verteilt war. In den Rand- und Wandbereichen des Bündels konnten keine Tracerkonzentrationen mehr gemessen werden. Die Ergebnisse zeigen, daß Wendeldrähte bei $Re = 2 \cdot 10^4$ einen rund 2,5 mal größere Quervermischung aufweisen als die verwendeten gitterförmigen Abstandshalter. Die Größe der Mischrate wurde aus den angegebenen Daten ermittelt und beträgt im Mittel etwa $\mu = 15\%/cm$ und ist weitgehend unabhängig von Re.

Leduc und Mitarbeiter [26] berichten über Kühlmittelquervermischungsversuche am 3- und 7-Stabbündel mit einem gleichsinnig pro Stab aufgewickelten Wendeldraht in einer Wasserströmung. Das 3-Stabbündel war in einem, eine unendlich ausgedehnte Stabanordnung simulierenden Führungsrohr eingebaut. Gemessen wurde die Temperaturverteilung nach einer Steigungshöhe in den Teilkanälen bei Heißwasseraufgabe im zentralen Kühlkanal. Es wurde festgestellt, daß nach 1 Abstützlänge 80% der ursprünglich vorhandenen Temperaturdifferenz zwischen Injektions- und Umgebungskanälen abgebaut wurde und daß rund 10 bis 12 benachbarte, um den Injektionskanal liegende Unterkanäle von dem Vermischungsvorgang betroffen wurden. Die Versuche am 3-Stabbündel waren unbefriedigend und man benutzte ein 7-Stabbündel im hexagonalen Führungsrohr. Hier wurde dem innerhalb einer Spiralsteigung stattfindenden Vermischungsvorgang erhöhte Aufmerksamkeit gewidmet.

Die vorstehend genannten Untersuchungen am 7-Stabbündel wurden von Skok [27] durchgeführt. Es wurden insgesamt 5 Bündel vermessen, wobei für ein $P/D = 1.14$ die Spiraldrahtsteigungen $H = 300, 450$ und 600 mm betrug; und für $H = 450$ mm zusätzlich zwei weitere P/D -Verhältnisse, nämlich $P/D = 1.355$ und 1.065 untersucht wurden. Das 7-Stabbündel simulierte ein Brüter-Brennelement im Maßstab $3 : 1$. Die Re-Zahlen lagen zwischen $25.000 < Re < 55.000$. Heißwasser wurde als Tracer verwendet, das in verschiedene Unterkanäle aufgegeben wurde. Die Aufgabevorrichtung konnte axial innerhalb einer Wendelsteigung verschoben werden, so daß verschiedene Entfernungen zur Meßebeene realisiert werden konnten. Die wichtigsten Ergebnisse dieser Untersuchung sind: Die Wendelsteigung bestimmt die Größe der Vermischung wesentlich, mit zunehmender Steigung nimmt der Mischungsbeiwert ab. Er ist weitgehend unabhängig von der Reynolds-

Zahl. Die Übertemperaturen werden im Zentral- und Wandkanal innerhalb einer Abstützlänge gleichmäßig abgebaut. Es wurde eine eindeutige Wendelströmung im Bereich der hexagonalen Kastenwand festgestellt. Mit größer werdendem P/D-Verhältnis durchläuft die Mischrate ein Maximum, welches etwa bei $P/D = 1.142$ liegt. Es wurde eine Pulsationsströmung zwischen den Abstützlängen beobachtet und der Temperaturabbau zwischen den Unterkanälen war innerhalb der Steigungshöhe bei verschiedenen Steigungen unterschiedlich rasch. Berechnet man aus den angegebenen axialen Temperaturverläufen die Mischraten, so liegen diese für $P/D = 1.142$ etwa zwischen $16 > \mu > 8$ %/cm für $300 < H < 600$ mm und bei $H = 450$ mm etwa zwischen $4 - 8$ %/cm für die untersuchten P/D-Verhältnisse.

Ginsberg [28] berichtet über Ergebnisse von Reihman und Hildner [29] aus Versuchen an einem 217-Stabbündel mit Wendeldrähten als Abstandshalter ($P/D = 1.12$; $D = 6,35$ mm; $H = 305$ mm). Dabei wurden Mischraten bis zu $8,6$ %/cm pro Austauschquerschnitt gemessen, was auf den Kanal bezogen, $\mu = 25,8$ %/cm ergibt.

Fontana und Mitautoren [30] berichten über Messungen der Kühlmitteltemperaturprofile an einem 19-Stabbündel ($P/D = 1.242$; $D = 5.85$ mm) in einem runden Kühlmittelführungsrohr, dessen Strömungskanäle im Wandbereich Halbstäbe zur Simulation eines unendlich ausgedehnten Bündels aufwiesen. Der Zentralstab des Bündels wurde beheizt und mit Thermoelementen, die in verschiedenen axialen Positionen im Innern der Wendeldrähte montiert waren, wurden Temperaturen gemessen, die als die Kühlmitteltemperaturen angenommen wurden. Die Untersuchungen wurden in strömendem Natrium durchgeführt. Die gemessenen Temperaturen wurden theoretisch durch Anpassung und Variation von Austauschgrößen mit Hilfe des

ORRIBLE - Codes [31] nachgerechnet. Es wurde eine weitgehend lineare axiale Aufheizung mit nur geringfügigen auf die Wendeldrahtabstandshalter zurückzuführenden axialen Temperaturschwankungen festgestellt, was durch die Beheizungs-methode erklärt werden kann.

Cushman [32] beschreibt die Ermittlung der Quervermischung aus In-Core-Messungen von Temperaturen an einem EBR-II-Brennelement aus 19 Stäben mit Spiraldrahtabstandshaltern im hexagonalen Kasten. Aufgrund von Rechnungen aus 500 mm hinter der beheizten Zone gemessenen Unterkanaltemperaturen ermittelt er eine Mischrate von 8,1 %/cm pro Austauschquerschnitt für das Bündel mit $P/D = 1.115$, $D = 9.06$ mm und $H = 152$ mm, was auf den Unterkanal bezogen 24.3 %/cm ergibt. Trotz der an diese "Rückrechnung" zu stellenden Zweifel kommt Cushman zu der Aussage, daß im 19-Stabbündel bei den vorhandenen zwei unbeheizten Eckstäben die Größe der Kühlmittelquervermischung keinen wesentlichen Anteil auf die Kühlmitteltemperaturverteilung innerhalb der beheizten Zone dieses Bestrahlungsexperimentes besitzt ($L_{beh} = 340$ mm) und schließt daraus, daß bei 91 bis 217-Stabbündeln die Größe der Quervermischung sich nicht mehr auf die Temperaturverteilung im zentralen Bündelbereich auswirken kann. Temperaturmessungen von in den Spiraldrahtabstandshaltern eingebetteten Thermo-elementen konnten von Cushman im Gegensatz zu [30] nicht zur Bestimmung der Kühlmittelquervermischung benutzt werden, obwohl sie innerhalb der beheizten Zone lagen.

Collingham und Mitautoren [33] beschreiben sehr ausführlich Mischungsexperimente an einem 217-Stabbündel im Originalmaßstab ($P/D = 1.245$; $D = 5.85$ mm; $H = 302$ mm). Alle Stäbe waren gleichsinnig mit Spiraldrahtabstandshaltern umwickelt. Der Versuch wurde in Wasser durchgeführt. In verschiedene Unterkanäle wurde NaNO_3 injiziert und die Konzen-

trationsverteilung strömungsabwärts im Bündelquerschnitt gemessen. Die Autoren kommen zu folgenden Schlußfolgerungen aus diesem Experiment:

- Die Kühlmittelquervermischung genügt nicht, um über den gesamten Querschnitt eines 217-Stabbündels eine Homogenisierung der Kühlmitteltemperaturen zu erreichen. Sie trägt selbst unter Beachtung einer richtungsabhängigen Strömung in der Kastenwandzone nicht dazu bei, die Temperaturgradienten zwischen den gegenüberliegenden Wänden des Elementkastens zu reduzieren.
- Der Vermischungsvorgang ist hauptsächlich im Wandbereich richtungsabhängig. Der Richtungssinn der peripheralen Kühlmittelströmung entlang der Wand entspricht etwa der doppelten Steigungshöhe.
- Der Unterschied der Mischraten im zentralen und äußeren Bündelbereich ist unbedeutend.
- Die gemessenen Konzentrationen in den dem Injektionskanal benachbarten Kühlkanälen sind homogen über den Bündelquerschnitt verteilt. Die Verteilung folgt einer Gauß'schen Kurve, die eingegebene Salzlösung konnte 900 mm hinter der Injektionsstelle auf einem Radius, der 5 Unterkanäle einschloß, vollständig wiedergefunden werden. Die Gauß'sche Verteilung der Konzentrationslösung im Bündelquerschnitt gilt nicht im Bereich der 1. Steigungshöhe.
- Die Außenwand-Drallströmung reicht nach 900 mm Strömungslänge nur über $1/12$ des Kastenumfanges und ist damit unwirksam auf die über $1/2$ des Umfanges auftretenden Temperaturgradienten.

- Die Quervermischung im Bündel ist symmetrisch entlang der Strömung. Daher sind symmetrische Modelle für Auslegungs- und Interpretationszwecke anwendbar. Die aufgrund der Spiraldrähte vorhandene Drift der Salzlösung unmittelbar nach der Injektion ist 900 mm hinter der Injektionsstelle ausgeglichen.
- Die Größe der Quervermischung ist im Bereich $10.000 < Re < 30.000$ unabhängig von Re .
- Die gemessene Mischrate der inneren Kanäle betrug zwischen 8 und 10 %/cm auf alle 3 Austauschquerschnitte bezogen.

Demargne und Lecocq [34] untersuchten die Kühlmittelquervermischung an einem 37-Stabbündel mit 1 Spiraldrahtabstandshalter pro Stab ($P/D = 1.14$; $D = 14$ mm; $H = 380$ mm). Die Untersuchungen wurden in strömendem Natrium bei $1900 < Re < 36000$ durchgeführt, wobei einzelne Stäbe in bestimmten Bündelpositionen beheizt werden konnten. Mit Hilfe von in nicht beheizbaren Stäben eingebauten Thermoelementen wurden die "Kanaltemperaturen" bestimmt. Die Ergebnisse werden von den Autoren selbst nur für Beheizung des Zentralstabes als gut bezeichnet. Die gemessenen Vermischungsbeiwerte zeigen ein Minimum bei $Re \approx 10000$ und ergeben auf den Gesamtkanal bezogen Mischraten zwischen 12 und 24 %/cm.

Diskussion der Literaturübersicht

Die zusammenfassende Darstellung der Literatur wurde allgemein für Bündel mit wendelförmigen Abstandshaltern gemacht. Soweit möglich wurde versucht, aus den angegebenen Messwerten die Grösse der Kühlmittelquervermischung abzuleiten, sofern diese aus den Angaben nicht schon selbst in der hier bevorzugten Definition [%/cm] zu entnehmen war. Ein Vergleich der so erhaltenen Mischraten führte zu keiner quantifizierbaren Aussage, weil die Systematik bei diesen Untersuchungen bisher fehlt, die Ergebnisse i.a. nur mit den für den speziellen Anwendungsfall vorgesehenen Bündelgeometrien erzielt wurden und die Auswerte- und Versuchsmethoden sich stark voneinander unterscheiden. Dies wurde teilweise auch in früheren Literaturstudien von Coates [35], Moyer [36] und in den Beiträgen von Todreas und Mitautoren [4, 5, 37, 38, 39] berichtet. Eine allgemeingültige Darstellung der bekannt gewordenen Ergebnisse ist bisher nicht gelungen. Sie scheint bis zum Vorliegen systematischer Experimente nur hypothetisch vorhersagbar.

Gründe für die Divergenz der Versuchsergebnisse liegen

- in den unterschiedlichen Geometrien der Versuchsstrecken. Diese sind in Tabelle 1 wiedergegeben und zeigen, dass Versuche mit Bündeln unterschiedlicher Stabzahlen, Stabdurchmessern und Stabteilungen in verschiedenen Führungsrohrgeometrien mit und ohne Wandkanaleinbauten durchgeführt wurden.
- in den unterschiedlichen Abstandshalter-Anordnungen, die sich durch die Anzahl der Abstandshalter pro Stab, durch den Wicklungssinn, durch Bündel-Kombinationen von Stäben mit und ohne Abstandshalter voneinander unterscheiden.
- in den unterschiedlichen Versuchsbedingungen, worunter die benutzten Kühlmedien (Luft, Wasser, Flüssigmetall) und die

daraus resultierenden Forderungen im Hinblick auf die Beachtung von Wärmeleitungseffekten in den Stab- und Kastenwandungen, die Art der Messmethodik (Temperatur-, Konzentration-, Rauschanalyse), den Ort der Tracer-Aufgabe und -Entnahme (punktweise oder entlang des gesamten Strömungsweges) und die hydrodynamischen Randbedingungen (Einlauf- und Sekundärströmungseffekte, Bündellängen und axiale Messortlage) zu verstehen sind.

- in den verschiedenen Auswertemethoden. Hierfür werden allgemein Rechenprogramme zur Unterkanalanalyse benutzt, die sich voneinander wesentlich durch die verschiedenen Ansätze zur Berücksichtigung der Austauschprozesse zwischen benachbarten Unterkanälen unterscheiden. Da diesen Ansätzen verschiedene physikalische Modelle zugrunde liegen, welche die Beiträge von Einzelvorgängen im Kühlkanal getrennt oder global zusammengefasst wiedergeben, unterscheiden sich die Messergebnisse verschiedener Autoren umso mehr voneinander, je weniger sich die den Austauschprozess bestimmenden Einzelvorgänge grössenmässig voneinander abheben. Hierbei muss erwähnt werden, dass allein bei der Bestimmung des turbulenten Austausches in Einkanal-Strömungen (!) nach [40] und [41] bereits Unterschiede in den experimentellen Ergebnissen verschiedener Autoren um den Faktor 10 bestehen.

Auf der Basis dieser Literaturübersicht ergibt sich also keine allgemeingültige Darstellung aller Versuchsergebnisse. Die Gründe hierfür wurden genannt.

Zur Erfüllung der hier gestellten Aufgabe, nämlich die Optimierung eines wendelförmigen Abstandshalters nach thermo- und fluiddynamischen Gesichtspunkten für das Brennelement eines Schnellen Reaktors, wurden daher die Ergebnisse aus jenen Untersuchungen von Vermischungskoeffizienten aus der allgemeinen Literaturübersicht herausgestellt, welche mit endlichen

Bündelgeometrien bei hexagonaler Anordnung der mit je einem Spiraldrahtabstandshalter versehenen Stäbe gewonnen wurden. (Tabelle 2). Es wurde versucht, die Allgemeingültigkeit dieser Ergebnisse ähnlich darzustellen, wie diese für Druckabfallbeiwerte aufgrund von Ergebnissen nach Rehme [42] von Hoffmann und Mitarbeitern [43] durchgeführt wurde (Abb. 5a). Da nach Nikuradse [19] für das glatte runde Rohr eine Proportionalität zwischen der turbulenten Austauschgrösse ε und dem Reibungsbeiwert λ_0 nach der Gleichung

$$\varepsilon = \frac{\eta}{3} \cdot \frac{Re}{20} \cdot \sqrt{\frac{\lambda_0}{2}} \quad (8)$$

besteht, muss angenommen werden, dass auch für Bündel mit wendelförmigen Abstandshaltern die Grösse der Quervermischung μ eine Funktion des Druckverlustbeiwertes λ ist. Mit $\mu \sim \sqrt{\lambda}$ müssten sich die Vermischungskoeffizienten also ähnlich wie die λ -Werte nach Abb. 5a darstellen lassen.

Hierzu ist kritisch zu bemerken:

- Die Ergebnisse nach [32] sind wegen der Nichtbrauchbarkeit der Temperaturmesswerte im beheizten Bündelbereich zu eliminieren. Die Rückrechnung der Vermischungskoeffizienten aus Messungen von Unterkanaltemperaturen 500 mm nach der beheizten Zone bleibt zweifelhaft.
- Die Messungen nach [29] wurden in [28] ohne nähere Angaben zur Versuchs- und Messtechnik angegeben. Daher werden auch diese Ergebnisse hier zunächst in Frage gestellt.
- Die Ergebnisse nach [23] zeigen, dass der wendelförmige Abstandshalter einen etwa 3 mal kleineren Vermischungskoeffizienten ergibt als der vermessene gitterförmige Abstandshalter. Das kann nur auf eine unsichere Auswertung der Ergebnisse zurückzuführen sein. Da es sich um die Untersuchung an einem 1:1 Modell handelte, die Versuche selbst in Wasser durchgeführt wurden, zum Stabaufbau (Voll-Stäbe, Stahl-Stäbe, Wandstärke?) keine Angaben gemacht werden, ist anzunehmen,

dass die Autoren den Wärmeleitungseffekt in den Rohrwandungen, welcher bei Strömungsmedien mit kleinen Wärmeleitahlen zu beachten ist, unberücksichtigt liessen. Daraus wäre ihre Schlussfolgerung zu verstehen. Die Ergebnisse wurden daher hier nicht zum Vergleich herangezogen.

Unter Eliminierung der Ergebnisse nach [23], [29] und [32] sind damit nur Ergebnisse weniger Autoren für den Vergleich verfügbar. Diese sind in Abb. 5b eingetragen. Der Darstellung ist danach nur noch qualitativ zu entnehmen, dass mit zunehmender Wendelsteigung (zunehmendes H/D) die Vermischungskoeffizienten abnehmen, was in den Versuchen am 7-Stabbündel nach [11] und [27] auch nachgewiesen worden war. Der Einfluss des P/D -Verhältnisses ist diesen Angaben nicht zu entnehmen. Die Ergebnisse am 7-Stabbündel nach [27] hierzu sind nicht eindeutig, da diese den bei den benutzten Versuchsbündeln sehr stark dominierenden Wendelströmungseffekt im Kastenwandbereich einschliessen und die Messungen nur im Bereich einer Abstützlänge gemacht wurden.

Zum Vergleich ergeben sich damit nur Ergebnisse aus Untersuchungen an Bündelgeometrien, deren Stabdurchmesser maximal um $\pm 10\%$ voneinander abweichen, was nach [44] die Problematik der Vergleichbarkeit von Ergebnissen aus Untersuchungen mit Bündeln verschiedener Stabdurchmesser mindert. Der Einfluss des Kühlmediums bleibt dabei zunächst ausser Acht.

Schlussfolgerungen

Die Literaturübersicht und die Diskussion der Ergebnisse zeigt, dass von den experimentellen Ergebnissen aus Untersuchungen an genügend grossen Bündelgeometrien für die Optimierungsrechnungen nur wenig brauchbar erscheinen. Da die zu betrachtende Bündelgeometrie einen P/D -Bereich aufweist, für den bisher keine Vermischungskennwerte existieren, müssen diese an repräsentativen Bündelausschnitten experimentell bestimmt werden.

Das zu erreichende Ziel wird dabei so angestrebt:

- 1) Es werden die in einem Modellelement bei Beheizung eines Stabes sich ergebenden Temperaturen über den Bündelquerschnitt am Kühlmittelaustritt gemessen. Mit Hilfe eines vorhandenen thermo- und fluiddynamischen Rechenprogrammes zur Bündelauslegung werden die gemessenen Temperaturen nachgerechnet, die Mischraten dabei so lange variiert, bis die errechneten und gemessenen Größen übereinstimmen. Die Länge des beheizbaren Stabes soll der aktiven Kernhöhe entsprechen.
- 2) Die ermittelten Mischraten werden mit Hilfe des gleichen Rechenprogrammes zur Unterkanalanalyse auf die Berechnung von Teilkanaltemperaturen bei zusätzlicher Wärmefreisetzung von Stäben in Wandpositionen des Bündels angewendet (extreme Schiefplast), um die Gültigkeit des Vermischungsmodells in diesem Bereich nachzuweisen.
- 3) Die errechneten Teilkanaltemperaturen nach 2) werden durch Experimente mit den gleichen Geometrien und Betriebsbedingungen, wie sie für die Auslegungsrechnungen angenommen wurden, experimentell überprüft und damit die Vertrauenswürdigkeit für das Programm zur Durchführung der Unterkanalanalyse und schließlich der Optimierungrechnungen gestützt.

2.2 Druckverlustbeiwerte für Bündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern

Einleitung

Bei der Auslegung der Kernelemente im Hinblick auf wirtschaftliche und sichere Leistungsabfuhr spielt der Druckverlust im Element eine entscheidende Rolle, da er den weitaus größten Anteil des im gesamten Kühlkreislauf auftretenden Druckabfalles darstellt. Er setzt sich bei inkompressiblen Fluiden hauptsächlich zusammen aus den Reibungsverlusten des Kühlkanals (Stäbe und Kasten) und den Stoßverlusten von Kanaleinbauten (gitterförmige Abstandshalter). Bei kompressiblen Medien muß zusätzlich der Beschleunigungsdruckabfall beachtet werden. Im Gegensatz zu gitterförmigen lassen sich bei wendelförmigen Abstandshaltern Reibungs- und Stoßverluste nicht mehr separieren; der anteilige Stoßverlust ist daher im Druckverlustbeiwert λ enthalten. Merkliche Stoßverluste treten hierbei ohnehin nur bei sehr kleinen Spiralsteigungen auf, die für den Reaktoreinsatz jedoch nicht zur Diskussion stehen.

Der Druckverlustbeiwert muß mit hoher Genauigkeit bekannt sein, da er die Massendurchsätze in den unterschiedlich belasteten Kernelementen bestimmt, welche durch Drosseleinrichtungen im Kernelementeinlaß so eingeregelt werden, daß sich möglichst gleiche mittlere Kühlmittelaustrittstemperaturen in allen parallel durchströmten Kernelementen eines Reaktors ergeben.

Zusammenstellung der Literatur

Ergebnisse aus Untersuchungen der Druckverlustbeiwerte an Bündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern wurden von Rehme [42] zusammengefaßt und durch umfangreiche eigene Experimente ergänzt. Rehme untersuchte "systematisch die Abhängigkeit des

Druckverlustes von der geometrischen Anordnung für längsdurchströmte Stabbündel mit Spiraldrahtabstandshaltern". Die Stäbe waren hexagonal angeordnet. In den Experimenten wurden variiert, die Spiralsteigungen, die Stabzahlen und die Stabmitten-Stabdurchmesser-Verhältnisse (P/D). Die Versuche wurden in Wasser durchgeführt, die Stabdurchmesser betragen 12 mm. Das Meßverfahren wurde so gewählt, daß sich die zur Bestimmung der Verlustbeiwerte benötigten Druckabfälle aus den Differenzmessungen zweier verschieden langer Stabbündel ergaben. Sämtliche Meßdaten konnten von Rehme durch eine einzige Beziehung wiedergegeben werden. Dazu mußte eine modifizierte Geschwindigkeit eingeführt werden, in welche geometrische Bündeldata eingehen. Die charakteristischen Gleichungen, die sich aus der Vermessung von insgesamt 74 verschiedenen Bündelgeometrien ergaben lauten:

$$\lambda' = 0,1317 \cdot Re'^{(-0,17)} \quad (9)$$

Die modifizierte Re-Zahl wird mit der modifizierten Geschwindigkeit $w' = w \cdot F$ gebildet und lautet $Re' = w' \cdot D_h / \nu$. Der hydraulische Durchmesser wird auf den benetzten Umfang und die Strömungsfläche des gesamten Bündels, unter Berücksichtigung der Abstandshalter und des Kastens bezogen.

Der modifizierte Druckverlustbeiwert berechnet sich nach

$$\lambda' = \lambda \cdot \frac{1}{F} \cdot \frac{U_{ges}}{U_B} \quad (10)$$

Der Geometriefaktor F wurde empirisch gefunden und lautet:

$$F = \left(\frac{P}{D}\right)^{0,5} + \left[7,6 \left(\frac{P}{H}\right) \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^2\right]^{2,16} \quad (11)$$

Die Gültigkeitsgrenzen dieser Beziehung liegen zwischen:

$$\begin{aligned} 1,12 &\leq \frac{P}{D} \leq 1,42 \\ \frac{P}{H} &\leq 0,17 \\ 1,9 \cdot 10^4 &\leq Re' \leq 5 \cdot 10^5 \end{aligned}$$

Die Ergebnisse wurden mit den verfügbaren Literaturdaten aus Untersuchungen mit Spiraldrahtabstandshaltern verglichen und diese stimmen mit einer Variationsbreite von $\pm 5 \pm 10 \%$ gut mit Beziehung (9) überein. Rehme stellt fest, dass "endgültige Schlüsse über abweichende Einflüsse von Spiraldrähten mit Abstützung Draht auf Draht, Spiralrippen oder Einflüsse der quadratischen Anordnung nur gezogen werden können, wenn weitere Ergebnisse von vergleichbaren Untersuchungen vorliegen."

Zwischenzeitlich wurden weitere Versuche an Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern durchgeführt; Hoffmann und Mitarbeiter [45] untersuchten Druckverlustbeiwerte an einem 37-Stabbündel, bestehend aus Rohren mit 6-integralen Wendelrippen als Abstandshalter, das zwecks Untersuchungen des Langzeitverhaltens der Abstützstellen in einem Sechskantkasten mit um 1 mm vergrößerter nomineller Schlüsselweite eingebaut war. Die Stabdurchmesser betragen 7,0 mm, das mittlere Verhältnis $P/D = 1,17$, die Spiralrippensteigung 600 mm. Die Versuche wurden in einer isothermen Heissdampfströmung bei 135 ata Druck durchgeführt und die Ergebnisse aus der axialen Druckprofilmessung gewonnen. Die Versuchsergebnisse lassen sich durch $\lambda = 0,19 \cdot Re^{-0,20}$ im untersuchten Bereich $6 \cdot 10^4 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ gut wiedergeben.

Tschöke [46] ergänzte die Messungen nach [45] durch Versuche in Luftströmung am gleichen Bündel im vergrößerten und nominellen Sechskantkasten. Die Versuche wurden im Bereich $1,5 \cdot 10^4 < Re < 10^5$ durchgeführt und die Ergebnisse für den vergrößerten Sechskantkasten lassen sich durch $\lambda = 0,176 \cdot Re^{-0,2}$ und für den nominellen Sechskantkasten durch $\lambda = 0,17 \cdot Re^{-0,2}$ wiedergeben.

Okamoto und Mitautoren [25] berichten über Druckverlustmessungen an Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern. Sie bestanden aus je zwei 19- und 91-Stabbündeln mit einer Spiralsteigung von 255 mm und einem P/D-Verhältnis von 1.22.

Je ein 19-Stabbündel wurde in Wasser (10-50°C) und Na (130 - 400°C) untersucht. Die Ergebnisse der Wasser und Na-Versuche weichen nicht voneinander ab. Der Re-Zahlenbereich betrug $10^3 \leq Re \leq 4 \cdot 10^4$. Die Ergebnisse lassen sich durch folgende Gleichungen wiedergeben ($f = 4 \cdot \lambda$):

D (mm)	P/D	H[mm]	n	Fluid	Ergebnis
6,3	1,22	255	19	Wasser	$f=0,0318 \text{ Re}^{-0,14}$
"	"	"	19	Natrium	"
"	"	"	91	Wasser	$f=0,036 \cdot \text{Re}^{-0,16}$
"	"	"	91	"	"

Baumann und Mitautoren [47] untersuchten 3 Bündel aus 61 Stäben mit verschiedenen Abstandshaltertypen, nämlich Bündel mit Spiraldrahtabstandshaltern und 3- bzw. 6-Wendelrippenabstandshaltern. Das P/D-Verhältnis betrug im Mittel 1.167, die Abstützlänge der Stäbe im Bündel 100 mm, d.h. die Spiralsteigungen des Wendeldrahtabstandshalters betrug 100 mm, des 3 Rippenrohres 200 mm und des 6-Rippenrohres 600 mm. Die Versuche wurden in Luft im Bereich $1.5 \cdot 10^4 < Re < 1.5 \cdot 10^5$ durchgeführt. Die Ergebnisse lassen sich wie folgt wiedergeben:

i	D[mm]	P/D	H[mm]	n	Fluid	Ergebnis
1	6.0	1.167	100	61	Luft	$\lambda=0.0932 \cdot \text{Re}^{-0,115}$
3	6.0	1.189	300	61	Luft	$\lambda=0.108 \cdot \text{Re}^{-0.139}$
6	6.14	1.162	600	61	Luft	$\lambda=0.0893 \cdot \text{Re}^{-0.134}$

Novendstern [48] entwickelte eine halbempirische Druckverlustbeziehung aufgrund von Versuchsergebnissen nach Reihman [49], Rehme [42] und Baumann und Mitautoren [1], worin die Spiraldrahtsteigungen, die Stabmitten-Stabdurchmesser-Verhältnisse sowie die Bündelgröße berücksichtigt wird. Das Modell berechnet die Strömungsverteilung im Bündel und dessen Druckverlust durch Multiplikation der für das glatte Rohr geltenden Beziehung mit Faktoren, welche die Spiraldrahtabstandshalter-Effekte berücksichtigen. In allgemeiner Form wird die Gleichung für den Druckabfall im Bündel wiedergegeben mit:

$$\Delta p = M \cdot f_{\text{glatt}} \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot w_1^2}{2g} \quad (12)$$

wobei der Multiplikationsfaktor M die P/D- und H/D-Einflüsse berücksichtigt:

$$M = \left\{ \left[1,034 \cdot \left(\frac{P}{D} \right)^{0,124} \right] + \left[29,7 \left(\frac{P}{D} \right)^{6,94} \cdot (Re)^{0,036} / \left(\frac{H}{D} \right)^{2,239} \right] \right\}^{0,885} \quad (13)$$

und w_1 die Geschwindigkeit in einem zentralen Strömungskanal ist:

$$w_1 = X \cdot w$$

W ist hierbei die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Bündel und X ein Strömungsverteilungsfaktor, der sich berechnet nach:

$$X = F_T / \left(N_1 \cdot F_1 + N_2 \cdot F_2 \left(\frac{D_{h2}}{D_{h1}} \right)^{0,714} + N_3 \cdot F_3 \left(\frac{D_{h3}}{D_{h1}} \right)^{0,714} \right) \quad (14)$$

wobei die Bündelgröße über die Anzahl von Zentral-, Wand- und Eckkanälen N_1 , N_2 , N_3 berücksichtigt wird.

Die von Novendstern aufgrund dieser Beziehung dargestellte Relation $f_{\text{glatt}}/M = f(Re)$ für die o.g. Ergebnisse nach [49, 42, 2] variieren um $\pm 14\%$ um die Kurve für das glatte Rohr. Da in diese Betrachtung die Ergebnisse nach [40] eingeflossen sind, diese Ergebnisse aber in der Lite-

ratur nicht verfügbar sind, ist der Grund für diese große Variationsbreite nicht überprüfbar.

Magee und Nilsson [50] geben eine ähnliche Berechnungsmethode für den Druckabfall in Bündeln mit Spiraldrahtabstandshaltern an wie Novendstern [48], sie trennen jedoch die Einflüsse von P/D und H/D und bringen daher zwei Multiplikatoren für den Reibungsbeiwert des runden Rohres, um damit Bündel mit Spiraldrahtabstandshaltern auslegen zu können. Der P/D -Einfluß wird nach Empfehlungen von Ibragimov und Mitarbeitern [51] berücksichtigt, der H/D -Einfluß aufgrund von Meßergebnissen, welche eine Re-Abhängigkeit aufweisen, wie sie für raue Oberflächen beobachtet wird. Aufgrund von nur 3 angegebenen Meßpunkten ist die Wertigkeit dieser Berechnungsmethode nicht überprüfbar.

Diskussion der Literaturübersicht

Die systematischsten Untersuchungen der Druckabfallbeiwerte in hexagonal angeordneten Stabbündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern wurden von Rehme [42] durchgeführt. Mit der aus den Versuchsergebnissen entwickelten allgemeingültigen Gleichung sollten die zwischenzeitlich verfügbaren Meßergebnisse anderer Autoren verglichen werden können, was jedoch nicht immer möglich ist. So liegen die Meßwerte nach [25] deutlich höher und jene nach [47] lassen sich wegen eines vorhandenen Einflusses von Oberflächenrauigkeiten nur teilweise mit der erwähnten allgemeinen Korrelation (9) vergleichen. Dagegen lassen sich die Messungen im engen Sechskantroht nach [46] gut, d.h. auf $\pm 5\%$, mit der Rehme-Beziehung wiedergeben, während jene nach [45] im weiten Sechskantrohr durch die kompliziertere Meßtechnik in Hochdruck-Heißdampf etwa 10% von den am gleichen Bündel in Luftströmung gewonnenen Ergebnissen nach [46] ab-

weichen. Die Ergebnisse nach [49] lassen sich in diesen Vergleich nicht einbeziehen, da in [48] keine geometrischen Daten zur Teststrecke und keine Angaben zur Versuchstechnik gemacht wurden.

Schlussfolgerungen

Die in einer Optimierungsrechnung durchzuführenden Druckabfallsrechnungen setzen die Kenntnisse der Druckabfallsbeiwerte für die betrachteten Abstandshaltertypen und deren Anordnung im Bündel voraus. Da Rehme selbst in [42] einerseits nicht ausschliesst, dass die allgemeine Korrelation durch weitere Untersuchungen auch auf Bündeln mit Rippenrohrabstandshaltern zu übertragen wäre, was aufgrund fehlender Experimente bisher nicht bestätigt ist, andererseits durch die zwischenzeitlich veröffentlichten Ergebnisse aus Druckverlustuntersuchungen an Bündeln mit Spiraldrähten [25, 47, 48], weitere Unklarheiten zur Allgemeingültigkeit aufkamen, wurden mit den zur Ermittlung der Mischraten vorgesehenen Bündelgeometrien auch Druckverlustbeiwerte bestimmt und die Ergebnisse für den Vergleich mit den Daten aus [42] herangezogen.

3. Experimentelle Versuchsvorhaben

Die Literaturübersicht zeigt, daß verschiedene Ergebnisse aus Untersuchungen der Kühlmittelquervermischung und des Druckabfalles in hexagonal angeordneten Stabbündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern vorliegen.

- Druckabfalluntersuchungen wurden systematisch an Bündeln mit 1 Spiraldraht pro Stab als Abstandshalter durchgeführt [42]. Ergebnisse aus Untersuchungen an Bündeln mit Wendelrippen als Abstandshalter [45, 46, 47] liegen nur für spezielle Anwendungsfälle vor.
- Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung wurden bisher systematisch nur am 7-Stabbündel mit Spiraldrahtabstandshaltern innerhalb einer Wendelsteigung durchgeführt [27]. Diese Ergebnisse scheinen auf Bündel mit höherer Stabzahl und größeren Stablängen nach [33] nicht übertragbar. Ergebnisse aus Bündelversuchen mit Wendelrippenabstandshaltern liegen vereinzelt vor, jedoch auch nur für spezielle Anwendungsfälle [8, 15, 16, 22].

Allgemeingültige Korrelationen und Darstellungen sind aufgrund dieser Ergebnisse bisher nicht möglich. Die Ergebnisse reichen also nicht aus, um die systematischen Betrachtungen zur thermo- und fluiddynamischen Auswahl eines wendelförmigen Abstandshalters für die Brennelemente eines Schnellen Reaktors durchzuführen.

Daher wurden ergänzende Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung und zum Druckabfall mit den hier zur Diskussion stehenden Abstandshaltertypen und -Anordnungen durchgeführt.

3.1 Experimentelle Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung

Für die experimentelle Ermittlung der Mischraten wurde die Anwendung der Beheizungs- oder der Tracermethode in Erwägung gezogen.

Die Beheizungs- methode beruht hier auf der Beheizung von Stäben in bestimmten Bündelpositionen und der Messung der sich aus der Beheizungsart in Abhängigkeit vom Strömungszustand ergebenden Kühlmitteltemperaturprofile über den Bündelquerschnitt an einer oder mehreren axialen Positionen in Strömungsrichtung. Dabei wird die Wärme entlang des gesamten Kühlkanales gleichmäßig freigesetzt und nicht punktuell durch Beschickung individueller Teilkanäle des Bündels mit heißem oder kaltem Fluid. Die Methode setzt

die Verfügbarkeit von Hochleistungsheizstäben in den Abmessungen der Brennstäbe Schneller Reaktoren voraus. Diese Heizstäbe müssen den jeweiligen Versuchsbündeln anpaßbar sein und insbesondere große beheizte Stablängen ermöglichen, die mit den zur Diskussion stehenden Abstandshaltern versehen sind.

Der Vorteil der Beheizungs- methode liegt in der Einfachheit und Genauigkeit der Temperaturmessung, sowie in der Möglichkeit, die Experimente an der 1:1-Geometrie durchzuführen. Wegen der kleinen Abmessungen der Unterkanäle des Bündels werden an die Meßwertgeber und deren Einbau besondere Anforderungen gestellt. Die notwendigen Meßgrößen werden durch Thermo- elemente direkt erfaßt.

Die Tracer- Methode besteht in der Aufgabe eines flüssigen oder gasförmigen Tracers in einen oder mehrere Teilkanäle des Bündels und die Vermessung der Konzentrationsverteilungen über den Bündelquerschnitt in geeigneter Entfernung vom Injektionsort. Als Tracer kommen Heißwasser, Farbstoffe, radioaktive Stoffe, Elektrolyten oder bestimm-

te Gase (bei gasförmigen Fluiden) in Frage. Ihre Konzentration wird z.B. mit Hilfe der Massenspektrographie, Temperaturmessung, Photospektroskopie oder der elektrischen und thermischen Leitfähigkeitsmessung bestimmt. Diese Methode setzt Tracer-Aufgabe- und i.a. auch Entnahmeverrichtungen voraus mit der zur Konzentrationsbestimmung notwendigen Analytik. Ihre Problematik liegt in der isokinetischen Aufgabe und Entnahme von Proben sowie in der notwendigen "Reinheit" des Kreislaufes bei Umlaufsystemen.

Aufgrund der Möglichkeit, die Ergebnisse direkt für die Bündelauslegung zu nutzen, sollten die Experimente an der Original-Geometrie im Maßstab 1:1 und in Natrium durchgeführt werden. Damit kam nur die Beheizungs-methode zur Realisierung des Vorhabens in Betracht.

3.1.1 Analyse der experimentellen Ergebnisse und Vermischungsmodell

Bei Anwendung der Beheizungs-methode auf die Bestimmung der Mischraten in einer Bündelgeometrie werden diskrete Stäbe des Bündels beheizt. Entsprechend ergeben sich verschiedenartige Kühlmitteltemperaturverteilungen im Bündelquerschnitt. Jede der im Teilkanal gemessenen Temperaturen wird als Mittelwert für den Kanal betrachtet. Sie ergeben sich aus dem Teilkanal-massestrom und der dem Kanal zugeführten Wärmemenge.

Die Berechnung der Massenstromverteilung im Bündel läßt sich durchführen unter der Annahme, daß alle Druckgradienten quer zur Hauptströmungsrichtung zu Null werden. Dann stellen sich die Massenströme der Teilkanäle so ein, daß sich für alle Teilkanäle ein gleicher axialer Druckverlauf ergibt. Diese Berechnung setzt die Kennt-

nis der im jeweiligen Bündel herrschenden axialen Druckverläufe voraus, die experimentell zu bestimmen sind (siehe 3.2.1). Der axiale Druckabfall wird mit o.g. Annahme für jeden Teilkanal berechnet. Er ergibt sich aus der hier etwas anders geschriebenen Gleichung (1) welche für den Teilkanal lautet:

$$\Delta p_i = \lambda_i \cdot \frac{\Delta x}{D_{hi}} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2g} + \rho_i \cdot w_i \cdot dw_i \quad (15)$$

Im zweiten Glied dieser Gleichung wird der Beschleunigungsdruckabfall infolge Änderung des Kühlmittelzustandes im Rechenabschnitt mit berücksichtigt. Der hydraulische Durchmesser wird hier für jede Teilkanalgeometrie (Zentral-, Wand-, Eckkanal) berechnet, wobei die Abstandshalter und Kastenwände anteilig berücksichtigt werden. Die Summe der Massenströme der Einzelkanäle muß dabei dem Gesamtmassenstrom entsprechen.

Die dem Teilkanal pro Längeneinheit zugeführte Wärmemenge beträgt für den Fall, daß aus ihm keine Wärme durch Leitungs- und Vermischungsvorgänge abgeführt werden:

$$\gamma_i = \frac{\alpha \cdot \chi_i}{\Delta x} \quad (16)$$

und die Aufheizung des Kanals ergibt sich mit dem Massestrom zu

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)_i = \frac{\gamma_i}{\dot{M}_i \cdot c_p} \quad (17)$$

Im Bündel sind sämtliche Teilkanäle strömungstechnisch nicht voneinander getrennt (Abb. 6). Entsprechend Gleichung (7) findet daher zwischen zwei benachbarten Ka-

nälen i und j ein Wärmetransport durch Quervermischung und Wärmeleitung statt. Gleichung (7) läßt sich in geänderter Form schreiben:

$$\frac{Q_{ij}}{\Delta x} = \mu_{ij} \cdot \dot{M}_i (\bar{H}_i - \bar{H}_j) + \lambda (\bar{T}_i - \bar{T}_j) \cdot \frac{s_{ij}}{\Delta y_{ij}} \cdot f^x \quad (18)$$

f^x stellt einen Korrekturfaktor dar, welcher angibt, inwieweit sich das für die Berechnung des Wärmetransportes durch Leitung benutzte Modell, gekennzeichnet durch s_{ij} und Δy_{ij} , von den tatsächlichen Gegebenheiten unterscheidet. Der Korrekturfaktor f^x ist eine Funktion des P/D-Verhältnisses, der Strömungs- und Beheizungsart des Bündels [58] und wurde durch Temperaturfeldrechnungen mit Hilfe des RELAX-Programmes [59] ermittelt. Nachgewiesenermaßen ist er für Temperaturfeldrechnungen nur bei solchen Geometrien zu beachten, bei welchen die Mischraten klein sind, d.h. wo das zweite Glied der Gleichung (18) den größeren Anteil am Wärmetransport zwischen benachbarten Unterkälen besitzt. Dies ist bei den hier diskutierten Abstandshaltertypen nicht der Fall. Es wird im Folgenden daher $f^x = 1$ gesetzt.

In einem Brennelement mit hexagonaler Stabanordnung ist im Innern des Bündels jeder Teilkanal mit drei Nachbar-kanälen j, k, l verbunden.

Damit lautet die Energiebilanz des Kanals:

$$\gamma_i \cdot \Delta x - Q_{ij} - Q_{ik} - Q_{il} = \dot{M}_i \cdot (\Delta \bar{H}_i) \quad (6)$$

oder mit (18) und $f^X = 1$, was Gleichung (7) entspricht:

$$\begin{aligned}
 \gamma_i \cdot \Delta x - \mu_{ij} \dot{M}_i (\bar{H}_i - H_j) \cdot \Delta x - \lambda (\bar{T}_i - \bar{T}_j) \cdot \frac{s_{ij}}{\Delta y_{ij}} \cdot \Delta x \\
 - \mu_{ik} \dot{M}_i (\bar{H}_i - H_k) \cdot \Delta x - \lambda (\bar{T}_i - \bar{T}_k) \cdot \frac{s_{ik}}{\Delta y_{ik}} \cdot \Delta x \\
 - \mu_{ie} \dot{M}_i (\bar{H}_i - H_e) \cdot \Delta x - \lambda (\bar{T}_i - \bar{T}_e) \cdot \frac{s_{ie}}{\Delta y_{ie}} \cdot \Delta x = \dot{M}_i \cdot (\Delta \bar{H})_i
 \end{aligned} \tag{19}$$

Für die Zentralzone eines Stabbündels gilt:

$$\begin{aligned}
 \mu_{ij} = \mu_{ik} = \mu_{ie} = \mu \\
 s_{ij} = s_{ik} = s_{ie} = s \\
 \Delta y_{ij} = \Delta y_{ik} = \Delta y_{ie} = \Delta y
 \end{aligned} \tag{20}$$

und mit $\bar{H}_i = c_p \cdot \bar{T}_i$ und $\bar{T}_i - \bar{T}_j = \Delta \bar{T}_{ij}$ erhält man:

$$\begin{aligned}
 \gamma_i \cdot \Delta x - \mu \cdot \dot{M}_i \cdot c_p \cdot \Delta \bar{T}_{ij} \cdot \Delta x - \lambda \cdot \Delta \bar{T}_{ij} \cdot \frac{s}{\Delta y} \cdot \Delta x \\
 - \mu \cdot \dot{M}_i \cdot c_p \cdot \Delta \bar{T}_{ik} \cdot \Delta x - \lambda \cdot \Delta \bar{T}_{ik} \cdot \frac{s}{\Delta y} \cdot \Delta x \\
 - \mu \cdot \dot{M}_i \cdot c_p \cdot \Delta \bar{T}_{ie} \cdot \Delta x - \lambda \cdot \Delta \bar{T}_{ie} \cdot \frac{s}{\Delta y} \cdot \Delta x = \dot{M}_i \cdot (\Delta \bar{H})_i
 \end{aligned} \tag{21}$$

und damit

$$\mu = \frac{\gamma_i \cdot \Delta x - \dot{M}_i (\Delta \bar{H})_i - \lambda (\Delta \bar{T}_{ij} + \Delta \bar{T}_{ik} + \Delta \bar{T}_{ie}) \cdot \frac{s}{\Delta y} \cdot \Delta x}{\dot{M}_i \cdot c_p (\Delta \bar{T}_{ij} + \Delta \bar{T}_{ik} + \Delta \bar{T}_{ie}) \cdot \Delta x} \tag{22}$$

Ähnliche Gleichungen lassen sich für Wand- und Eckkanäle aufstellen. Die Geometriefaktoren ($s_{ij}; \Delta y_{ij}$) sind je nach Kanaltyp und Abstandshalter verschieden [3]. Aus Gleichung (22) erkennt man: Sofern $\Delta \bar{T}_{ij} = \Delta \bar{T}_{ik} = \Delta \bar{T}_{il} = 0$ ist, kann μ jeden beliebigen Wert annehmen und spielt damit keine Rolle bei der Berechnung der mittleren Kühlkanaltemperaturen. Dies ist der Fall im Bündel mit unendlicher Stabanordnung bei gleicher Wärmefreisetzung in jedem Teilkanal.

Gleichung (22) stellt die Bestimmungsgleichung für die Mischrate μ dar. Sie läßt sich daraus für eine vorgegebene Geometrie ($s, \Delta y$), bei bekanntem Massestrom (\dot{M}_i), der in Umkehrung von Gleichung (1) bzw. (11) zu berechnen ist, und bei Kenntnis der aus der Beheizung eines Kanals (ψ_i) sich ergebenden Teilkanaltemperaturen über den Bündelquerschnitt ($\Delta \bar{T}_{ij}, \Delta \bar{T}_{ik}, \Delta \bar{T}_{il}$) ermitteln.

Wegen der komplexen Geometrie und Durchströmung eines Bündels ist die Ermittlung von μ nur mit komplizierten Rechenprogrammen möglich. Derartige Programme werden in Umkehrung der Bündelauslegung benutzt, d.h. es werden hier die bei bestimmten Betriebsbedingungen gemessenen Temperaturen angegeben und daraus die Mischraten berechnet. Ein solches Programm stellt z.B. der MISTRAL-Code [3] dar, dem der beschriebene Formalismus und das hier zum Ansatz kommende Vermischungsmodell zugrunde liegen. Die Mischrate μ ist hierbei nicht unterteilt in die den Vermischungsvorgang bestimmenden Einzelphänomene gemäß der Definition nach [4, 5], da diese Separation weder heute, noch in absehbarer Zeit, möglich erscheint, wegen der Komplexität des Vermischungsvorganges einerseits und den zu seiner Klärung notwendigen umfangreichen, systematischen, theoretischen und experimentellen Programmen andererseits.

3.1.2 Versuchsergebnisse

Die experimentellen Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung wurden in turbulent strömendem Natrium durchgeführt. Der Versuchsaufbau, die Überlegungen zur konstruktiven Gestaltung der Teststrecke, die sicherheitstechnischen Experimente mit Hochleistungsheizstäben, das Natrium-Kreislaufsystem, die eigentliche Versuchsdurchführung und das Vorgehen bei der Versuchsauswertung sind im Anhang A beschrieben.

Die Abmessungen der untersuchten Bündelgeometrien und Abstandshalter sind in Tabelle 3 zusammengefaßt. Es wurden die radialen Temperaturprofile im Austrittsquerschnitt der Bündel bei Beheizung des Zentralstabes gemessen in Abhängigkeit von der Re-Zahl und der Stableistung. Stabdurchmesser und Stabteilung entsprachen dabei den dem Brennelement des SNR-300 zugrunde liegenden Abmessungen.

Die Untersuchungen wurden durchgeführt für:

- verschiedene wendelförmige Abstandshaltertypen
(1 Spiraldraht pro Stab; 3, 6 Wendelrippen pro Stab)
- verschiedene Wendelsteigungen, d.h. verschiedene Abstützlängen der Stäbe im Bündel.

Ergebnisse der Temperaturprofilmessungen sind in Abb. 7 bis 14 dargestellt, wobei die Differenz zwischen der gemessenen mittleren Teilkanaltemperatur und der Eintrittstemperatur als Funktion der Entfernung des Unterkanals vom beheizten Zentralstab aufgetragen ist. Als Parameter wurden sowohl die Stableistungen (Abb. 7, 11) als auch die Reynoldzahlen (Abb. 8, 9, 10, 12, 13, 14) betrachtet.

Es zeigt sich, daß die Kühlmittel-Temperaturen in den Teilkanälen mit zunehmender Entfernung vom beheizten Zentralstab stark abnehmen und in den vom Zentralstab am weitesten

entfernten Teilkanälen bei fast allen betrachteten Anordnungen die Na-Eintrittstemperatur herrscht. Ausgenommen hiervon ist allein das Bündel mit 1 Wendeldraht pro Stab als Abstandshalter mit einer Steigungshöhe $H = 100$ mm. Für gleiche Re-Zahlen und Stableistungen ist der radiale Temperaturgradient umso größer, je größer die Wendelsteigung ist, was auf einen mit zunehmender Wendelsteigung abnehmenden Vermischungskoeffizienten schließen läßt. Diese Aussage gilt sowohl für Spiraldrahtabstandshalter als auch für Rippenabstandshalter. Erhöhungen der Reynoldszahlen und Verminderungen der Stableistungen bewirken Abflachungen der gemessenen radialen Temperaturprofile und ein zunehmender peripheraler Bündelbereich bleibt auf Na-Eintrittstemperatur.

Aus diesen gemessenen Temperaturprofilen wurden mit Hilfe des MISTRAL-II-Programmes die Mischraten halbempirisch bestimmt. Hierfür wurden für die jeweiligen Versuchsbedingungen in Abhängigkeit der Mischraten die Teilkanaltemperaturen im Austrittsquerschnitt des Bündels rechnerisch bestimmt. Für je ein Versuchsbündel mit Spiraldraht- und Wendelrippenabstandshalter sind derartige Diagramme in Abb. 15 und 16 wiedergegeben. In diese sogen. Auswertediagramme wurden sodann die im Experiment gemessenen Temperaturen für die dem beheizten Stab am nächsten liegenden Teilkanäle eingetragen. Es zeigt sich, daß der Vergleich von theoretisch ermittelten mit experimentell bestimmten Kanaltemperaturen die Größe der Mischrate weitgehend unabhängig von der Teilkanalposition ergibt.

Die so ermittelten Mischraten sind für die verschiedenen Abstandshaltertypen in den Abb. 17 und 18 wiedergegeben, wobei die Mischraten als Funktion der Re-Zahlen aufgetragen wurden mit der Wendelsteigung als Parameter. Dabei er-

gibt sich, daß die Mischrate im betrachteten Re-Zahlenbereich weitgehend unabhängig von der Re-Zahl ist und allein durch die Wendelsteigung bestimmt wird. Je größer die Wendelsteigung, desto geringer die Mischraten. Diese Aussage gilt sowohl für den Spiraldraht-, als auch für den Spiralrippenabstandshalter. Dies läßt sich dadurch erklären, daß größere Wendelsteigungen eine geringere Neigung der Abstandshalter zur Strömungsrichtung bedingen und damit dem Strömungsmedium eine geringere Ablenkung quer zur Bündelachse erteilen als kleine Steigungen. So ist es erklärlich, daß 3-Rippenrohre nur einen relativ kleinen Einfluß auf die Mischrate besitzen, da sie z.B. bei 300 mm Steigungshöhe nur mit einem Winkel von etwa 9° gegen die Strömungsrichtung geneigt sind, während dieser Winkel bei gleicher Abstüzlänge beim Wendeldraht 23° beträgt.

Wegen der Unabhängigkeit der Mischrate von der Reynolds-Zahl lassen sich die Ergebnisse als Funktion der Rippensteigung für den untersuchten Re-Zahlenbereich $8 \cdot 10^3 \leq Re \leq 7 \cdot 10^4$ darstellen (Abb. 19). Es ist dieser Abbildung zu entnehmen, daß die Mischrate kontinuierlich mit zunehmender Wendelsteigung abnimmt und bei $H \rightarrow \infty$ den Werten, die für verschiedene gitterförmige Abstandshalter gemessen wurden [60] zustrebt. Trotz gleicher Steigungshöhe von $H = 300$ mm weichen die Mischraten von Bündeln mit Wendeldraht- und 3-Wendelrippen-Abstandshaltern voneinander ab. Die Ursache hierfür ergibt sich in erster Linie aus dem Vergleich der projizierten Querschnitte der beiden Abstandshaltertypen (Abb. 2). Danach überdeckt die Projektionsfläche des Drahtabstandshalters die gesamte Teilkanalfläche, was für den Rippenabstandshalter nicht der Fall ist. Daher besitzt die Strömung beim Drahtabstandshalter wesentlich größere Querkomponenten zur Hauptströmung, woraus höhere Mischraten resultieren.

Stellt man die so gewonnenen Daten mit den in Abb. 5 a wiedergegebenen Ergebnissen nach [24, 25, 33, 34, 42] dar, so läßt sich eine 1. Hypothese über die Abhängigkeit des Mischungskoeffizienten von Stabteilungsverhältnis und Spiraldraht-Steigungsverhältnis angeben (Abb. 20). Danach nimmt die Mischrate für Bündel in hexagonaler Stabanordnung und wendelförmigen Abstandshaltern zu mit zunehmendem Stabteilungs- und abnehmendem Spiraldrahtsteigungsverhältnis, was in ganz ähnlicher Weise auch für den Druckverlustbeiwert gilt.

3.2 Experimentelle Untersuchungen der Druckverlustbeiwerte

Unter Punkt 2.2. wurde gezeigt, dass systematische Untersuchungen des Druckverlustes mit Spiraldrahtabstandshaltern vorliegen [42] und diese mit Hilfe einer aus den Versuchsergebnissen entwickelten allgemeingültigen Gleichung (9), welche die Einflussgrößen Wendelsteigung, Stabteilungsverhältnis und Bündelgrösse berücksichtigt, beschrieben werden können. Es wurden darüberhinaus weitere, in [42] noch nicht berücksichtigte Ergebnisse aus Druckverlustuntersuchungen aufgezeigt. Der Versuch, diese Ergebnisse mit der in [42] gewonnenen Gleichung wiederzugeben, scheiterte in den meisten Fällen wegen mangelnder Literaturangaben oder nicht genügend berücksichtigter Sekundäreffekte (z.B. Oberflächenrauigkeiten).

Daher sind für die Optimierungsrechnungen weitere Druckverlustversuche durchzuführen. Die Versuche selbst sollten sich durch folgende geänderte Versuchsbedingungen von jenen in [42] unterscheiden:

1. Die Versuche werden in kompressibler Strömung durchgeführt
2. Die Versuchsbündel werden im Maßstab 1:1 eingesetzt
3. Als Versuchstechnik wird die Messung des axialen Druckprofils der Strömung benutzt und aus diesem der Druckverlustbeiwert für die jeweilige Geometrie bestimmt.

Das Versuchsziel soll folgendes beinhalten:

- Es sollen zunächst die Druckverlustbeiwerte an Bündeln aus Stäben mit Spiraldrähten als Abstandshalter ermittelt und die Ergebnisse mit jenen nach [42] verglichen werden.
- Sodann werden die Untersuchungen durch Experimente an Bündeln mit Wendelrippenabstandshaltern erweitert und geprüft, inwieweit die Ergebnisse mit Hilfe der in [42] angegebenen Beziehung auch für diese Typen von Abstandshaltern wiedergegeben werden können.

3.2.1 Analyse der experimentellen Ergebnisse; der Druckverlustbeiwert für reale Gase

Bei der Strömung durch Kanäle konstanten Querschnittes erleidet das Fluid einen Druckabfall, der verursacht wird durch Reibungswiderstände der Kanalwände, sowie durch Beschleunigungen als Folge von Temperatur- und Druckänderungen entlang des Strömungsweges. Obwohl die Beschleunigungsanteile am Gesamtdruckabfall klein sind, werden sie hier bei der Bestimmung der Druckverlustbeiwerte berücksichtigt, um die Ergebnisse zweifelsfrei mit solchen kompressibler Medien vergleichen zu können.

Die kennzeichnende Gleichung zur Berechnung des Druckabfalls in kompressiblen Strömungen unter Berücksichtigung der Beschleunigung durch Temperatur und Druckänderungen wurde in [61] abgeleitet und lautet für ein Bezugsintervall zwischen 1 und 2:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{1}{g} \cdot \dot{m}^2 \left\{ \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{L}{D_h} + \frac{T_2 - T_1}{\bar{T}} + \ln \frac{p_1}{p_2} \right\} \quad (23)$$

Daraus lässt sich der Druckverlustbeiwert eliminieren und man erhält die Bestimmungsgleichung:

$$\lambda = \frac{(p_1 - p_2) \cdot 2g \cdot D_h}{\dot{m}^2 \cdot L} - \frac{2 D_h}{L} \left\{ \frac{T_2 - T_1}{\bar{T}} + \ln \frac{p_1}{p_2} \right\} \quad (24)$$

In dieser Gleichung sind L und D_h aus der Geometrie der Versuchsstrecke zu ermitteln; \dot{m} , p_1 , p_2 und T_1 sind Messdaten. Die Indizes beziehen sich auf die Kontrollebenen 1 und 2. T_2 lässt sich mit Hilfe der Energiegleichung

$$H_o = H + \frac{1}{2} w^2 = \text{const.} \quad (25)$$

und der Kontinuitätsgleichung

$$S w = \frac{\dot{M}}{F} = \dot{m} = \text{const.} \quad (26)$$

iterativ ermitteln, wenn der Gaszustand p_1, T_1 in einer der Bezugsebenen und der Druck p_2 in einer zweiten Ebene bekannt sind. Aus (25) ergibt sich

$$H_2 - H_1 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (27)$$

oder

$$H_2(p_2; T_2) = H_1(p_1; T_1) - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (28)$$

und damit ist

$$T_2 = T_2(H_2; p_2) \quad (29)$$

bekannt, da sich die Abhängigkeit der Enthalpie von Druck und Temperatur aus Tabellen oder entsprechenden Interpolationsgleichungen bestimmen lässt. In (24) stellt \bar{T} die Mitteltemperatur im betrachteten Kontrollabschnitt dar und lässt sich aus den nun bekannten Grössen ermitteln:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (30)$$

Mit T_1 und T_2 , p_1 und p_2 lassen sich alle benötigten Stoffwerte bestimmen. Für Luft wurden die Stoffwerte aus [66] und [67] verwendet, für die entsprechende Interpolationsgleichungen aufgestellt wurden [68].

3.2.2 Versuchsergebnisse

Die Druckverlustuntersuchungen wurden in turbulent strömender Luft durchgeführt. Versuchsaufbau, Teststrecke, Luftkreislauf und Versuchsdurchführung sind in Anhang B beschrieben. Zum Einsatz kamen die in Tabelle 3 zusammengefaßten Bündelgeometrien, die vorher für die Untersuchungen der Kühlmittelquervermischung verwendet worden waren. Die Druckverlustbeiwerte wurden in Abhängigkeit von der Re-Zahl ermittelt.

Die Ergebnisse für die Bündel mit Wendeldrahtabstandshalter sind für die 3 verschiedenen Steigungshöhen H in der allgemein üblichen Form $\lambda = f(\text{Re})$ in Abb. 21 dargestellt. Es zeigt sich, daß der Druckverlustbeiwert mit zunehmender Re-Zahl abnimmt. Für konstante Re-Zahl nimmt er mit abnehmender Steigungshöhe zu. Die Ergebnisse liegen im Bereich bis $\text{Re} < 4 \cdot 10^4$ etwa parallel zum runden Rohre nach [69], weichen dann aufgrund der anteiligen Stoßverluste mit zunehmender Re-Zahl mehr und mehr davon ab.

Diese Meßergebnisse wurden nun für die in [42] angegebene "modifizierte" Darstellungsweise

$$\lambda' = f(\text{Re}') \quad (9)$$

über die auf Seite 31 angegebenen Beziehungen für den Geometriefaktor F, die modifizierten Re'-Zahlen und den modifizierten Druckverlustbeiwert umgerechnet.

Die Ergebnisse dieser Umrechnung sind graphisch in Abb. 22 dargestellt und mit dem Mittelwert der Meßergebnisse nach [42] verglichen.

Es zeigt sich, daß sich die Versuchsergebnisse in der Darstellung $\lambda' = f(\text{Re}')$ korrelieren lassen und die Werte aus den Bündeln mit 3 Steigungshöhen von 100, 200 und 300 mm mit dem in [42] für das Bündel mit gleicher Stabzahl wiedergegebenen Kurvenverlauf sehr gut übereinstimmen. Die Abweichung der Meßdaten von der Mittelwertkurve beträgt auch hier $\pm 5\%$.

Die Ergebnisse aus den Druckverlustuntersuchungen an Bündeln aus Rohren mit 3 und 6 Rippen sind in den Abb. 23 und 24 in der Form $\lambda = f(\text{Re})$ dargestellt. In Abb. 24 sind gleichzeitig Versuchsergebnisse aus [46] mit eingetragen, die mit einem 37-Stabbündel ($P/D = 1,17$) aus 6-Rippenrohren gewonnen wurden. Die Ergebnisse lassen sich durch Mittelwertkurven wiedergeben, die über den gesamten Re-Zahlenbereich parallel zur Funktion für das glatte Rohr verlaufen. Dies erklärt sich aus der geringen Neigung der Spiralrippen gegen die Strömungsrichtung. Der Druckverlustbeiwert besteht hier ausschließlich aus Reibungsverlusten.

Für die untersuchten Bündel aus 3-Rippenrohren ist ein Einfluß der Rippensteigung auf den Druckverlustbeiwert kaum noch vorhanden (Abb. 23), und der Vergleich der Ergebnisse aus den Untersuchungen am 6-Rippenrohrkonzept mit jenen nach [46] zeigt (Abb. 24), daß für das kleinere P/D-Verhältnis die Ergebnisse unter der Kurve für das runde Rohr liegen und von jenen des größeren P/D-Verhältnisses um mehr als 10% abweichen.

Stellt man nun auch diese Ergebnisse in der modifizierten Form $\lambda' = f(\text{Re}')$ dar, (Abb. 25, 26) so erkennt man:

- Auch für Bündel aus Stäben mit Wendelrippen-Abstandshaltern lassen sich die Reibungsbeiwerte in der modifizierten Form gut wiedergeben. Die Abweichungen liegen für $Re' > 4 \cdot 10^4$ im Bereich $\pm 5\%$ um die Mittelwertkurve nach [42] und für $Re' < 4 \cdot 10^4$ maximal + 10% über dieser Kurve.
- Die Abweichungen zwischen den Ergebnissen aus Untersuchungen zweier verschiedener 6-Rippenrohrbündeln (Abb. 24) verschwinden in der modifizierten Darstellungsweise. Sie können nunmehr durch einen Kurvenzug wiedergegeben werden.

In Abb. 27 sind die hier ermittelten, zusammen mit den in [46] berichteten Versuchsergebnissen aus Druckverlustmessungen an Bündeln mit hexagonaler Stabanordnung und 1 Draht, 3-Rippen und 6-Rippen pro Stab als Abstandshalter als $\lambda' = f(Re')$ aufgetragen. Zusammenfassend kann hierzu gesagt werden:

- 1) Für die betrachteten Abstandshalter lassen sich die Reibungsbeiwerte als Funktion der Reynolds-Zahl in modifizierter Form geschlossen darstellen.
- 2) Die Ergebnisse bestätigen mit einer Bandbreite von $\pm 5\%$ die in [42] gefundenen Abhängigkeiten.
- 3) Der in [42] vermutete Einfluß radialer Druckgradienten auf die Messungen konnte für die Versuchsgeometrien nicht festgestellt werden.
- 4) Die Ergebnisse aus Untersuchungen mit kompressiblem Strömungsmedium stimmen mit den im inkompressiblen Strömungsmedium gemessenen Daten überein, was auch durch Untersuchungen von gleichen Bündeln in Luft und Wasser nach [65] festgestellt wurde.

- 5) Der geringere Durchmesser der hier verwendeten Stäbe spielt für die Korrelation der Ergebnisse bei den hier betrachteten Versuchsgeometrien und Betriebsbedingungen keine Rolle.

Damit ist die in [42] gefundene allgemeingültige Korrelation der Druckverlustbeiwerte für Bündel in hexagonaler Stabanordnung mit Spiraldrahtabstandshaltern auch für Bündel aus Hüllrohren mit Wendelrippenabstandshaltern gültig. Dieser Nachweis ist mit den hier vorgestellten Versuchsergebnissen gelungen.

4. Die Anwendung der Ergebnisse aus den Untersuchungen der Kühlmittelquervermischung und der Druckverluste auf die Auswahl eines wendelförmigen Abstandshalters für die Brennelemente eines natriumgekühlten Schnellen Reaktors nach thermo- und fluiddynamischen Gesichtspunkten

Das thermo- und fluiddynamische Verhalten des Brennelementes wird wesentlich vom Abstandshalter bestimmt. Wie in Kapitel 3 gezeigt wurde, werden sowohl die Mischrate als auch der Druckverlustbeiwert stark von der Art und Anordnung der Abstandshalter im Bündel beeinflusst. Beide Kenngrößen sind daher bei der Auswahl eines Abstandshalters zu beachten. Die Auswahl selbst stellt ein Optimierungsproblem nach thermo- und fluiddynamischen Gesichtspunkten dar. Diese Problematik soll hier näher betrachtet werden.

Als thermodynamische Vergleichsgrößen werden die Kühlmitteltemperaturen der Teilkanäle im Querschnitt des Brennelementes am Natrium-Austritt, d.h. an der Stelle höchster Kühlmitteltemperatur angesehen. Bei Flüssigmetallkühlung sind hier die Fluidtemperaturen höher als die Hüllrohrtemperaturen an der Stelle maximaler Brennstabbelastung, die in Core-Mitte liegt und unterscheiden sich nur unwesentlich von den Hüllrohrtemperaturen am Core-Ende. Da die mittlere Kühlmitteltemperatur am Core-Ende darüberhinaus bestimmend für die Effektivität des nachgeschalteten Kreislaufprozesses ist, und die maximal zulässigen Temperaturen für den Einsatz von Struktur- und Hüllrohrwerkstoffen die max. zulässigen Kühlmittel-Temperaturen bestimmen, werden die folgenden Betrachtungen für das Core-Ende durchgeführt.

Als fluiddynamische Vergleichsgrößen werden die Druckabfälle des Kühlmediums beim Durchströmen des Bündels betrachtet, welche die Kühlmittelumwälzleistung festlegen. Dabei bleiben

die Bündelein- und Austrittsverluste unberücksichtigt, da sie bei allen zur Diskussion gestellten Abstandshaltertypen in gleicher Grösse auftreten und nur wenige Prozent vom Bündel-druckabfall betragen [46].

Die thermo- und fluiddynamische Auswahl der Abstandshalter wird nach vier Gesichtspunkten durchgeführt und jener Abstandshalter im thermo- und fluiddynamischen Sinne als "optimal" bezeichnet, der für eine maximal zulässige Hüllmaterialtemperatur (\approx max. Teilkanaltemperatur) die höchste mittlere Kühlmittelaustrittstemperatur bei geringstem Druckabfall im Kernelement ergibt. Die Wärmeleistung des Brennelementes muss hierbei als konstant vorausgesetzt werden. Für die jeweils spezifizierten Fälle, die sich voneinander durch die Art und Anordnung der Abstandshalter und die Art der Belastung der Stäbe im Bündel unterscheiden, werden die Kühlmitteltemperaturen im Austrittsquerschnitt des Brennelementes und dessen Druckverlust mit Hilfe des Rechenprogrammes MISTRAL-II [3] berechnet und miteinander verglichen. Vier Beurteilungsmöglichkeiten werden betrachtet:

1. Optimierung für konstant gehaltene mittlere Kühlmittel-Ein- und Austrittstemperaturen in den miteinander zu vergleichenden Bündelgeometrien (1. Art).
2. Optimierung für gleiche maximale Kühlmitteltemperaturen der Teilkanäle im Austrittsquerschnitt (2. Art).
3. Optimierung für gleichen Druckabfall bei gleicher mittlerer Kühlmittelintrittstemperatur (3. Art).
4. Optimierung für gleichen Druckabfall und gleiche maximale Kühlmitteltemperatur in den Teilkanälen der Bündel (4. Art).

Die Berechnungen werden für zwei Belastungsarten der Brennelemente durchgeführt, nämlich gleichmässige und nicht gleichmässige (schiefe) Belastung aller Stäbe im Bündel.

Dies ist deshalb von Bedeutung, weil beide Belastungsarten im Reaktor vorhanden sind, wobei sich Bündel mit relativ gleichmässigen Stabbelastungen im Zentrum des Kerns, solche mit schiefer Belastung am Rande desselben befinden. Für den Schiefastfall wird hier ein extrem hoher Leistungsgradient über den Bündelquerschnitt angenommen.

Für den Vergleich werden gleiche Abstützlängen im Bündel vorausgesetzt. Unter Abstützlänge wird hierbei die äquidistante Lage der axialen Abstützpunkte eines Stabes gegenüber ein- und demselben Nachbarstab verstanden. Damit sind die Ergebnisse aus Untersuchungen an Bündeln aus Stäben mit 1 Wendelstrahl ($H = 100$ mm); 3 Wendelrippen ($H = 300$ mm) und 6 Wendelrippen ($H = 600$ mm) als Abstandshalter vergleichbar. Um den Einfluss der Wendelsteigung in diese Betrachtung mit einzubeziehen, werden die Berechnungen zusätzlich für Bündel mit Wendeldrahtabstandshalter bei $H = 300$ mm gemacht.

Die Rechnungen werden beispielhaft für ein 169-Stabbündel durchgeführt, wobei folgende Betriebsdaten und Geometrien eingehalten werden:

mittlere Stableistung:	600 W/cm
axialer Flussfaktor:	0,8
Leistung eines 169-Stabbündels:	10 MW
Belastungsarten:	- konstante Belastung aller Stäbe - extreme Schiefast: 20 W/cm/Stabreihe
Stabdurchmesser:	6 mm
P/D-Verhältnis:	1.32
Abstützlängen der Stäbe im Bündel:	100 (300) mm

Zur Stützung der Ergebnisse dieser Auslegungsrechnungen nach [3] wurden Schiefastexperimente am 61-Stabbündel durchgeführt.

Dabei wurden zunächst für vorgegebene extreme Leistungsverteilungen, welche sich aus der Beheizung des Zentral- und eines Wandstabes ergeben, rechnerisch die Teilkanaltemperaturen im Bündelquerschnitt ermittelt. Die so errechneten Daten wurden für die gleichen Anfangs- und Randbedingungen anschließend experimentell überprüft. Dabei waren drei Gesichtspunkte zu beachten:

- Die in Untersuchungen an Bündeln mit grosser Stabzahl und Spiraldrahtabstandshaltern [33] beobachtete Wendelströmung in Kastenwandnähe sollte nachgewiesen und ihre Bedeutung für die thermo- und fluiddynamische Bündelauslegung aufgezeigt werden.
- Eine vorhandene kastenwandnahe Wendelströmung sollte am effektivsten durch Beheizung eines Wandstabes im Bündel nachweisbar sein. (Bei der technischen Realisierung dieser Experimente ist auf gute Isolation des Kastens der Versuchsbündel gegenüber dem sich ausserhalb derselben befindenden stagnierenden Natrium zu achten).
- Diese Experimente sollten mit jenen Bündeln durchgeführt werden, bei welchen ein möglicher Wendelströmungseffekt mit höchster und geringster Auswirkung auf das Temperaturprofil zu erwarten ist, d.h. die Steigungshöhe sollte einmal klein und einmal gross sein.

Für das Studium dieses Vorhabens musste zunächst das Rechenprogramm erweitert werden durch einen die richtungsabhängige kastenwandnahe Strömung berücksichtigenden Formalismus. Hierfür lässt sich nach [3] eine gerichtete Mischrate wie folgt definieren:

$$\mu_w = \frac{\text{ausgetauschter Massestrom}}{\text{Austauschlänge} \cdot \text{Gesamtmassestrom im Teilkanal}}$$
$$\mu_w = \frac{(S_w \cdot W \cdot P \cdot EF)}{\left(\frac{H \cdot P}{T \cdot D}\right) \cdot (S_w \cdot F)} = \frac{T \cdot D \cdot W \cdot EF}{H \cdot F} \quad (31)$$

Der Faktor EF definiert hierbei die Wirksamkeit der wendelförmigen Abstandshalter bei der Erzeugung der Wendelströmung entlang der Kastenwand und beträgt $EF \leq 1$. Er ist experimentell zu bestimmen.

In umfangreichen Temperaturfeldrechnungen wurde nachgewiesen, dass die richtungsabhängige Mischrate auf die Temperaturverteilung über den Bündelquerschnitt bei Bündeln mit grosser Stabzahl keinen wesentlichen Einfluss ausübt [60], was auch in Betrachtungen nach [63] und [64] bestätigt wird, dass sie sich jedoch auf Übertemperaturen in einzelnen Teilkanälen im Wandbereich stark bemerkbar macht, indem sie diese Übertemperaturen abbaut.

Aus diesen Ergebnissen wurde geschlossen, dass der experimentelle Nachweis der kastenwandnahen Wendelströmung und ihr Einfluss auf die Temperaturprofilrechnung durch Beheizung eines wandnahen Stabes am effektivsten erfolgen könnte. Daher wurden zwei isolierte Bündelkästen gebaut, in welche ein 6l-Stabbündel aus Stäben mit Spiraldrahtabstandshaltern von 100 mm Steigungshöhe und ein 6l-Stabbündel aus Stäben mit 6 Wendelrippen von 600 mm Steigungshöhe eingebaut wurden. Je ein Zentral- und Wandstab des Bündels konnten beheizt werden. Mit diesem Versuchseinsatz wurden die Schiefkast-Experimente über den Bereich $10^4 \leq Re \leq 10^5$ in Natriumströmung durchgeführt.

Je ein typisches Ergebnis dieser Untersuchungen ist in Abb. 28 für das Bündel mit Spiraldraht- und in Abb. 29 für jenes mit Wendelrippenabstandshaltern^{x)} dargestellt. Aufgetragen sind hierbei in den oberen Darstellungen die rechnerisch und experimentell bestimmten Mittelwerte der Unterkanaltemperaturen über die mit Thermoelementen versehenen Bündeltraversen \overline{XX} und \overline{XY} bei Beheizung von Zentral- und Wandstab, in den unteren Darstellungen sind die berechneten mittleren Unterkanaltemperaturen der Wandkanäle in Richtung φ aufgetragen und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Für beide Abstandshaltervariationen wurden die rechnerischen Kühlkanaltemperaturen für $0,5 \leq EF \leq 1,0$ mit eingetragen.

+) Hierfür ergeben sich gegenüber Abb. 28 mehr Messpunkte für Wandkanal-Temperaturen, da nach einer Beschädigung ein mit mehr Thermoelementen versehenes Messgitter eingebaut wurde.

Es zeigt sich:

- die gemessenen Temperaturen bestätigen die Rechenmethode.
- Der Verlauf der Teilkanaltemperaturen über die Bündeltraversen \overline{XMC} und \overline{XMF} ist für beide Abstandshalter verschieden. Dies liegt in den unterschiedlichen Strömungsverhältnissen im Bereich der Kastenwandungen. Beim Einsatz von Drahtabstandshaltern strömt in den Wandkanälen aufgrund ihrer grösseren Flächen mehr Fluid als bei Bündeln mit Rippenabstandshaltern.
- Die gemessenen Temperaturen lassen sich durch die rechnerischen nur bei Berücksichtigung einer dem Wicklungssinn der Abstandshalter folgenden kastenwandnahen Strömung mit $0,8 \leq EF \leq 1,0$ wiedergeben. Sie führt bei beiden Abstandshaltervarianten zu einem steilen Temperaturanstieg im Bereich des beheizten Wandstabes (X). Diese Übertemperaturen erstrecken sich im Bündel mit Spiraldrahtabstandshaltern über einen grossen Bereich des Kastenumfanges und werden in Richtung ψ nach und nach durch Mischvorgänge zwischen Wand- und Zentralbereich des Bündels wieder abgebaut. Dies ist insbesondere auch der oberen Darstellung in Abb. 28 aus dem Vergleich der Temperaturtraversen \overline{XMC} mit \overline{XMF} zu entnehmen.
- Im Bündel mit Rippenabstandshaltern bewirkt die Wendelströmung wegen der grösseren Wendelsteigung eine nur über wenige Teilkanäle im Bereich des beheizten Wandstabes sich erstreckende Kühlkanaltemperaturerhöhung.

Da diese Ergebnisse am Beispiel einer extremen Bündel-Schiefelast bei Beheizung von nur zwei Stäben erzielt wurden, im Reaktorbetrieb derartige Stab-Leistungsunterschiede jedoch nicht auftreten, ist die Berücksichtigung der Wendelströmung nur dort von Bedeutung, wo Reduktionen von Temperaturdifferenzen zwischen Bündelteilkanälen unmittelbar im Kastenwandbereich

und von Teilkanal-Übertemperaturen erwünscht sind, wie sie z.B. im Bereich des Eckstabes [60] oder bei verbogenen und ausgelenkten Stäben oder bei einer Teilkanalblockade auftreten. Da sich der Wendelströmungseffekt auf die max. Teilkanaltemperaturen im Zentralbereich des ungestörten Bündels bei Beheizung aller Stäbe nicht auswirkt, werden die hier vorliegenden Betrachtungen ohne Berücksichtigung dieses Energieaustauscheffektes durchgeführt.

4.1 Optimierung 1. Art

Diese Optimierungsmöglichkeit setzt voraus, daß bei konstanter Wärmeleistung des Kernelementes die mittleren Kühlmittel-Ein- und -Austrittstemperaturen für die untereinander zu vergleichenden Brennelement- und Abstandshaltergeometrien unverändert beibehalten werden. Diese Art der Optimierung beruht damit nur auf einem Vergleich der Temperaturprofile im Bündelquerschnitt. Die Größe des Druckabfalles im Bündel kann für die Betrachtung nicht herangezogen werden. Wegen konstanter Wärmeleistung und für alle Bündel gleiche Kühlmittel-Ein- und -Austrittstemperaturen bleibt der Massestrom im Bündel konstant gemäß

$$M = \frac{n \cdot \chi_m \cdot L}{c_p (T_2 - T_1)} \quad (32)$$

Mit diesen Voraussetzungen wurden die in Abb. 30 und Abb. 31 dargestellten Verteilungen der mittleren Kühlmitteltemperaturen der Teilkanäle im Bündelquerschnitt für gleichmäßige Belastung aller Stäbe im Bündel (Gleichlast) sowie für den Schief-lastfall ermittelt. Sie sind als Wandtraverse in Richtung X aufgetragen. Im Gleichlastfall (Abb.30) ergeben sich im Bereich der Kastenwandungen (peripheral) für alle betrachteten Abstandshalter Kühlkanaltemperaturen, die unter der mit "0" bezeichneten mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur des Bündels liegen, während im Innern des Bündels (zentral) die Temperaturen des Kühlmittels über der mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur

liegen. Aus Wärmebilanzgründen sind die Temperaturen im Zentrum des Bündels umso höher oder erstrecken sich über eine umso grössere Bündelzone, je mehr die peripheralen Kühlmitteltemperaturen die mittlere Austrittstemperatur unterschreiten, was für unterschiedliche Abstandshaltertypen durch die Strömungsgeometrien und für gleiche Abstandshaltertypen durch den Energieaustauschprozess im Wandbereich erklärt werden kann.

So ergeben sich im Zentralbereich des Bündels für die Wendeldrahtabstandshalter gegenüber der mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur Differenzen von etwa 32°C . Für Bündel mit Wendelrippenabstandshalter betragen diese nur etwa $5 - 7^{\circ}\text{C}$. Damit ergibt der Wendeldrahtabstandshalter rund 25°C höhere Teilkanaltemperaturen im Bündelinnern. Dies beruht hauptsächlich auf der ungleichmässigen Strömungsverteilung. Bei drahtförmigem Abstandshalter fliesst mehr Masse durch die kastenwandnahe Bündelzone als bei rippenförmigen Abstandshaltern wegen der unterschiedlichen freien Strömungsflächen. Im Wandbereich treten sehr starke Temperaturgradienten auf, die sich zum Bündelinnern immer mehr reduzieren und schliesslich verschwinden. Diese Temperaturgradienten sind ebenfalls eine Funktion der Strömungsverhältnisse in den Wandkanalgeometrien und der Mischraten, welche den Temperaturengleich benachbarter Kühlkanäle beeinflussen. Je grösser die Mischrate desto geringer ist der Temperaturgradient im peripheralen Bündelbereich bei gleichem Abstandshalter, was aus dem Vergleich der berechneten Temperaturprofile für die Wendeldrahtabstandshalter hervorgeht.

Andererseits wirken sich die grossen Mischraten der Bündel mit Spiraldrahtabstandshalter nur unbedeutend auf die max. Kühlmitteltemperaturen im zentralen Bündelbereich aus.

Im Schieflastfall (Abb. 31) ergeben sich grundsätzlich die gleichen Tendenzen, jedoch vermindert sich durch die grössere

Mischrate der Spiraldrahtabstandshalter die im Gleichlastfall zwischen Spiraldraht- und Rippenabstandshalter existierende Temperaturdifferenz von maximal 25 °C auf nunmehr 10 °C für eine Wendelsteigung von $H = 100$ mm und auf etwa 20 °C für eine Wendelsteigung von $H = 300$ mm. Die Lage des Temperaturmaximums wird mit zunehmender Kühlmittelquervermischung mehr in die zentrale Bündelzone verschoben.

Im zentralen Bündelbereich sind für alle betrachteten Abstandshaltertypen die Temperaturgradienten nahezu konstant. Vergleicht man für die verschiedenen Abstandshaltertypen die Temperaturdifferenzen von gleichen Kühlkanalpositionen im Zentralbereich bei Gleich- und Schiefload, so weichen diese nicht voneinander ab.

Ein Vergleich der Druckverluste ist hier nicht möglich. Da er die thermodynamischen Verhältnisse im Bündel mitbestimmt, müssen für einen derartigen Vergleich konstante max. Kühlmitteltemperaturen im Bündelquerschnitt vorausgesetzt werden.

Diese Art der Optimierung ist dann von Interesse, wenn die Core-Aufheizspanne und die mittlere Kühlmittelaustrittstemperatur festgelegt ist, d.h. wenn die maximal auftretende Kühlmittel- und Hüllrohrwandtemperatur eine untergeordnete Rolle spielt. In der Regel ist das jedoch nicht der Fall. Kühlmittel- und Wandtemperaturen stellen vielmehr das wichtigste Kriterium für die Abstandshalterauswahl dar.

4.2 Optimierung 2. Art

Die 2. Art der Optimierung setzt voraus, daß bei gleicher Wärmeleistung des Brennelementes und gleicher Kühlmittelintrittstemperatur die maximale Kühlmittelaustrittstemperatur in den Teilkanälen der miteinander zu vergleichenden Bündeln für alle betrachteten Abstandshalter-Geometrien gleich sein soll. Diese Bedingungen sind nur zu erfüllen, wenn man unterschiedliche mittlere Kühlmittelaustrittstemperaturen zuläßt. Damit aber ergeben sich andere Massendurchsätze im Bündel und dadurch andere Druckabfälle. Die Auswahl eines Abstandshalters wird damit aufgrund der unterschiedlichen Druckverluste möglich.

Die mathematische Formulierung dieses Problems lautet:
(Die Darstellung der Temperaturverhältnisse und die Bedeutung der einzelnen Rechengrößen ergibt sich aus Abb. 32)

max. Temperatur im

Bündel mit Abstandshalter x:
$$t_{kmax_x} = t_{1x} + \Delta t_x + \vartheta_x \quad (33)$$

max. Temperatur im Bündel

mit Abstandshalter y:
$$t_{kmax_y} = t_{1y} + \Delta t_y + \vartheta_y \quad (34)$$

Druckabfall allgemein:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (35)$$

und mit $w = \frac{\dot{M}}{\rho \cdot F}$:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\dot{M}^2}{F^2} \cdot \frac{1}{2\rho} \quad (36)$$

In 1. Näherung ist $\frac{L}{2\rho} = \text{const.}$ Damit lautet Gleichung (36):

$$\Delta p = \text{const.} \cdot \lambda \cdot \frac{\dot{M}^2}{F^2 \cdot D_h} \quad (37)$$

Nun ist $\dot{M} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t}$ und voraussetzungsgemäß $Q = \text{const.}$ Darüberhinaus ist $C_p = \text{const.}$ im betrachteten Temperaturbereich und damit:

$$\dot{M} \sim \frac{1}{\Delta t} \quad (38)$$

Dies in Gleichung (37) eingesetzt, ergibt die Proportionalität:

$$\Delta p \sim \lambda \cdot \frac{1}{F^2 \cdot D_h} \cdot \frac{1}{\Delta t^2} \quad (39)$$

Gleichung (39) für die Bündel x und y aufgestellt und nach $\Delta t_{x/y}$ aufgelöst:

$$\Delta t_x \sim \sqrt{\frac{1}{\Delta p_x} \cdot \frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{hx}}} \quad (40)$$

$$\Delta t_y \sim \sqrt{\frac{1}{\Delta p_y} \cdot \frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{hy}}} \quad (41)$$

Aus (40) und (41) bildet man das Verhältnis :

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_y} \sim \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_y} \cdot \frac{\frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{hx}}}{\frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{hy}}}} \quad (42)$$

Voraussetzungsgemäß soll $t_{Kmax\ x} = t_{Kmax\ y}$ sein, weshalb sich aus (33) und (34) mit (42) ergibt:

$$\frac{t_{Kmax\ x} - \vartheta_x - t_{1x}}{t_{Kmax\ y} - \vartheta_y - t_{1y}} \sim \sqrt{\frac{\Delta p_y}{\Delta p_x} \cdot \frac{\frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{hx}}}{\frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{hy}}}} \quad (43)$$

Gleichung (43) nach Δp_y aufgelöst ergibt:

$$\Delta p_y \sim \Delta p_x \cdot \frac{\frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{hx}}}{\frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{hy}}} \cdot \frac{(t_{Kmax\ x} - \vartheta_x - t_{1x})^2}{(t_{Kmax\ y} - \vartheta_y - t_{1y})^2} \quad (44)$$

Gleichung (44) stellt damit die Relation zur Ermittlung des Druckabfalles eines Brennelementes mit Abstandshalter y bezogen auf den Druckabfall im Brennelement mit Abstandshalter x unter Beachtung der nach Gleichung (33) und (34) zu ermittelnden Aufheizspannen des Kühlmittes Δt_x und Δt_y dar.

Über die Gleichungen (33), (34) und (44) wurden die Eingabedaten für das MISTRAL-Programm ermittelt und damit die Kühlmitteltemperaturprofile und Druckverluste für die verschiedenen Abstandshaltertypen errechnet, wobei im Gegensatz zur hier gezeigten mathematischen Abhandlung im Rechenprogramm die Stoffwerte für spezifische Wärme C_p , Dichte ρ , und Zähigkeit η temperaturabhängig berücksichtigt werden. Für diese und die folgenden Betrachtungen wurde das Bündel aus Hüllrohren mit 3 Wendelrippen als Abstandshalter als Vergleichsbündel angenommen.

Die Ergebnisse dieser Optimierungsrechnungen sind in Abb. 33 und 34 für den Gleich- und Schiefastfall angegeben. Die Temperaturprofile zeigen einen ähnlichen Verlauf wie in den Abb. 30 und 31 und könnten in ihrer Grundtendenz ähnlich

diskutiert werden. Wesentliche Voraussetzung für diese Art der Vergleichsrechnungen war gleiche max. Kühlmitteltemperatur im Bündelquerschnitt für alle betrachteten Abstandshaltertypen. Dies konnte nur durch Reduktion der mittleren Austrittstemperatur der Bündel mit Wendeldrahtabstandshalter erreicht werden. Im Gleichlastfall betrug diese Temperaturreduktion etwa 23°C . Um dabei jedoch gleichzeitig die voraussetzungsgemäß konstante Bündelleistung abführen zu können, mußte der Massendurchsatz erhöht werden, der wiederum eine bedeutende Zunahme des Druckabfalles ergab. Im Schiefastfall war die notwendige Temperaturreduktion für den Wendeldrahtabstandshalter geringer, weil hier nach Abb. 31 geringere Temperaturdifferenzen zwischen den verschiedenen Abstandshaltertypen bestehen. Daher war für diese Temperaturreduktion die Erhöhung des Druckabfalles gegenüber dem Gleichlastfall weniger bedeutsam.

Die Reduktion der mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur des Brennelementes mit Wendeldrahtabstandshalter ergibt neben der Erhöhung des Druckverlustes zusätzlich eine Beeinflussung des dem Reaktor nachgeschalteten Kreislaufprozesses und gleichzeitig eine Beeinflussung der Baugrößen einiger Komponenten insbesondere der Wärmetauscher. Es geht dies aus der für die Auslegung von Wärmetauschern grundlegenden Gleichung für das mittlere logarithmische Temperaturgefälle hervor, welches die für den Wärmetausch notwendigen Austauschflächen bestimmt. Da dieses mittlere logarithmische Temperaturgefälle in Reaktorsystemen im allgemeinen klein ist, trägt jede Maßnahme zur Erhöhung der Na-Austrittstemperatur ohne gleichzeitige Beeinflussung der maximalen Teilkanaltemperaturen über die Reduktion der Wärmetauscherflächen zur wirtschaftlicheren Gestaltung des Kreislaufes bei. Die Untersuchung dieser Auswirkung für den Kreislaufprozeß war nicht Gegenstand dieser Betrachtung. Es soll daher hier darauf nicht näher eingegangen werden.

Die Abstandshalter lassen sich nach dieser Methode sowohl nach der gewünschten mittleren Austrittstemperatur als auch nach dem im Bündel herrschenden Druckabfall auswählen. Dabei ergeben sich thermo- und fluiddynamisch optimale Verhältnisse für das Bündel aus Rohren mit 3 integralen Wendelrippen, d.h. es läßt für eine maximale Kühlmitteltemperatur im Teilkanal des Bündels die höchste mittlere Kühlmittelaustrittstemperatur im Brennelement zu und besitzt dabei den geringsten Druckabfall im Vergleich zu den hier diskutierten Abstandshaltertypen.

4.3 Optimierung 3. Art

Die 3. Art der Optimierung beruht auf der Voraussetzung, daß bei gleicher Wärmeleistung und Natrium-Eintrittstemperatur der Druckabfall im Bündel für die betrachteten Abstandshaltertypen konstant sein soll. Hierfür muß die mittlere Kühlmittelaustrittstemperatur variabel sein und die Massendurchsätze so eingeregelt werden, daß sich die genannten Forderungen realisieren lassen.

Einen maximalen, nicht zu überschreitenden Druckverlust im Core als Grenzwert für die Auslegung zu definieren, kann dann zu einem wichtigen Vergleichsparameter werden, wenn der Druckverlust über die Pumpleistung in den Wirkungsgrad einer Anlage spürbar eingeht, wenn es nicht möglich ist, Pumpen für eine geforderte Druckerhöhung zu fertigen, oder wenn aus Notkühlgründen der Druckabfall im Core bestimmte Werte nicht überschreiten darf. Dann muß die Abstandshalterauswahl auf dieser Basis erfolgen. Die bestimmende Gleichung für die Erhöhung oder Verminderung der mittleren Aufheizspanne im Core für Bündel mit den unterschiedlichen Abstandshaltertypen x und y läßt sich aus Gleichung (42) gewinnen, sofern man dort $\Delta p_y = \Delta p_x$ setzt. Dann ergibt sich:

$$\Delta t_y \sim \Delta t_x \cdot \sqrt{\frac{\frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{ny}}}{\frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{nx}}}} \quad (45)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung wurden die Eingabedaten für die Rechenläufe festgelegt. Die Ergebnisse dieser Betrachtungen sind in den Abb. 35 und 36 dargestellt. Das Bündel aus 3-Rippenrohren weist hierbei die geringsten maximalen Kühlmitteltemperaturen im Querschnitt auf und zeigt sich auch hier dem 6-Rippenrohr- und dem Wendel-

drahtabstandshalterkonzept überlegen. Der Einfluß der Wendelsteigung auf den Druckabfall und die Rückkopplung des Druckabfalls über den Massendurchsatz auf die Temperaturerhöhungspanne im Bündel läßt sich am Beispiel des Bündels mit Wendeldrahtabstandshalter hier sehr deutlich zeigen. Um gleichen Druckabfall für die Bündel mit Wendeldrahtsteigungen von $H = 100$ und $H = 300$ mm zu erreichen, muß der Massendurchsatz im Bündel mit Wendeldrähten der kleineren Steigung soweit reduziert werden, daß zur Abfuhr der gleichen Bündelleistung die Temperaturerhöhungspanne von $= 169^{\circ}\text{C}$ auf 222°C vergrößert werden muß.

4.4 Optimierung 4. Art

Die 4. Art der Optimierung setzt für die miteinander zu vergleichenden Bündel den zulässigen Druckabfall im Core und die maximal zulässigen Kühlmittelaustrittstemperaturen in den Teilkanälen gleich. Für konstante Wärmeleistung des Bündels läßt diese Art der Optimierung die Auswahl der Abstandshalter nach der höchsten mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur und der höchsten Kühlmittelintrittstemperatur zu. Das heißt, es wird hier noch mehr als bei der 2. Art der Optimierung der Gesichtspunkt Wirtschaftlichkeit des Kreisprozesses und seiner Komponenten angesprochen.

Die bestimmenden Gleichungen ergeben sich für diese Art der Berechnung aus Gleichung (43) und (33)

Löst man Gleichung (43) nach t_{ly} auf unter Beachtung, daß $\Delta p_y = \Delta p_x$, so erhält man:

$$t_{ly} \sim t_{kmaxy} - \delta_y - (t_{kmaxx} - t_{lx} - \delta_x) \cdot \sqrt{\frac{\frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{hx}}}{\frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{hy}}}} \quad (46)$$

Setzt man in Gleichung (46) Δt_x aus Gleichung (33) ein, so erhält man:

$$t_{ly} \sim t_{kmaxy} - \delta_y - \Delta t_x \cdot \sqrt{\frac{\frac{\lambda_x}{F_x^2 \cdot D_{hx}}}{\frac{\lambda_y}{F_y^2 \cdot D_{hy}}}} \quad (47)$$

Unter Beachtung, daß $t_{kmaxy} = t_{kmaxx}$ ist, lassen sich damit die Eingabegrößen für die 4. Art der Optimierungsrechnungen mit Hilfe des MISTRAL-Programmes bestimmen.

Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in den Abb. 37 und 39 dargestellt.

Es zeigt sich, daß bei konstantem Druckabfall und konstanter maximaler Kühlmitteltemperatur im Bündelquerschnitt die höchsten mittleren Kühlmittelaus- und -Eintrittstemperaturen bei Verwendung eines 3-Rippenrohres als Abstandshalter für die Brennstäbe im Bündel eines Kernelementes ermöglicht werden. Gegenüber der 2. Art der Optimierung muß der Druckabfall beim Bündel aus 6-Rippenrohren und Wendeldrahtabstandshaltern durch Reduzierung des Massedurchsatzes erreicht werden. Soll dabei voraussetzungsgemäß die Wärmeleistung des Bündels konstant bleiben, so muß die Eintrittstemperatur herabgesetzt werden.

Reduzierte mittlere Kühlmittel-Austritts- und Eintrittstemperaturen bedeuten doppelten Einfluß auf den dem Reaktor nachgeschalteten Kreislaufprozeß und die Reduktion der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen in den nachgeschalteten Wärmetauschern. Wie unter 4.2 bereits erwähnt, war die Untersuchung dieser Einflüsse nicht Gegenstand dieser Betrachtungen.

5. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Für die Auswahl von Abstandshaltern für die Kernelemente Schneller Reaktoren ist neben der Herstellbarkeit, Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit das thermo- und fluiddynamische Verhalten von ausschlaggebender Bedeutung. Als thermo- und fluiddynamisch optimal kann dabei jener Abstandshaltertyp bezeichnet werden, welcher für eine maximal zulässige Wandtemperatur eine möglichst hohe mittlere Kühlmitteltemperatur ermöglicht und gleichzeitig einen geringen Druckabfall ergibt. Diese Problematik wurde untersucht. Hierzu wurden umfangreiche Temperaturfeld- und Druckabfallsrechnungen für die hier zur Diskussion gestellten wendelförmigen Abstandshaltertypen (1 Wendeldraht, 3-, 6-Wendelrippen) durchgeführt. Für die Rechenmethoden werden Kenngrößen für die Kühlmittelquervermischung und den Druckabfallbeiwert der jeweiligen betrachteten Bündel- und Abstandshaltergeometrien benötigt.

Diese Kenngrößen sind aus der bekanntgewordenen Literatur nur unvollständig zu entnehmen. Sie wurden daher in umfangreichen Experimenten bestimmt.

- Die die Kühlmittelquervermischung kennzeichnenden Mischraten wurden in 6l- Stabbündelgeometrien mit den spezifischen Abmessungen der Brennelemente des SNR-300 in turbulent strömendem Natrium ermittelt. Als Abstandshalter wurden Wendeldrähte und Wendelrippen mit verschiedenen Steigungshöhen eingesetzt.

Es zeigte sich, dass die Mischraten mit zunehmender Wendelsteigung abnehmen. Aus dem Vergleich dieser Ergebnisse mit Literaturdaten konnte eine 1. Hypothese für die Abhängigkeit des Mischungsbeiwertes von der Steigungshöhe und dem Stabteilungsverhältnis angegeben werden.

- Die Druckverlustbeiwerte wurden in turbulenter Luftströmung mit den gleichen Bündeln, wie sie zur Bestimmung der Mischraten verwendet wurden, bestimmt. Es wurde nachgewiesen, dass diese Ergebnisse trotz den andersartigen Versuchsmethoden, Strömungsmedien und Bündelabmessungen durch die in [42] aufgestellte Beziehung gut wiedergegeben werden konnten. Insbesondere aber wurde der Nachweis erbracht, dass diese Beziehung auch für die Berechnung der Druckverlustbeiwerte in Rippenrohrgeometrien verwendet werden kann und ihr Anwendungsreich damit erweitert.

- In Schiefplastexperimenten mit Bündeln aus Stäben mit Wendeldrähten und Wendelrippen als Abstandshalter wurde die Anwendung des MISTRAL-II-Rechenprogrammes für die thermodynamische Bündelauslegung gestützt. Dies wurde bedeutsam, wegen der bei der Verwendung von wendelförmigen Abstandshaltertypen im Bereich der Kastenwand auftretenden Wendelströmung. Es ist gelungen, den Einfluss dieser Wendelströmung auf die Temperaturverteilung im Bündel zu erfassen und die Rechenmethoden experimentell zu stützen.

Die mit Hilfe dieser Experimente geschaffenen Voraussetzungen wurden auf 4 Möglichkeiten der thermo- und fluiddynamischen Bündeloptimierung angewendet, nämlich

1. Optimierung für konstant gehaltene Kühlmittel-Ein- und Austrittstemperaturen in den miteinander zu vergleichenden Bündelgeometrien
2. Optimierung für gleiche maximale Kühlmitteltemperaturen im Querschnitt der Bündel
3. Optimierung für gleichen Druckabfall bei gleicher mittlerer Kühlmittelintrittstemperatur

4. Optimierung für gleichen Druckabfall und gleiche maximale Kühlmitteltemperaturen in den Teilkanälen der Bündel.

Aus diesen Optimierungsrechnungen ergab sich, dass das Bündelkonzept aus Hüllrohren mit 3 integralen Wendelrippen eine vielversprechende Alternative für die Weiterentwicklung wirtschaftlicher Brennelemente ist.

Die weiterführenden Betrachtungen und Experimente werden sich auf folgende Probleme konzentrieren:

- Bestätigung der Hypothese zur Abhängigkeit der Mischraten von der Wendelsteigung und vom Stabteilungsverhältnis.
- Erweiterung der Untersuchungen zum Wendelströmungseffekt in Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern zur detaillierteren Beschreibung seiner Abhängigkeit von Abstandshaltergeometrie und -Anordnung.
- Detailliertere Betrachtungen und experimentelle Stützung der hier integral angegebenen Mischraten durch verbesserte physikalische Modelle im Hinblick auf die örtliche Berechnung der dreidimensionalen Geschwindigkeits- und Temperaturfelder in Bündelgeometrien mit gestörten und ungestörten Stabanordnungen.

- Die Druckverlustbeiwerte wurden in turbulenter Luftströmung mit den gleichen Bündeln, wie sie zur Bestimmung der Mischraten verwendet wurden, bestimmt. Es wurde nachgewiesen, dass diese Ergebnisse trotz den andersartigen Versuchsmethoden, Strömungsmedien und Bündelabmessungen durch die in [42] aufgestellte Beziehung gut wiedergegeben werden konnten. Insbesondere aber wurde der Nachweis erbracht, dass diese Beziehung auch für die Berechnung der Druckverlustbeiwerte in Rippenrohrgeometrien verwendet werden kann und ihr Anwendungsreich damit erweitert.

- In Schiefplastexperimenten mit Bündeln aus Stäben mit Wendeldrähten und Wendelrippen als Abstandshalter wurde die Anwendung des MISTRAL-II-Rechenprogrammes für die thermodynamische Bündelauslegung gestützt. Dies wurde bedeutsam, wegen der bei der Verwendung von wendelförmigen Abstandshaltertypen im Bereich der Kastenwand auftretenden Wendelströmung. Es ist gelungen, den Einfluss dieser Wendelströmung auf die Temperaturverteilung im Bündel zu erfassen und die Rechenmethoden experimentell zu stützen.

Die mit Hilfe dieser Experimente geschaffenen Voraussetzungen wurden auf 4 Möglichkeiten der thermo- und fluiddynamischen Bündeloptimierung angewendet, nämlich

1. Optimierung für konstant gehaltene Kühlmittel-Ein- und Austrittstemperaturen in den miteinander zu vergleichenden Bündelgeometrien
2. Optimierung für gleiche maximale Kühlmitteltemperaturen im Querschnitt der Bündel
3. Optimierung für gleichen Druckabfall bei gleicher mittlerer Kühlmittelintrittstemperatur

4. Optimierung für gleichen Druckabfall und gleiche maximale Kühlmitteltemperaturen in den Teilkanälen der Bündel.

Aus diesen Optimierungsrechnungen ergab sich, dass das Bündelkonzept aus Hüllrohren mit 3 integralen Wendelrippen eine vielversprechende Alternative für die Weiterentwicklung wirtschaftlicher Brennelemente ist.

Die weiterführenden Betrachtungen und Experimente werden sich auf folgende Probleme konzentrieren:

- Bestätigung der Hypothese zur Abhängigkeit der Mischraten von der Wendelsteigung und vom Stabteilungsverhältnis.
- Erweiterung der Untersuchungen zum Wendelströmungseffekt in Bündeln mit wendelförmigen Abstandshaltern zur detaillierteren Beschreibung seiner Abhängigkeit von Abstandshaltergeometrie und -Anordnung.
- Detailliertere Betrachtungen und experimentelle Stützung der hier integral angegebenen Mischraten durch verbesserte physikalische Modelle im Hinblick auf die örtliche Berechnung der dreidimensionalen Geschwindigkeits- und Temperaturfelder in Bündelgeometrien mit gestörten und ungestörten Stabanordnungen.

6. Literatur

- [1] SNR-300 MWe Prototypkernkraftwerk mit Schnellem Natriumgekühlten Reaktor
INTAT - 84a, 1971
- [2] Baumann, W., V. Casal, H.Hoffmann, R.Moeller, K.Rust:
Brennelemente mit wendelförmigen Abstandshaltern für Schnelle Brutreaktoren.
KFK - 768, April 1968
- [3] Baumann, W.:
MISTRAL-II; thermohydraulischer Mischströmungsalgorithmus für Stabbündel
KFK-1605, Juni 1972
- [4] Todreas, N.E. und L.W. Wilson:
Coolant Mixing in Sodium Cooled Fast Reactor Fuel Bundles
WASH-1096, April 1968
- [5] Rogers J.T., N.E. Todreas:
Coolant Interchannel Mixing in Reactor Fuel Rod Bundles - Single Phase Coolants,
Heat Transfer in Rod Bundles,
ASME 1-56 (1968)
- [6] Smidt, D.:
Reaktortechnik; Band 1 und 2;
Verlag G. Braun, Karlsruhe 1971
- [7] Shimazaki T.T. und W.J. Freede:
Heat Transfer and Hydraulic Characteristics of the SRE Fuel Element
Reactor Heat Transfer Conference of 1956, TID-7529
- [8] Collins, R.D. und J. France:
Mixing of Coolant in Channels Between Close Packed Fuel Elements
IGR-TN/CA-847, January 1958

- [9] Howieson, J. and G.D. McPherson:
Coolant Mixing in 19-Element Fuel Bundles
AECL Report TDSI-31 July, 1961
- [10a] Bishop, A.A., P.A. Nelson, L.S.Tong:
Coolant Mixing in a Nineteen-Rod Fuel Assembly
Trans. ANS 4, 1961
- [10b] Bishop, A.A., P.A. Nelson and E.A. McCabe jr.:
Thermal and Hydraulic Design of CVTR Fuel
Assemblies
CVNA-115, June 1962
- [11] Waters, E.D.:
Fluid Mixing Experiments with a Wire Wrapped 7-Rod
Bundle Fuel Assembly
HW-70178, November 1963
- [12] Aranovitch E., J. Reynen:
Mixing Experiments,
aus EURATOM's Scientific Activities; Orgel Program;
Experimental Studies
EUR 1830 e, Part II, 1964; S. 55-58
- [13] Bump, T.R.:
Coolant Mixing in Fuel Subassemblies
Trans ANS, 9, 1966, p. 285
- [14] Pekrul, P.J. and R.B. Cassidy:
HWOCR Dual Channel Cross Flow Studies
AI-CE TDR 1038, May 1966

- [15] Felten, L.D., R.B. Cassidy and J.W. Dodd:
HWO CR Multi Channel Cross-Flow Studies
AI-CE TDR 1089, November 1966
- [16] Nijssing, R., W. Eifler, B. Delfan and J. Camposilvan:
Studies on Fluid Mixing Between Subchannels in a
Bundle of Finned Tubes
Nucl. Eng. and Design 5, 1967, p. 229
- [17] Kjellström, B.:
Momentum and Heat Mixing in Spiral-Wrapped-Rod-
Bundles
AE-RTL-949, 1967
- [18] Zmyslowski, A., M.A. Quaiyum, B. Kjellström:
Pressure Measurements in Rod Bundles with Spiral
Spacers
AE-RTL-961, 1968
- [19] Nikuradse, J.:
Gesetzmäßigkeit der turbulenten Strömung in glatten
Rohren
Forschg. Arb. Ing.-Wesen, Heft 356, 1932
- [20] Quaiyum, M.A.:
Coolant Mixing in Rod Bundles with Spiral Spacers
AE-RTL-1011, 1968
- [21] Quaiyum, M.A.:
Study of Fluid Mixing in Rod Bundles with Spiral
Spacers
AE-RTL-1048; 1968

- [22] Baumann, W., Möller, R.:
Experimental Study of Coolant Cross-Mixing in
Multirod-Bundles
Atomkernenergie 14-56, 1969
- [23] Marian V.R., D.P. Hines:
Transfer of Coolant Between Adjacent Subchannels
in Wire Wrapped and Grid Spacers Rod Bundles
Trans. ANS, 13, 1970
- [24] Millhollen M.K., A.M. Sutey:
Subchannel Coolant Temperatures of EBR-II Instrumented
Subassembly PNL-17
Trans. ANS, 13, 1970
- [25] Okamoto, Y, M. Hishida, N. Akino:
Hydraulic Performance in Rod-Bundles of Fast Reactor
Fuels
IAEA/SM-130/5, 1970
- [26] Leduc, J., G. Abecassis, R. Ginier, M. Jallade,
P. Marmonier, J.L. Ratier, P. Thome:
Developement en France de la technologie du coeur
de reacteurs rapides refroidis au sodium - et
perspectives d'avenir.
IAEA/SM-130/29, 1970
- [27] Skok, J.:
Mixing of the Fluid due to Helicoidal Wires of Fuel
Pins in a Triangular Array
Int. Seminar on Heat and Mass Transfer, Trogir 1971

- [28] Ginsberg, T. :
A Model for Forced-Convection Interchannel Mixing
Induced by Helical Spacer Wires
Trans ANS, 14, 1971
- [29] Reihman, T.C., R.A. Hildner :
Coolant Mixing in a 217-Pin Wire Wrapped FFTF Fuel
Assembly
WHAN-IR-33, WADCO Corp. (1970)
- [30] Fontana, M.H., R.E. McPherson, P.A. Gnadt, J.L. Want-
land :
Temperature Distribution and Flow Mixing in a 19-
Rod-Simulated LMFBR-Fuel Assembly
Trans ANS, 14, 1971
- [31] Wantland, J.L. :
ORRIBLE - A Computer Program for Flow and Temperature
Distribution in LMFBR Fuel Rod Bundles :
ORNL-TM-3516, Oct. 1971
- [32] Cushman, R.A. :
Subchannel Coolant Mixing and Temperature Analysis
in EBR-II Instrumented Subassembly
Trans ANS, 14, 1971
- [33] Collingham, R.E., W.L. Thorne, J.D. Mc Cormack :
217-Pin Wire Wrapped Bundle Coolant Mixing Test.
HEDL - TME - 71 - 146, Nov. 1971
- [34] Demargne F., P. Lecocq :
Etude Hydraulique et Thermique d'un Assemblage
Combustible
Soc. Hydrotechnique de France, XII^{mes} Journees de
l'Hydraulique (Paris 1972), AED-Conf.-72-174-004

- [35] Coates, D.E.:
Inter-Channel Mixing and Coolant Temperature
Distribution in Seven and Nineteen-Element
Fuel Bundles Literature Survey
CGE Report X07-10001R, November 1960
- [36] Moyer, C.B.;
Coolant Mixing in Multi-Rod Fuel Bundles
Risö-Report Nr. 125, July 1964
- [37] Todreas, N.E.:
Thermal and Hydrodynamic Considerations in the
Design of Liquid Metal Cooled Wire-Wrapped Rod
Bundles
Int. Seminar on Heat and Mass Transfer, Trogir 1971
- [38] Todreas, N.E., J.A. Turi;
Interchannel Mixing Rates in Wire Wrapped Liquid
Metal Fast Breeder Reactor Fuel Assemblies
Trans. ANS, Vol. 14, 1971
- [39] Todreas, N.E.:
Interchannel Mixing in Wire Wrapped Liquid Metal
Fast Reactor Fuel Assemblies
Nucl. Technology, Vol. 13, Jan. 1972
- [40] Eifler, W., R. Nijsing:
Turbulenter Reibungsbeiwert und Mischungsbeiwert
für den Impulsaustausch zwischen Unterkanälen -
typische Beispiele für nicht-universelle Gesetz-
mäßigkeiten.
Reaktortagung, Hamburg 1972

- [41] Bousquet, J.L. :
Etude du mélange entre deux sous canaux d'un élément combustible nucléaire à grappe.
Thèse à la Faculté des Science de l'Université de Grenoble, 1969
- [42] Rehme, K. :
Systematische experimentelle Untersuchung der Abhängigkeit des Druckverlustes von der geometrischen Anordnung für längsdurchströmte Stabbündel mit Spiraldrahtabstandshaltern
Diss. T.U. Karlsruhe, 1967
- [43] Hoffmann, H., R. Möller, H. Tschöke :
Der Druckverlust in Brennelementen natriumgekühlter Brutreaktoren mit gitter- und wendelförmigen Abstandshaltertypen.
Interner PSB-Arbeitsbericht (unveröffentlicht). 1969
- [44] Baumann, W. :
Cross Mixing by Natural Turbulence in Fuelelement-Bundles
Atomkernenergie 2/69
- [45] Hoffmann, H., G. Hofmann, S. Leistikow :
Experimentelle Untersuchungen des Druckverlustes und des Langzeitverhaltens der Abstützstellen an einem Modell-Brennelement aus Incoloy-800-Rohren mit sechs integralen Wendelrippen als Abstandshalter in einer isothermen Heißdampfströmung.
KFK 1028, Sept. 1969

- [46] Tschöke, H.:
Experimentelle Bestimmung des Druckverlustes an
einem 37-Stabbündel aus Rohren mit 6 integralen
Wendelrippen pro Stab als Abstandshalter
KFK-1038, Febr. 1970
- [47] Baumann, W., H. Hoffmann, R. Möller:
Fuel Rod Bundles with Various Spacer Designs for
Sodium-Cooled Fast Reactors
IAEA-SM-130/8, 1970
- [48] Novendstern, E.H.:
Pressure Drop Model for Wire-Wrapped Fuel Assemblies
Trans. ANS 14; 1971
- [49] Reihman, T.C.:
An Experimental Study of Pressure Drop in Wire-
Wrapped FFTF Fuel Assemblies
BNWL - 1207, Sept. 1969
- [50] Magee P.M. und K.A. Nilsson:
Pressure Drop in Wire-Wrapped Rod Bundles
Trans. ANS 14; 1971
- [51] Ibragimov, M. Kh., I.A. Isupov, L.L. Kobzar,
V.J. Subbotin,,:
Calculation of Hydraulic Resistivity Coefficients
for Turbulent Fluid Flow in Channels of Non-Circular
Cross Section.
Atomnaya Energiya, 23/1 October 1967
- [52] V.A. Subbotin, P.A. Umakov, A.V. Zhukov, V.D. Talanov,
L.K. Kudryavtseva, E.Y. Sviridenko, L.V. Vasileva:
Experimental Investigation of the Temperature Field
of the Fuel Elements in the Core and Blanket of the
BN-350 Reactor using Simulators.
Detroit Meeting on Fast Breeder Reactors, 1965

- [53] Casal, V. :
Heizstäbe mit indirekter Widerstandsbeheizung zur
Simulierung von Kernbrennstäben
KFK 894, März 1969
- [54] Hitzig, K. :
Elektronisches Sicherheitssystem
Deutsche Patentanmeldung P 22 59 823.8, 1972
- [55] Hoffmann, H., K. Rust :
Temperatur- und Spannungsverteilungen in Brennstab-
hüllen mit wendelförmigen Abstandhaltern für dampf-
gekühlte Schnelle Brutreaktoren.
KFK 805, Juni 1968
- [56] Baumann, W., H. Hoffmann, K. Rust :
Auswahl von Abstandshaltern für die Brennelemente
Schneller Brutreaktoren.
Proceedings of the International Meeting on
Fast Reactor Fuel and Fuel Elements, Karlsruhe,
September 1970
- [57] Krieg, R. :
Zur Berechnung der Spannungen und Verzerrungen in
zweifach zusammenhängenden prismatischen Körpern
mit Rechenbeispielen für ein längsberipptes Brenn-
stabhüllrohr.
Dissertation, T.U. Karlsruhe, 1972

- [58] Malang, S., H.M. Politzky, K. Rust:
Berechnung des thermischen Einlaufes in Brennstabbündeln bei Flüssigmetallkühlung
KFK-Bericht in Vorbereitung
- [59] Malang, S., K. Rust:
RELAX - Ein FORTRAN-Programm zur numerischen Bestimmung von Temperaturfeldern mittels der Relaxationsmethode der Thermodynamik.
KFK-1053, September 1969
- [60] Hoffmann, H., E. Baumgärtner:
Experimental Investigations of the Thermo- und Fluidynamik Behaviour of Fast Breeder Reactor Fuel Elements with Different Spacer-Types.
IAEA/SM-172/IV-20; Brüssel Juli 1973
- [61] Guggenheim, E.A.:
Compressible Flow of Perfect Gas with Heat Input Distributed Symmetrically about Middle of Channel
AECL - 1279, July 1961
- [62] Schlichting, H.:
Grenzschichttheorie, 1965
- [63] Kolesar, D.C.:
Rotating Wire Spacer Model in Large Bundle Thermal-Hydraulics
WHAN - SA - 76, March 1971
- [64] Doetschmann, K.:
THESIS, ein Programmsystem zur dreidimensionalen Berechnung der nominellen Temperaturverteilungen im Reaktorkern.
GfK/IRE - Seminarvortrag, 17.2.72 (unveröffentlicht)

- [65] Möller, R. :
Druckverlust und Wärmeübergangsmessungen an stab-
förmigen Brennelement-Bündeln
GfK/IRB-Arbeitsbericht 1965 (unveröffentlicht)
- [66] Hilsenrath, J. u.a. :
Tables of Thermodynamic and Transport Properties
Pergamon Press, 1960
- [67] Hammeke, K., G. Pietralla, K.H. Presser :
Thermodynamische Stoffwerte von Luft, CO₂ und Stick-
stoff bei hohen Temperaturen und Drucken.
Jül. - 383 - RB, 1966
- [68] Vrijs, A. :
Thermodynamische Stoffwerte von Luft
GfK/IRB-Arbeitsbericht 1967 (unveröffentlicht)
- [69] Pee, A. :
Stoffdaten von Natrium
KFK- 924, Febr. 1969

7. Nomenklatur

c_p	Spez. Wärme
D	Stabdurchmesser
$D_h = 4F/U$	hydr. Durchmesser ($U = U_A$ bezogen auf Teilkanal) $U = U_{ges}$ bezogen auf Bündel)
EF	Wirkungsgrad der wendelförmigen Abstandshalter bei der Erzeugung der Wendelströmung entlang der Kastenwand; Gleichung (31)
F	Geometriefaktor; Gleichung (11)
F	freie Strömungsfläche
$f = \lambda/4$	Druckverlustbeiwert
f_{glatt}	Druckverlustbeiwert glattes Bündel
g	Erdbeschleunigung
\bar{H}	mittl. Enthalpie
H	Steigungshöhe
i	Anzahl der wendelförmigen Abstandshalter pro Stab
l	Abstützlänge der Stäbe im Bündel
L	Bündellänge
\dot{M}	Massestrom
M	Multiplikationsfaktor; Gleichung (13)
Ma	Mach-Zahl
\dot{m}	Massestromdichte
N	Anzahl vorhandener Zentral-, Wand-, Eckkanäle; Gleichung (14)
n	Anzahl der Stäbe im Bündel
P	Stabmittenabstand, Stabteilung
p	Druck
Δp	Druckverlust
Q	Wärmeleistung
Q_{ij}	Wärmestrom von Kanal i nach Kanal j
q	spezifische Wärmebelastung einer Oberfläche
$Re = w \cdot D_h / \nu$	Reynoldszahl
Re'	modifizierte Reynoldszahl (s.S. 31)

s	engster Stababstand
T	absolute Temperatur
t	Temperatur
U	Umfang
U_A	Benetzter Umfang eines Teilkanales (Abstandshalter und Kastenwand werden jeweils anteilmäßig berücksichtigt)
U_B	Benetzter Umfang des Bündels ohne Kasten
U_{ges}	Benetzter Umfang des Bündels mit Kasten
v	spez. Volumen
W	Wandabstand
w_1	Geschwindigkeit im zentralen Strömungskanal
w	mittlere Geschwindigkeit im Bündel
X	Strömungsverteilungsfaktor; Gleichung 14
x	Teilkanal-Position Wandtraverse (s. Abb. 3)
Δx	axiale Längeneinheit
y	Teilkanal-Position Ecktraverse (s. Abb. 3)
Δy	Mittelpunktabstand benachbarter Unterkanäle
α	anteiliger wärmeerzeugender Stabumfang pro Teilkanal
\mathcal{E}	turbulente Austauschgröße (Impuls)
η	dyn. Zähigkeit
θ	Temperaturabweichung gegenüber mittlerer Austrittstemperatur
$\Delta\theta$	Temperaturdifferenz zwischen Aus- und Eintritt
λ	Druckverlustbeiwert
λ	Wärmeleitzahl
λ'	modifizierter Druckverlustbeiwert (Gleichung 9)
λ_0	Druckverlustbeiwert rundes Rohr
μ	Mischrate pro Kühlkanal
μ_{ij}	Mischrate zwischen Kanal i und Kanal j
μ_w	richtungsabhängige Mischrate im Wandkanal (Gleichung 31)
ν	kinematische Zähigkeit
ρ	Dichte
γ_i	dem Kanal i pro Längeneinheit zugeführte Wärme
χ	Stablängenleistung

Indices

1, 2...	Kanal 1, 2...
1, 2	Anfang, Ende; Eintritt, Austritt
aus	Austritt (lokal)
(aus) _m	Austritt (mittel)
i, j, k, l	Kanal i, j, k, l
k	Kühlmittel
m	mittel
max	maximal
o	gesamt
w	Wandkanal
x, y	kennzeichnende Abstandshaltertypen x, y (s. 4.2)

Lit. Verzeichn. Nr	Autoren	Jahr	Anzahl der Stöbe im Bündel	Anordnung der Stöbe und Abstandshalter im Bündel	Stabdurchmesser D [mm]	Stabteilung P [mm]	Verhältnis P/D	Steigungshöhe H [mm]	Verhältnis H/D	Medium	Re-Bereich	Versuchsmethode	Vermischungskoeffizient μ [%/cm]
[7]	Shimazaki Freede	1956	7	 1 Draht gegenläufig (0x7)	19,8	22,3	1,115	254	12,6	Wasser	$24 \cdot 10^3$	Tracer-Injektion	$\mu = 10,5$ f. Außenkanäle
[8]	Collins France	1958	19	 6 Rippen gleichsinnig (1x6x12)	88,9	98,2	1,11	767	8,65	Luft	$58 \cdot 10^3$	Tracer Injektion	$\mu = 157$; $\frac{\mu_{beheizt}}{\mu_{glot}} = 26$
[9]	Hawieson Mc Pherson	1961	19	 1 Draht (0x6x6) gegenläufig	15,22	16,47	1,085	234 468	15,3	Wasser		Heißwasser in 6 Zentralkanäle	$\frac{\mu_{234}}{\mu_{468}} = 193$; $\frac{\mu_{234}}{\mu_{Gitter}} = 3,2$
[10a]	Bishop Nelson Tong	1961	19	 1 Draht (0x6x6) gleichsinnig	12,7	15,7	1,2	381	30	Wasser		Tracer-Injektion in 6 innere Kanäle	$\frac{\mu_H = 381}{\mu_{ohne}} = 3,5 : 1$
[10b]	Bishop Nelson Mc Cabe	1962	19	 1 Draht (0x6x6) gleichsinnig	12,7	15,7	1,2	381	30	Wasser	$(62,5 \div 125) \cdot 10^3$	"	$18,7 > \mu > 13,2$; $\frac{\mu_H = 381}{\mu_{ohne}} = 275$
[11]	Waters	1963	7	 1 Draht gegenläufig (0x7)	18,2	21,7	1,19	102 254 457	5,7 14,1 28	Wasser	$< 7 \cdot 10^4$	Tracer Injektion	$\mu_{254} = 15$ f. Außenkanäle $\mu_{102} : \mu_{254} : \mu_{457} = 5 : 2,5 : 1$
[12]	Aranovitch Reynen	1964	7	 1 Draht gegenl. (1x6x12)  gleichsinnig (0x6)	40 26,3	41,3 28,3	1,035 1,075	450 560		Wasser		Tracer - Heißwasser Injektion	$\mu \approx 5,5$ für Zentralkanal des 7- Stabbündels
[13]	Bump	1966	91	 1 Draht gleichsinnig	4,42	5,66	1,28	152	34,5	Wasser	$72 \cdot 10^3$		
[14]	Pekrul Cassidy	1966	2	 12 Rippen Versuchskanal	13	16,6	1,27	1220	94,1	Wasser		Tracer-Injektion	$\mu \approx 3$
[15]	Felten cassidy Dodd	1966	10	 12 Rippen gleichsinnig	13	16,6	1,27	1220	94,1	Wasser	$26 \cdot 10^{-3} - 54 \cdot 10^3$	Tracer-Injektion	$\mu \approx 6$
[16]	Niising Eifer de Trau Compositivan	1967	4	 3 Spiralarippen + 36 thermische Rippen gleichsinnig	27,7	31,5	1,14	1200	43,3	Wasser		Tracer-Injektion	
[17]	Kjellström	1967	19	 1 Draht (0x6x6)	8	9,25	1,156	190	23,7	Wasser	$44 \cdot 10^3 - 13 \cdot 10^5$ nach [18]	Stat. Druck Verteilungsmessungen	
[20]	Quaiyum	1968	19	 2 Drähte gleichsinnig (1x6x12)	8	9,26	1,156	190	23,7	Wasser	$39 \cdot 10^4 - 125 \cdot 10^5$	"	$\mu \approx 24$
[21]	Quaiyum	1968	19	"								Tracer-Injektion	$23,6 < \mu = 29,3$
[22]	Baumann Möller	1969	61	 1 Draht 3 Rippen 6 Rippen	6	7	1,17	100 300 600	16,7 50 100	Luft	$3 \cdot 10^4 - 1,5 \cdot 10^5$	Beheizungs-methode	$15 < \mu < 23$ $9 < \mu < 12$ $4 < \mu < 6$
[23]	Marion Hines	1970	127	 1 Draht	6,35	8,14	1,28	152	24	Wasser		Heißwasser in 6 innere Kanäle	$\mu = 9,55$ $\frac{\mu_{Draht}}{\mu_{Gitter}} = \frac{1}{3,2}$
[24]	Millhollen Sutey	1970	37	 1 Draht	5,85	7,2	1,23	304	52	Natrium		Beheizung in-Pile (EBR-II)	$\mu = 4$
[25]	Okamoto Hishida Akino	1970	91	 1 Draht	6,3	7,69	1,22	255	40,5	Wasser	$(0,4-2) \cdot 10^4$	Tracer-Injektion	$\mu = 15$ $\frac{\mu_{Draht}}{\mu_{Gitter}} = \frac{2,3}{1}$
[27]	Scoc	1970	7	 1 Draht gleichsinnig	16,9 21	22,9 24	1,355 1,142	450 300 450 600	33,2 14,3 21,5 28,6	Wasser	$(2,5-5,5) \cdot 10^4$	Heißwasser in Innenkanäle i und Außenkanäle a aufgegeben	$\mu_i \approx 5,3$ $\mu_a \approx 4,5$ 16 12 10,8 8 8 4 2,7
[29]	Rehmann Hildner nach [28]	1970	217	 1 Draht	6,35	7,11	1,12	305	48				$\mu \approx 25,8$
[30]	Fontana Mc Pherson Groat Wortland	1971	19	 1 Draht gleichsinnig	5,85	7,27	1,243			Natrium		Beheizungs-methode	
[32]	Cushman	1971	19	 1 Draht gleichsinnig	9,06	10,42	1,115	152	17	Natrium		Beheizung in pile (EBR-II)	$\mu \approx 24,3$
[33]	Collingham Thorne Mc Cormack	1971	217	 1 Draht	5,85	7,27	1,243	302	52	Wasser	$(1-3) \cdot 10^4$	Injektions-methode	$\mu \approx 8,4$
[34]	Demavigne Lecocq	1971	37	 1 Draht	14	16	1,14	380	27,1	Natrium	36000	Beheizungs-methode	$12 < \mu < 24$

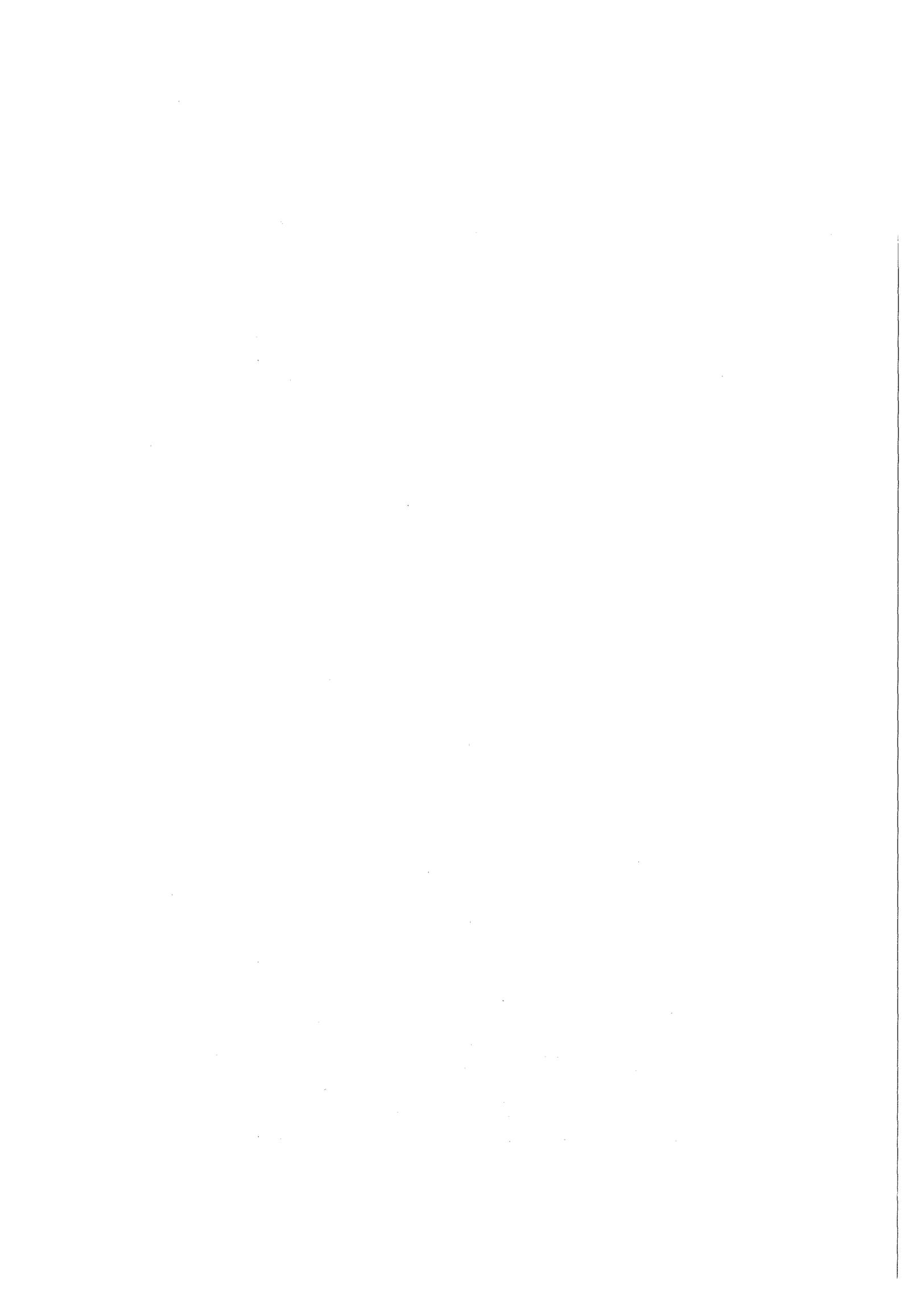
Tab.1 Geometrien und Abmessungen der Teststrecken, sowie Ergebnisse aus Untersuchungen von Mischungsbeiwerten an verschiedenen Stabündelgeometrien mit wendelförmigen Abstandshaltern.

Lit. Verzeichn.	Autoren	Anzahl d. Stäbe i. Bündel	Stabdurchmesser D [mm]	Stabteilg. verhältnis P/D	Steigungshöhe H [mm]	Stabteilg. verhältnis H/D	Fluid	Teststreckenlänge [mm]	Mischungsbeiwert μ [%/cm]
[13]	Bump, T.R.	91	4.42	1.28	152	34.5	H ₂ O	441	-
[22]	Baumann, W. Möller, R.	61	6.0	1.17	100	16.7	Luft	500	15 - 23
[23]	Marian, V.R. Hines, D.P.	127	6.35	1.28	152	24	H ₂ O	1830	9.55
[24]	Millhollen, M.K. Sutey, A.M.	37	5.85	1.23(?)	304	52	Na	343	4
[25]	Okamoto, Y.M. Hishida, M. Akino, N.	91	6.3	1.22	255	40.5	H ₂ O	1830	15
[29]	Reihman, T.C. Hildner, R.A. (nach [28])	217	6.35	1.12	305	48	-	-	25.8
[33]	Collingham, R.E. Thorne, W.L. Mc.Cormack, J.D.	217	5.85	1.245	302	52	H ₂ O	900	8.4
[32]	Cushman, R.A.	19	9.06	1.115	152	17	Na	343	24.3
[34]	Demargne, F. Lecocq, P	37	14	1.14	380	27.1	Na	801	12 - 24

Tab. 2: Geometrien und Abmessungen der Teststrecken, sowie Ergebnisse aus Untersuchungen von Mischungsbeiwerten an Vielstabbündeln in hexagonaler Stabanordnung mit Spiraldrahtabstandshaltern.

Art des Abstandshalters		Wendeldraht			3-Wendelrippen		6-Wendelrippen
Stabdurchmesser (D)	mm	6			6		6
Stabteilung (P)	mm	7,9			7,9		7,9
P/D-Verhältnis	-	1,32			1,32		1,32
Abstützlänge der Stäbe im Bündel (l)	mm	100	200	300	100	150	100
Wendelsteigung (H)	mm	100	200	300	300	450	600
minimaler Stababstand	mm	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
Drahtdurchmesser	mm	1,9	1,9	1,9			
Rippenhöhe	mm				0,95	0,95	0,95
Rippenbreite	mm				0,4	0,4	0,6
Rohrwandstärke	mm	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Stablängen	mm	1500	1500	1500	1500	1500	1500

Tab. 3: Geometrien und Abmessungen der 61-Stabbündeln für Untersuchungen zur Kühlmittelquervermischung und zum Druckverlust bei hexagonaler Stabanordnung.



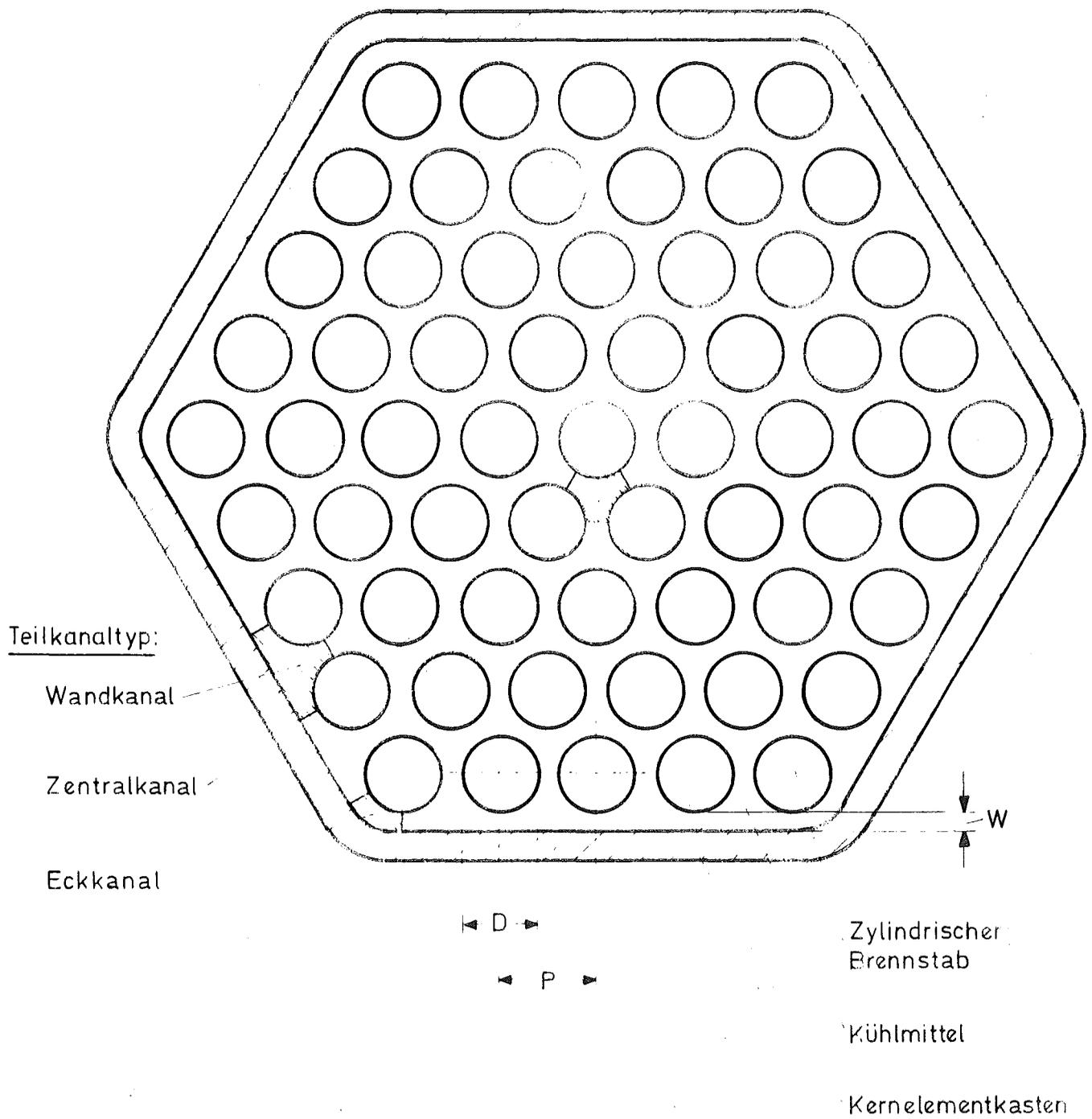


Abb. 1 Stabbündel mit hexagonaler Stabanordnung

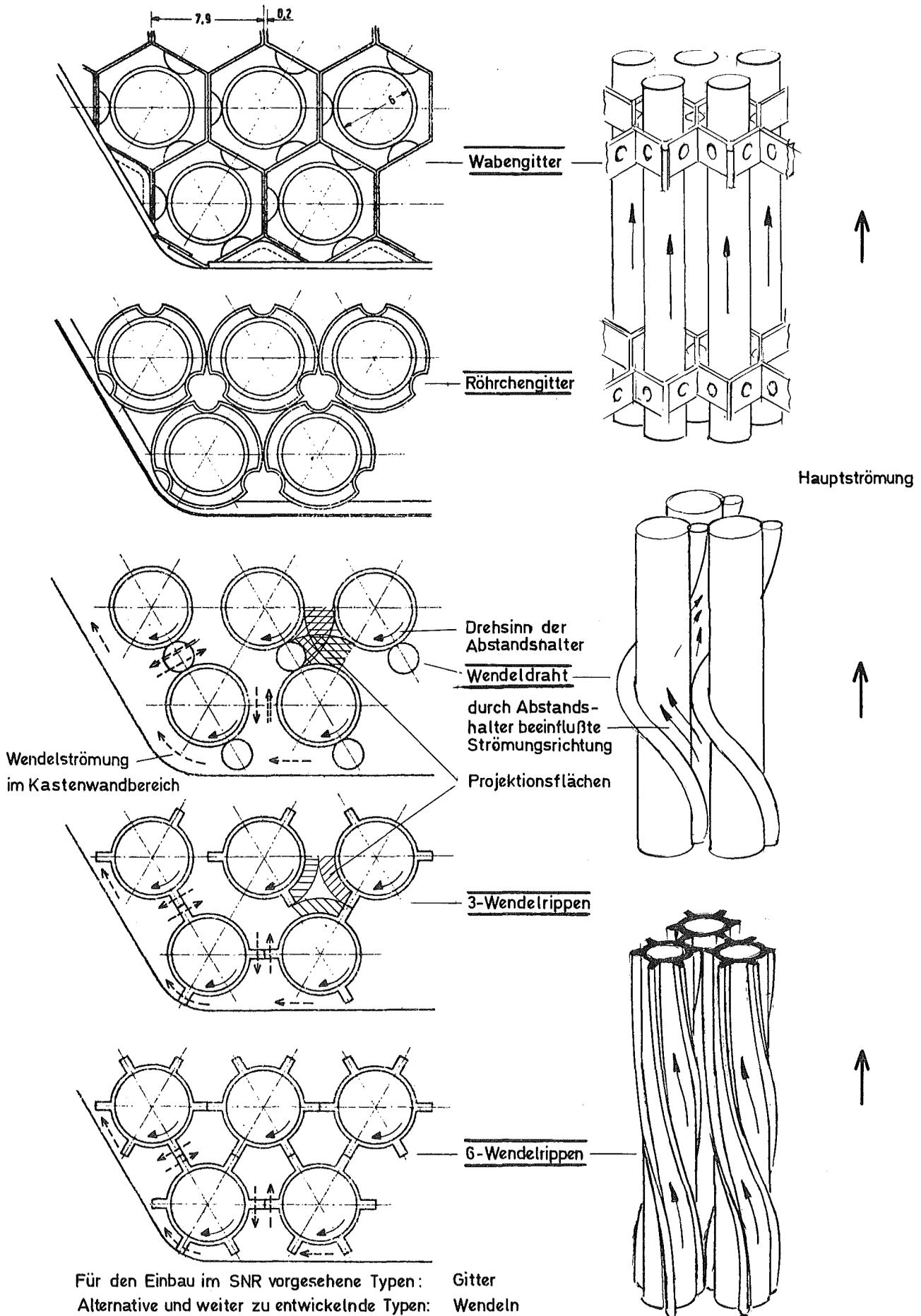
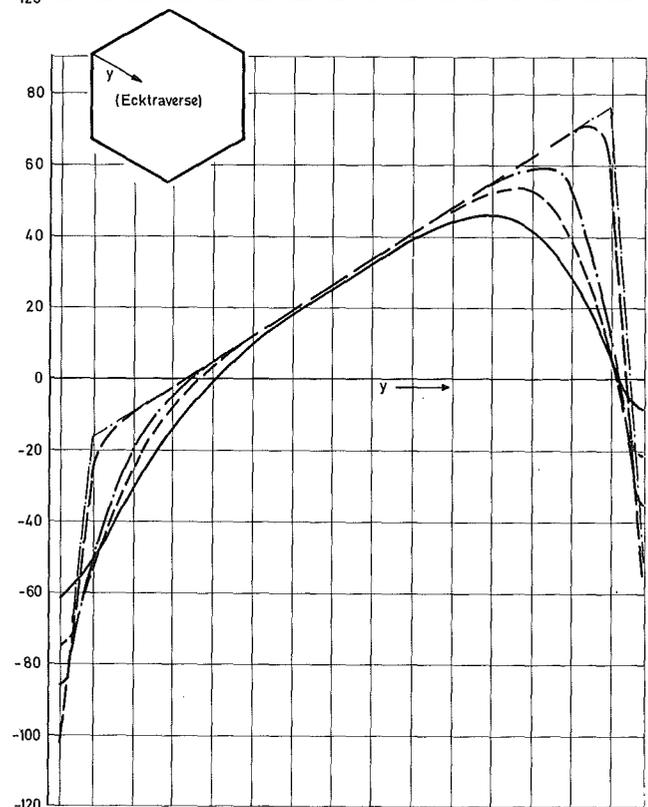
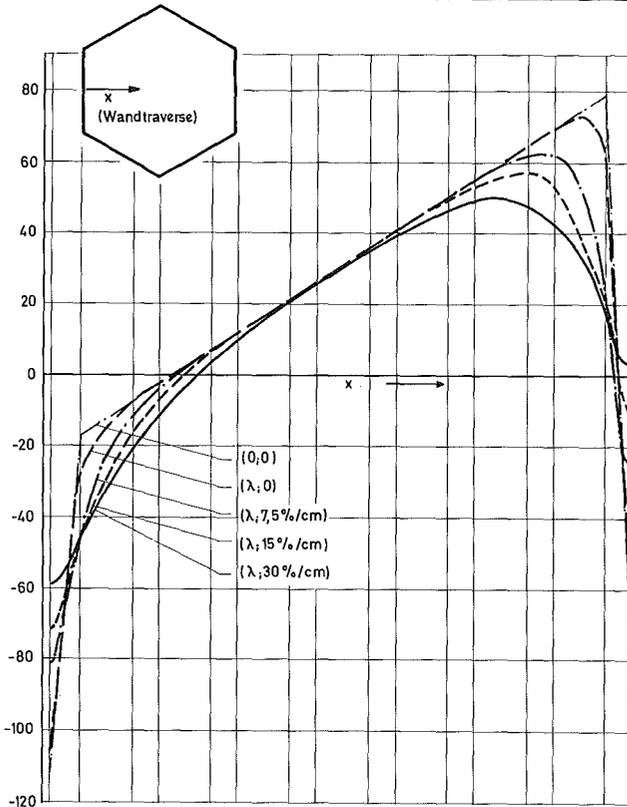
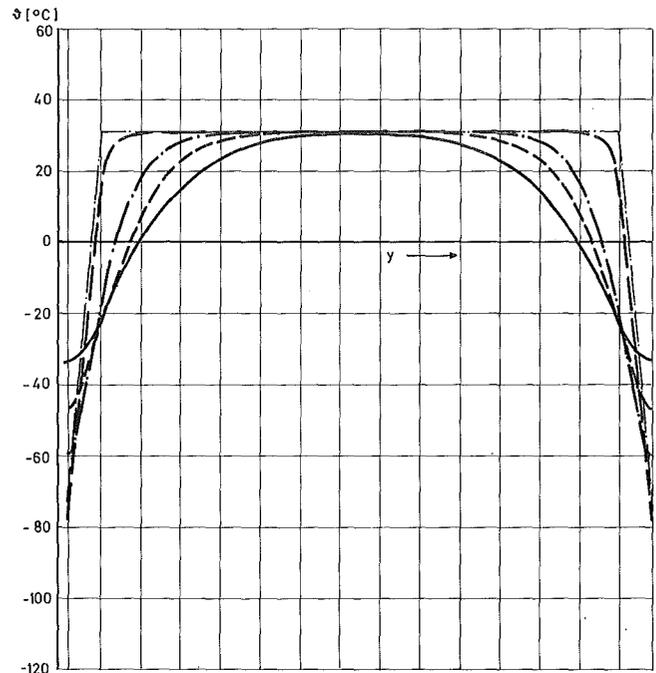
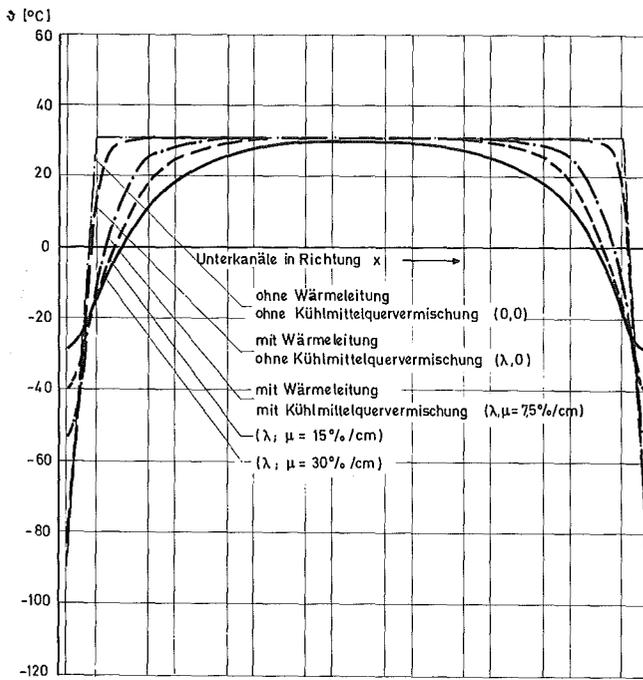


Abb. 2 Brennelementausschnitte mit verschiedenen Wendel- und Gitterförmigen Abstandshalter-Typen



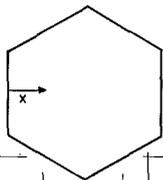
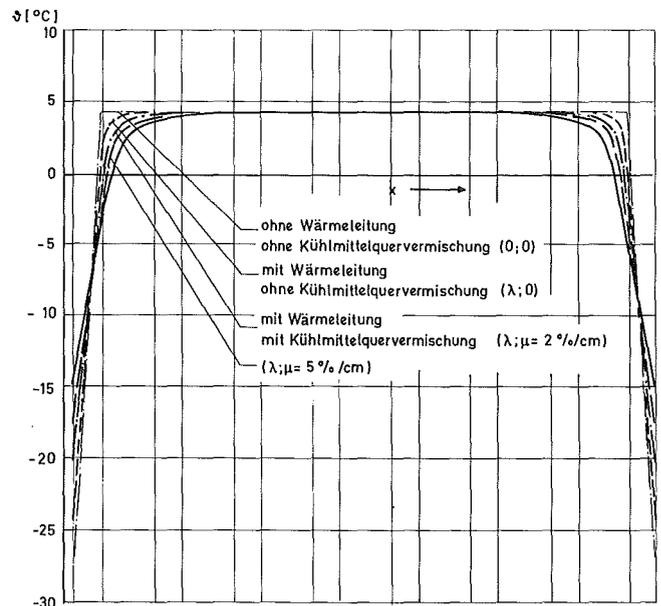
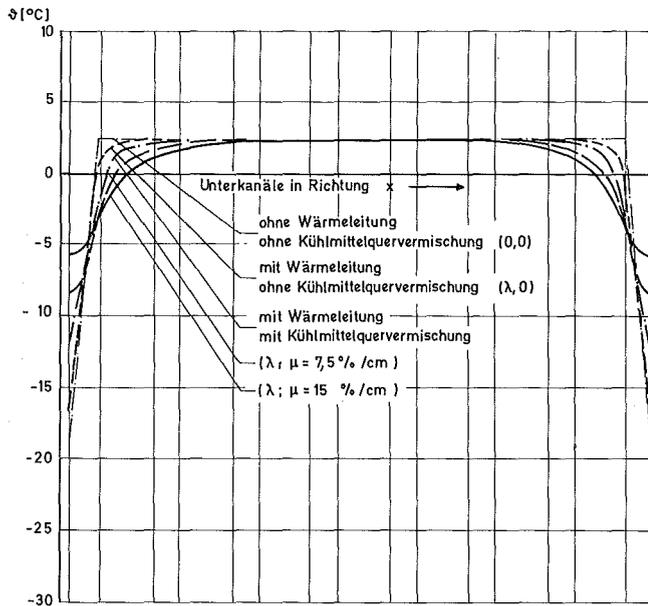
Belastungsart: konstant, schief ($X_m = 600 \text{ W/cm}$)

Abmessungen: SNR - 300

Abstandshalter: Wendeldraht ($H = 100; 200; 300 \text{ mm}$)

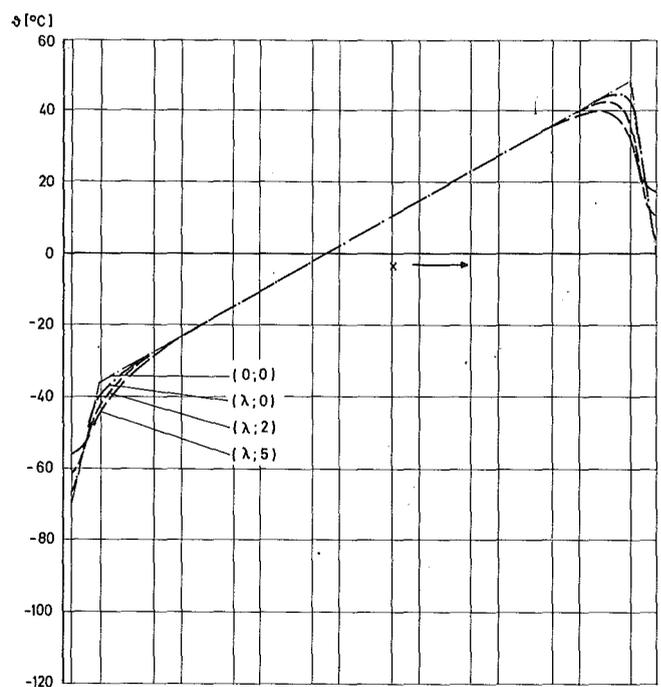
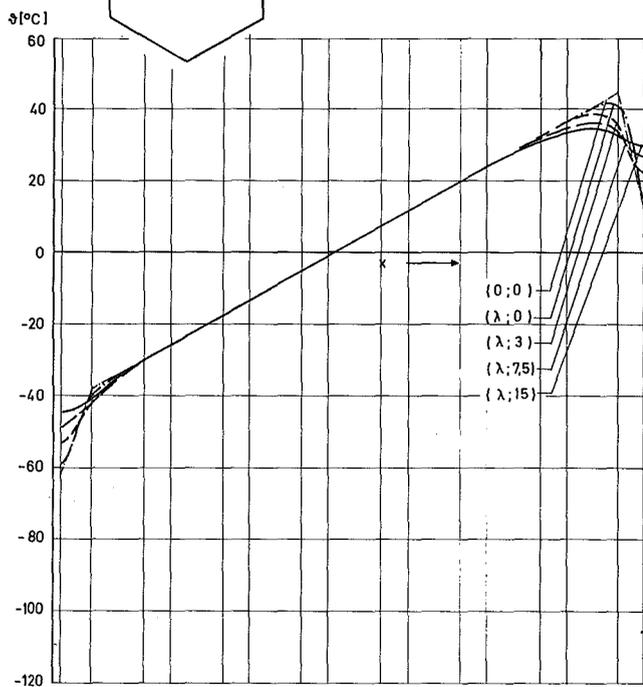
Stabzahl: 169

Abb. 3 Kühlmittel - Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\Delta = t_{\text{aus}} - (t_{\text{aus}})_m$



3-Spiralrippen

6-Spiralrippen



Belastungsart: konstant; schief ($X_m = 600 \text{ W/cm}$)

Abmessung: SNR 300

Abstandshalter: Spiralrippen

Stabzahl: 169

Abb. 4 Kühlmittel - Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{\text{aus}} - (t_{\text{aus}})_m$

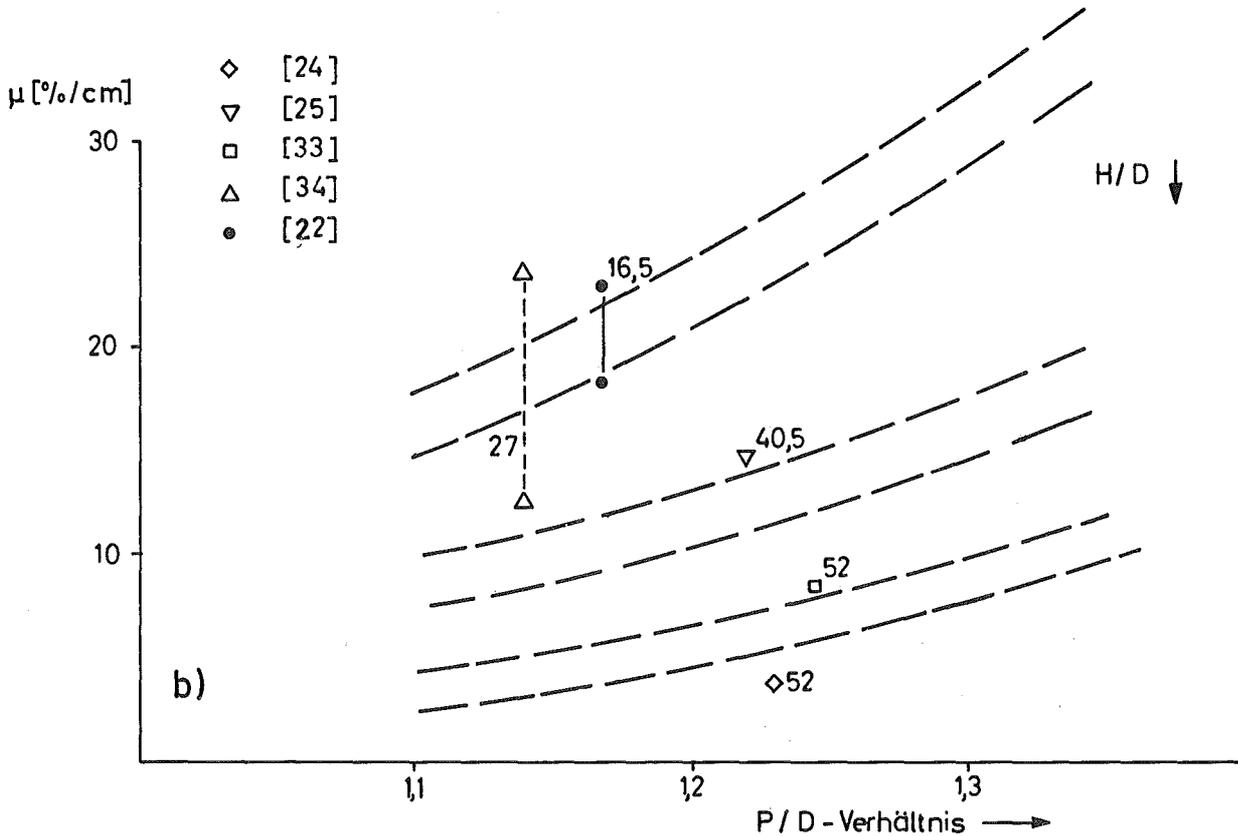
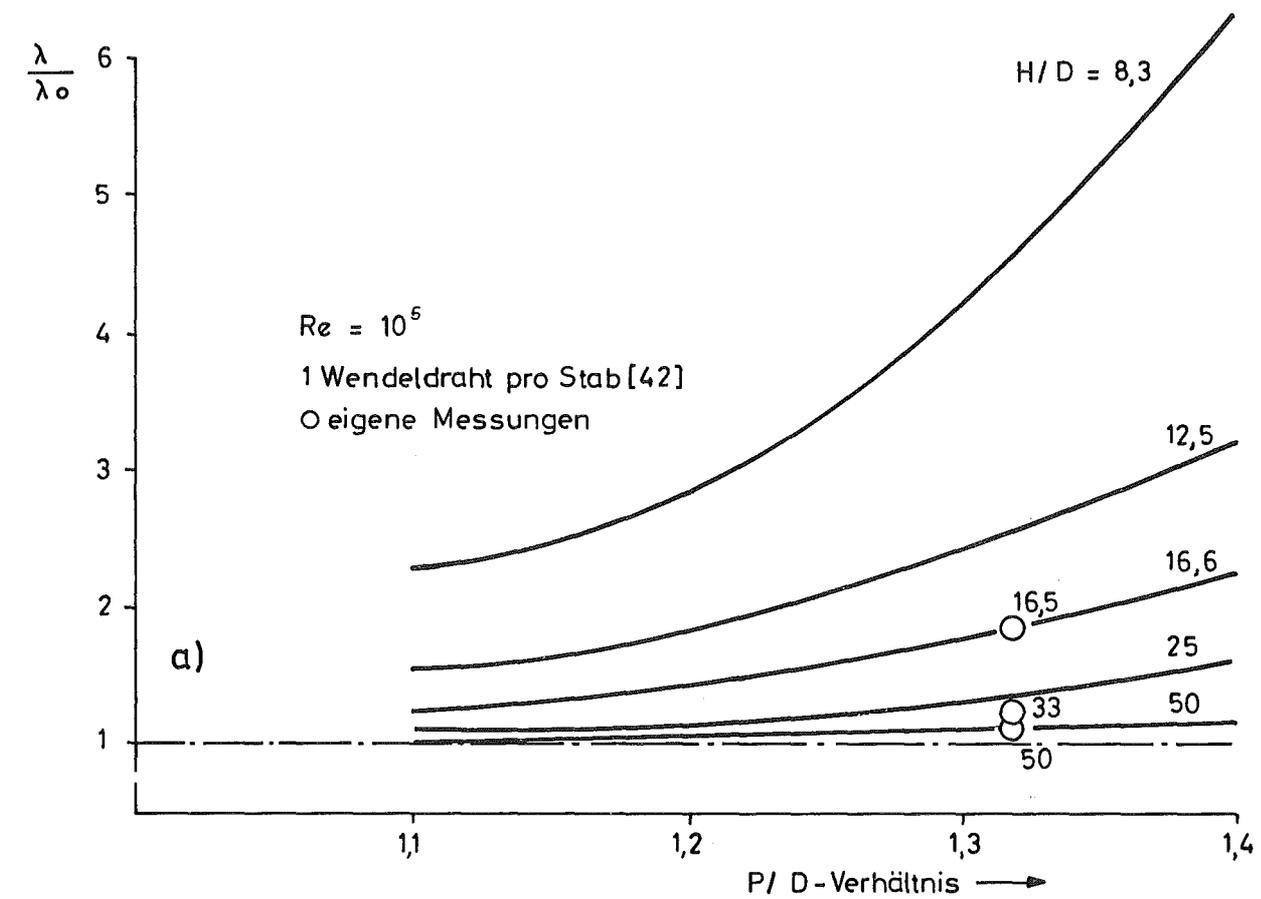
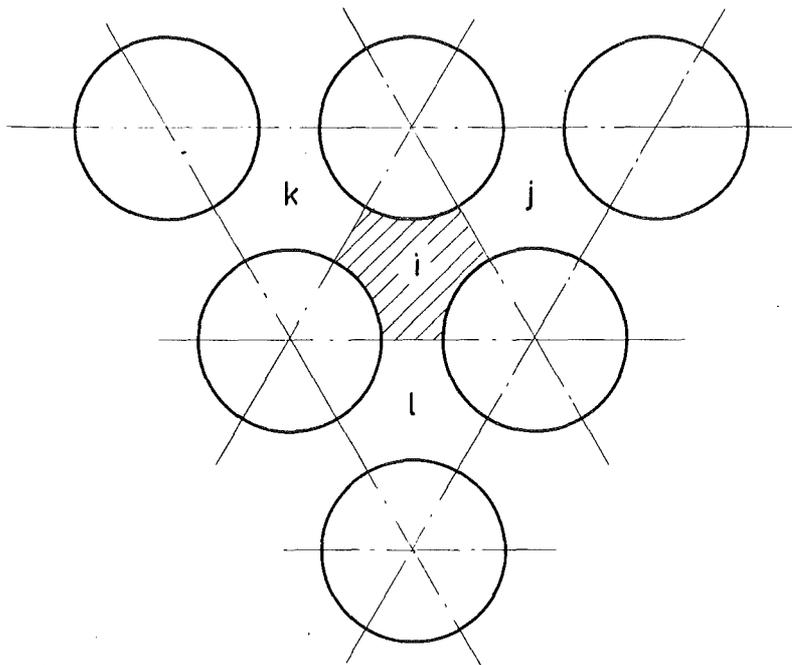
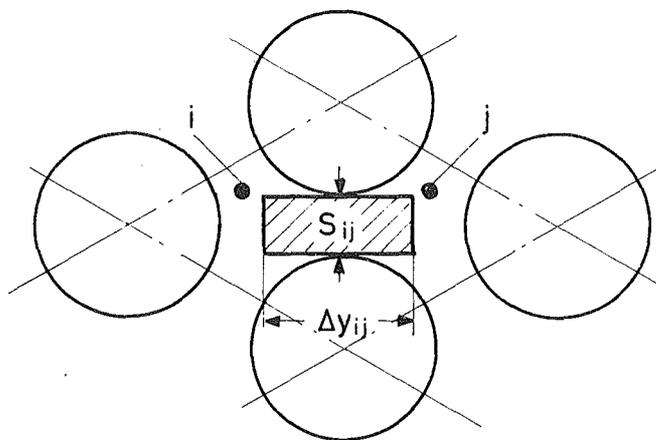


Abb. 5 a/b Vergleich von Druckverlustbeiwerten und Vermischungskoeffizienten aus Untersuchungen an Stabbündeln (≈ 37 Stäbe) mit hexagonaler Stabanordnung u. Spiraldrahtabstandshaltern.



Wärmebilanz des Kühlkanals i:

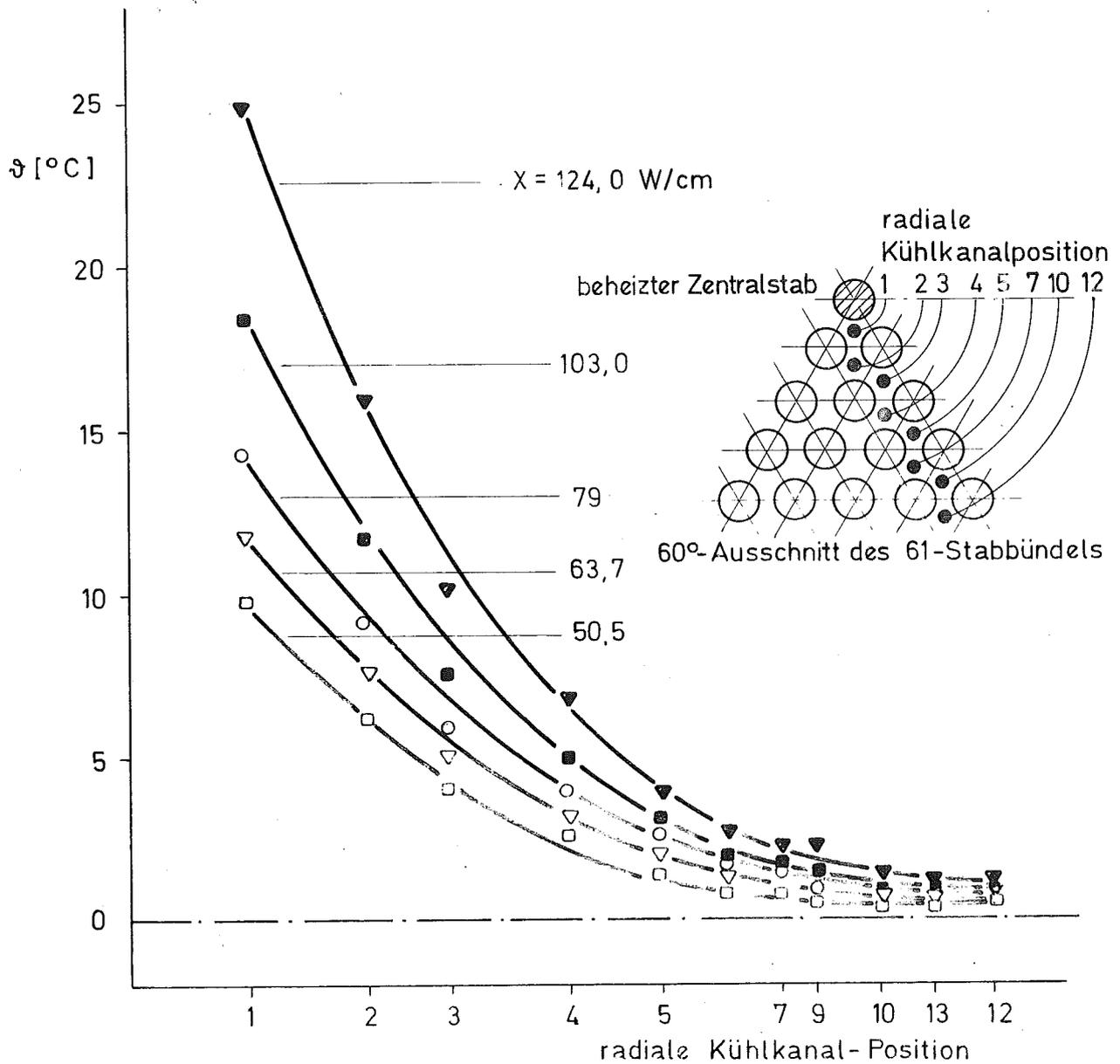
$$\Psi_i \cdot \Delta X - Q_{ij} - Q_{ik} - Q_{il} - \dot{M}_i \cdot \Delta H_i = 0$$



Energietransport durch Kühlmittelvermischung und Wärmeleitung:

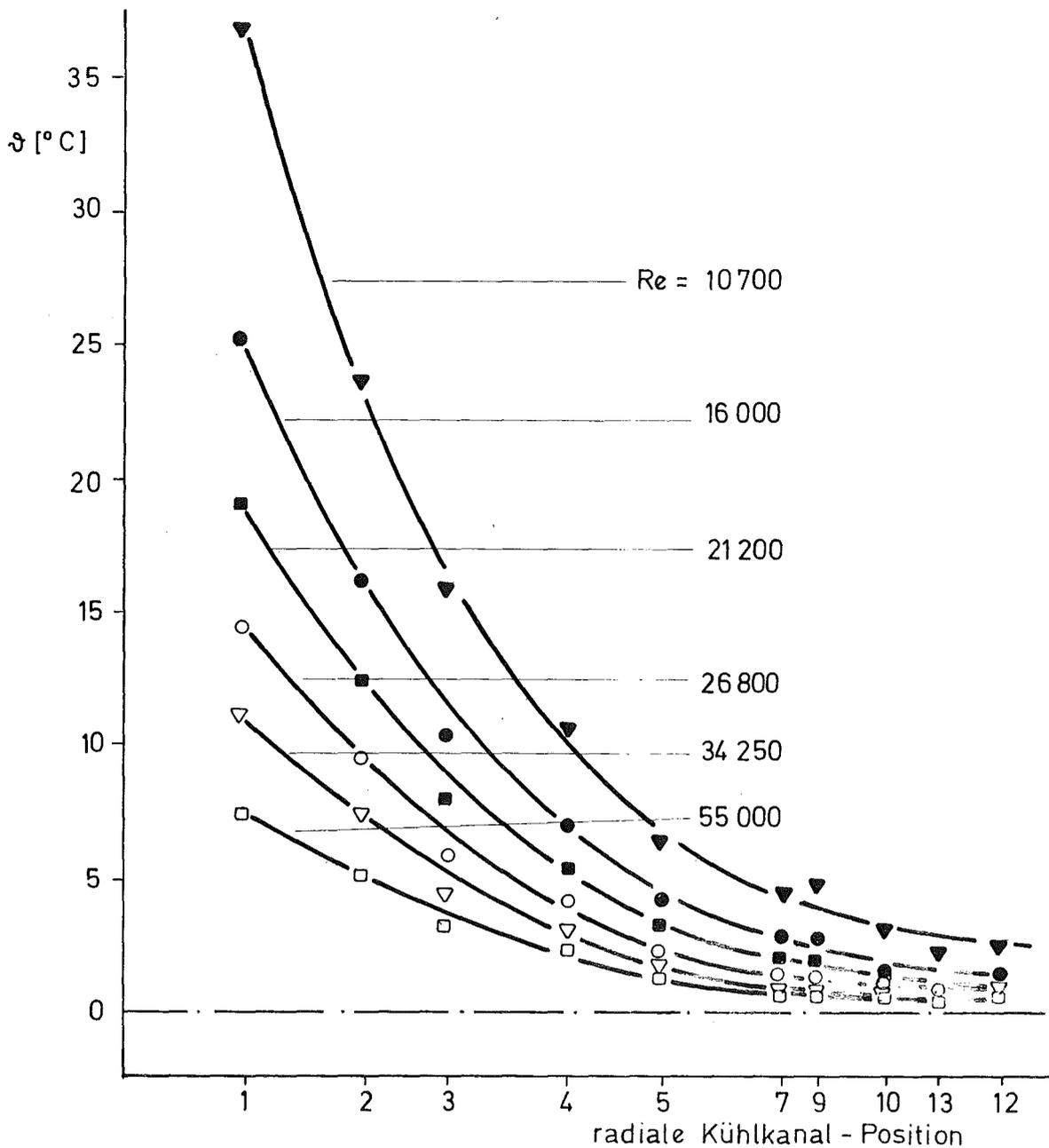
$$Q_{ij} = \mu_{ij} \cdot \dot{M}_i \cdot \Delta X \cdot (\bar{H}_i - \bar{H}_j) + \lambda \cdot (\bar{T}_i - \bar{T}_j) \cdot \frac{S_{ij}}{\Delta y_{ij}} \cdot \Delta X$$

Abb. 6 Gleichungen für Wärmebilanz und Energietransport



Versuch	X [W/cm]	\dot{M} [kg/s]	Re
▼ 25	124,0	1,92	16 000
■ 11	103,0	2,13	15 380
○ 10	79,0	2,14	15 460
▽ 5	63,7	2,11	17 100
□ 4	50,5	2,06	16 500

Abb.7 Gemessene radiale Temperaturprofile $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Stableistungen und konstante Re - Zahl

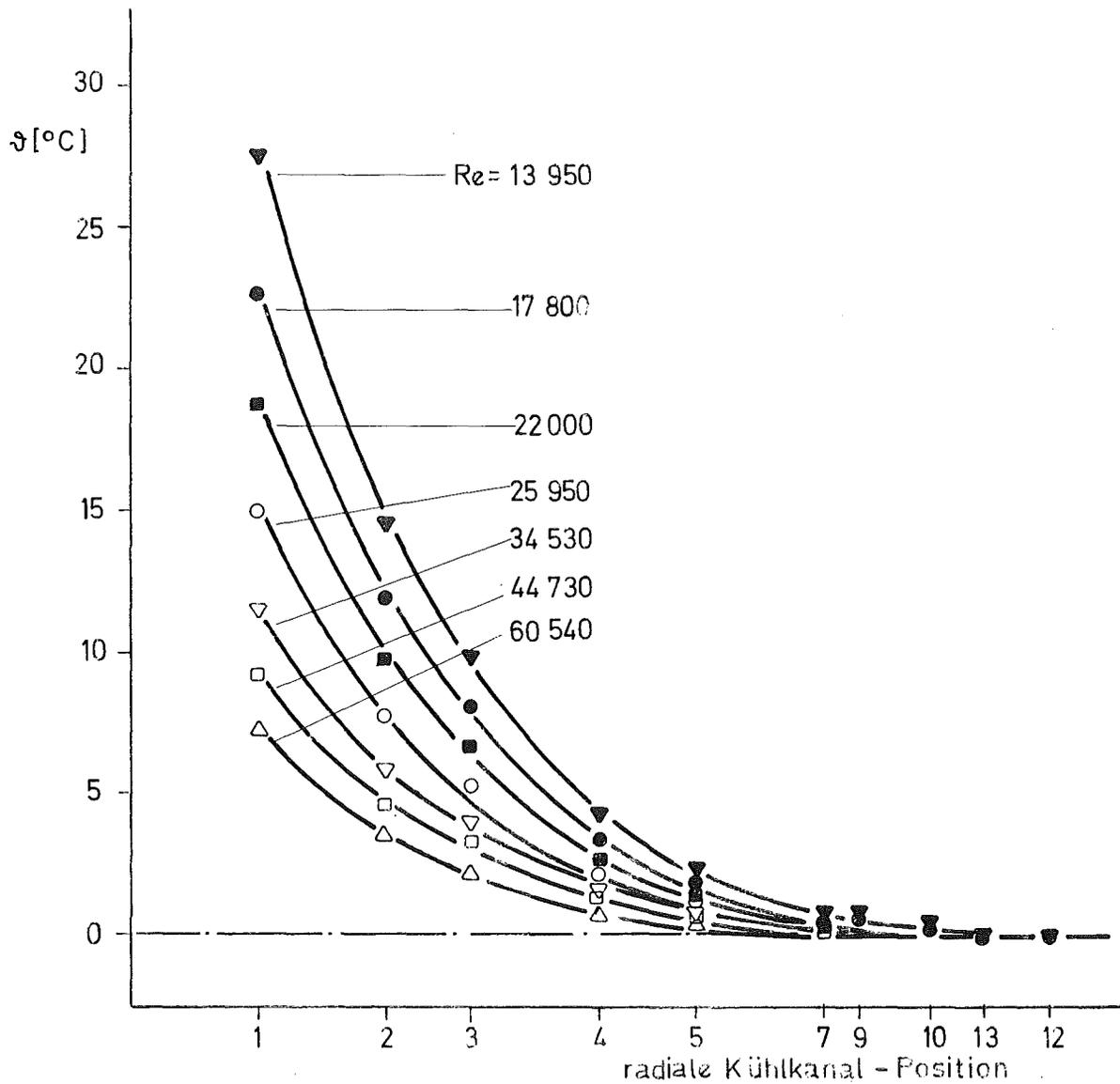


Abstandshalter: 1 Spiraldraht, H = 100 mm

Beheizte Stablänge: 95,65

Versuch	X [W/cm]	M [kg/s]	Re
▼ 26	124,0	1,26	10 700
● 25	124,0	1,92	16 000
■ 24	123,0	2,55	21 200
○ 23	124,0	3,29	26 800
▽ 22	124,0	4,29	34 250
□ 19	126,5	7,04	55 000

Abb. 8 Gemessene radiale Temperaturprofile $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Re - Zahlen und konstante Stabileistung.

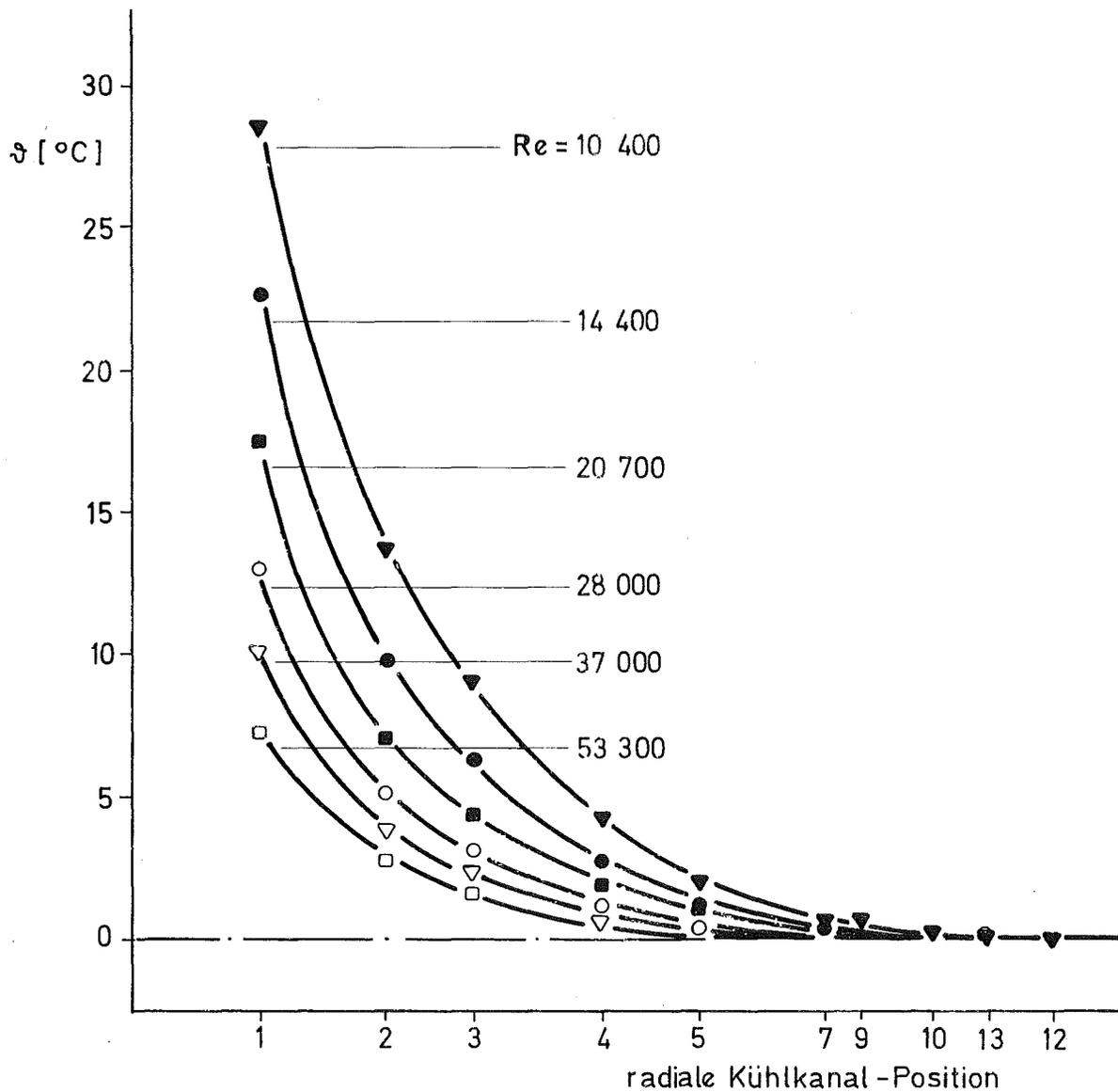


Abstandshalter: 1 Spiraldraht, $H = 200 \text{ mm}$

Beheizte Stablänge: $96,1 \text{ cm}$

Versuch	$X \text{ [W/cm]}$	$\dot{M} \text{ [kg/s]}$	Re
▼ 4	95,0	1,858	13 950
● 10	102,0	2,477	17 800
■ 13	103,0	3,138	22 000
○ 16	95,4	3,696	25 960
▽ 19	94,0	4,810	34 530
□ 22	95,0	6,233	44 730
△ 25	94,0	7,758	60 540

Abb. 9 Gemessene radiale Temperaturprofile $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Re - Zahlen und konstante Stableistung.

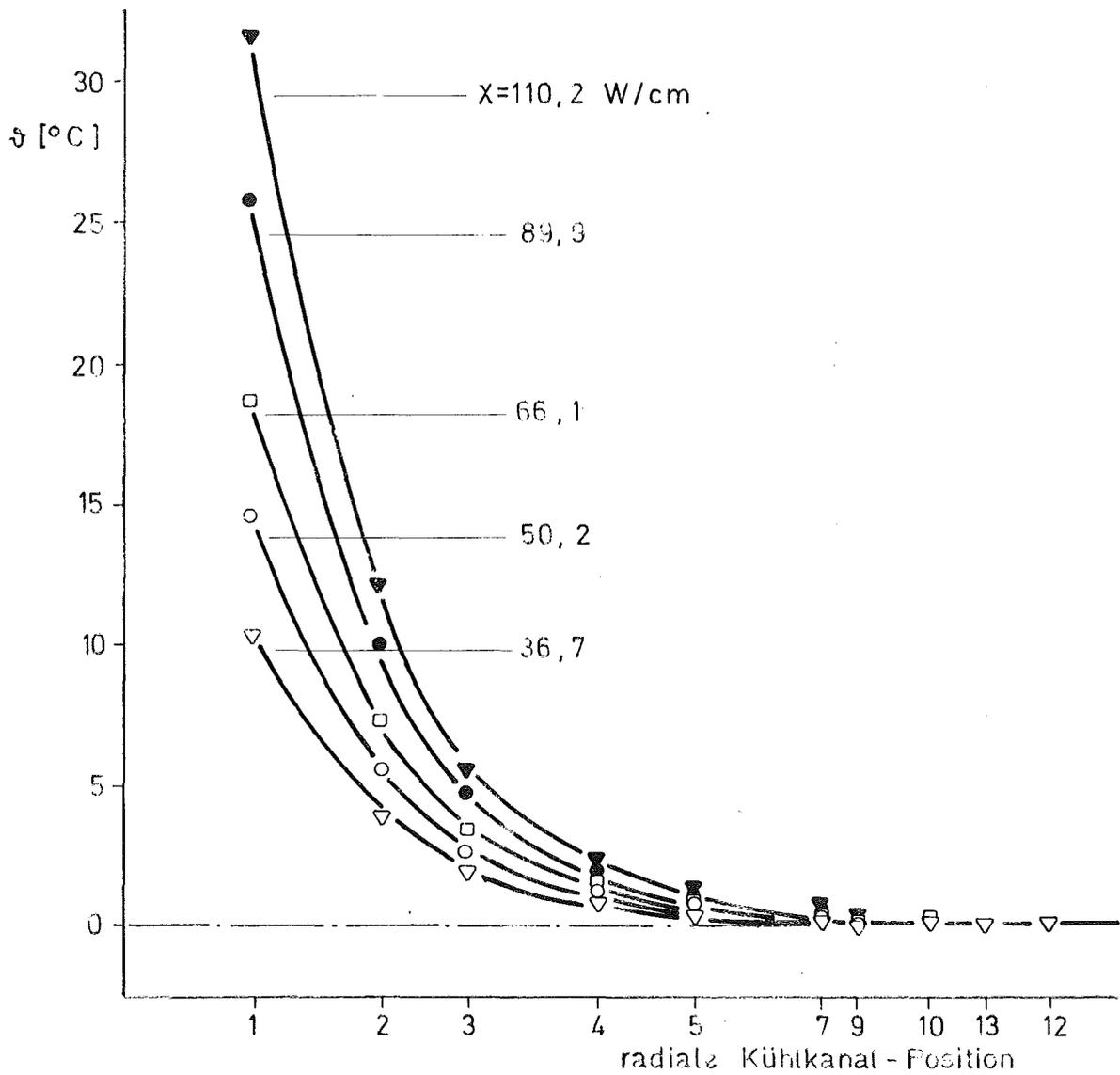


Abstandshalter: 1 Spiraldraht, H = 300 mm

Beheizte Stablänge: 96,1 cm

Versuch	X [W/cm]	M [kg/s]	Re	
▼	2	62,1	1,335	10 400
●	3	62,2	1,841	14 400
■	6	62,9	2,604	20 700
○	10	62,5	3,664	28 000
▽	11	62,5	4,846	37 000
□	16	62,6	6,829	53 300

Abb.10 Gemessene radiale Temperaturprofile $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Re - Zahlen und konstante Stableistung.

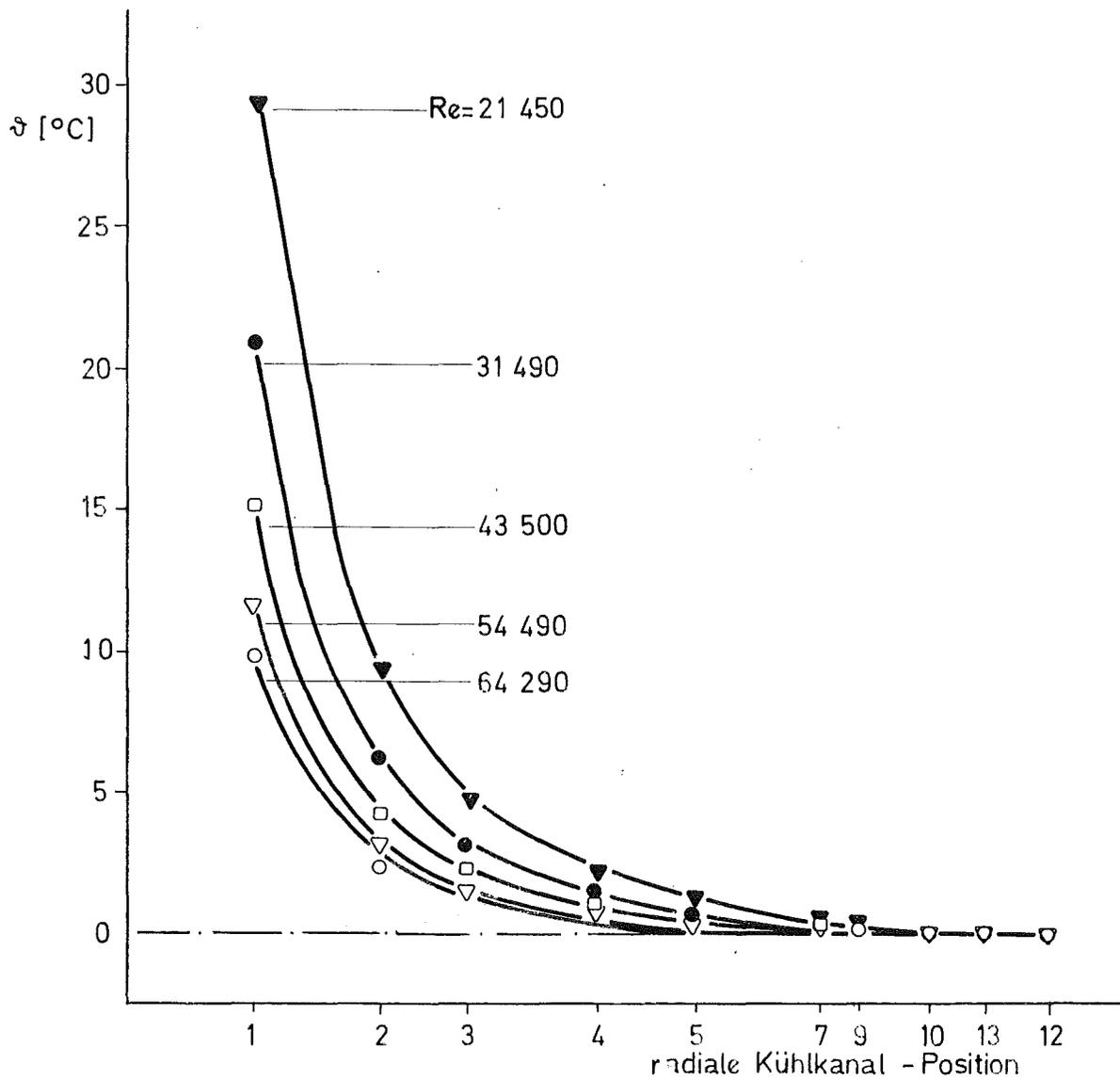


Abstandshalter: 3 Rippen, $H = 300$ mm

Beheizte Stablänge: 88,9 cm

Versuch	X [W/cm]	\dot{M} [kg/s]	Re
▼ 19	36,7	2,519	21 930
● 15	50,2	2,414	21 030
□ 16	66,1	2,508	21 880
○ 17	89,9	2,502	21 860
▽ 18	110,2	2,519	21 690

Abb. 11 Gemessene radiale Temperaturprofile $\Delta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Stableistungen und konstante Re - Zahl

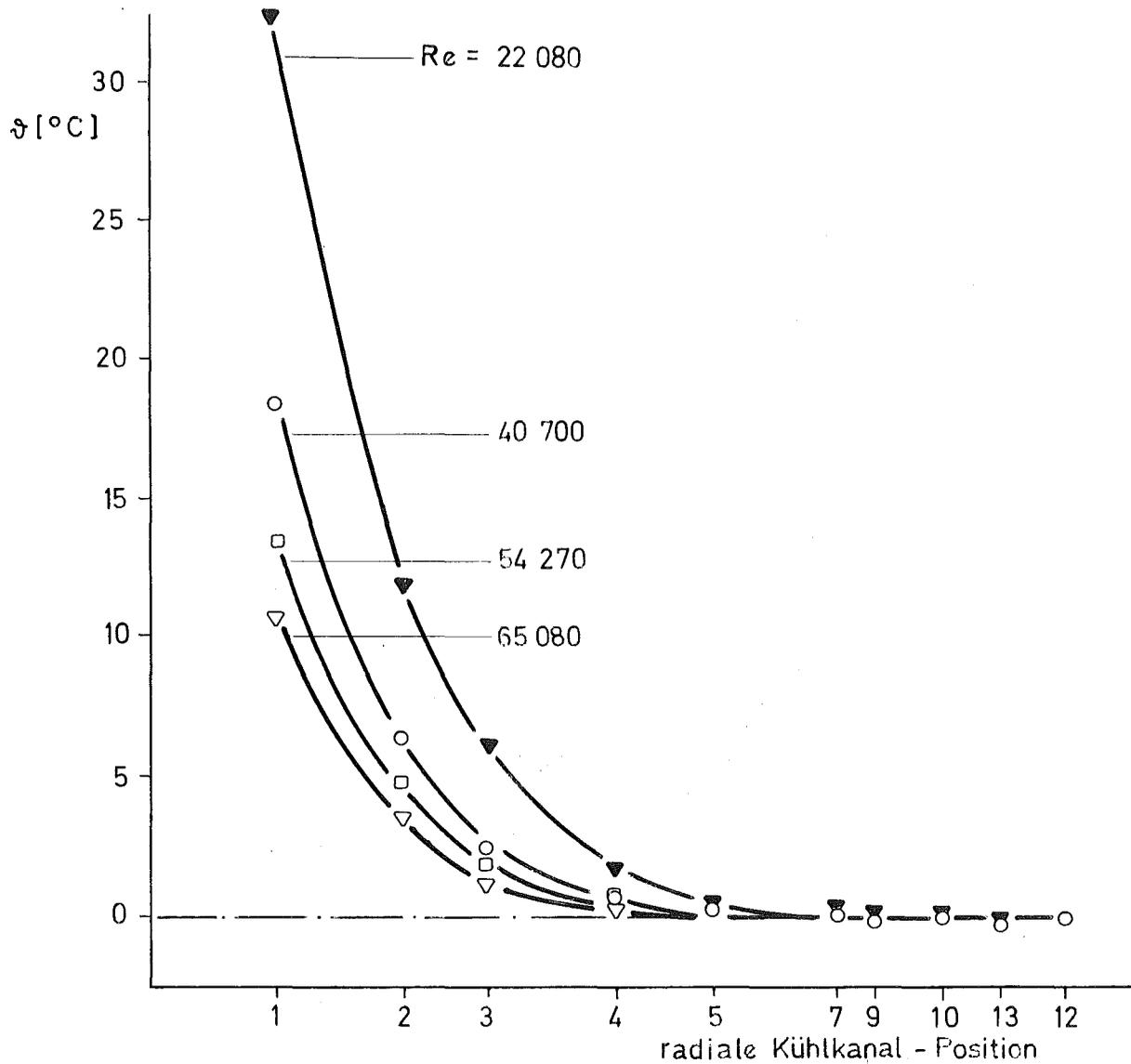


Abstandshalter: 3 Rippen; H = 300 mm

Beheizte Stablänge: 88,9 cm

Versuch	λ [W/cm]	\dot{M} [kg/s]	Re	
▼	28	111,4	2,648	21 450
●	24	111,0	3,871	31 490
□	25	111,0	5,408	43 500
▽	26	110,5	6,800	54 490
○	27	111,5	8,007	64 290

Abb.12 Gemessene radiale Temperaturprofile $\Delta t = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61- Stabbündel für verschiedene Re-Zahlen und konstante Stabileistung

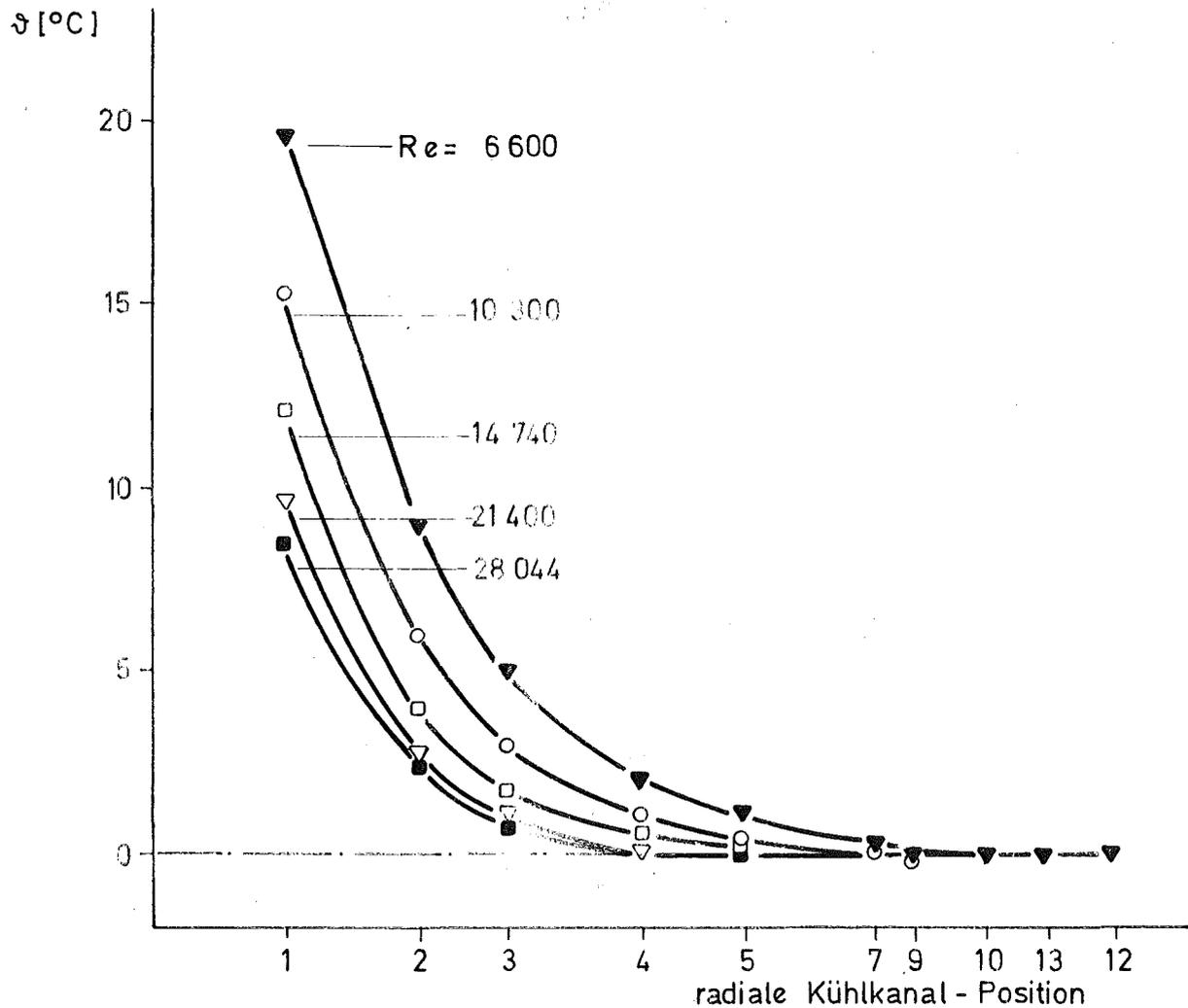


Abstandshalter: 3 Rippen, H = 450 mm

Beheizte Stablänge: 89,8 cm

Versuch	X [W/cm]	\dot{M} [kg/s]	Re
▼ 26	109	2,662	22 080
○ 8	110	5,067	40 700
□ 19	111	6,891	54 270
▽ 21	111	8,18	65 080

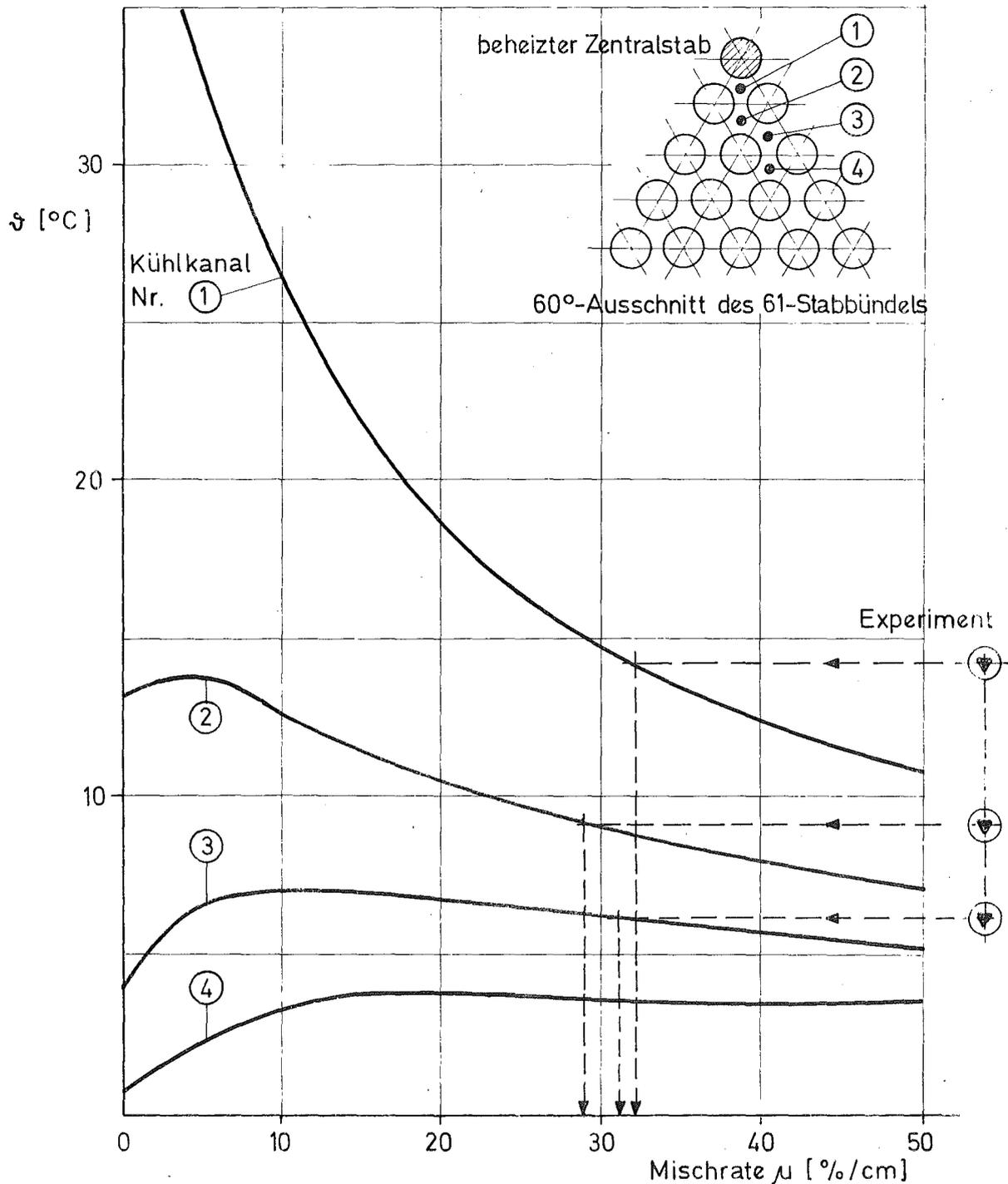
Abb.13 Gemessene radiale Temperaturprofile $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Re - Zahlen (Massendurchsätze) und konstante Stableistung



Abstandshalter: 6 Rippen, H = 600 mm
 Beheizte Stablänge: 88,7 cm

	NV	X [W/cm]	\dot{M} [kg/s]	Re
▼	2	35,0	1,04	6 600
○	3	35,0	1,638	10 300
□	6	35,6	2,34	14 740
▽	9	35,7	3,384	21 400
■	12	35,6	4,008	28 044

Abb.14 Gemessene radiale Temperaturprofile $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ im 61 - Stabbündel für verschiedene Re - Zahlen und konstante Stableistung

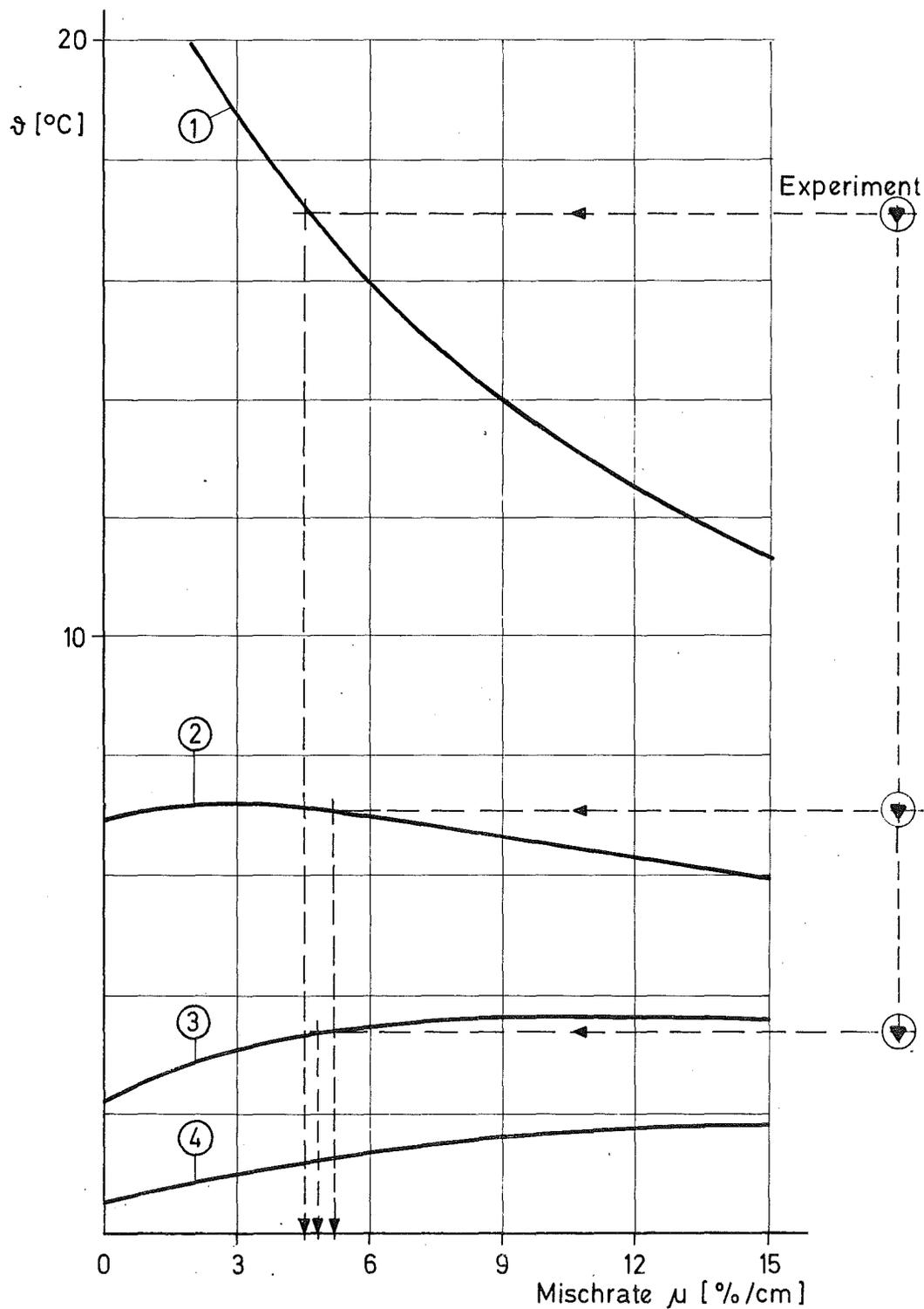


Abstandshalter: Spiraldraht; $H = 100$ mm

Heizleistung Zentralstab: $N = 7,6$ kW

Re-Zahl: 15 460; $P/D = 1,32$ ($D = 6$ mm)

Abb.15 Kühlmittel-Temperaturen $\vartheta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ verschiedener Kühlkanäle im Auslaßquerschnitt eines 61-Stabbündels als Funktion der Mischrate. Vergleich von rechnerischen und experimentellen Werten



Abstandshalter: 3 Rippen; $H = 300\text{ mm}$
 Heizleistung Zentralstab: $N = 4,51\text{ kW}$
 Re - Zahl: 18 870; $P/D = 1,32$ ($D = 6\text{ mm}$)

Abb.16 Kühlmittel-Temperaturen $\Delta = t_{\text{aus}} - t_{\text{ein}}$ verschiedener Kühlkanäle im Auslaßquerschnitt eines 61-Stabbündels als Funktion der Mischrate. Vergleich von rechnerischen und experimentellen Werten

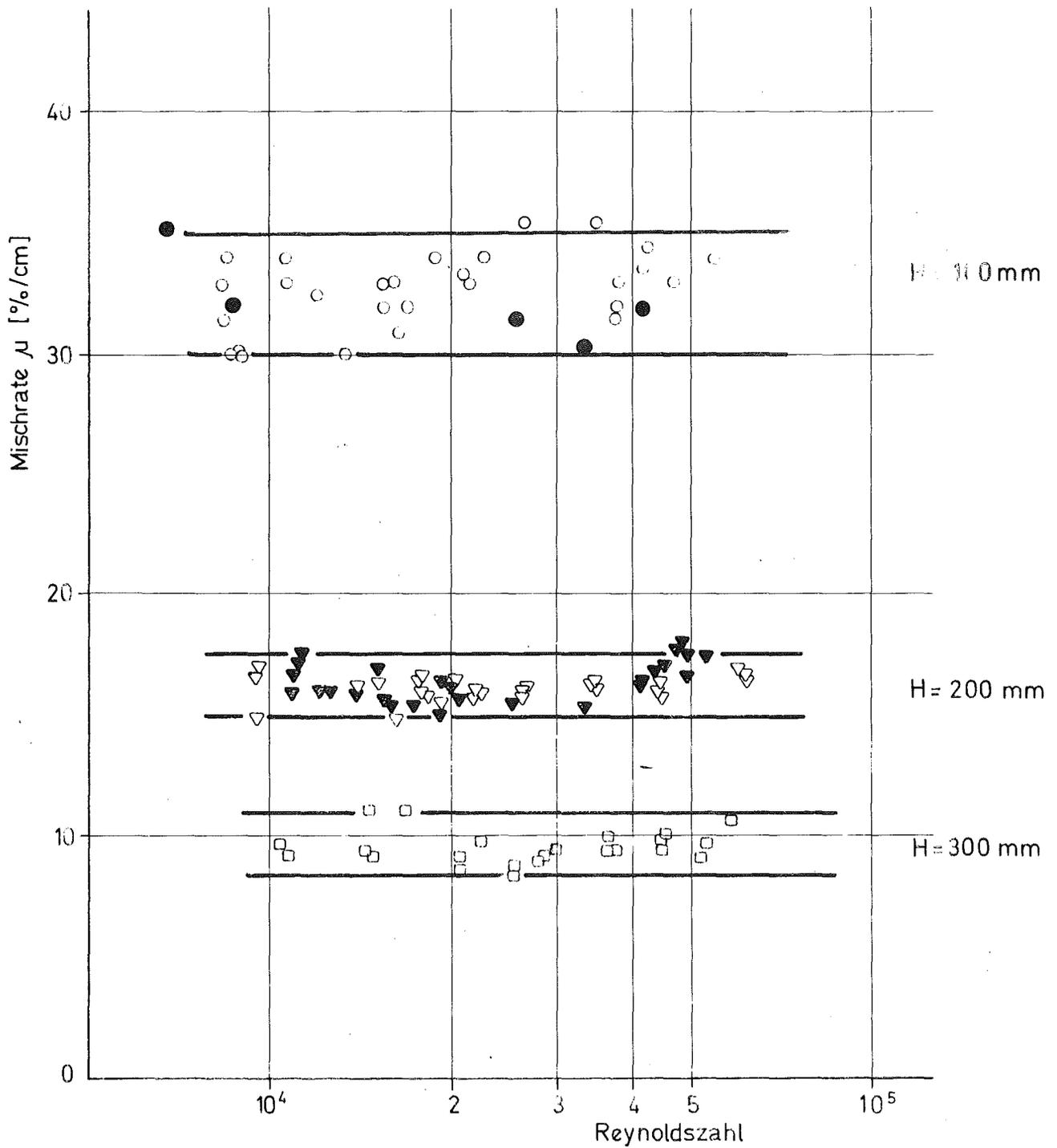


Abb.17 Mischrate als Funktion der Reynoldszahl für 61- Stab-
 bündel mit Spiraldrahtabstandshaltern verschiedener
 Steigung H ($P/D = 1,32$)

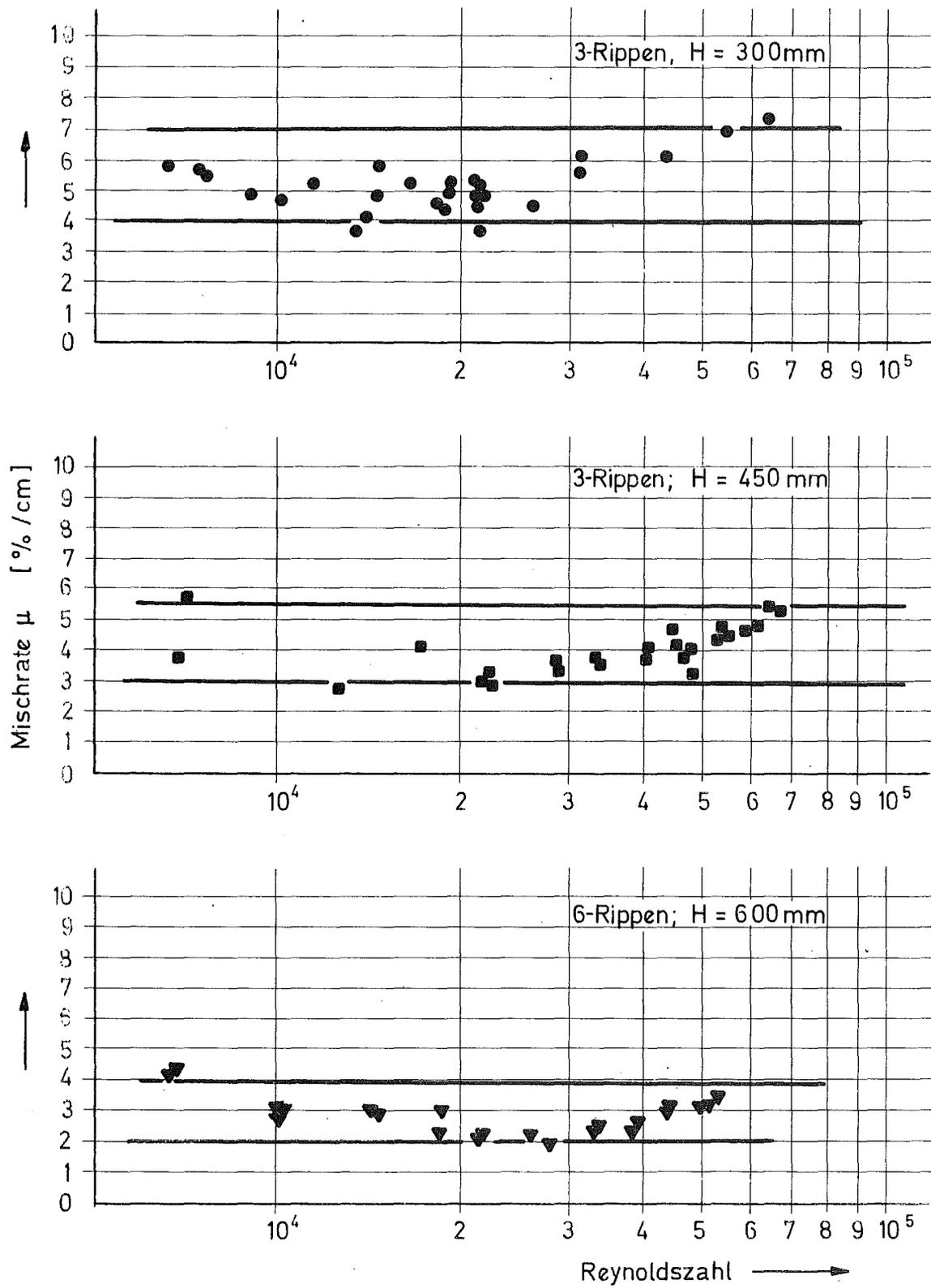


Abb. 18 Mischrates als Funktion der Reynoldszahl für 61-Stabbündel aus Rohren mit 3 und 6 Rippen pro Stab als Abstandshalter ($P/D=1,32$)

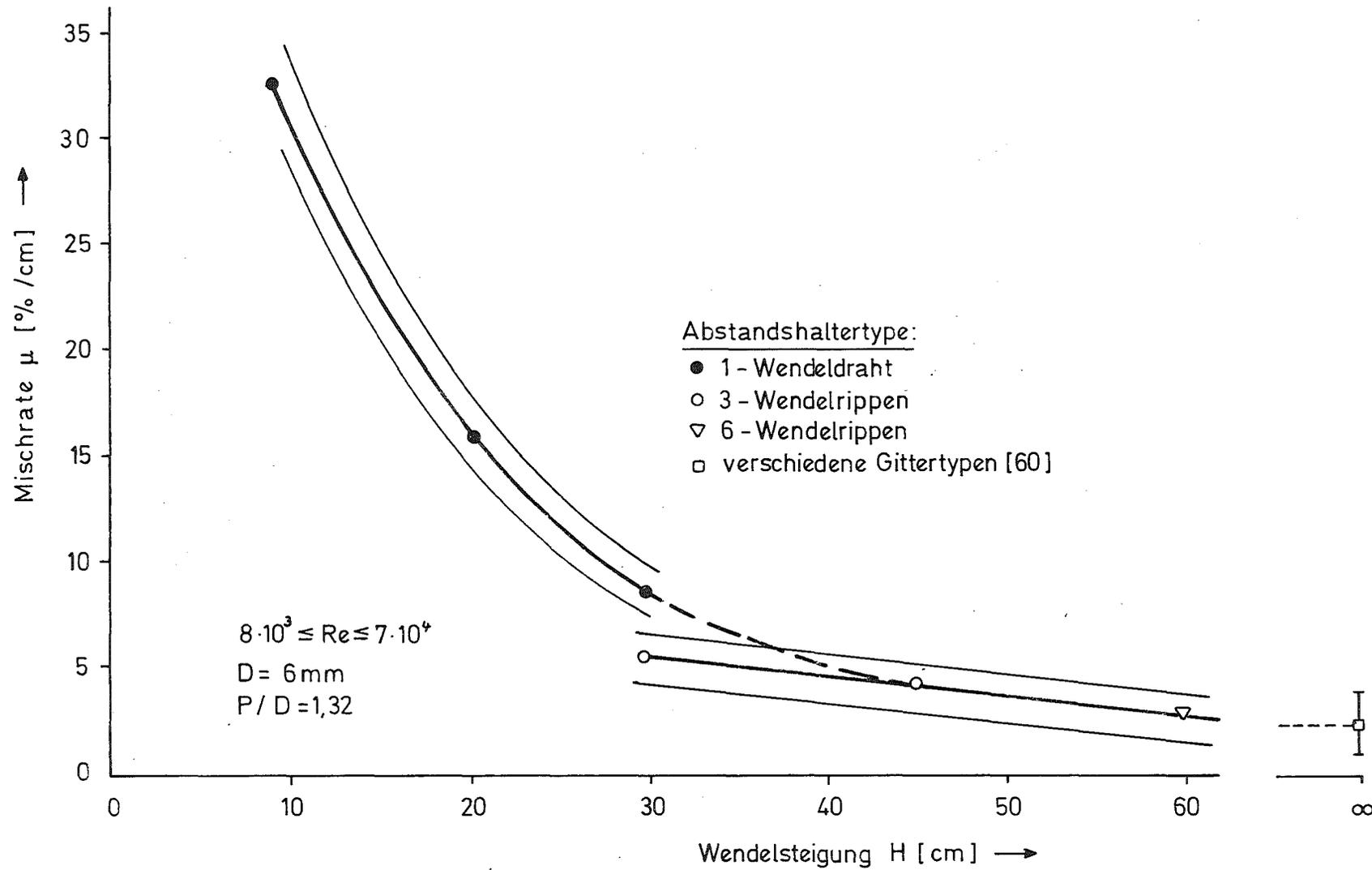
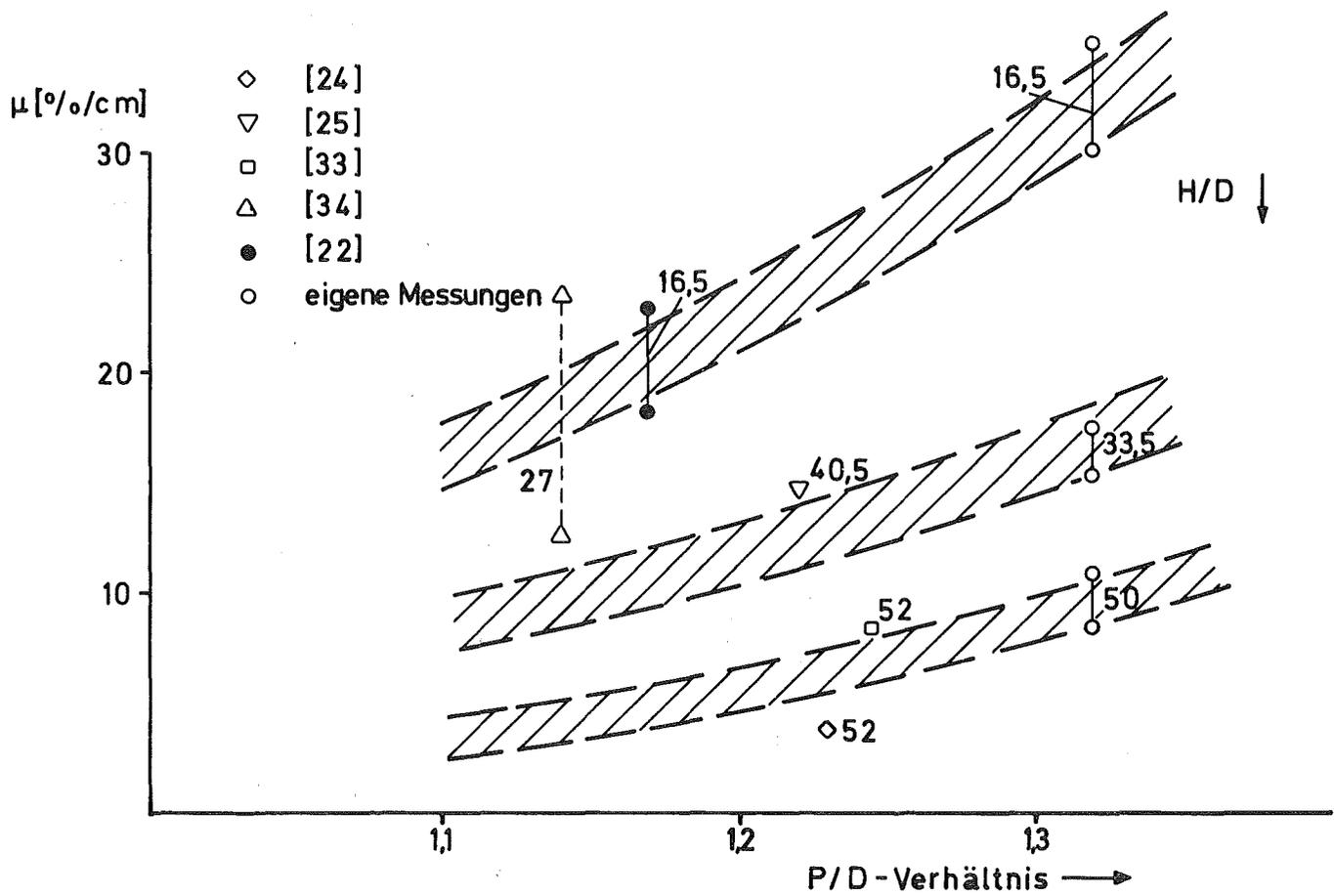


Abb.19 Die Mischrate als Funktion der Steigung für Wendeldraht- und 3 (6)-Wendelrippenabstandshalter



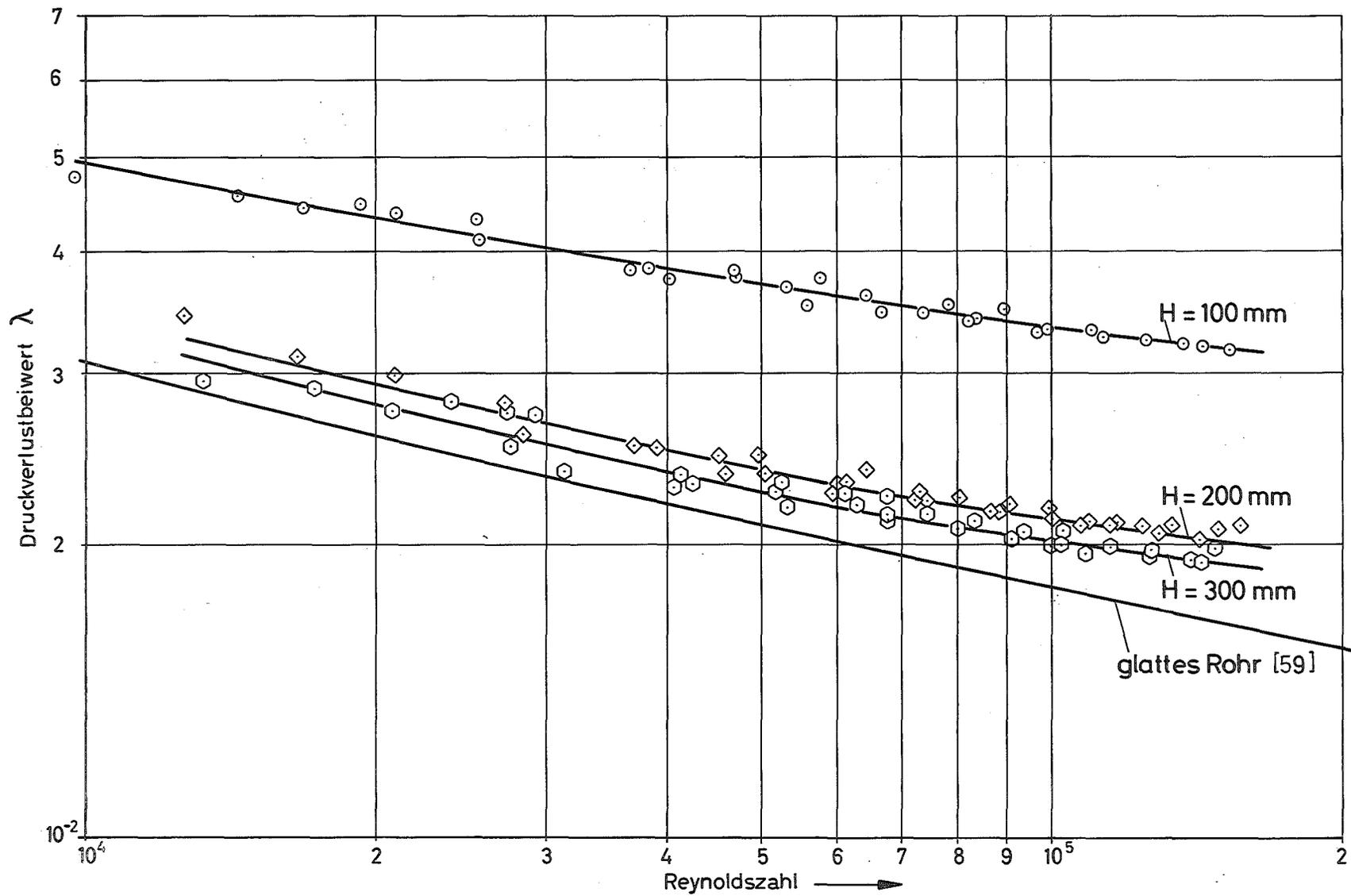


Abb. 21 Der Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl für 61-Stabbüdel mit hexagonaler Stabanordnung und Spiraldrahtabstandshalter. $P/D=1,32$ $H=100,200,300$ mm $D=6$ mm

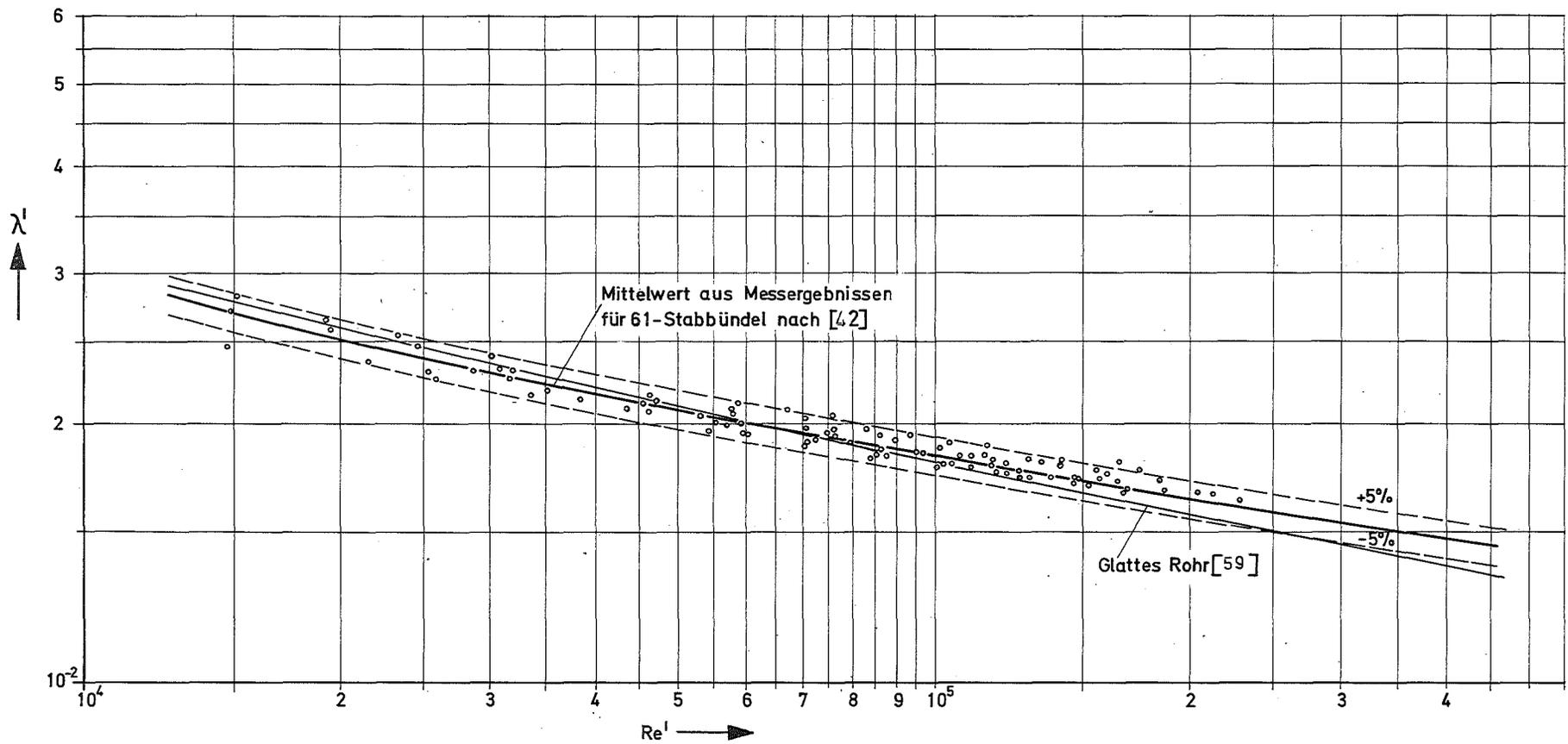


Abb. 22 Vergleich der Ergebnisse aus Druckverlustmessungen für 61-Stabbündel mit Spiraldraht-Abstandshalter $[P/D=1,32; D=6\text{mm}, H=100, 200, 300\text{mm}]$ mit Messergebnissen nach [42]

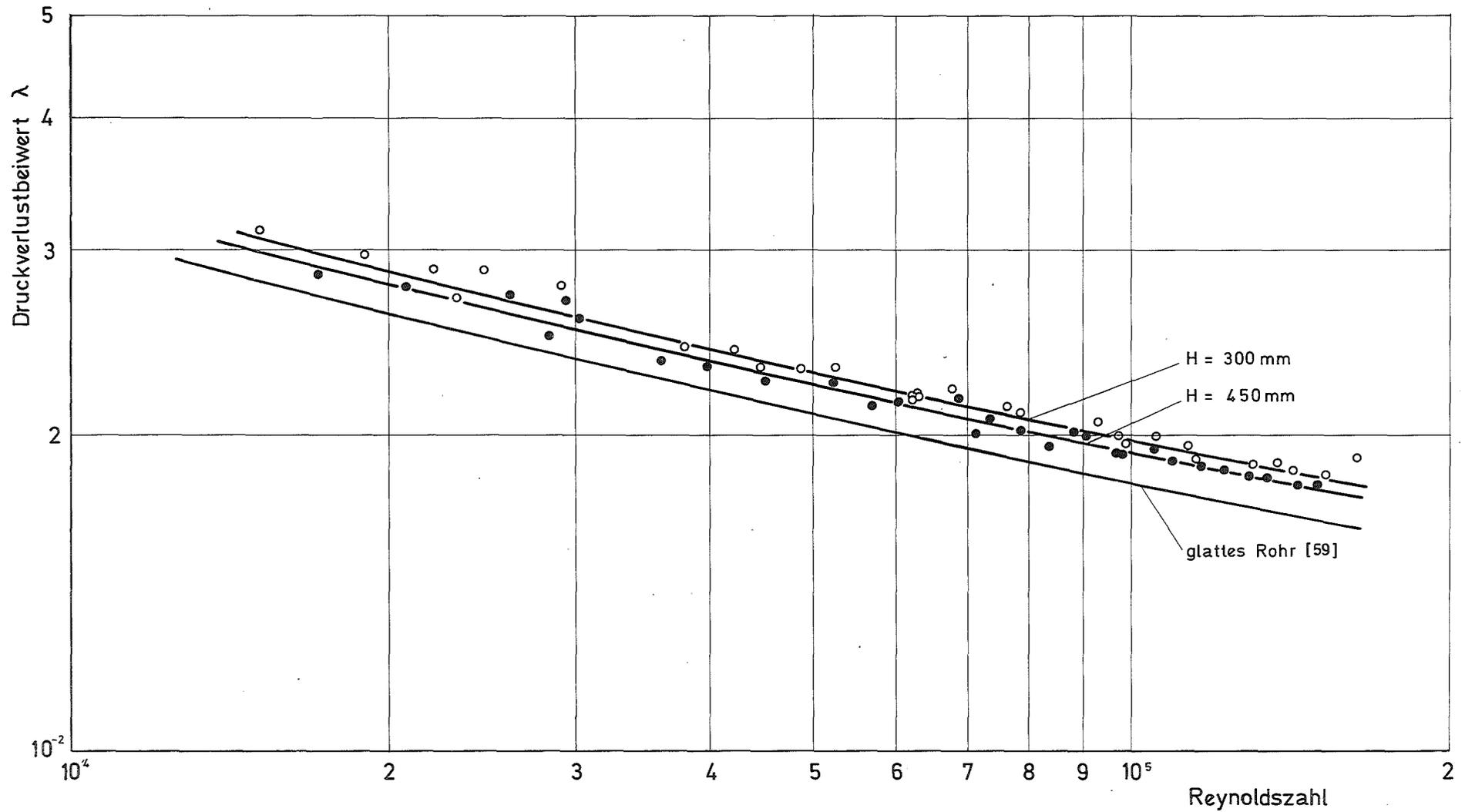


Abb.23 Der Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl für 61-Stabbündel aus 3 Rippenrohren in hexagonaler Anordnung. $P/D = 1.32$; $H = 300, 450$; $D = 6 \text{ mm}$

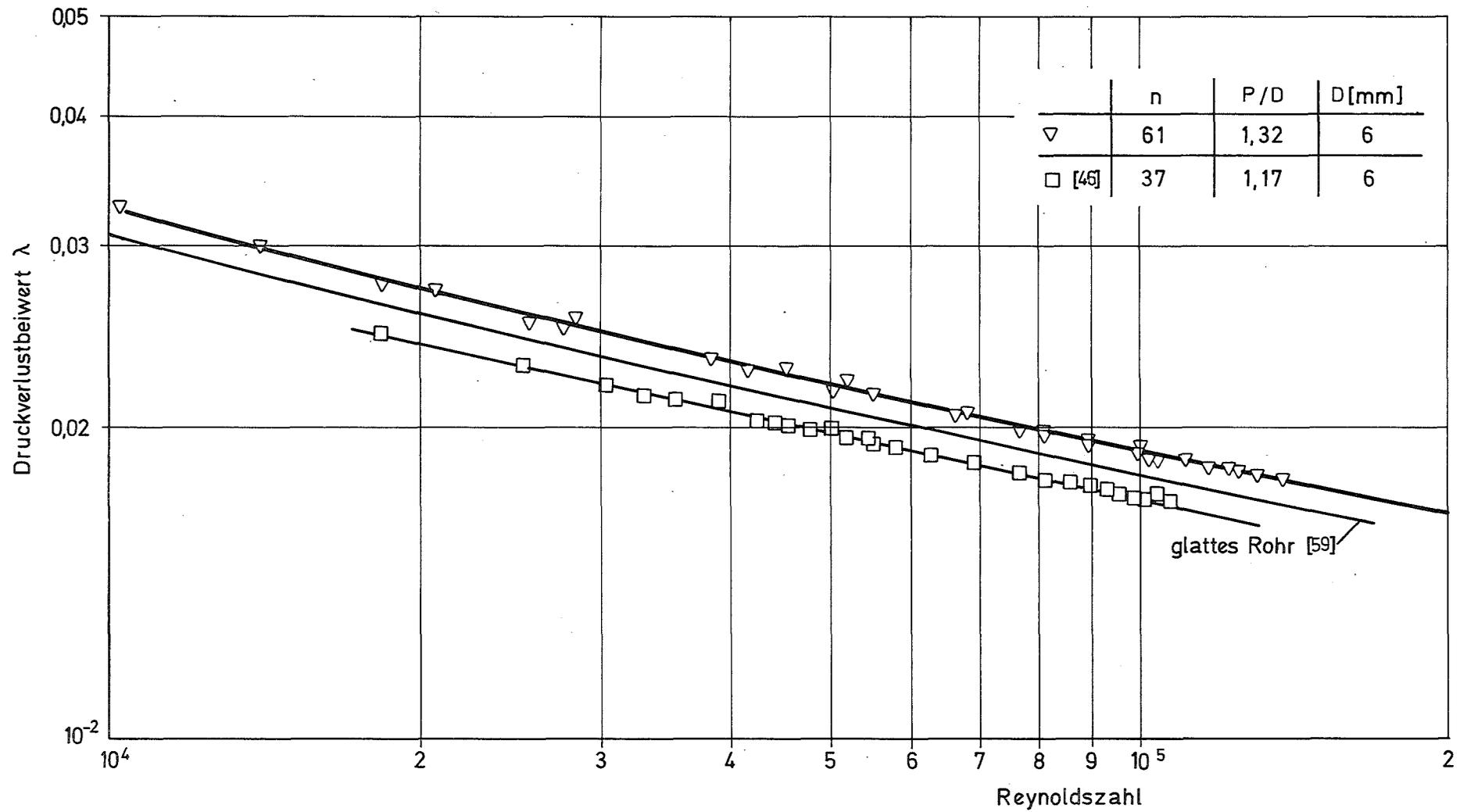


Abb. 24 Der Druckverlustbeiwert als Funktion der Reynoldszahl für Stabbündel aus 6-Rippenrohren in hexagonaler Anordnung. Vergleich von Meßwerten. ($H = 600$)

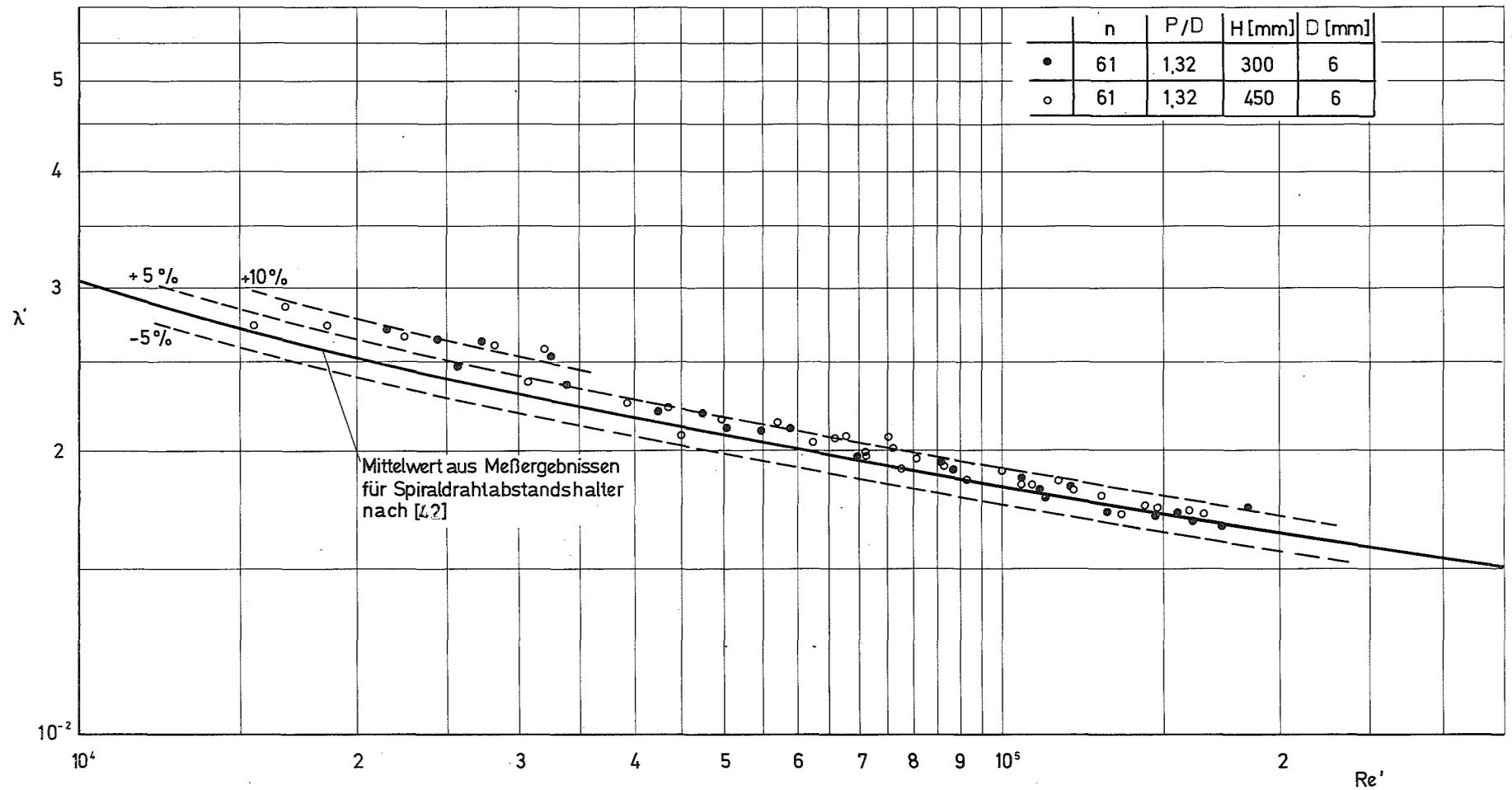


Abb.25 Vergleich der Ergebnisse aus Druckverlustmessungen für Stabbündel aus 3-Rippenrohren in hexagonaler Anordnung.

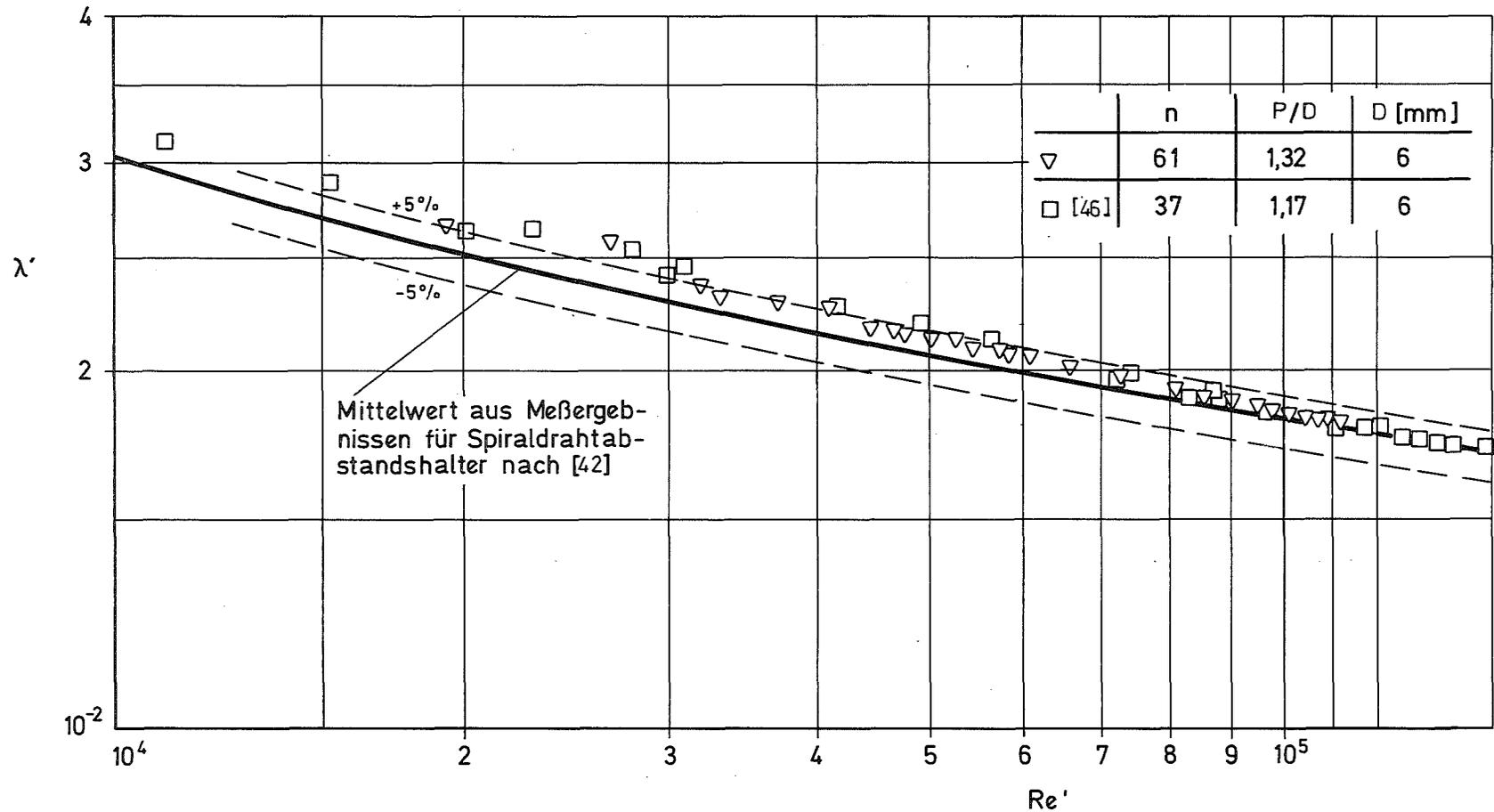


Abb. 26 Vergleich der Ergebnisse aus Druckverlustmessungen für Stabbündel aus 6-Rippenrohren in hexagonaler Anordnung.

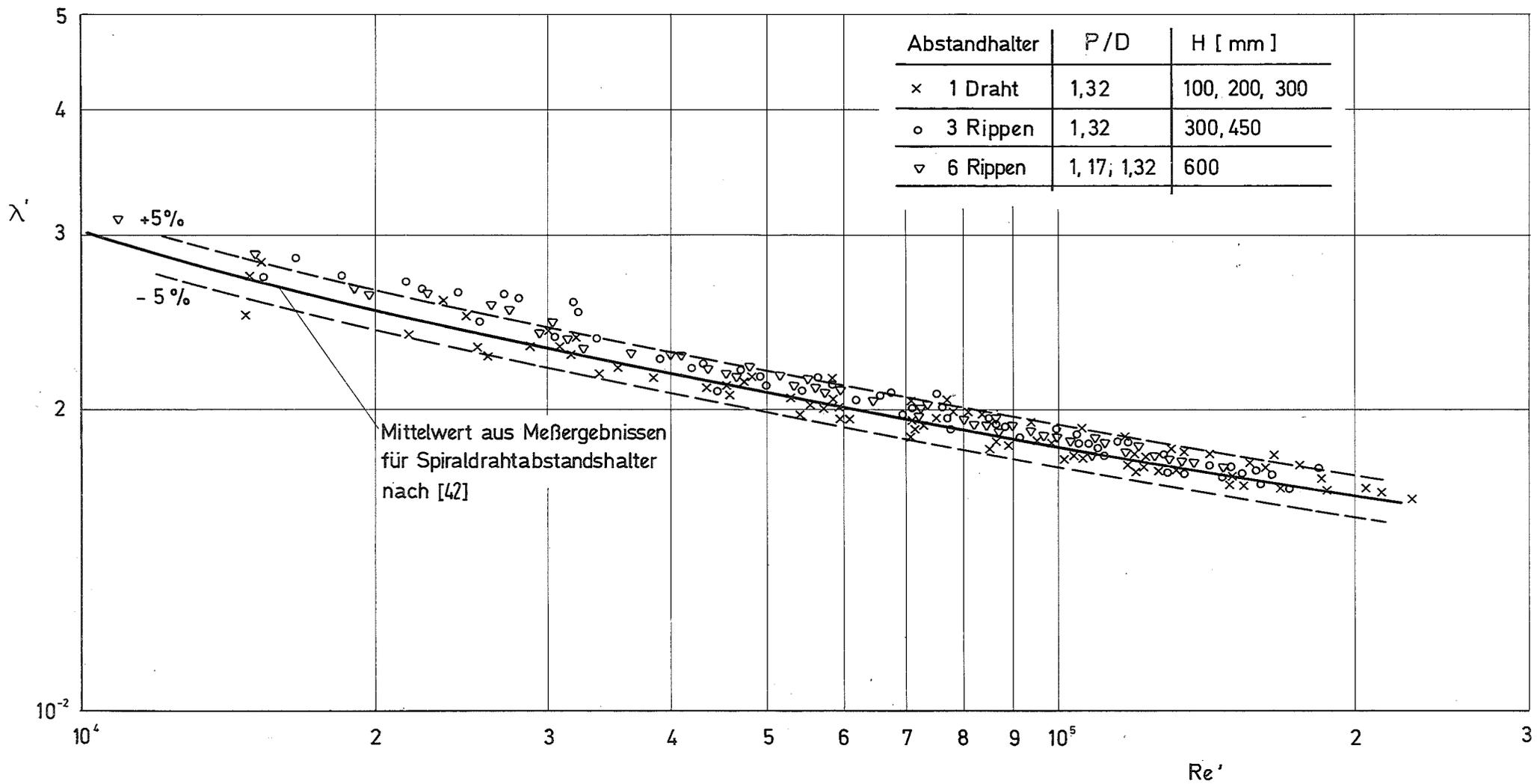


Abb.27 Vergleich der Ergebnisse aus Druckverlustmessungen für Bündel mit hexagonaler Stabanordnung und 1 Draht, 3-Rippen und 6-Rippen pro Stab als Abstandhalter

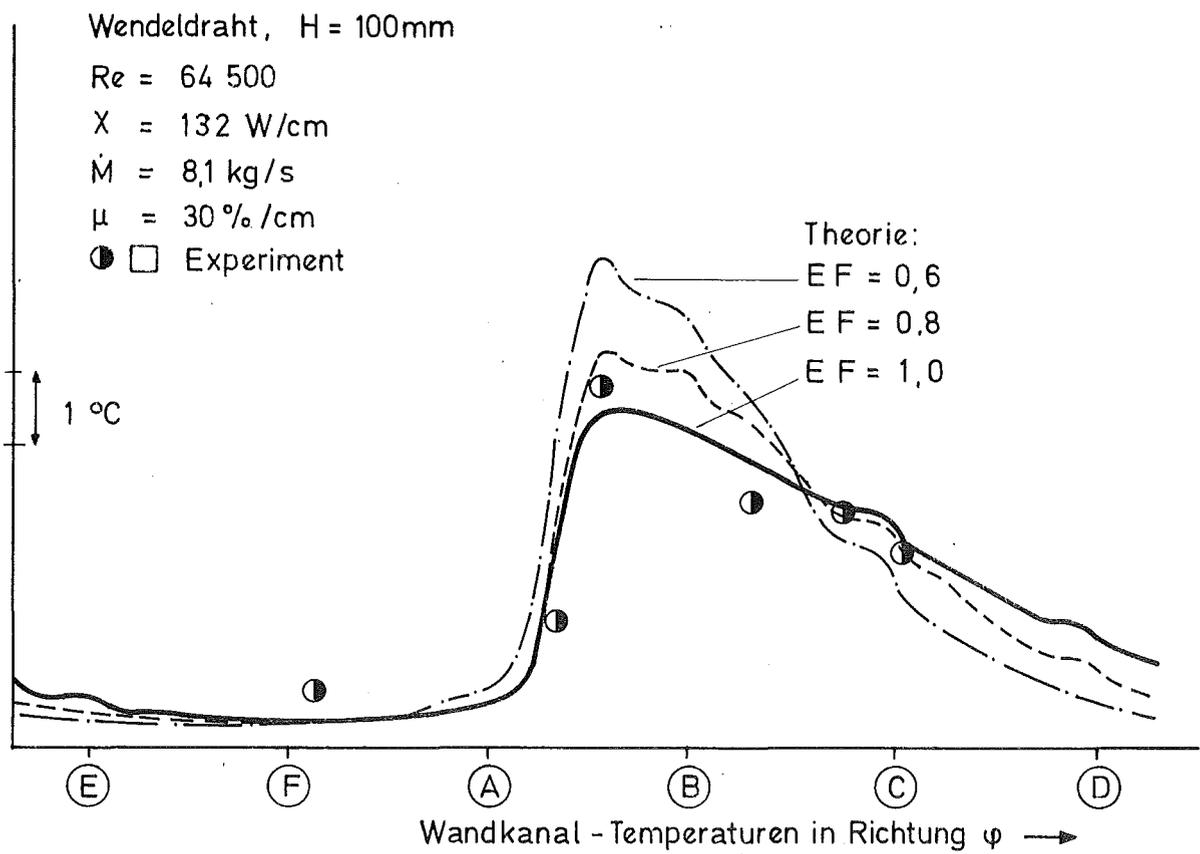
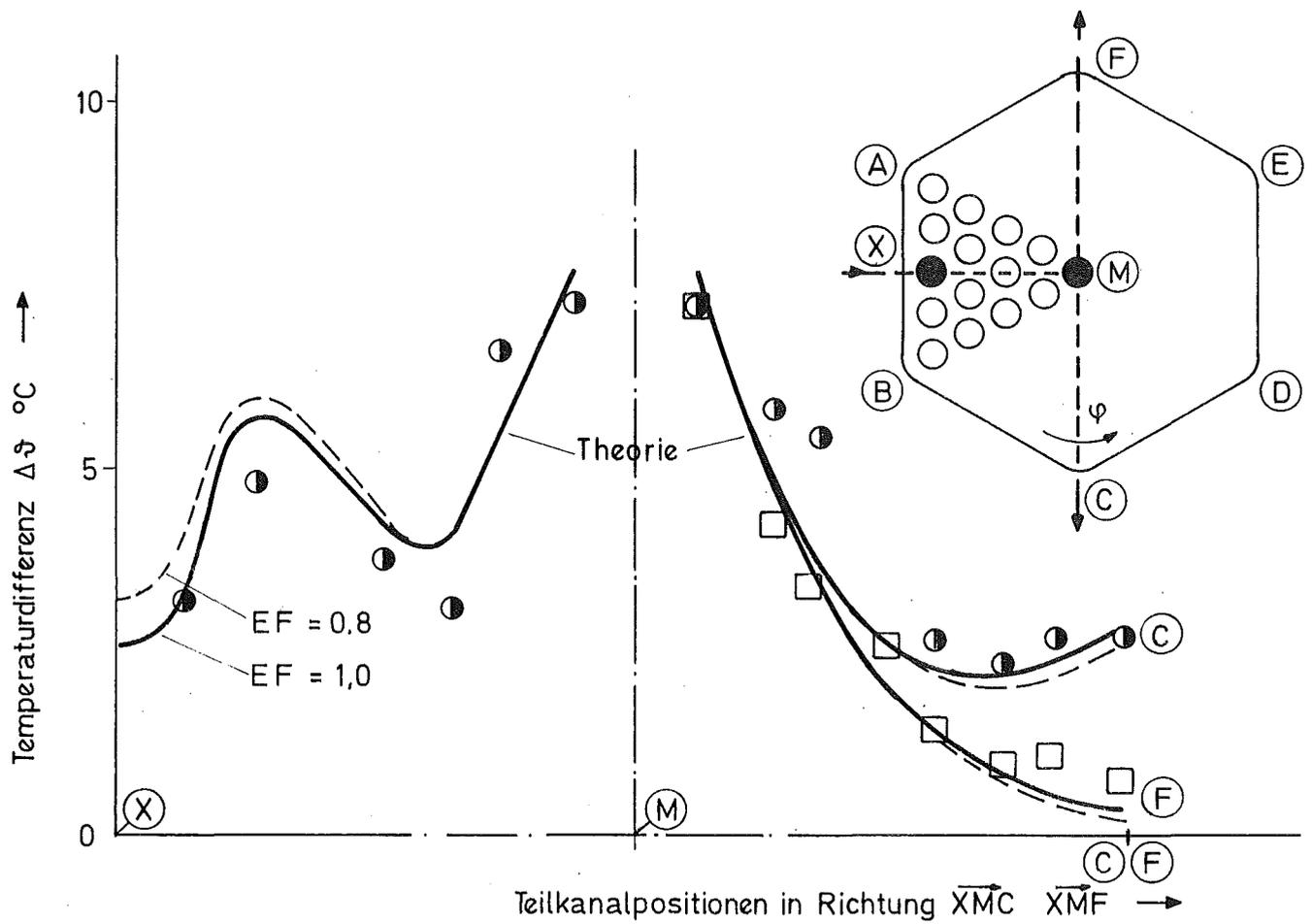


Abb. 28 Temperaturverteilung im Bündelquerschnitt
 Vergleich Theorie - Experiment

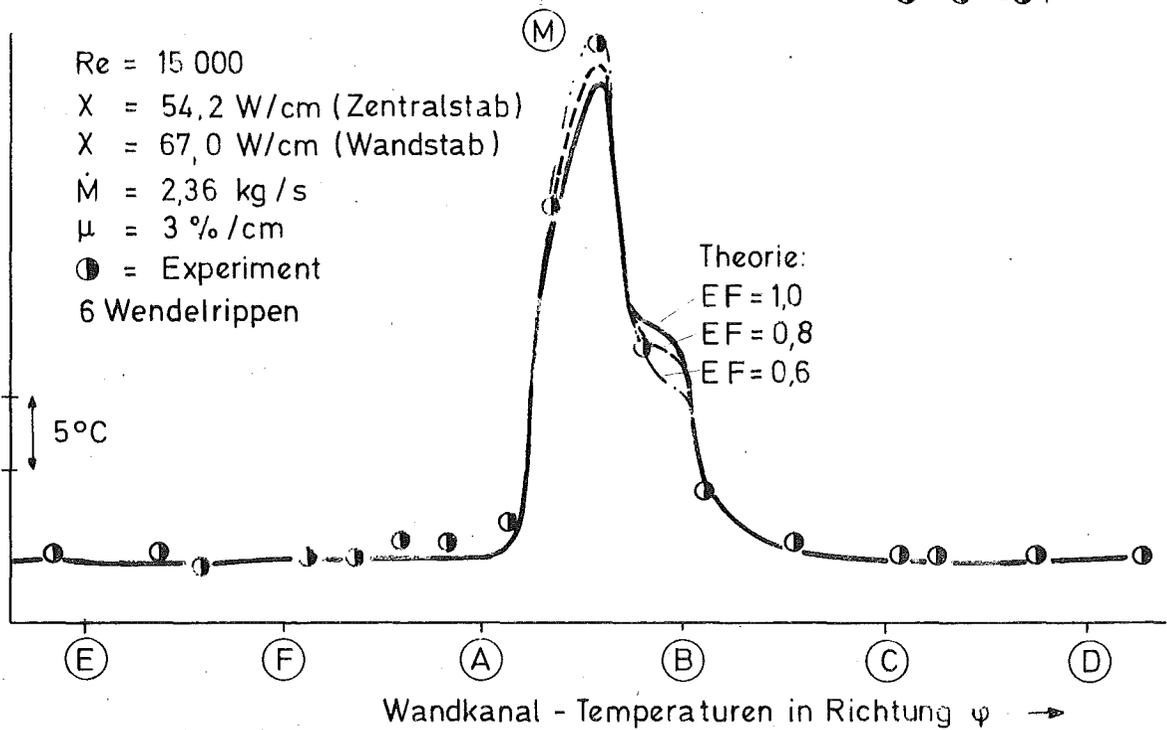
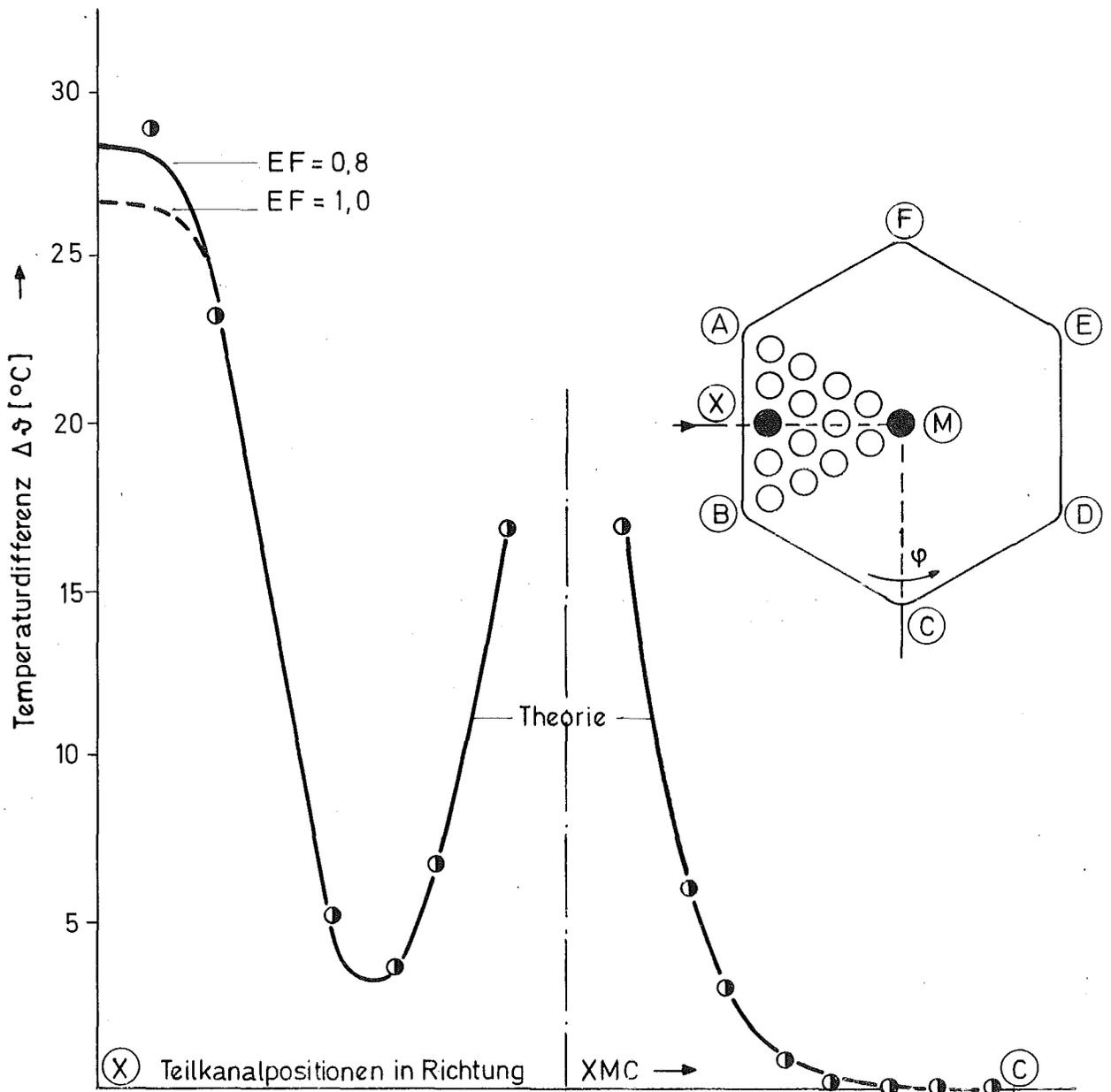
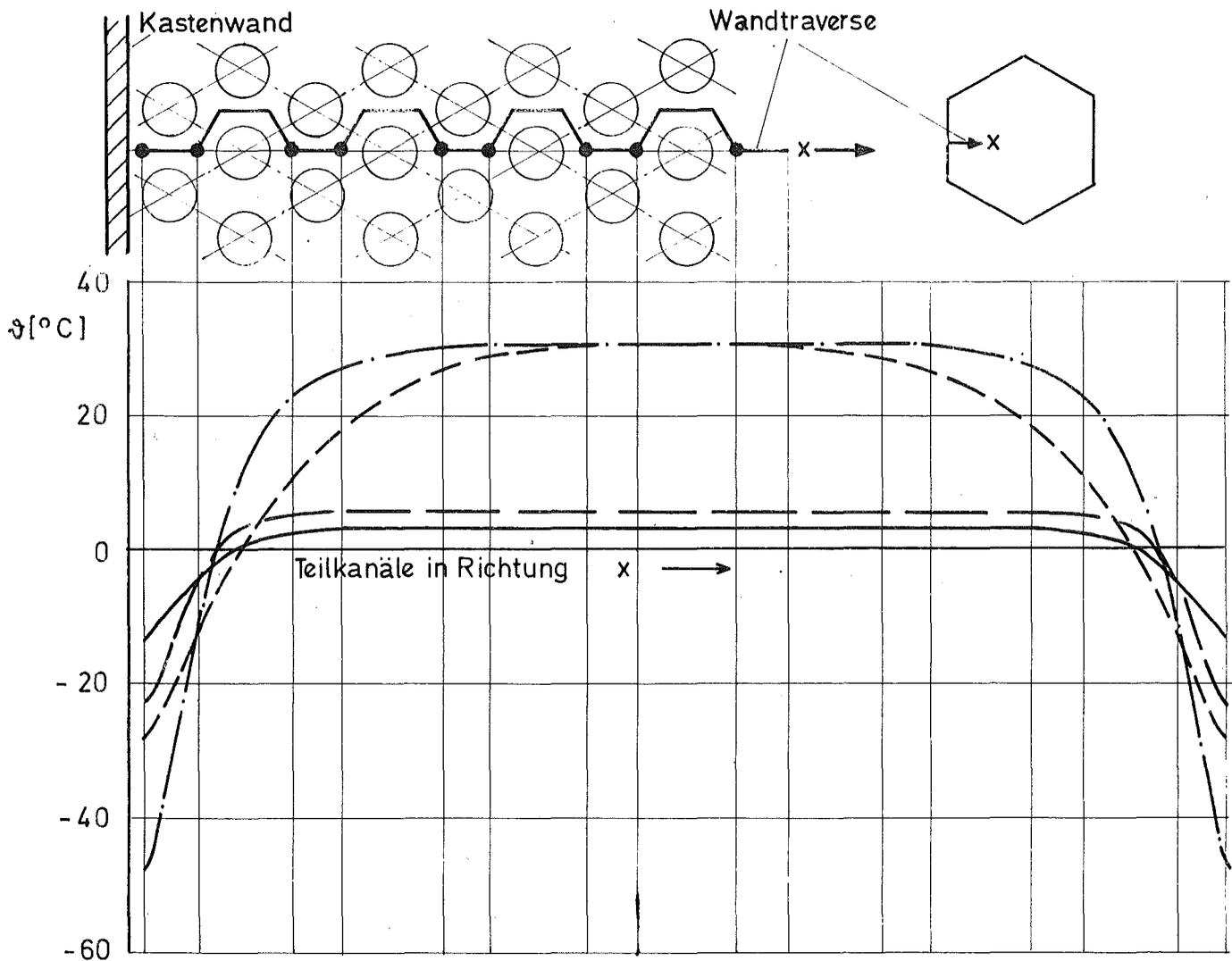


Abb.29 Temperaturverteilung im Bündelquerschnitt
Vergleich Theorie - Experiment



Abstandhalter	H	μ	t_1	t_2	t_{max}	Δp
	mm	%/cm	°C	°C	°C	kp/cm ²
--- 1 Draht	100	30	380	560	590,0	3,424
- · - · 1 Draht	300	10	380	560	590,5	2,080
--- 6 Rippen	600	3	380	560	565,8	3,303
— 3 Rippen	300	5	380	560	563,4	2,338

Optimierung

1. Art

Abmessungen:

SNR 300

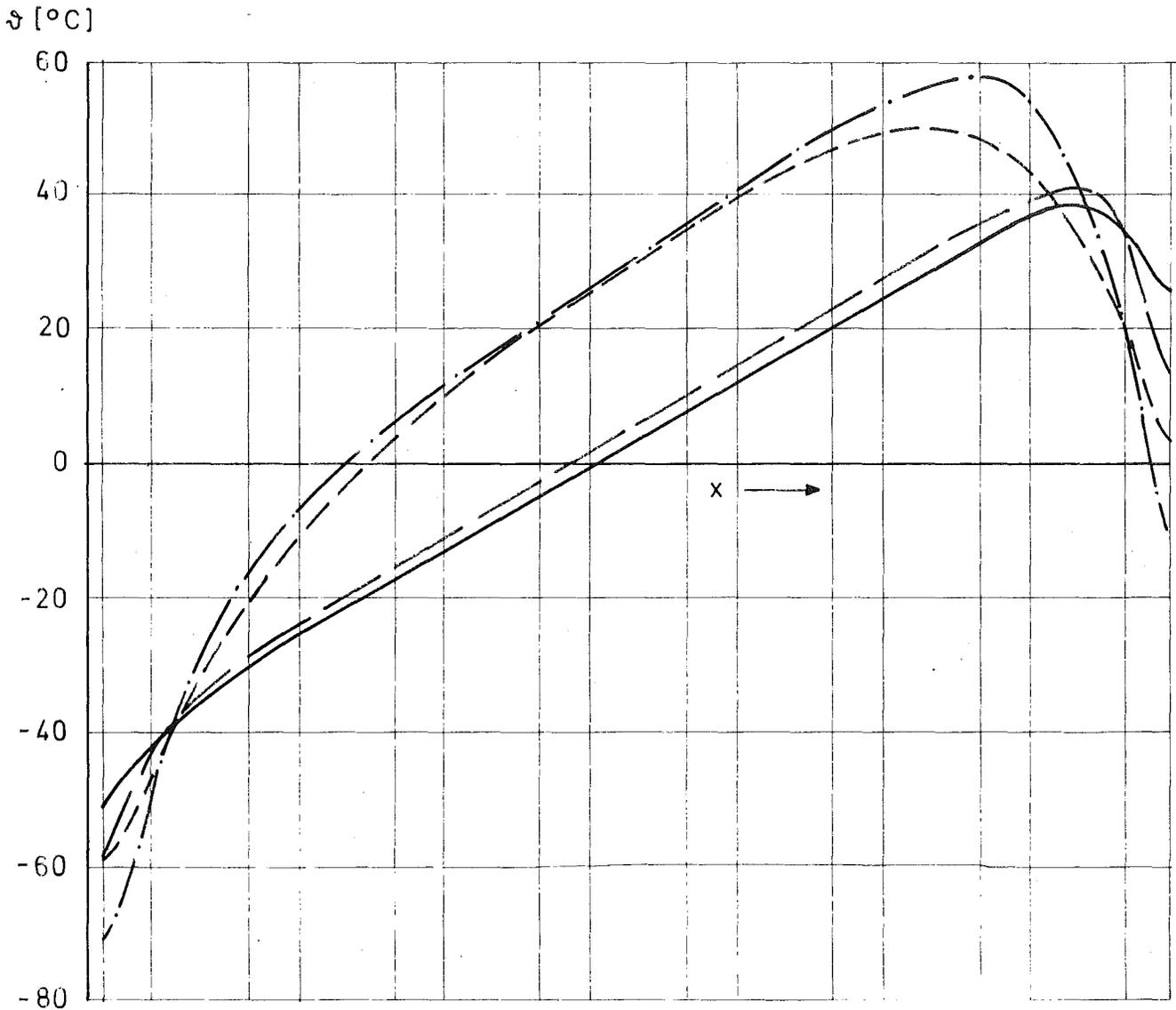
Belastung:

gleich

Stabzahl:

169

Abb. 30 Kühlmittel-Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter; Wandtraverse.



Abstandhalter	H	μ	t_1	t_2	t_{max}	Δp
	mm	%/cm	°C	°C	°C	kp/cm ²
--- 1 Draht	100	30	380	560	610,5	3,424
-.-.- 1 Draht	300	10	380	560	617	2,080
... 6 Rippen	600	3	380	560	601	3,303
— 3 Rippen	300	5	380	560	597	2,338

Optimierung: 1. Art
 Belastung: schief

Abmessungen: SNR 300
 Stabzahl: 169

Abb.31 Kühlmittel -Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter

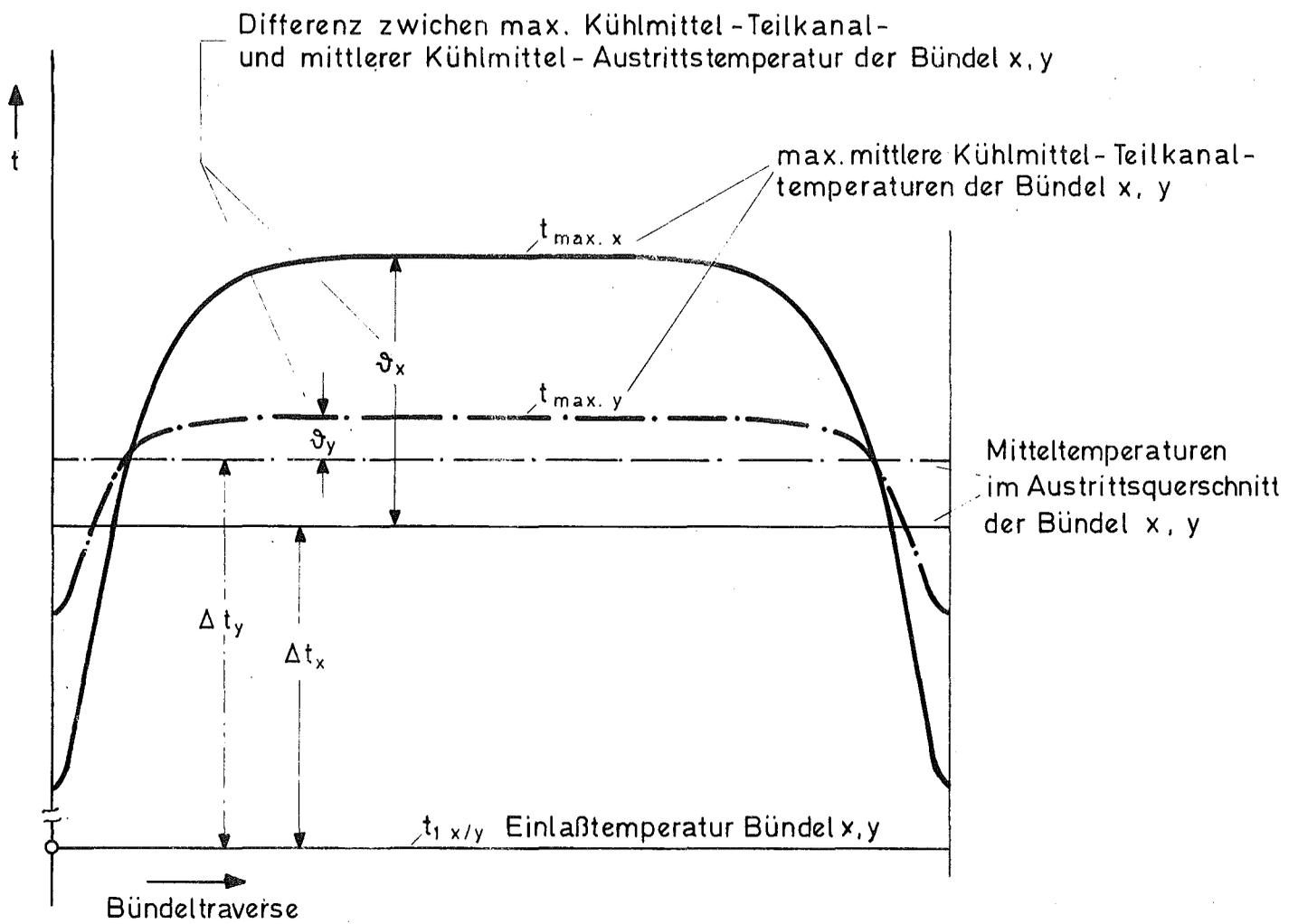
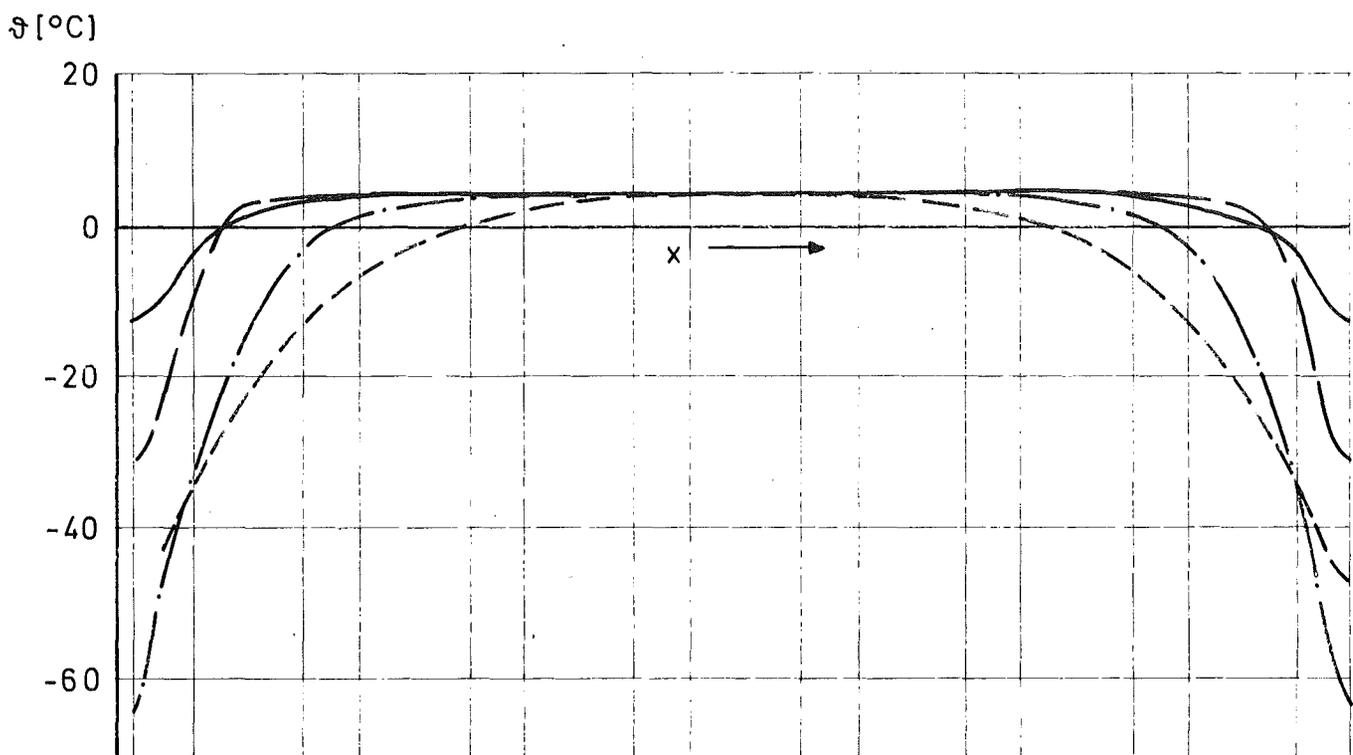


Abb. 32 Darstellung der Temperaturverhältnisse für die Optimierungsrechnung



Abstandhalter	H mm	μ %/cm	t_1 °C	t_2 °C	t_{max} °C	Δp kp/cm ²
--- 1 Draht	100	30	380	537,25	563,4	4,380
-·- 1 Draht	300	10	380	537,0	563,5	2,667
--- 6 Rippen	600	3	380	556,5	563,6	2,279
— 3 Rippen	300	5	380	560	563,4	2,338

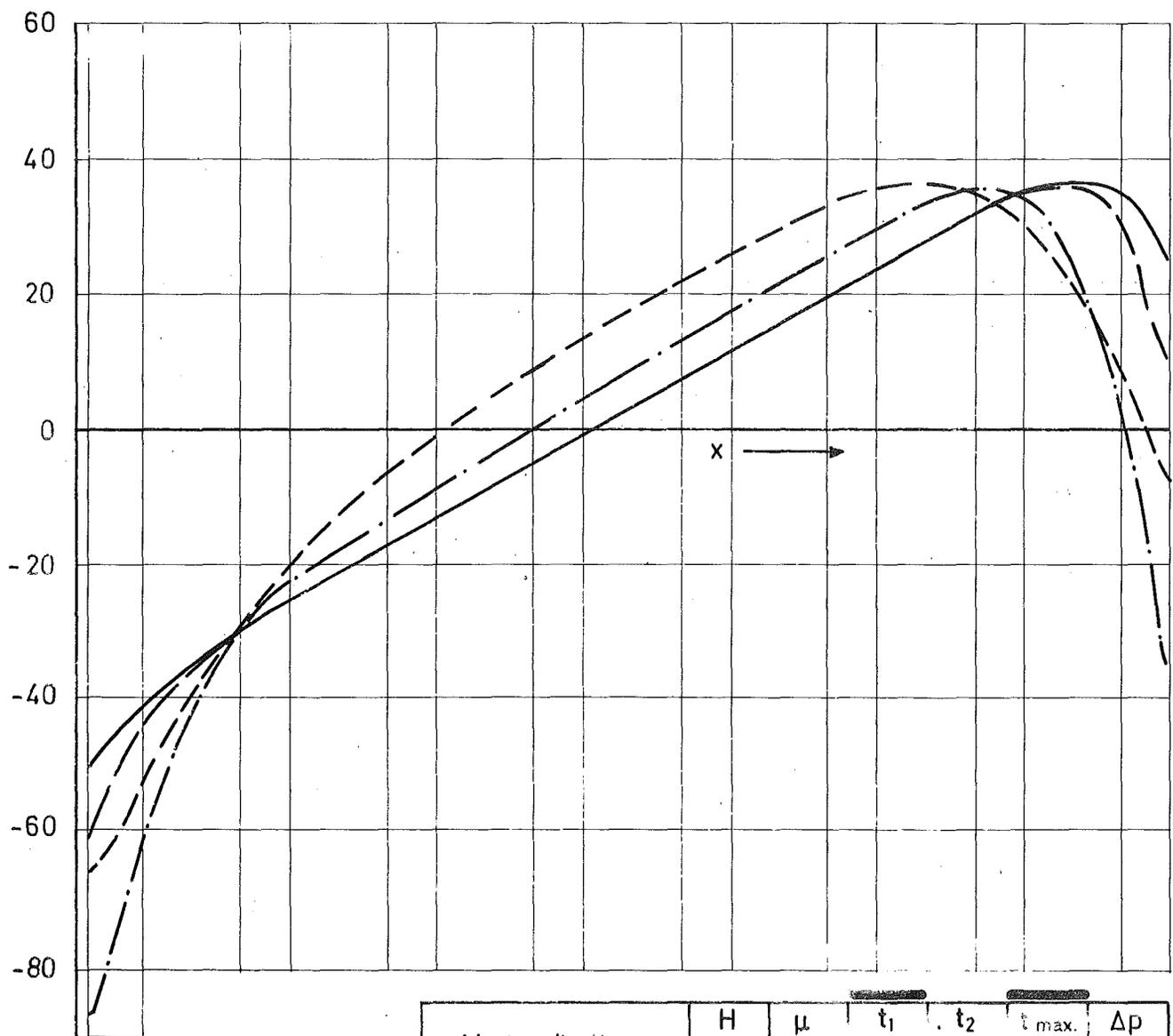
Optimierung: 2. Art

Abmessungen: SNR 300

Belastung: gleich

Stabzahl: 169

Abb. 33 Kühlmittel-Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter; Wandtraverse.

ϑ [°C]

Abstandhalter	H	μ	t_1	t_2	$t_{\max.}$	Δp
	mm	%/cm	°C	°C	°C	kp/cm ²
----- 1 Draht	100	30	380	549,5	597,0	3,820
- · - · - 1 Draht	300	10	380	541,5	597,0	2,533
----- 6 Rippen	600	3	380	557,5	597,0	3,386
————— 3 Rippen	300	5	380	560,0	597,0	2,338

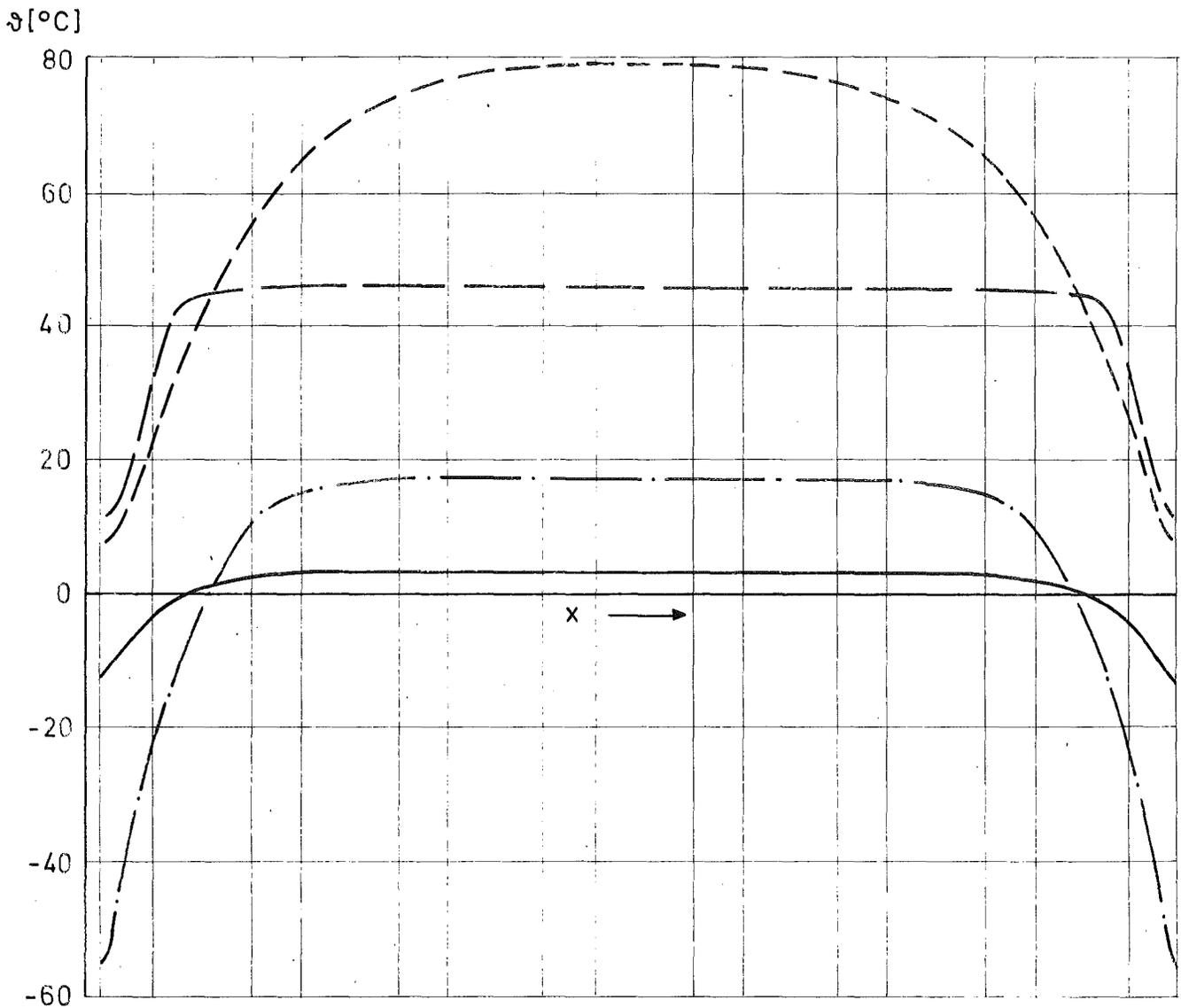
Optimierung: 2. Art

Abmessungen: SNR 300

Belastung: schief

Stabzahl: 169

Abb.34 Kühlmittel-Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{\text{aus}} - (t_{\text{aus}})_m$ für verschiedene Abstandhalter



Abstandhalter	H	μ	t_1	t_2	t_{max}	Δp
	mm	%/cm	°C	°C	°C	kp/cm ²
--- 1 Draht	100	30	380	602	639	2,338
-·-·- 1 Draht	300	10	380	549	577,6	2,333
--- 6 Rippen	300	3	380	598,5	605,6	2,344
— 3 Rippen	600	5	380	560	563,4	2,338

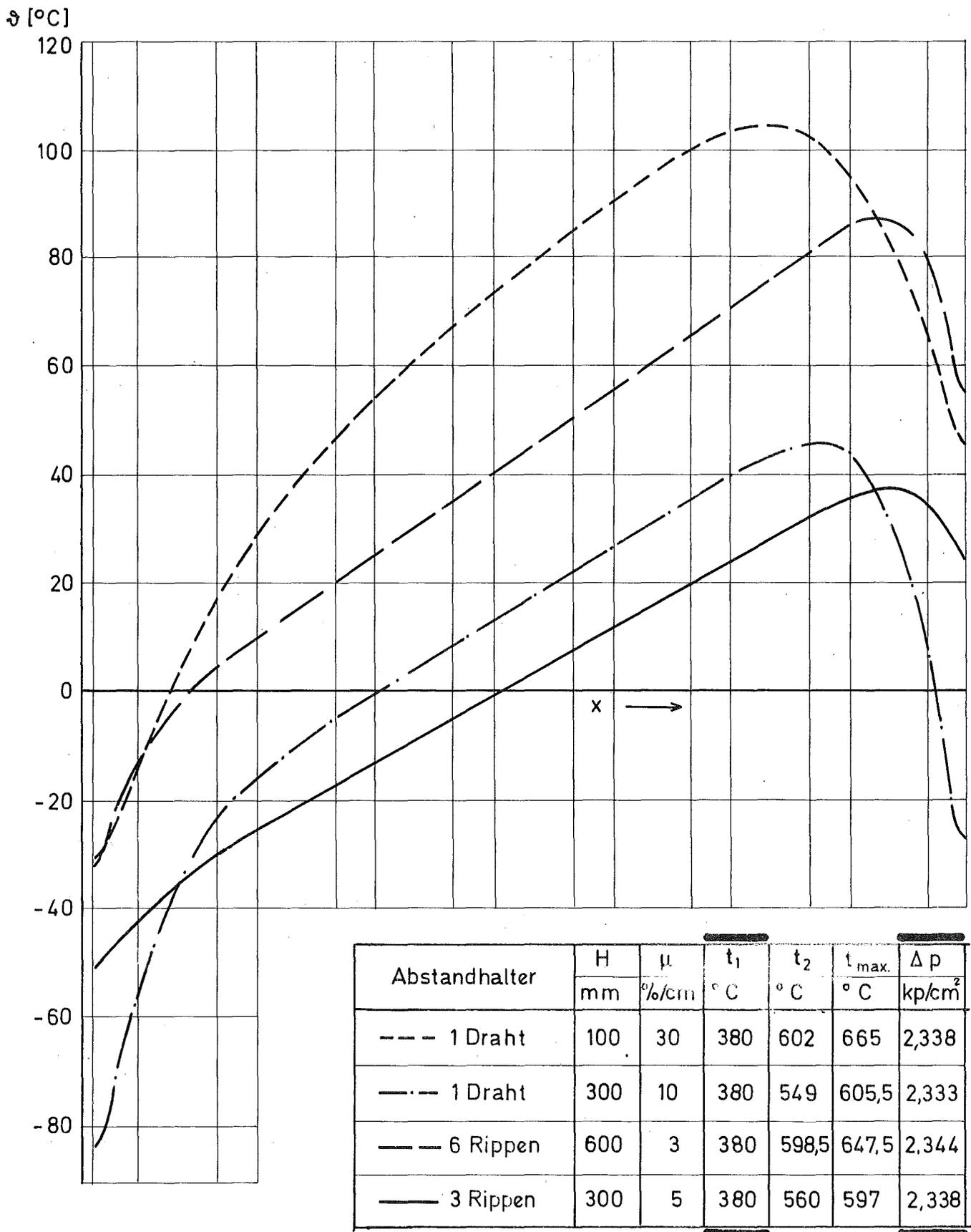
Optimierung: 3. Art

Abmessungen: SNR 300

Belastung: gleich

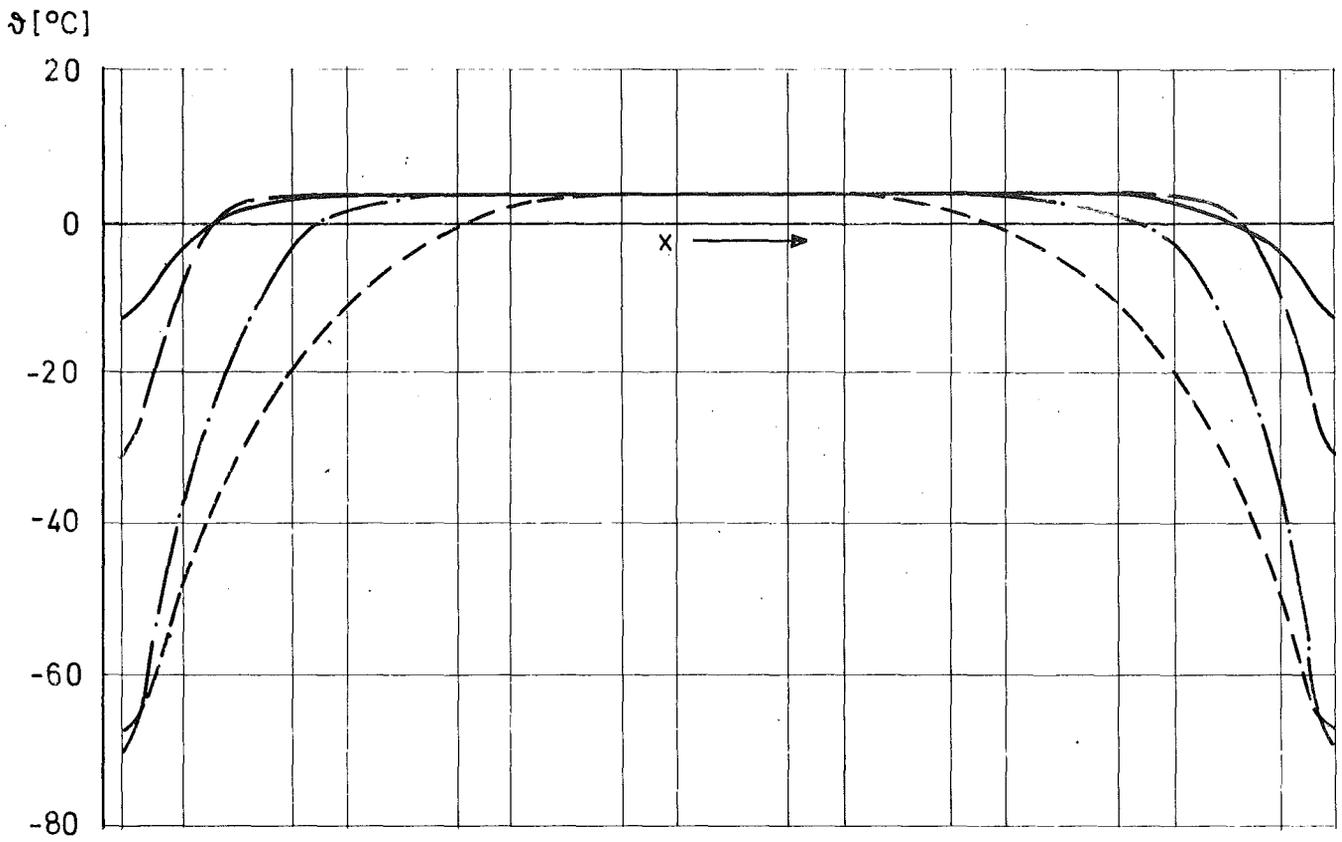
Stabzahl: 169

Abb.35 Kühlmittel - Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\Theta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter; Wandtraverse.



Optimierung: 3. Art Abmessung: SNR 300
 Belastung: schief Stabzahl: 169

Abb. 36 Kühlmittel-Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter



Abstandhalter	H	μ	t_1	t_2	t_{max}	Δp
	mm	%/cm	°C	°C	°C	kp/cm ²
---- 1 Draht	100	30	307	526,8	563,6	2,332
- · - · 1 Draht	300	10	366,4	534,8	563,3	2,339
— — — 6 Rippen	600	3	338,5	556,3	563,3	2,339
— — — 3 Rippen	300	5	380	560	563,4	2,338

Optimierung: 4. Art

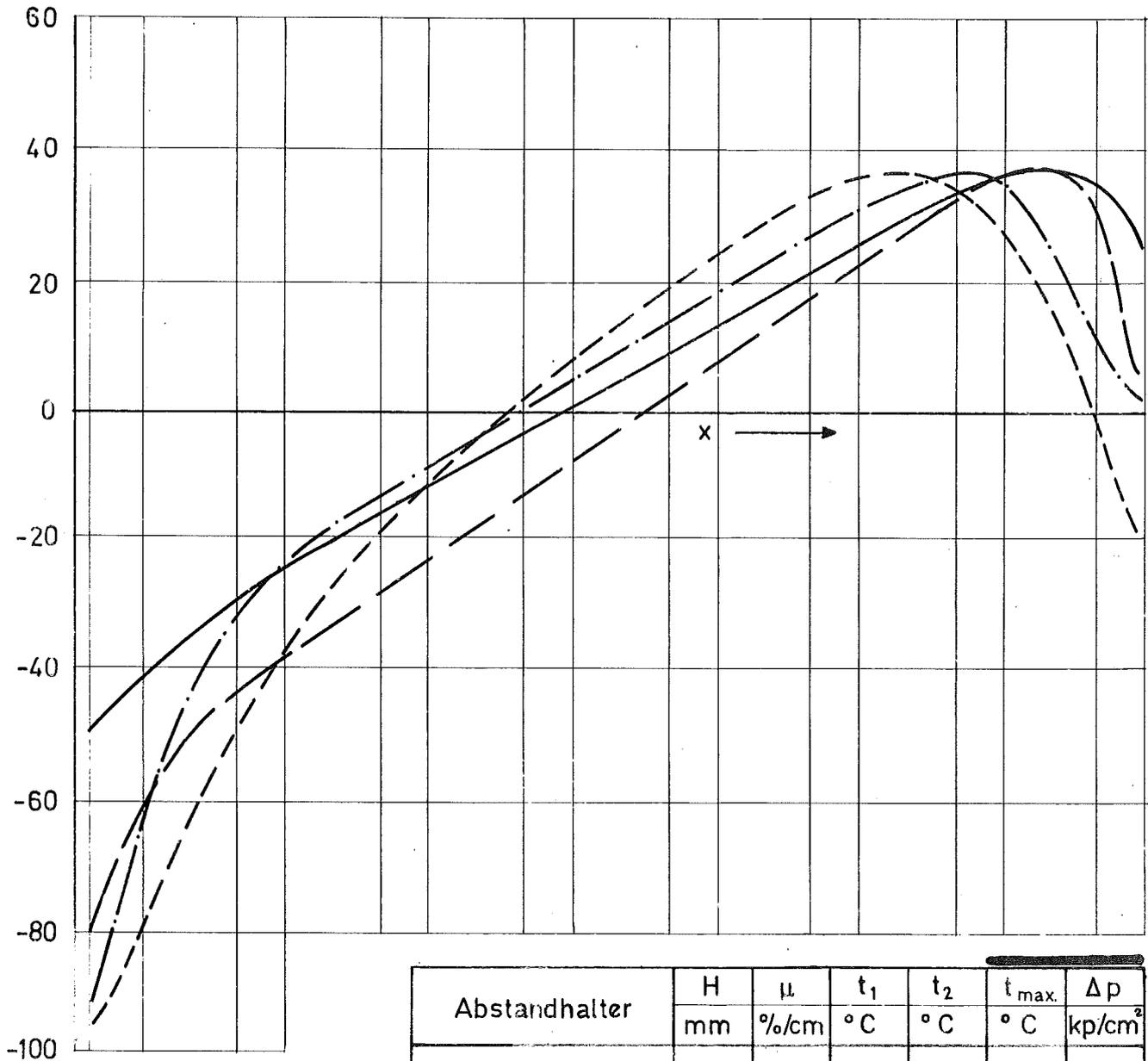
Abmessungen: SNR 300

Belastung: gleich

Stabzahl: 169

Abb.37 Kühlmittel-Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter; Wandtraverse.

ϑ [°C]



Abstandhalter	H mm	μ %/cm	t_1 °C	t_2 °C	$t_{max.}$ °C	Δp kp/cm ²
--- 1 Draht	100	30	315,6	535,4	597,0	2,338
-.- 1 Draht	300	10	370,7	539,3	597,0	2,336
— 6 Rippen	600	3	331,35	549,0	597,0	2,339
— 3 Rippen	300	5	380,0	560,0	597,5	2,338

Optimierung:

4. Art

Abmessung:

SNR 300

Belastung:

schief

Stabzahl:

169

Abb. 38 Kühlmittel-Temperaturen im Austrittsquerschnitt eines Brennelementes $\vartheta = t_{aus} - (t_{aus})_m$ für verschiedene Abstandhalter

Anhang A

	Seite
A.1 Experimentelle Untersuchungen der Kühlmittelquervermischung	A-1
A.1.1 Versuchsaufbau	A-1
A.1.1.1 Teststrecke	A-1
A.1.1.2 Das Natrium-Kreislaufsystem	A-9
A.1.2 Versuchsdurchführung	A-13
A.1.3 Versuchsauswertung	A-17
Tabelle A-1	A-19
Abbildungen A-1 bis A-11	

A.1 Experimentelle Untersuchungen der Kühlmittelquervermischung

A.1.1 Versuchsaufbau

A.1.1.1 Teststrecke:

Die Versuche zur Kühlmittelquervermischung werden an einer Bündelgeometrie im Originalmaßstab durchgeführt, d.h. Stabdurchmesser, Stabteilung und Stabanordnung stimmen zwischen Modell und Original überein. Darüberhinaus wird die beheizte Stablänge des Versuchsbündels so gewählt, dass sie der aktiven Kernhöhe des Schnellen Reaktors entspricht. Die Anzahl der Stäbe im Bündel und die hydraulischen Einlauflängen ergaben sich aus folgenden Überlegungen:

- Die Anzahl der Stäbe im Bündel muss so gross sein, dass sich sowohl im zentralen als auch im peripheralen Bündelbereich die Simulation der Strömungsverhältnisse in der Originalgeometrie durchführen lässt. Dies ist der Fall, wenn die einem beheizten Stab benachbarten Teilkanäle über mindestens 2 Stabreihen der Geometrie des Originals entsprechen.

Andererseits ergibt sich die Anzahl der Stäbe aus der Forderung, dass unkontrollierte radiale Wärmeverluste über die Kastenwand nach aussen vermieden werden müssen. Da für diese Versuche der Testeinsatz in die Abmessungen eines vorhandenen Testbehälters einzubringen war, konnte der Bündelkasten azimuthal nur im Bereich des beheizbaren Wandstabes isoliert werden. Unkontrollierbare Wärmeverluste konnten daher nur vermieden werden, wenn für die zu erwartende maximale Kühlmittelquervermischung die radialen Temperaturprofile in der äusseren Bündelzone bei Beheizung eines Zentralstabes gradientenfrei waren. Die Anzahl der Stäbe ergab sich aus diesen Betrachtungen zu 61.

- Neben der Zahl der Stäbe spielen die Strömungsverhältnisse eine Rolle, d.h. die Versuche sollten bis in den für die Reaktorauslegung interessierenden Re-Zahlenbereich von maximal $Re = 1 \cdot 10^5$ gefahren werden. Sofern die verfügbare Durchsatzmenge dies nicht ermöglichte, sollten die zu erfassenden Daten leicht auf Reaktorbetriebsverhältnisse extrapolierbar sein. Unter diesem Gesichtspunkt sind die Untersuchungen in einem 61-Stabbündel noch möglich. Die erreichbaren Re-Zahlen liegen bei $Re \leq 8 \cdot 10^4$.
- Dem beheizten Bündelteil von ca. 1000 mm Länge sollte eine genügend lange hydraulische Einlaufstrecke vorgeschaltet werden. Sie wurde aufgrund von Versuchsergebnissen nach [52] so gewählt, dass sich für den den grössten hydraulischen Durchmesser der Teststrecke verursachenden Abstandshalter, noch ein $L/D_h \approx 120$ ergab.

Zur Durchführung der Versuche wurde ein Bündelaufnehmer konstruiert, der den Einbau von Bündelelementen bis zu 61 Stäben mit verschiedenen Abstandshaltern ermöglichen sollte. Hierfür wurde Flexibilität für den Einbau der im Bereich des beheizbaren Wandstabes isolierten Bündelkästen mit abstandshalterabhängigen Schlüsselweiten gefordert. Der Aufnehmer wurde so gestaltet, dass er ausserhalb des Prüfstandes mit dem jeweiligen Versuchsbündel und allen für die Versuche notwendigen Temperaturmesswertgebern ausgerüstet und als integraler Versuchseinsatz in den Testbehälter des für die Untersuchungen vorgesehenen Natrium-Kreislaufes eingebracht werden konnte. Abb. A-1 zeigt den Testbehälter mit dem sich auf einen konischen Sitz abstützenden Bündelaufnehmer mit 61-Stabbündel und der Lage der Temperaturmesswertgeber.

Die Kühlmittel-Temperaturmessung über den Bündelquerschnitt kann auf zwei Arten durchgeführt werden:

- Die Thermoelemente werden an den Heizstäben befestigt. Sie müssen hierzu im Innern des Stabes verlegt und zweimal natriumdicht in der Hüllrohrwand eingelötet werden. Am Ende des Bündels müssen sämtliche Leitungen zusammengefaßt und durch den Deckelflansch nach außen geführt werden. Für jeden Abstandshaltertyp sind die Stäbe neu zu instrumentieren. Dieses Verfahren ist daher mit einem relativ großen Aufwand verbunden.

- Die Thermoelemente werden zentral in einem Meßgitter am Bündelende untergebracht und von dort in einem Schutzrohr zusammengefaßt über den Deckelflansch nach außen geführt. Ein Meßgitter genügt hierbei, um sämtliche Abstandshaltervarianten zu vermessen. Der hier notwendige Aufwand ist gering gegenüber der Einzelstab-Instrumentierung. Diese Methode wurde daher für die vorgesehenen Versuche gewählt.

Kennzeichnende konstruktive Komponente des Bündelaufnehmers ist also das Meßgitter am Bündelende, in dem 50 NiCr-Ni Thermoelemente von 0,5 mm Durchmesser so eingebaut sind, daß sie in die Teilkanäle des 61-Stabbündels hineinragen. Das Meßgitter dient gleichzeitig zur einwandfreien Distanzierung der Stäbe am Bündelende. Die Anordnung der Thermoelemente im Meßquerschnitt ist aus Abb. A-2 und A-3 zu ersehen. Sie sind so angeordnet, daß sie die kontinuierliche Vermessung des radialen Temperaturprofiles ermöglichen und daß sich in gleicher radialer Entfernung vom beheizten Stab eine genügend große Zahl für eine Mittelwertbildung ergibt. Um die dünnen Thermoelemente bei den vorgesehenen Versuchstemperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten sicher zu positionieren und zu halten, werden sie in Kapillarrohren der Abmessung 0,8 x 0,1 mm geführt. Sie ragen

7 mm über die Oberkante des Meßgitters hinaus in die Teilkanäle des Bündels. Die geometrische Zuordnung von Thermoelement, Meßgitter, Kapillarrohr-Führung und Stab geht aus Abb.A-5 hervor. Unterhalb des Meßgitters werden die Thermoelemente platzsparend in gleichmäßig über dem Strömungsquerschnitt verteilten, geschlitzten Stegblechen eingebettet, auf die Außenseite des Brennelementkastens und über ein Thermoelementführungsrohr durch den Flansch des Testbehälters zum Testteilkopf geführt. Abb.A-4 zeigt den Testteilkopf mit den Durchführungen und den Anordnungen von Thermoelementen, Heizstab und Schutzgasanschluß.

Die Bündeleinsätze werden im Na-Einlaß-Querschnitt mit Hilfe von Stegblechen sicher gehalten. Die Stäbe können sich bei unterschiedlichen Temperaturen im Bündelquerschnitt axial frei ausdehnen.

Wesentlicher Teil der Bündeleinsätze ist der elektrisch beheizbare Hochleistungsheizstab. Er besteht aus zwei konzentrisch ineinander liegenden und durch einen Isolator (MgO) elektrisch voneinander isolierten Rohren, dessen Inneres den Stromleiter darstellt. Die Heizstäbe müssen über lange Zeiten bei hohen Temperaturen große Oberflächenbelastungen ermöglichen und flexibel in der konstruktiven Gestaltung sein. Große Oberflächenbelastungen sind für die Erzielung eines mit genügender Genauigkeit meßbaren Temperaturprofiles im Bündelquerschnitt bei großen Durchsatzmengen notwendig.

Eine flexible konstruktive Gestaltung ist aus zwei Gründen bedeutsam:

- Der Meßquerschnitt befindet sich rund 2 Meter unterhalb des Testbehälter-Deckelflansches. Da sich der Leistungs-

anschluss über dem Deckelflansch befindet, ist einerseits ein langer Stab notwendig. Da der beheizte Teil des Stabes etwa 1 Meter Länge besitzt und an der Thermoelement-Messebene enden muss, ist andererseits die Leistung über eine nicht beheizte Stablänge von über 1 Meter Länge einzuspeisen.

- Es werden Bündel mit verschiedenen Abstandshaltertypen untersucht. Die Heizstäbe für die Experimente mit Wendeldrähnten als Abstandshalter sind einfach durch Bewicklung mit Draht herstellbar, der am oberen und unteren Ende des Stabes angeschweisst wird. Heizstäbe für Experimente mit Rippenrohren müssen entweder in die Rippenrohre eingebracht, oder selbst mit auf der ganzen Länge verschweissten Rippen hergestellt werden [53]. Es wurde die erstere Methode gewählt, Hierbei wurden Heizstäbe von etwa 5,25 mm Durchmesser in leicht aufgeweitete Rippenrohre (Innendurchmesser 5,3 mm) gebracht. Das Rippenrohr wiederum wurde in ein Kupferrohr gesteckt und der Zwischenraum zwischen Rippenrohr und Kupferrohr mit einer leicht schmelzenden gut benetzenden und beim Abkühlen nicht schrumpfenden Legierung ausgegossen. Das ausgegossene Rohr wurde sodann durch Hämmern im Durchmesser reduziert, wobei sich der zunächst vorhandene Spalt zwischen Heizleiter und Rippenrohr schloss und ein guter metallischer Kontakt zwischen Heizleiter und Rippenrohr zustande kam. Danach wurde die zwischen Rippen- und Kupferrohr befindliche Metallegierung ausgeschmolzen. Das mit Heizstab versehene Rippenrohr war damit verfügbar. Durch genaue Spezifikation der Fertigungsschritte und Abmessungen konnte eine hohe Massgenauigkeit erreicht werden. Der Aufbau eines solchen Heizstabes, ein Teilquerschnitt Rippenrohr-Heizstab, sowie die Vorrichtung zur Herstellung der Rippenrohrheizstäbe sind in Abb. A-6 dargestellt.

Neben der Herstellbarkeit und Verfügbarkeit war die einwandfreie Funktion der Hochleistungsstäbe Voraussetzung für diese Experimente. Die bisher durchgeführten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten an Hochleistungsheizstäben waren

speziell auf thermodynamische Experimente ausgerichtet [53]. Im Hinblick auf den Einsatz dieser Hochleistungsheizstäbe in strömendem Natrium und mit Rücksicht auf die im Schadensfalle möglichen Auswirkungen auf die Funktion des Kreislaufsystems und die Umgebung wurden besondere Vorkehrungen für die betriebssichere Leistungszufuhr getroffen. Sie bestanden

- in der Ermittlung der Leistungskennlinie der Heizstäbe bei strömendem Natrium in einem kleinen Natriumkreislauf,
- in der Überwachung der Temperaturen der Heizstabwandungen im Bereich der Flanschdurchführung und im Inertgasraum des Testbehälters sowie
- in der Schaffung einer Schnellabschalteinrichtung mit Schaltzeiten im Milli-Sekundenbereich vom Eintritt eines Schadensereignisses am Heizstab bis zur Leistungsabsenkung.

Zur Ermittlung der Leistungskennlinien der Heizstäbe bei strömendem Natrium wurden Durchbrennversuche durchgeführt. Hierzu diente der in Abb. A-7 gezeigte Na-Prüfstand mit der in Abb. A-8 gezeigten Teststrecke. In diese Teststrecke wurden Heizstäbe mit bis zu 1000 mm beheizter Länge eingesetzt und bei verschiedenen Oberflächenbelastungen die Durchbrennpunkte bei verschiedenen Natrium-Temperaturen zwischen 400-600°C bestimmt. Als Durchbrennpunkte wurden diejenigen Oberflächenbelastungen bezeichnet, bei welchen Kurzschluß im Heizleiter auftrat. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abb. A-8 mit angegeben. Dargestellt ist hierbei die Oberflächenbelastung als Funktion der Oberflächentemperatur für Heizleiter von rund 6 mm Stabdurchmesser. Eingetragen sind gleichzeitig Versuchsergebnisse mit ähnlichen Heizleitern aus Heißdampf und Wasserversuchen nach [53].

Es zeigt sich, daß eine weitgehend lineare Abhängigkeit der Oberflächenbelastung von der Oberflächentemperatur besteht und alle Versuchsergebnisse mit dem angegebenen Streubereich gut wiederzugeben sind. Damit wurde der Nachweis erbracht, daß die Heizleiter bei den gewünschten Oberflächenbelastungen von etwa 100 W/cm^2 bei Na-Temperaturen von bis zu 600°C sicher eingesetzt werden können. Diese Oberflächenbelastungen reichen aus, um bei der zu erwartenden maximalen Kühlmittelquervermischung im Bündel ($\mu < 50\%/cm$) genügend große und meßbare Temperaturdifferenzen über den Querschnitt des Bündels zu erzeugen.

Die Überwachung der Heizleiter-Wandtemperaturen im Bereich der Flanschdurchführung und im Argon-Schutzgaspolster ist notwendig, weil auch im nicht beheizten Teil der Heizstäbe eine, wenn gleich geringe Leistungsfreisetzung stattfindet. Zur Reduktion dieser Leistungsentbindung gegenüber dem beheizten Teil enthält der Heizstab im Inneren des stromzuführenden Rohres einen Kupferbolzen. Die Leistungsfreisetzung pro Stablänge beträgt dadurch nur etwa 2-3% des beheizten Teiles. Nachgewiesenermaßen ist dies für die Versuchsvorhaben vernachlässigbar. Da der Stab durch das zur Sicherheit der Deckelflanschdichtung benötigte Argon-Schutzgaspolster von 200 mm Höhe geführt wird und die hier entbundene Wärme über das Argon nicht abgeführt werden kann, wird der Heizstab mit einer künstlichen Wärmeleitschiene in Form einer Nickelummantelung versehen, die fest am Heizstab anliegt und gleichzeitig in das obere Natriumniveau eintaucht (Abb. A-1). Die freiwerdende Wärme kann dann vom Heizstab über den Nickelbolzen ins Natrium fließen. Aus Sicherheitsgründen muß die Temperatur der Ni-Ummantelung überwacht und für die genaue Höhenstandsanzeige des Natriums im Behälter gesorgt werden, damit die Ni-Bolzen unter allen Betriebsbedingungen ausreichend durch Natrium gekühlt werden.

Die Schaffung einer automatischen Schnellabschalteinrichtung für die Heizstäbe wurde erforderlich, weil sich aus Erfahrungen bei den Durchbrennversuchen ergab, daß die Absicherung der Heizstäbe über die relativ trägen Sicherungen der normalen elektrischen Laborausstattung keine Sicherheit gegenüber im Kurzschlußfall auftretenden Beschädigungen der Na-Anlage ergab. Daher wurde eine automatische Schnellabschalteinrichtung **entwickelt**, die in der Lage ist, bei geringsten Heizstabdefekten (Oberflächenrisse, Überhitzungen, Schweißnahttrisse, Zusammenbruch der elektr. Isolation usw.) im Milli-Sekundenbereich (ms) die elektrische Leistungszufuhr abzuschalten [54].

Diese aus elektronischen Bausteinen bestehende Schnellabschalteinrichtung überwacht mit Hilfe von Grenzwertpotentiometern die gewünschten Betriebsgrößen (z.B. Spannung oder Strom des Heizleiters). Bei optimaler Grenzwerteinstellung lassen sich für den Abschaltimpuls Ansprechverzugszeiten von 150 - 200 μ sec erzielen. Damit werden vom Auftreten einer Betriebsstörung bis zur Abschaltung der Leistung Abschaltzeiten von 0,5 - 1 ms erreicht. Diese Sicherheits-Schnellabschaltung ist somit genügend schnell, um Beschädigungen der Anlage beim Durchbrennen von Heizleitern unter Umständen mit nachfolgendem Na-Austritt zu verhindern.

A.1.1.2 Das Natrium-Kreislaufsystem

Für die Durchführung von thermo- und fluiddynamischen Untersuchungen an Brennelement-Modellen in Flüssigmetallströmungen wurde ein Natrium-Kreislauf erstellt. Er wurde so spezifiziert, daß er Untersuchungen an SNR-Brennelementgeometrien [2] bis zu 61 Stäben ermöglicht. Er besteht im wesentlichen aus dem Versorgungs- und Reinigungskreislauf und dem Schutzgassystem. Er besitzt die für Natriumkreisläufe spezifischen Komponenten und ist als 8er-Schleife aufgebaut. Abb.A-9 zeigt das Schema dieses Kreislaufes. Elektromagnetische Pumpe, Durchflußmesser und Luftkühler sind in einem Teil des Kreislaufes angeordnet, dessen Maximaltemperatur 400°C beträgt, während Erhitzer und Teststrecke für maximale Temperaturen von 600°C ausgelegt sind. Die Verbindungsstelle zwischen "heißem" und "kaltem" Teil des Kreislaufes bildet der Rekuperator. Die elektromagnetische Pumpe fördert im Betriebspunkt stündlich bis zu 30 m^3 Natrium über den primärseitigen Rekuperatorteil durch den Erhitzer zum Testteil und von diesem über den sekundärseitigen Rekuperatorteil durch den Luftkühler zur Pumpe zurück. Ein Nebenkreis mit kleiner elektromagnetischer Pumpe, Durchflußmesser, Kaltfalle, Kühler und Oxidmeßgerät sorgt für die Reinheit des Flüssigmetalls und deren Meßmöglichkeit.

Zur Sicherheit der Flanschverbindungen in Testteil und Erhitzer befindet sich Argon als Schutzgas über der freien Natrium-Oberfläche.

Der gesamte Kreislauf wurde in den Werkstoffen Nr. 1.4541 und Nr. 1.4961 als Schweißkonstruktion erstellt. Lösbare Verbindungen im Natrium führenden Rohrleitungsbereich befinden sich nur an der elektromagnetischen Pumpe. Das gesamte Rohrleitungssystem ist so konstruiert, daß es sich bei ungleichmäßigen Erwärmungen und Temperaturunterschieden zwischen "heißen" und "kalten" Teilen frei dehnen kann.

Sämtliche natriumführenden Teile sind mit regelbaren elektrisch betriebenen Rohrbegleitheizkabeln zum Vorwärmen des Systems umwickelt, die Rohre und Komponenten gegenüber der Umgebung mit Mineralfasermatte isoliert.

Zur Aufnahme des gesamten im Kreislauf befindlichen Natriums ist ein Sumpftank von 1000 l Inhalt an der tiefsten Stelle des Systems vorhanden, der zur Sicherheit in einer Grube liegt. Zur Aufnahme des durch die Aufheizung des Natriums nach dem Füllen des Kreislaufes sich ergebenden Ausdehnungsvolumens befindet sich ein Ausdehnungsbehälter an seiner höchsten Stelle. Für den Notablaß im Gefahrenfalle ist ein elektrisch arbeitendes Schnellschlußventil eingebaut, das den Hauptkreis mit dem Sumpftank verbindet. Die Hauptauslegungsdaten des Kreislaufes sind in Tabelle A-1 Seite A-19 zusammengestellt.

Meß- und Regeleinrichtungen

Die Meß- und Regeleinrichtungen sind streng zu unterteilen nach ihrer Notwendigkeit für den Betrieb des Kreislaufes, das Experiment und die Sicherheit der Gesamtanlage.

Betriebsnotwendige Einrichtungen beziehen sich im wesentlichen auf die Überwachung und Regelung von

- Temperaturen des flüssigen Natriums im gesamten Rohrsystem
- Temperaturen des Rohrsystems
- Temperaturen an allen wichtigen Kreislaufkomponenten
- Druck im Rohrsystem
- Druck im Gassystem
- Drucke vor und hinter der Pumpe
- Durchfluß im Haupt- und Nebenkreis

- Höhenstand im Testbehälter, Erhitzer, Sumpftank und Ausdehnungsbehälter
- Leistung von Erhitzer, Pumpen und Rohraufheizsystem
- Oxidgehalt des Natriums

Experimentbezogene Meßeinrichtungen registrieren

- Temperaturen des Natriums am Eintritt in die Teststrecke und ins Bündel,
- Temperaturen des Natriums am Austritt aus dem Bündel und der Teststrecke
- Durchfluß des Natriums im Bündel
- Leistung des Heizstabes

Sicherheitstechnische Meßwerte und -Einrichtungen sind für die Teststrecke die

- Temperaturen des Heizstabes im Bereich der Leistungszufuhr in der Argonatmosphäre und außerhalb des Deckelflansches,
- Druck im Gassystem,
- Höhenstand im Testbehälter,
- Schnellabschalteinrichtung des Heizstabes

Sicherheitstechnische Meßdaten sind für das Kreislaufsystem die

- Temperaturen des Natriums am Pumpeneinlaß und Erhitzer- auslaß
- Druck im Inertgassystem
- Strom- und Spannungsüberwachung von Pumpe, Erhitzer und Rohrbegleitheizung

- Leckkontrollgeräte in Ventilen und gefährdeten Bauteilen,
- Rauchgasspüranlage des Kreislaufes

Die wichtigsten Meßstellen für die Auswertung der Versuche, Sicherheit und Überwachung der Teststrecke sind in Abb. A-10 eingetragen.

Sämtliche Messgrößen werden in der Schaltwarte des Natrium-Labors angezeigt und registriert, die Betriebsmessgrößen auf fest installierten Registrier- und Überwachungseinrichtungen, die für die Auswertung benötigten Daten in einer beweglichen Messwerterfassungs- und Registrieranlage, deren Blockschaltbild in Abb. A-11 wiedergegeben ist. Diese Anlage besitzt einen Meßstellenumschalter für 100 Meßstellen, die einzeln oder zyklisch abgefragt werden können und der die Zuordnung der Meßstellen und den Ablauf der Messungen nach entsprechender Einstellung der Programmeinheit bestimmt. Entspricht der Temperaturverlauf den gestellten Forderungen hinsichtlich Konstanz der Temperaturen am Einlass der Teststrecke, so wird an der Programmeinheit auf Registrierung umgeschaltet. Die digitalisierten Werte von Strom und Spannung, Na-Durchsatz und -Temperaturen gelangen dann zum Stanzer und Drucker und die Messwerte werden auf Lochstreifen ausgegeben. Der Stanzer verarbeitet maximal 10 Messungen/sec. Die Abfragegeschwindigkeit ist damit genügend hoch, um thermische Einlaufstörungen oder Temperaturschwankungen des Kreislaufs zu eliminieren; letztere betragen etwa ± 1 °C/min.

A.1.2 Versuchsdurchführung

Vorbemerkungen

Die Verfügbarkeit von Rippenrohren in den spezifischen Abmessungen des Brennelementes des Schnellen Natriumgekühlten Reaktors [2] ist Voraussetzung zur Durchführung der Experimente. Die Notwendigkeit ihrer Herstellung konnte aus der Übertragung und Anwendung von Erkenntnissen aus Untersuchungen an Stabbündeln aus Rippenrohren mit kleineren als den hier diskutierten Stabteilungsverhältnissen begründet werden [1, 22, 45, 46].

So wurde grundsätzlich nachgewiesen,

- daß sich bei Verwendung von Rippenrohren in einem 61-Stabbündel eine homogenere Kühlmittel-Temperaturverteilung im Bündelquerschnitt ergibt, als bei der Anwendung von Spiraldrahtabstandshaltern [47],
- daß beim Einsatz in gasförmigen Kühlmedien die Temperaturen an den Abstützstellen der Rippenrohre wesentlich unter jenen der Wendeldrähte liegen [55],
- daß bei flüssigmetallgekühlten Brennelementen in SNR-Geometrie die Temperaturverteilung am inneren Hüllrohrumfang bei Verwendung von Rippenrohren als Abstandshalter homogener ist und geringere Maximalwerte erreicht, als beim Einsatz von Spiraldrahtabstandshaltern [56] und
- daß die Spannungsverteilungen in Hüllrohren mit integralen Wendelrippen berechenbar sind [57].

Die Herstellung der Rippenrohre wurde möglich und die Einhaltung der geforderten Toleranzen nach umfangreichen Entwicklungsarbeiten erreicht. Damit standen für die vorgesehenen Untersuchungen neben den Spiraldrahtabstandshaltern auch Rippenrohre zur Verfügung. Es konnten damit Ex-

perimente an 6 verschiedenen Bündelabmessungen, deren spezifische Daten in Tab. 4 wiedergegeben sind, vorbereitet werden, die sich voneinander unterscheiden durch die

- die Art der Abstandshalter und
- die Wendelsteigungen

Versuchsablauf

Der nicht allgemein bekannte, spezifische Charakter von Experimenten in Flüssigmetallströmungen läßt es ratsam erscheinen, hier den Versuchsablauf etwas eingehender zu beschreiben, als das bei anderen Strömungsmedien notwendig wäre. Der Ablauf eines Experimentes läßt sich durch 4 Betriebsphasen kennzeichnen:

- Einbau des Bündelaufnehmers mit Brennelement in den Testbehälter des Prüfstandes,
- Anfahren des Prüfstandes,
- eigentliche Messungen,
- Ausbau des Bündelaufnehmers mit Brennelement aus dem Testbehälter des Prüfstandes und Reinigungsprozeß.

Beim Einbau des Bündelaufnehmers mit Brennelement in den Testbehälter des Prüfstandes befindet sich das Natrium außerhalb der Rohrleitungen im Sumpftank des Kreislaufes. Wegen der Gefahr der Oxidation des an den Rohrleitungen haftenden Natriums wird zur Vermeidung von Lufteinbrüchen nach dem Öffnen des Testbehälters unter strömendem Inertgas der Bündelaufnehmer bis zum konischen Sitz des Testbehälters (Abb. A-1) abgelassen und danach die Flanschverbindung des Deckels angezogen. Dadurch wird ein im Inertgasraum liegendes Federsystem verspannt, der Aufnehmer zusätzlich in die konische Sitzfläche gedrückt und so deren einwandfreie Dichtheit gewährleistet. Nach Installation

der Meßleitungen und der Schutzgaszuführung werden durch Argonüberdruck die Dichtheiten des Flansches und aller Durchführungen im Deckel des Bündelaufnehmers geprüft. Zum Anfahren des Prüfstandes muß dieser mit Hilfe der Rohrbegleitheizung auf Temperaturen gebracht werden, welche die Schmelztemperatur des Natriums (ca. 98°C) überschreiten. Diese Temperaturen werden im allgemeinen so eingeregelt (150°C) und überwacht, daß sie geringer sind als die Temperaturen des im Sumpftank befindlichen Natriums (200°C). Beim Einfüllen des heißeren Natriums in den kälteren Kreislauf ist somit über die an Rohrwänden und Komponenten befindlichen Thermoelementen zu jeder Zeit der Füllstand des Kreislaufes feststellbar. Das Natrium-Niveau des Gesamtsystems wird schließlich durch die im Testteil, Erhitzer und Ausdehnungsbehälter eingebauten Niveaumesser bestimmt. Der Prüfstand wird nach dem Füllen in Betrieb genommen, d.h. die Pumpe wird eingeschaltet und auf Leistung gefahren. Durch Zuschalten des Erhitzers wird schließlich das für die Versuche erwünschte Temperaturniveau eingeregelt.

Die eigentlichen Messungen beginnen sobald die Anfahrphase abgeschlossen ist. Dabei wird in drei Stufen vorgegangen:

- Es werden mehrere Massendurchsätze (Re-Zahlen) eingestellt und im isothermen Zustand sämtliche Temperaturmeßstellen im Testteil abgefragt, deren Anzeigen registriert und miteinander verglichen. Derartige Meßreihen werden bei verschiedenen Kreislauftemperaturen wiederholt und daraus die Korrekturfaktoren für die Thermoelementanzeigen ermittelt.

- Verschiedene konstante Massendurchsätze werden eingestellt und jeweils die Heizleistung des Stabes systematisch hochgeregelt, um die Abhängigkeit des radialen Temperaturprofils von der Heizleistung zu ermitteln.
- Es werden konstante Heizleistungen des beheizbaren Stabes eingestellt und verschiedene Massendurchsätze gefahren, um die Abhängigkeit des radialen Temperaturprofils von der Reynoldszahl festzustellen.

Wegen der dem Natrium während der Versuchsphase durch den Heizstab zugeführten Energie wird über gesteuerte Beeinflußung von Erhitzer und Luftkühler Temperaturkonstanz des Natriums am Eintritt in die Teststrecke gefahren, was mit Hilfe der dort installierten Meßwertgeber laufend kontrolliert wird. Nach Temperaturkonstanz werden sämtliche interessierenden Meßgrößen, wie Massendurchsatz, Strom und Spannung des Heizstabes, sowie alle Temperaturen systematisch abgefragt und die Meßwerte zur Kontrolle zunächst ausgedruckt. Danach werden 10 Meßreihen über Stanzer auf Lochstreifen gegeben und eine 11. Meßreihe zur Überwachung der Temperaturkonstanz durch Vergleich mit der 1. erneut geschrieben. Stimmen die Anzeigen vor und nach der Lochstreifenaufnahme überein, so ist die Messung beendet. Durch Einregeln eines geänderten Massendurchsatzes oder einer erhöhten Leistung des Heizstabes wird so der gewünschte Re-Zahlen- oder Stableistungsbereich durchfahren bis zu den Werten, welche die Pumpencharakteristik und die Kreislaufdynamik ermöglichen. Die maximalen Na-Temperaturen betragen hierbei bis 500°C .

Nach Beendigung der Versuche wird der Kreislauf abgefahren. Der Natriumdurchsatz wird hierbei zur Schonung der 0,5 mm starken Thermolemente im Meßgitter stark vermindert und dabei langsam soweit abgekühlt, bis Temperaturen

erreicht sind, die das Ablassen in den Sumpftank ermöglichen (250°C), ohne diesen durch Thermoschocks zu gefährden.

Nach dem Na-Ablassen erfolgt der Ausbau des Bündelaufnehmers bei Temperaturen im Testbehälter von etwa 60°C . Zur Vermeidung von Lufteinbruch läßt man auch hierbei Inertgas aus dem geöffneten Kreislaufsystem strömen. Nach Entnahme des Bündelaufnehmers wird dieser einer Reinigungsphase unterzogen und dabei zunächst mit Isopropanol, sodann mit Methanol, schließlich mit Wasser gespült. Danach erfolgt die Trocknung in Luft. Das Brennelement kann sodann ausgebaut und der Bündelaufnehmer für die nächste Versuchsphase bestückt werden.

A.1.3 Versuchsauswertung

Die Auswertung der Versuche erfolgte in folgenden Schritten:

- Auswahl und Zusammenstellung der für die Auswertung infrage kommenden Experimente aufgrund von konstanten Temperaturverhältnissen vor und nach der Messung,
- Aufbereitung der für die Weiterverarbeitung in der Rechenanlage benötigten Werte,
- Bereitstellung der Auswertediagramme (Beispiele s. Abb. 15 und 16). Sie geben für die Betriebsdaten (Na-Einlaßtemperatur, Heizleistung, Massendurchsatz) und Geometrien der jeweiligen Versuche den Verlauf der Kühlmitteltemperaturen in den Teilkanälen des Auslaßquerschnittes in Abhängigkeit von der Quervermischung wieder.
- Bestimmung der Mischraten durch Vergleich der experimentell ermittelten Temperaturen mit den errechneten anhand der Auswertediagramme. Es werden hierbei Mittelwerte der im gleichen Abstand vom Zentralstab gemessenen Temperaturen für verschiedene Unterkanäle eingetragen, und so halbempirisch die Mischraten bestimmt. Die experimentell

ermittelten Temperaturen werden mit Hilfe der im isothermen Betriebszustand ermittelten Temperatur-Korrekturfaktoren korrigiert. Die gemessenen radialen Temperaturverteilungen waren in allen Fällen reproduzierbar, und auch nach wiederholtem Einsatz des gleichen Bündels nach einem Zeitintervall von mehreren Wochen ergaben sich gleiche Werte.

- Interpretation der Ergebnisse und Festlegung des weiteren Versuchsablaufes unter besonderer Berücksichtigung der für die Optimierung der Abstandshalter nach den thermo- und fluiddynamischen Gesichtspunkten notwendigen Erfordernissen.

Für die Wiedergabe der Messwerte und der daraus ermittelten Grössen sind folgende Gesichtspunkte zu beachten:

- Für die vorgesehenen Optimierungsrechnungen interessiert die Grösse der Mischrate gemäss Gleichung (14). Sie wird für die hier vorliegenden Betrachtungen nach vorstehender Versuchsauswertung ermittelt.
- Es existieren eine Vielzahl von Rechenprogrammen zur thermo- und fluiddynamischen Auslegung von Bündelgeometrien. Sämtliche Programme benötigen die Kenntnis der für die jeweilige Bündelgeometrie und Abstandshaltertype gültigen Grösse der Kühlmittelquervermischung, die nur experimentell zu ermitteln ist. Da sich, wie in 2. erwähnt, die Vermischungsmodelle der verschiedenen Programmsysteme einerseits voneinander unterscheiden, andererseits durch Berücksichtigung von entsprechenden Kenngrössen vorliegenden Messergebnissen angepasst werden können, sollen hier die gemessenen Temperaturprofile und die eingesetzten Bündelgeometrien mit den zugehörigen Betriebsdaten für diese Anpassung angegeben werden.
- Die Stoffwerte für Natrium wurden nach [69] verwendet.

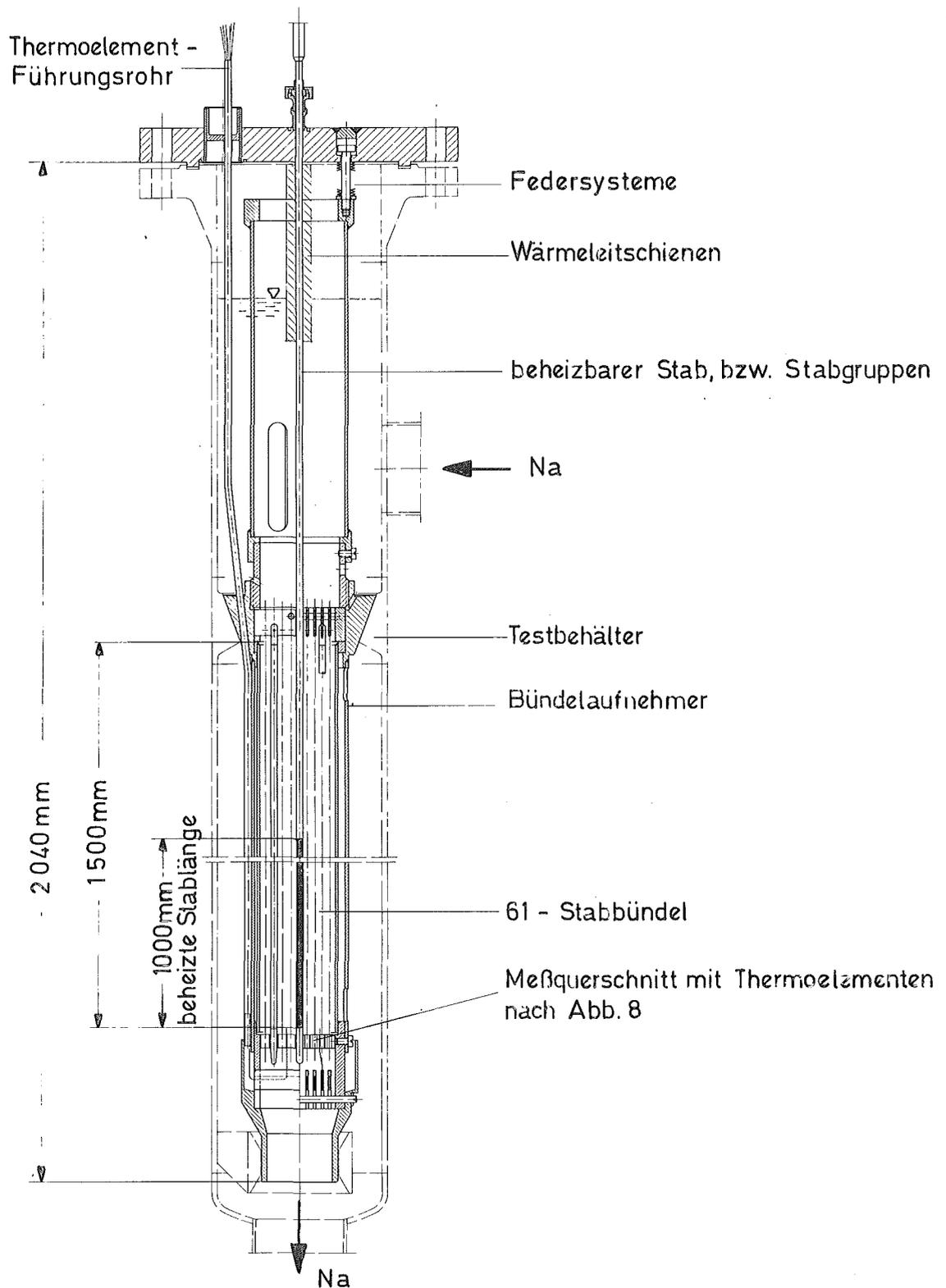


Abb. A1 Untersuchungen zur Temperaturverteilung im Kühlmittelaustrittsquerschnitt eines Bündels. Teststrecke für 61 - Stabbündel

<u>Pumpentyp:</u>	elektromagnetisch
max. Fördermenge bei	60 m ³ /h
max. Förderhöhe	45 m.Fl.S
<u>Erhitzertyp:</u>	elektrisch
Leistung	280 kW
Heizleiter	je 6 Strahlungsheizkörper in 36 Taschen
<u>Luftkühler:</u>	
Leistung	280 kW
Strömungsart	Kreuzstrom
Rohre	24 parallel von Na durchströmte Rohre in S-Form
<u>Rekuperator:</u>	
Leistung	1500 kW
Bauart	Rohrbündel-Wärmetauscher in Haarnadelform
Strömungsart	Gegenstrom
Rohre	72 Rohre, mantelseitig vom kälteren Natrium gespült
<u>Teststrecke:</u>	
Anzahl	1
Einsätze	variabel, je nach Aufgabenstellung: Bündel bis maximal 61 Stäbe in SNR-Brennelementabmessungen
<u>System:</u>	
Rohrnennweite	80 mm
max. Temperatur im Kreislauf	600 °C

Tab. A-1: Auslegungsdaten des Brennelementkreislaufes.

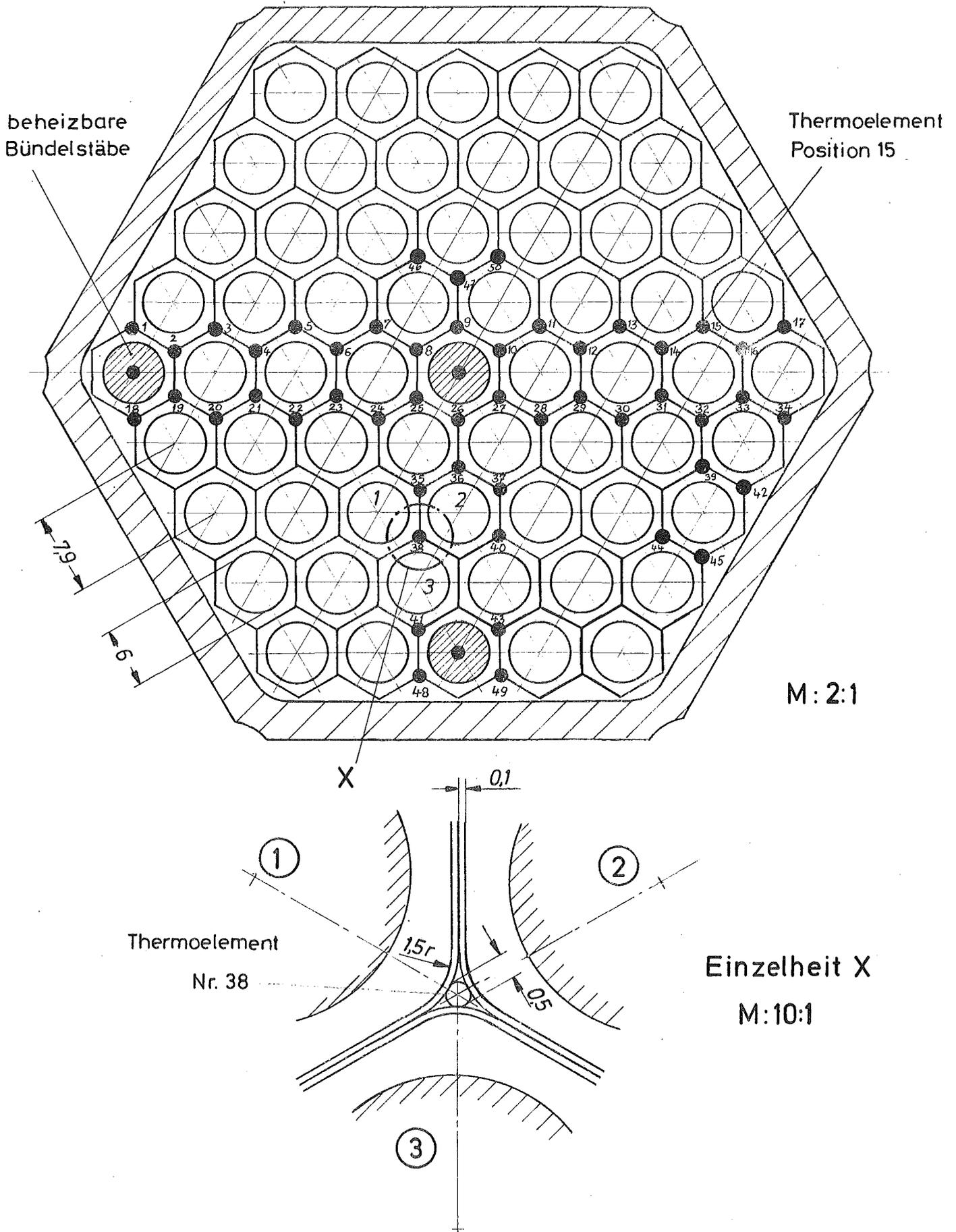


Abb.A2 Untersuchungen der Temperaturverteilungen im Kühlmittel - austrittsquerschnitt eines Bündels. Lage der Thermoelemente im Meßquerschnitt des 61- Stabbündels.

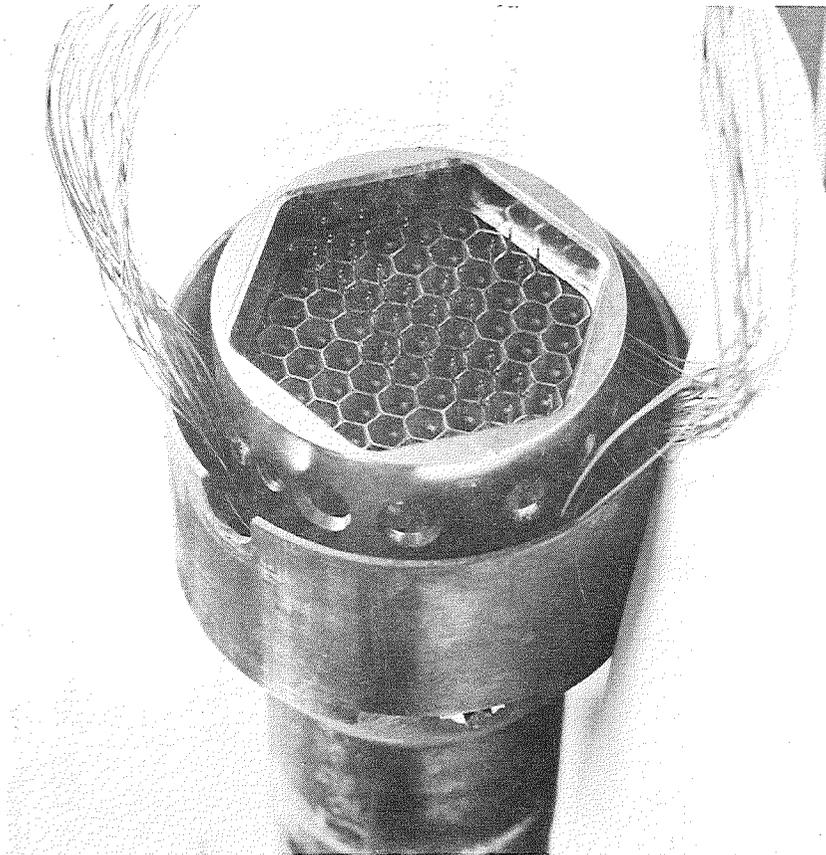


Abb.A3 Meßquerschnitt mit Thermoelementen

- a: Thermoelemente des Meßquerschnittes
- b: Thermoelemente - Einlaßtemperatur
- c: Thermoelemente - Na-Niveau
- d: Thermoelemente - oberes Heizstabende
- e: Heizstab
- f: Schutzgasanschluß

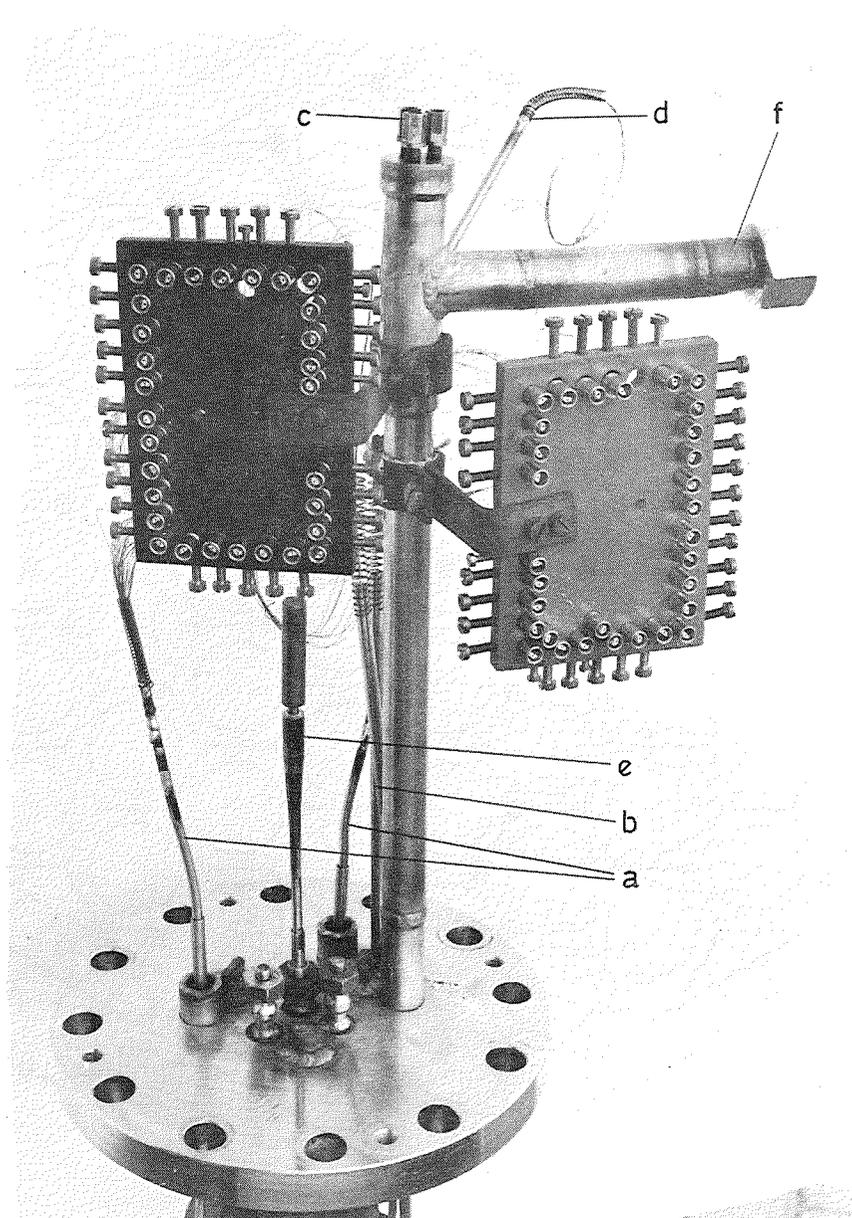


Abb.A4 Testteilkopf mit Durchführungen →

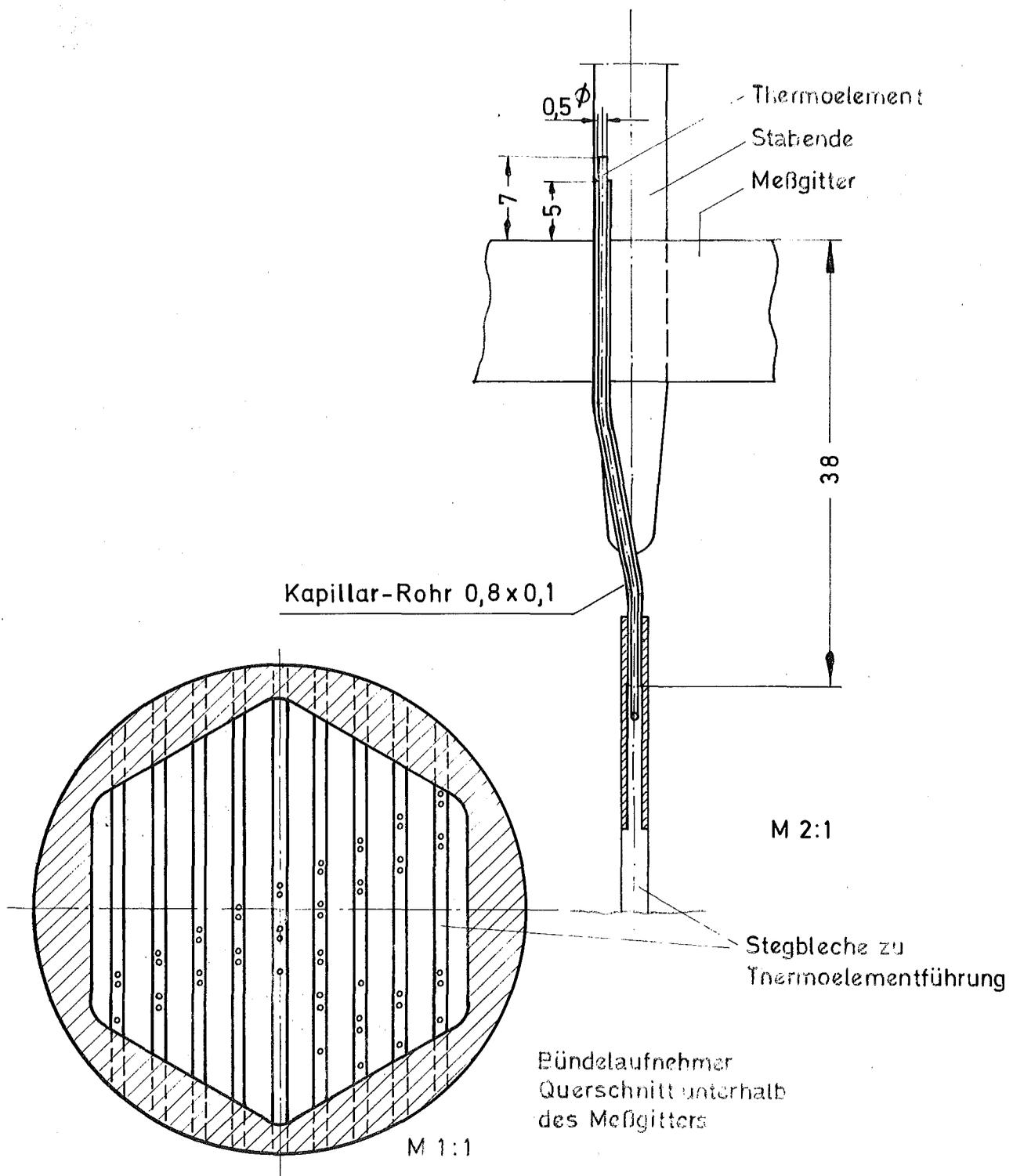
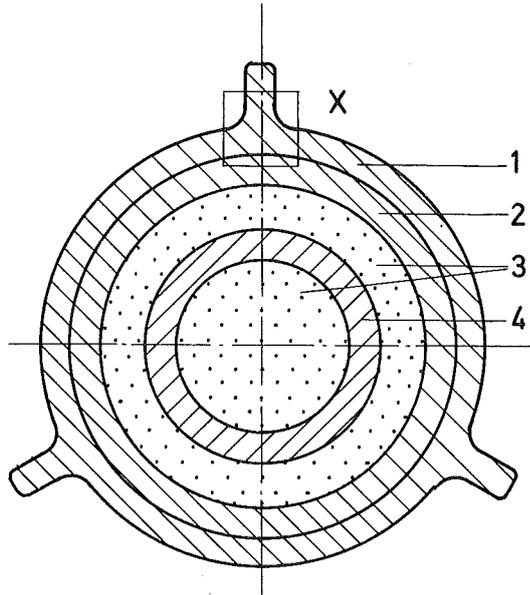
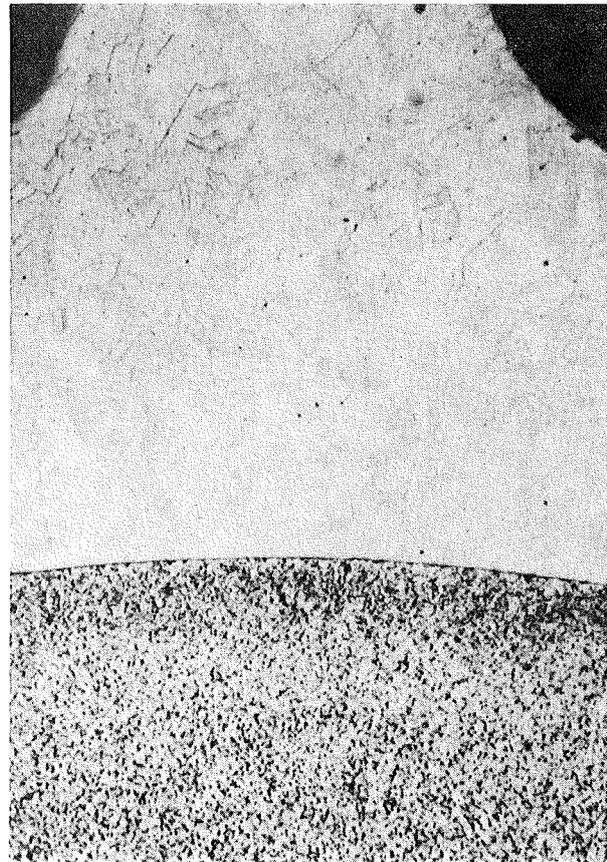


Abb. A5 Zuordnung von Thermoelement, Meßgitter, Kapillarrohr
 Rohr und Stegblechen zur Thermoelementführung
 am Brennstabende

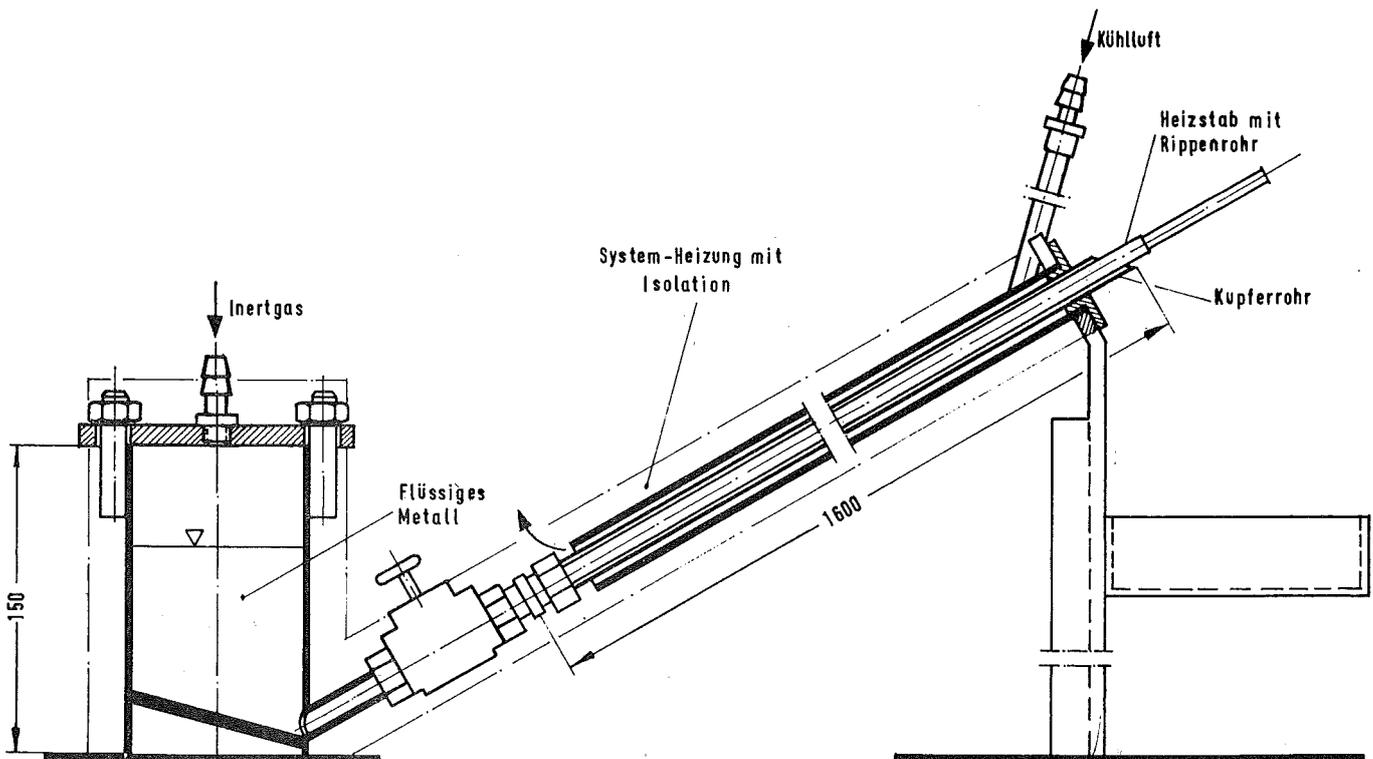


- 1 Aufgezogenes Rippenrohr
- 2 Heizleiter Mantelrohr
- 3 Isolation aus Mg O
- 4 Stromführendes Rohr

a. Aufbau



b. Teilquerschnitt X



c. Vorrichtung zur Herstellung der Rippenrohrheizstäbe

Abb.A6 Rippenrohrheizstäbe

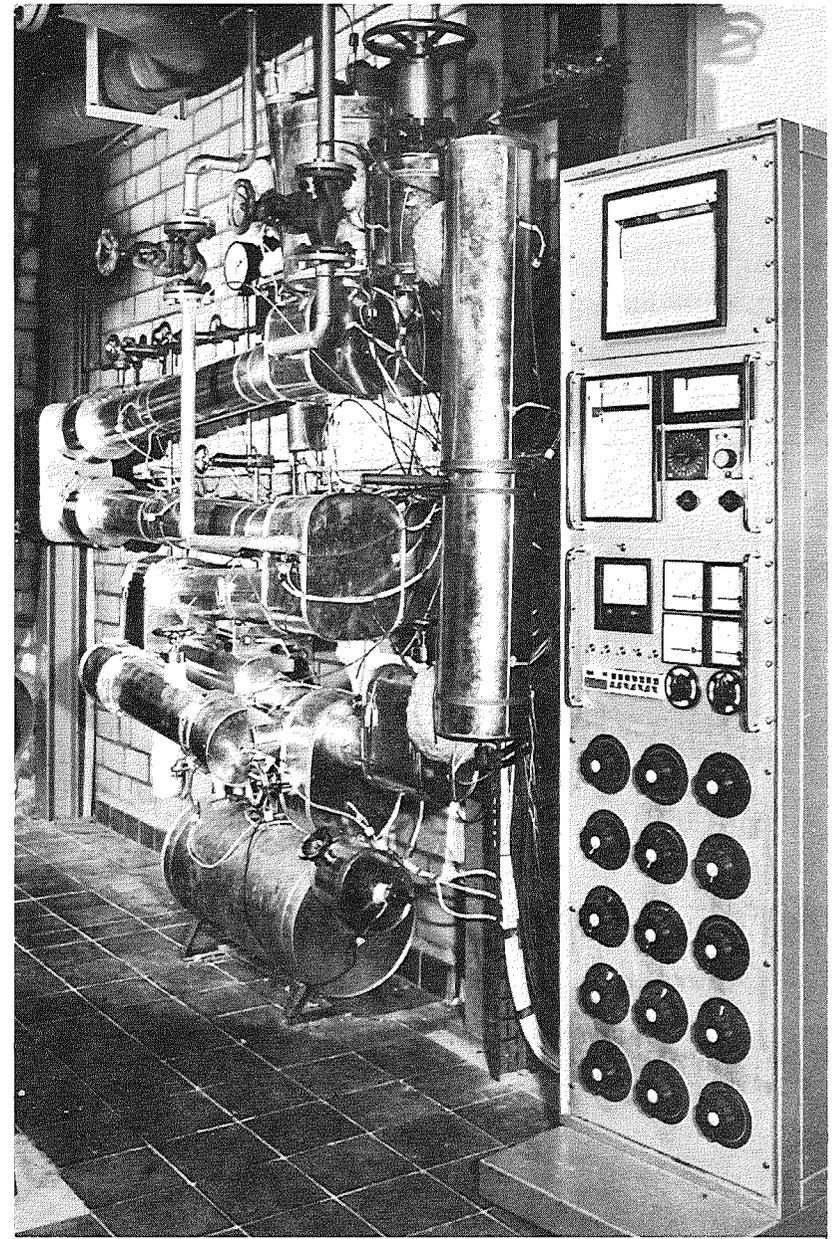
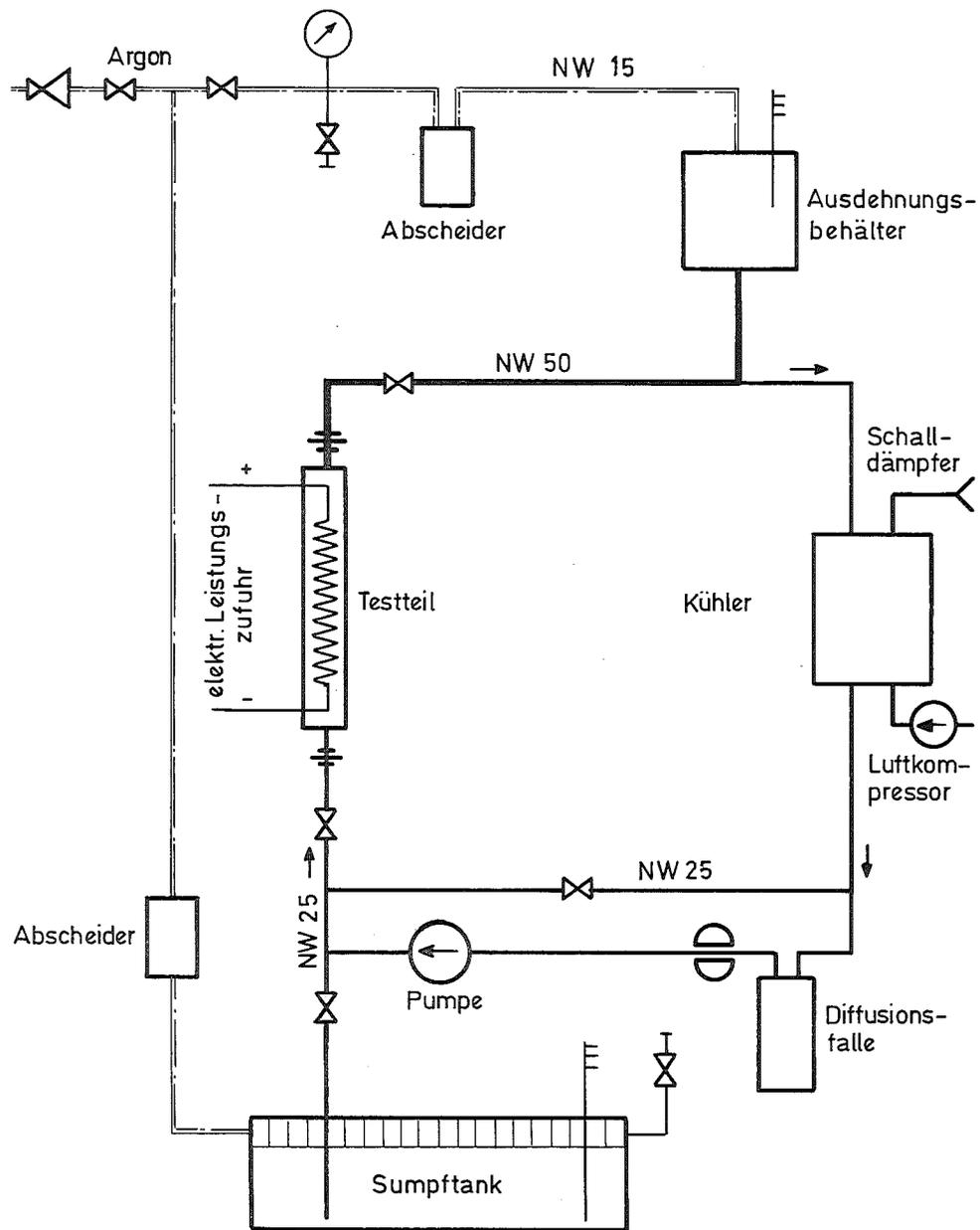
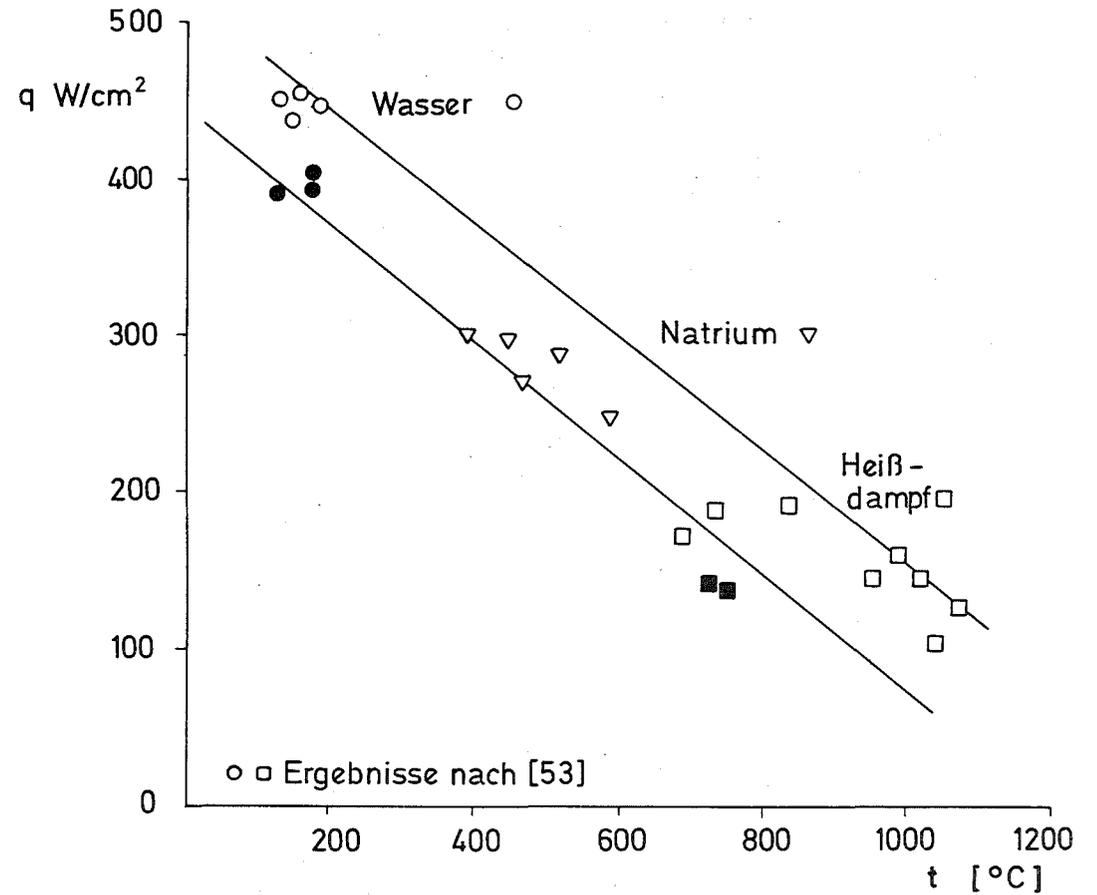
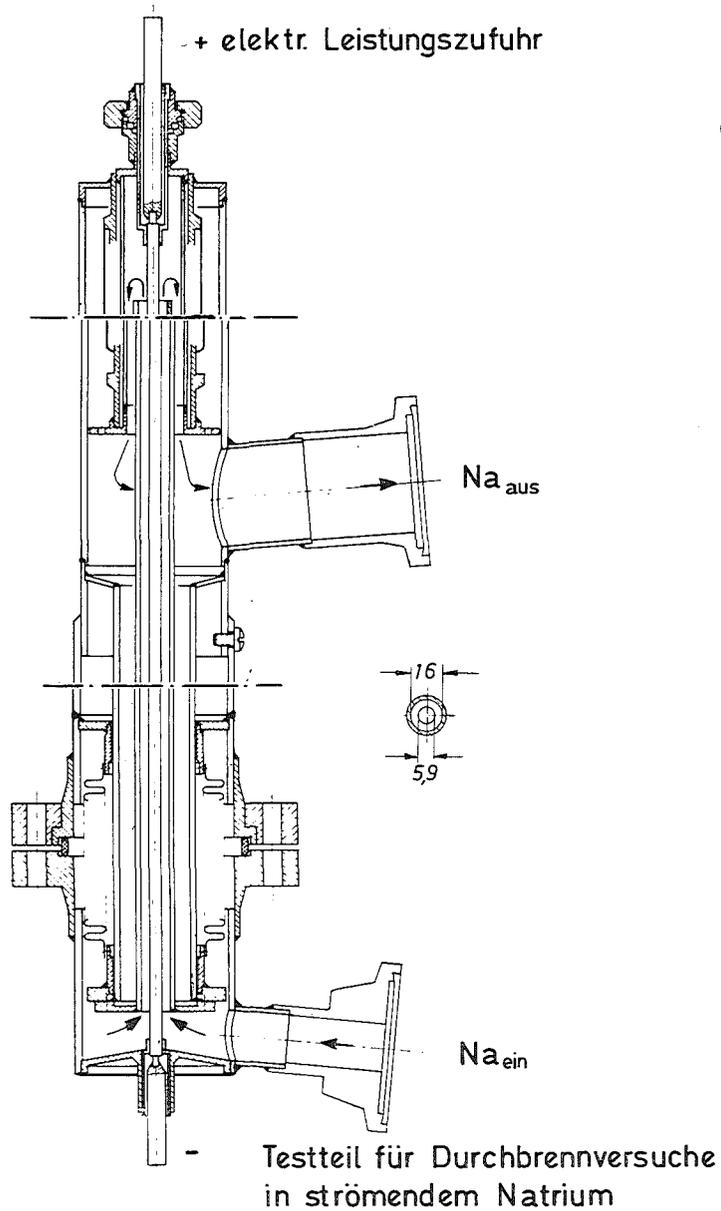


Abb. A7 Heizleiterprüfstand



Oberflächenbelastung als Funktion der Hüllrohrtemperatur.
 Untersuchungsergebnisse mit Wasser, Natrium und Heißdampf als Strömungsmedien.

Abb.A8 Experimentelle Untersuchungen an Mg O - isolierten Heizstäben

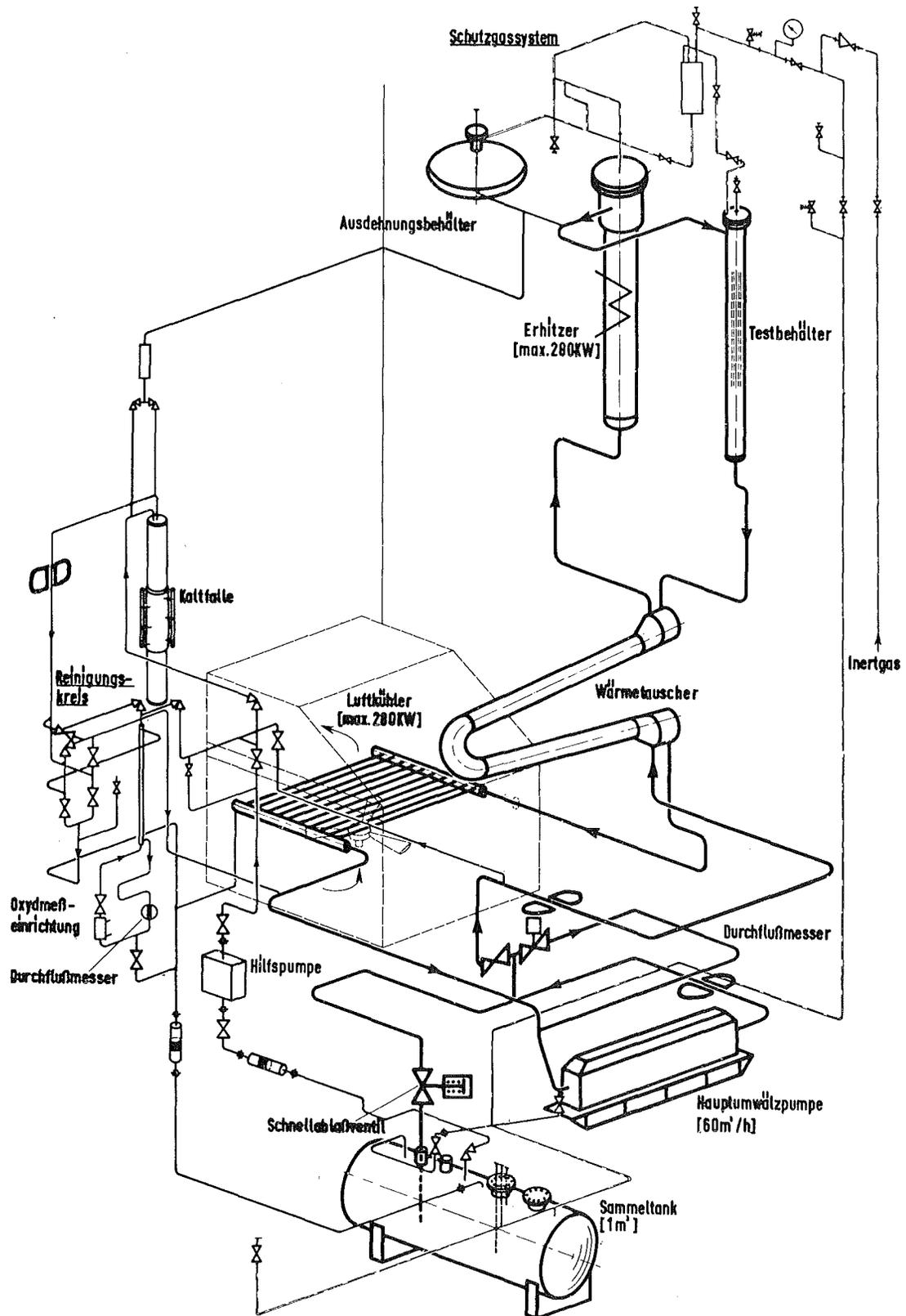


Abb. A9Na - Prüfstand zur Untersuchung von Brennelementmodellen

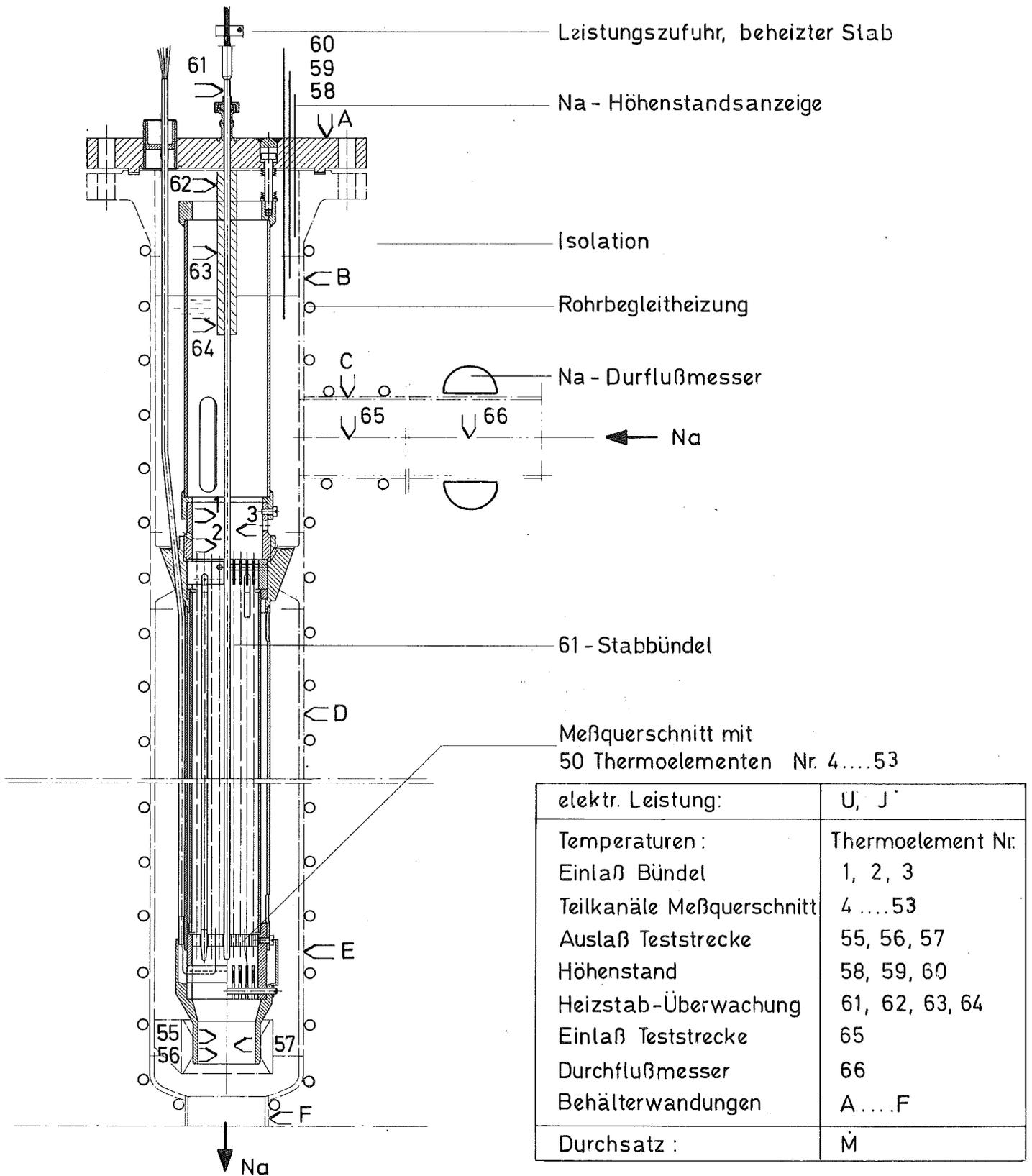


Abb. A10 Meßwertgeber in der Teststrecke

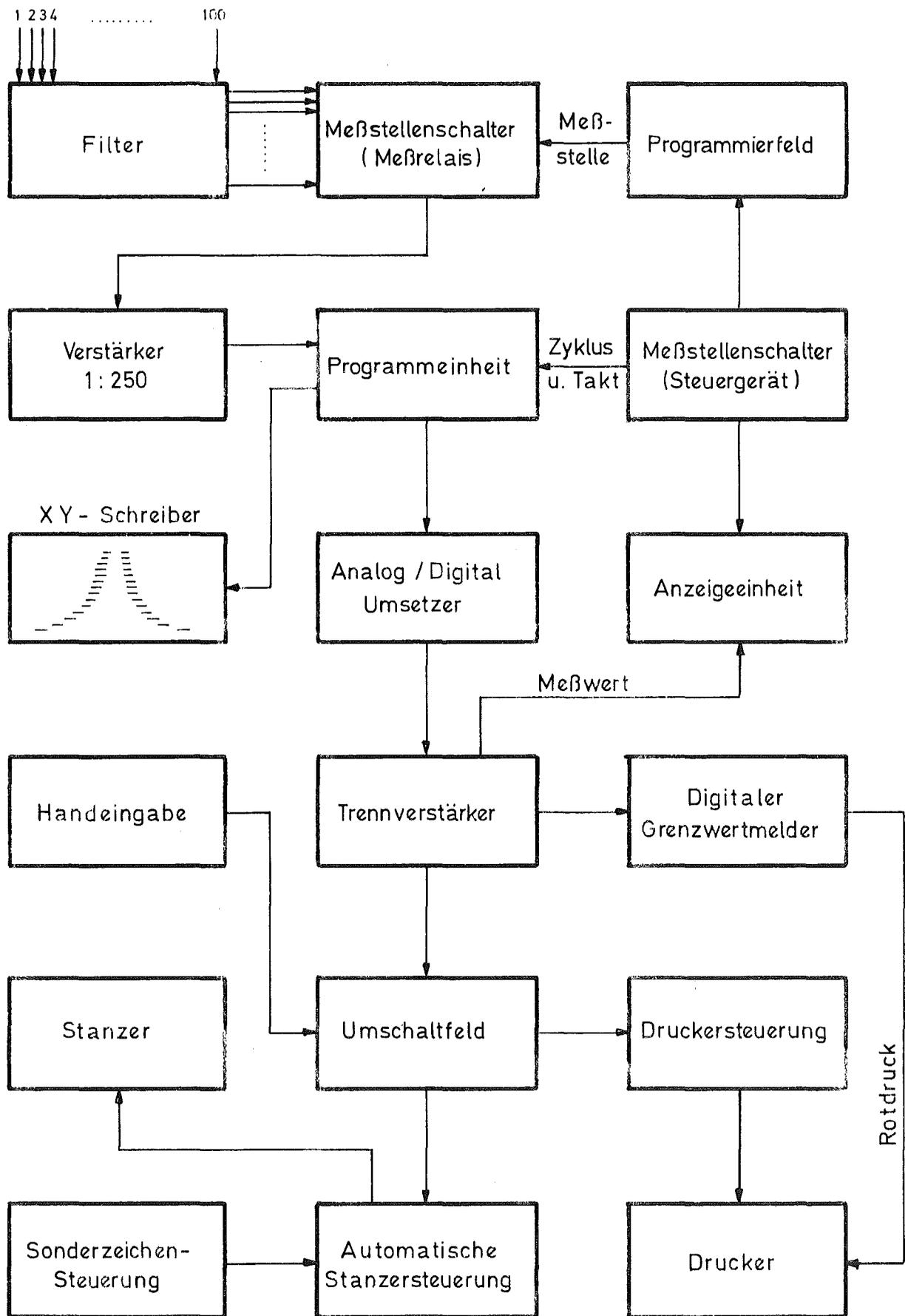


Abb.A11 Blockschaltbild der Meßwerverfassungs-und Registrieranlage

Anhang B

		Seite
B. 1	Experimentelle Untersuchungen der Druckverluste	B - 1
B. 1.1	Versuchsaufbau	B - 1
B. 1.1.1	Teststrecke	B - 1
B. 1.1.2	Luftkreislauf	B - 2
B. 1.2.	Versuchsdurchführung	B - 3
	Abbildungen B-1 und B-2	

B.1 Experimentelle Untersuchungen der Druckverluste.B.1.1 VersuchsaufbauB.1.1.1 Teststrecke

Die Teststrecke wurde konstruktiv so ausgebildet, daß die in den Na-Versuchen zur Bestimmung der Kühlmittelquervermischung eingesetzten Bündel unmittelbar für Druckverlustbeiwert-Messungen verwendet werden konnten. Die Bündel wurden zu diesem Zweck in die speziell für die Druckverlustuntersuchungen hergestellten hydraulisch glatten Sechskantrohre eingeschoben.

Zur Bestimmung des axialen Druckverlaufes in verschiedenen Kontrollebenen des Bündels war das Sechskantrohr mit 4 Druckmeßkammern ausgestattet. Diese Druckmeßkammern waren, um Verwerfungen zu vermeiden, nicht am Sechskantrohr verschweißt, sondern mit einer speziell entwickelten Vorrichtung gasdicht und demontierbar angebracht. Zwischen Druckmeßkammer und Bündelströmung befanden sich an jeder Seite des Sechskantrohres je 2 Bohrungen von 1 mm Durchmesser mit gut entgrateten Kanten, also für jede Druckmeßkammer 12 Bohrungen. Damit sollte der in [42] vermutete Einfluß radialer Druckgradienten auf die Messung vermieden werden.

Für die Versuche wurden 2 verschiedene Sechskantrohre gefertigt, die sich wegen des unterschiedlichen Wandabstandes der Bündel mit Wendeldraht und Wendelrippen-Abstandshalter in der Schlüsselweite voneinander unterschieden.

Die Teststrecke bestand insgesamt aus 3 Teilen, nämlich dem eigentlichen Sechskantrohr mit Bündel und je ein diesem vor- und nachgeschaltetes im wesentlichen konstruktiv identisches Mischkammersystem zur Gewährleistung achsparalleler Ein- und Ausströmverhältnisse.

Neben den Druckmeßkammern hatte die Teststrecke folgende weitere Meßeinrichtungen:

- Feinmeßmanometer zur Absolutdruckmessung
- quecksilbergefüllte U-Rohrmanometer zur Differenzdruckmessung
- Mantelthermoelemente zur Temperaturmessung am Luft-Ein- und Austritt

Die Teststrecke ist in Abb. B - 1 dargestellt.

B.1.1.2 Luftkreislauf

Die Teststrecke wurde senkrecht stehend im Luftversuchsstand mit Flanschverbindungen eingebaut. Das Prüfstands-schema ist in Abb. B - 2 wiedergegeben.

Über einen Ansaugfilter versorgen 4 Kolbenkompressoren zwei Speicherbehälter von 10 m^3 Inhalt mit Luft von bis zu 12 atü. Diese strömt vom Speicherbehälter über eine Filter- und Trocknungsanlage über die Druckregelungsanlage zur Mengenmeßstrecke, sodann durch die Teststrecke und ein nachgeschaltetes Drosselventil ins Freie. Die gewünschten Massendurchsätze (Re-Zahlen) lassen sich in verschiedenen Druckstufen so fahren, daß einerseits eine genügend genaue Ablesung der Differenzdruckmanometer, andererseits sich keine zu großen Strömungsgeschwindigkeiten in der Teststrecke ergeben ($Ma < 0,3$).

Der Kreislauf ermöglichte Versuche bei folgenden Betriebsbedingungen:

- | | |
|-----------------------------------|--|
| - Luftdurchsatz (max.) | 1,2 [kg/s] |
| - Luftdruck | 1-10 [at] |
| - Lufttemperatur | Umgebungstemperatur |
| - Reynoldszahlen im 6l-Stabbündel | $1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 1,8 \cdot 10^5$ |

B.1.2 Versuchsdurchführung

Zu Beginn der Druckverlustmessungen wurde der geforderte Systemdruck im Kreislauf mit Hilfe der Druckregelanlage eingestellt, welche für Konstanz des Systemdrucks während des Versuches sorgte. Für alle U-Rohrmanometer wurde Druckausgleich durchgeführt. Danach wurden in Abhängigkeit vom Durchsatz, der mit Hilfe des Drosselventils variiert wurde, folgende Größen gleichzeitig gemessen:

- Durchsatz mit Hilfe der Normblende (Druck, Temperatur, Differenzdruck)
- Druck und Temperatur am Teststreckeneintritt
- Differenzdrucke über die Meßabschnitte (Bezugsebenen)

Damit sind die zur Auswertung von Gleichung (16) benötigten Daten bekannt.

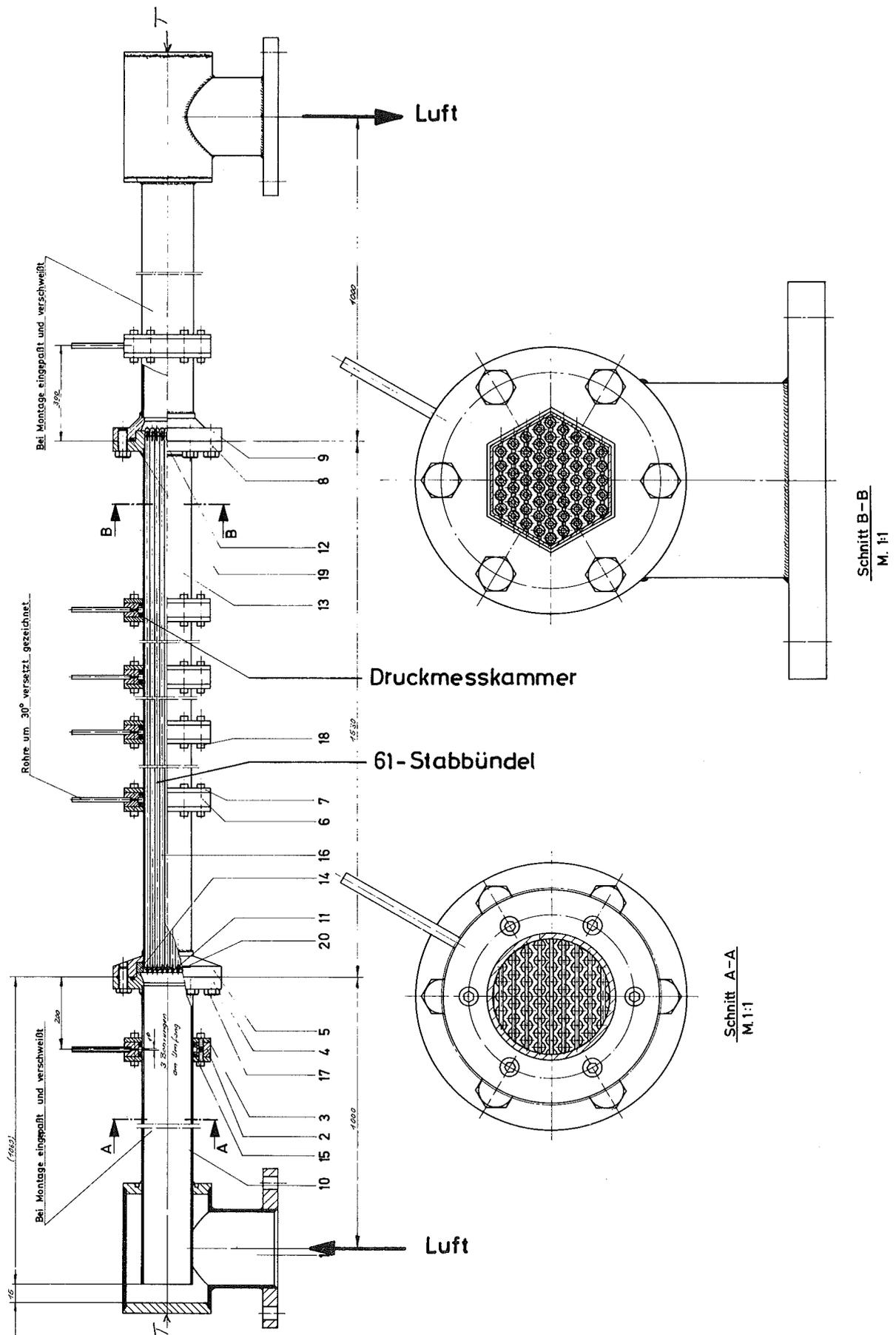


Abb.B1 Untersuchungen des Druckabfalls in Bündelgeometrien.
 Teststrecke für 61-Stabbündel

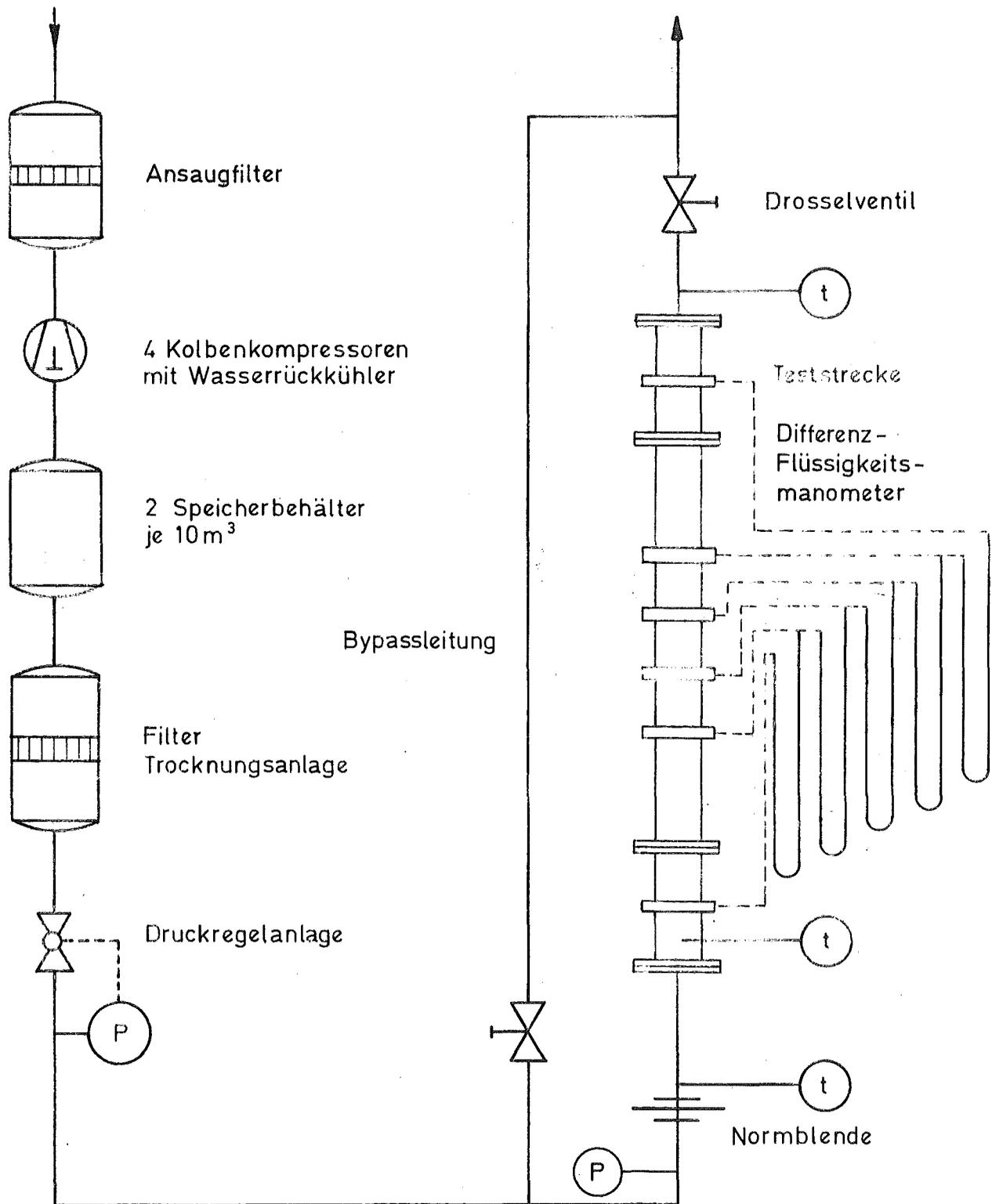


Abb. B2 Kreislaufschema - Luftversuchstand