

**EUR 4040 d**

EUROPÄISCHE ATOMGEMEINSCHAFT - EURATOM

**DER EINFLUSS KÜNSTLICHER  
RAUHIGKEITEN AUF DIE ERHÖHUNG DER  
KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTEN VON  
WASSER IN RINGSPALTEN BEI  
ERZWUNGENER KONVEKTION**

Teil I : Unterkühlter Zustand am Austritt der Meßstrecke

von

**E. BURCK, W. HUFSCHMIDT und E. DE CLERCQ**

1968



**Gemeinsame Kernforschungsstelle  
Forschungsanstalt Ispra - Italien**

**Hauptabteilung Engineering  
Wärmeübertragung**

## HINWEIS

Das vorliegende Dokument ist im Rahmen des Forschungsprogramms der Kommission der Europäischen Gemeinschaften ausgearbeitet worden.

Es wird darauf hingewiesen, daß die Kommission der Europäischen Gemeinschaften, ihre Vertragspartner und die in deren Namen handelnden Personen :

keine Gewähr dafür übernehmen, daß die in diesem Dokument enthaltenen Informationen richtig und vollständig sind, oder daß die Verwendung der in diesem Dokument enthaltenen Informationen, oder der in diesem Dokument beschriebenen technischen Anordnungen, Methoden und Verfahren nicht gegen gewerbliche Schutzrechte verstößt ;

keine Haftung für die Schäden übernehmen, die infolge der Verwendung der in diesem Dokument enthaltenen Informationen, oder der in diesem Dokument beschriebenen technischen Anordnungen, Methoden oder Verfahren entstehen könnten.

Dieser Bericht wird in den auf der vierten Umschlagseite genannten Vertriebsstellen

zum Preise von DM 10,—    FF 12,50    FB 125,—    Lit. 1560    Fl. 9,—
--

verkauft.

**Es wird gebeten, bei Bestellungen die EUR-Nummer und den Titel anzugeben, die auf dem Umschlag jedes Berichts aufgeführt sind.**

Gedruckt von L. Vanmelle  
Brüssel, Juli 1968

Das vorliegende Dokument wurde an Hand des besten Abdruckes vervielfältigt, der zur Verfügung stand.

## EUR 4040 d

### THE INFLUENCE OF ARTIFICIAL ROUGHNESS ON THE INCREASE IN THE CRITICAL HEAT FLUX OF WATER IN RING GAPS UNDER FORCED CONVECTION

Part I: Undercooled state at measuring section outlet by E. BURCK, W. HUFSCHEMIDT and E. DE CLERCQ

European Atomic Energy Community — EURATOM  
Joint Nuclear Research Center — Ispra Establishment (Italy)  
Engineering Department — Heat Transfer  
Brussels, July 1968 — 82 Pages — 30 Figures — FB 125

The critical heat flux density (burnout) of subcooled water in an annular test section with inner heated smooth and rough tubes under forced convection conditions has been measured.

The inner tube has been provided with artificial roughnesses of different form (sandroughness, knurls, threads) and different heights ( $2.6 \mu$  — 0.3 mm).

## EUR 4040 d

### THE INFLUENCE OF ARTIFICIAL ROUGHNESS ON THE INCREASE IN THE CRITICAL HEAT FLUX OF WATER IN RING GAPS UNDER FORCED CONVECTION

Part I: Undercooled state at measuring section outlet by E. BURCK, W. HUFSCHEMIDT and E. DE CLERCQ

European Atomic Energy Community — EURATOM  
Joint Nuclear Research Center — Ispra Establishment (Italy)  
Engineering Department — Heat Transfer  
Brussels, July 1968 — 82 Pages — 30 Figures — FB 125

The critical heat flux density (burnout) of subcooled water in an annular test section with inner heated smooth and rough tubes under forced convection conditions has been measured.

The inner tube has been provided with artificial roughnesses of different form (sandroughness, knurls, threads) and different heights ( $2.6 \mu$  — 0.3 mm).

It was found that in the tested range of parameters :

- outlet pressure  $P_o = 11 - 31$  [bar]
- mass flow-density  $q_m = 250 - 3500$  [kg/m<sup>2</sup>s]
- outlet subcooling  $T_s - T_o = 0 - 150$  [°C]

only with the highest roughness ( $> 0,3$  mm) the critical heat flux densities could be sensitively increased compared with the smooth surface.

This increase of critical heat flux density, however, is relatively small compared with the increase of normal convective heat transfer coefficients without surface boiling on identically roughened surfaces.

One chapter deals with the measurement of pressure variations in the test section without and with heat supply up to the critical heat flux density.

It was found that in the tested range of parameters :

- outlet pressure  $P_o = 11 - 31$  [bar]
- mass flow-density  $q_m = 250 - 3500$  [kg/m<sup>2</sup>s]
- outlet subcooling  $T_s - T_o = 0 - 150$  [°C]

only with the highest roughness ( $> 0,3$  mm) the critical heat flux densities could be sensitively increased compared with the smooth surface.

This increase of critical heat flux density, however, is relatively small compared with the increase of normal convective heat transfer coefficients without surface boiling on identically roughened surfaces.

One chapter deals with the measurement of pressure variations in the test section without and with heat supply up to the critical heat flux density.

**EUR 4040 d**

EUROPÄISCHE ATOMGEMEINSCHAFT - EURATOM

**DER EINFLUSS KÜNSTLICHER  
RAUHIGKEITEN AUF DIE ERHÖHUNG DER  
KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTEN VON  
WASSER IN RINGSPALTEN BEI  
ERZWUNGENER KONVEKTION**

Teil I : Unterkühlter Zustand am Austritt der Meßstrecke

von

E. BURCK, W. HUFSCHMIDT und E. DE CLERCQ

1968



**Gemeinsame Kernforschungsstelle  
Forschungsanstalt Ispra - Italien**

**Hauptabteilung Engineering  
Wärmeübertragung**

## ZUSAMMENFASSUNG

In einem Ringspaltkanal mit beheizten glatten und aufgerauhten Kernrohren wurde die kritische Wärmestromdichte von Wasser in unterkühltem Zustand bei erzwungener Konvektion gemessen, wobei das Kernrohr mit verschiedenen Rauheitsarten (Sandstrahl, Rillen- und Rändelrauheiten) verschiedener Rauhtiefen ( $2,6 \mu$  —  $0,3$  mm) versehen war. Es konnte festgestellt werden, dass in dem untersuchten Bereich :

- Druck am Austritt  $P_o = 11 - 31$  [bar]
- Massenstromdichte  $q_m = 250 - 3500$  [kg/m<sup>2</sup>s]
- Unterkühlung am Austritt  $T_s - T_o = 0 - 150^\circ\text{C}$

nur bei sehr grossen Rauigkeitshöhen ( $> 0,3$  mm) eine wesentliche Erhöhung der kritischen Wärmestromdichte gegenüber der glatten Oberfläche erzielt werden konnte.

Diese Erhöhung ist jedoch bedeutend geringer, als man aufgrund von Untersuchungen bei normalem konvektivem Wärmeübergang ohne Oberflächensieden bei gleichen künstlich aufgerauhten Oberflächen erwarten konnte.

Ein Abschnitt behandelt die Messung der Druckschwankungen in der Messtrecke ohne und mit Wärmezufuhr bis zum Erreichen der kritischen Wärmestromdichte.

## SCHLAGWORTE

CRITICAL HEAT FLUX  
BURNOUT  
WATER  
SUBCOOLING  
FORCED CONVECTION  
ANNULAR SPACE  
TUBES  
ROUGHNESS

INHALTSVERZEICHNIS

1. EINLEITUNG	7
2. BESCHREIBUNG DER VERSUCHE	10
3. DARSTELLUNG DER KRITISCHEN WARMESTROMDICHTEN IN ABHÄNGIGKEIT DER VERSCHIEDENEN EINFLUSSGRÖSSEN BEI GLATTEN MESSTRECKEN (ROHR UND RINGSPALT)	12
4. EINFLUSS DER VERSCHIEDENEN RAUHEITEN AUF DIE ERHÖHUNG DER KRITISCHEN WARMESTROMDICHTEN	18
5. MESSUNG DER DRUCKSCHWANKUNGEN IN DER MESSTRECKE OHNE WARME- ZUFUHR UND WÄHREND DES ERREICHENS DER KRITISCHEN WARMESTROM- DICHTEN	20
6. VERZEICHNIS DER BENUTZTEN FORMELZEICHEN	26
7. VERZEICHNIS DER ZITIERTEN LITERATURSTELLEN	27

VERZEICHNIS DER TABELLEN

Tabelle 1: Vergleich der Versuchsbedingungen bei verschiedenen Untersuchungen.

Tabelle 2: Versuchswerte im glatten Ringspalt.

VERZEICHNIS DER ABBILDUNGEN

- Abb. 1 Form und Abmasse der untersuchten Rauigkeiten
- Abb. 2 " " " " " "
- Abb. 3 Versuchsmesstrecke
- Abb. 4 Schema des Versuchskreislaufes
- Abb. 5 Abhängigkeit der kritischen Wärmestromdichte im glatten Rohr von der Massenstromdichte für verschiedene Drücke und Austrittsunterkühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur.
- Abb. 6 Abhängigkeit der kritischen Wärmestromdichte im glatten Ringspalt von der Massenstromdichte für verschiedene Drücke und Austrittsunterkühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur
- Abb. 7 Abhängigkeit der kritischen Wärmestromdichte im glatten Ringspalt von der Massenstromdichte für verschiedene Drücke und Austrittsunterkühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur
- Abb. 8 Burnout Kontrollversuch ohne Burnoutdetektor bei Austrittsunterkühlung  $T_g - T_o \sim 6^\circ\text{C}$  beheiztes Innenrohr des Ringspaltes  $d_i/d_a = 10/12$  mm
- Abb. 9 Burnout Kontrollversuch ohne Burnoutdetektor bei Austrittsunterkühlung  $T_g - T_o \sim 16^\circ\text{C}$
- Abb. 10 Burnout Kontrollversuch ohne Burnoutdetektor bei Austrittsunterkühlung  $T_g - T_o \sim 44^\circ\text{C}$
- Abb. 11 Burnout Kontrollversuch ohne Burnoutdetektor bei Austrittsunterkühlung  $T_g - T_o \sim 68^\circ\text{C}$
- Abb. 12 Burnout Kontrollversuch ohne Burnoutdetektor bei Austrittsunterkühlung  $T_g - T_o \sim 95^\circ\text{C}$
- Abb. 13 Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konstantem Druck- und Eintrittstemperatur für glatten Ringspalt 12/22

- Abb. 14 Text wie Abb. 13
- Abb. 15 " " " "
- Abb. 16 " " " "
- Abb. 17 " " " "
- Abb. 18 " " " "
- Abb. 19 " " " "
- Abb. 20 " " " "
- Abb. 21 " " " "
- Abb. 22 " " " "
- Abb. 23 Kritische Wärmestromdichte in Abhängigkeit des Druckes für verschiedene Austrittsunterkühlungen ( $h_g - h_o$ ) bei konstanter Eintrittstemperatur  $T_1$  für ein glattes Rohr
- Abb. 24 Kritische Wärmestromdichte in Abhängigkeit des Druckes für verschiedene Austrittsunterkühlungen ( $h_g - h_o$ ) bei konstanter Eintrittstemperatur  $T_1$  für einen glatten Ringspalt
- Abb. 25 Text wie Abb. 24
- Abb. 26 Einbau des Quarzkristall-Druckaufnehmers zur Messung der Druckschwankungen
- Abb. 27 Druckschwankungen beim Erreichen der kritischen Wärmestromdichte
- Abb. 28 Max. Druckschwankungen während des Burnouts als Funktion des Systemdruckes
- Abb. 29 Frequenz der Druckschwankungen während des Burnouts als Funktion der Austrittsunterkühlung.

DER EINFLUSS KÜNSTLICHER RAUHIGKEITEN AUF DIE ERHÖHUNG DER KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTEN VON WASSER IN RINGSPALTEN BEI ERZWUNGENER KONVEKTION

Teil I: Unterkühlter Zustand am Austritt der Meßstrecke<sup>(+)</sup>

1. EINLEITUNG

Bei der Auslegung von Brennelementen für wassergekühlte und moderierte Reaktoren ist die Kenntnis der maximal zulässigen Wärmestromdichte, auch kritische Wärmestromdichte oder D.N.B. (Departure from Nucleate Boiling) bezeichnet, von grosser Bedeutung. Besonders im unterkühlten Bereich (Unterkühlung am Ende des Brennelementes) ist eine Überschreitung der kritischen Wärmestromdichte gleichbedeutend mit der Zerstörung des Brennelementes.

Wie durch mehrere Untersuchungen [1] [2] [3] [4] [5] in den letzten Jahren gezeigt worden ist, gibt es verschiedene Möglichkeiten zur Erhöhung der kritischen Wärmestromdichte (Burnout-Wärmestromdichte) wie z.B. Aufrauen der Heizfläche, Verwirbelung der Strömung durch Schikane-einbauten, Wirbelerzeuger usw. Die Wirksamkeit dieser Möglichkeiten zur Vergrößerung der kritischen Wärmestromdichte, die zum grössten Teil schon zur Erhöhung der konvektiven Wärmeübergangszahl benutzt und ausführlich untersucht worden sind, [10] ist natürlich sowohl sehr stark von den thermodynamischen und hydrodynamischen Bedingungen, unter denen die kritische Wärmestromdichte erreicht wird, als auch von der Form und der Höhe der benutzten künstlichen Rauheitsarten abhängig. Hier soll noch einmal besonders darauf hingewiesen werden, dass die Höhe der benutzten Rauigkeiten durch die Dicke des Brennelementcannings sehr stark beschränkt ist.

Die verschiedenen Formen des Auftretens der Siedekrise, die Gegenstand zahlreicher Untersuchungen waren, sind von L.S. Tong [7] sehr übersichtlich beschrieben worden. Je nach der Form der

<sup>(+)</sup>Manuskript erhalten am 29. April 1968.

Siedekrise wechselt auch die gebräuchliche Bezeichnung. Ist die Flüssigkeit am Austritt der beheizten Messtrecke noch unterkühlt, bzw. hat sie nur einen geringen Dampfgehalt, so bezeichnet man diese durch den Übergang vom Blasensieden auf Filmsieden gekennzeichnete kritische Wärmestromdichte auch als Ende des Blasensiedens (D.N.B. Departure from Nucleate Boiling). An dieser Stelle werden die Ausdrücke "Kritische Wärmestromdichte", "Burnout" und "Siedekrise" nebeneinander benutzt, da alle drei Bezeichnungen für die bei den vorliegenden Versuchsbedingungen zutreffend sind.

Die kritische Wärmestromdichte wird unter solchen Bedingungen nicht nur von der integralen Unterkühlung am Austritt der Messtrecke abhängig sein, da bei der unter dieser Form auftretenden Siedekrise die Flüssigkeit in der Nähe der Heizfläche nicht im thermischen Gleichgewicht mit der Flüssigkeit im Strömungskern steht. Das Auftreten der Siedekrise im unterkühlten Gebiet wird vielmehr von den thermodynamischen Bedingungen in direkter Heizflächennähe bestimmt werden.

Bei noch grösseren Austrittsunterkühlungen ( $T_s - T_o > 30^\circ\text{C}$ ) kann man, wie schon von [6] gezeigt wurde, nicht mehr von einem Übergang des Blasensiedens auf das Filmsieden sprechen, da hier wegen der sehr hohen Wärmestromdichten schon eine einzelne Blase ein punktförmiges Durchschmelzen der Heizfläche (Burnout) verursachen kann. Bei geringeren Unterkühlungen und kleinen Dampfgehalten am Austritt der Messtrecke bildet sich ein grösserer zusammenhängender Dampffilm, der das Durchschmelzen der Heizfläche über einen weit grösseren Querschnitt verursacht.

Der Einfluss der Rauigkeit auf die kritische Wärmestromdichte wird also sowohl von der Form und Höhe der Rauigkeiten, als auch von den lokalen Bedingungen am Austritt der Messtrecke, wo der Burnout bei gleichförmiger Beheizung im Normalfall auftritt, abhängig sein. Die vorliegenden Untersuchungen wurden in einem Ringspaltkanal, in dem nur das Kernrohr beheizt und aufgeraut war, bei unterkühltem Zustand der Flüssigkeit am Austritt der Messtrecke durchgeführt. Um eine Bezugsgrösse für den Einfluss der Rauigkeiten auf die kritische Wärmestromdichte zu erhalten, wurden zunächst die kritischen Wärmestromdichten im glatten Ringspalt im folgenden Versuchsbereich untersucht.

Massenstromdichte	$q_m = 250 - 3500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$
Unterkühlung am Austritt	$T_s - T_o = 0 - 150 \text{ }^\circ\text{C}$
Systemdruck am Austritt	$P_o = 11 - 31 \text{ bar}$
Eintrittstemperatur	$T_i = 20 - 55 \text{ }^\circ\text{C}$
Beheizte Länge der Messtrecke	$l_h = 350 \text{ mm}$
Aussendurchmesser des Innenrohres	$d_a = 12 \text{ mm}$
Innendurchmesser des Aussenrohres	$D_i = 22 \text{ mm}$
Hydraulischer Durchmesser	$d_h = 10 \text{ mm}$

Bei den entsprechenden Versuchen mit rauhem Kernrohr wurden folgende Rauigkeiten untersucht.

- Sandstrahlrauigkeiten
- Eingedrehte dreieckige Rillen
- Rändelrauigkeiten ( $45^\circ$ )

Die Form sowie die genauen Abmasse der untersuchten Rauigkeiten sind aus den Abb. 1 und 2 zu entnehmen.

## 2. BESCHREIBUNG DER VERSUCHE

### 2.1. Versuchsmesstrecke

Der schematische Aufbau der Versuchsmesstrecke ist aus Abb. 3 zu ersehen. Die beiden den Ringspaltkanal bildenden Präzisionsrohre aus rostfreiem Stahl (4) und (5) sind voneinander elektrisch isoliert. Das innere, direkt elektrisch beheizte Versuchsrohr (5) mit den Stromzuführungen (9) und (10) kann sich an dem als Stopfbüchse ausgebildeten Isolationsring (11) frei gegenüber dem Aussenrohr ausdehnen. Die Messtrecke ist vertikal in den Versuchskreislauf eingebaut und wird von dem Kühlmittel von unten nach oben durchgeströmt. Die obere Stromzuführung (10) ist als Rohr ausgebildet, um sowohl die Innentemperaturen des inneren Rohres mit Hilfe einer Temperaturmesssonde messen zu können, als auch den für die Burnoutdetektion benötigten Potentialabgriff (15) an das innere Rohr anschweißen zu können.

### 2.2. Versuchskreislauf

Der für die vorliegenden Untersuchungen benutzte Versuchskreislauf ist in [6] ausführlich beschrieben worden und ist in Abb.4 schematisch dargestellt.

Die Instrumentierung des Versuchskreislaufes gegenüber den Burnoutversuchen in Rohren [6] ist nur bezüglich der Druckmessungen, d.h. der Messungen der Druckschwankungen bei Normalbetrieb (ohne Wärmezufuhr) und während des Erreichens des Burnoutpunktes geändert worden; dies ist in Kap. 4. ausführlich beschrieben.

### 2.3. Bestimmung des Burnoutpunktes, d.h. des Erreichens der kritischen Wärmestromdichte

Die genaue Bestimmung des Erreichens der kritischen Wärmestromdichte erfolgt mit dem schon für die Untersuchungen von [6] und in [11] ausführlich beschriebenen Burnoutdetektors.

Zusätzliche Schwierigkeiten ergaben sich nur bei sehr hohen Unterkühlungen ( $T_s - T_o \geq 100^\circ\text{C}$ ), wo das Burnoutbrückensignal gegenüber den unvermeidlichen Störsignalen sehr klein war, so dass die Empfindlichkeit des Burnoutdetektors nicht mehr immer ausreichend war. Dies führte mehrere Male zur Zerstörung des Versuchsrohres. Die Unterschiede der auf diese Weise gemessenen kritischen Wärmestromdichten mit und ohne Zerstörung des Versuchsrohres lagen innerhalb der zu erwartenden Versuchsgenauigkeit von  $\pm 5\%$ . Aufgrund der in [6] durchgeführten Untersuchungen, bei denen der Burnoutpunkt sowohl durch Erhöhung der Leistungszufuhr als auch durch Verringerung der Massenstromdichte bzw. Erhöhung der Eintrittstemperatur erreicht wurde, und kein Unterschied zwischen den nach diesen drei Methoden bestimmten Werte der kritischen Wärmestromdichte gefunden werden konnte, sind alle bei den vorliegenden Versuchen gemessenen kritischen Wärmestromdichten durch stufenweise Erhöhung der Leistungszufuhr der Messtrecke erreicht worden. Die Leistungserhöhungen in der Nähe des Burnoutpunktes lagen zwischen 1 und 2% der Gesamtleistung.

3. DARSTELLUNG DER KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTEN IN ABHÄNGIGKEIT  
DER VERSCHIEDENEN EINFLUSSGRÖSSEN BEI GLATTEN MESSSTRECKEN  
(ROHR UND RINGSPALT)

Zur Darstellung des Einflusses der verschiedenen Parameter auf die kritische Wärmestromdichte werden üblicherweise zwei Methoden benutzt:

$$1) \quad q_{h \text{ krit}} = f ( h_i, q_m, P_o, d, L_h )$$

$$2) \quad q_{h \text{ krit}} = f ( h_o, q_m, P_o, d, L_h )$$

Wie man aus den beiden Gleichungen erkennen kann, wird einmal die Eintrittsunterkühlung und bei der zweiten Gleichung die Austrittsunterkühlung als unabhängige Einflussgrösse neben den anderen Parametern benutzt. Bei gleichförmig beheizten Messstrecken sind die beiden Gleichungen und damit auch die beiden Grössen  $h_o$  und  $h_i$  durch die Wärmebilanz

$$h_o - h_i = 4 \cdot \frac{L_h \cdot q_{h \text{ krit}}}{d \cdot q_m}$$

miteinander verknüpft. Diese Tatsache bedeutet nichts anderes, als dass durch die Wärmebilanzgleichung ein unabhängiger Parameter in einen abhängigen Parameter verwandelt wird. Wird nämlich einer der sechs Versuchsparameter  $L_h, d, h_i, h_o, q_m, q_{h \text{ krit}}$  verändert, so wird zwangsläufig ein anderer Versuchsparameter durch die Wärmebilanzgleichung ebenfalls verändert.

L.S. Tong [7] bezeichnet das als eine parametrische Verzerrung bei der Darstellung der Messwerte der kritischen Wärmestromdichte, da man den Einfluss dieser beiden sich gleichzeitig verändernden Parameter nicht exakt trennen kann. Die übliche Darstellungsweise, wie sie z.B. auch von G.V. Alekseev e.a. [8] in der Form:

$$q_{h \text{ krit}} = f(q_m) \text{ mit } P_o = \text{konst. und } (h_s - h_o) = \text{konst.}$$

benutzt wird, und den Einfluss wie in diesem Fall der Massenstromdichte auf die kritische Wärmestromdichte zeigen sollen, enthalten implizit über die Wärmesbilanzgleichung die Bedingung, dass bei unveränderter Länge der Messtrecke  $L_h$  die Eintrittsenthalpie  $h_i$  verändert werden muss. Das bedeutet, dass man mit zunehmender Massenstromdichte die Eintrittsenthalpie erhöhen muss, um die Bedingung Austrittsunterkühlung  $(h_s - h_o) = \text{konst.}$  aufrecht erhalten zu können. Aus einer solchen Darstellung ist also nicht zu erkennen, ob die Veränderung der kritischen Wärmestromdichte durch die gleichzeitige Veränderung der Eintrittsunterkühlung bedingt, bzw. verursacht wird. Eine Interpretation solcher parametrisch verzerrter Darstellungen ist in jedem Falle äusserst schwierig und kann leicht zu sich widersprechenden Aussagen führen. Besondere Schwierigkeiten ergeben sich vor allem beim Vergleich kritischer Wärmestromdichten in Rohren und Ringspalten.

Anhand der vorliegenden Messungen an glatten Ringspalten und den Messungen in Rohren von E. Burck e.a. [6], die unter sonst gleichen Bedingungen durchgeführt wurden, können die Schwierigkeiten beim Vergleich der Messungen der kritischen Wärmestromdichten, die sich durch diese parametrisch verzerrte Darstellung ergeben, gezeigt werden.

Beide Messtrecken (Rohr und Ringspalt) haben den gleichen hydraulischen Durchmesser und die gleiche beheizte Länge. Die Messungen wurden bei konstanter Eintrittstemperatur  $T_i = 20 \pm 2^\circ\text{C}$  bei verschiedenen Drücken  $P_o$  durchgeführt und sind in den Abb. 5-7 in der Form:

$$q_{h \text{ krit}} = f(q_m) \text{ mit } P_o = \text{konst. und } T_i = \text{konst.}$$

dargestellt. Bei gleichem Druck  $P_o$  und gleicher Eintrittstemperatur  $T_i$  ergibt sich für eine bestimmte Massenstromdichte für den Ringspalt eine höhere kritische Wärmestromdichte als für das Rohr.

Bei einem Druck  $P_o$  und einer bestimmten Austrittsunterkühlung  $(h_s - h_o)$  erhält man jedoch für das Rohr eine höhere Wärmestromdichte als für den Ringspalt. Das ist dadurch zu erklären, dass beim Rohr einer bestimmten Eintrittstemperatur und Austrittsunterkühlung eine weit höhere Massenstromdichte entspricht als dies beim Ringspalt der Fall ist. Um z.B. bei gleicher beheizter Messstreckenlänge pro Längeneinheit für das Rohr und den Ringspalt eine gleiche Enthalpieerhöhung zu erhalten, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein.

$$q_{m \text{ RS}} = \frac{A_R}{A_{RS}} \cdot q_{mR}$$

Index R = Rohr  
Index RS = Ringspalt

$$q_{h \text{ RS}} = \frac{F_R}{F_{RS}} \cdot q_{hR}$$

und damit

$$\frac{A_R}{A_{RS}} = \frac{F_R}{F_{RS}}$$

Diese Bedingung lässt sich aber nur dann einhalten, wenn der hydraulische Durchmesser der beiden Messtrecken verschieden ist. Da aber gerade bezüglich des Einflusses des hydraulischen Durchmessers auf die kritische Wärmestromdichte in den verschiedenen möglichen Formen noch keine Klarheit besteht [6] [8] ist es also praktisch nicht möglich, wenn man sogar von dem Einfluss der verschiedenen Krümmung und dem Einfluss der unbeheizten äusseren Rohrwand auf die kritische Wärmestromdichte absieht, für das Rohr- und die Ringspaltmesstrecke, vergleichbare Bedingungen herzustellen.

Es ist deshalb auch sehr problematisch, anhand der üblichen Darstellungsweisen von einem fundamentalen Unterschied in der Art des Einflusses der verschiedenen Parameter auf die kritische Wärmestromdichte für innengekühlte Rohre (Rohr) und aussengekühlte Rohre (z.B. Ringspalt) zu sprechen [8]. Man kann im Gegenteil annehmen dass bei gleichen lokalen Bedingungen in direkter Nähe der Heizfläche nur geringe quantitative Unterschiede der kritischen Wärmestromdichte für innen- und aussengekühlte Rohre bestehen, die eigentliche Form der Siedekrise jedoch gleich ist. Dies lässt sich ebenfalls aus der Form der bei Kontrollversuchen zerstörten Versuchsrohre (siehe Abb. 8-12) bzw. der durchbrannten Heizfläche erkennen, die der bei Rohren erhaltenen Burnoutformen [6] sehr ähnlich ist.

In den Abb. 5-7 sind alle Versuchswerte für das glatte Rohr nach [6] ( $T_1 = 18 \pm 2^\circ\text{C}$ ) und für den glatten Ringspalt ( $T_1 = 18 \pm 2^\circ\text{C}$  und  $T_1 = 53 \pm 2^\circ\text{C}$ ) in der Form  $q_{h \text{ krit}} = f(q_m)$  mit  $P_0$  als Parameter dargestellt.

Gleichzeitig wurden in diese Darstellung die Linien gleicher Unterkühlung miteingezeichnet, die aus der Darstellung der Ver-

suchswerte in der Form  $q_{h \text{ krit}} = f(h_s - h_o)$  in den Abb. 13-22 entnommen worden sind.

Eine genaue Interpretation dieser drei ähnlichen Bereichskurven der Abb. 5-7, die gleiche Tendenzen aufweisen und damit ebenfalls als Unterstützung der Vermutung, dass die Form der Siedekrise unter thermodynamisch ähnlichen Bedingungen beim Rohr und beim Ringspalt ähnlich ist, im Hinblick auf den getrennten Einfluss der verschiedenen Versuchsparameter ist nicht einfach. Man kann jedoch in gewissen Grenzen den Einfluss eines einzelnen Parameters, wie z.B. des Systemdrucks  $P_o$  entnehmen. Für verhältnismäßig geringe Austrittsunterkühlungen  $(h_s - h_o) \sim 0$ , denen auf Grund der Wärmebilanz auch die geringsten Massenstromdichten entsprechen ( $q_m \cong 300 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ) verlaufen die Linien gleicher Unter-  
kühlung  $(h_s - h_o) = \text{konst}$  praktisch vertikal, d.h. bei einer bestimmten Austrittsunterkühlung und Massenstromdichte ist die kritische Wärmestromdichte nur vom Druck abhängig, d.h. sie nimmt mit zunehmendem Druck zu. Vernachlässigt man den Einfluss der Massenstromdichte, wie z.B. bei der Darstellungsweise in Abb. 23-25, wo die kritische Wärmestromdichte als Funktion des Druckes bei konstanter Unter-  
kühlung dargestellt ist, so ergibt sich je nach Unter-  
kühlung sowohl eine Zunahme als auch eine Abnahme der kritischen Wärmestromdichte mit dem Druck  $P_o$ .

In der Bereichsdarstellung für das Rohr (Abb. 5) sind gleichfalls Versuchswerte von B.A. Zenkevich e.a. [9] miteingetragen, die an Rohren von 200 mm und 400 mm beheizter Versuchslänge, Innendurchmesser  $d_1 = 10 \text{ mm}$  bei einem Druck von 29,5 bar und einer Austrittsunterkühlung von  $T_s - T_o = 31 \pm 4^\circ \text{C}$  erhalten worden.

Diese Bedingung lässt sich aber nur dann einhalten, wenn der hydraulische Durchmesser der beiden Messtrecken verschieden ist. Da aber gerade bezüglich des Einflusses des hydraulischen Durchmessers auf die kritische Wärmestromdichte in den verschiedenen möglichen Formen noch keine Klarheit besteht [6] [8] ist es also praktisch nicht möglich, wenn man sogar von dem Einfluss der verschiedenen Krümmung und dem Einfluss der unbeheizten äusseren Rohrwand auf die kritische Wärmestromdichte absieht, für das Rohr- und die Ringspaltmesstrecke, vergleichbare Bedingungen herzustellen.

Es ist deshalb auch sehr problematisch, anhand der üblichen Darstellungsweisen von einem fundamentalen Unterschied in der Art des Einflusses der verschiedenen Parameter auf die kritische Wärmestromdichte für innengekühlte Rohre (Rohr) und aussengekühlte Rohre (z.B. Ringspalt) zu sprechen [8]. Man kann im Gegenteil annehmen dass bei gleichen lokalen Bedingungen in direkter Nähe der Heizfläche nur geringe quantitative Unterschiede der kritischen Wärmestromdichte für innen- und aussengekühlte Rohre bestehen, die eigentliche Form der Siedekrise jedoch gleich ist. Dies lässt sich ebenfalls aus der Form der bei Kontrollversuchen zerstörten Versuchsrohre (siehe Abb. 8-12) bzw. der durchbrannten Heizfläche erkennen, die der bei Rohren erhaltenen Burnoutformen [6] sehr ähnlich ist.

In den Abb. 5-7 sind alle Versuchswerte für das glatte Rohr nach [6] ( $T_1 = 18 \pm 2^\circ\text{C}$ ) und für den glatten Ringspalt ( $T_1 = 18 \pm 2^\circ\text{C}$  und  $T_1 = 53 \pm 2^\circ\text{C}$ ) in der Form  $q_{h \text{ krit}} = f(q_m)$  mit  $P_0$  als Parameter dargestellt.

Gleichzeitig wurden in diese Darstellung die Linien gleicher Unterkühlung miteingezeichnet, die aus der Darstellung der Ver-

suchswerte in der Form  $q_{h \text{ krit}} = f(h_s - h_o)$  in den Abb. 13-22 entnommen worden sind.

Eine genaue Interpretation dieser drei ähnlichen Bereichskurven der Abb. 5-7, die gleiche Tendenzen aufweisen und damit ebenfalls als Unterstützung der Vermutung, dass die Form der Siedekrise unter thermodynamisch ähnlichen Bedingungen beim Rohr und beim Ringspalt ähnlich ist, im Hinblick auf den getrennten Einfluss der verschiedenen Versuchsparameter ist nicht einfach. Man kann jedoch in gewissen Grenzen den Einfluss eines einzelnen Parameters, wie z.B. des Systemdrucks  $P_o$  entnehmen. Für verhältnismässig geringe Austrittsunterkühlungen  $(h_s - h_o) \sim 0$ , denen auf Grund der Wärmebilanz auch die geringsten Massenstromdichten entsprechen ( $q_m \cong 300 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ) verlaufen die Linien gleicher Unter-  
kühlung  $(h_s - h_o) = \text{konst}$  praktisch vertikal, d.h. bei einer bestimmten Austrittsunterkühlung und Massenstromdichte ist die kritische Wärmestromdichte nur vom Druck abhängig, d.h. sie nimmt mit zunehmendem Druck zu. Vernachlässigt man den Einfluss der Massenstromdichte, wie z.B. bei der Darstellungsweise in Abb. 23-25, wo die kritische Wärmestromdichte als Funktion des Druckes bei konstanter Unter-  
kühlung dargestellt ist, so ergibt sich je nach Unter-  
kühlung sowohl eine Zunahme als auch eine Abnahme der kritischen Wärmestromdichte mit dem Druck  $P_o$ .

In der Bereichsdarstellung für das Rohr (Abb. 5) sind gleichfalls Versuchswerte von B.A. Zenkevich e.a. [9] miteingetragen, die an Rohren von 200 mm und 400 mm beheizter Versuchslänge, Innendurchmesser  $d_1 = 10 \text{ mm}$  bei einem Druck von 29,5 bar und einer Austrittsunterkühlung von  $T_s - T_o = 31 \pm 4^\circ \text{C}$  erhalten worden.

sind. Die Kurve nach den Werten von B.A. Zenkevich e.a. [9] schneidet die eigenen  $q_{h \text{ krit}} = f(q_m)$  Linien für  $P_o = 31$  bar zwischen den Unterkühlungen  $T_s - T_o = 24^\circ\text{C}$  und  $T_s - T_o = 48^\circ\text{C}$ . Jedoch ist diese Kurve nach [9] nicht identisch mit den eigenen Linien gleicher Austrittsunterkühlungen, da sie zwar für konstanten Druck, jedoch bei veränderlichen Eintrittstemperaturen erhalten wurde.

Die von G.V. Alekseev [8] in Rohren gemessenen kritischen Wärmestromdichten wurden ebenfalls in der Form  $q_{h \text{ krit}} = f(q_m)$  mit Druck und Austrittsunterkühlung als Parameter dargestellt. Um jedoch über den gesamten Versuchsbereich (Druck, Eintrittstemperatur und Massenstromdichte) die Bedingung  $(h_s - h_o) = \text{konst}$  erhalten zu können, wurde die Versuchsstreckenlänge  $L_h$  zwischen 100 und 2100 mm verändert. Das bedeutet, dass für die Werte bei geringen Drücken die Versuchsstreckenlängen kürzer waren als bei höheren Drücken, und somit die Messergebnisse durch die nicht zu vernachlässigenden Einlaufeffekte verfälscht werden. Damit, lässt sich auch die Tatsache erklären, dass nach den Messungen von G.V. Alekseev [8] bei gleicher Massenstromdichte und gleicher Unterkühlung die kritische Wärmestromdichte mit zunehmendem Druck abnimmt, während die eigenen Messungen im untersuchten Druckbereich teilweise auch eine Zunahme der kritischen Wärmestromdichte mit zunehmendem Druck ergaben.

#### 4. EINFLUSS DER VERSCHIEDENEN RAUHIGKEITEN AUF DIE ERHÖHUNG DER KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTEN

Die in den bisher bekannten Untersuchungen [2] [3] [4] gefundenen Unterschiede bezüglich des Einflusses von Rauigkeiten auf die kritische Wärmestromdichte wurden durch die verschiedenen Versuchsbedingungen, d.h. hauptsächlich durch zwei sehr unterschiedliche Versuchsparameter erklärt: Höhe der benutzten Rauigkeiten und Zustand des Kühlmittels am Austritt der Messtrecke. Gleichzeitig bestanden jedoch auch, wie man aus Tabelle 1 ersehen kann, erhebliche Unterschiede zwischen den einzelnen Untersuchungen bezüglich des Druckbereiches und der Massenstromdichten, die die oben erwähnten Unterschiede bezüglich des Einflusses von Rauigkeiten erklären können. Wie man aus den eigenen Versuchswerten in rauhen Ringspalten, die in den Abb. 18-22 in der Form  $q_{h \text{ krit}} = f(h_s - h_o)$  für verschiedene Drücke dargestellt sind ersehen kann, lässt sich eine eindeutige Erhöhung der kritischen Wärmestromdichte erst bei sehr hohen Unterkühlungen  $(h_s - h_o) = 40 \cdot 10^3 \text{ [Ws/kg]}$  erkennen. Bei geringeren Unterkühlungen  $(h_s - h_o) < 30 \cdot 10^3$  ergaben sich selbst bei den grössten untersuchten Rauigkeiten kaum Unterschiede gegenüber der glatten Messtrecke. Vergleicht man diese Ergebnisse mit den Untersuchungen von W.S. Durant e. a. [2], die bis auf den Druckbereich unter ähnlichen Versuchsbedingungen (Austrittsunterkühlung, Massenstromdichte, Art der Rauigkeiten, Messtrecke usw.) durchgeführt wurden und eine Erhöhung der kritischen Wärmestromdichte bei den grössten Rauigkeiten ( $R_A = 0,33 \text{ mm}$ ) um den Faktor 2 brachten, so könnte dieser Unterschied nur auf Grund des verschiedenen Druckbereiches (eigene Messungen  $P = 10-30 \text{ bar}$ ,

( $\overline{[2]}$   $P = 3,5$  bar) erklärt werden, zumal auch die eigenen Messungen die Tendenz eines mit zunehmendem Druck abnehmenden Einflusses der Rauigkeiten zeigen. Auch die von L.S. Tong  $\overline{[4]}$  im Druckbereich von 110-160 bar durchgeführten Messungen mit Unterkühlung am Austritt der Messtrecke ergaben nur geringe Unterschiede gegenüber der glatten Messtrecke. Von  $\overline{[4]}$  wurde der Einfluss der Rauigkeitshöhe auf die kritische Wärmestromdichte mittels eines physikalischen Modells in der Nähe der Heizfläche erklärt. Nach dieser Modellvorstellung macht sich der Einfluss der Rauigkeiten erst dann bemerkbar, wenn die Rauigkeitshöhe grösser ist als die Dicke einer angenommenen überhitzten Flüssigkeitsschicht zwischen Heizfläche und Blasenschicht, d.h. wenn die Rauigkeitsspitzen in die Blasenschicht hineinragen.

Mit diesem Modell wurden unabhängig von den sonstigen völlig verschiedenen Versuchsparametern die Ergebnisse von  $\overline{[2]}$  und  $\overline{[4]}$  erklärt. Es ist jedoch anzunehmen, dass die diesem Modell zu Grunde liegende Dicke der überhitzten Flüssigkeitsschicht sowohl vom Druck als auch von der Wärmestromdichte abhängig ist und damit die mögliche Anwendung dieses Modells zur Erklärung von Messergebnissen unter anderen Versuchsbedingungen sehr fraglich ist. Die eigenen Messergebnisse im Druckbereich von 10 bis 30 bar können z.B. mit diesem Modell nicht erklärt werden. Im Gegensatz zu dem von  $\overline{[4]}$  vorgeschlagenen Modell kann man jedoch annehmen, dass im unterkühlten Bereich der "Burnout" durch eine örtliche Blasenbildung hervorgerufen wird, deren Grösse, Bildungszeit und Verweilzeit von der örtlichen Unterkühlung, Wärmestromdichte, Massenstromdichte und Druck abhängig sind. Die örtlichen Burnoutbedingungen können durch ein langsames Ansteigen der örtlichen Überhitzung

und Wandtemperatur; bedingt durch eine periodische sich an der gleichen Stelle wiederholende Blasenbildung erreicht werden. Bei direkt beheizten aufgerauhten Oberflächen wird sowohl die örtliche Überhitzung durch die rauheitsbedingte unregelmässige Wärmestromdichte begünstigt, als auch die Verweilzeit einer Blase aufgrund der für eine Blase an einer Heizfläche gültigen Kräftebilanz erhöht. Diese die örtliche Überhitzung begünstigenden Einflüsse können damit bei rauhen Heizflächen die kritische Wärmestromdichte verringern, oder zumindest den Streubereich der Messpunkte, wie aus den Abb. 18-22 zu ersehen ist, vergrössern. Dass in den meisten Fällen im unterkühlten Bereich trotzdem eine, wenn auch geringfügige Erhöhung der auf die glatte Heizfläche bezogenen kritischen Wärmestromdichten gemessen wurde, kann dadurch erklärt werden, dass die effektiv wirksame, auf die rauhe Oberfläche bezogenen Wärmestromdichten je nach Rauheitsart und damit verbundener Oberflächenvergrösserung bedeutend geringer sind. Es ist sicher auch anzunehmen, dass die Art der Beheizung der Messtrecke (Direkte elektrische Beheizung oder indirekte Beheizung) einen Einfluss auf die Wirksamkeit rauher Oberflächen haben wird. Jedoch schliessen die verhältnismässig hohen Wärmestromdichten  $> 400 \text{ W/cm}^2$  die Benutzung indirekt beheizter Messtrecken in den meisten Fällen aus.

##### 5. MESSUNG DER DRUCKSCHWANKUNGEN IN DER MESSTRECKE OHNE WARMEZUFUHR UND WÄHREND DES ERREICHENS DER KRITISCHEN WÄRMESTROMDICHTE

Die Druckschwankungen am Austritt der Versuchsmesstrecke bei den Messungen der kritischen Wärmestromdichte in glatten Röhren [ 6 ]

wurden mit einem Drehkolbenmanometer gemessen. Sie lagen in dem untersuchten Druckbereich von 11 bis 31 bar innerhalb von  $\pm 2,5\%$  des Absolutdruckes am Austritt der Messtrecke. Die Trägheit des Drehkolbenmanometers war jedoch zu gross, um die auftretenden Frequenzen sowohl während des Normalbetriebes, d.h. ohne Wärmezufuhr als auch während des Erreichens des Burnoutpunktes noch auflösen zu können. Bei den vorliegenden Versuchen zur Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte in Ringspalten wurden deshalb am unbeheizten Aussenrohr direkt gegenüber dem Ende des beheizten Innenrohres, wo normalerweise der Burnout auftritt, mithilfe eines Quarzkristall-Druckaufnehmers die Druckschwankungen sowohl während des Normalbetriebes (ohne Wärmezufuhr) als auch beim Erreichen des Burnoutpunktes gemessen. Der für diese Messungen benutzte Quarzkristall-Druckaufnehmer (Fabrikat Kistler) hatte eine Eigenempfindlichkeit von 125 KHz und eine Ansprechschwelle von 0,002 bar. Der Einbau in die Messtrecke ist aus Abb. 26 zu ersehen.

Die Anzeige der Druckschwankungen erfolgte über einen Ladungsverstärker mit nachgeschaltetem Schleifenverstärker sowohl auf einem Lichtmarkenschreiber (Eigenfrequenz des benutzten Galvanometers 1000 Hz) als auch auf einem Oszillograph. In beiden Fällen wurden sowohl die Druckschwankungen als auch das Signal der als Brücke geschalteten Messtrecke, das gleichzeitig über einen Burnoutdetektor zur Leistungsunterbrechung diente, aufgezeichnet.

Abb. 27 zeigt Photographien der Druckschwankungen vor, während und nach dem Erreichen des Burnoutpunktes für drei verschiedene

Systemdrücke (11, 21 und 31 bar). Diese mit dem Oszillograph aufgezeichneten Messungen wurden zur Bestimmung der Maximaldruckschwankungen während des Erreichens der kritischen Wärmestromdichte ausgewertet, da die erreichbare Zeitdehnung von 0,25 sec/cm bei diesen Messungen nicht ausreichte, um die Frequenz der Druckschwankungen von ca. 300 Hz aufzulösen.

Wie man aus Abb. 27 ansehen kann, sind die Druckschwankungen nach der Leistungsabschaltung, d.h. bei Normalbetrieb verhältnismässig unabhängig vom Systemdruck und liegen in der Grössenordnung von  $\pm 0,12$  bis  $\pm 0,21$  bar. Dagegen sind die Druckschwankungen beim Erreichen der kritischen Wärmestromdichte sehr stark druckabhängig und zwar nehmen sie mit zunehmendem Systemdruck ab. Wie man aus Abb. 27 ebenfalls erkennen kann, sind die Frequenzen der Druckschwankungen kurz vor und während des Burnoutpunktes kleiner als bei Normalbetrieb, eine auswertbare Messung der Druckschwankungsfrequenzen wurde mit dem Lichtmarkenschreiber (Luminiscript) mit einer grösseren Zeitdehnung von 0,02 sec/cm durchgeführt. Folgende maximale Druckschwankungen (siehe Abb.27) wurden beim Erreichen des Burnoutpunktes gemessen:

P = 11 bar,	P = $\begin{matrix} + 1,1 \\ - 1,7 \end{matrix}$ bar	= $\begin{matrix} + 10 \\ - 15 \end{matrix}$ %
P = 21 bar,	P = $\pm 1$ bar	= $\pm 4,8\%$
P = 31 bar,	P = $\pm 0,5$ bar	= $\pm 1,6\%$

Da der Druckaufnehmer nur auf einer Seite der Ringspaltmesstrecke (siehe Abb. 26) eingebaut war, konnten die max. Druckschwankungen nur dann gemessen werden, wenn der punktförmig auftretende Burnout auf dem beheizten Innenrohr der Druckmesstelle gegenüber lag.

Die Lage des jeweiligen Burnoutpunktes auf dem Innenrohr nach dessen Ausbau konnte an der punktförmigen Verfärbung desselben festgestellt werden, es war somit möglich auch die Lage des Burnoutpunktes zur Druckmesstelle eindeutig zu definieren. Für jede Messung der kritischen Wärmestromdichte bei entsprechendem Druck und entsprechender Massenstromdichte wurden im Mittel acht Messungen der max. Druckschwankungen durchgeführt und ausgewertet, die in Abb. 28 in der Form  $\Delta P_{\max} = f(P)$  dargestellt sind. Die in Abb. 28 eingezeichneten Versuchspunkte sind unterschieden je nachdem ob der Burnout gegenüber der Druckmesstelle aufgetreten war, oder auf der anderen Seite des Innenrohres.

Im letzteren Falle kann man eindeutig erkennen, dass die max. Druckschwankungen bedeutend geringer waren. Es konnte ebenfalls eine Abhängigkeit der max. Druckschwankungen beim Burnoutpunkt und während des Normalbetriebes von der Massenstromdichte  $q_m$  in der Messtrecke beobachtet werden, jedoch betragen diese Abweichungen weniger als  $\pm 10\%$  der gemessenen Druckschwankungen. Bei dem niedrigsten gemessenen Systemdruck ( $P = 11$  bar) siehe Photo 1 in Abb. 27 sind die max. Druckschwankungen in negativer Richtung, d.h. die bei der Kondensation der Dampfblasen entstehenden max. Unterdrücke grösser als die bei der Verdampfung entstehenden max. positiven Drücke.

Die Frequenzen der Druckschwankungen wurden aus den Messungen mit dem Lichtmarkenschreiber mit einer Zeitdehnung von  $0,02 \text{ sec}/\text{cm}$  bestimmt. Unabhängig vom Systemdruck und der Massenstromdichte in der Messtrecke lagen die Frequenzen beim Betrieb ohne Wärmezufuhr zwischen 300 und 350 Hz und können als sogenannte Eigenfrequenzen des Versuchskreislaufes angesehen werden.

Im Gegensatz zu den max. Druckschwankungen beim Burnout, die eine eindeutige Druckabhängigkeit aufweisen, konnten bei den Frequenzen der Druckschwankungen weder eine Druckabhängigkeit noch ein eindeutiger Zusammenhang mit der Massenstromdichte festgestellt werden.

Die gemessenen Frequenzen lagen unabhängig vom Druck im Bereich von 30 bis 200 Hz.

Wie man jedoch aus Abb. 29 ersehen kann, wo die Druckschwankungsfrequenzen als Funktion der Austrittsunterkühlung ( $h_s - h_o$ ) aufgetragen worden sind, besteht unabhängig vom Systemdruck und Massenstromdichte ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Druckschwankungsfrequenz und der Austrittsunterkühlung, und zwar nimmt die Frequenz mit zunehmender Unterkühlung zu. Das lässt darauf schließen, dass die Frequenz der entstehenden und wieder kondensierenden Blasen an der beheizten Oberfläche ebenfalls mit zunehmender Austrittsunterkühlung zunimmt.

Da mit zunehmender Austrittsunterkühlung auch der Absolutwert der kritischen Wärmestromdichte zunimmt und damit gleichzeitig der Zustand der Flüssigkeit in Wandnähe und im Strömungskern sich immer weiter vom thermodynamischen Gleichgewicht entfernt, wird nicht nur die Frequenz der Druckschwankungen mit zunehmender Unterkühlung zunehmen, sondern auch die Grösse der Dampfblase wird sehr stark von der Austrittsunterkühlung abhängig sein. Erste Hinweise auf die Dampfblasengrösse, die im Falle des stark unterkühlten Burnouts auch den Einflussbereich des Burnouts auf der Heizfläche bestimmt, lassen sich aus der Betrachtung der unter bestimmten Unterkühlungsbedingungen bis zum Schmelzen gebrachten Heizfläche,

d.h. Innenrohres erhalten. Abb. 8-12 zeigen Photographien der bei Kontrollversuchen mit abgeschaltetem bzw. zu unempfindlich eingestelltem Burnoutdetektor zerstörten Rohre. Die Rohre (Innendurchmesser 10 mm) (Aussendurchmesser 12 mm) wurden nach Demontage der Messtrecke in axialer Richtung aufgeschnitten und die Bruchstelle, bzw. das aus der Heizfläche ausgebrannte Loch von innen und aussen photographiert. Wie man aus den 5 bei verschiedenen Austrittsunterkühlungen erhalten zerstörten Innenrohre des Ringspaltes erkennen kann, scheint die Grösse des aus dem Rohr ausgebrannten Loches ebenfalls von der Austrittsunterkühlung abhängig zu sein.

Eine eingehendere Interpretation der vorliegenden Messungen dürfte jedoch erst dann möglich sein, wenn die Druckmessungen gleichzeitig mit einer Betrachtung der sie hervorrufenden kondensierenden und wieder entstehenden Dampfblasen an der Heizfläche synchronisiert werden können.

6. VERZEICHNIS DER BENUTZTEN FORMELZEICHEN

A	Querschnittsfläche $[mm^2]$
$D_a$	Aussendurchmesser des Aussenrohres $[mm]$
$D_i$	Innendurchmesser " " $[mm]$
F	Fläche $[mm^2]$
$L_h$	Beheizte Länge $[mm]$
P	Druck $[bar]$
$R_A$	Mittlere arithm. Rauigkeitshöhe $[\mu]$ $[mm]$ (bei Sandstrahl- u. Rändelrauigkeiten)
$R_{T \max}$	Maximale Rauigkeitshöhe (Sandstrahl) $[\mu]$ $[mm]$
T	Temperatur $[^\circ C]$
$\Delta P$	Druckunterschied $[bar]$
b	Rauigkeitsbreite $[mm]$
$d_a$	Aussendurchmesser des Innenrohres $[mm]$
$d_i$	Innendurchmesser " " $[mm]$
$d_h$	Hydraulischer Durchmesser $[mm]$
h	Enthalpie $[Ws/kg]$
k	Rauigkeitshöhe $[mm]$
$q_m$	Massenstromdichte $[kg/m^2s]$
$q_h$	Wärmestromdichte $[W/cm^2]$
$q_h \text{ krit}$	Kritische Wärmestromdichte $[W/cm^2]$
s	Steigung der Rauigkeiten $[mm]$

Indizes

i	Eintritt
o	Austritt
s	Sättigung
R	Rohr
RS	Ringspalt

7. LITERATURNACHWEIS

- [1] W.S. Durant, S. Mirshak.-  
"Roughening of heat transfer surfaces as a method  
of increasing heat flux at burnout"  
Progr. Rep. N° 1 USAEC Rep. DP-380 (1959)
- [2] W.S. Durant, S. Mirshak.-  
"Roughening of heat transfer surfaces as a method  
of increasing heat flux at burnout"  
USAEC Rep. DSPT-60-284 (1960)
- [3] GEAP-5081  
"Transition boiling heat transfer program"  
12th Quart. Progr. Rep. Oct.-Dec. (1965),  
Joint US-Euratom Research and Development Program,  
Jan. (1966)
- [4] L.S. Tong, A.S. Kitzes, J. Green, T.D. Stormer.-  
"Departure from nucleate on a finned-surface  
heater rod"  
Nucl. Eng. a. Design. 5, pp. 386-390 (1967)
- [5] A. Hassid e.a.-  
"Heat transfer crisis with steam-water mixtures:  
An experimental study on the increase of critical  
power with local swirl promoters in round tubes"  
Energia Nucleare 13, N° 11, p. 589 (1966)
- [6] E. Burck, W. Hufschmidt.-  
"Messung der kritischen Wärmestromdichte von  
Wasser im unterkühlten Zustand im Rohren bei er-  
zwungener Strömung"  
EURATOM Bericht EUR 2432d (1965)
- [7] L.S. Tong.-  
"Boiling heat transfer and two-phase flow"  
Verlag John Wiley u. Sons, Inc. (1965)

[8]

G.V. Alekseev, O.L. Peskov, O.V. Remizov,  
N.D. Sergeev, B.A. Zenkevich, V.J. Subbotin.-  
"Critical heat flux densities with forced flow  
of water"  
Teploenergetika 12, N° 3, pp. 47-51 (1965)  
Engl. Übers. UDC 621.1.016.4

[9]

B.A. Zenkevich, O.V. Remizov.-  
"Critical heat loads for an external low-velocity  
flow of subcooled water around a tube in a square  
channel"  
Inzh.-Fiz.-Zhurnal 6, N° 8, pp. 112-115 (1963)  
Engl. Translation FT-6065

[10]

E. Burok.-  
"Beitrag zur Untersuchung des Einflusses der  
Prandtlzahl auf den Wärmeübergang und Druckverlust  
künstlich aufgerauhter Strömungskanäle"  
To be published.

[11]

P. Herzberger, R. Morin.-  
"Réalisation d'un détecteur de burnout"  
EUR 362f (1963).

T A B E L L E 1

Vergleich der Versuchsbedingungen bei verschiedenen Untersuchungen

Verfasser	Messtrecke $d_a/D_i$ [mm]	Druckbereich [bar]	Art der Rauhigkeiten	Höhe der Rauhigkeiten [mm]	Austrittsbeding. Dampfgehalt (%) Unterkühlung (°C)	Massenstrom- dichte $Kg/m^2 s$
W.S.Durant e.a. [2]	Ringspalt 12,7/19	3,5	Längsrillen Querrippen Rändelrauhigk.	0,15-0,33	20-80°C	3000-8400
GEAP-5081 [3]	Ringspalt	145	Querrippen	0,064	20-40%	1400-2800
L.S.Tong e.a. [4]	Aussenraum quadr. (13x13) Innenrohr $d_a=8$	110-160	Querrippen	0,064	unterkühlt	1350-4050
eigene Messungen	Ringspalt 12/22	10-30	Sandstrahl Rändelrauhigk. Rillenrauhigk.	0,0026-0,3	0-120°C	250-3500

VERSUCHSWERTE IM GLATTEN RINGSPALT

Nr.	Po	q <sub>m</sub>	T <sub>i</sub>	q <sub>h</sub> krit	(h <sub>s</sub> - h <sub>o</sub> ) 10 <sup>-3</sup>
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	W <sub>s</sub> /kg
1	11	244	54,8	279	-10
2	11	338	53,7	329	73
3	16	244	55,0	340	-72
4	16	338	54,2	389	52
5	16	450	55,0	487	87
6	16	600	54,2	524	190
7	16	750	55,5	552	256
8	21	244	56,2	382	-103
9	21	338	55,5	455	9
10	21	450	54,5	504	125
11	21	600	54,5	547	228
12	21	750	55,8	607	275
13	26	244	54,5	403	-98
14	26	338	54,3	473	29
15	26	450	54,0	532	134
16	26	600	55,0	559	230
17	26	750	54,3	663	288
18	31	244	54,7	419	-91
19	31	338	54,5	497	34
20	31	450	54,0	560	148
21	31	600	55,2	602	263
22	31	750	55,8	673	312
23	11	750	51,0	532	207
24	11	939	50,2	560	255
25	11	1125	53,8	639	264
26	11	1312	53,2	688	286

Nr.	Po	$q_m$	$T_1$	$q_{h \text{ krit}}$	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
27	11	1500	53,8	720	306
28	11	1690	53,5	753	324
29	11	1877	53,6	800	332
30	11	2060	53,5	840	343
31	11	2250	54,2	849	355
32	11	2320	53,9	885	357
33	11	2630	52,4	912	379
34	11	2820	53,5	947	376
35	11	3000	53,4	965	384
36	11	3190	53,4	994	391
37	11	3380	53,3	1016	396
38	11	3560	53,5	1019	401
39	11	3750	53,2	1035	406
40	15,8	750	53,5	572	251
41	15,9	939	54,4	621	300
42	16,1	1125	53,0	690	332
43	16,0	1312	54,1	732	351
44	15,9	1500	53,8	780	369
45	15,8	1690	53,8	801	393
46	16,1	1877	53,4	848	409
47	15,9	2060	54,1	877	417
48	16,0	2250	53,6	907	431
49	16,2	2320	53,7	942	435
50	16	2630	53,1	971	448
51	16	2820	53,7	995	454
52	16	3000	53,6	1036	459
53	15,8	3190	53,5	1077	462

Nr.	Po	q <sub>m</sub>	T <sub>i</sub>	q <sub>h</sub> krit	(h <sub>s</sub> - h <sub>o</sub> ) 10 <sup>-3</sup>
	bar	Kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
54	15,9	3380	53,7	1090	468
55	16,0	3560	53,9	1128	471
56	16,0	3750	53,8	1138	479
57	15,8	4500	53,6	1240	489
58	21,0	755	50,4	645	276
59	21,0	943	54,7	672	330
60	21,2	1130	53,7	758	358
61	21,0	1320	52,9	806	389
62	20,9	1510	51,9	837	417
63	20,8	1700	52,5	890	426
64	21,1	2070	53,2	955	464
65	21,2	2260	53,0	1000	473
66	20,9	2375	53,9	1022	471
67	21,1	2630	52,7	1065	492
68	21,0	2810	52,5	1100	497
69	21,0	3000	53,6	1106	505
70	21,1	3190	53,1	1107	520
71	21,0	3380	53,2	1162	520
72	20,9	3560	53,7	1174	524
73	20,8	3750	53,7	1223	524
74	26,0	750	53,2	735	255
75	26,1	939	53,3	760	334
76	26,0	1125	53,3	838	372
77	26,2	1312	52,5	884	411
78	26,0	1500	55,2	896	437
79	25,8	1690	54,2	950	454

Nr.	Po	q <sub>m</sub>	T <sub>i</sub>	q <sub>h</sub> krit	(h <sub>s</sub> - h <sub>o</sub> ) 10 <sup>-3</sup>
	bar	Kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
80	26,0	1877	54,0	1003	473
81	25,9	2060	53,5	1040	489
82	25,9	2250	54,0	1051	501
83	26,0	2360	53,8	1082	510
84	26,0	2630	52,9	1080	541
85	26,0	2820	51,8	1167	543
86	31,0	939	52,1	828	352
87	30,9	1125	58,5	859	382
88	31,0	1312	52,8	896	442
89	31,0	1500	52,4	930	480
90	30,8	1690	53,0	986	495
91	11	244	19,7	313	59
92	11	338	19,6	385	131
93	11	450	19,5	450	199
94	11	600	18,8	518	268
95	11	750	20,3	618	286
96	16	244	19,7	393	-39
97	16	338	19,6	448	103
98	16	450	19,8	532	177
99	16	600	20,1	616	252
100	16	750	19,5	712	293
101	21	244	20,0	427	-50
102	21	338	20,2	509	73
103	21	450	19,5	587	176
104	21	600	20,4	668	267
105	21	750	19,8	745	326
106	26	244	22,0	457	-64

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_{h \text{ krit}}$	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	Kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
107	26	338	19,3	539	83
108	26	450	20,7	603	201
109	26	600	19,3	694	295
110	26	750	20,5	765	357
111	31	244	20,9	481	-73
112	31	338	19,3	577	57
113	31	450	19,7	652	184
114	11	244	18,0	353	-27
115	11	338	18,1	412	8,4
116	11	450	17,8	462	18,4
117	11	600	17,8	540	248
118	11	750	18,2	582	30,7
119	16	244	19,6	385	-13
120	16	338	18,5	455	108
121	21	244	18,2	438	-53
122	21	338	17,6	502	103
123	21	450	17,5	556	228
124	26	244	18,9	457	-47
125	26	338	18,0	531	109
126	26	450	19,5	604	226
127	11	755		667	269
128	11	863	17,8	682	313
129	11	943	16,5	715	332
130	11	1035	17,4	753	344
131	11	1130	17,6	769	416
132	11	1320	17,7	831	391
133	11	1510	17,1	864	421

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	Kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
134	11	1700	17,4	897	442
135	11	1885	18,0	932	459
136	11	2070	18,2	962	306
137	11	2260	18,3	995	486
138	11	2375	17,6	1010	289
139	11	2630	18,3	1058	504
140	11	2810	18,8	1102	510
141	11	3000	18,2	1137	517
142	11	3190	17,7	1160	526
143	11	3380	18,3	1193	530
144	11	3560	18,6	1242	531
155	11	3750	18,8	1265	536
156	11	4500	18,6	1332	555
157	15,8	755	16,4	709	315
158	15,8	863	17,1	746	353
159	15,8	943	18,0	765	373
160	15,9	1035	16,6	795	405
161	16,0	1130	17,4	843	415
162	16,0	1320	17,6	872	456
163	15,8	1510	17,8	889	489
164	15,9	1700	18,0	926	512
165	15,8	1885	17,0	952	533
166	16,0	2070	17,0	996	546
167	16,0	2260	17,6	1035	555
168	15,9	2375	18,2	1048	560
169	16,0	2630	18,8	1117	567
170	16,2	2820	18,7	1165	576
171	16,1	3000	18,7	1212	580
172	16,2	3190	18,5	1239	590

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_{h \text{ krit}}$	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	Kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
173	15,9	3380	18,6	1279	590
174	15,9	3560	17,8	1300	599
175	16,0	3750	18,9	1342	602
176	15,9	4500	18,7	1453	618
177	20,9	755	17,2	765	337
178	21,0	863	18,1	773	397
179	21,0	943	16,7	818	413
180	21,0	1035	17,1	828	446
181	21,0	1130	17,1	855	467
182	21,0	1320	17,5	901	502
183	21,0	1510	17,2	945	531
184	21,0	1700	16,9	990	554
185	20,9	1885	17,4	1031	571
186	21,0	2070	16,9	1049	592
187	21,0	2260	18,4	1105	594
188	21,1	2375	18,5	1132	600
189	20,8	2630	18,9	1190	610
190	21,1	2810	18,5	1220	615
191	21,0	3000	18,5	1254	632
192	21,0	3190	18,6	1304	627
193	21,0	3380	18,4	1330	644
194	21,0	3560	18,2	1380	648
195	21,1	3750	18,5	1410	653
196	26	755	17,5	784	374
197	26,1	863	18,0	833	411
198	25,7	943	17,9	857	434
199	26,0	1035	19,0	877	460
200	26,1	1130	17,6	909	470

Nr.	Po	q <sub>m</sub>	T <sub>i</sub>	q <sub>h</sub> krit	(h <sub>s</sub> - h <sub>o</sub> ) 10 <sup>-3</sup>
	bar	Kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
201	25,9	1320	18,2	955	527
202	26,1	1510	16,9	1027	556
203	26,0	1700	18,3	1045	583
204	26,1	1885	18,6	1053	613
205	26,1	2070	17,9	1090	629
206	26,0	2260	17,9	1120	644
207	25,9	2375	18,0	1172	643
208	26,1	2630	16,2	1228	661
209	25,9	2820	18,6	1270	665
210	26,2	3000	18,3	1297	678
211	25,5	3190	18,4	1337	677
212	30,8	750	18,1	823	389
213	30,9	863	18,6	875	431
214	30,8	939	19,4	899	452
215	30,8	1030	19,8	910	481
216	30,9	1125	17,8	942	519
217	31,0	1312	18,1	974	567
218	31,0	1500	18,5	1015	593
219	30,9	1800	17,9	1060	642
220	30,8	1690	18,4	1039	628
221	29,0	2230	18,8	1158	669

VERSUCHSWERTE IM RINGSPALT MIT SANDRAUHEM KERNROHR

Mittlere arithm. Rauigkeit  $R_A = 2,6 \mu$

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
1	11	750	19,5	615	285
2	11	939	18,9	720	314
3	11	1125	18,9	752	364
4	11	1312	18,9	794	395
5	11	1500	18,8	841	418
6	11	1690	18,6	873	440
7	11	1877	19,6	803	480
8	11	2060	18,7	940	466
9	11	2250	19,0	998	471
10	11	2320	18,7	1057	472
11	11	2630	19,1	999	504
12	11	3190	20,1	1090	518
13	111	3750	22,9	1210	519
14	16,2	750	16,3	687	332
15	15,9	939	17,7	807	355
16	16,0	1125	18,5	830	415
17	16,2	1312	18,7	886	449
18	15,9	1500	18,9	913	378
19	16,2	1690	18,9	955	501
20	16,0	1877	19,0	980	520
21	16,0	2060	17,2	1060	530
22	16,0	2250	19,0	1085	539

Nr.	Po	q <sub>m</sub>	T <sub>i</sub>	q <sub>h krit</sub>	(h <sub>s</sub> -h <sub>o</sub> ) 10 <sup>-3</sup>
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	W <sub>s</sub> /kg
23	16	2320	18,8	1135	750
24	16	2630	19,6	1095	568
25	16	3190	21,9	1160	585
26	16	3750	23,8	1245	604
27	21,0	750	15,7	654	416
28	20,8	939	17,0	818	408
29	21	1125	18,0	883	451
30	20,9	1312	18,6	946	480
31	20,9	1500	18,9	998	507
32	20,9	1690	18,0	1062	530
33	21	1877	16,3	1095	359
34	21	2060	18,7	1112	570
35	20,9	2250	18,6	1140	586
36	20,8	2320	18,7	1180	589
37	21	2630	26,0	1080	606
38	21	3710	22,1	1283	660
39	26,0	1755	17,4	778	379
40	26,0	943	19,0	890	416
41	26,0	1130	18,8	926	478
42	26	1320	17,6	948	531
43	26	1510	25,1	1015	529
44	26	1700	18,5	1078	570
45	26	2070	19,7	1188	597
46	26	2375	20,5	1290	611
47	26	2810	18,0	1150	690

VERSUCHSWERTE IM RINGSPALT MIT RÄNDELRAUHEM KERNROHR

Steigung  $s = 0,4$

Mittlere arithm. Höhe  $R_A = 0,065 \text{ mm}$

Nr.	Po	$q_m$	$T_1$	$q_{h \text{ krit.}}$	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
1	11	244	15,6	357	- 24
2	11	338	15,8	396	+118
3	11	450	15,4	467	188
4	11	600	15,2	543	255
5	11	755	15,7	583	315
6	11	863	15,8	656	323
7	11	1035	15,8	770	330
8	11	1130	15,9	783	355
9	11	1320	16,2	792	398
10	11	1510	16,0	891	404
11	11	1700	16,3	930	425
12	11	1885	16,0	972	441
13	11	2070	16,5	971	463
14	11	2260	16,4	1050	466
15	11	2375	16,8	1102	464
16	11	2630	16,7	1200	466
17	11	2810	16,5	1223	481
18	11	3000	16,8	1250	489
19	26	755	16,0	796	343
20	26	863	16,2	839	385
21	26	943	15,8	880	405
22	26	1035	15,5	917	432

Nr.	Po	q <sub>m</sub>	T <sub>i</sub>	q <sub>h krit</sub>	(h <sub>s</sub> - h <sub>o</sub> ) 10 <sup>-3</sup>
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
23	26	1130	15,2	418	454
24	26	1320	15,1	1022	487
25	26	1510	14,9	1037	531
26	26	1700	15,0	1080	557
27	26	1885	15,2	1120	576
28	26	2070	15,4	1133	600
29	26	2260	16,0	1184	608
30	26	2375	16,0	1252	605
31	26	2630	17,0	1319	615
32	26	2810	17,9	1360	620
33	26	3000	18,7	1415	625
34	31	244	15,8	514	- 136
35	31	338	16,0	585	+ 48
36	31	450	14,9	669	176
37	31	600	14,8	767	279
38	21	1320	15,1	1000	451
39	21	1510	15,8	1038	481
40	21	1700	15,5	1073	511
41	21	1885	16,0	1110	530
42	21	2070	16,2	1122	553
43	21	2260	16,3	1143	571
44	21	2375	15,6	1213	571
45	21	2630	17,1	1253	582
46	21	2810	17,9	1315	583
47	21	3000	17,7	1395	584
48	21	3190	17,8	1435	591

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
49	21	3380	17,8	1475	597
50	21	3560	17,5	1537	603
51	21	3750	19,5	1605	604
52	26	244	14,9	475	-93
53	26	338	14,9	555	+60
54	26	450	14,7	622	190
55	26	600	14,8	723	277
56	26	755	15,5	826	326
57	16	2260	16,1	1125	516
58	16	2375	16,0	1151	522
59	16	2630	16,7	1264	523
60	16	2810	17,0	1302	530
61	16	3000	16,8	1345	539
62	16	3190	16,8	1373	547
63	16	3380	16,8	1400	555
64	16	3560	16,5	1431	563
65	16	3750	16,8	1462	568
66	16	244	15,8	468	-128
67	21	338	15,7	516	+68
68	21	450	14,8	598	172
69	21	600	14,9	692	258
70	21	755	15,7	787	307
71	21	755	15,1	803	298
72	21	863	15,8	785	372
73	21	943	15,5	830	383

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit.	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
74	21	1035	16,0	913	385
75	21	1130	16,1	929	415
76	21	3190	16,8	1280	495
77	21	3380	16,6	1355	496
78	21	3560	16,7	1390	502
79	21	3750	17,0	1425	505
80	16	244	16,0	432	-114
81	16	338	14,9	476	+72
82	16	450	14,9	434	183
83	16	600	15,0	622	258
84	16	755	15,8	723	287
85	16	755	14,8	661	335
86	16	863	15,9	705	360
87	16	943	15,5	745	374
88	16	1035	14,9	826	374
89	16	1130	15,2	842	399
90	16	1320	14,9	890	435
91	16	1510	16,0	963	446
92	16	1700	16,2	988	473
93	16	1885	15,9	1017	496
94	16	2070	16,4	1092	501
95	16	755	15,4	848	350
96	16	755	14,6	847	355
97	16	863	15,5	880	404

Nr.	Po	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit.	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	$kg/m^2 s$	$^{\circ}C$	$W/cm^2$	$Ws/kg$
98	31	755	15,4	848	350
99	31	755	14,6	847	355
100	31	863	25,5	880	404
101	31	943	15,8	895	434
102	31	1035	15,3	957	451
103	31	1130	14,9	1001	471
104	31	1320	14,6	1025	527
105	31	1510	14,9	1080	556
106	31	1700	14,8	1117	584

VERSUCHSWERTE IM RINGSPALT MIT RÄNDELRAUHEM KERNROHR

Steigung  $s = 1 \text{ mm}$

Mittlere aritmetische Höhe  $R_A = 0,3 \text{ mm}$

Nr.	P	$q_m$	$T_i$	$q_h \text{ krit}$	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	$\text{kg/m}^2 \text{ s}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{W/cm}^2$	$\text{Ws/kg}$
1	11	244	18,3	335	21
2	11	338	18,2	385	141
3	11	444	19,2	442	213
4	11	600	18,9	532	263
5	11	750	18,6	624	290
6	11	755	17,6	641	290
7	11	939	18,3	671	350
8	11	939	17,1	708	334
9	11	1125	17,0	830	345
10	11	1125	18,6	789	355
11	11	1125	17,7	773	365
12	11	1320	17,1	900	370
13	11	1500	17,0	1015	374
14	11	1500	18,1	960	388
15	11	1500	17,3	1000	378
16	11	1690	17,8	1015	407
17	11	1690	19,1	1130	368
18	11	1885	17,7	1055	428
19	11	1885	17,7	1083	420
20	11	2060	18,0	1105	440
21	11	2260	17,0	1135	459
22	11	2370	18,2	1200	456
23	11	2370	17,7	1185	457
24	11	2370	18,1	1160	461
25	11	3000	17,5	1260	499
26	11	3190	17,8	1320	499
27	11	3380	17,8	1345	507
28	11	3560	17,3	1385	516
29	11	3750	17,5	1420	519
30	16	450	18,5	553	161
31	16	600	18,8	635	243
32	16	750	18,7	736	291
33	16	755	17,1	839	293
34	16	939	18,7	878	303
35	16	939	18,5	784	356

Nr.	P	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
36	16	450	18,5	553	161
37	16	600	18,8	635	243
38	16	750	18,7	736	291
39	16	755	17,1	839	293
40	16	939	18,7	878	303
41	16	939	18,5	784	356
42	16	1125	17,2	912	372
43	16	1125	19,1	962	344
44	16	1500	17,8	1043	427
45	16	1500	17,6	1065	423
46	16	1500	18,0	1065	420
47	16	1690	18,7	1130	435
48	16	1690	18,7	1100	445
49	16	1885	17,0	1240	551
50	16	1885	17,2	1160	468
51	16	1885	17,6	1165	464
52	16	2060	18,0	1175	488
53	16	2060	17,1	1118	506
54	16	2260	17,6	1240	499
55	16	2370	18,0	1253	508
56	16	2370	17,7	1270	505
57	16	2370	18,8	1255	504
58	16	2630	17,3	1280	532
59	16	2810	17,8	1309	541
60	16	3000	18,1	1360	545
61	16	3190	18,1	1395	553
62	16	3380	17,8	1440	560
63	16	3560	17,8	1460	568
64	16	3750	18,2	1490	573
65	21	450	18,0	636	132
66	21	600	19,7	718	230
67	21	750	18,8	808	292
68	21	755	18,2	833	287
69	21	939	17,3	898	359
70	21	939	18,0	940	333
71	21	939	16,8	894	362
72	21	1125	18,6	988	392
73	21	1125	18,6	978	397
74	21	1125	17,0	965	409
75	21	1320	18,1	1090	417
76	21	1500	17,5	1115	464
77	21	1500	17,8	1105	466
78	21	1500	17,8	1120	461
79	21	1690	17,3	1145	498

Nr.	P	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
80	21	1690	18,8	1160	486
81	21	1885	17,3	1175	523
82	21	1885	18,2	1190	515
83	21	2060	17,3	1200	545
84	21	2060	17,0	1215	543
85	21	2260	17,0	1245	560
86	21	2370	17,1	1295	562
87	21	2370	18,3	1285	559
88	21	2370	18,0	1285	560
89	21	2630	18,3	1315	580
90	21	2810	18,2	1350	592
91	21	3000	18,5	1405	597
92	21	3190	17,6	1440	607
93	21	3380	17,8	1500	610
94	21	3560	18,6	1540	613
95	21	3750	18,2	1580	621
96	26	450	17,8	665	142
97	26	600	17,1	758	254
98	26	750	18,5	880	293
99	26	750	18,2	840	323
100	26	755	17,2	838	326
101	26	755	17,0	887	302
102	26	939	16,8	956	375
103	26	939	17,1	933	443
104	26	939	18,1	985	356
105	26	939	17,0	983	361
106	26	939	18,8	988	349
107	26	1125	18,6	1030	418
108	26	1125	17,3	1015	430
109	26	1125	17,0	1030	425
110	26	1125	17,0	993	443
111	26	1500	17,0	1100	515
112	26	1500	16,8	1140	503
113	26	1500	17,0	1150	499
114	26	1500	17,1	1065	527
115	26	1885	16,8	1200	562
116	26	1885	17,0	1240	551
117	26	1885	17,1	1235	552
118	26	2060	17,0	1270	574
119	26	2060	17,2	1276	571
120	26	2260	17,2	1295	595
121	26	2370	17,7	1300	603
122	26	2370	17,3	1310	603
123	26	2370	18,1	1325	596

Nr.	P	$q_m$	$T_i$	$q_h$ krit	$(h_s - h_o) 10^{-3}$
	bar	kg/m <sup>2</sup> s	°C	W/cm <sup>2</sup>	Ws/kg
124	26	2370	17,2	1320	601
125	26	2630	19,1	1390	608
126	26	2810	18,5	1450	617
127	31	450	19,4	600	159
128	31	600	17,1	811	247
129	31	750	17,6	929	301
130	31	755	18,2	906	315
131	31	755	17,2	898	333
132	31	939	17,2	1047	363
133	31	939	17,0	1045	364
134	31	939	19,1	1030	363
135	31	939	18,0	938	418
136	31	1125	17,8	1070	443
137	31	1125	17,7	1000	439
138	31	1125	17,3	1085	438
139	31	1125	17,0	1063	450
140	31	1320	17,6	1175	471
141	31	1500	16,8	1120	546
142	31	1500	17,0	1120	548
143	31	1500	16,8	1135	543
144	31	1500	17,3	1200	520
145	31	1690	18,0	1225	553
146	31	1690	17,1	1175	567
147	31	1690	17,6	1215	558
148	31	1690	16,8	1185	569
149	31	1690	17,3	1190	567



1) Glattes Innenrohr  $d_a = 12\text{ mm}$

Mittlere arithmetische Rauigkeit  $R_A = 0,15\mu$

Maximale Rauigkeitshöhe  $R_{T\max} = 25\mu$



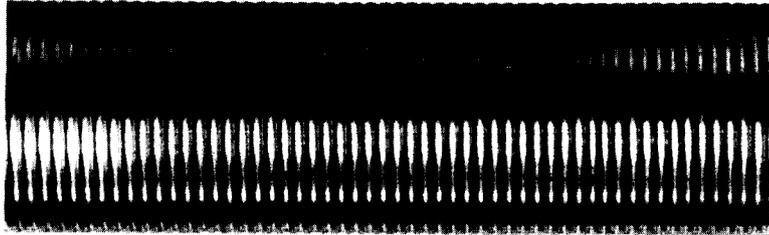
2) Sandgestrahltes Innenrohr  $d_a = 12\text{ mm}$

Mittlere arithmetische Rauigkeit  $R_A = 2,6\mu$

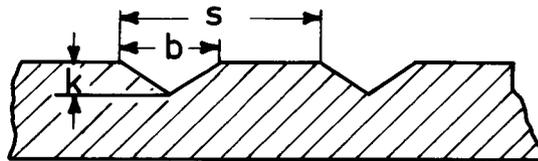
Maximale Rauigkeitshöhe  $R_{T\max} = 25\mu$

Abb. 1

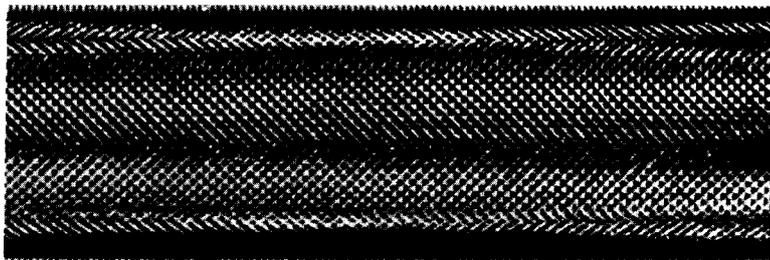
Form und Abmaße der untersuchten  
Rauigkeiten



3) Innenrohr mit eingedrehten dreieckigen Rillen.



$s = 0,6 \text{ mm}$   
 $b = 0,3 \text{ mm}$   
 $k = 0,095 \text{ mm}$



4) Innenrohr mit Rändelrauhigkeiten  $45^\circ$

$s = 0,4 \text{ und } 1,0 \text{ mm}$

Mittlere arithmetische Höhe

$R_A = 0,065 (s = 0,4) \text{ mm}$

$R_A = 0,3 (s = 1,0) \text{ mm}$

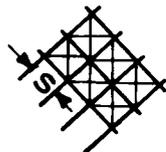
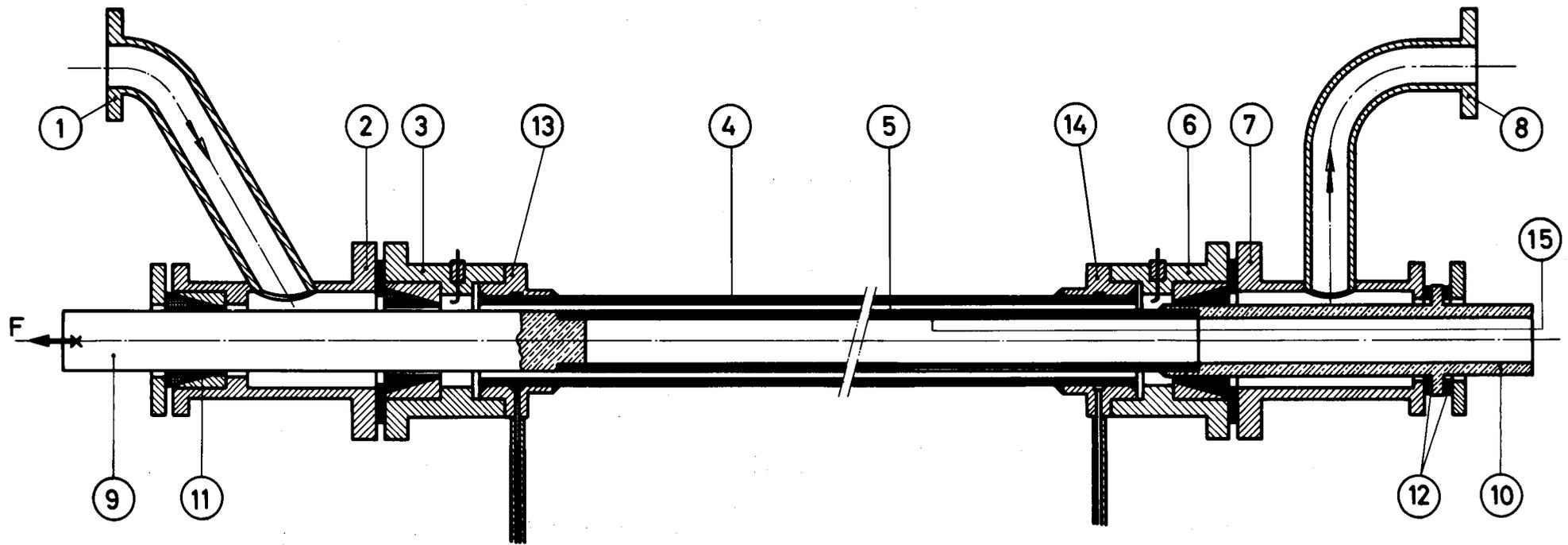


Abb. 2

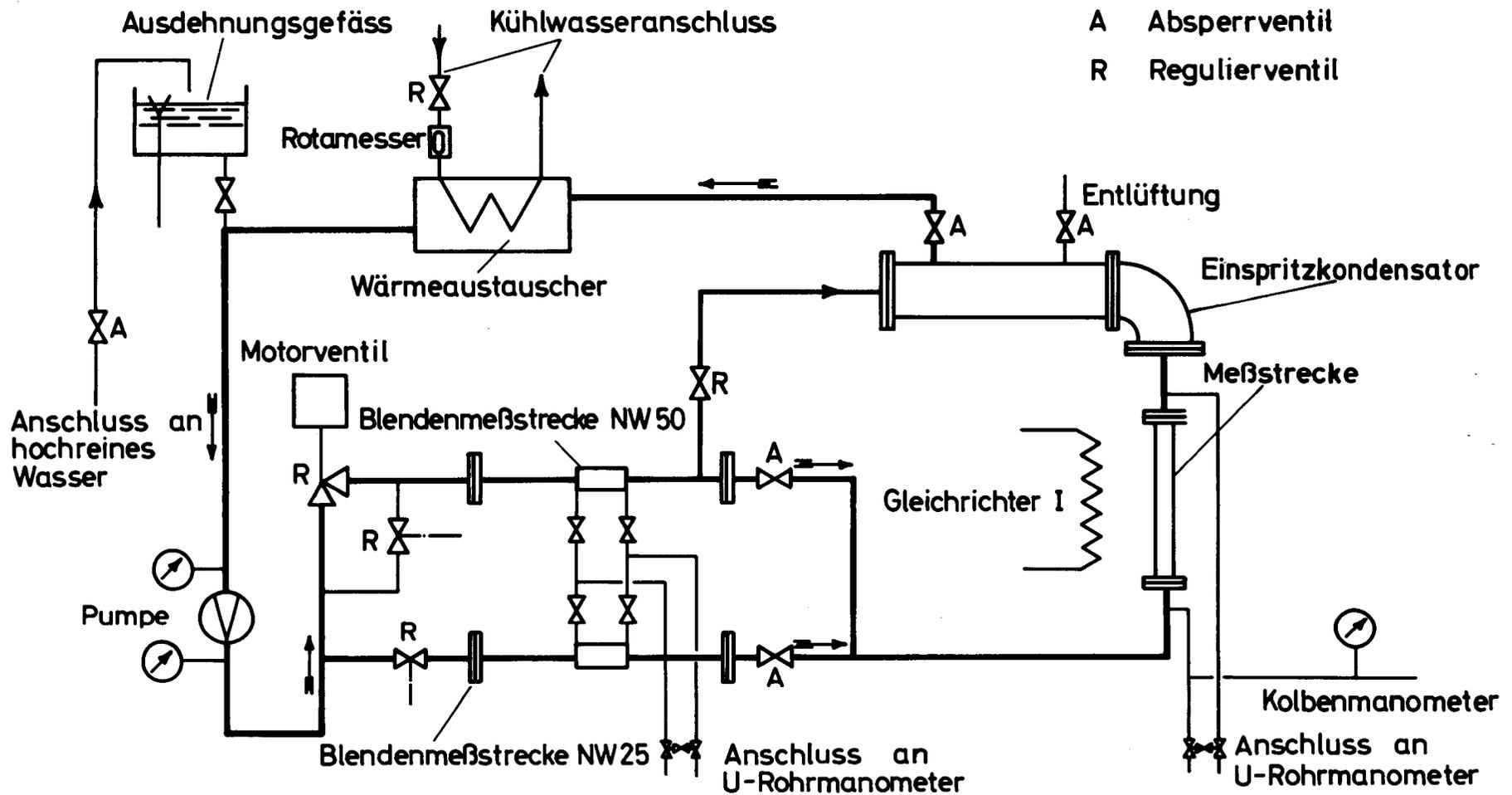
Form und Abmaße der untersuchten  
 Rauigkeiten



- |                         |                        |                          |                              |
|-------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------|
| ① Unterer Zulaufstutzen | ⑤ Inneres Versuchsrohr | ⑨ } Stromzuführungen des | ⑬ } Endstücke mit Ringkammer |
| ② Unteres Kopfstück     | ⑥ Oberes Zentrierstück | ⑩ } inneren Rohres       | ⑭ } und Druckenbohrungen     |
| ③ Unteres Zentrierstück | ⑦ Oberes Kopfstück     | ⑪ } Isolations- und      | ⑮ Potentialabgriff für       |
| ④ Äußeres Versuchsrohr  | ⑧ Oberer Zulaufstutzen | ⑫ } Abdichtungsstücke    | Burnoutdetektor              |

Abb. 3

**Versuchsmessstrecke**  
 Aufbau als Ringspaltmessstrecke



A Absperrventil  
R Regulierventil

Abb. 4

Schema des Versuchskreislaufes

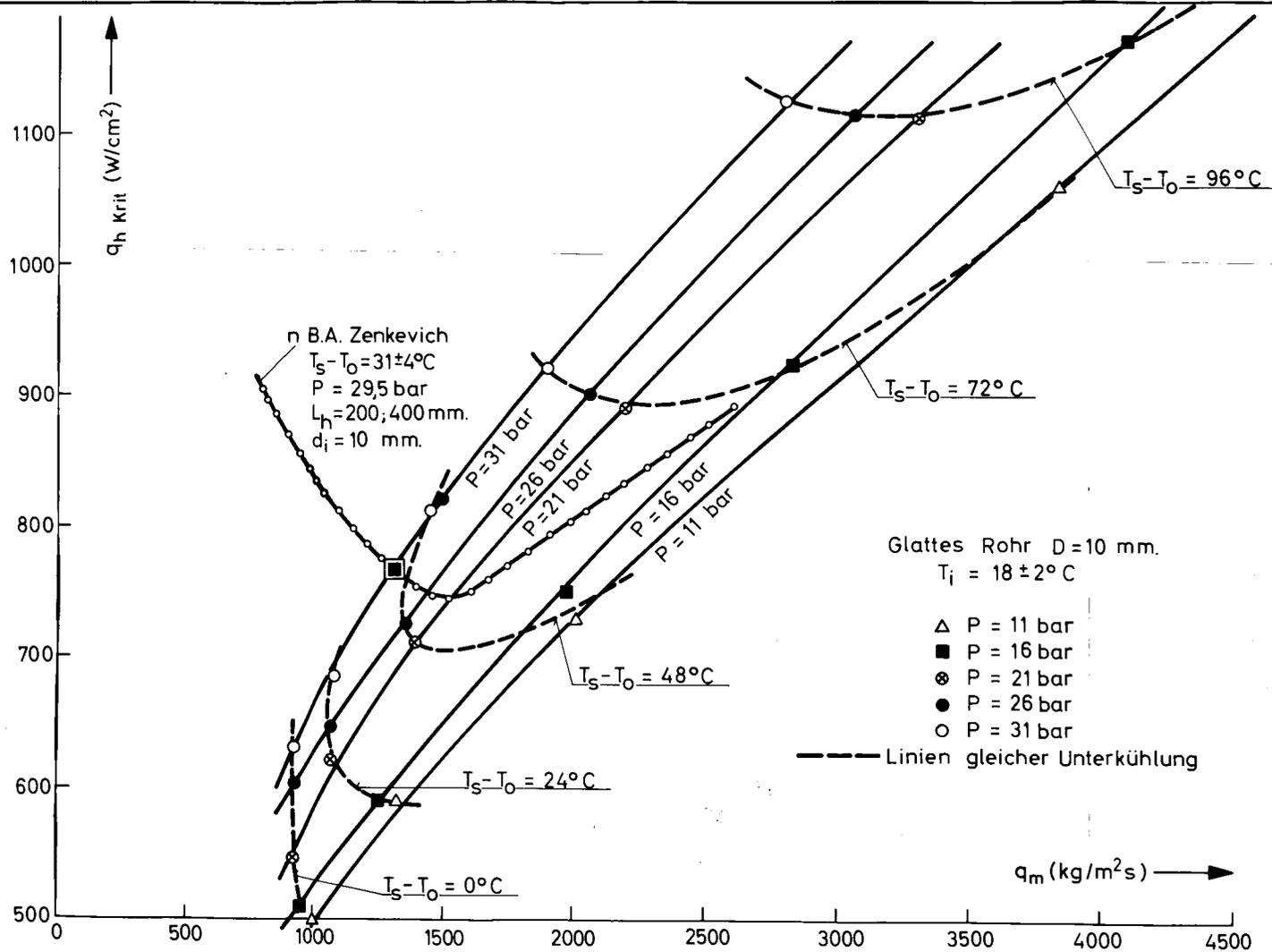


Abb. 5

Abhängigkeit der Kritischen Wärmestromdichte im glatten Rohr  
 von der Massenstromdichte für verschiedene Drücke und  
 Austrittsunterkühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur



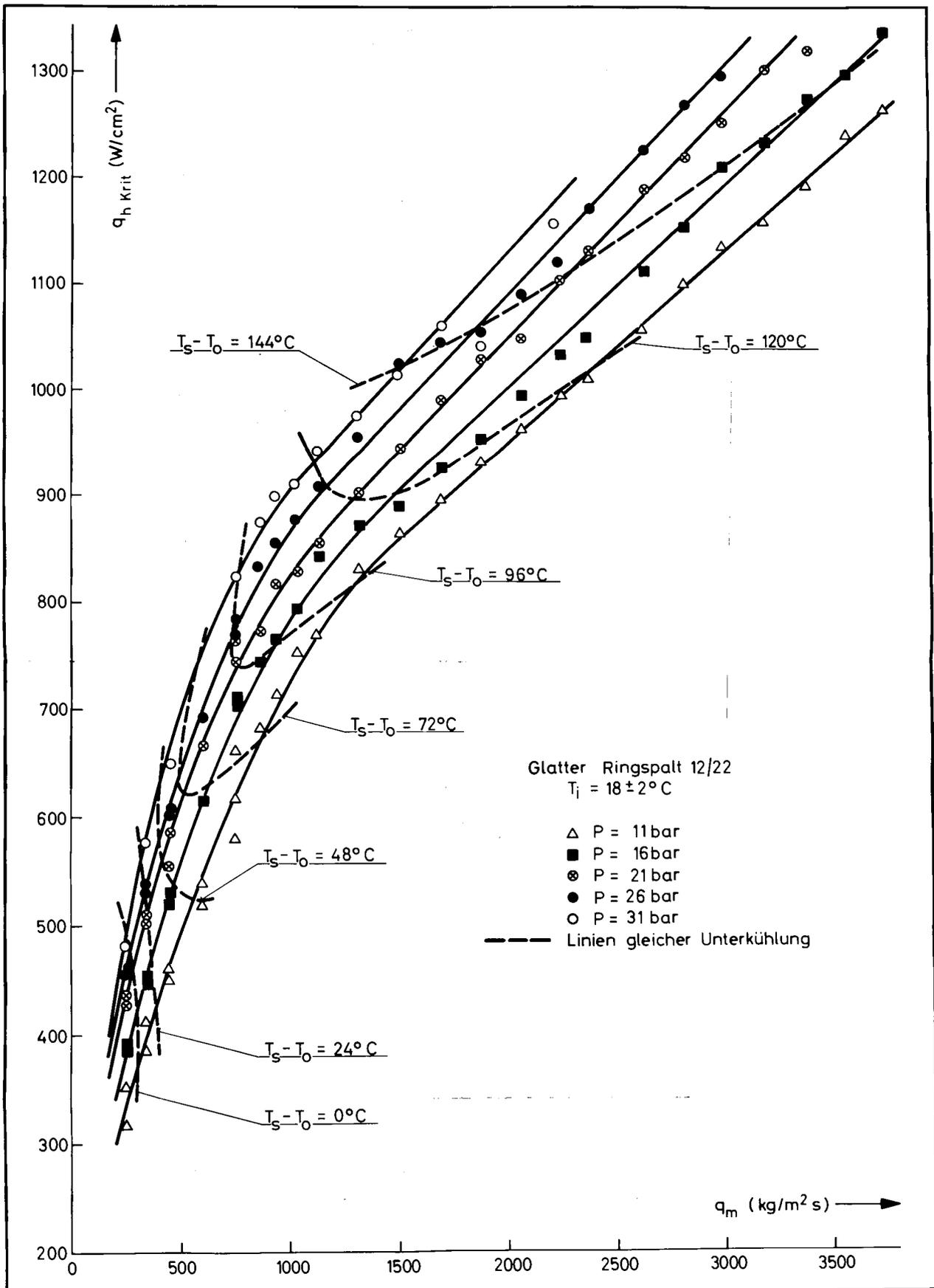


Abb. 6

Abhängigkeit der Kritischen Wärmestromdichte  
 im glatten Ringspalt von der Massenstromdichte  
 für verschiedene Drücke und Austrittsunter-  
 kühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur



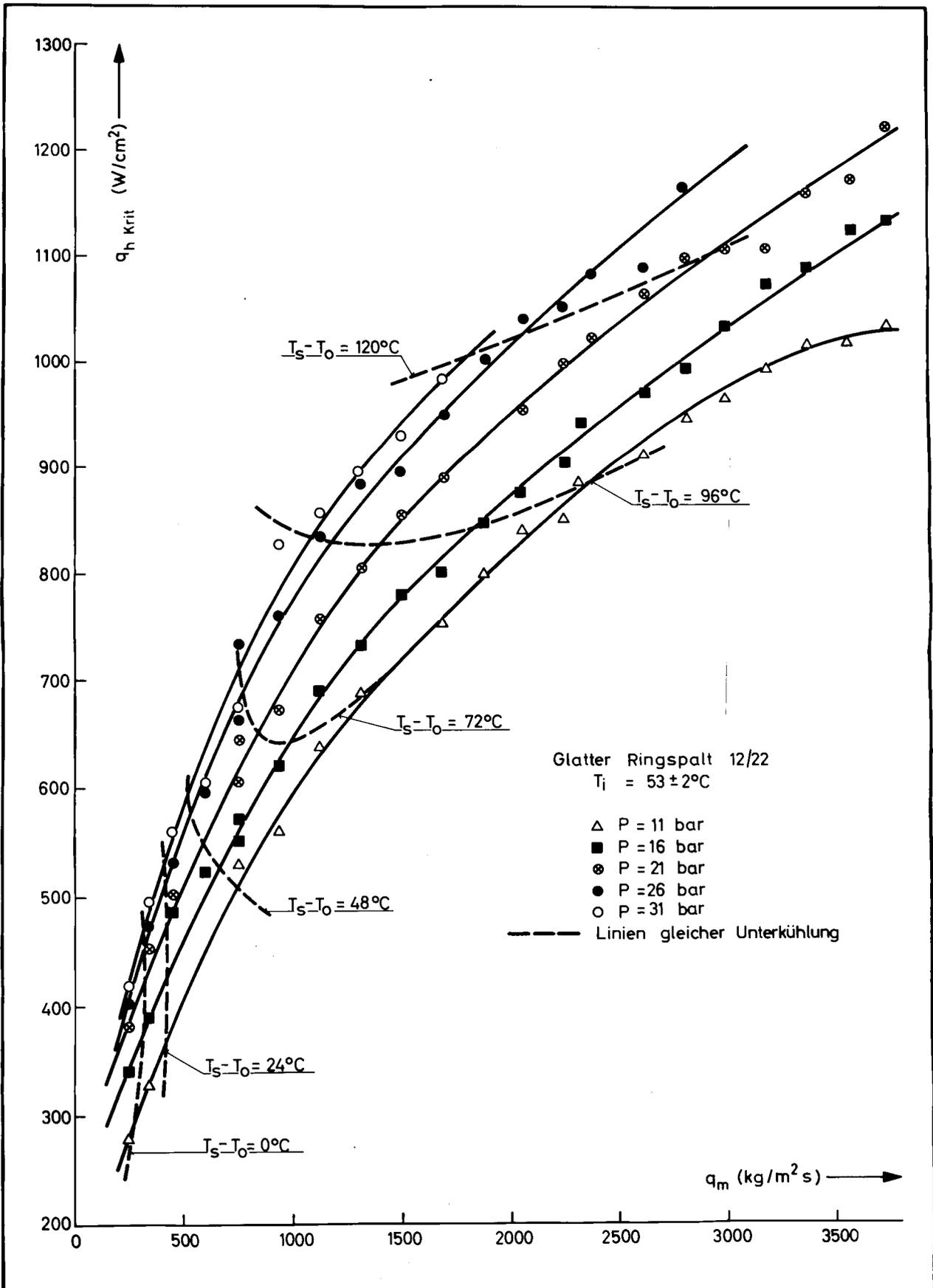


Abb. 7

Abhängigkeit der Kritischen Wärmestromdichte  
 im glatten Ringspalt von der Massenstromdichte  
 für verschiedene Drücke und Austrittsunter-  
 kühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur



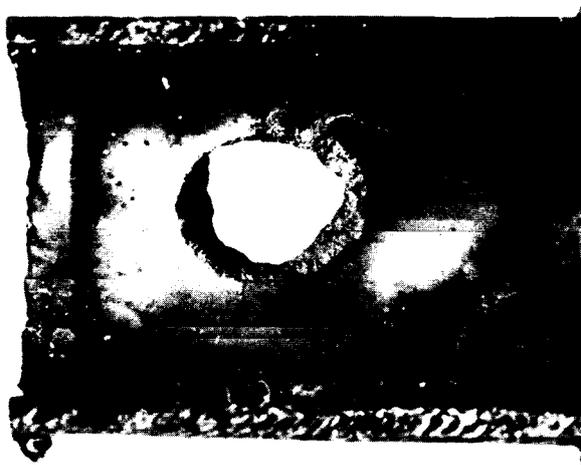


Abb. 8

Burnout Kontrollversuch ohne Burnout detektor  
bei Austrittsunterkühlung  $T_s - T_o \approx 6^\circ\text{C}$  Beheiztes  
Innenrohr des Ringspaltes  $d_i / d_a = 10/12\text{mm}$

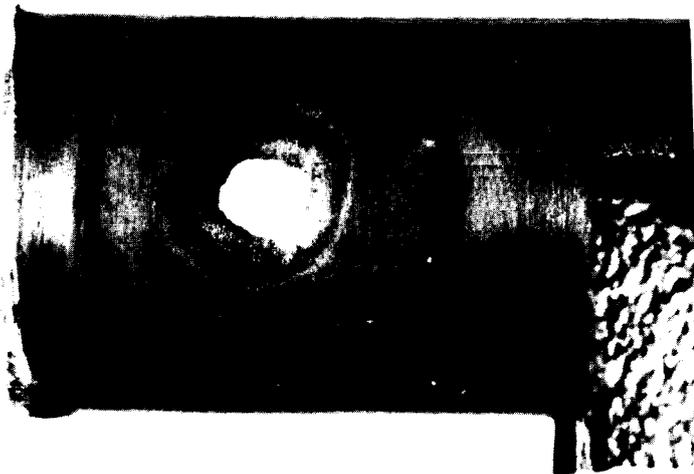


Abb. 9

Burnout Kontrollversuch ohne Burnout detektor  
bei Austrittsunterkühlung  $T_s - T_0 \approx 16^\circ\text{C}$  Beheiztes  
Innenrohr des Ringspaltes  $d_i/d_a = 10/12\text{ mm}$

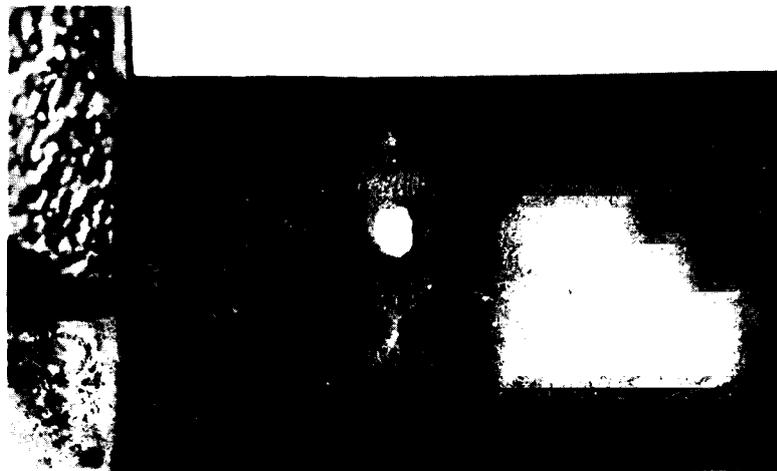
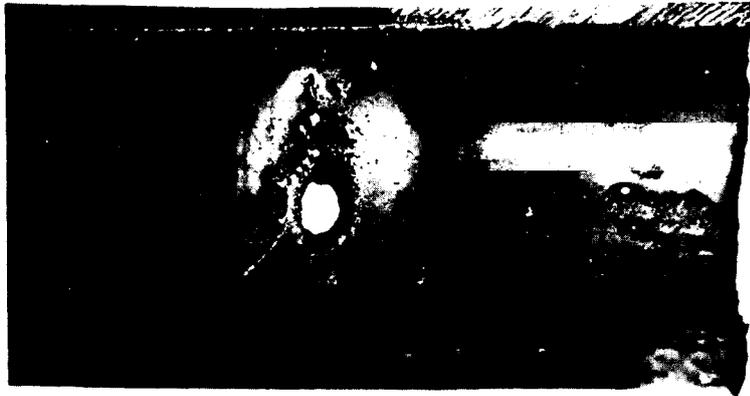


Abb. 10 Burnout kontrollversuch ohne Burnout detektor bei Austrittsunterkühlung  $T_s - T_o \approx 44^\circ\text{C}$  Beheiztes Innenrohr des Ringspaltes  $d_i / d_a = 10/12$  mm

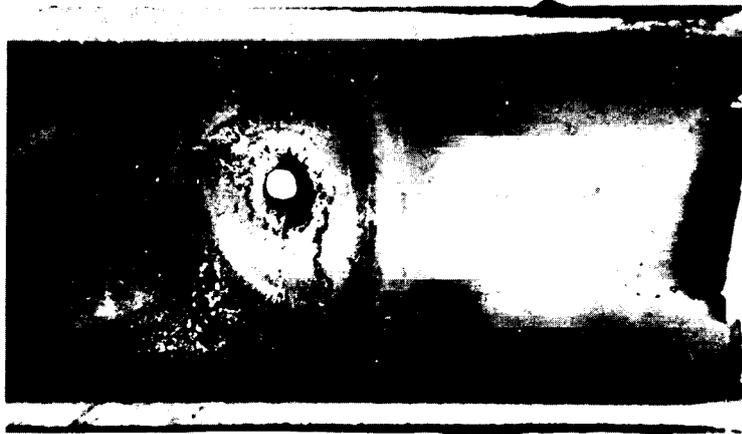


Abb.11 Burnout Kontrollversuch ohne Burnout detektor  
bei Austrittsunterkühlung  $T_s - T_o \approx 68^\circ\text{C}$  Beheiztes  
Innenrohr des Ringspaltes  $d_i/d_a = 10/12\text{mm}$

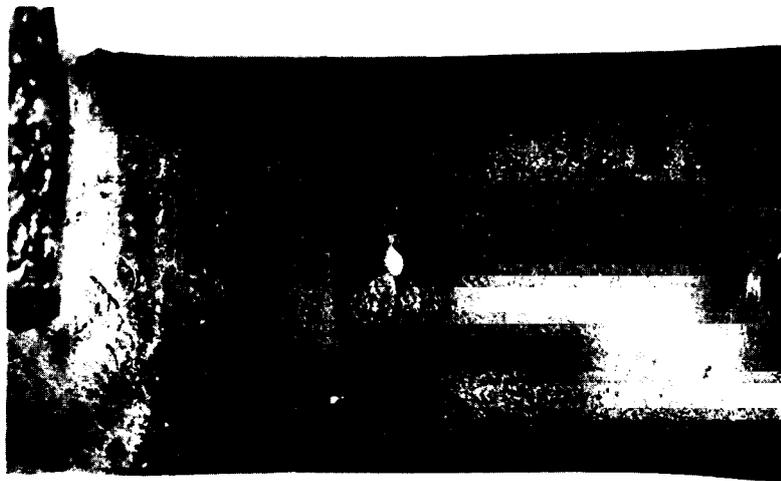


Abb.12 Burnout Kontrollversuch ohne Burnout detektor  
bei Austrittsunterkühlung  $T_s - T_o \approx 95^\circ\text{C}$  Beheiztes  
Innenrohr des Ringspaltes  $d_i/d_a = 10/12\text{mm}$

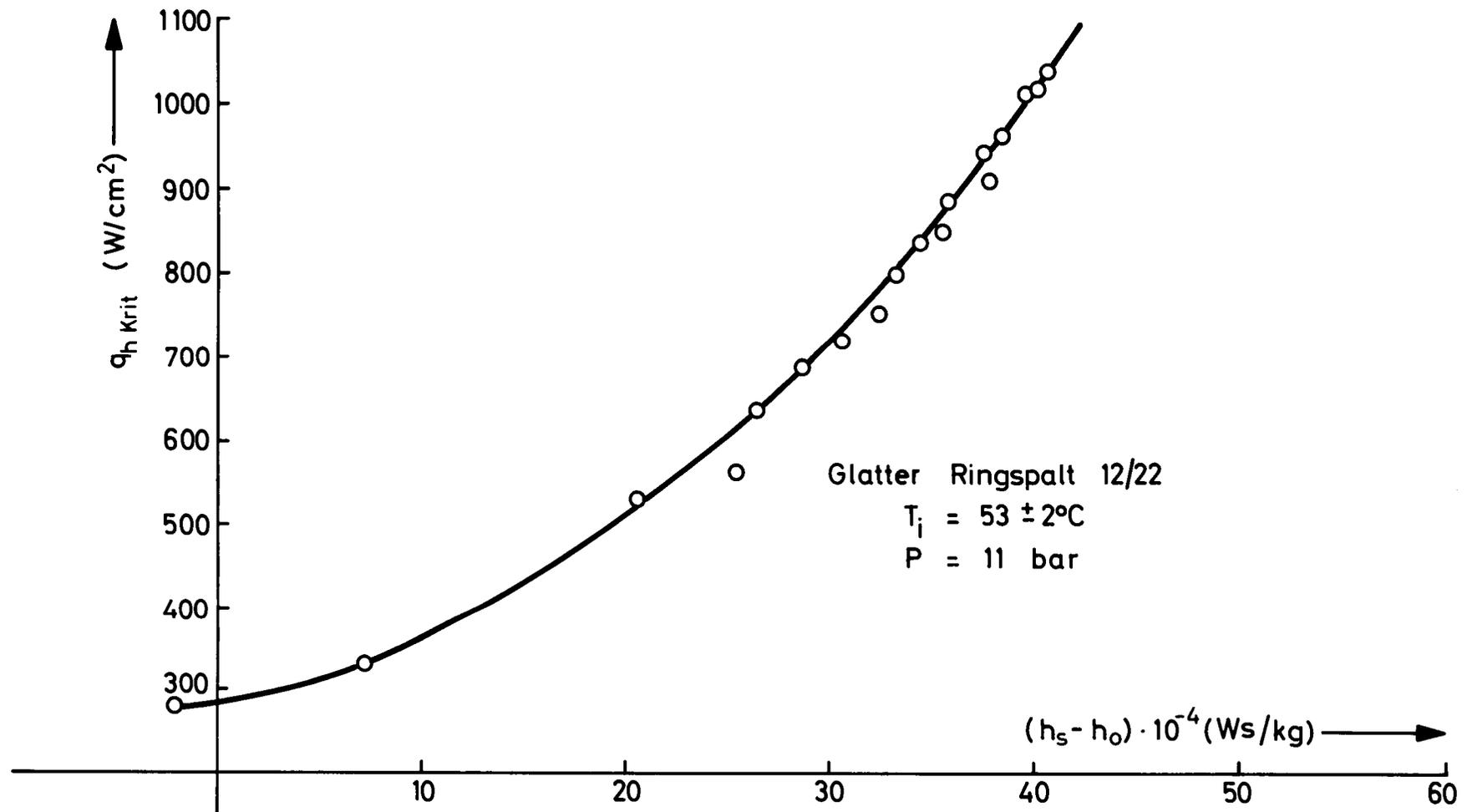


Abb. 13

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der  
 Unterkühlung bei Konstantem Druck und Ein-  
 trittstemperatur für glatten Ringspalt 12/22

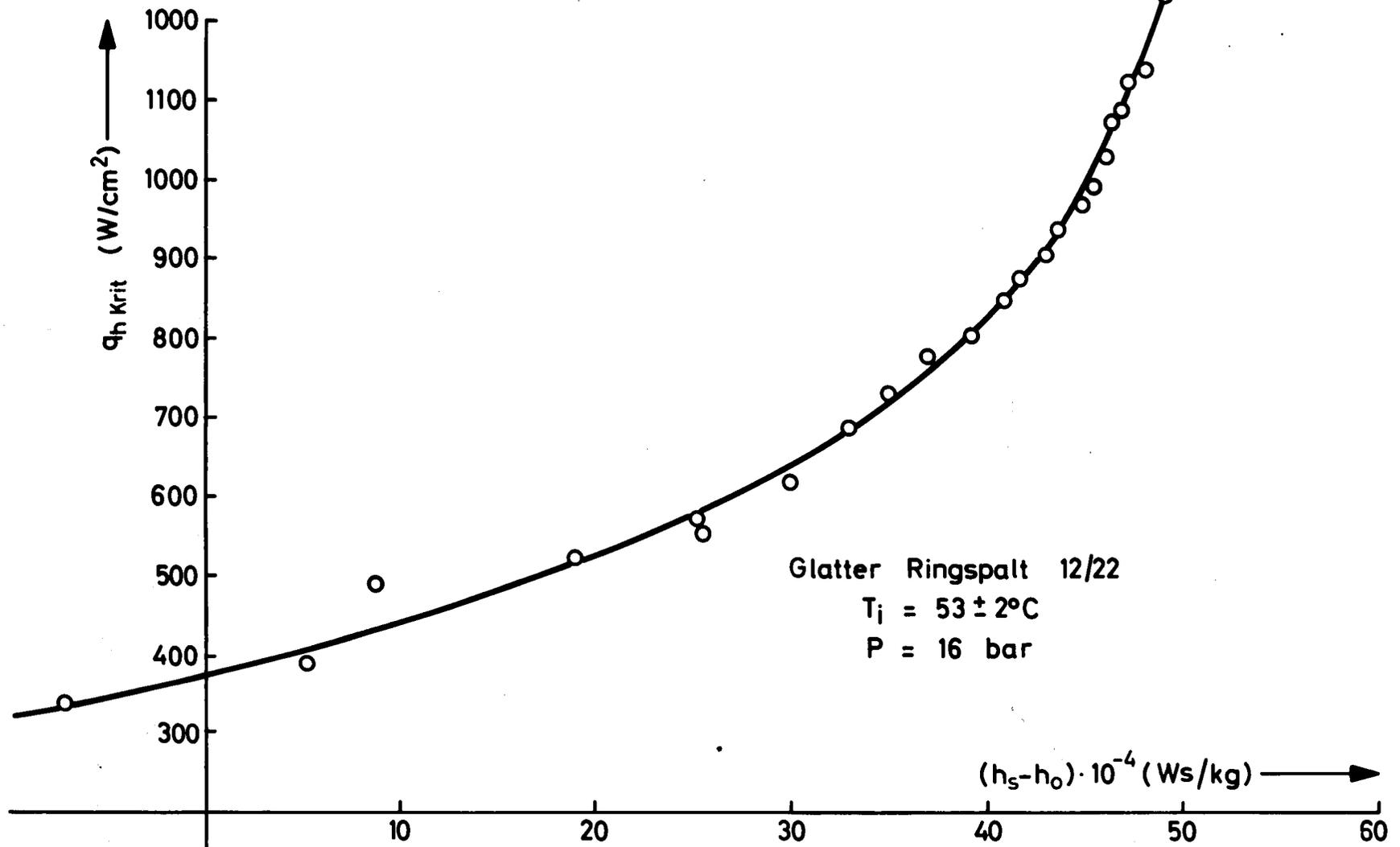


Abb. 14

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der  
 Unterkühlung bei konstantem Druck und Ein-  
 trittstemperatur für glatten Ringspalt 12/22

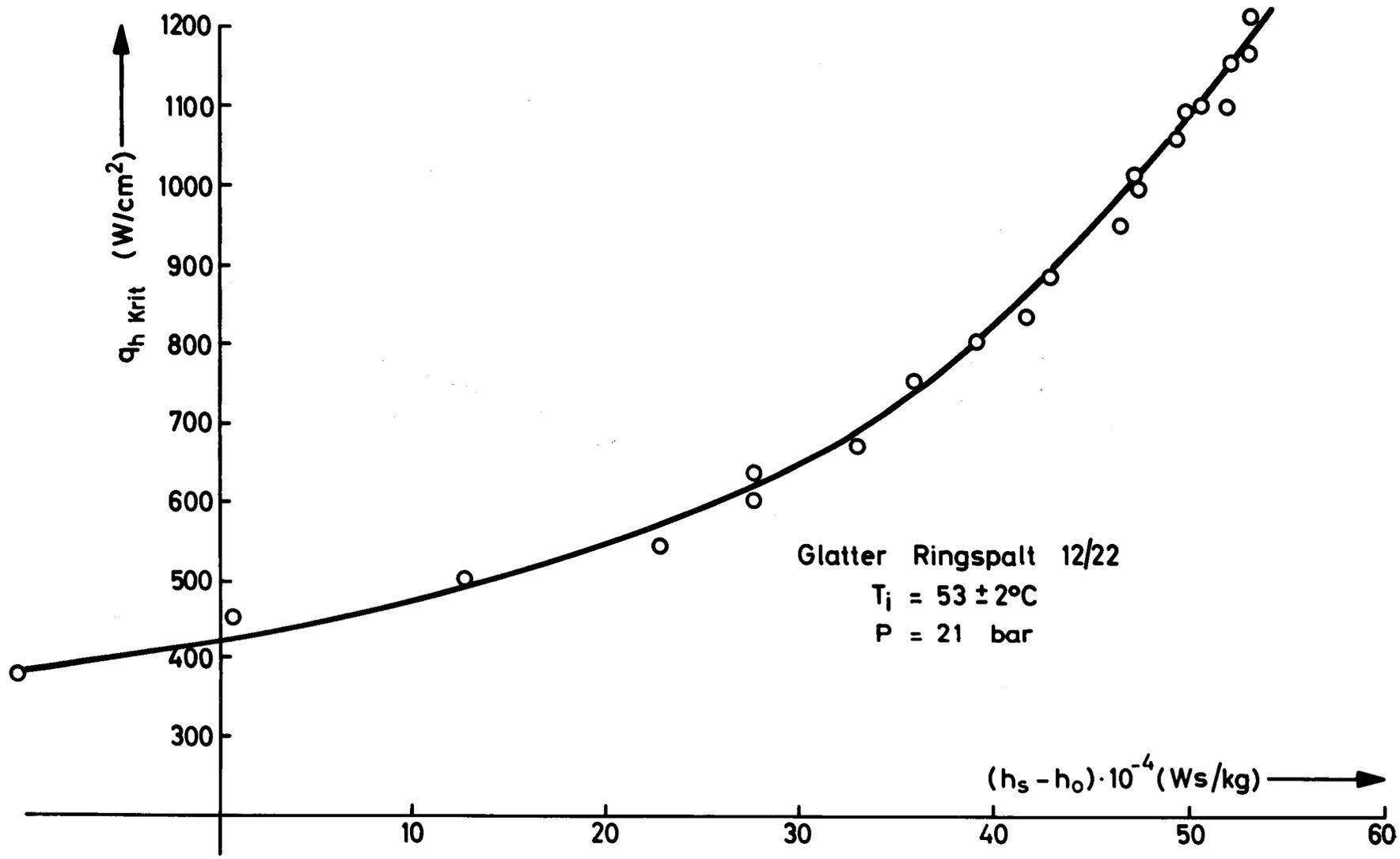


Abb. 15

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konstantem Druck und Eintrittstemperatur für glatten Ringspalt 12/22

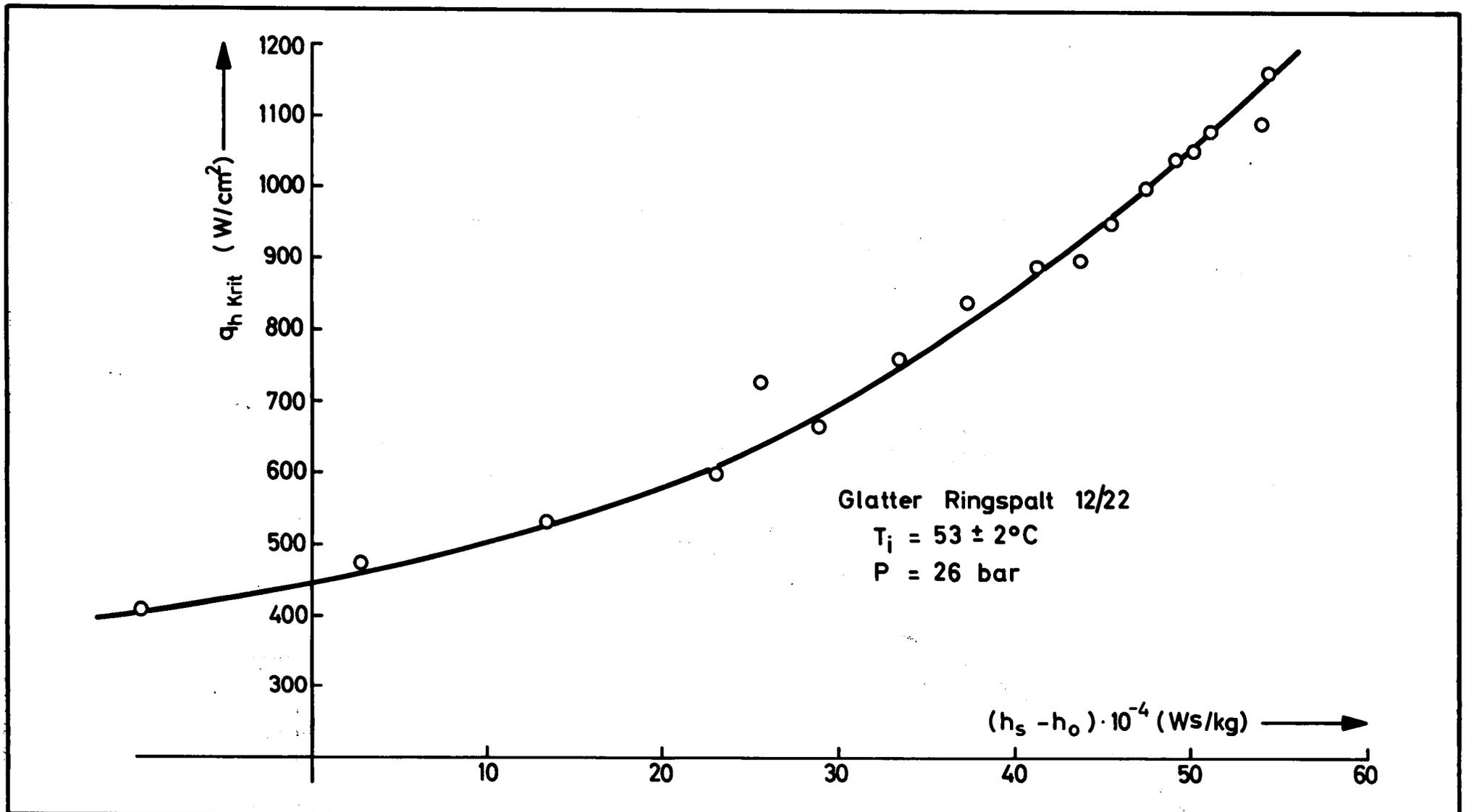


Abb. 16

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konstantem Druck und Eintrittstemperatur für glatten Ringspalt 12/22

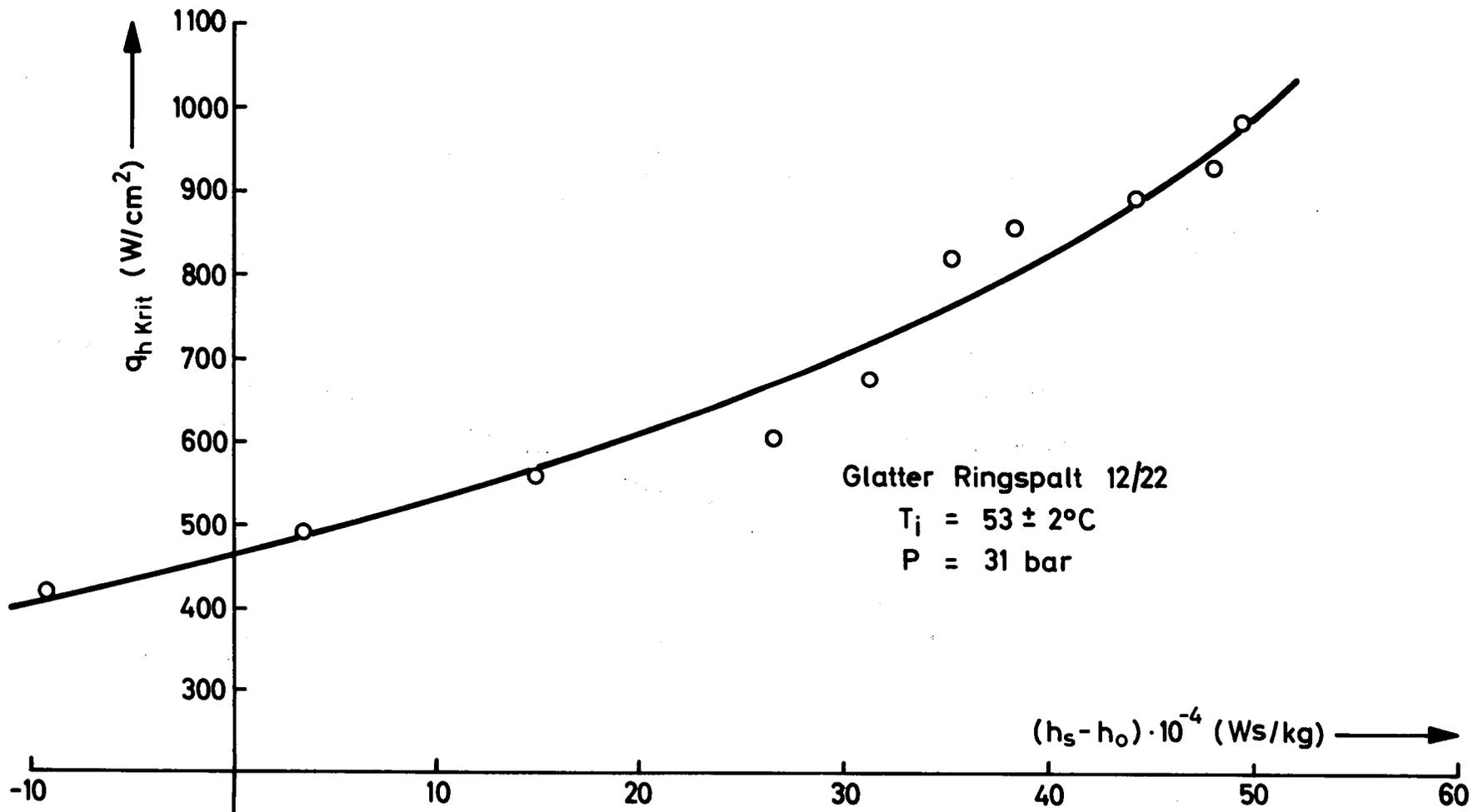


Abb. 17

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der  
 Unterkühlung bei konstantem Druck und Ein-  
 trittstemperatur für glatten Ringspalt 12/22

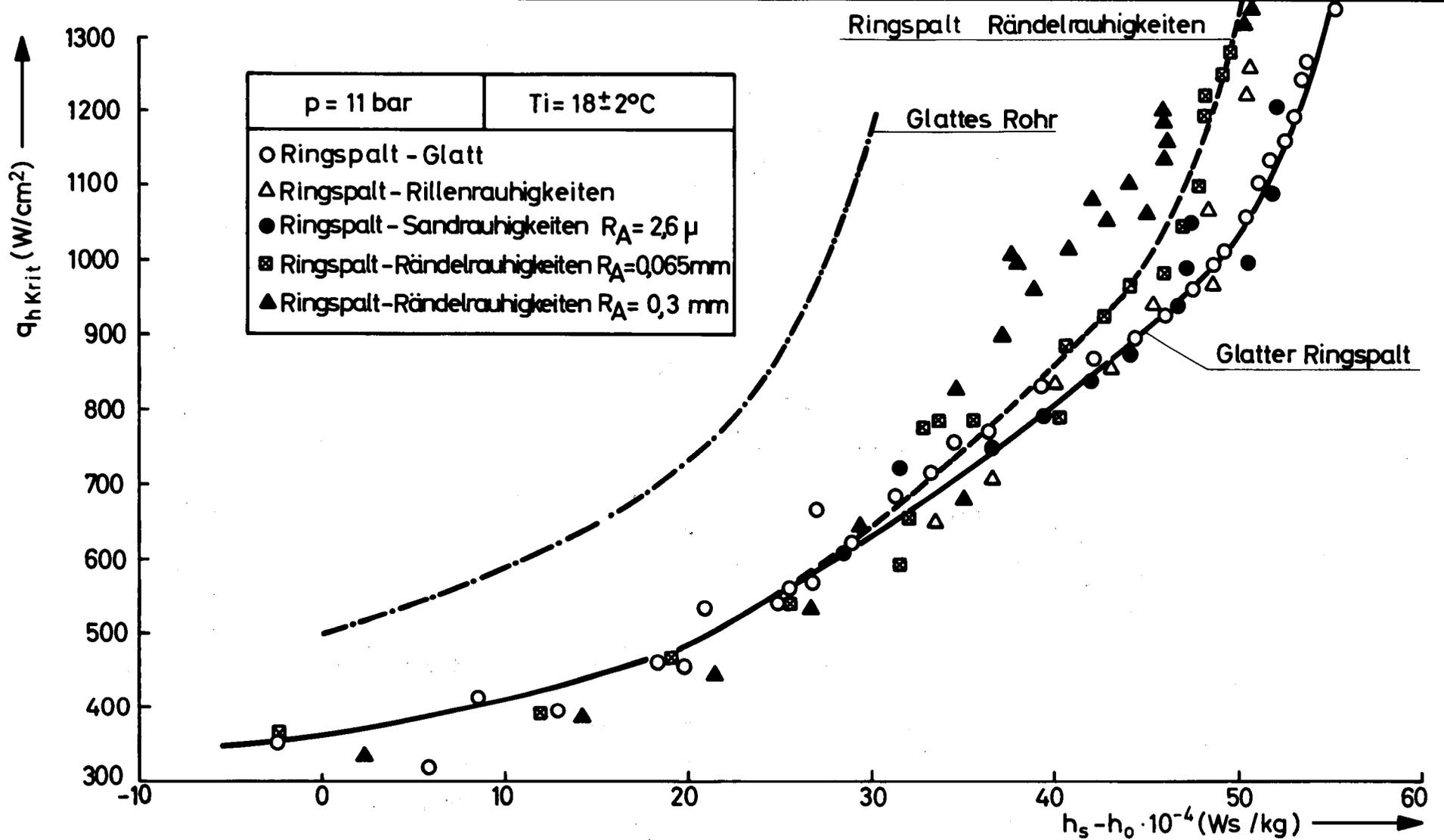


Abb. 18

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konst. Druck und konst. Eintrittstemperatur für glatte und raue Ringspalte.

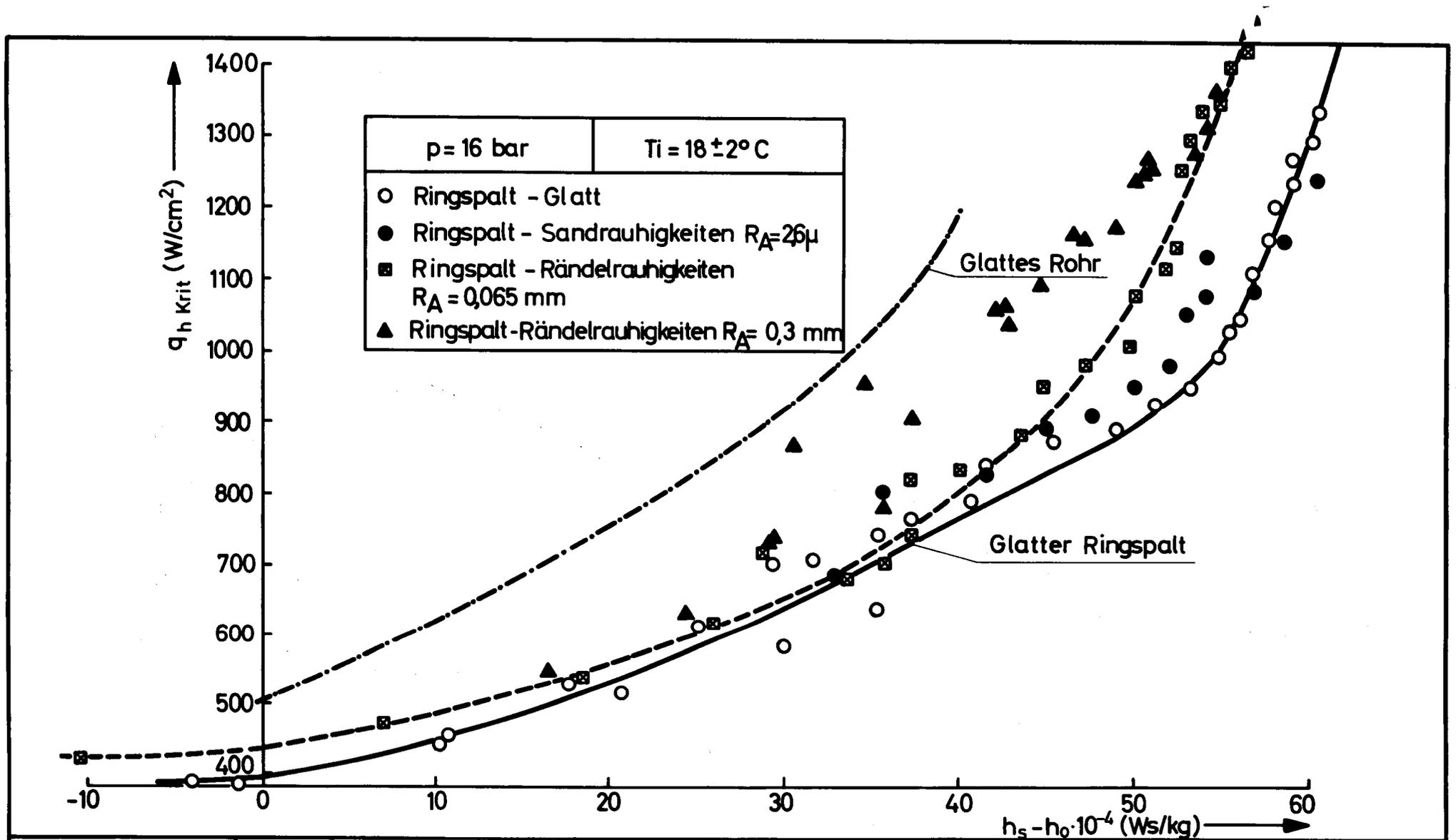


Abb. 19

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konst. Druck und konst. Eintrittstemperatur für glatte und raue Ringspalte.

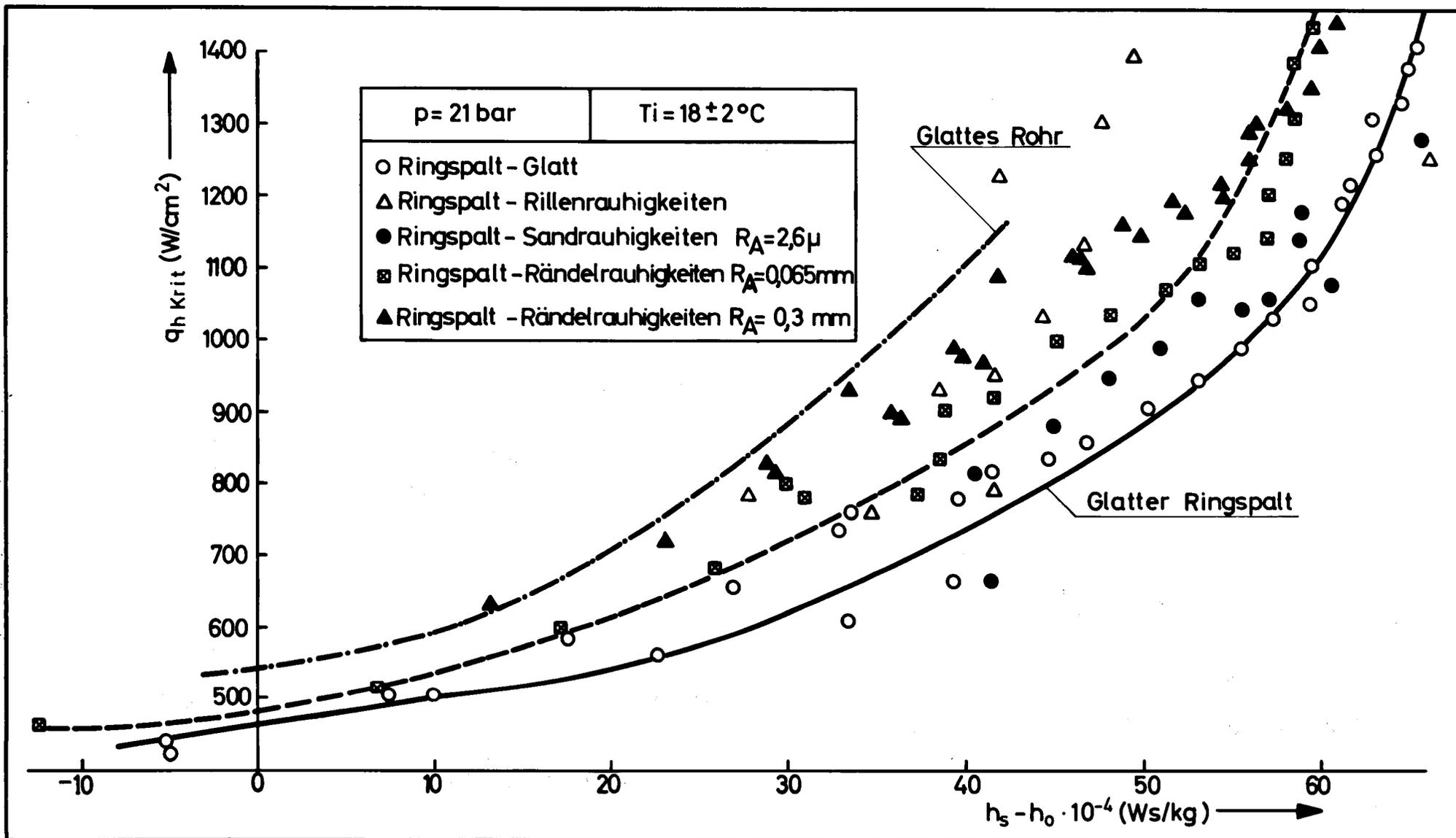


Abb. 20

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konst. Druck und konst. Eintrittstemperatur für glatte und raue Ringspalte.

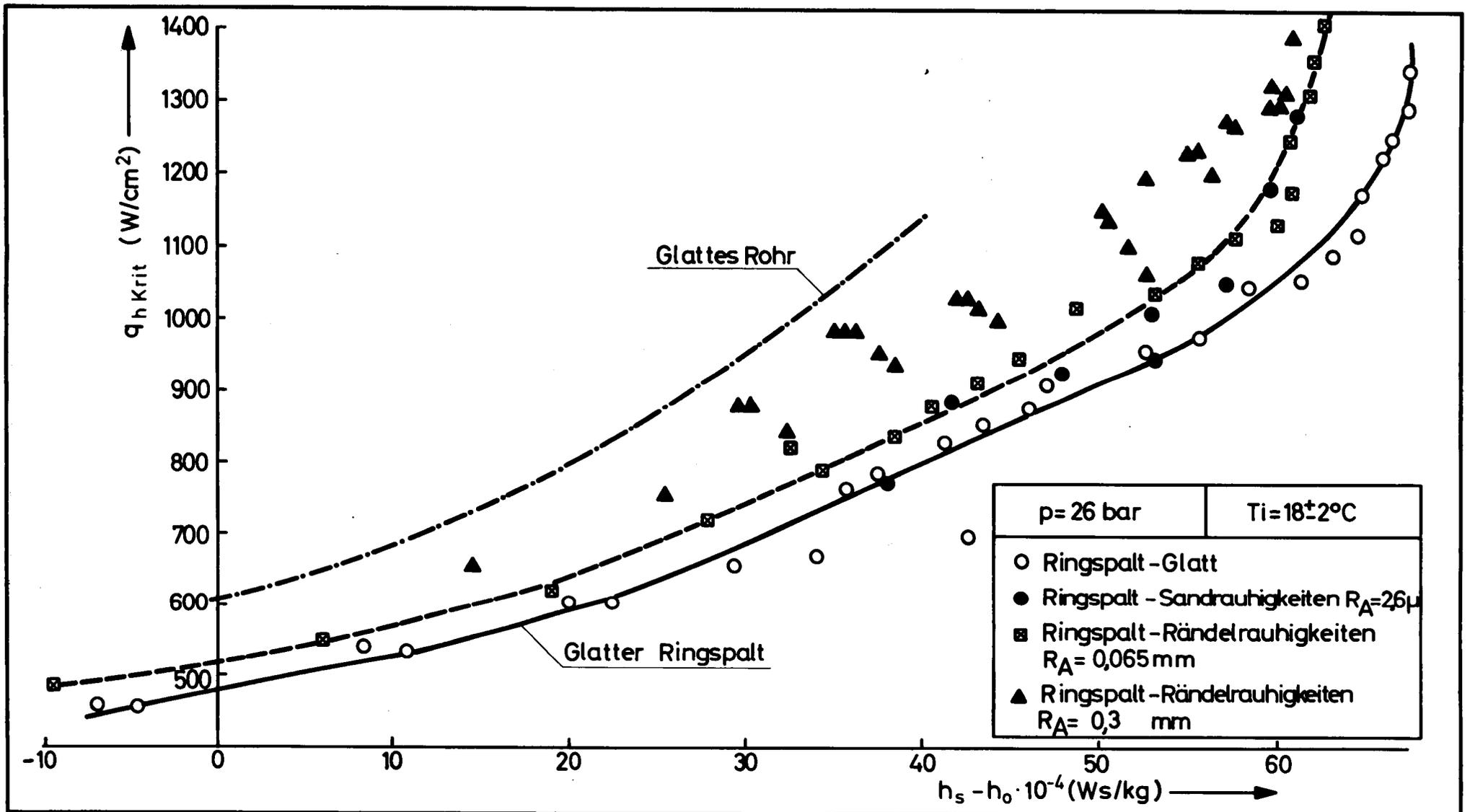


Abb. 21

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konst. Druck und konst. Eintrittstemperatur für glatte und raue Ringspalte.

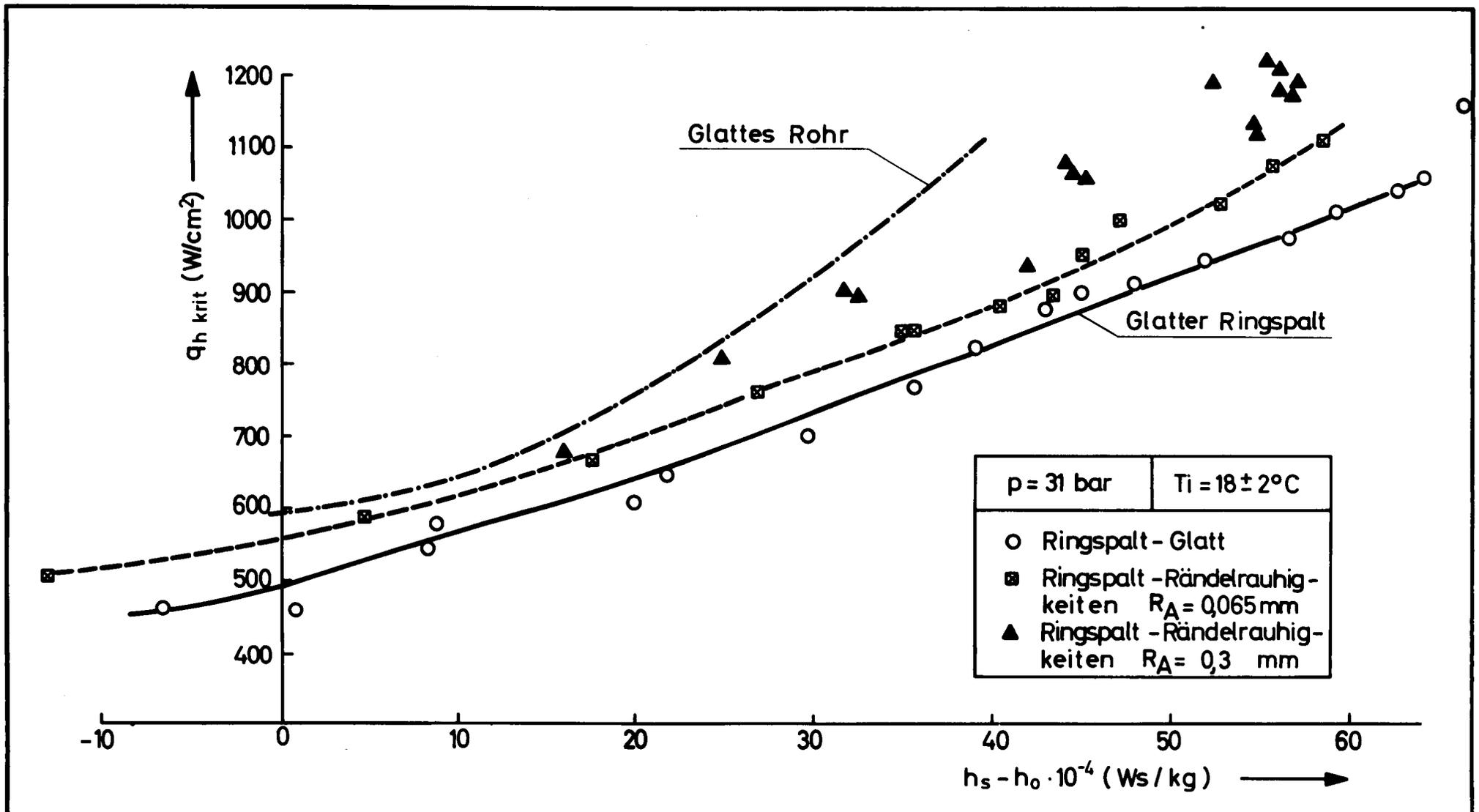
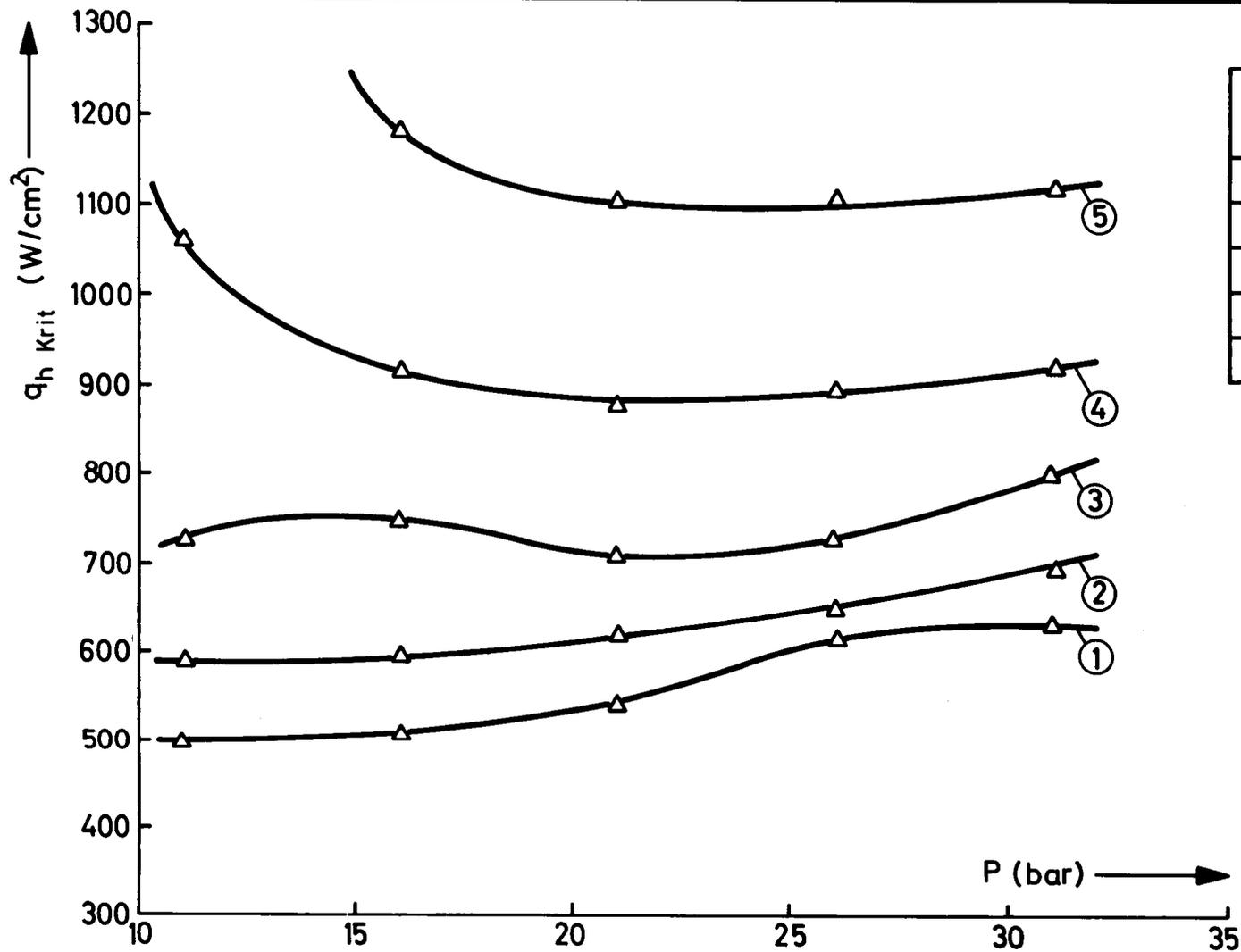


Abb. 22

Kritische Wärmestromdichte als Funktion der Unterkühlung bei konst. Druck und konst. Eintrittstemperatur für glatte und raue Ringspalte.

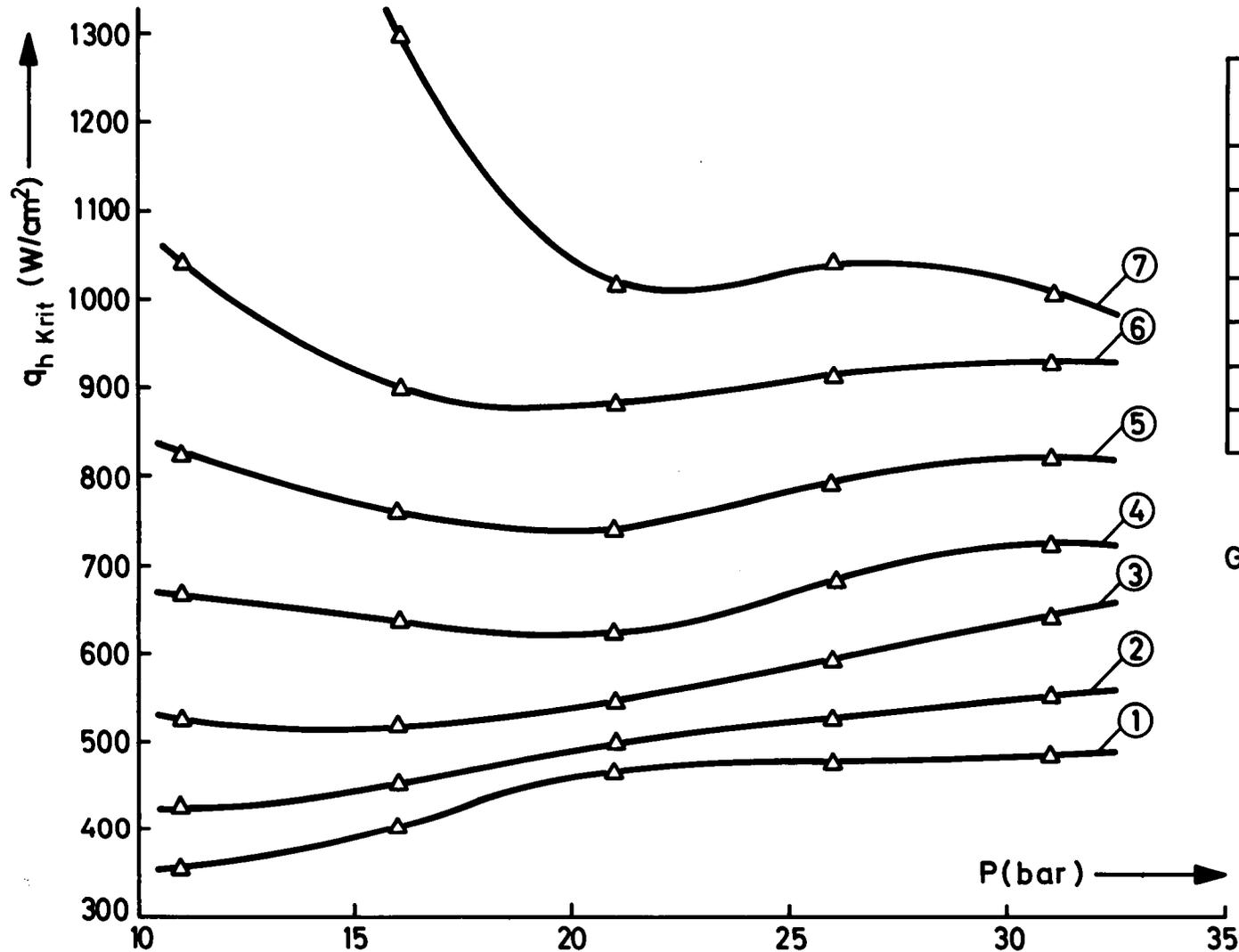


N°	$h_s - h_o$ (Ws/kg)·10 <sup>-4</sup>	$T_s - T_o$ (°C)
1	0	0
2	10	23,9
3	20	47,8
4	30	71,4
5	40	95,5

Glattes Rohr  
 $T_i = 18 \pm 2^\circ\text{C}$   
 $L_h = 350 \text{ mm}$   
 $D_i = 10 \text{ mm}$

Abb. 23

Kritische Wärmestromdichte in Abhängigkeit des Druckes  
 für verschiedene Austrittsunterkühlungen ( $h_s - h_o$ ) bei Konst.  
 Eintrittstemperatur  $T_i$  für ein glattes Rohr

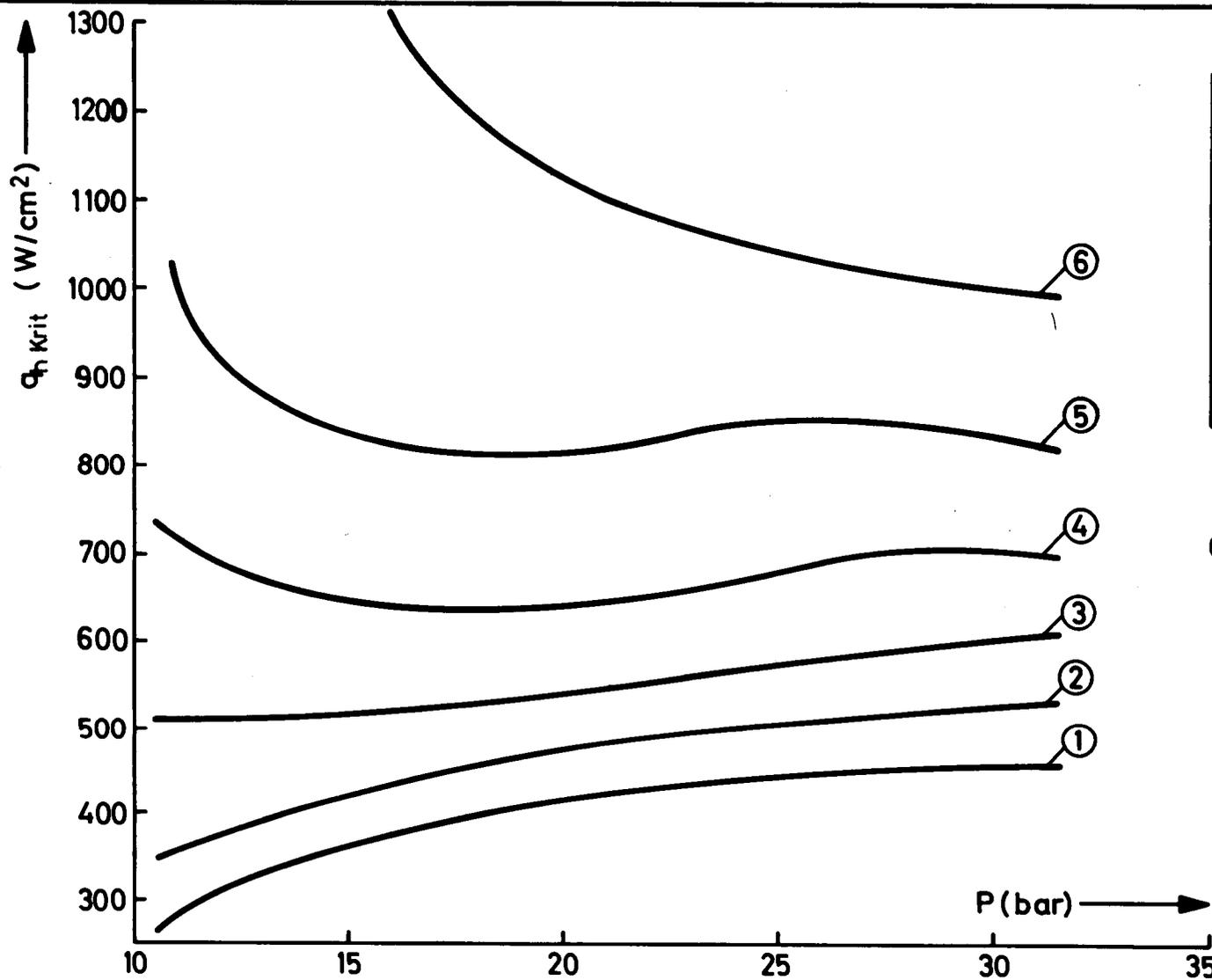


N°	h <sub>s</sub> - h <sub>0</sub> (Ws/kg) · 10 <sup>-4</sup>	T <sub>s</sub> - T <sub>0</sub> (°C)
1	0	0
2	10	23,9
3	20	47,8
4	30	71,8
5	40	95,5
6	50	119,5
7	60	143,5

Glatter Ringspalt 12/22  
 T<sub>i</sub> = 18 ± 2°C  
 L<sub>h</sub> = 350 mm

Abb. 24

Kritische Wärmestromdichte in Abhängigkeit des Druckes für verschiedene Austrittsunterkühlungen (h<sub>s</sub> - h<sub>0</sub>) bei Konst. Eintrittstemperatur T<sub>i</sub> für einen glatten Ringspalt



Glatte Ringspalt 12/22

$T_i = 53 \pm 2^\circ\text{C}$

$L_h = 350 \text{ mm}$

Abb. 25

Kritische Wärmestromdichte in Abhängigkeit des Druckes für verschiedene Austrittsunterkühlungen bei konstanter Eintrittstemperatur für einen glatten Ringspalt

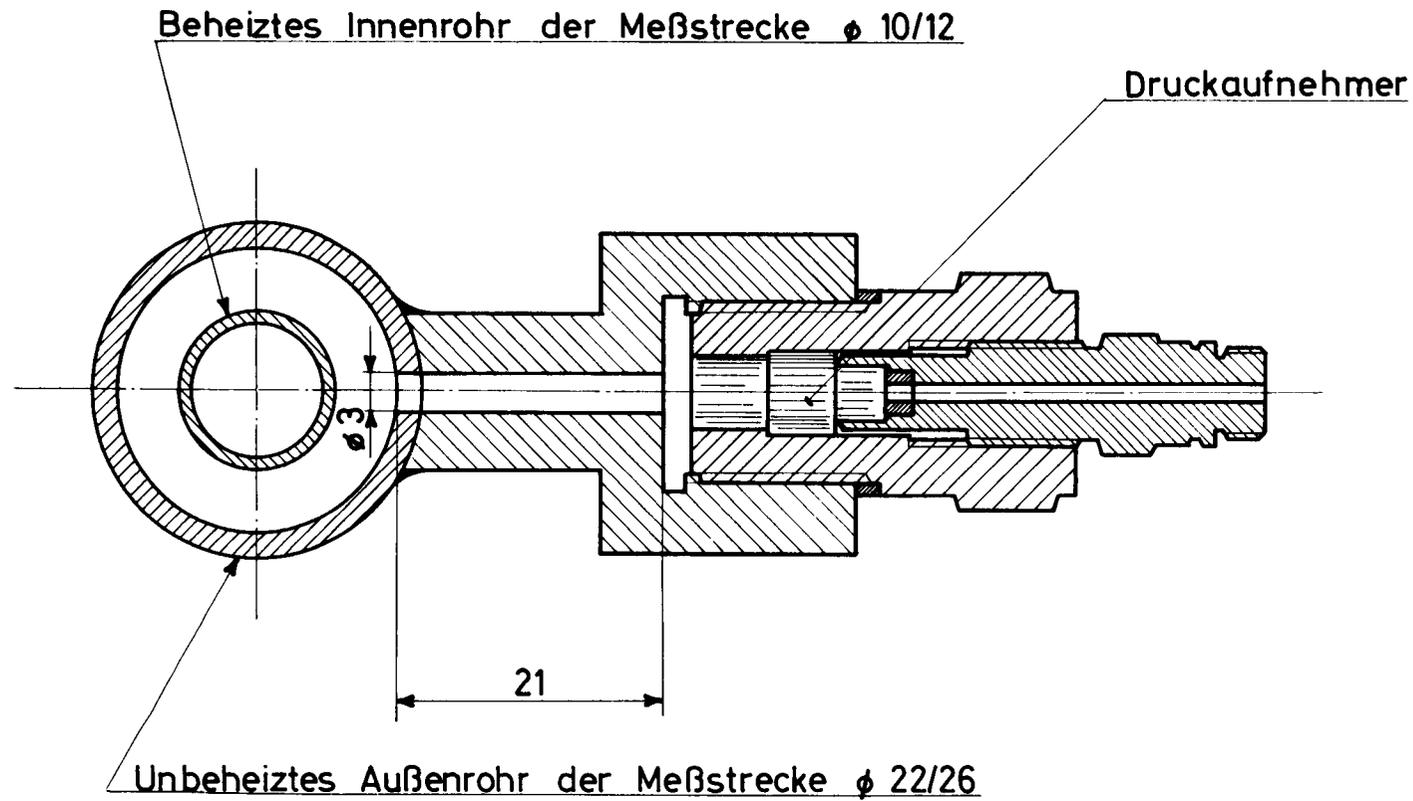
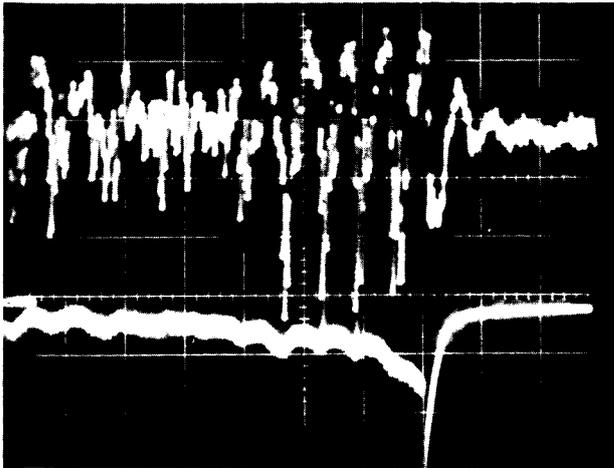


Abb. 26

Einbau des Quarzkristall - Druckaufnehmers  
zur Messung der Druckschwankungen

0,6 bar/cm

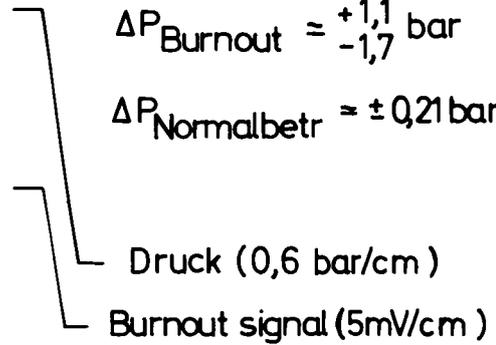


P = 11 bar

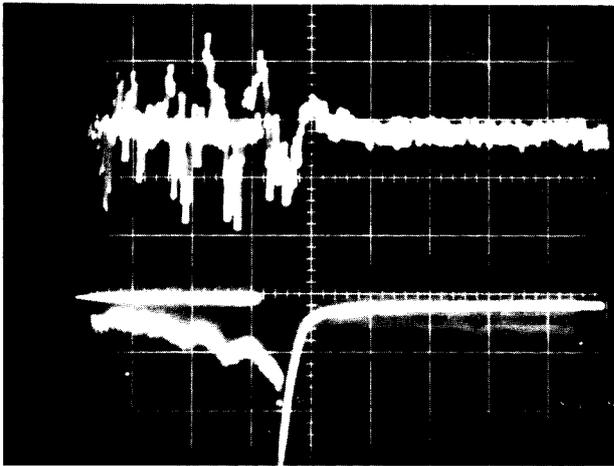
Zeitdehnung 0,2 sec/cm

$$\Delta P_{\text{Burnout}} \approx \begin{matrix} +1,1 \\ -1,7 \end{matrix} \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{Normalbetr}} \approx \pm 0,21 \text{ bar}$$



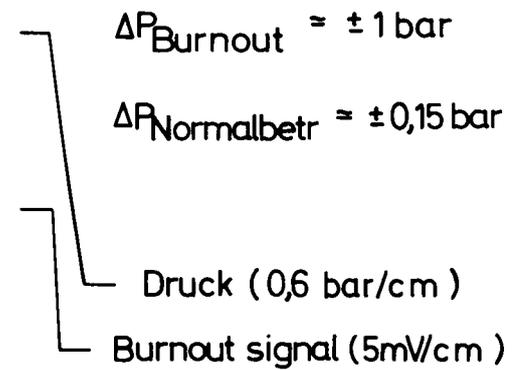
0,6 bar /cm



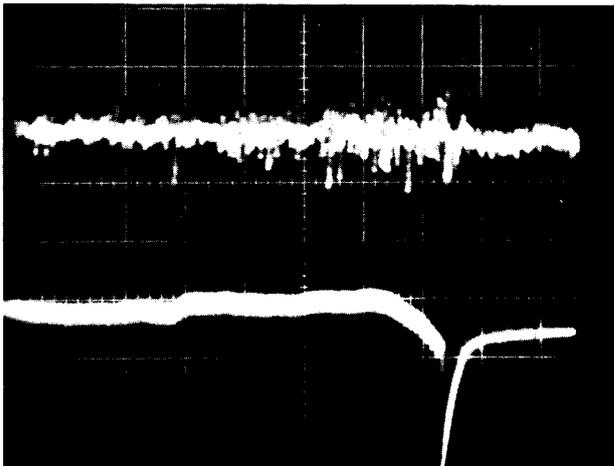
P = 21 bar

$$\Delta P_{\text{Burnout}} \approx \pm 1 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{Normalbetr}} \approx \pm 0,15 \text{ bar}$$



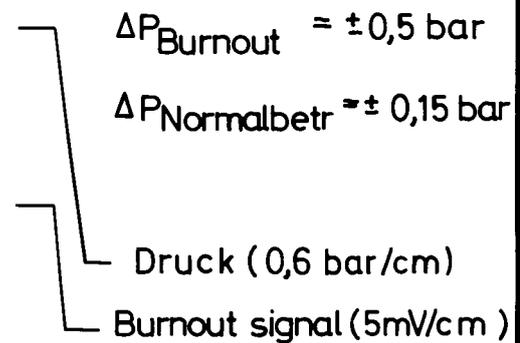
0,6 bar /cm



P = 31 bar

$$\Delta P_{\text{Burnout}} \approx \pm 0,5 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{Normalbetr}} \approx \pm 0,15 \text{ bar}$$



Zeit →

Abb. 27

Druckschwankungen beim Erreichen  
der kritischen Wärmestromdichte

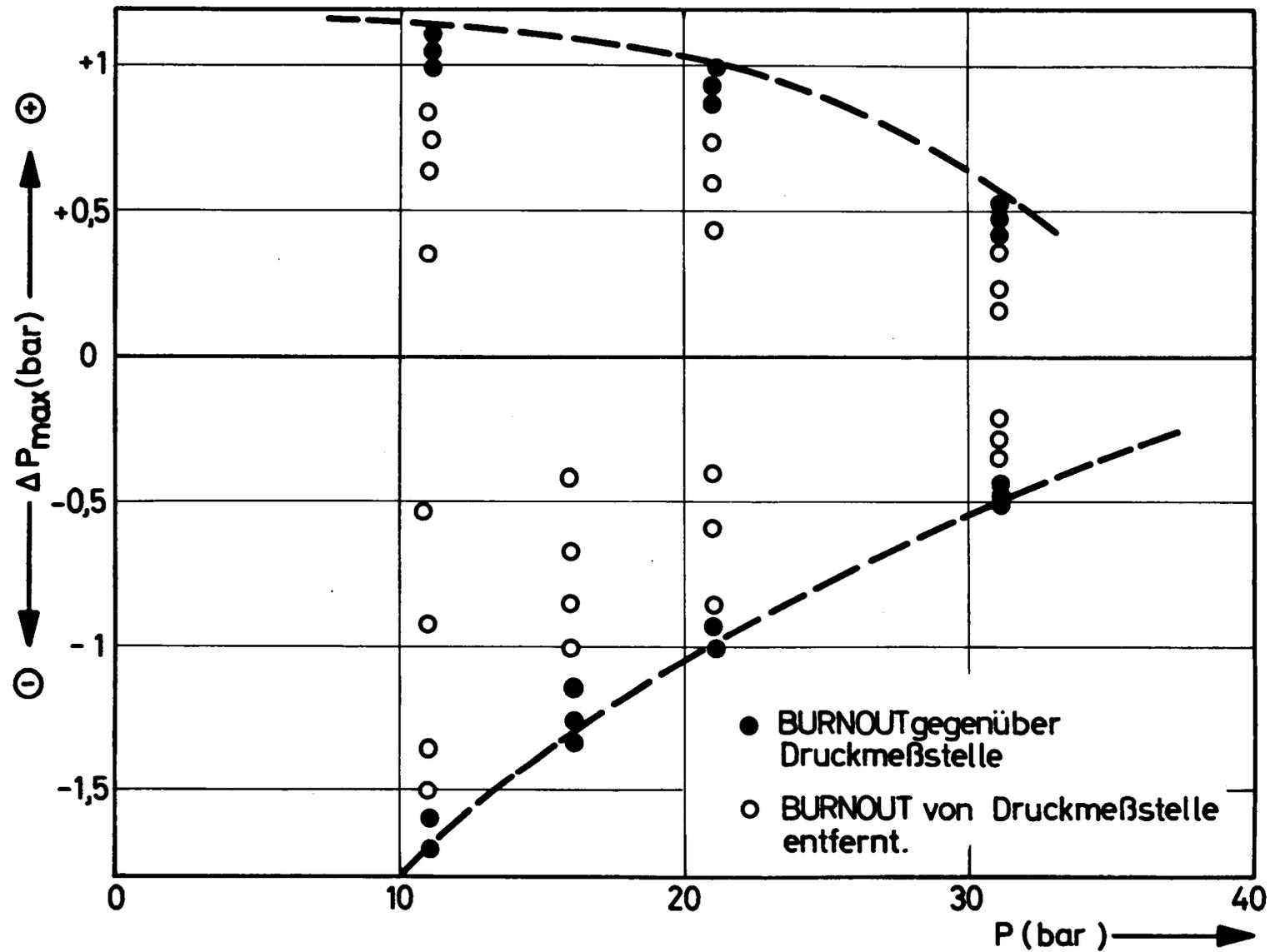


Abb. 28

Maximale Druckschwankungen während des Burnouts  
als Funktion des Systemdruckes

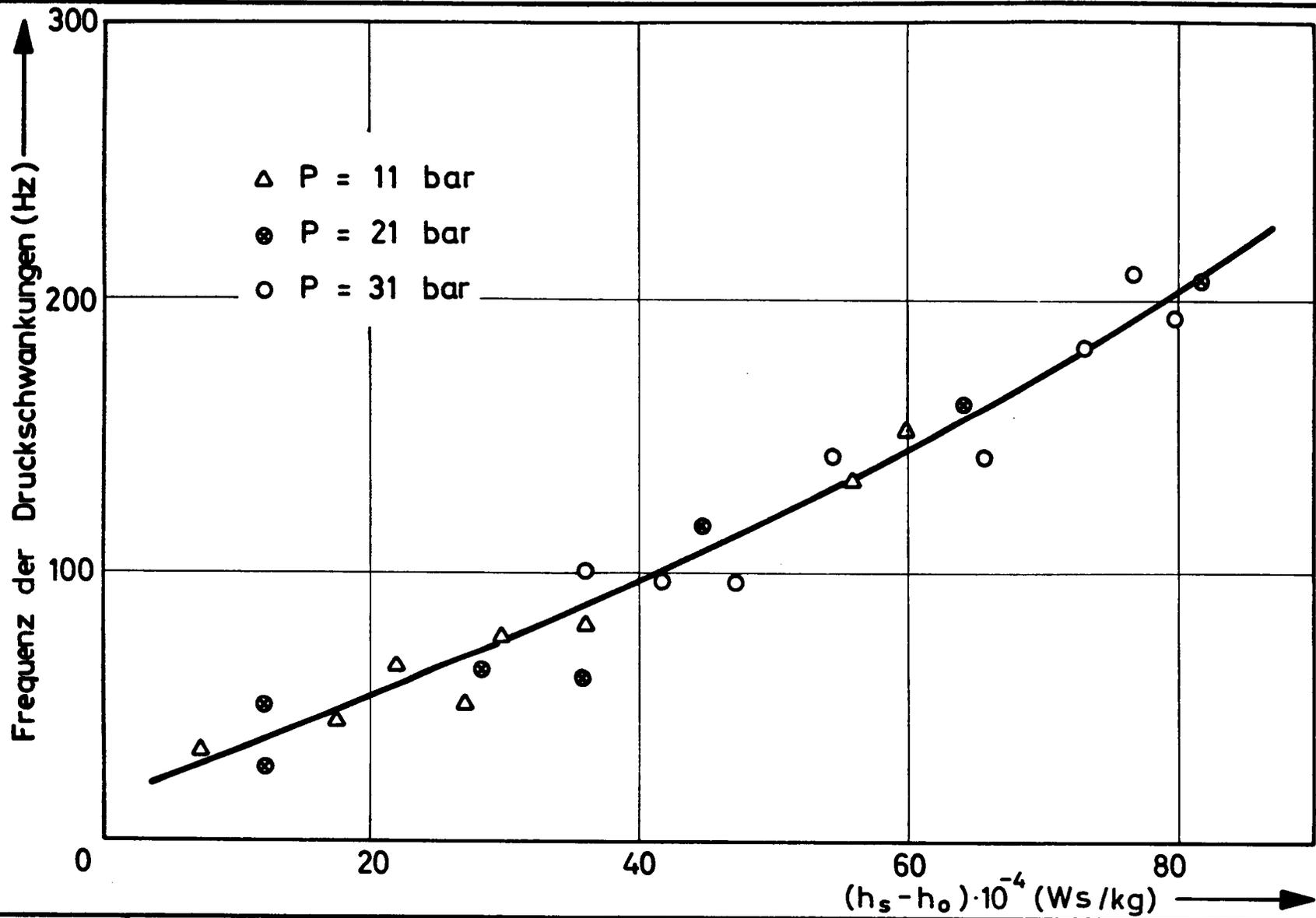


Abb. 29

Frequenz der Druckschwankungen während des Burnouts als Funktion der Austrittsunterkühlung

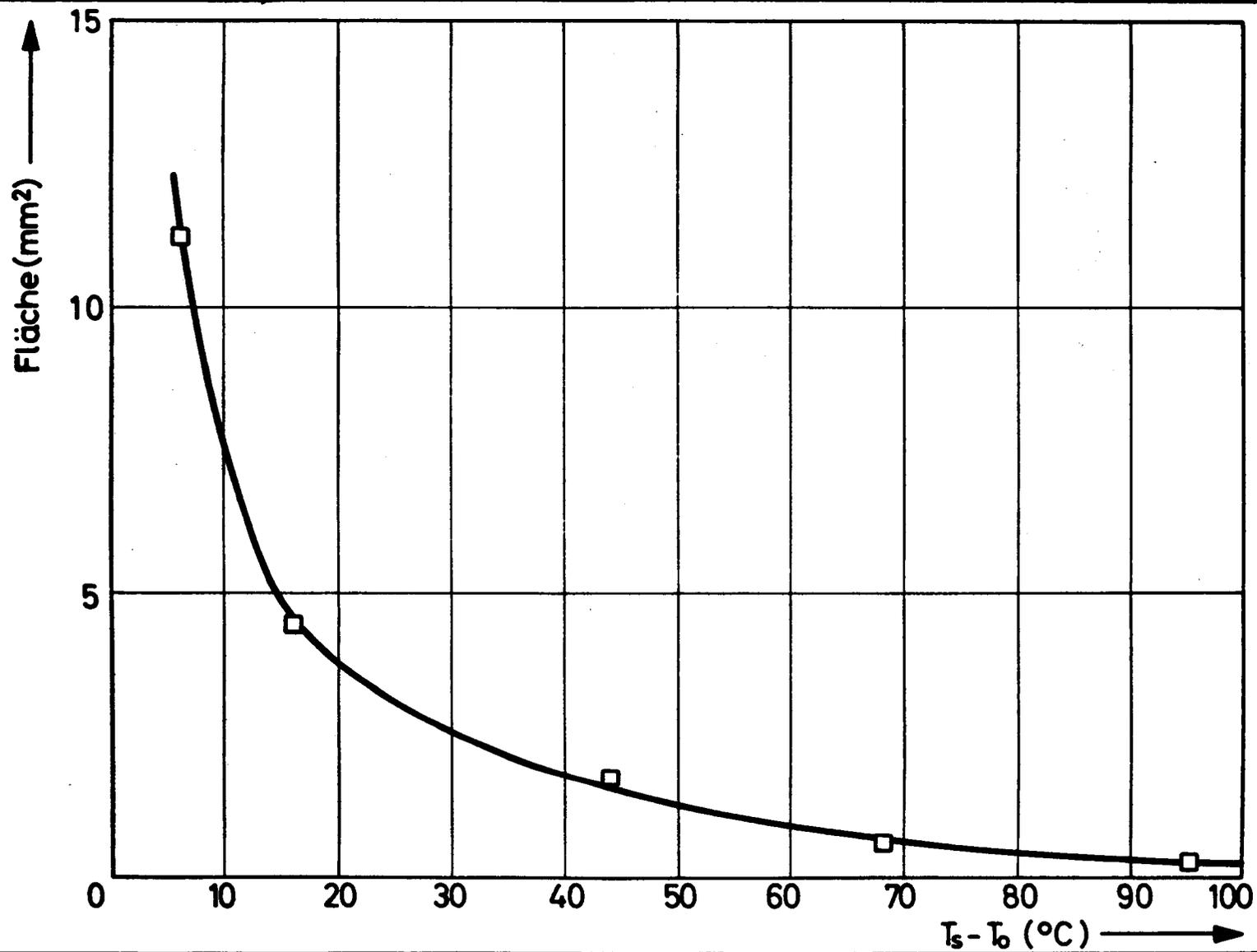


Abb. 30

Abhängigkeit der aus der Heizfläche ausgebrannten Fläche von der Austrittsunterkühlung.



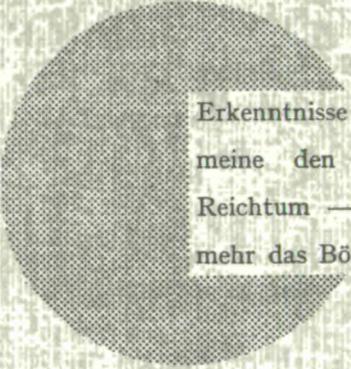
**AN UNSERE LESER**

Alle Euratom-Berichte werden nach Erscheinen in der von der Zentralstelle für Information und Dokumentation (CID) herausgegebenen Monatszeitschrift **EURATOM INFORMATION** angezeigt. Abonnements (1 Jahr : DM 60) und Probehefte sind erhältlich bei :

**Handelsblatt GmbH**  
**"Euratom Information"**  
Postfach 1102  
D-4 Düsseldorf (Deutschland)

oder

**Office central de vente des publications  
des Communautés européennes**  
2, Place de Metz  
Luxembourg



Erkenntnisse verbreiten ist soviel wie Wohlstand verbreiten — ich meine den allgemeinen Wohlstand, nicht den individuellen Reichtum — denn mit dem Wohlstand verschwindet mehr und mehr das Böse, das uns aus dunkler Zeit vererbt ist.

Alfred Nobel

## VERTRIEBSSTELLEN

Alle Euratom-Berichte sind bei folgenden Stellen zu den auf der ersten Rückseite des Umschlags angegebenen Preisen erhältlich (bei schriftlicher Bestellung bitte die EUR-Nummer und den Titel, die beide auf der ersten Umschlagsseite jedes Bericht stehen, deutlich angeben).

### OFFICE CENTRAL DE VENTE DES PUBLICATIONS DES COMMUNAUTES EUROPEENNES

2, place de Metz, Luxembourg (Compte chèque postal N° 191-90)

#### BELGIQUE — BELGIË

MONITEUR BELGE  
40-42, rue de Louvain - Bruxelles  
BELGISCH STAATSBAD  
Leuvenseweg 40-42, - Brussel

#### LUXEMBOURG

OFFICE CENTRAL DE VENTE  
DES PUBLICATIONS DES  
COMMUNAUTES EUROPEENNES  
9, rue Goethe - Luxembourg

#### DEUTSCHLAND

BUNDESANZEIGER  
Postfach - Köln 1

#### NEDERLAND

STAATSDRUKKERIJ  
Christoffel Plantijnstraat - Den Haag

#### FRANCE

SERVICE DE VENTE EN FRANCE  
DES PUBLICATIONS DES  
COMMUNAUTES EUROPEENNES  
26, rue Desaix - Paris 15<sup>e</sup>

#### UNITED KINGDOM

H. M. STATIONERY OFFICE  
P. O. Box 569 - London S.E.1

#### ITALIA

LIBRERIA DELLO STATO  
Piazza G. Verdi, 10 - Roma

EURATOM — C.I.D.  
51-53, rue Belliard  
Bruxelles (Belgique)

CDNA04040DEC