

4
Berechnung und Bau
von Hochdrucksynthese-Öfen
mit Dampfkesselkühlung

20174

Inhaltsverzeichnis.

	<u>Seite:</u>
A.) <u>Zusammenfassung</u>	1
B.) <u>Einleitung</u>	2
C.) <u>Ofenbauart</u>	3
D.) <u>Außenkontakt-Röhrenofen</u>	4
<u>Wärme- und strömungstechnische Betrachtungen</u>	4
1.) <u>Allgemeines</u>	4
2.) <u>Wärmeleitung im Kontakt</u>	6
3.) <u>Wärmeübergang an die Kühlrohrwand</u>	17
4.) <u>Wärmeleitung in der Kühlrohrwand</u>	20
5.) <u>Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit</u>	21
a.) <u>Kühlmittelkreislauf</u>	22
<u>α Einfluß des Dampfdruckes</u>	26
<u>β Einfluß des Kühlrohrabstandes</u>	28
<u>γ Einfluß des Tauchrohrdurchmessers</u>	29
<u>δ Einfluß der Rohrlänge</u>	31
<u>ϵ Einfluß des Kühlmittels</u>	32
b.) <u>Wärmeübergang an das Kühlmittel</u>	34
6.) <u>Gesamtwärmegefälle</u>	36
E.) <u>Innenkontakt-Röhrenofen</u>	36
1.) <u>Allgemeines</u>	36
2.) <u>Wärmeleitung im Kontakt</u>	36
3.) <u>Wärmeübergang an die Kühlrohrwand</u>	38
4.) <u>Wärmeleitung in der Kühlrohrwand</u>	39
5.) <u>Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit</u>	39
6.) <u>Kühlmittel-Kreislauf</u>	40
F.) <u>Verwendung des gebildeten Dampfes und Anheizen des Ofens</u>	42
G.) <u>Praktische Ausführung von dampfkesselgekühlten Hochdruck-Ofen</u>	45
H.) <u>Ausblick</u>	46
I.) <u>Literaturzusammenstellung</u>	47

- (1) Hasselblatt "Vorarbeiten für den Bau eines Kathodenofens mit Wasserkupferelektrolyse."
Bericht Launa vom 1.6.1932.
- (2) Kling "Das Wärmeleitverhalten eines Metallaufwerkes in ruhendem Gas."
Forschung 9. Bd. Heft 1, Seite 20-24.
- (3) Kling "Das Wärmeleitverhalten eines von Gas durchströmten Metallaufwerkes."
Forschung 9. Bd. Heft 2, Seite 82-90.
- (4) Kling "Wärmeübergang und Temperaturverteilung in einem Kontaktrohr von 250 mm Durchmesser."
Bericht 1. techn. Prüfstandes Oppau Nr. 488.
- (5) Wirth "Die Berechnung und Beurteilung von Ionen für katalytische exotherme und endotherme Reaktionen, die innerhalb enger Temperaturgrenzen verlaufen."
Bericht Launa.
- (6) Schmidt "Der Wasserumlauf in Steilrohrkesseln."
Festschrift 25 Jahre Techn. Hochschule Danzig 1930.
- (7) Schmidt "Versuche über den Wasserumlauf"
Archiv für Wärmewirtschaft 1933.
- (8) Weidl "Die Berechnung des Wasserumlaufes in Rohrbündeln und ihre Bedeutung für die Konstruktion von Wasserrohrkesseln."
Dissertation T.H. München 1931.
- (9) Paul "Entwicklungslinien im Dampfkesselbau".
VDI. Band 86. Nr.7/8, Seite 89-99.
- (10) Fritz "Wärmeübergang an siedende Flüssigkeiten."
Z. VDI. Beiheft Verfahrenstechnik 1937
Nr. 5, Seite 149-155.
- (11) Fritz "Verdampfen und Kondensieren."
Z. VDI. Beiheft Verfahrenstechnik 1943
Nr. 1, Seite 1-13.

Berechnung und Bau von Hochdrucksynthese-Öfen mit Dampfkesselkühlung.

1.) Zusammenfassung:

Die Berechnung von Hochdrucksyntheseöfen mit Dampfkesselkühlung wurde am Beispiel des Methanolofens unter Benutzung des veröffentlichten theoretischen und Versuchsmaterials durchgeführt. Die Rechnungen zeigen, daß in den Hochdruck-Öfen mit hohem Umsatz und großer Strömung, infolge des Widerstandes beim Wärmefluß vom Kontakt zum Kühlmittel, die Reaktionstemperaturen bis etwa 50°C über der Kühlmittel-Temperatur liegen können, daß also nicht mehr wie bei den drucklosen oder Mitteldruck-Reaktionen von einer Gleichheit dieser Temperaturen gesprochen werden kann. Das hohe Temperaturgefälle stellt sich ein, trotzdem Wärmeleitzahlen bis 30 kcal/mh °C in der Kontaktschicht und Wärmeübergangszahlen zwischen Kontakt und Kühlrohr bis zu 5000 kcal/m²h °C ermittelt wurden.

Für die Praxis ergibt sich daraus die wichtige Folgerung, Wasser mit einer kritischen Temperatur von 374°C noch für Umsetzungen bis schätzungsweise 400°C als Kühlflüssigkeit verwenden zu können. Die Rechnungen ergaben ferner, daß das Problem der Gestaltung des Hochdruckraumes an Bedeutung und Schwierigkeit zurücktritt gegenüber der Ausbildung des Kühlsystems, daß sich die Aufgabe also mehr zu einem Dampfkesselproblem zuspitzt. Für die praktische Ausführung kommt entweder ein Ofen mit Wasserkühlung in Frage, bei dem der Kontakt um die Kühlrohre angeordnet wird (Außenkontakt-Röhrenofen) oder ein solcher mit Diphenylkühlung, bei dem der Kontakt in den Rohren untergebracht ist (Innenkontakt-Röhrenofen). Der Außenkontakt-Röhrenofen mit Hochdruckmantel wird zweckmäßig angewandt bei niederen Reaktions-Temperaturen. Man baut ihn vorteilhaft kurz und groß im Durchmesser. Der Innenkontakt-Röhrenofen mit einem Druckmantel für nur 15 atü hat zweifellos eine Überlegenheit im Gebiet hoher Reaktions-Temperaturen. Unangenehm sind bei ihm vor allem die bedeutenden Mengen brennbarer Kühlflüssigkeit im Kreislauf. Eine genaue Abgrenzung an Hand einer Wirtschaftlichkeits-Berechnung kann erst erfolgen, wenn umfangreichere Ergebnisse mit dem von Leuna gebauten 6 Liter-Versuchsöfen vorliegen. Zwei konstruktive Entwürfe für einen Außenkontakt- und einen Innenkontakt-Röhrenofen, welchen die auf Grund der Rechnungen gewonnenen Erkenntnisse zu Grunde liegen, sind beigelegt.

N.) Kälteleitung

Die Hochdrucksynthesen, die bis heute im technischen Maßstab verwirklicht worden sind, stellen stark exotherme Reaktionen dar. Sie wurden bisher in Vollraumöfen durchgeführt. Zur Beherrschung der großen freiwerdenden Wärmemengen, die bis zu $2\ 000\ 000\ \text{kcal/m}^3\ \text{h}$ Kontakt betragen, wird Wälzgas und Kaltgas verwendet. Größere Temperatursprünge treten insbesondere durch die Zugabe von Kaltgas auf, die für den Methanolprozeß nach Hasselblatt (1) in der Größenanordnung von $30^\circ\ \text{C}$ liegen. Da die Kaltgas-Zugabe auf Grund örtlicher Temperaturmessung erfolgt, können im praktischen Betrieb wesentlich größere Temperaturunterschiede vorliegen. Zwischen dem in den Ofen eintretenden und dem daraus austretenden Gas werden laufend $80 - 100^\circ\ \text{C}$ gemessen. Überhaupt nicht kontrollierbar sind Nester höherer Temperatur, bedingt durch ungleichmäßige Kontakt-Schüttung, welche durch die Temperaturmessung nicht erfasst werden und sich beim Ausbau des Ofens als zusammengebackene Kontakt-Klumpen zeigen.

Nachteilig ist ferner bei dieser Fahrweise der hohe Energie-Aufwand zur Förderung des Wälzgases, wobei allerdings die Wälzgasmenge teilweise durch Gleichgewichts-Verhältnisse bedingt sein kann. Hohe Anforderungen werden beim Anfahren oder Abstellen der Öfen, vor allem im Katastrophen-Fall an das sehr sorgfältig auszubildende und umfangreiche Bedienungspersonal gestellt. Trotz großer betrieblicher und auch konstruktiver Schwierigkeiten ist es den dafür verantwortlichen Männern gelungen, hohe Betriebs-Sicherheit und gute Ausbeute zu erreichen.

Ungünstig bleibt jedoch, daß die gesamte bei der Reaktion freiwerdende Wärmemenge an das Kühlwasser geht, also die Entropie der Umgebung vermehrt, anstatt der Energieerzeugung zu dienen. Da außerdem bei manchen Reaktionen, die in kleinen Versuchsofen zufriedenstellend gelaufen sind, der Vollraumofen bei der Übertragung ins Großtechnische versagt hat, ist schon oft der Wunsch aufgetaucht einen besser wärmeleitenden Hochdruck-Ofen zu besitzen. Trotz mancher erfolgversprechender Ansätze ist aber noch keine befriedigende Lösung gefunden worden. Dies liegt vermutlich darin begründet, daß erst in den letzten Jahren die noch fehlenden theoretischen und praktischen Voraussetzungen für die Berechnung und den Bau von dampfkesselgekühlten Hochdrucköfen geschaffen wurden. Anstelle der früheren empirischen Bemessung kann heute eine einigermaßen gesicherte Berechnung treten. Die Unterlagen, auf die sich diese stützen kann, sind vor allem:

- 1.) Die Versuchsarbeiten von Kling (2), (3), (4) über die Verzeilung in Kontaktschichten und über den Wärmeübergang von gasdurchströmten Kontaktschichten an eine Wand.
- 2.) Die in Leuna (5) entwickelten Berechnungs-Grundlagen für die Dimensionierung von Kontaktöfen verschiedenster Bauart unter der Voraussetzung gleichmäßiger Wärmeentwicklung im Reaktionsraum und einer durch Versuche festzulegenden zulässigen Temperatur-Differenz.
- 3.) Die Erfahrungen, die in Leuna beim Bau von Synthese-Öfen für die Synol-Versuche gesammelt und die Entwicklungsarbeiten, die dort für das ganze Gebiet der Mitteldruck-Synthese geleistet worden sind.
- 4.) Die zahlreichen Arbeiten über den Wasserkreislauf in Hochdruck-Kesseln und die Bestätigung der theoretischen Versuchsarbeiten durch zahlreiche in jahrelangem Betrieb befindliche Kessel.

Nachdem diese Unterlagen heute vorliegen, soll der Versuch gemacht werden, einen dampfkesselgekühlten Hochdruck-Synthese-Ofen zu berechnen und zu entwerfen, und zwar unter Verhältnissen wie sie der Methanol-Synthese entsprechen.

C.) Ofenbauart.

Da der Rechnungsgang wesentlich durch die Ofenbauart beeinflusst wird, ist es notwendig, sich von vornherein über die zu wählende Ofenform klar zu werden. In wärmetechnischer Hinsicht können der Plattenofen, der Ringraumofen, der Innenkontakt-Röhrenofen und der Außenkontakt-Röhrenofen gleichwertig gebaut werden. Schon bei der Mitteldrucksynthese hat sich jedoch gezeigt, daß der Plattenofen **schwer** mit guter Raumaussnutzung herzustellen ist. Für einen Hochdruckofen würden infolge Beschränkung des Durchmessers diese Schwierigkeiten noch wachsen. Da sich der Ofen außerdem sehr schwer entleeren läßt und die Aufbringung der Platten auf die Hochdruckkühlrohre technisch fast unmöglich ist, scheidet er für die Hochdrucksynthese von vornherein aus. Auch beim Ringraumofen läßt sich für Hochdruck nur eine geringe Raumaussnutzung erreichen, da beide Rohre des Ringraumes mit großer Wandstärke ausgeführt werden müssen. Auch diese Ofenbauart kann deshalb für die Untersuchung außer Betracht bleiben. Es stehen demnach nur der Außenkontakt-Röhrenofen und der Innenkontakt-Röhrenofen in engerer Wahl.

Erstere Bauart hat sich bei den Synolversuchen durchgesetzt, da selbst bei stark zusammengebackenem Kontakt ein gutes Entleeren möglich und die Gasverteilung über dem ganzen Ofenquerschnitt so gleichmäßig ist, daß sie von keiner

anderen Ofentype darin betroffen ist. Sie ist auch für Hochdruck zu verwirklichen. Schwierig ist, wie in den folgenden Aufnahmen gezeigt wird, die Unterbringung und Beherrschung des Kreislaufes der Verdampferkühlung. Als Kühlmittel könnte Wasser verwendet werden.

Der Innenkontakt-Röhrenofen bedingt eine Aufteilung des Kontaktes in viele parallel geschaltete Räume, die entsprechend ihren verschiedenen Miterand auch verschieden von Gas beaufschlagt werden. Das Füllen und Entleeren ist schwierig, jedoch zu bewältigen. Der Ofen würde mit Diphenyl als Kühlmittel betrieben werden, woraus sich der Vorteil eines verhältnismäßig schmalen Ofenmantels ergeben würde.

Die nachfolgende Berechnung berücksichtigt deshalb nur diese beiden zuletzt genannten Ofenformen und soll ihren Verwendungsabereich gegeneinander abgrenzen.

D.) Außenkontakt - Röhrenofen.

Wärme- und strömungstechnische Betrachtungen.

1.) Allgemeines:

Bei der Fischer- und Synol-Synthese sind die Wärmelastungen des Reaktionsraumes verhältnismäßig gering und bewegen sich in der Größenordnung von etwa 30 000 bis 100 000 kcal/m³ h Kontakt. Da außerdem die in den Kontakt eingebetteten Kühlflächen sehr groß sind und je nach der Art des Ofens zwischen 160 und 350 m²/m³ Kontakt liegen, sind die Temperaturunterschiede zwischen Kontakt und Kühlflüssigkeit sehr gering und betragen nur einige °C. Unter dieser Voraussetzung kann man sagen, daß die Synthese-Temperatur mit der Kühlmittel-Temperatur identisch ist. Bei der Berechnung von Reaktions-Öfen sowohl für die Fischer- als auch für die Synol-Fahrweise wurde deshalb immer nur der Temperaturabfall in der Kontaktschicht selbst berücksichtigt, während das Temperatur-Gefälle beim Wärmeübergang an die Wand, bei der Wärmeleitung in der Kühlwand und beim Wärmeübergang an das Kühlmittel, insbesondere bei der Verwendung von Wasser vernachlässigt werden konnte. Die bei den vorgenannten Synthesen entwickelten Dampfmenigen sind so gering und der Dampfdruck meist so niedrig, daß ein natürlicher Kühlmittel-Kreislauf ohne weiteres gegeben ist. Schwierigkeiten in dieser Hinsicht sind eigentlich nur bei fehlerhaften Konstruktionen aufgetreten und Zirkulations-Störungen ebensowenig wie im Dampfkesselbetrieb bis 25 at beobachtet worden.

Für die Methanolsynthese gilt



Bei der Bildung von 1 kg Methanol werden demnach 816 kcal frei. Eine Ofenleistung von 7000 Lit. oder rund 5600 kg in einem Reaktionsraum von $2,5 \text{ m}^3$ entspricht demnach eine Wärmeentwicklung von ungefähr $1\,600\,000 \text{ kcal/m}^3 \text{ h}$ im Kontakt.

Unter Zugrundelegung dieser Zahlen werden im Hochdruckofen Wärmemengen frei, die 18 bis 60 mal so groß sind als bei den zuerst genannten Reaktionen. Bei der evt. Einführung dampfkesselgekühlter Öfen sind höhere Belastungen bis zu $3\,500\,000 \text{ kcal/m}^3 \text{ h}$ durchaus erwünscht und nach den bisherigen Versuchen auch zu erwarten. Unter dieser Voraussetzung ist die Gleichheit der Temperaturen von Kontakt und Kühlmittel keinesfalls mehr zu erwarten. Außerdem sind die Heizflächen-Belastungen und die entwickelten Dampfmengen so groß, daß insbesondere bei hohen Dampfdrücken des Kühlmittels dem Flüssigkeitskreislauf besondere Beachtung geschenkt werden muß. Eine sorgfältige Berechnung des Kühlmittelkreislaufes ist Voraussetzung für ein einwandfreies Arbeiten des Kühlsystems. Es zeigt sich, daß das Reaktionsofen-Problem zu einem Dampfkessel-Problem wird. Aus Gründen der Betriebssicherheit ist dem natürlichen Flüssigkeitsumlauf der Vorzug zu geben, und der Zwangsumlauf, der bei Pumpenstörungen jeweils ein Durchgehen des Ofens zur Folge hätte, abzulehnen. Ein weiterer Grund, der gegen den Zwangsumlauf spricht, ist das Temperatur-Gefälle, das sich entsprechend dem Druckgefälle im Kühlmittel in der Achsenrichtung des Ofens einstellen würde und das insbesondere bei Diphenyl in einer Größenordnung liegt, die den Wert des dampfkesselgekühlten Ofens stark beeinträchtigen, wenn nicht sogar aufheben würde. Besondere Beachtung wurde auch der guten Raumausnutzung geschenkt.

Der Wärmetransport von der Entstehungsstelle im Kontakt an das Kühlmittel muß, damit er der Berechnung zugänglich wird, in seine einzelnen Phasen zerlegt werden. (Abb. 1).

Es sind dies:

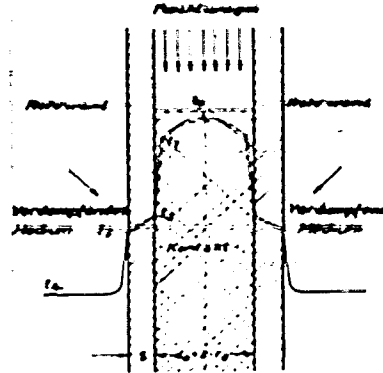
Wärmeleitung vom Kontaktraummitte an die Kühlrohrwand

Wärmeübergang an die Kühlrohrwand,

Wärmeleitung in der Kühlrohrwand,

Wärmeübergang von der Kühlrohrwand an das Kühlmittel.

Temperaturverlauf
zwischen
Kontakt u. Kühlmittel



Ort 3/1

Abb. 1 Temperaturverlauf zwischen Kontakt und Kühlmittel

Nachdem für jede dieser Phasen der Temperaturabfall ermittelt ist, kann das gesamte Temperaturgefälle Kontakt gegen Kühlmittel additiv bestimmt werden.

2.) Wärmeleitung im Kontakt:

Die Berechnungs-Grundlagen für die verschiedenen Kontaktraum-Querschnitte sind in dem unter (5) genannten Bericht zu finden. Für den Innenkontakt-Röhrenofen gilt:

$$r_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\lambda \cdot \Delta t}{q}} \quad (1)$$

Für den Außenkontakt-Röhrenofen:

$$r_1^2 \cdot (2 \cdot \ln \frac{r_1}{r_0} - 1) + r_0^2 = \frac{4 \cdot \lambda \cdot \Delta t}{q} \quad (2)$$

In diesen Gleichungen bedeuten:

λ = die Wärmeleitfähigkeit des vom Gas durchströmten Kontakt-Haufwerkes in $\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$

q = die Wärmeentwicklung im Kontakt in $\text{kcal/m}^3 \cdot \text{h}$

Δt = die Temperatur-Differenz zwischen Kontaktraummitte und der äußeren Kontaktbegrenzung in $^\circ\text{C}$.

r_0 - der lichte Durchmesser des Kontaktrohres beim Innerkontakt-Röhrenofen bzw. der äußere Durchmesser des Kühlrohres vom Außenkontakt-Röhrenofen in m.

r_1 - der Radius, der einem Kühlrohr zugeordneten Kontaktschicht beim Außenkontakt-Röhrenofen in m.

Zur Bestimmung von λ liegen wertvolle Versuche von Kling (4) vor, der unter Verwendung eines zylindrischen Kohlekontaktes und strömender Luft die Wärmeleitahlen gemessen und als Funktion der Reynold'schen Zahl aufgetragen hat.

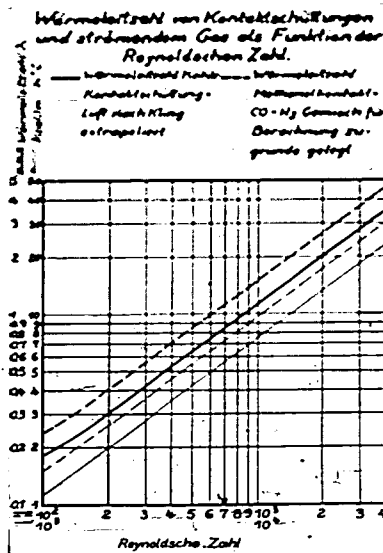


Abb. 2. Die Wärmeleitahl von gasdurchströmten Kontakt-schüttungen als Funktion der Reynold'schen Zahl.

Die Versuchs-Kurve von Kling wurde extrapoliert und die Werte mit dem Faktor 1,33 multipliziert zur Berücksichtigung der höheren Wärmeleitahl des Wasserstoff-Kohlenoxydgemisches gegenüber Luft. Es wurde dabei angenommen, daß sich die Wärmeleitahl etwa im gleichen Verhältnis ändert wie die Wärmeübergangszahl, für welche gesetzt werden kann:

$$\frac{\alpha_{CO+H_2}}{\alpha_{Luft}} = \frac{\left[\frac{c_p}{\lambda \cdot R} \right]_{0,786} \cdot \lambda}{\left[\frac{c_p}{\lambda \cdot R} \right]_{0,786} \cdot \lambda} \frac{CO + H_2}{Luft} \quad (3.)$$

In dieser Gleichung bedeuten:

α = die Wärmeübergangszahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$

c_p = die spezifische Wärme in $\text{kcal} / \text{kg } ^\circ\text{C}$

λ = die Wärmeleitfähigkeit des Gases in $\text{kcal} / \text{m h } ^\circ\text{C}$

$\text{CO} + \text{H}_2$

R = die Gaskonstante in m^3

Setzt man die von Hasselblatt (1) für 400°C und das $\text{CO} + \text{H}_2$ Gemisch angegebenen Werte, und zwar:

$c_p = 0,756$

$\lambda = 0,185$

$R = 82$ in Gleichung (3) ein,

so erhält man für

$$\frac{\alpha_{\text{CO} + \text{H}_2}}{\alpha_{\text{Luft}}} = 1,46.$$

Unter der Voraussetzung, daß die Wärmeleitfähigkeit des gasdurchströmten Kontaktaufwerkes sich aus der Wärmeleitung im Gas und aus der Wärmeleitung im Kontakt zusammensetzt und letztere Komponente durch Änderung der Gas-Zusammensetzung nicht beeinflusst wird, wurde der Wert 1,46 auf 1,33 erniedrigt und mit diesem Faktor die weiteren Berechnungen durchgeführt. Zur Bestimmung von λ ist die Kenntnis der Reynoldsschen Zahl $Re = \frac{w \cdot d_K}{\nu}$ notwendig.

Der Kontaktkorn-Durchmesser d_K wird in m , die auf den kontaktfrei gedachten Rohrquerschnitt bezogene Geschwindigkeit w in m/sec . und die kinematische Zähigkeit ν in m^2/sec . eingeführt, wobei ν bzw. die dynamische Zähigkeit η aus der Arbeit von Hasselblatt (1) entnommen wurden.

Der Kontaktraum wurde bei einer angenommenen Ofenlänge von 12 m zu 10 m Länge geschätzt. Für verschiedene Wärmeleistungen des Kontaktes, und zwar 2, 3, 4 und 5 Mill. $\text{kcal}/\text{m}^3 \text{ h}$ und für verschiedene Wälzgasmengen (1 bis 5-fach) wurden die Wärmeleitfähigkeiten λ und die Reynoldsschen Zahlen, die in der folgenden Zahlentafel 1.) auszugswise für 400°C zusammengestellt sind, ermittelt. Die Wälzgasmenge wurde als Vielfaches der ungesetzten Gasmenge angegeben.

(Zahlentafel 1. siehe Blatt 9)

Man erkennt, daß sich die Strömung im turbulenten Gebiet abspielt, da die Reynoldsschen Zahlen zwischen 755 und 44.000 liegen, während das Umschlagen von laminarer auf turbulente Strömung bei etwa 40 bis 70 liegt. Es ergeben sich deshalb auch sehr gute Wärmeleitverhältnisse, die sich in den hohen Wärmeleitfähigkeiten λ zwischen 1,14 und 33 $\text{kcal}/\text{m h } ^\circ\text{C}$ widerspiegeln.

Zahlentafel 1.

Wärmeentwicklung im Kontakt kcal/m ² h	Umwälzung	Lebensweite m/h m Kontakt	Gasgeschw. m/sec.	Kontakt- korn-φ mm	Reynoldssche Zahl	Wärmeleitzahl des von Gas durchströmten Kontaktes kcal/m h °C
2 000 000	0	4450	0,123	10	2940	3,66
	1-fach	8900	0,246	5	1470	2,06
				10	5880	1,14
	2-fach	13350	0,369	5	2940	6,45
				10	1470	3,52
	3-fach	17600	0,492	5	8820	2,06
				10	4410	8,93
	5-fach	26700	0,738	5	2205	5,07
				10	11760	2,87
	3 000 000	0	6670	0,184	10	4400
1-fach		13350	0,368	5	5880	6,45
				10	2940	3,59
2-fach		20000	0,552	5	17640	15,70
				10	8820	8,93
3-fach		26700	0,736	5	4410	5,07
				10	2205	2,87
5-fach		40000	1,10	5	13200	12,50
				10	6600	7,05
					2,5	3300
				10	17600	15,70
				5	8800	8,93
				2,5	4400	5,07
				10	26400	21,95
				5	13200	12,25
				2,5	6600	6,98

Wärmeentwicklung Kontakt
 in Kontakt
 kcal/m² h

Wärmeleistung Kontakt
 m²/h m²
 Kontakt

Wärmeleitfähigkeit
 der von der durchströmten
 Kontaktos kcal/m² h °C

Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleitfähigkeit	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt
m ² /h m ²	m ² /h m ²	der von der durchströmten	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt
Kontakt	Kontakt	Kontaktos	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt	Wärmeleistung Kontakt
0	8900	0,214	10	5830	6,38	5	3,62
1-fach	17800	0,400	2,5	2918	11,18	5	1,28
2-fach	26700	0,732	10	11690	6,79	5	3,53
3-fach	35600	0,976	2,5	5845	14,90	5	9,78
5-fach	53400	1,465	10	17420	5,00	5	2,50
0	11120	0,305	10	4370	19,28	5	10,90
1-fach	22240	0,61	2,5	2330	6,38	5	27,40
2-fach	33360	0,915	10	11650	15,30	5	8,77
3-fach	44500	1,320	2,5	5825	7,58	5	4,32
5-fach	66720	1,930	10	17500	18,62	5	10,50
0	11120	0,305	2,5	8750	5,98	5	2,99
1-fach	22240	0,61	10	3500	13,90	5	7,00
2-fach	33360	0,915	2,5	1750	27,40	5	13,70
3-fach	44500	1,320	10	7300	10,50	5	5,25
5-fach	66720	1,930	2,5	3650	21,00	5	10,50
0	11120	0,305	10	11900	10,50	5	5,25
1-fach	22240	0,61	2,5	5900	21,00	5	10,50
2-fach	33360	0,915	10	29400	10,50	5	5,25
3-fach	44500	1,320	2,5	14700	21,00	5	10,50
5-fach	66720	1,930	10	7350	42,00	5	21,00
0	11120	0,305	2,5	3675	19,00	5	9,50
1-fach	22240	0,61	10	1837	38,00	5	19,00
2-fach	33360	0,915	2,5	918	76,00	5	38,00
3-fach	44500	1,320	10	459	152,00	5	76,00
5-fach	66720	1,930	2,5	229	304,00	5	152,00

Sehr groß ist der Einfluß des Kontaktkorn-Durchmessers, und zwar nimmt die Wärmeleitfähigkeit mit wachsendem Kontaktkorn-Durchmesser zu. Es besteht also beim dampfkesselgekühlten Ofen aus Gründen der guten Wärmeabfuhr aus der Kontaktschicht der Wunsch, möglichst große Kontaktpillen zu verwenden. Ferner wurde der Einfluß der Synthese-Temperatur untersucht und die Reynoldszahlen, die Wärmeleitfähigkeiten für 300, 350, 400 und 450 °C festgestellt. Es zeigte sich jedoch, wie aus Abb. 3 zu entnehmen ist, daß der Einfluß der Temperatur auf die zu wählenden Kontaktraum-Abmessungen sehr gering ist, so daß auf eine Lieferergabe des gesamten Zählmaterials verzichtet werden kann. Die folgenden Berechnungen wurden deshalb auch nurmehr für eine einzige Synthese-Temperatur, und zwar für 400 °C durchgeführt. Eine Übertragung auf andere Temperaturen ist ohne große Fehler möglich.

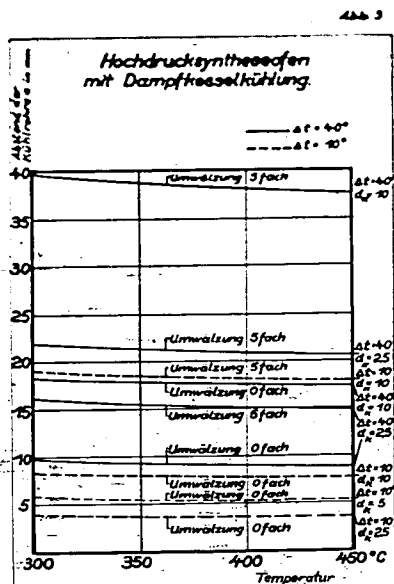
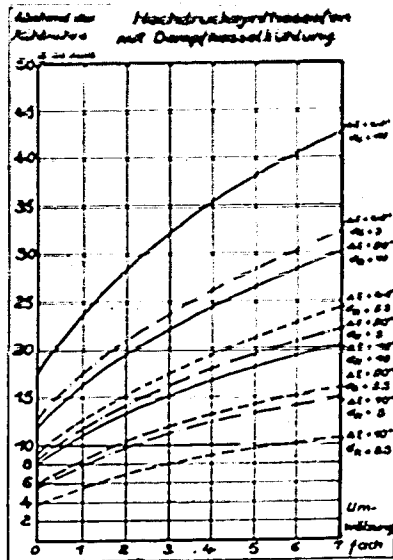


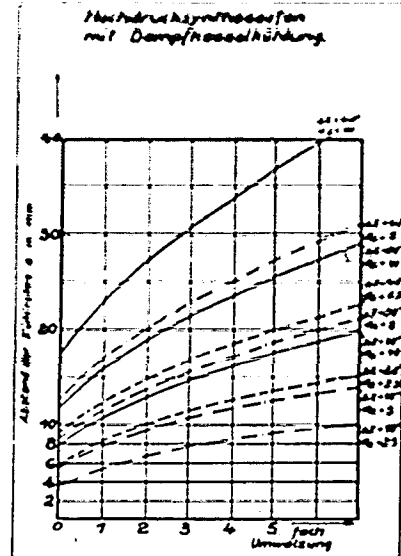
Abb. 3. Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Synthese-Temperatur für verschiedene Wärmemengen und Kontaktkorngrößen, Wärmeentwicklung 2 000 000 kcal/m² h Kontakt.

Mit Hilfe von Gleichung (1. wurden für verschieden zulässige Temperatur-Differenzen in der Kontaktschicht (10, 20 und 40 °C) die Durchmesser des Innenkontakt-Röhrenofens ermittelt und unter Benutzung der Abb. 14.) des Berichtes (die gleichwertigen Abstände α der Kühlrohre des Außenkontakt-Röhrenofens entnommen. Der Kühlrohr-Außendurchmesser wurde für die gesamten folgenden Betrachtungen mit 38 mm angenommen.



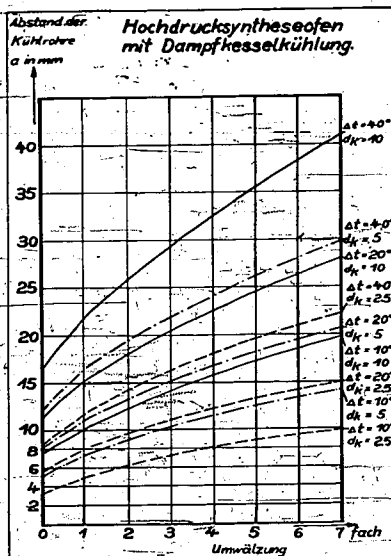
014-4314

Abb. 4 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzung für verschiedene Temperaturdifferenzen und Kontaktkorngrößen. Wärmeentwicklung 2 000 000 kcal/m³ h Kontakt. Kühlrohr- ϕ 28/38 mm, Synthesetemperatur 400 °C



014-4315

Abb. 5 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzung für verschiedene Temperaturdifferenzen und Kontaktkorngrößen. Wärmeentwicklung 3 000 000 kcal/m³ h Kontakt, Kühlrohr- ϕ 28/38 mm, Synthesetemperatur 400 °C



014-4316

Abb. 6 (wie oben) Wärmeentwicklung 4 000 000 kcal/m³ h Kontakt Kühlrohr- ϕ 28/38 mm Synthesetemperatur 400 °C

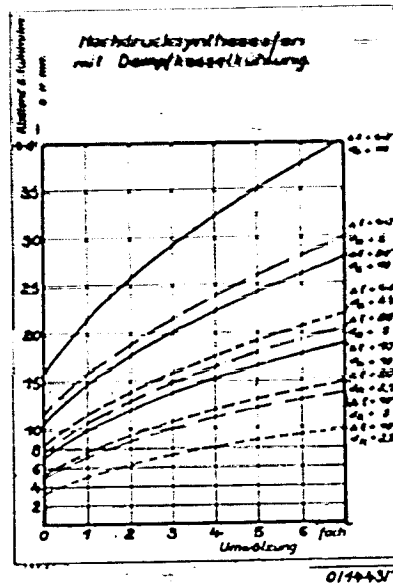
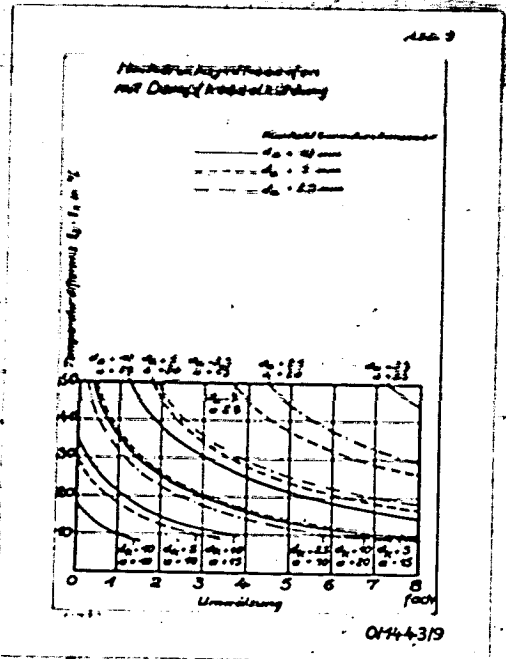
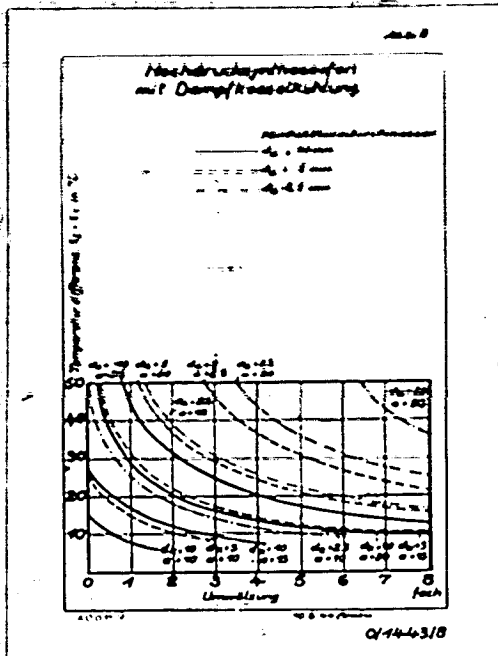


Abb. 7. Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzung für verschiedene Temperaturdifferenzen und Kontaktkorngrößen.
 Wärmeentwicklung $5\,000\,000\text{ kcal/m}^3\text{ h Kontakt}$
 Kühlrohrdurchmesser 28/38 mm
 Synthesetemperatur $400\text{ }^\circ\text{C}$

Die Abbildungen 4 bis 7 zeigen für Kontaktraum-Belastungen von 2 000 000 bis 5 000 000 kcal den Einfluß der Umwälzmenge auf dem Kühlrohrabstand. Ganz unabhängig von der Wärmebelastung, dem Kontaktkorn-Durchmesser und dem zulässigen Temperatur-Gefälle $\Delta t = (t_0 - t_1)$ können die Rohrabstände a mit steigender Wälzgasmengen vergrößert werden, und zwar umso mehr, je größer der Kontaktkorn-Durchmesser und die zulässigen Temperatur-Unterschiede sind. Da aus Gleichgewichts-Gründen immer eine bestimmte Wälzgasmenge notwendig ist, wirkt sich dies günstig auf die Ofengestaltung aus. Die auftretenden Temperaturunterschiede $t_0 - t_1$ können aus Abb. 8 und Abb. 9 für verschiedene Kühlrohrabstände und verschiedene Kontaktkorn-Abmessungen in Abhängigkeit von der Umwälzung entnommen werden.



Temperaturgefälle $\Delta t = t_1 - t_2$ im Kontakt als Funktion der Umwälzung für verschiedene Kühlrohrabstände und Kontaktkorngrößen.

Abb. 8. Wärmeentwicklung 2 000 000 kcal/m³ h Kontakt
Kühlrohr- ϕ 28/38 mm
Synthese-Temperatur 400 $^{\circ}\text{C}$

Abb. 9. Wärmeentwicklung 5 000 000 kcal/m³ h Kontakt
Kühlrohr- ϕ 28/38 mm
Synthese-Temperatur 400 $^{\circ}\text{C}$

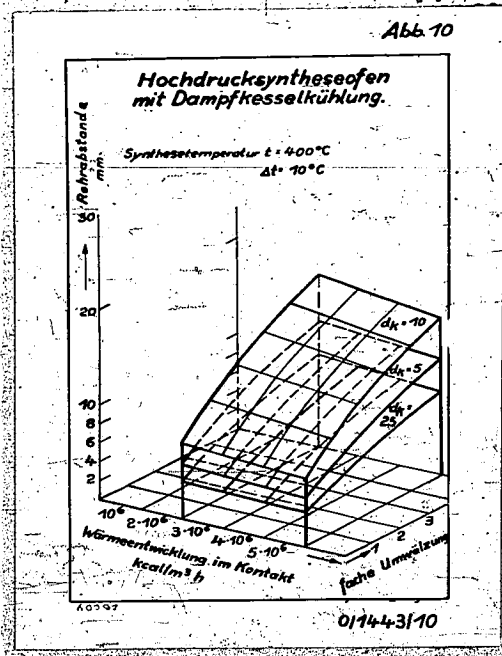
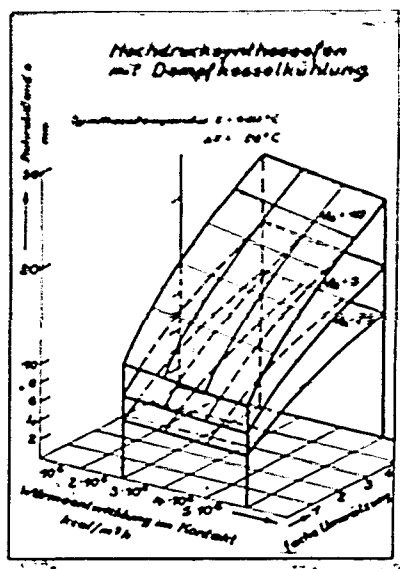


Abb. 10 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzmenge und der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Kontaktkorn-Durchmesser
Temperaturdifferenz $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$
Synthese-Temperatur 400 $^{\circ}\text{C}$
Kühlrohr- ϕ 28/38 mm

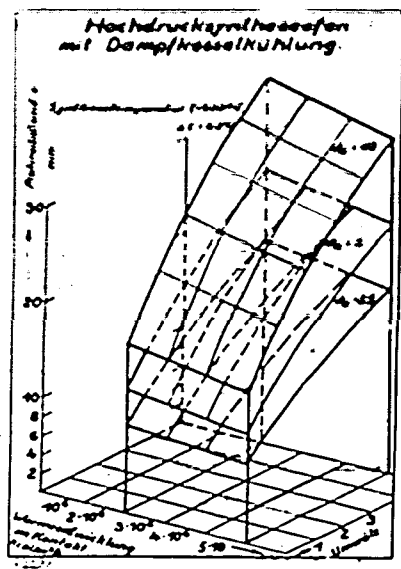
Abb. 11



011443/11

Abb. 11 (wie Abb. 10)
Temperatur-Differenz
 $\Delta t = 20^\circ\text{C}$

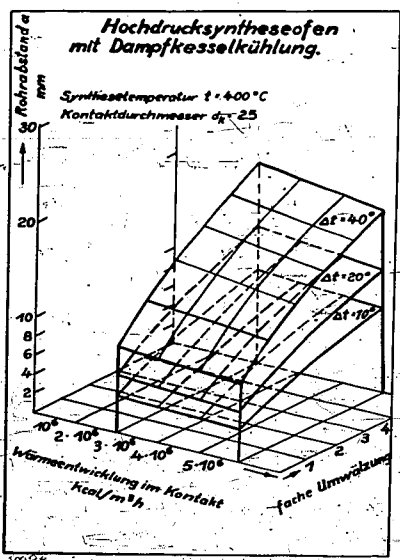
Abb. 12



011443/12

Abb. 12 (wie Abb. 10)
Temperatur-Differenz
 $\Delta t = 40^\circ\text{C}$

Abb. 13



30/29

011443/13

Abb. 13 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzmenge und der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Temperatur-Differenzen im Kontakt
 Kontaktkorn- ϕ $d_K = 2,5$ mm
 Kühlrohr- ϕ 28/38 mm
 Synthese-Temperatur 400°C

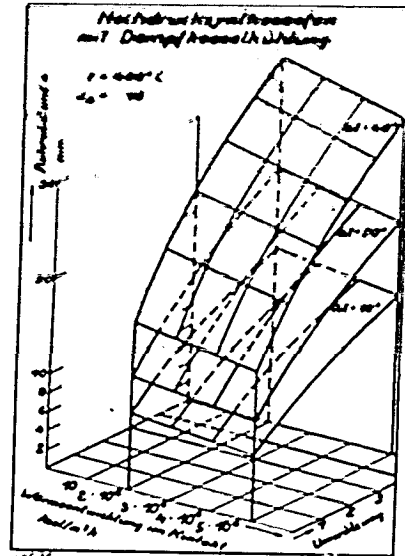
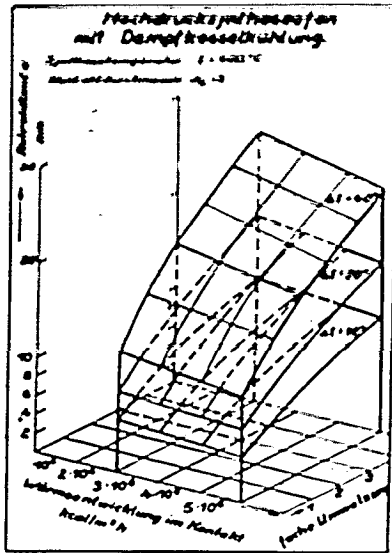


Abb. 14 (wie Abb. 13)
 Kontaktkorn- ϕ $d_K = 5 \text{ mm}$

Abb. 15 (wie Abb. 13)
 Kontaktkorn- ϕ $d_K = 10 \text{ mm}$

Deutlicher noch lassen die nächsten Abbildungen 10 bis 15 in räumlicher Darstellung den Einfluß der verschiedenen Größen auf die Bemessung des Ofenraumes erkennen. Besonders interessant und wichtig ist die Tatsache, daß die Erhöhung der Wärmebelastung des Kontaktes keine Erhöhung der Temperatur in der Kontaktschicht zur Folge hat, unter der Voraussetzung, daß das Verhältnis von Wälzgasmenge zur umgesetzten Gasmenge konstant bleibt. Es kommt dies dadurch zum Ausdruck, daß die Linien konstanter Umwälzung parallel zur Abzissenachse sind. Die Ursache hierfür liegt darin begründet, daß die Wärmeleitfähigkeit des Kontaktaufwerkes etwa im gleichen Verhältnis wie die Gasmenge bzw. die Gasgeschwindigkeit ansteigt. In Abb. 2 im doppellogarithmischen Diagramm ist dies an der etwa 45° Neigung der Λ Kurven zu erkennen. Das hat zur Folge, daß der Hochdrucksynthese-Ofen mit Dampfkesselskühlung sehr stabil ist. Vermutlich wird man immer so fahren, daß das Gleichgewichtsverhältnis angenähert erreicht wird. Bei Veränderung der Gasmenge wird dadurch auch das Verhältnis von umgesetztem zu nicht umgesetztem Gas konstant bleiben. Infolgedessen ist die Forderung eines gleichbleibenden Umwälzverhältnisses automatisch gegeben und es wird auch das Temperaturgefälle in der Kontaktschicht bei wechselnder Gasbeaufschlagung dasselbe bleiben. Die Überlegungen gelten unter der Voraussetzung, daß der Umsatz angenähert über den ganzen Kontaktraum

gleichmäßig verteilt ist. Wird die Reaktion auf eine schmale Zone zusammenge-
drängt, dann ergeben sich andere Verhältnisse.

Klar ist auch der Einfluß der Kontaktkorngröße in den Abbildungen 10, 11 und
12 aus dem Abstand der Flächen konstanter Kontaktkorngröße zu beobachten.
Ebenso gibt der Abstand der Flächen konstanter Temperaturen in den Abbildungen
13, 14 und 15 den Einfluß der zulässigen Temperatur-Differenz im Kontakt über-
sichtlich wieder.

Der Einfluß der Wärmeleitzahl des Kontaktes selbst wurde nicht untersucht.
Er tritt aber nach allen bisherigen Versuchen zurück gegenüber der Wärmelei-
tung im Gas und kann bei den hohen Geschwindigkeiten und hohen Reynoldsschen
Zahlen bei der Hochdruck-Synthese unberücksichtigt bleiben. Die Änderung der
Gasgeschwindigkeit in axialer Richtung im Ofen ebenso wie die Änderung der
Gaszusammensetzung infolge der Reaktion wurden ebenfalls vernachlässigt, da
sie die Rechnung zu sehr komplizieren würden, ohne deren Ergebnisse grundsätz-
lich zu ändern. Ebenso wurde nicht berücksichtigt, daß ein Teil der Reaktions-
wärme durch eine Temperatur-Erhöhung des Kreislauf-Gases abgeführt wird, und
zwar umso mehr, je größer die Wälzgasmenge ist. Die tatsächlichen Verhältnisse
bezüglich des Temperaturgefälles in der Kontaktschicht liegen demnach etwas
günstiger als die Rechnung wiedergibt.

3.) Wärmeübergang an die Kühlrohrwand.

Kling (4) hat bei seinen Versuchen für den Wärmeübergang vom luftdurchströmten
Kontakt an die Wand die Beziehung gefunden

$$Nu = 100 \cdot Pe^{0,84} \cdot \frac{1}{3600^{0,84}} \quad (4.)$$

die umgeformt werden kann in

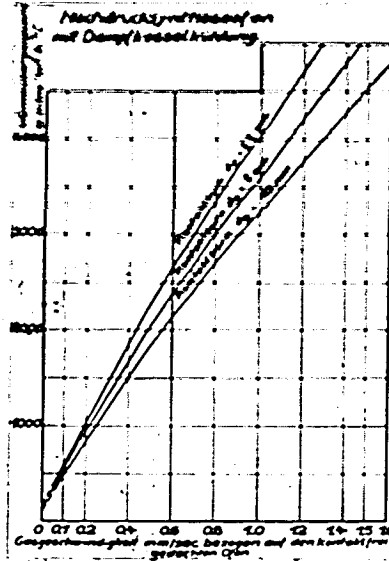
$$\alpha = 100 \cdot (w_m \cdot \gamma_m \cdot c_p)^{0,84} \cdot \left(\frac{\lambda_{CO+H_2}}{d_K} \right)^{0,16} \quad (5.)$$

wobei w_m die auf den kontaktfrei gedachten Rohrquerschnitt bezogene mittlere
Gasgeschwindigkeit in m/sec. bedeutet.

Die Gültigkeit dieser Gleichung wurde von uns durch Messungen an einigen Be-
triebsanlagen wie z.B. in der AT-Anlage bestätigt.

Setzt man nach Hasselblatt (1) für $\gamma_m = 47,9 \text{ kg/m}^3$
 $c_p = 0,7566 \text{ kcal/kg und}$
 $\lambda_{CO+H_2} = 0,185 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$

so erhält man für 2,5 mm Kontakt $\alpha = 4060 \cdot v^{0,84}$
 5 mm " $\alpha = 3640 \cdot v^{0,84}$
 10 mm " $\alpha = 3260 \cdot v^{0,84}$



0/14+3/76

Abb. 16. Die Wärmeübergangszahl zwischen der vom Gas durchströmten Kontaktschicht und der Kühlrohrwand als Funktion der Gasgeschwindigkeit.

In Abbildung 16 sind die mit diesen Gleichungen berechneten Wärmeübergangszahlen als Funktion der Gasgeschwindigkeit eingezeichnet. Als Gasgeschwindigkeit wurde dabei jene am Eintritt in den Ofen zu Grunde gelegt. Die geringe Kontraktion im Ofen ebenso wie die Änderung der Wärmeleitfähigkeit durch die Änderung der Gaszusammensetzung wurden vernachlässigt.

Zahlentafel 2.

Wärmeaufnahme pro Kühlrohr kcal / h.

Wärmeentwicklung im Kontakt kcal/m ² h	Kühlrohrabstand			
	10	15	20	25
2 000 000	17200	26000	35500	46000
3 000 000	26000	39000	53000	69000
4 000 000	34450	52000	71000	92500
5 000 000	43000	65000	89000	116000

Die beim Wärmeübergang an die Wand auftretende Temperatur-Differenz wurde dann

mit der Gleichung

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{F \cdot \alpha}$$

(6.)

berechnet.

Es bedeuten Q = die Wärmemenge pro Kühlrohr in kcal/h, die aus Zahlentafel 2 zu entnehmen ist. F = die Fläche des Kühlrohres in m^2 auf der Kontaktseite, wobei ein äußerer Rohrdurchmesser von 38 mm angenommen wurde. Im Gegensatz zur Wärmeleitung wurde der Wärmeübergang vom Kontakt an die Wand umso besser, je kleinere Kontaktkörner man verwendet. Vermutlich erfolgt die Berührung von Kontakt und Wand nach anderen Gesetzmäßigkeiten als die der Kontaktkörner untereinander. Durch eine stärkere Flächenberührung kann dieses Verhalten des Wärmeüberganges vielleicht erklärt werden. Steigende Wälgasmenge verbessert den Wärmeübergang naturgemäß ganz bedeutend. Aus den Abbildungen 17 bis 20 ist das starke Absinken der Temperaturdifferenzen $t_2 - t_1$ mit steigender Wälgasmenge klar zu erkennen. Für beliebige Kontaktkorngrößen und Abstände der Kühlrohre können die auftretenden Temperatur-Unterschiede, die etwa zwischen 5 und 80 °C liegen, aus den genannten Abbildungen entnommen werden.

Abb. 17

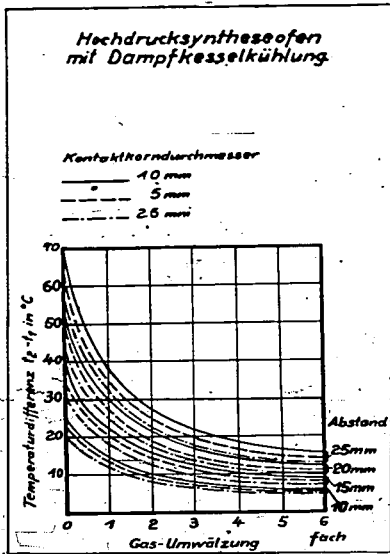


Abb. 18

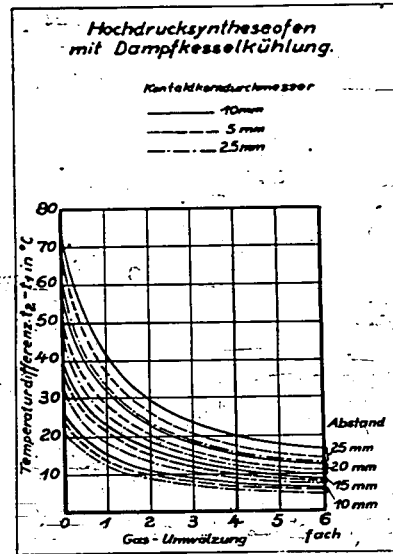
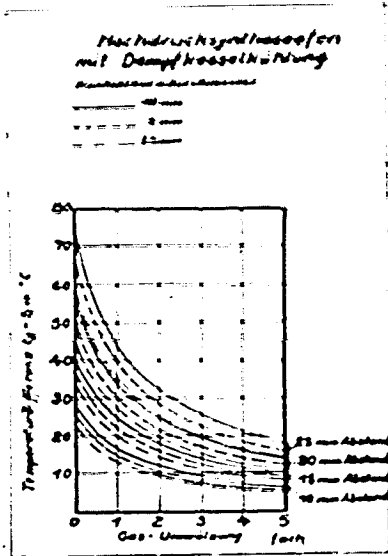


Abb. 17 Das Temperaturgefälle zwischen der von Gas durchströmten Kontaktschicht und der Kühlrohrwand als Funktion der Wälgasmenge für verschiedene Kontaktkorn- ϕ und Kühlrohrabstände
Wärmeentwicklung im Kontakt 2 000 000 kcal/m² h

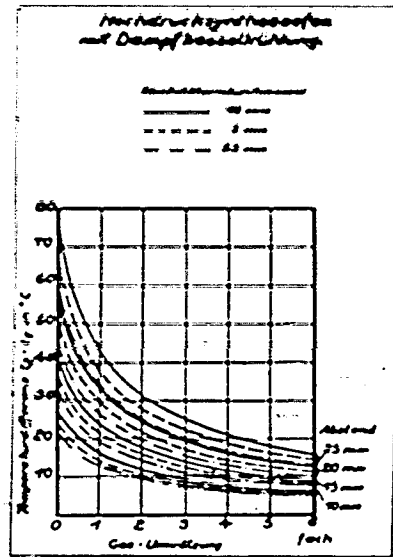
Abb. 18 (wie Abb. 17) Wärmeentwicklung im Kontakt 3 000 000 kcal/m² h

Abb. 19



011493/19

Abb. 20



011493/20

Abb. 19 (wie Abb. 17) Wärmeentwicklung im Kontakt 4 000 000 kcal/m² h

Abb. 20 (wie Abb. 17) Wärmeentwicklung im Kontakt 5 000 000 kcal/m² h

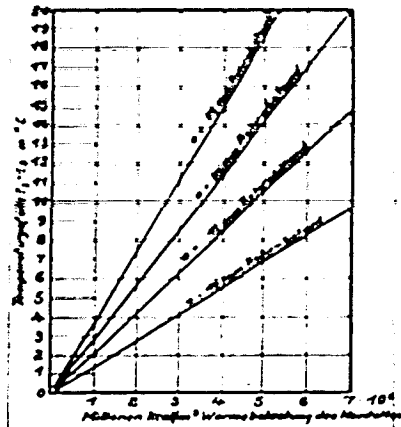
4.) Wärmeleitung in der Kühlrohrwand.

Für die Wärmeleitung in der Kühlrohrwand gilt die Beziehung:

$$Q = F \cdot \frac{\lambda R}{s} \cdot (t_3 - t_2) \quad (7.)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_R des Kühlrohres wurde unter der Annahme eines niedrig legierten Chromstahles und einer Temperatur von 400 °C mit 30 $\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$ angenommen. Die Wärmerstärke s des 28/38 mm Kühlrohres beträgt 0,005 m, die Fläche F in m² wurde unter Zugrundelegung eines mittleren Durchmessers von 33 mm ermittelt. Unter Benutzung der in Zahlentafel 2 angegebenen Wärmemengen wurden die in Abbildung 21 eingezeichneten Temperatur-Differenzen ermittelt. Die außerordentlich großen Wärmemengen bedingen trotz der guten Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials größere Temperaturunterschiede, die je nach der Wärmebelastung des Ofens zwischen 4 und 15 °C liegen können, und demnach bei der Beurteilung des auftretenden Gesamtwärme-Gefälles keineswegs vernachlässigt werden dürfen.

Maximalwert der Temperaturdifferenz
mit Dampfdruck als Funktion



0/1443/21

Abb. 21 Temperaturgefälle in der Kühlrohrwand
als Funktion der Wärmeentwicklung im
Kontakt für verschiedene Kühlrohrabstände

5.) Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit.

Der Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit ist in erster Linie abhängig von der Art des verwendeten Kühl-Mediums. Von untergeordneter Bedeutung sind die Größe der Dampfbildung und die damit zusammenhängenden Strömungsverhältnisse. Wie schon früher angedeutet, soll ein natürlicher Kühlmittel-Kreislauf vorausgesetzt werden. In der folgenden Zahlentafel 3 sind die hauptsächlichsten Zustandsgrößen der für die Kühlung in Frage kommenden Medien, und zwar Wasser, Diphenyl- und Quecksilber zusammengestellt.

Zahlentafel 3.

	Wasser	Diphenyl	Quecksilber
Temperatur	360 °C	360 °C	360 °C
Dampfdruck	180 ata	6,870 ata	1,06 ata
Verd. Wärme	190,7 kcal/kg	55 kcal/kg	68 kcal/kg
Rauminhalt des Dampfes	0,00782 m ³ /kg	0,0372 m ³ /kg	0,253 m ³ /kg
Dampfvol. für 100000 kcal	4,1 m ³	67,5 m ³	372 m ³
Wärmeleistung			
Verhältnis der Dampfvol. zu Wasserdampf	1	16,5	91
Temp. Erhöhung bei 1 At Druckanstieg	0,45 °C	9,5 °C	38 °C

Quecksilber ergibt bei 1 at Druckunterschied, d.h. bei einer Mantelhöhe von nur ca. 800 mm des Ofens schon einen Temperaturunterschied von 38 °C im Kühlmittel. Selbst bei kleinsten Bauformen des Syntheseofens, die aus wirtschaftlichen Gründen nicht zu erfüllen sind, oder bei liegenden Ofen kann von einer Temperaturkonstanz im Kühlmittel-Kreislauf nicht gesprochen werden. Technische Bauformen in der Größenordnung von 10 m sind dennoch überhaupt nicht zu verwirklichen. Das Dampfvolumen ist bei Quecksilber unter der Voraussetzung gleicher Wärmeleistung etwa 21 mal so groß als bei Wasserdampf. Es ist deshalb nicht möglich, einen Hochdrucksynthese-Ofen auf wirtschaftlicher Basis mit Quecksilberkühlung zu konstruieren, da ein zu großer Anteil des unbauten Raumes zur Abfuhr der riesigen Dampfmenngen benötigt würde. Quecksilber scheidet demnach aus der Betrachtung der Kühlmittel aus, ganz abgesehen davon, inwiefern wegen seiner Giftigkeit und vor allem wegen seiner schwierigen Beschaffung auch sonst nicht für eine großtechnische Verwendung in Frage kommt.

In engerer Wahl stehen demnach nur noch Wasserlauf und Diphenyl. Auch bei Diphenyl ist das Dampfvolumen noch etwa 16,5 mal so groß wie bei Wasserdampf. Verlockend ist allerdings der niedrige Dampfdruck von nur 5,7 atü gegenüber 150 at bei Wasserdampf für eine Sättigungstemperatur von 360 °C. Die folgende Berechnung soll den Verwendungsbereich der beiden Stoffe klären. Bevor auf die Frage des Wärmeüberganges eingegangen werden kann, muß jedoch die Frage des Kühlmittel-Kreislaufes Klargestellt sein.

a.) Kühlmittelkreislauf.

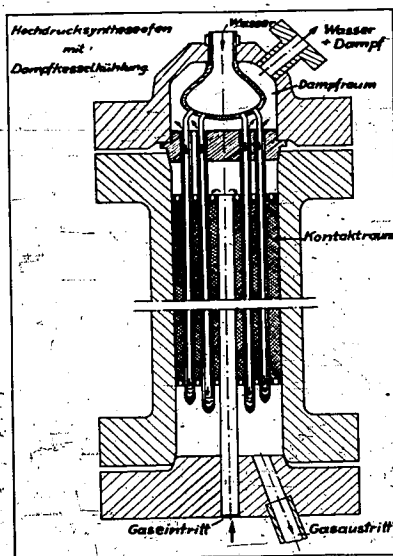


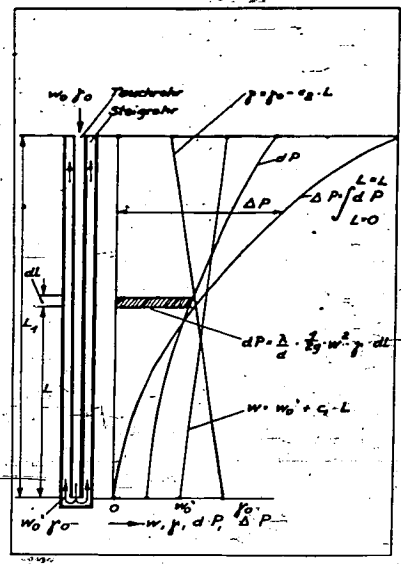
Abb. 22

Abb. 22 Prinzipskizze eines dampfkesselgeköhlten Hochdrucksyntheseofens.

Abbildung 22 zeigt die Prinzip-Skizze eines Hochdruck-Synthesofens, bei dem die Kontaktzone die Kühlrohre angeordnet ist. Die Kühlrohre sind in den oberen Ofenabsatz eingewalzt oder eingeschweißt und ragen als sogenannte Kühlzapfen, die unten verschlossen sind, in den eigentlichen Kontaktraum hinein. Die Kühlflüssigkeit wird durch Tauchrohre eingeleitet und steigt in den vom Tauchrohr und Kühlrohr gebildeten Ringraum unter Dampfbildung nach oben. Das Dampf-Flüssigkeits-Gemisch wird aus einem besonderen Raum am oberen Ende des Ofens abgezogen und einem Trenngefäß zugeführt, von wo aus die nicht verdampfte Flüssigkeit durch eine zweite Leitung wieder den Tauchrohren zugeleitet wird. Das Synthesegas gelangt von unten über ein Centralrohr in den Ofenoberteil, wird dort umgelenkt, strömt durch die Kontaktschicht nach unten und wird am unteren Deckel wieder abgezogen.

Im Tauchrohr selbst findet keine Verdampfung statt, so daß wir es dort mit reiner Flüssigkeits-Strömung zu tun haben. Die Geschwindigkeit sei mit w_0 , das spez. Gewicht mit γ_0 bezeichnet (siehe Abb. 23).

Abb. 23



0114-43/23

Abb. 23. Der Verlauf von Geschwindigkeit, spez. Gewicht und Druckverlust im Kühlrohr.

In dem kreisringförmigen Steigrohr findet unter Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung der Reaktion über den ganzen Raum auch gleichmäßige Dampfbildung statt, so daß die erzeugte Dampfmenge vom Werte 0 am unteren Ende des Rohres

bi: zu einem Maximalwert an oberem Rohrende linear ansteigt. Da für die Hochdrucksynthese nur relativ hohe Temperaturen und damit auch Dampfdrücke in Frage kommen, kann die Selbst-Verdampfung, die von Schmidt (6) als Funktion des Druckes ermittelt wurde, vernachlässigt werden. Ferner wurde zur Vereinfachung der Berechnung angenommen, daß die Relativ-Geschwindigkeit der Dampfblasen gegenüber dem Wasser 0 ist. Diese Vereinfachung ist umso mehr berechtigt, als die Versuche von Schmidt (6) gezeigt haben, daß die relative Dampfgeschwindigkeit mit sinkendem Rohrdurchmesser abnimmt und aus den nachfolgenden Betrachtungen ersichtlich ist, daß wir es bei der Bemessung des Kühlkreislaufes von Hochdrucköfen mit einem sehr kleinen hydraulischen Radius des Ringraumes zu tun haben. Außerdem hat sich auch gezeigt, daß die Relativ-Geschwindigkeit von Dampf und Wasser mit steigendem Druck abnimmt (7). Dies ist ein weiterer Grund, diese bei der Berechnung des Wasser-Kreislaufes von Synthese-Öfen zu vernachlässigen.

Gegenüber dem Wasserkreislauf in Kessel-Systemen (8) ergibt sich noch insofern eine wesentliche Vereinfachung als sämtliche Kühlrohre eines Hochdruckofens, die parallel geschaltet sind, unter der Voraussetzung gleichmäßiger Wärmebelastung im Reaktionsraum auch gleiche Dampfentwicklung aufweisen, während die Tauchrohre (Fallrohre), wie schon ausgeführt, unbeheizt sind. Es genügt demnach, die Berechnung für ein einziges Rohr durchzuführen, da alle anderen unter den gleichen Bedingungen arbeiten.

Bezeichnet man das mittlere spez. Gewicht im Fallrohr mit γ_m und das mittlere spez. Gewicht im Steigrohr mit γ'_m , die Rohrlänge mit L_1 , so fordert die allgemeine Bedingung für den Wasserumlauf, daß die Differenz der statischen Druckhöhen im Fallrohr und im Steigrohr (Auftriebshöhe) gleich der Summe sämtlicher Umlaufverluste ist, daß also

$$L_1 \cdot (\gamma_m - \gamma'_m) = \sum \text{Verluste} \quad (8.)$$

Die Flüssigkeits-Geschwindigkeit im Fallrohr ist konstant. Gegenüber ergibt sich für die Geschwindigkeit im Steigrohr unter den oben gemachten Voraussetzungen eine lineare Zunahme mit der Länge, so daß man setzen kann

$$w = w'_0 + c_1 \cdot L \quad (9.)$$

wobei w = die Geschwindigkeit an jener Stelle des Steigrohres ist, die vom unteren Ende die Entfernung L hat und c_1 eine Konstante bedeutet. Das spez. Gewicht im Fallrohr ist, da sich Temperatur und Druck nicht ändern, mit γ_0 konstant einzusetzen, während für das spez. Gewicht im Steigrohr unter den oben genannten Annahmen sich eine lineare Abnahme längs des Rohres ergibt;

man kann demnach setzen

$$\gamma = \gamma_0 - c_2 \cdot L \quad (10.)$$

wenn γ das spezifische Gewicht in kg/m^3 an der Stelle L ist und c_2 eine Konstante darstellt.

$$\text{mit } \gamma = \left(\gamma_0 - c_2 \cdot \frac{L_1}{2} \right) \quad (11.)$$

geht Gleichung (8. über in

$$\frac{L_1^2}{2} \cdot c_2 = \sum \text{Verluste} \quad (12.)$$

\sum Verluste ergibt sich aus Druckverlust im Fallrohr und Druckverlust im Steigrohr. Der Druckverlust im Fallrohr ΔP_f wird ermittelt nach der Gleichung

$$\Delta P_f = \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad (13.)$$

Für die Widerstandsziffer der Reibung wurde unter der Voraussetzung, daß man glatte Rohre als Tauchrohre verwendet, gesetzt

$$\lambda = 0,3164 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{\text{Re}}} \quad (14.)$$

wenn Re die Reynold'sche Zahl bedeutet.

Die Größe des Eintrittsverlustes in das Fallrohr erhält man aus der Gleichung

$$\Delta P_e = (1 + \xi) \cdot \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad (15.)$$

Für die Verlustziffer ξ kann nach Angaben von Schmidt ein Wert = 0,5 angenommen werden, damit ermittelt man für den Eintrittsverlust die Beziehung

$$\Delta P_e = 1,5 \cdot \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad (16.)$$

Für das Steigrohr gilt für den Druckverlust in einem Längenelement dL (siehe Abb. 23)

$$dP = \lambda \cdot \frac{dL}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad (17.)$$

mit den Bezeichnungen aus Gl. 9 und 10 ergibt sich

$$dP = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2g} \cdot dL \cdot (w_0' + c_1 \cdot L)^2 \cdot (\gamma_0 - c_2 \cdot L) \quad (18.)$$

und daraus der gesamte Druckverlust zwischen $L = 0$ und $L = L_1$.

$$\int_{L=0}^{L=L_1} dP = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2g} \int_{L=0}^{L=L_1} dL \cdot (w_0'^2 + 2 w_0' \cdot c_1 \cdot L + c_1^2 L^2) \cdot (\gamma_0 - c_2 \cdot L) \quad (19.)$$

oder

$$\Delta P_0 = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2g} \cdot (w_0^2 \cdot \gamma_0 \cdot L + w_0 \cdot c_1 \cdot \gamma_0 \cdot L^2 + 3/5 c_1^2 \cdot L^3 + \gamma_0 \cdot 1/2 \cdot w_0^2 \cdot c_2 \cdot L^2 + 2/3 w_0 \cdot c_1 \cdot L^3 \cdot c_2 + 1/4 c_1^2 \cdot c_2 \cdot L^4) \quad (20)$$

Die Gleichung gilt für einen kreisförmigen Rohrquerschnitt. Da wir es bei dem Steigrohr im Hochdruckofen jedoch mit einem kreisringförmigen Querschnitt zu tun haben, ist an Stelle von $\frac{\lambda}{d}$ der Wert $\frac{\lambda'}{r}$ in Gleichung (20) einzusetzen, wobei r der hydraulische Radius ist und aus der Gleichung

$$r = \frac{F}{U} = \frac{D-d}{4} \quad (21)$$

ermittelt wird, wenn F der Querschnitt des Kreisringraumes, U der Umfang und D der Äußere, d der innere Durchmesser sind.

Für die Gitterganzsziffer λ' gilt die Beziehung

$$\lambda' = 0,01 \cdot \left(\frac{L}{r}\right)^{0,314} \quad (22)$$

Für k' wurde der Wert 4×10^{-3} eingesetzt.

Der Umlenkungsverlust zwischen Fall- und Steigrohr wurde nach der Gleichung

$$\Delta P_0' = 3,5 \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad \text{berechnet.} \quad (23)$$

Die Summe der nach den Gleichungen 13, 15, 20 und 23 ermittelten Druckverluste ergibt den gesamten Widerstand des Kühlkreislaufes.

Es wurde nun für angenommene Geschwindigkeiten im Fallrohr und für verschiedene Wärmeleistungen, d.h. also für verschiedene große Dampferwicklung, der Druckverlust im Kreislauf bestimmt und kurvenmäßig aufgetragen. Der Schnitt zwischen diesen Kurven und jener, die sich als Auftrieb aus dem spez. Gewichtsunterschied zwischen Fall- und Steigrohr multipliziert mit der Rohrlänge L_1 ergibt, wurde bestimmt.

Der Schnittpunkt bedeutet jeweils den Gleichgewichtszustand zwischen Umlaufverlust und Auftriebshöhe, ergibt also den jeweiligen Betriebspunkt des Kreislaufsystems. Diese Rechnung wurde durchgeführt für verschiedene Dampfdrücke, für verschiedene Tauchrohrgrößen, für verschiedene Kühlrohr-Abstände, verschiedene Wärmebelastungen der Kühlrohre sowie für verschiedene Rohrlängen, d.h. verschiedene Längen des Reaktionsofens. Als Kühlrohr wurde dagegen ein Rohr von 28 mm lichten und 38 mm äußeren Durchmesser als konstant angenommen.

α Einfluß des Dampfdruckes.

Das Verhältnis der im Kühlkreislauf ungewälzten Flüssigkeitsmenge zur gebildeten Dampfmenge ist umso ungünstiger, je höher die Wärmebelastung des Kontaktes ist. Abbildung 24 zeigt z.B., daß für 180 atü Dampfdruck bei 1 000 000 Wärmebelastung pro m²/h Kontakt noch die 3,5-fache Flüssigkeitsmenge ungewälzt wird, während diese bei 5 000 000 kcal auf 0 zurückgeht, d.h. das ganze in

das Kühlrohr einströmende Wasser verdampft wird. Aus der gleichen Abbildung ebenso wie aus Abbildung 25 ist zu entnehmen, daß die Verhältnisse mit sinkendem Dampfdruck, d.h. also mit sinkender Reaktions-Temperatur günstiger werden.

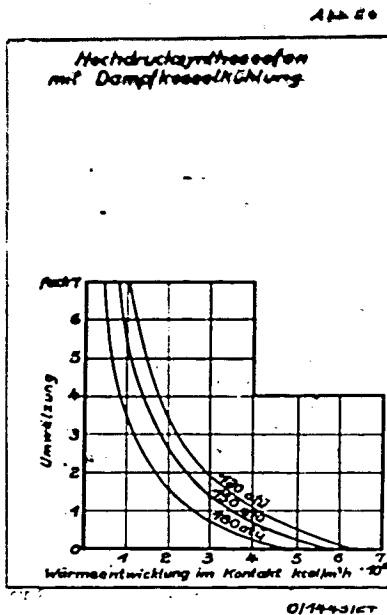


Abb. 24 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Dampfdrücke.

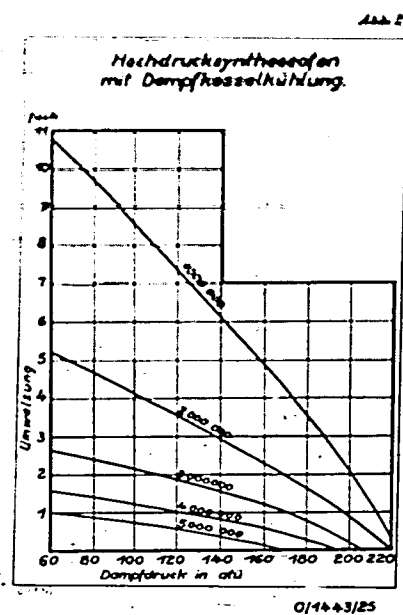


Abb. 25 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion des Dampfdruckes für verschiedene Wärmeentwicklung im Kontakt.

So kann man bei 120-atü Dampfdruck und 5 000 000 kcal Wärmeleistung noch mit einer 0,5-fachen Umwälzung rechnen. Die dem Diagramm zu Grunde liegende Rechnung bezieht sich auf eine Rohrlänge von 10 m und einem Rohrabstand von 20 mm. Ein Vergleich mit dem Wasserumlauf in Höchstdruckkesseln zeigt, daß die Verhältnisse dort wesentlich günstiger liegen. Von Paul (9) wird für Höchstdruckkessel von 120 atü ein 18-facher Kreislauf angegeben (siehe Abb. 26).

Diese wesentlich größere Umlaufmenge ist dadurch begründet, daß im Kesselbau keine Beschränkung des Rohrdurchmessers mit Rücksicht auf eine gute Raumnutzung gefordert werden muß und nicht wie beim Hochdrucksynthese-Ofen die Widerstandsverhältnisse in den Kühlrohren durch die darin eingebauten Tauchrohre verschlechtert werden. Im Interesse einer Verwendung von Wasserdampf als Kühlflüssigkeit liegt es also, die Reaktionstemperaturen möglichst zu senken, d.h. Kontakte zu entwickeln, die wesentlich aktiver sind als die bisher angewandten.

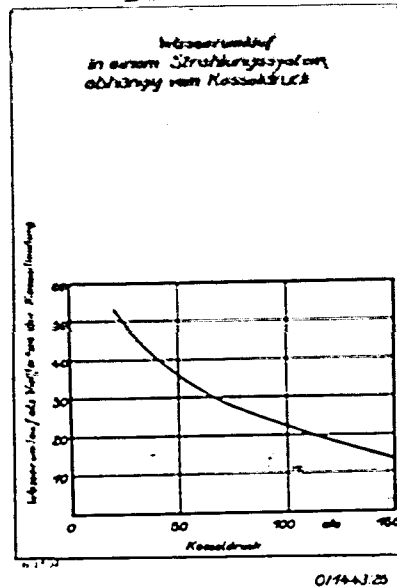


Abb. 26 Der Wärmeumlauf in einem Strahlungssystem, abhängig vom Kesseldruck (Aus Paul, VDI. 1944 S.91).

Die tatsächlichen Verhältnisse sind allerdings etwas günstiger, da ja ein Ausdampfgefäß angeordnet werden muß, das man je nach den baulichen Verhältnissen in größerer Höhe über dem Ofen aufstellen wird, so daß dadurch noch eine zusätzliche Auftriebshöhe erzeugt wird. Durch diese Maßnahme wird eine Verbesserung des Kreislaufes erreicht. Sie wurde jedoch rechnerisch nicht erfaßt, da sie durch die baulichen Verhältnisse, die von Fall zu Fall anders sind, beeinflusst wird.

β Einfluß des Rohrabstandes.

Der Rohrabstand bedingt die Wärmemenge, die auf das einzelne Kühlrohr trifft. Bei geringerem Abstand ist dem Rohr auch nur eine geringere Kontaktmenge und damit eine niedrigere Wärmemenge zugeordnet. Infolgedessen werden, wie Abbildung 27 zeigt, mit abnehmenden Kühlrohr-Abstand die Umlaufverhältnisse günstiger. Man kann jedoch einen gewissen Betrag nicht unterschreiten, da sonst die Ausnutzung des Hochdruckraumes zu ungünstig wird.

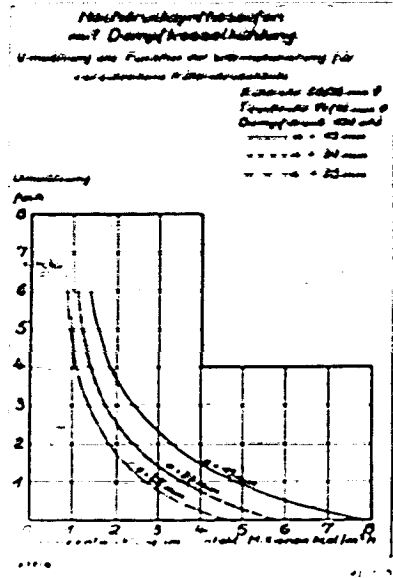


Abb. 27 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung in Kontakt für verschiedene Kühlrohrabstände.

Einfluß des Tauchrohrdurchmessers.

Die Abbildungen 24 und 27 sind mit einem Tauchrohr von 14/16 Ø aufgestellt worden. Es trat nun die Frage auf, ob durch Änderung der Tauchrohr-Abmessungen eine Verbesserung des Kühlkreislaufes erreicht werden kann oder ob dieses Rohr die optimalen Verhältnisse darstellt. Um diese Frage zu klären, wurden die umgewälzten Mengen an Kühlflüssigkeit unter Beibehaltung des Kühlrohres von 28/38 mm Ø noch für 2 andere Tauchrohre, und zwar 10/12- und 16/18 mm Ø ermittelt. Wie aus Abbildung 28 zu ersehen ist, liegen in dem gesamten Bereich von niedriger bis zu hoher Wärmebelastung die Umwälzmengen für das 10/12er Tauchrohr unter derjenigen des 14/16er Rohres. Das 16/18er Tauchrohr ist im Bereich über 2.000.000 kcal Wärmebelastung ebenfalls schlechter als das 14/16, unter 2.000.000 kcal Wärmebelastung jedoch etwas günstiger als letzteres. Mit den Werten der Abbildung 28 wurde in Abbildung 29 die Umwälzung als Funktion des leichten Tauchrohr-Durchmessers dargestellt.

Abb. 28

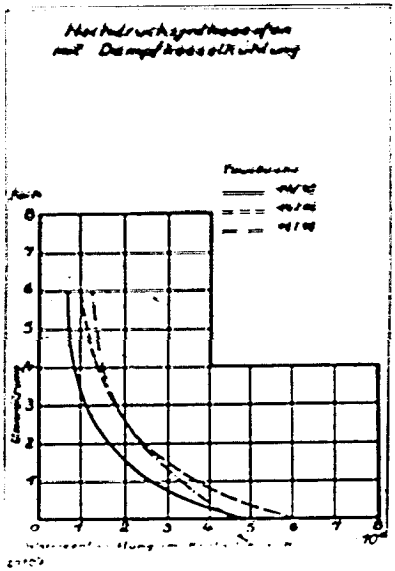


Abb. 29

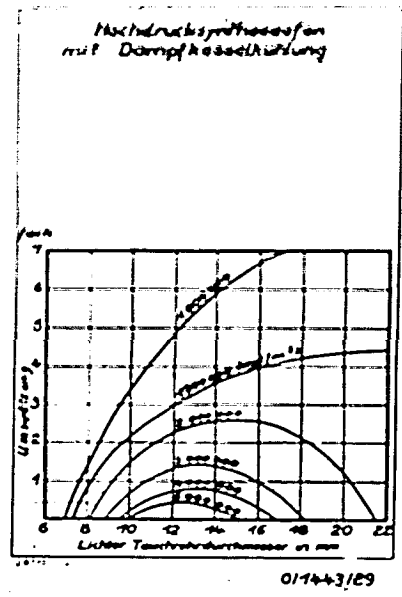


Abb. 28 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Tauchrohr- ϕ .

Abb. 29. Die Umwälzmenge im Kühlkreislauf als Funktion des lichten Tauchrohr- ϕ für verschiedene Wärmeentwicklung im Kontakt.

Man sieht ganz deutlich, daß sich mit abnehmender Wärmeleistung das Maximum der Kurven in ein Gebiet größeren Tauchrohrdurchmessers verschiebt.

In dem uns speziell interessierenden Bereich von etwa 3 bis 5 000 000 kcal/m³ h Kontakt haben wir jedoch mit dem 14/16er Tauchrohr etwa die optimalen Verhältnisse getroffen.

Es interessiert in diesem Zusammenhang noch die Verteilung des Druckverlustes im Wasserkreislauf auf Fall- und Steigrohr. In Abbildung 30 wurden diese Werte für die 3 obengenannten Tauchrohr-Größen eingetragen. Beim 10/12er Tauchrohr liegt der weitaus größte Teil des Druckverlustes im Tauchrohr. Beim 14/16er Tauchrohr dagegen verteilt sich der Druckverlust annähernd zu 50 % auf Tauch- und Steigrohr und beim 16/18er Tauchrohr liegt der größte Teil des Druckverlustes im Steigrohr. Man kann daraus erkennen, daß man die günstigste Arbeitsweise etwa dann erhält, wenn die Druckverluste im Fall- und im Steigrohr gleich groß sind.

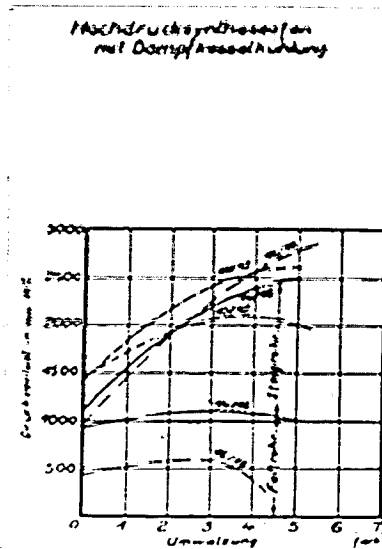


Abb. 30 Der Druckverlust im Kühlkreislauf aufgeteilt auf Fall- und Steigrohr als Funktion der Umwälzung im Kühlkreislauf für verschiedene Tauchrohrdurchmesser.

Es wurde ferner versucht, den Optimalwert des Wasserumlaufes dadurch zu ermitteln, daß man die Summe der Druckverluste für Fall- und Steigrohr unter vereinfachten Annahmen formelmäßig bestimmt und den ersten Differenzial-Quotienten nach dem Durchmesser bildet. Der Wert 0 für diesen Ausdruck ergibt dann den günstigsten Tauchrohrdurchmesser. Die Rechnung führt jedoch selbst unter vereinfachten Annahmen zu einer Gleichung 5. Grades und ist demnach nurmehr graphisch zu lösen. Da diese Methode infolge der gemachten Annahmen eine geringere Genauigkeit besitzt und nicht schneller zum Ziele führt als die direkte Berechnung des Wasserkreislaufes für einige Querschnittsverhältnisse, wurde von einer weiteren Verfolgung abgesehen.

§ Einfluß der Rohrlänge.

Die Verkürzung des Kühlrohres bedeutet bei Beibehaltung des Rohrabstandes eine Verringerung der auf das einzelne Rohr treffenden Wärmemenge. Da außerdem der Widerstand des Kreislaufes proportional der Rohrverkürzung abnimmt, muß die Minderung der Rohrlänge, wie aus Abbildung 31 zu entnehmen ist, zu einer Verbesserung des Kühlmittelumlaufes führen, und zwar beträgt diese in dem untersuchten Bereich etwa das 0,5-fache der gebildeten Dampfmenge.

Man hat also Interesse daran, die Dampfboilerkühlungen von mindestens bei Neukonstruktionen, möglichst kurz und dafür groß im Durchmesser zu bauen.

Abb. 31

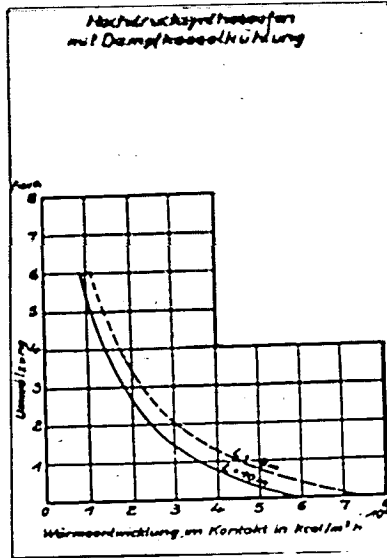


Abb. 31 Die Umwälzmengung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Rohrlängen.

Einfluß des Kühlmittels.

Die durchgeführten Berechnungen haben gezeigt, daß Wasser etwa bis zu einer Kühlmittel-Temperatur von 360°C und bis zu Wärmebelastungen im Kontakt von $3 - 4\ 000\ 000\ \text{kcal}\ \text{m}^3/\text{h}$ voraussichtlich zu verwenden ist. Es interessierte aber, zu wissen, ob auch Diphenyl für den Außenkontaktröhrenofen eingesetzt werden kann. Zu diesem Zweck wurde für Diphenyl nach der gleichen Methode wie für Wasser der Kühlmittel-Kreislauf berechnet. Die Ergebnisse, die in Abbildung 32 eingetragen sind, zeigen, daß Diphenyl nur bei wesentlich kleineren Wärmebelastungen des Kontaktes angewandt werden kann. Schon bei einer Wärmemenge von $540\ 000\ \text{kcal}/\text{m}^3\ \text{h}$ bei einem 8/10er Tauchrohr und bei einer Wärmemenge von $680\ 000\ \text{kcal}/\text{m}^3\ \text{h}$ und einem 12/14er Tauchrohr ist die obere Grenze, bei der keinerlei Umwälzung sich mehr einstellt, erreicht. Würde man eine 2-fache Flüssigkeitsumwälzung als notwendig ansehen, so könnte man Wärmebelastungen des Kontaktes von 3 bis $400\ 000\ \text{kcal}\ \text{m}^3/\text{h}$ erreichen.

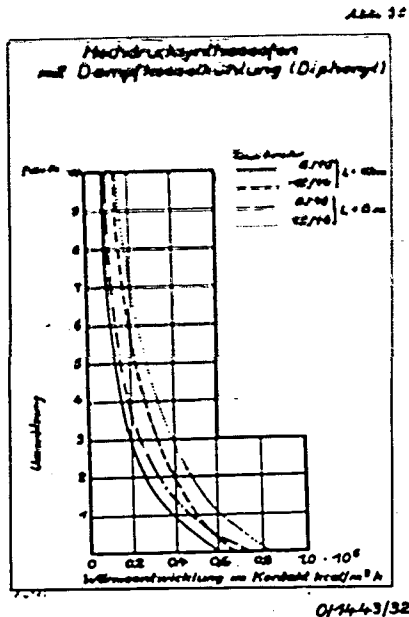


Abb. 32 Die Umschlagmenge im Diphenyl-Kreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Tauchrohrdurchmesser und Rohrlängen.

Würde man also Diphenyl als Kühlmittel anwenden, so müsste man die Leistung des Synthese-Ofens auf 1/10 derjenigen bei Wasserkühlung zurückschrauben. Die obenangeführten Werte gelten für eine Höhe des Kontaktraumes von 10 m. In die Abbildung 32 sind auch die Vergleichszahlen für 3 m Kontakthöhe eingetragen, die etwas günstigere Werte ergeben, aber keine grundsätzliche Änderung bringen. Es besteht die Möglichkeit, eine Pumpe zur Förderung des Diphenyls einzuschalten und den Ofen dadurch für höhere Umsätze verwendbar zu machen. Bei den geringen Dämpfdrücken von etwa 7 ata könnte die Stopfbüchsenfrage vermutlich gelöst werden. Man müsste jedoch in Kauf nehmen, daß beim Ausfallen der Pumpe der Ofen durchgeht, was aus betrieblichen Gründen nicht verantwortet werden kann. Außerdem treten bei den großen Umschlagmengen, wie sie praktisch in Frage kommen, hohe Differenzdrücke im Kreislauf auf, die getrennt nach Fall- und Steigrohr in der folgenden Zahlentafel 4 zusammengestellt sind. Bei 3 000 000 kcal Wärmeleistung des Kontaktes und einer erzwungenen 4-fachen Umschlag würde man im Steigrohr einen zusätzlichen Druckverlust von 7,9 ata erhalten, zu welchem noch die statische Höhe von etwa 10 m addiert werden müsste. Es würde dadurch ein so

hoher Temperatur-Unterschied im Kühlmittel auftreten, daß der Wert der Verdampferkühlung vollständig aufgehoben wäre.

Zahlentafel 4.

Strömungswiderstand im Kühlkreislauf des Diphenylkessels unterteilt nach Fall- und Steigrohr für den Außenkontakt in Röhrenofen bei 20 cm Kühlrohrabstand, Kühlrohr 30 cm d.φ., Rohrlänge 10 m.

Strömungswiderstand Wärmeleistung des Kondensates in kcal/m ² h	Umwälzung					
	2-fach		4-fach		9-fach	
	Fallrohr	Steigrohr	Fallrohr	Steigrohr	Fallrohr	Steigrohr
500 000	0,2 at	0,1 at	0,5 at	0,2 at	1,8 at	0,4 at
1000 000	0,7 "	0,6 "	1,8 "	0,9 "	6,6 "	1,7 "
3000 000	5,4 "	5,8 "	14,3 "	7,9 "	53,9 "	15,2 "

Die Berechnung dieser zusätzlichen Druckverluste durch die Pumpe wurde durchgeführt unter Vernachlässigung der durch die Pumpe hervorgerufenen Drucksteigerung bzw. der Volumenverminderung des Dampfanteils. Bei einer exakten Berechnung müßte dies noch berücksichtigt werden und würde eine Verringerung des angegebenen Differenz-Druckes von 7,9 ata ergeben. Da die Berechnung aber nur grundsätzlich den Einfluß eines erzwungenen Kreislaufes zeigen sollte, wurde auf eine genauere Auswertung verzichtet. Demnach hat Diphenyl für die Verwendung im Außenkontakt-Röhrenofen nur eine sehr beschränkte Bedeutung.

b.) Wärmeübergang an das Kühlmittel.

Über den Wärmeübergang von verdampfenden Flüssigkeiten, insbesondere von Wasserdampf mit hohen Drücken, ist in der Literatur leider nur sehr wenig Material zu finden. Es ist deshalb auch bisher keine formelmäßige Erfassung der Wärmeübergangszahl möglich gewesen. Man ist angewiesen, auf die Unterlagen, die in zwei Veröffentlichungen von Fritz (10) (11) zusammengestellt sind. Nach diesen ist die Wärmeübergangszahl α abhängig vom Druck und der Siede-Temperatur, nimmt aber bei hohen Drücken nicht mehr so stark zu wie bei niedrigen. Wichtig ist vor allem die Feststellung, daß keine merkliche Abhängigkeit auf der Strömungsgeschwindigkeit besteht und daß selbst bei Zwangsumlauf keine wesentliche Verbesserung des Wärmeüberganges eintreten wird, vorausgesetzt, daß das Verhältnis von Dampf zu Wasser nicht zu ungünstig ist.

Nach den Hartmannschen Versuchen, die Fritz mit verarbeitet hat, kann man für den Wasserkreislauf im Synthesofen mit einer Wärmeübergangszahl

$\alpha = 10\ 000\ \text{kcal/m}^2\ \text{h}^\circ\text{C}$ rechnen. Für Diphenyl sind keine Werte bekannt geworden. Betrachtet man jedoch die Wärmeübergangszahl bei der Strömung im Rohr für Wasser und für flüssiges Diphenyl, so sieht man aus Zahlentafel 5, daß sich die Werte etwa wie 4 : 1 verhalten.

Zahlentafel 5.

Wärmeübergangszahl von Wasser und Diphenyl bei Strömung im Rohr, $t_s = 360^\circ\text{C}$, Rohr- $\varnothing = 10\ \text{mm}$.

Geschwindigkeit	Diphenyl	Wasser
0,1 m/sec.	300 kcal/m ² h ^{°C}	1200 kcal/m ² h ^{°C}
0,2 "	550 "	2200 "
0,5 "	1100 "	4600 "
1,0 "	2000 "	8000 "

Das gleiche Verhältnis kann man etwa feststellen, wenn man die Wärmeübergangszahl für kondensierenden Wasserdampf mit derjenigen von kondensierendem Diphenyldampf, die beide nach der Nußeltschen Wasserhaut-Theorie ermittelt wurden, vergleicht. Man erhält für Diphenyldampf ein α von 1000 für Wasserdampf 4500 kcal/m²/h^{°C}. Nimmt man in erster Annäherung an, daß auch für verdampfendes Diphenyl die α -Werte den 4. Teil derjenigen von Wasser betragen, so kann man für Diphenyl mit $\alpha = 2500\ \text{kcal/m}^2/\text{h}^\circ\text{C}$ rechnen. Die auftretenden Temperaturdifferenzen sowohl für Wasser als auch für Diphenyl sind in Abbildung 33 als Funktion der Wärmebelastung eingetragen. Für 3 000 000 kcal/m²/h Belastung des Kontaktes und 20 mm Kühlrohrabstand ergibt sich bei Wasser ein Temperaturgefälle von 6,1^oC. bei Diphenyl ein solches von 24,4^oC.

Abb. 33

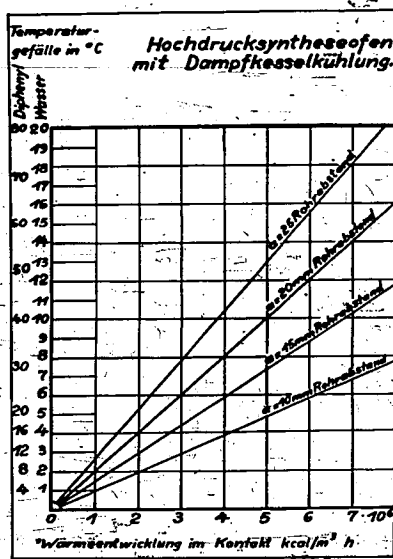


Abb. 33 Die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kühlmittel als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für Wasser und Diphenyl.

6. Gesamter Temperaturverlauf

Das Temperaturgefälle vom Kontakt zum Kühlmittel läßt sich für den Innenkontakt-Röhrenofen nach einer Aufgliederung der einzelnen Komponenten bestimmen. Legt man z.B. eine Wärmebelastung von $q = 100000 \text{ kcal m}^2/\text{h}$ in Kontakt zu einer, so ergibt sich bei einem Rohrdurchmesser von 20 cm Rohrabstand im y-förmigen Heizgasraum mit dem y-zusammenhang, in der Kontaktschicht ein Temperaturgefälle $t_0 - t_1 = 71 \text{ }^\circ\text{C}$, beim Durchgang durch die Rohre ein solches von $t_2 - t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ Die Wärmeleitung in der Rohrwand ergibt einen Temperaturunterschied $t_1 - t_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ und der Wärmeübergang an das Kühlmittel (Wasser) $t_2 - t_3 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ Damit stellt sich ein Gesamttemperaturgefälle $t_3 - t_0 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ein, d.h. die mittlere Temperatur liegt bei $50 \text{ }^\circ\text{C}$ höher als die Temperatur des Kühlmittels. Unter Voraussetzung einer mittleren Temperatur von $100 \text{ }^\circ\text{C}$ wird das Wasser eine Temperatur von $350 \text{ }^\circ\text{C}$ aufweisen. Der mittlere Druck des Wassers beträgt unter diesen Voraussetzungen 168 atl.

Beim Anfahren des Ofens könnte die Kontakttemperatur unter Voraussetzung eines Dampfdruckes von 180 at im Kühlsystem nur auf $360 \text{ }^\circ\text{C}$ gebracht werden. Voraussetzung ist also, daß der Kontakt sowohl im neuen Zustand als auch nach erfolgten Abstellungen bei dieser Temperatur wieder anspringt, damit sich infolge der Reaktionswärme die Kontakttemperatur wieder ^{auf} $400 \text{ }^\circ\text{C}$ hochschraubt. Erwünscht wären jedoch, wie schon früher ausgeführt, Kontakte, die bei niedrigeren Temperaturen als $400 \text{ }^\circ\text{C}$ arbeiten. Werden für irgendwelche Synthesen jedoch noch Temperaturen über $400 \text{ }^\circ\text{C}$ verlangt, so scheidet Wasser als Kühlmittel wohl überhaupt aus.

B.) Innenkontakt-Röhrenofen.

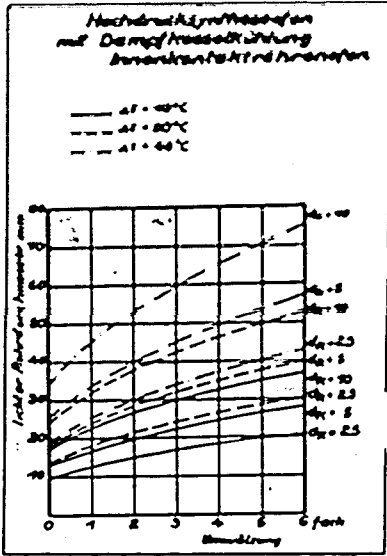
1.) Allgemeines.

Auch für den Innenkontakt-Röhrenofen gilt die Forderung, daß das Temperaturgefälle zwischen Kontakt und Kühlmittel in seine einzelnen Phasen aufgeteilt werden muß, damit es der Berechnung zugänglich wird.

2.) Wärmeleitung im Kontakt.

Für die Berechnung der Rohrabmessungen wurde die Formel (1. benutzt. Die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit λ erfolgte unter Verwendung der Klingschen (4) Versuche und unter Benützung der für den Außenkontakt-Röhrenofen bereits angegebenen Korrektur. Die unter diesen Voraussetzungen berechneten Rohrdurchmesser sind als Funktion der Heizgasmenge für verschiedene Temperatur-Differenzen und verschiedene Kontakt-Formgrößen aus den Abbildungen 34, 35 und 36 zu entnehmen.

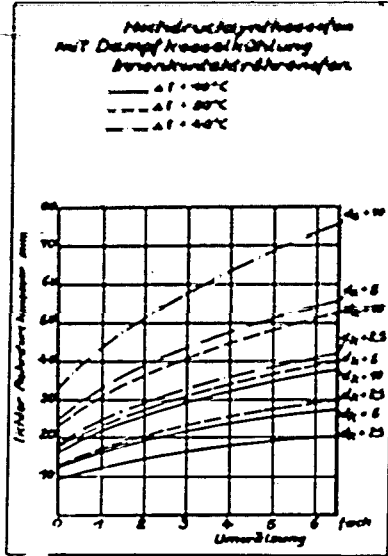
Abb. 34



0/7443/34

Abb. 34 Der lichte Durchmesser des Kontaktrohres vom Innenkontakt-Röhrenofen als Funktion der Gasumwälzung für verschiedene Kontaktkorndurchmesser und Temperaturgefälle. Wärmeentwicklung im Kontakt $2\ 000\ 000\ kcal/m^3\ h$.

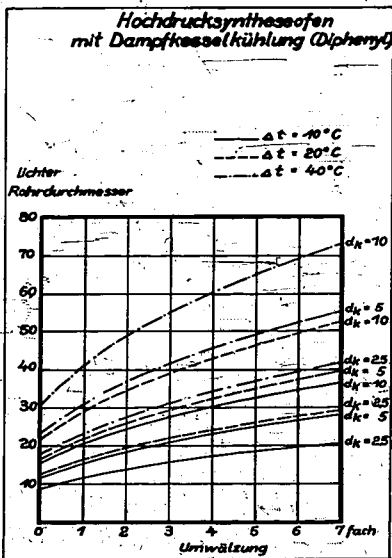
Abb. 35



0/7443/35

Abb. 35 (wie Abb. 34) Wärmeentwicklung im Kontakt $3\ 000\ 000\ kcal/m^3\ h$

Abb. 36



0/7443/36

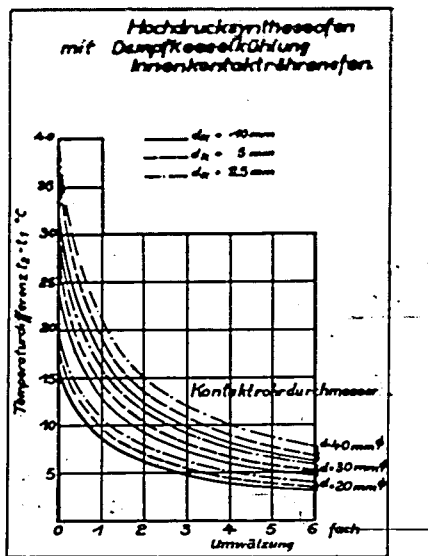
0/7443/36

Abb. 36 (wie Abb. 34) Wärmeentwicklung im Kontakt $5\ 000\ 000\ kcal/m^3\ h$

3.) Wärmeübergang an die Kühlrohrwand.

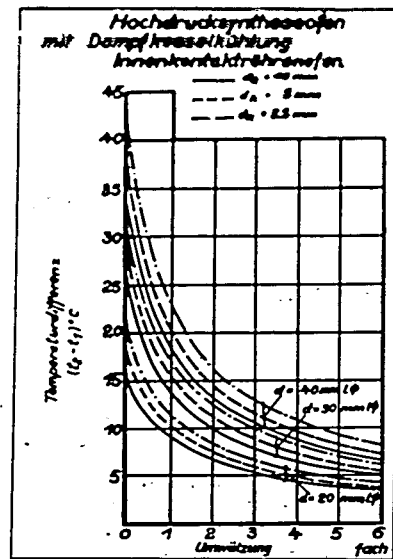
Für den Wärmeübergang an die Kühlrohrwand wurde die von Kling (4) ermittelte Gleichung (4. ebenso wie für den Außenkontakt-Röhrenofen angewendet. Unter der Annahme von 3 verschiedenen Rohrdurchmessern (20, 30 und 40 mm) sind die beim Wärmeübergang an die Wand sich einstellenden Temperatur-Differenzen als Funktion der Gasumwälzung und unter Annahme verschiedener Kontakt-Korngrößen in den Abbildungen 37 und 38 zusammengestellt.

Abb. 37



0/1443/37

Abb. 38



0/1443/38

Abb. 37 Die Temperaturdifferenz zwischen dem gasdurchströmten Kontakt und der Kühlrohrwand als Funktion der Umwälzung für verschiedene Kontaktkorndurchmesser und Kontaktrohr- ϕ . Wärmeentwicklung im Kontakt 3 000 000 kcal/m³ h

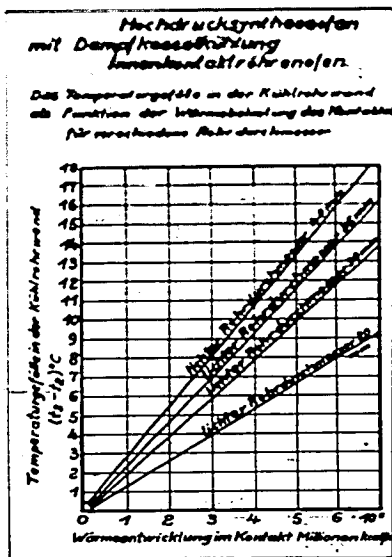
Abb. 38 (wie Abb. 37) Wärmeentwicklung im Kontakt 5 000 000 kcal/m³ h

Man sieht, daß das Temperatur-Gefälle zwischen Kontakt und Wand beim Innenkontakt-Röhrenofen, wie erwartet, in ähnlicher Größenordnung liegt wie beim Außenkontakt-Röhrenofen. Die Werte sind etwas niedriger unter Voraussetzung gleicher Umwälzmengen, weil die einen bestimmten Kontaktquerschnitt zugeordnete Kühlrohrfläche beim Innenkontakt-Röhrenofen etwas größer ist als beim Außenkontakt-Röhrenofen.

4.) Wärmeleitung in der Kühlrohrwand.

Für Bestimmung der Mantelstärke des Kontaktrohres wurde bei allen Rohrgrößen, um eine gewisse Einheitlichkeit des Rechnungsganges zu erzielen, ein Durchmesser-Verhältnis d außen : d innen von 1,5 zu Grunde gelegt. Unter dieser Voraussetzung und einer Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 30$ für das legierte Eisenrohr wurden die in Abbildung 39 zusammengestellten Temperaturgefälle in Abhängigkeit von der Wärmeentwicklung im Kontakt ermittelt. Sie liegen ebenfalls in gleicher Größenordnung wie beim Außenkontakt-Röhrenofen.

Abb. 39



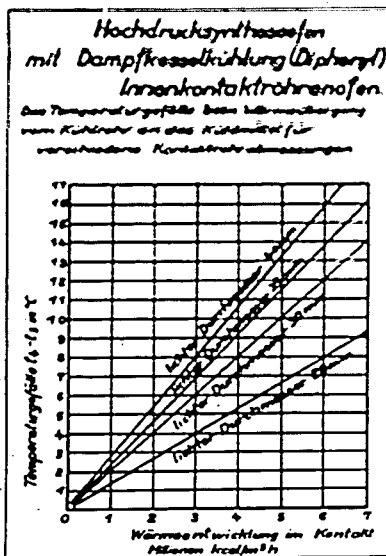
014-43/39

Abb. 39 Das Temperaturgefälle in der Kühlrohrwand als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Kontaktrohrdurchmesser.

5.) Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit.

Für den Innenkontakt-Röhrenofen kommt nur Diphenyl als Kühlmittel in Frage, da bei Verwendung von Wasser der Vorteil des für geringen Druck zu bemessenden Mantels hinfällig wäre und keinerlei Anreiz für den Bau dieser Ofenart bestehen würde. Nimmt man für das verdampfende Diphenyl wieder eine Wärmeübergangszahl von $2500 \text{ kcal m}^2/\text{h } ^\circ\text{C}$ an, so erhält man die in Abbildung 40 eingetragenen Temperatur-Unterschiede beim Wärmeübergang an das Kühlmittel. Diese Temperatur-

gefälle sind wesentlich geringer als beim Innenkontakt-Röhrenofen mit Diphenyl. Das kommt dies daher, daß beim Innenkontakt-Röhrenofen der Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Wand an der äußeren also größeren Rohrfläche erfolgt, während beim Außenkontakt-Röhrenofen das Kühlmittel sich im Inneren des Ofens befindet, die Wärme also auf die kleinere Rohroberfläche zusammengedrängt wird.



017443/40

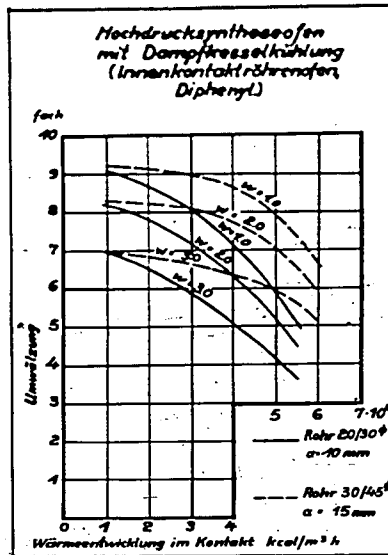
Abb. 40 Das Temperaturgefälle zwischen Kontaktrohrwand und Kühlmittel als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Rohrdurchmesser.

6.) Kühlmittel-Kreislauf.

Auch für den Innenkontakt-Röhrenofen wurde versucht, den Kreislauf des Kühlmittels zu berechnen. Es wurden die vereinfachten Annahmen gemacht, daß die Relativ-Geschwindigkeit zwischen Dampfblasen und Flüssigkeit 0 ist und außerdem keine Nachverdampfung stattfindet. Zur Bestimmung des Kühlmittel-Kreislaufes mußten außerdem noch einige weitere Annahmen gemacht werden, und zwar wurde der Kontaktrohrabstand zu 50 % des lichten Rohrdurchmessers, die Geschwindigkeit im Steigrohr zwischen Ofen und Ausdampfgefäß zu 10 m/sec, die Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Fallrohr wahlweise zu eins, zwei und drei m/sec. angenommen. Die Berechnung wurde durchgeführt für einen Ofen mit 2,5 m³ Kontaktraum, also dem gleichen Kontaktinhalt wie ihn die derzeitigen 800er

Methanolöfen besitzen. Ferner wurde angenommen, daß das Trenngefäß zwischen Diphenyl-Dampf und Flüssigkeit durch eine Leitung von etwa 6 m Länge mit dem Ofen verbunden ist und daß die Leitung, welche das flüssige Diphenyl zum Ofen zurückführt, bei einer Ofenhöhe von 10m, eine Länge von 17 m aufweist. Diese Annahmen mußten getroffen werden, da der Flüssigkeitsumlauf nicht, wie beim Außenkontakt-Röhrenofen auf den Ofen selbst beschränkt werden konnte, sondern das ganze System in die Rechnung einbezogen werden mußte. Unter diesen Voraussetzungen wurde die Umwälzung als Funktion der Wärmebelastung des Kontaktes für die lichten Kontaktrohr-Durchmesser 20 und 30 mm berechnet und in Abbildung 41 zusammengestellt. Für eine Wärmebelastung von 4 000 000 kcal a³/h Kontakt ergeben sich, wie die Abbildung zeigt, Umwälzungen, die bis 5 bis 9,5-fache der gebildeten Dampfmenge betragen.

Abb. 41



01443141

Abb. 41 Die Umwälzung als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Kontaktrohrdurchmesser und verschiedene Geschwindigkeit im Fallrohr.

Unter dieser Voraussetzung müßte die Diphenyl-Falleitung zum Ofen einen Durchmesser von 485 mm, die Steigleitung für das Dampf-Flüssigkeitsgemisch jedoch 540 mm betragen. Man sieht, daß die außerordentliche große Dampfmenge von 6760 m³/h bzw. die dem Ofen zugeführte Flüssigkeitsmenge von 1680 m³/h sehr

- 42 -

große Leitungen bedingen. Eine Unterteilung in mehrere kleinere Aggregate wäre wohl zweckmäßig, würde jedoch die Verhältnisse im Kühlmittelkreislauf nicht verbessern, sondern nur zu einer Komplizierung der Apparatur führen.

Nimmt man an, daß ein Synthesefofen mit $2,5 \text{ m}^3$ Kontaktraum eines Durchmessers von 1500 mm bei 10 m Länge erhält, so hat er ungefähr einen Diphenylinhalt von 12 m^3 . Für Rohrleitungen und Ausdampfgefäß kann man nochmals mit einem Inhalt von etwa 10 m^3 flüssigem Diphenyl rechnen. Das bedeutet also, daß auf eine Hochdruckkammer eine brennbare Flüssigkeitsmenge von ungefähr 22 m^3 treffen würde. Schon im normalen Betrieb wäre dieser Inhalt beim Undichtwerden einer Leitung eine Gefahr. Mit Rücksicht auf Brandbomben und sonstige kriegerische Einwirkungen wird man sich wohl schwer zur Anwendung von Diphenyl als Kühlmittel in großen Anlagen entschließen.

9.) Verwendung des gebildeten Dampfes und Anheizen des Ofens.

Der gebildete Dampf hat den großen Nachteil, daß er zunächst als Nassdampf bzw. nach einer Trennung oder Abscheidung der Flüssigkeit als Sattedampf zur Verfügung steht. Er besitzt also für die Verwendung zur Energieerzeugung zunächst nur geringen Wert. Bei der Anwendung von Diphenyl würde die Errichtung einer selbstständigen Energieerzeugungsanlage mit einem getrennten Dampfnetz eine zusätzliche Komplizierung des chemischen Betriebes bedeuten. Man wird wegen der Geruchsbelästigung und Feuergefährlichkeit wohl immer an eine Umformung in Wasserdampf denken. Ein Schema einer derartigen Umformeranlage ist in Abbildung 42 gezeichnet. Das Diphenyl-Dampf-Flüssigkeitsgemisch geht durch eine Steigleitung vom Hochdruckofen zum Ausdampfgefäß, wo sich Dampf und Flüssigkeit trennen. Das flüssige Diphenyl gelangt über die Falleitung in den Hochdruckofen zurück. Der von Flüssigkeit befreite Diphenyldampf wird über eine Leitung einer Rohrschlange im Dampfumformer zugeführt. In der Rohrschlange kondensiert er und läuft flüssig in das Ausdampfgefäß zurück. Um die Rohrschlange im Dampfumformer herum befindet sich verdampfendes Wasser, das durch eine 16 atü Speisepumpe eingespeist wird. Der gebildete 16 atü Wasserdampf, der trocken gesättigt ist, wird oben am Umformer abgezogen. Er durchläuft dann eine im Diphenylausdampfgefäß angeordnete Überhitzer-schlange, die er mit etwa $300 \text{ }^\circ\text{C}$ verläßt, um in das allgemeine 16 atü-Netz zur Energieerzeugung oder zur Verwendung als Heizdampf abzufließen.

dampfes auf niedrigeren Druck. An Hand des $i-s$ -Diagrammes kann man sich leicht überzeugen, daß eine Drosselung von 160 atü Dampf keine Überhitzung zur Folge hat, sondern ins Nassdampfgebiet führt. Erst wenn man den Druck von 0,02 ata unterschreiten würde, bekäme man überhitzten Dampf. Daß dies keine wirtschaftlich tragbare Methode ist, stellt, ist wohl ohne weitere Begründung einzusehen. Zu überlegen wäre höchstens eine Zwischenentspannung auf etwa 30 at mit Abschleuderung des ausgefallenen Wassers und nachfolgender weiterer Entspannung auf 16 atü, die zu einer Überhitzung führen würde. Man sieht aber aus dem $i-s$ -Diagramm, daß die Überhitzung so gering ist, (etwa 3 °C) daß die Verwendung eines auf diese Art erzeugten 16 atü Dampfes im Maschinenbetrieb auch nicht in Frage kommt. Man könnte zu dem Hilfsmittel greifen, diesen Dampf mit dem Ursprungsdampf von 160 at höher zu überhitzen. Dann wird man aber lieber die gleiche Lösung wählen, wie vorher für den Diphenyl-Dampf, indem man eine Umformung des Hochdruckdampfes im 16 atü Dampf vornimmt.

2.) Der zweite Grund, der gegen eine direkte Verwendung des Hochdruckdampfes spricht, ist die Verkrustung der Heizflächen durch frisch eingeführtes Speisewasser. Man muß im Kühlsystem dafür sorgen, daß der Wärmeübergang nicht durch Ablagerungen verschlechtert wird, da sonst ein einwandfreies Arbeiten der Kühlung in Frage gestellt ist. Mit aufbereitetem Wasser wäre die Aufgabe überhaupt nicht zu lösen. Aber auch mit Kondensat ist bei langen anzustrebenden Betriebszeiten mit Ausscheidungen zu rechnen.

Es ist deshalb auch bei einer Wasserkühlung des Hochdruckofens zweckmäßig, das Wasser im Kühlkreislauf zu belassen und eine Umformung durchzuführen. Grundsätzlich würden die gleichen Apparate und die gleiche Schaltung angewendet werden, wie in Abbildung 42 gezeichnet.

Infolge des etwa 4 mal besseren Wärmeüberganges bei Wasser betragen die Wärmeaustauschflächen nur einen Bruchteil derjenigen bei Diphenyl. Allerdings müssen sie für wesentlich höheren Druck dimensioniert sein. Die Brandgefahr ist bei dieser Anordnung ausgeschaltet, so daß sie wohl der Diphenylkühlung vorzuziehen ist.

Die gebildeten Dampfmen gen sind sehr beträchtlich und betragen unter der Voraussetzung, daß die Abstrahlung der gesamten Apparatur 5 % der freiwerdenden Wärme beträgt, das Gas bei 5-facher Umwälzung mit 360 °C in den Ofen ein- und mit 400 °C abströmt und unter Zugrundelegung einer Speisewassertemperatur von 43 °C je 1 kg Methanol, 0,90 kg 16 atü Dampf von 300 °C. Ein Ofen von 800 l würde bei 2,1 m³ Kontaktraum und 9000 kg/h abildetem Methanol 8100 kg/h, 16 atü Dampf

ins Netz abgeben. Das Hochheizen des Ofens kann entweder mit einem Brenner geschehen oder durch Einblasen von Hochdruckdampf unter Verwendung einer Dampfpumpe oder eines kleinen Hilfskessels. Bei der Brennermethode würde der ganze Ofeninhalt, bestehend aus Kontakt plus Wasserfüllung, durch einen Gasstrom auf die gewünschte Temperatur gebracht. Auch der Dampfzähler würde durch die einsetzende Zirkulation bis auf Reaktionstemperatur angewärmt.

Bei der zweiten Methode würde mit einer Dampfpumpe, 16 atü Dampf auf ca. 200 atü verflüssigt und in die Steigleitung einblasen. Durch die entstehende Zirkulation wird das Ausdampfgerät samt Ofen hochgeheizt. An Stelle der Dampfpumpe könnte auch ein kleiner Hilfskessel mit etwa 200 atü Betriebsdruck treten.

In beiden Fällen muß der eingespeiste Dampf, der kondensiert, in Form von Flüssigkeit, aus dem Freilauf wieder entfernt werden.

Auch für Diphenyl sind die beiden Methoden des Hochheizens anwendbar.

G.) Praktische Ausführung von dampfkesselgekühlten Hochdrucköfen.

Vom Konstruktionsbüro der Hauptwerkstätte wurde an Hand eines skizzenhaften Entwurfes bei dem die in den vorhergehenden Berechnungen gewonnenen Erkenntnisse verwertet waren, ein Vorentwurf für einen 800er dampfkesselgekühlten Hochdruckofen ausgearbeitet (Zeichnung N 6235 - 1). Der Ofen hat den gleichen Aufbau, wie der auf Seite 22 unter Abbildung 22 beschriebene. Der untere Deckel hat Gas- und Austritt, bietet also nichts neues gegenüber den bisherigen Ausführungen. Das zentrale Gasaustrittsrohr ist ohne Stopfbüchse durch einen Bordring, der nach Aufbringen des Deckels vorgeschweißt wird, gedichtet. Zwei Roste, von denen der untere an die Kühlrohre angeschraubt wird, der obere am oberen Deckel befestigt ist, begrenzen den Kontaktraum, der insgesamt $2,1 \text{ m}^3$ beträgt, also nicht viel geringer ist als der $2,5 \text{ m}^3$ betragende des Vollraumofens. Die Kühlrohre sind gegeneinander abgestützt, um auf der ganzen Länge von etwa 10 m gleichmäßigen Abstand einzuhalten. Zum Füllen wird der Ofen auf den Kopf gestellt und nach dem Einfüllen des Kontaktes der untere Deckel aufgeschraubt.

Am oberen Ende sind in einem Zwischenflansch die Kühlrohre eingeschraubt und eingeschweißt. Dieser Zwischenflansch hat dadurch direkte Berührung mit dem heißen Kühlmittel. Er wird heißer als der bisherige obere Ofendeckel. Infolge der Kräfte, die durch die Ausdehnung des konisch in den Ofenmantel eingedichteten Zwischenflansches auf ersteren kommen, wird diese Stelle der neuen Konstruktion zur höchst beanspruchten werden und stellt vielleicht das einzige

schwierig zu beherrschende Element dar.

Den oberen Abschluß des Ofens bildet ein Deckel, der eine Flüssigkeitseinführung und 2 Dampfableitungen aufweist, und ebenfalls eine konische Dichtung gegenüber dem 2. Lochflansch aufweist. Die birnenförmig ausgebildete Flüssigkeitsverteilung ist mit einer von außen zu bedienenden Mutter in den Ofenkopf eingeschraubt. Eine 100-prozentige Abdichtung zwischen Flüssigkeits- und Dampfraum ist nicht unbedingt erforderlich. Der Flüssigkeitsraum ist für einen Betriebsdruck von 150 atü vorgesehen, so daß im normalen Betrieb zwischen Gas- und Flüssigkeitsraum nur ein Differenzdruck von 250 - 150 = 70 atü herrscht. Für den Innenkontakt-Öhrofen mit Diphenylkühlung wurde von dem gleichen Konstruktionsbüro ein Entwurf angefertigt (Zeichnung M 5448-8), bei dem der Reaktionsraum, wie ihn die heutigen Methanolöfen haben, nämlich 2,5 m³, untergebracht worden ist. Der Aufbau des Ofens ist so klar und einfach, daß sich Erklärungen dazu erübrigen. Grundsätzlich würde sich an der Konstruktion des Ofens nichts ändern, falls man aus Zweckmäßigkeitsgründen eine Aufteilung in zwei oder mehr kleinere Einheiten vornehmen würde.

H.) Ausblick.

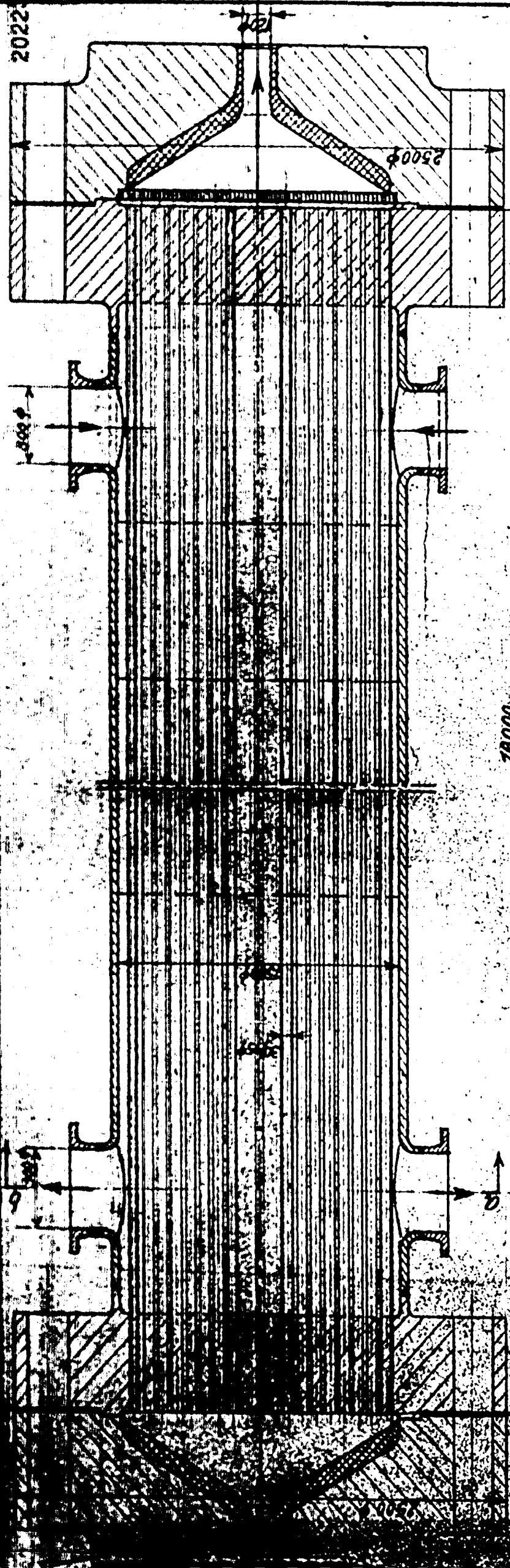
Die Einführung von dampfkesselgekühlten Hochdrucksyntheseöfen hätte zweifellos manchen Vorteil. Die angestellten Untersuchungen sollen die Grundlage bilden für eine genaue Wirtschaftlichkeitsberechnung. Die technisch interessantere Lösung ist diejenige mit Wasserkühlung. Gegen die Anwendung von Diphenyl spricht in erster Linie die Brandgefahr.

Neben den großen Dampfmen gen, die man bei der neuen Fahrweise gewinnen würde, wäre die Einsparung an Umwälzenergie ein Anreiz zu ihrer Einführung. Weiter würde sich auswirken die Verminderung des Betriebspersonals, die Einsparung an Hochdrucköfen, da höhere Raumleistungen erzielt werden. Ob sich längere Laufzeiten des Kontaktes ergeben und ob dadurch auch geringere Reparaturkosten anfallen, muß erst durch eingehende Versuche geklärt werden, die die Voraussetzung für eine sichere Bearbeitung der angeschnittenen Fragen bilden.

Ein ganz neues Anwendungsgebiet würde sich ergeben, falls es möglich ist, Kontakte, die bisher in Vollraumöfen nicht zu beherrschen waren, in dampfkesselgekühlten Öfen zu fahren und dadurch neue Synthesen der Praxis zu erschließen.

Wirth 22.2.44.

2022



12000

486 Rohre 30/45 ϕ , Teilung 60mm

Kontakt-Inhalt: ca. 3,5 m³

Entwurf

Maßstab 1:15

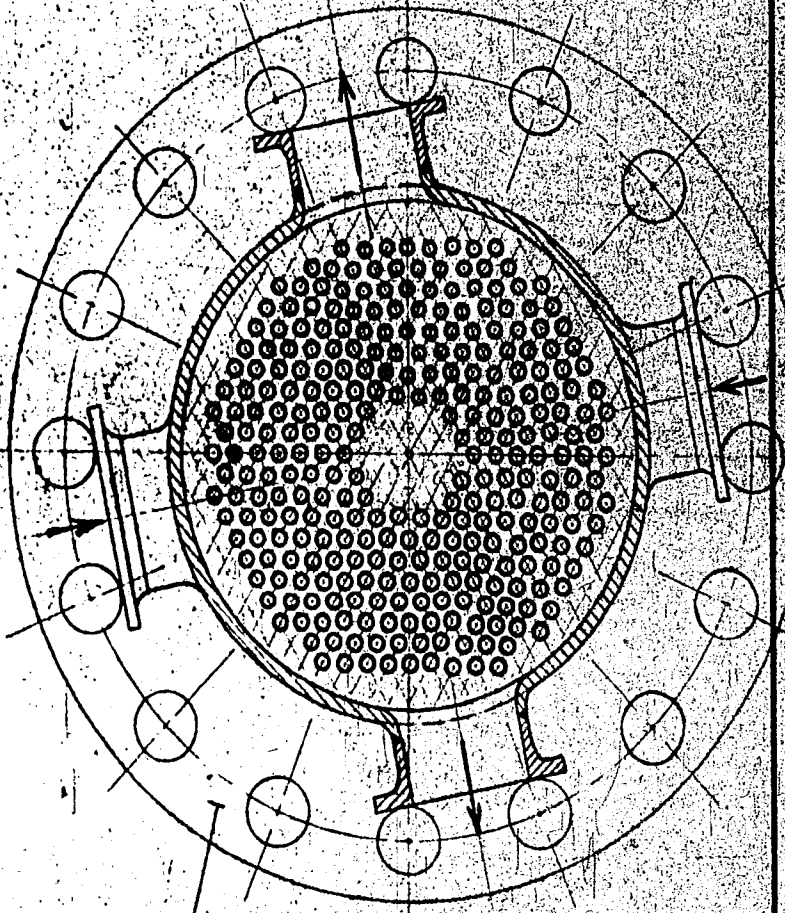
Techn. Büro
Me 22 Ruf 8561
20. Juli 1944/45

5.7.44 **M 5448 - 8**
Mühlmann

DIN A 3

Bau-Nr.

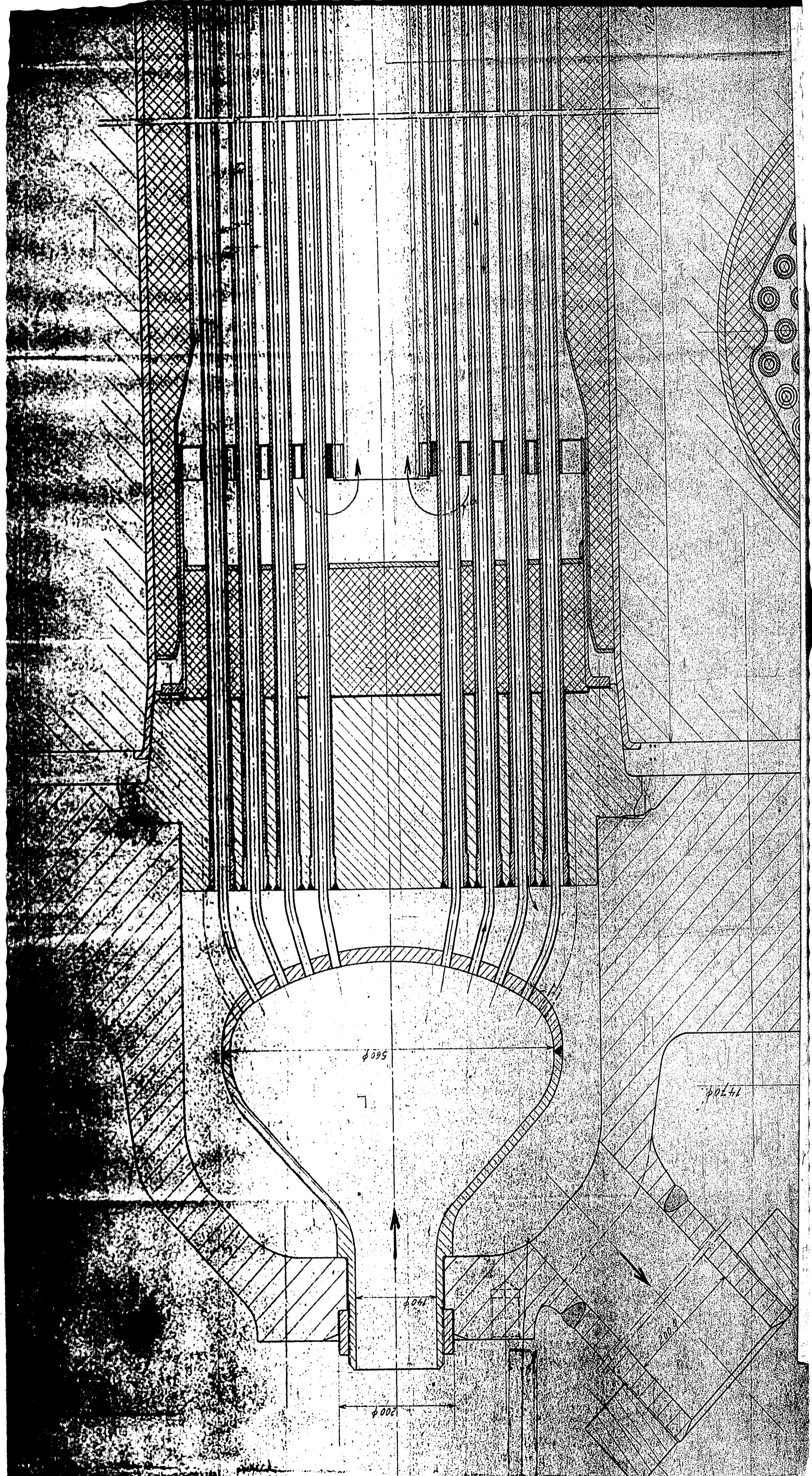
Fachgruppe:
4853/4836



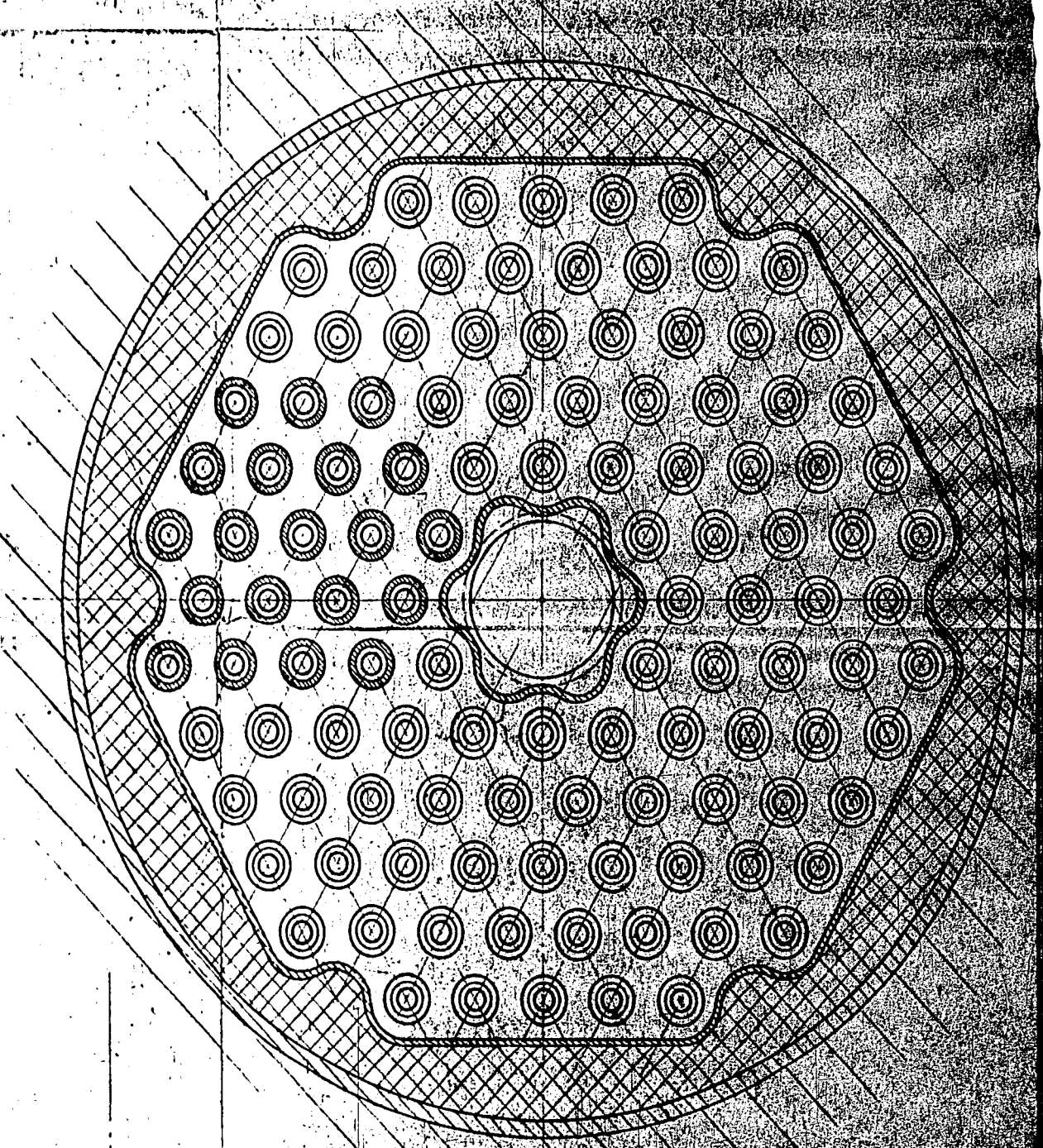
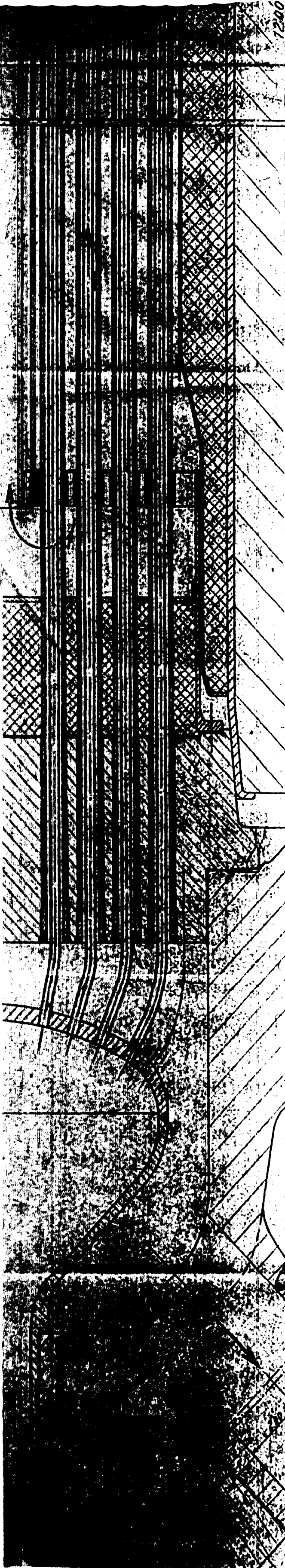
Schnitt a-b

20. Juli 1944
Entwurf eines Diphenyl-gekühlten Methanol-Röhrenpfens 1500 ϕ x 12m lg. mit Kontakt in den Rohren. Inhalt: 3,5 m³

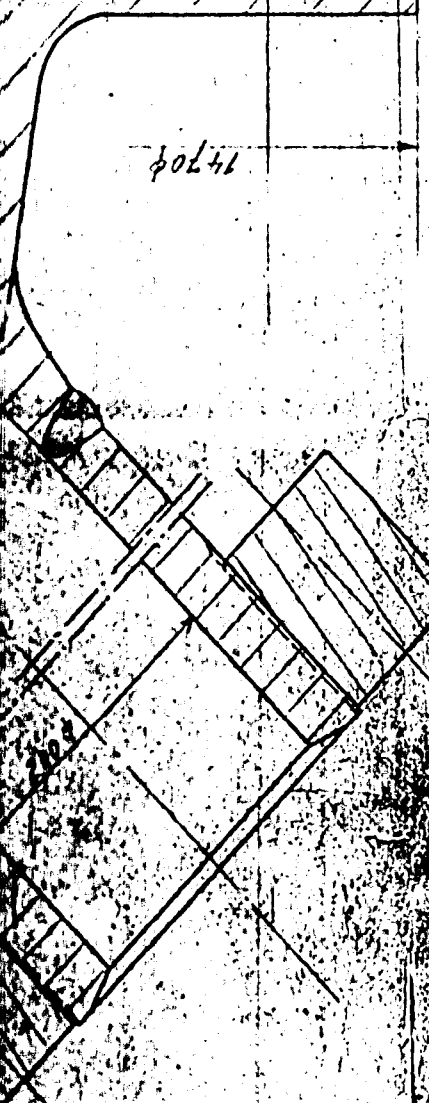
486 Rohre 30/45 ϕ Teilung 60mm. Betr.-Di.: 250 at in d. Rohren, 25 at um d. Rohre

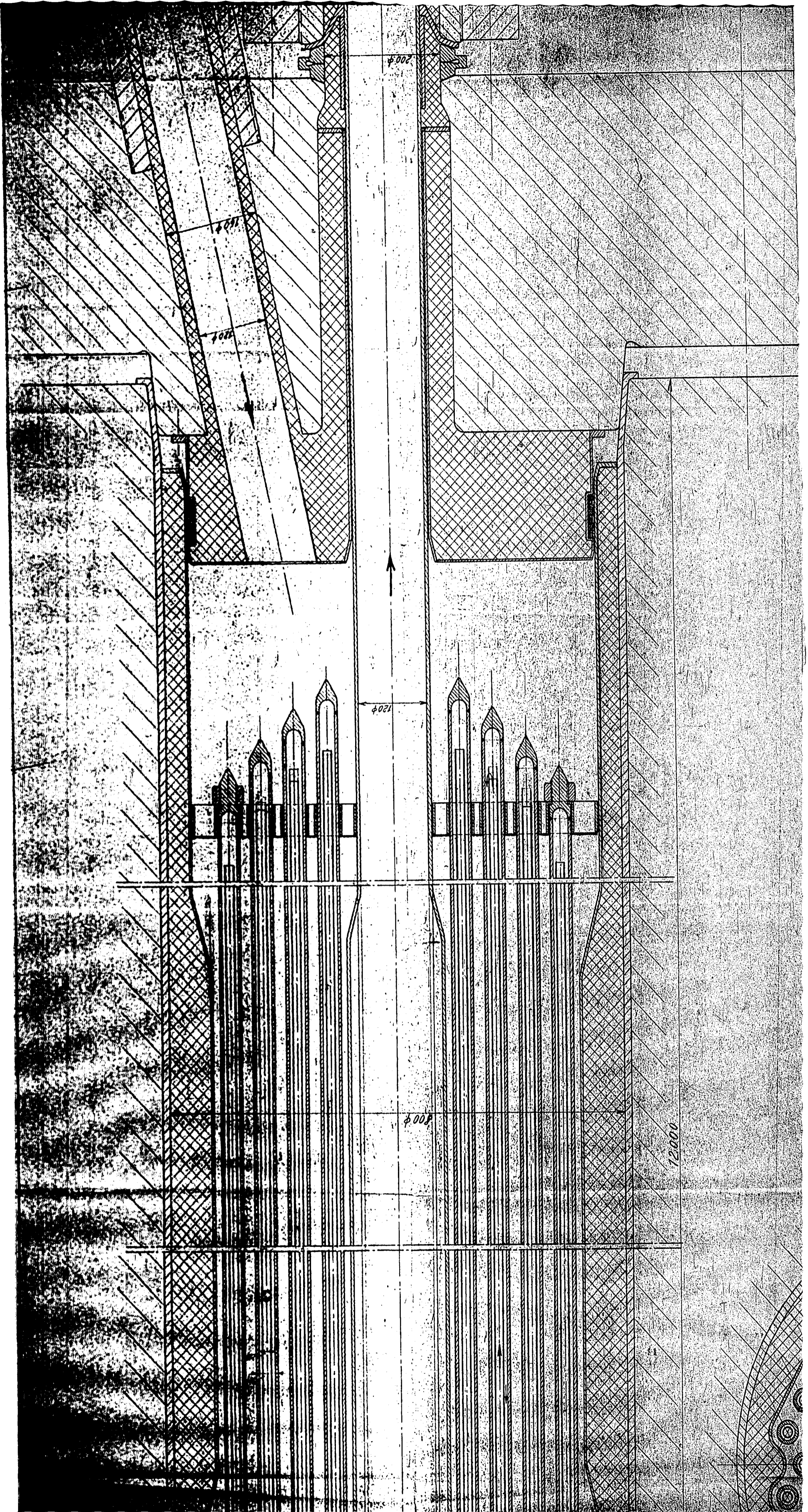


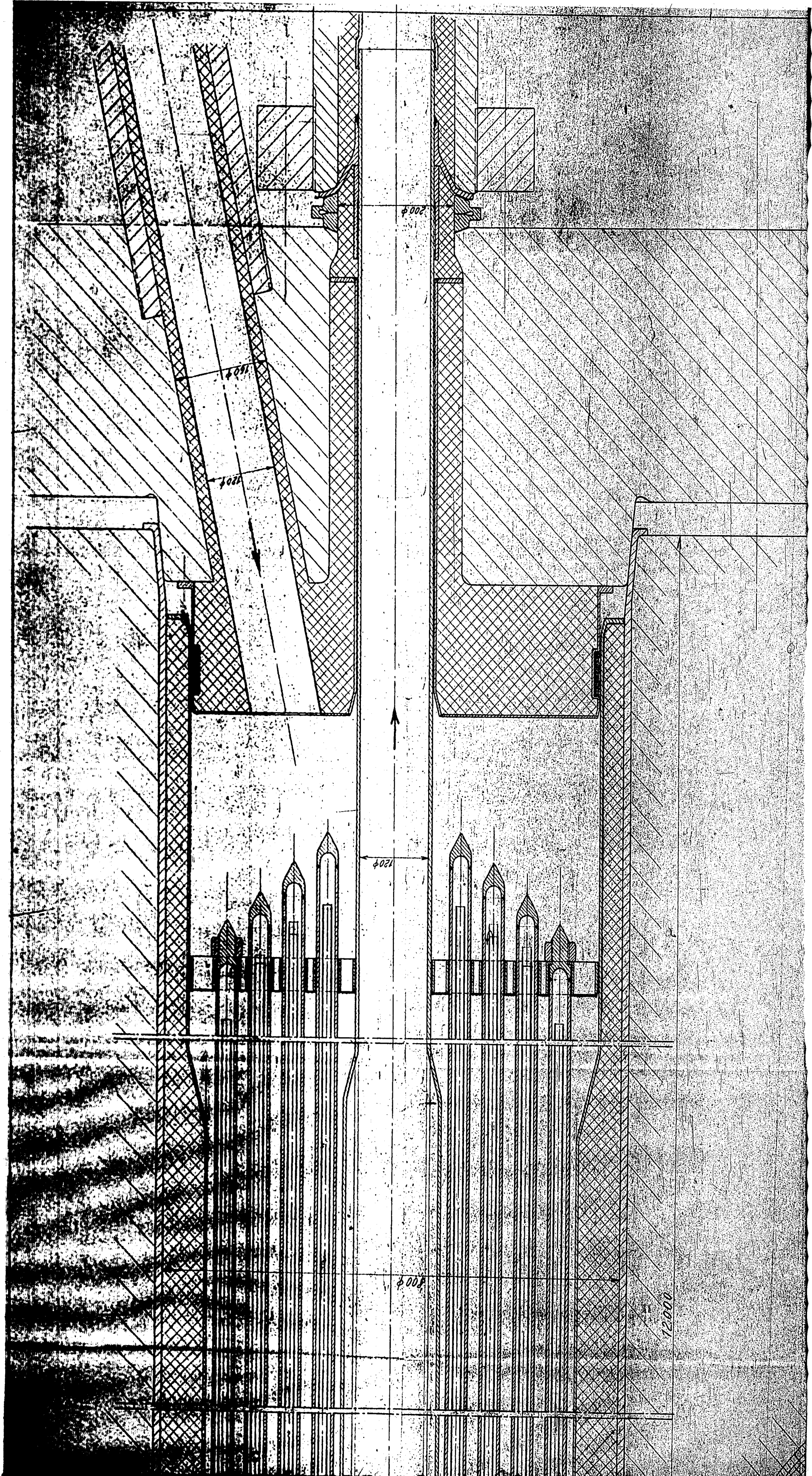
1200



14704







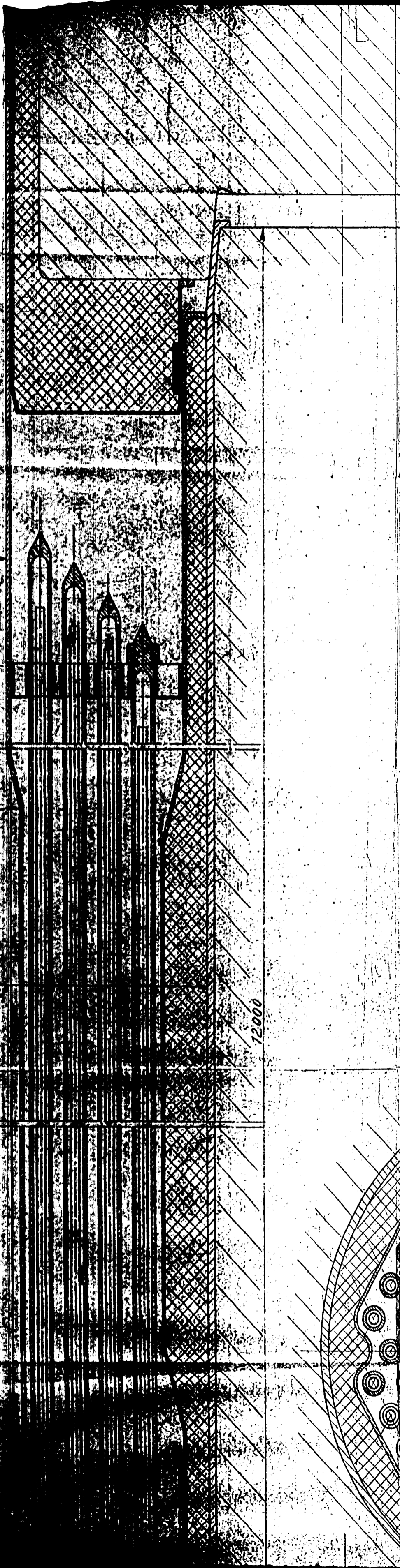
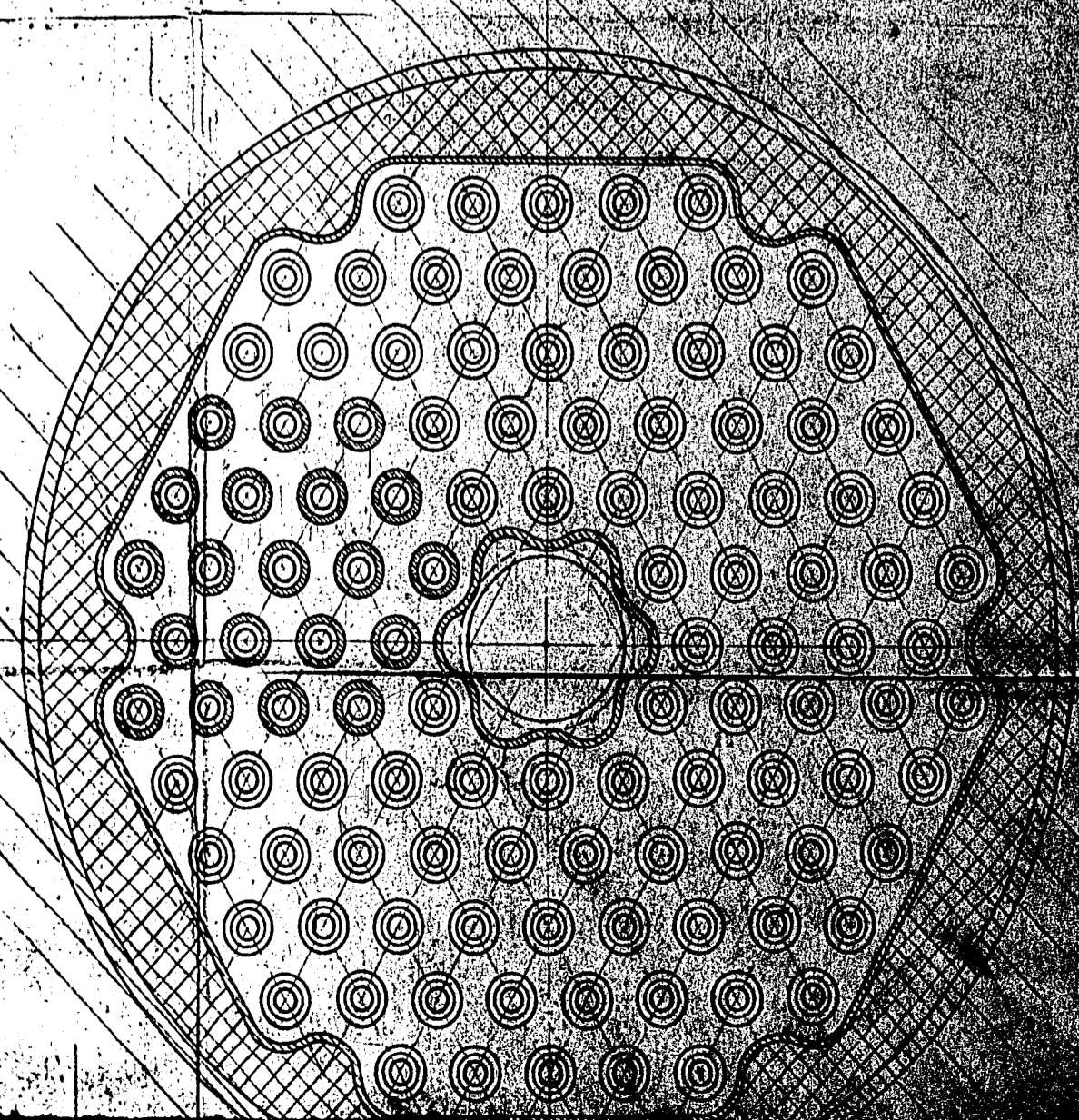
Entwurf

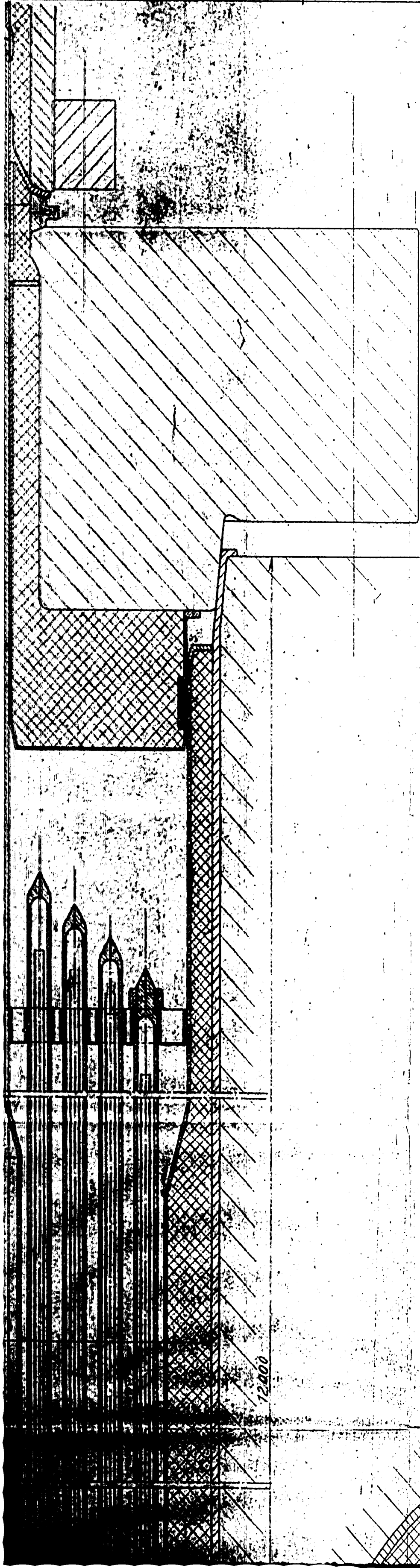
Kontakt-Inhalt: 2.1004~

114-Rohre 28/36/38.4
194 74/76

Maßstab 1:25

12000





Kontakt-Inhalt: 2.1006-

114-Rotire 28/36/38- ϕ
-114- 14/16

Entwurf

Maßstab 1:2,5

Techn. Büro
M 22 April 1944

M 6235 - 1

Vorsteilert

Dir. Dr. Sauer

Dir. Dr. Strombeck / Obering. Wolfram

Dir. Dr. Giesen / Dr. Hanisch

Dir. Dr. Schunck / Obering. Cron

Dir. Dr. Herold / Dr. Gemäßner

Dr. Koppe / Obering. Lüttge

Dr. Sackmann

Dir. Dr. Dürrfeld

Obering. Säbel

Obering. Koinke

Dr. Elbel

Dr. Wenzel

Dr. Wirth