

Wege vom Zulauf zum Ablauf mit äquivalenten Dampfmengen ohne wesentliche Vermischung mit Flüssigkeitsteilchen anderer Konzentration bei geringstmöglichem Anstau zum Austausch kommen.

Die Abbildung zeigt die Strömungsführung auf einem Ringboden mit Glocken (c), an denen die verstellbaren Leitflächen (d) entgegen der Strömungsführung angebracht sind. Die Verlegung der Leitflächen nach vorn ist wichtig, um rückwärtige Wirbel und tote Räume hinter den Glocken zu vermeiden.

Rechts unten ist die Geschwindigkeitsverteilung auf einem freien Kolonnenboden mit unbeeinflusster Flüssigkeitsströmung dargestellt, und links oben die beabsichtigte Geschwindigkeitsverteilung durch die Leitflächen bei konstanter Winkelgeschwindigkeit. Man erkennt deutlich, wie die Geschwindigkeit umgekehrt wird und sich die Stromliniendichte von innen nach außen verlagert.

- 6) Sinngemäß kann dasselbe Verfahren auch auf einen Kreisboden angewandt werden. Die hier wiedergegebene Leitflächeneinstellung ergibt überall gleiche Flüssigkeitsmengen und gleiche Verweilzeiten unter weitgehender Vermeidung der Durchmischung von Flüssigkeits- und Dampfteilchen verschiedener Konzentration.

Bei Siebböden werden die Leitflächen in ähnlicher Einstellung unmittelbar auf den Boden aufgesetzt.

Der technische Fortschritt, der mit den Leitflächen erzielt werden kann, wurde durch Versuche in einer Ringbodenkolonne von 600 mm Durchmesser mit Glockenausrüstung auf 7 Böden nachgewiesen. Zunächst wurde der Strömungsverlauf auf den

verwendeten

verwendeten Ringböden mit Luft und Wasser mittels Farbstoff in einer besonderen Vorrichtung untersucht. Dann wurden die Böden, nachdem die richtige Leitflächeneinstellung durch Beobachtung der Farbverteilung erzielt war, in die Kolonne eingebaut und die rektifizierende Eigenschaft der Kolonne im Vergleich zu derselben Kolonne ohne Leitflächen unter den gleichen Bedingungen gemessen. Als Gemisch wurde wiederum Aethylalkohol-Wasser genommen und das absolute Rücklaufverhältnis gewählt.

- (d 7) Die folgende Abbildung zeigt die Ergebnisse aus den bei 15° Cels. durchgeführten Dichtemessungen im Vergleich zu der theoretisch erreichbaren Verstärkung bei absolutem Rücklaufverhältnis.

Für eine in der Nähe des ausgezeichneten Punktes liegende Destillatzusammensetzung ist die durch die Leitflächen erzielte Verringerung der Bodenzahl deutlich erkennbar.

Die theoretisch notwendige Bodenzahl liegt bei  $4 \frac{1}{2}$ , die praktisch durch Strömungsaustausch erhaltene bei 7, und die ohne Strömungsausgleich unter denselben Bedingungen benötigte zwischen 13 und 14. Somit beträgt die Einsparung  $6 \frac{1}{2}$  Böden oder 50 %, d.h. die Kolonne braucht bei Anwendung des Strömungsausgleiches nur halb so hoch zu sein wie ohne Flüssigkeitssteuerung.

Nach einer anderen Versuchsreihe, die in dem inzwischen erteilten Patent Nr. 705047 erwähnt ist, wird die Konzentration von 85 Mol-Prozenten Alkohol bei einem Rücklaufverhältnis  $v = 4$  nach der Theorie mit 6 Böden, mit Hilfe der Flüssigkeitssteuerung bei 9 Böden und ohne Strömungsausgleich erst bei 20 Böden erreicht, das entspricht einer Einsparung von sogar mehr als 50 %, die sich im gleichen Maße auch auf die Druckdifferenz der Gesamtkolonne auswirkt.

Dieses Ergebnis ist für die Praxis von erheblicher Bedeutung, da sich mit der Verringerung der Kolonnenhöhe nicht nur die Kosten der eigentlichen Kolonne, sondern auch die Gerüste und vor allem die Gebäude verbilligen.

Ebenso

Ebenso wichtig ist aber, daß sich durch die Verbesserung der Trennfähigkeit neue Aufgabengebiete bei der Trennung von Gemischen mit eng beieinanderliegenden Siedepunkten erschließen lassen, die bisher meistens mit umständlichen und teuren Apparaturen über Lösungsvorgänge durchgeführt werden mußten.

#### F i l m .

Vergleichen wir nochmals die bisherigen Ergebnisse mit den theoretisch möglichen, so besteht zwischen den Kurven immer noch ein Unterschied, wenn wir auch der theoretischen Grenzkurve sehr viel näher gekommen sind. Die Gründe dafür, daß die Grenzkurve noch nicht ganz erreicht ist, finden wir darin, daß erstens bei den Bodenabständen von 150 mm und einer Dampfgeschwindigkeit von etwa 0,45 m/sek., bezogen auf den Gesamtquerschnitt der Kolonne, Flüssigkeitsteilchen von einem Boden zum anderen mitgerissen werden, und daß zweitens bei dem gewählten Flüssigkeitsstand von 40 mm noch eine Bodenschicht vorhanden war, die sich nicht vollkommen am Austausch beteiligte. Wir haben diese Verhältnisse zunächst absichtlich nicht geändert, da es uns darauf ankam, die Kolonnen unter bisher normalen Betriebsverhältnissen zu untersuchen.

Eine Senkung des Flüssigkeitsstandes auf etwa 20 mm ergab die im Bild 7 gezeigte gestrichelte Kurve für den Betrieb ohne Strömungsausgleich, die nur eine kleine Verbesserung brachte; den wesentlichen Einfluß behält das Mitreißen der Flüssigkeit und außerdem die noch nicht genügend wirksame Austauschoberfläche der Flüssigkeit.

Über das Durchreißen der Flüssigkeit von einem Boden zum anderen liegen umfangreiche Untersuchungen von Kirschbaum (Verfahrenstechnik 1938, Nr. 15) vor, aus welchen hervorgeht, daß bei Dampfgeschwindigkeiten von über 0,5 m/sek. bereits Bodenabstände erforderlich werden, die für eine

wirtschaftliche

wirtschaftliche Bauweise nicht mehr anwendbar sind, zumal die untere Grenze des Bodenabstandes bei den obigen geringen Belastungen sowieso schon bei etwa 150 mm liegt.

Das Ziel der Destillationstechnik muß jedoch sein, bei geringstmöglichen Bodenabständen mit wesentlich höheren Dampfgeschwindigkeiten zu arbeiten, um dadurch zu noch kleineren und wirtschaftlicheren Apparateabmessungen zu kommen.

Es ist vielfach versucht worden, ein Konstruktionselement zwischen die Böden zu schalten, welches den Dampf von der mitgerissenen Flüssigkeit trennen soll und ihn trotz erhöhter Geschwindigkeit trocken gesättigt in den nächsten Boden überleitet. Aber die bisherigen Konstruktionen dieser Richtung, wie der Einbau von unterbrochenen horizontalen oder schrägen Prallflächen, die Anordnung von Raschigringschichten zwischen den Böden (Canzler) oder das Versetzen der Böden, bieten bei höheren Geschwindigkeiten keine ausreichende Gewähr gegen das Durchreißen von Flüssigkeitstropfen, weil hier das Prinzip der vollständigen Flüssigkeitsabscheidung nicht erfüllt wird. Außerdem verursachen alle diese Konstruktionen eine noch weitere Erhöhung der Kolonnen. Dieses Prinzip muß aber die Grundbedingung für die Konstruktion sein.

8) Es wird erreicht bei der Ausführung nach Eberhardt (Bild 8), Anmeldung 65902.

Die abwechselnd versetzte Anordnung von flächenmäßig gleich großen Teller- und Ringböden gestattet den Einbau von echten Flüssigkeitsabscheidern zwischen den Böden bei gleichzeitiger Verringerung der Bodenabstände. Der aus dem Tellerboden a aufsteigende Dampf trifft nicht unmittelbar auf den nächsten Boden, sondern wird durch den gewölbten Boden b umgelenkt, die kleinen Flüssigkeitströpfchen werden durch den Aufprall zu größeren vereinigt. Der Dampf scheidet die mitgerissene Flüssigkeit durch nochmalige Umlenkung an den Rändern des Bodens b ab und führt sie auf den Ursprungsboden a zurück.

Der auf dem Boden a mit Unterbrechungen am unteren Rand aufliegende

aufliegende konische Ring e dient als Spritzschutz und zur seitlichen Abriegelung der aufsteigenden Dämpfe.

Derselbe Vorgang wiederholt sich beim Umlenken des Dampfes von dem Ringboden d zu dem darüberliegenden Tellerboden a. Hierbei dient der Kegelmantel e als Abscheider. Das System arbeitet mit gleichsinniger Flüssigkeitsführung, die auf dem Tellerboden a durch Anbringen einer radialen Zwischenwand erreicht wird, wobei beide Bodenarten mit Leitflächen ausgerüstet sind.

Es entstehen sehr einfache, stabile Konstruktionselemente, die sich in einer Kolonnenzarge leicht ein- und ausbauen lassen. Die gegenseitige Abstützung der Boden-Doppelemente erfolgt durch die Füße f und die Abdichtung am Rand g.

Bei diesem System ist die Dampfgeschwindigkeit nur noch begrenzt durch den Widerstand der Glocken bzw. den freien Querschnitt der Siebböden und den dadurch gegebenen Rückdruck auf die Rückläufe. Versuche mit Wasser und Luft ergaben zwischen zwei Böden einen Druck von ca. 100 mm WS bei einer Dampfgeschwindigkeit von 3 m/sek., bezogen auf den aktiven Querschnitt der Böden bzw. 1,5 m auf den Gesamtquerschnitt der Kolonne. Für andere Medien muß die Geschwindigkeit mit dem Molekulargewicht, der absoluten Temperatur und dem absoluten Druck in der Kolonne umgerechnet werden. Die Bodenabstände ließen sich bei mittleren Kolonnen auf durchschnittlich 100 mm herunterbringen.

Mit der Erhöhung der Geschwindigkeit erhält der Siebboden eine ganz andere Bedeutung. Die bisher stark ins Gewicht fallenden Nachteile des Tropfens, einseitigen Arbeitens bei nicht ganz horizontaler Lage der Böden, die Empfindlichkeit gegen Durchreißen usw. sind nicht mehr vorhanden. Es bleiben uneingeschränkt für den Siebboden nur Vorteile bestehen, und zwar:

- 1) Große Flüssigkeitsbelastungen, auch bei niedrigem Flüssigkeitsstand,
- 2) gute Strömungsregulierung,

3) gute

- 3) gute Austauschverhältnisse,
- 4) geringe Herstellungskosten
- 5) gute Konstruktionsmöglichkeiten in keramischem Material, speziell auch im Hinblick auf die Anwendung von Düsenböden großen Durchmessers.

Wir stellen hierbei nochmals ausdrücklich die Arbeitsweise mit niedrigen Flüssigkeitsständen in den Vordergrund, da hierdurch eine fast vollständige Erfassung aller Flüssigkeitsteile für den Austausch erreicht wird und außerdem der Flüssigkeitsinhalt der Kolonne kleiner wird. Dies ist besonders wichtig bei diskontinuierlicher Arbeitsweise, weil hierdurch die Zwischenläufe wesentlich verringert werden.

Es wurde bereits angedeutet, daß die gezeigte Konstruktion normalerweise für kleinere und mittlere Durchmesser bis zu etwa 1,25 m vorgesehen ist. Für größere Durchmesser muß der Bodenabstand wegen der geometrischen Ähnlichkeit vergrößert werden, um in dem Ringspalt des Abscheiders einen ausreichenden Querschnitt für den Durchgang des Dampfes ohne Drucksteigerung zu schaffen.

Bild 9) So ist z.B. bei den Steinzeugböden von 1700 mm  $\phi$  ein Bodenabstand von Oberkante zu Oberkante von 200 mm gewählt worden, der sich allerdings bei einer Metallkonstruktion um die Bodenstärke von 45 mm verringern würde, so daß bei 5 mm Bodenstärke in Metall ein Abstand von 160 mm ausreichend wäre.

Diese Steinzeugkolonne von 1700 mm Durchmesser trennt mit nur 8 Böden ein Gemisch von Methanol-Tetrachloräthan im Gewichtsverhältnis 1:1 mit etwa 1,5 % Wasser absolut bei einer Stundenleistung von 3500 - 4000 kg, während die früher an dieser Stelle arbeitende Steinzeugkolonne mit 18 Glockenböden, gleichem Durchmesser und radialer Flüssigkeitsführung bei nur 2000 kg Stundenleistung bei weitem nicht ausreichend getrennt hat, so daß große Verluste durch Auswaschen des Methanols aus Tetra entstanden.

Auf dem Bild ist die selbsttragende stabile Konstruktion der Steinzeugböden besonders gut zu erkennen.

Um nun bei größeren Böden von 3 - 4 Meter Durchmesser, bei denen Bodenabstände von etwa 500 mm erforderlich wären, mit den Abständen herunterzukommen, muß eine andere Bodenform gewählt werden, bei der aber das gleiche Prinzip der Flüssigkeitsabscheidung gewahrt bleibt. Hierzu wollen wir uns nochmals die Vorgänge an einer Glocke und an den Löchern eines Siebbodens klar machen.

10) Das Glockenbild ist einer Veröffentlichung von Kirschbaum entnommen; wir haben zahlreiche ähnliche Beobachtungen an Glaskolonnen mit Luft und Wasser gemacht. Es zeigt sich, daß bei einer Luftgeschwindigkeit von 3 - 4 m/sek. in der Glocke, die den bisher normalen Betriebsverhältnissen entspricht, die Luftblasen nicht viel tiefer als an den unteren Glockenrand kommen, d.h. also, die Bodenschicht nicht erfassen. Aber auch bei der Erhöhung der Geschwindigkeit auf 8 Meter bleibt noch eine Bodenschicht frei. Noch deutlicher sieht man dies bei Glocken mit Vertikalschlitz, wo es auch bei 8 - 10 m Geschwindigkeit fast nie gelingt, die Luft bzw. die Dampfblasen bis zum unteren Glockenrand zu treiben. Sie entströmt den Schlitz in einem verhältnismäßig schmalen Schlauch und löst sich dann erst verbreiternd in der Flüssigkeit auf.

Andererseits ist deutlich zu sehen, daß die Bodenschicht in unmittelbarer Nähe des Glockenhalses insofern am Austausch beteiligt ist, als Flüssigkeitsteile unten radial an den Glockenhals heranströmen und dabei in Wirbelung geraten. Dies gilt aber nur für die unmittelbare Glockennähe, die etwas entferntere Flüssigkeitsschicht der Bodenschicht zwischen den Glocken nimmt an diesem Austausch nicht teil. Man kann sie als den Träger der Gesamtströmung auf dem Boden bezeichnen, die sowohl bei abgestellten wie bei beaufschlagten Glocken in nahezu der gleichen Weise erhalten bleibt.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei den Siebböden. Hier ist durch die viel größere Zahl der Löcher die Flüssigkeitsauflösung durch die Dampfstrahlen vollkommener, die Bodenschicht also besser durchsetzt. Aber auch hier ist

deutlich

deutlich der seitliche Sog zu erkennen, den die Dampfstrahlen auf die sie umgebende Flüssigkeit der Bodenschicht ausüben.

Diese Eigenschaft kann man nun sowohl dazu benutzen, die Flüssigkeit zu lenken, als vor allem aber auch, um den Austausch zwischen Dampf und Flüssigkeit zu steigern.

- 11) Um dies zu untersuchen, wurde über einer Düsenöffnung von 40 mm Durchmesser ein zylindrisches Rohr mit seitlichen Öffnungen am unteren Rande befestigt und nach oben abgeschirmt. Sobald die Luft angestellt ist, wird die Flüssigkeit seitlich durch die Schlitz in den Luftstrom hineingerissen und in aufgelöstester Form gegen den oberen Schirm geschleudert, an dem sie sich durch Aufprall in genau derselben Weise wie vorher bei den Teller- und Ringböden zu großen Tropfen und Flüssigkeitsplacken wieder vereinigt, worauf sie sich beim Umkehren des Dampfes an dem äußeren Schirmrand abtrennt und wieder auf den Boden zurückfließt.

Es ist ohne weiteres einleuchtend, daß die vielfache Vergrößerung der Flüssigkeitsoberfläche und der wesentlich längere Berührungsweg zu einem intensiveren Austausch führen müssen, als es bei dem kurzen Durchdringen der Flüssigkeit bei der bisher üblichen Arbeitsweise des normalen Glocken- oder Siebbodens der Fall wäre. Dabei läßt sich die Geschwindigkeit ebenso wie vorher bei den Abscheidern der Teller- und Ringböden bis zur Staubhöhe der Rückläufe steigern, ohne daß Flüssigkeitsteilchen von einem Boden zum anderen mitgerissen werden.

- 12) Nun wird man einen großen Boden nicht mit Düsen von 40 mm Durchmesser ausrüsten, die nur dazu dienen, das Prinzip zu zeigen, sondern in Düsenflächen auflösen, wie sie die Abbildung im Querschnitt zeigt. Die Führung des Flüssigkeits- und Dampfes erfolgt durch seitliche Begrenzungen  $c$ , die unten mit Schlitz für den Eintritt der Flüssigkeit versehen sind und nur mit einem einzigen Blech der Form  $e$ , abgeschirmt werden. Die Vielheit der Düsenstrahlen auf der Fläche ergibt eine noch wirksamere Auflösung der Flüssigkeit.



- 13) Dasselbe Prinzip läßt sich nun auch auf den Rand des Bodens anwenden, der dadurch mit zum Austausch herangezogen wird. Dabei braucht der über dem Rand angebrachte konische Schirm  $e_2$  an der Wandung nicht abgedichtet zu werden, da der Partialdruck in dem Ringspalt zwischen dem Boden und der vorderen Schirmkante so niedrig ist, daß keine Flüssigkeit durch den schmalen Spalt zwischen Wandung und Schirm hindurchtritt. Es genügt an dieser Stelle ein einfaches Anpassen durch Anrichten des Bleches bei der Montage.

Durch das Mitarbeiten des Randes sind gleichzeitig die Abdichtungsschwierigkeiten der Böden, die bisher im Betrieb zu den meisten Störungen Veranlassung gegeben haben, behoben. Der Spalt zwischen Boden und Wand hat den weiteren Vorteil, daß sich die Böden leichter ein- und ausbauen und auch in Gruppen zusammenfassen lassen. Da es nicht so sehr darauf ankommt, daß der Spalt absolut konzentrisch ist, läßt sich die Abweichung vom Kreis, die bei normalen schmiedeeisernen Zargen und auch bei ausgemauerten Kolonnen fast unvermeidlich ist, besser ausgleichen.

- 14) Die Anordnung der Düsenflächen und der darüberliegenden Schirme im Grundriß zeigt das nächste Bild. Auch hier arbeitet der Boden durch die radiale Scheidewand zwischen Zulauf und Ablauf nach dem Prinzip des Ringbodens mit gleichsinniger Flüssigkeitsströmung, und zwar sowohl für den Rand als auch für die Gesamtfläche. Die Bodenflächen zwischen den Schirmen sind ungelocht und dienen als Flutkanäle zur Verteilung der Flüssigkeit auf die Düsenflächen, wobei die Steuerung der Strömung sowohl durch die Leitflächen als auch durch geeignete Verteilung der unteren Öffnungen an den Begrenzungsblechen der Düsenflächen erfolgt. Die Ansaugfähigkeit dieser Öffnungen wird mit benutzt, um die Flüssigkeit in der früher geschilderten Weise mit gleicher Winkelgeschwindigkeit über den Boden fließen zu lassen.

Diese gleichsinnige Strömungsführung ist in technischer Hinsicht und in bezug auf die Bauweise wesentlich einfacher

als

als die bisher bei großen Böden übliche Querströmung mit Rückführung in Rohrsystemen oder Kanälen längs der Peripherie.

Bild 15) Sehr wichtig ist ferner die Tatsache, daß bei der geschilderten Konstruktion die Bodenabstände klein gehalten werden können. Bei dem Boden von 2 m Durchmesser der Abbildung betragen sie nur 150 mm in Metallausführung. Auch bei größten Böden mit 4 - 5 m kommt man mit 200 - 250 mm und weniger Abstand aus, während früher für diese Durchmesser mindestens 500 mm Abstand genommen wurde. Die Flächenausnutzung ist besser als bei dem einfachen Querstrom der großen Böden, bei denen rechts und links vom Zulauf an der äußeren Peripherie große Sehnenschnitte ungenutzt bleiben, selbst wenn man die Zu- und Ablaufkanten weitgehend verbreitert.

Bild 16) Die Verteilung der Düsenflächen kann man nun auch anders vornehmen. Dies geschieht z. B. aus Herstellungsgründen bei großen Böden in Steinzeugausführung. Hier sind die Düsenflächen kreisförmig angeordnet, damit sie auf der Töpferscheibe hergestellt werden können. Auch bei dieser Ausführung arbeitet der Rand mit. Diese Böden werden wesentlich billiger als die vorherige Konstruktion und lassen sich auch in Segmenten herstellen, die erst in der Kolonne zusammengesetzt werden. Die gegenseitige Abstützung der Böden erfolgt durch Rippen, die gleichzeitig sowohl die Prallflächen über den Düsenflächen als auch die Prallflächen über dem Rand erfassen. Hierdurch werden besondere Tragkonstruktionen, welche bisher die Bodenabstände vergrößert haben, vermieden.

Bild 17) Inzwischen haben sich zahlreiche Kolonnen unserer Konstruktion im Betrieb bestens bewährt, weitere Anlagen sind im Bau und in der Planung. In der Tabelle ist ein Teil der zuerst ausgeführten Anlagen unter Angabe der Produkte, Leistungen und der Abmessungen mit den früher für denselben Zweck arbeitenden Kolonnen verglichen worden.

Die Trennfähigkeit konnte bisher in allen Fällen wesentlich verbessert werden bei gleichzeitiger Verkleinerung der

Durchmesser

Durchmesser und einer erheblichen Verminderung der Bodenzahl.  
Bild 18) Noch deutlicher kommt die Auswirkung auf die Bauhöhe der Kolonnen durch die schematische Darstellung zum Ausdruck.  
Damit komme ich zum Schluß meines Vortrages und fasse die Ergebnisse nochmals kurz zusammen.

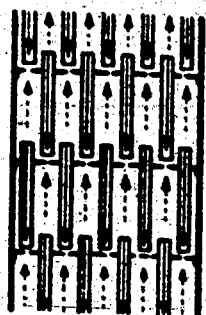
Es konnte gezeigt werden, daß sich die Trennfähigkeit einer Kolonne bei gleichsinniger Flüssigkeitsführung durch eine weitgehende Anpassung der Strömung an die Bedingungen der Theorie mit Hilfe der Leitflächen wesentlich verbessern läßt.  
Damit werden neue Aufgabengebiete, im besonderen bei der Trennung von Gemischen mit geringen Siedepunktunterschieden, erschlossen und in allen Fällen die Kolonnenabmessungen verkleinert.

Durch die Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit mit Hilfe der Flüssigkeitsabscheider wird die Belastungsmöglichkeit gesteigert und gleichzeitig der Austausch zwischen Dampf und Flüssigkeit noch verbessert. Die Kombination der beiden Maßnahmen führt zu überraschend kleinen Abmessungen und einer wesentlichen Verbilligung der Anlagen.

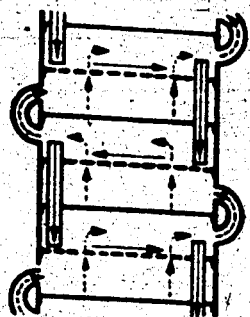
Mit der Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit kommt dem Siebboden und dem mitarbeitenden Bodenrand eine besondere Bedeutung zu.

An Hand der Ausführungsbeispiele konnten neue vorteilhafte Konstruktionswege für den Kolonnenbau gezeigt werden, die vor allem auch bei der schwierigen keramischen Bauart zu brauchbaren Lösungen führen.

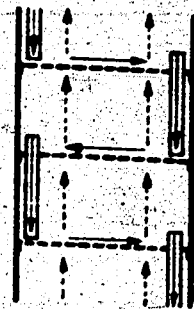
1. Flüssigkeits-Durchmischung:



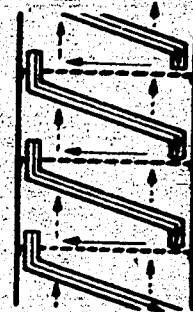
2. Dampf-Durchmischung:



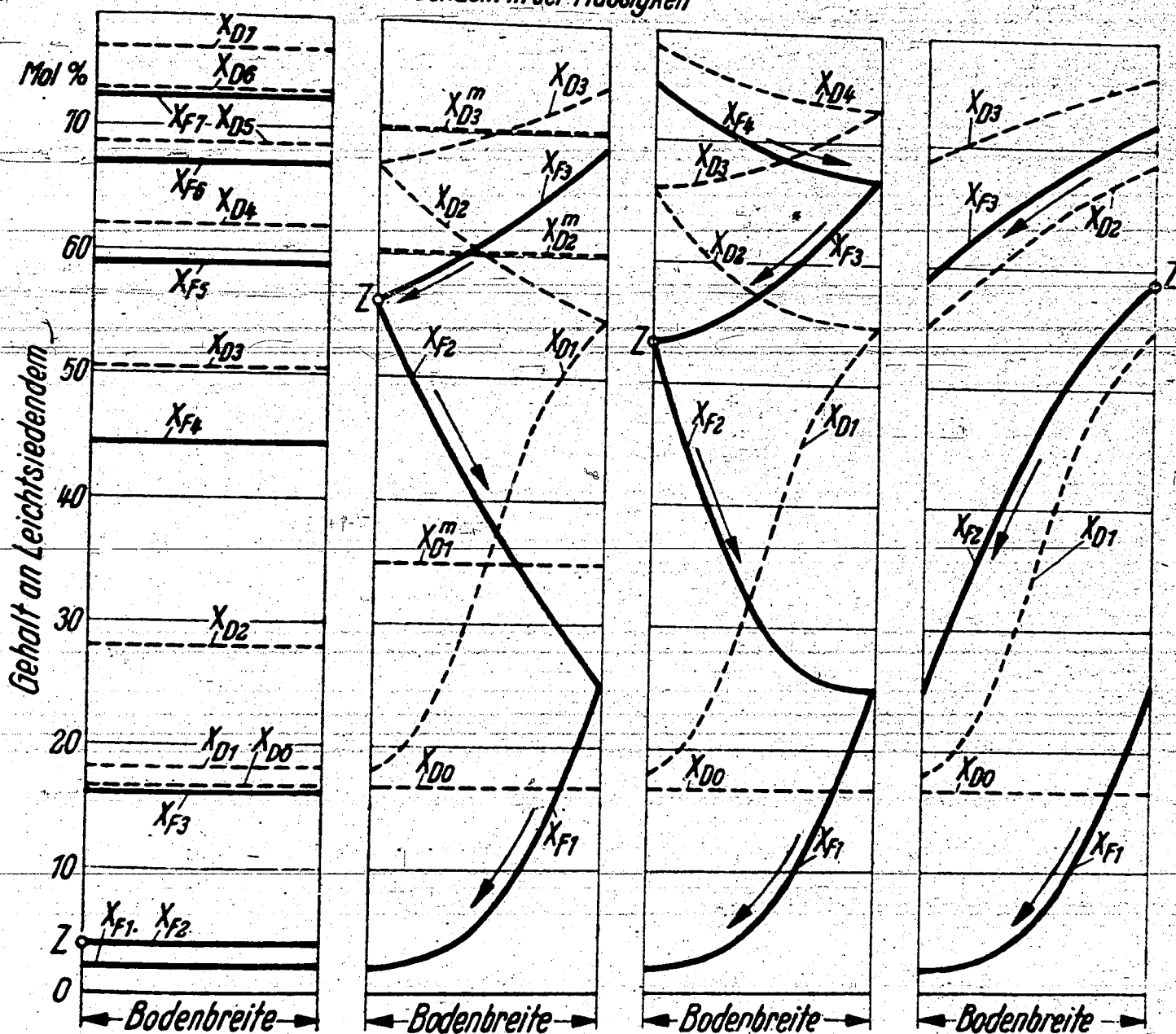
3. Gegensinnige Fluss-Führung:



4. Gleichsinnige Fluss-Führung:



--- Gehalt an Leichtesiedendem im Dampf  
 — Gehalt an Leichtesiedendem in der Flüssigkeit

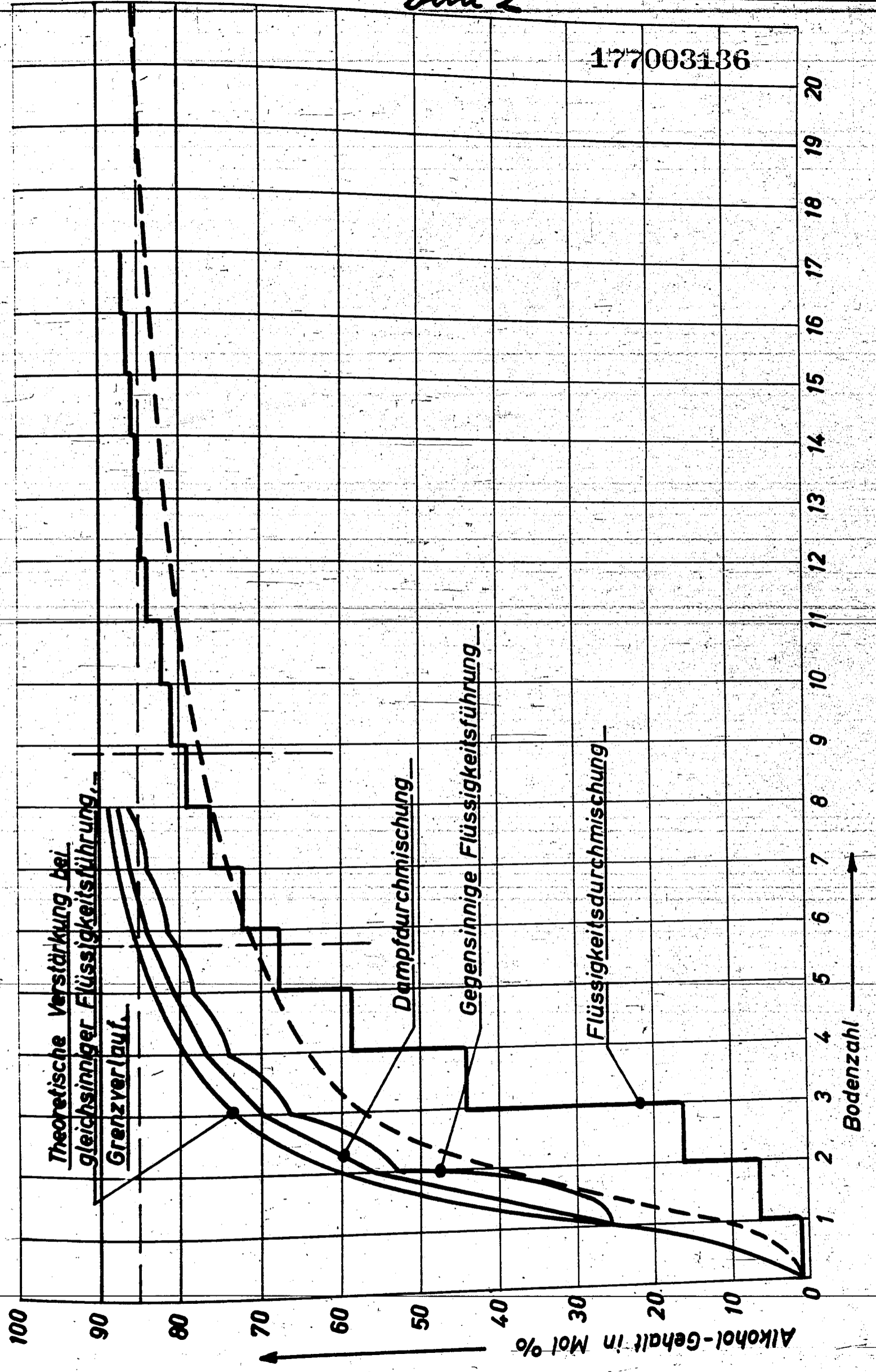


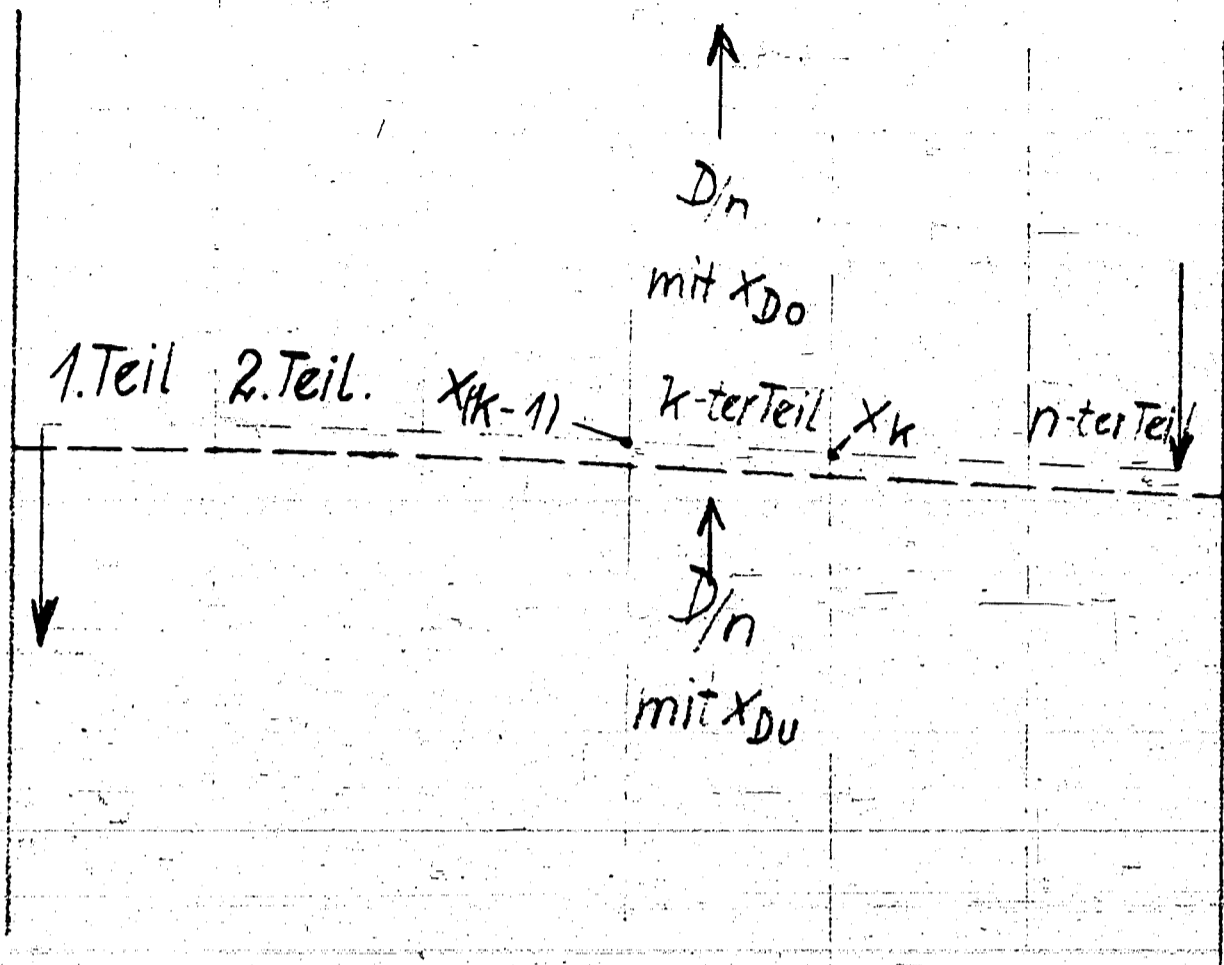
1816.4

Schematische Darstellung der möglichen Strömungszustände in einer Rektifiziersäule. Gehalt an Leichtesiedendem in der Flüssigkeit und im Dampf in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsweg

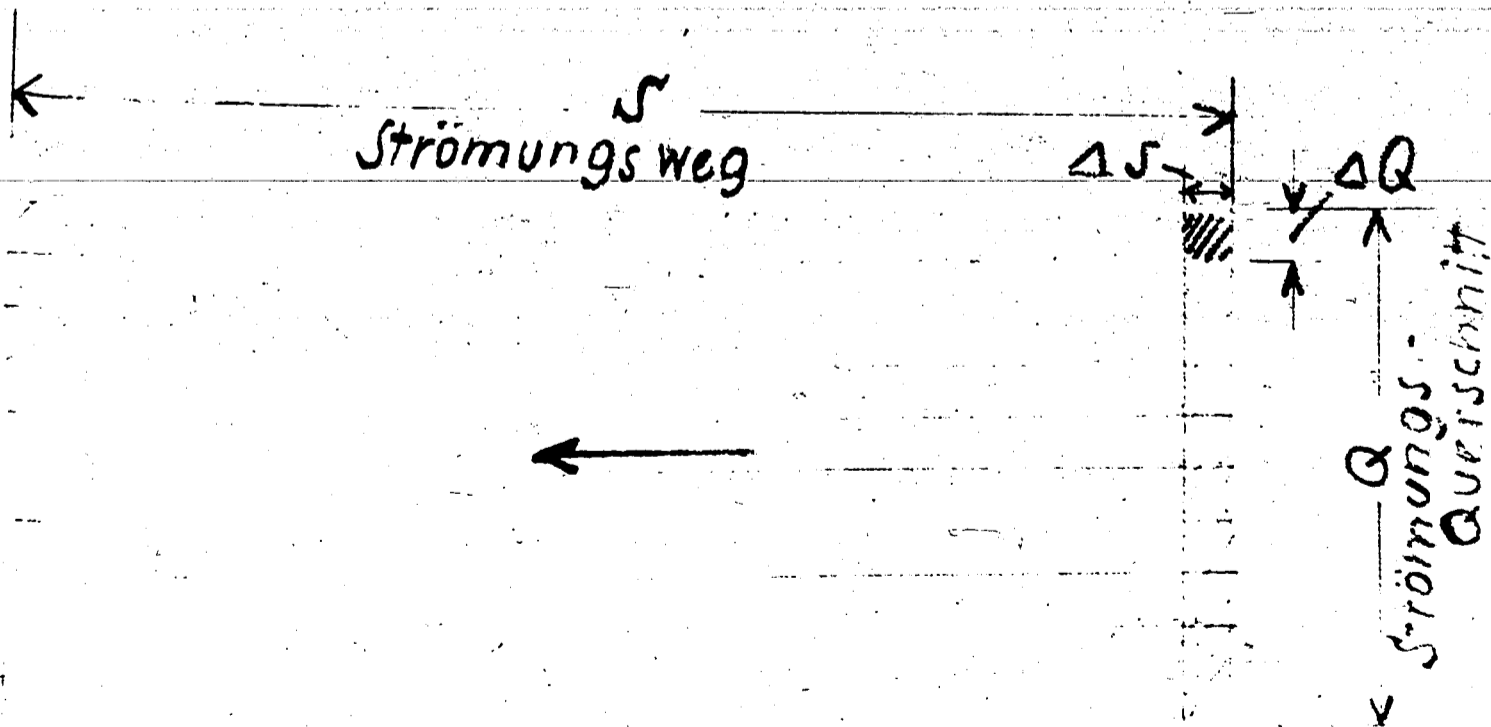
Bild 2

177003136



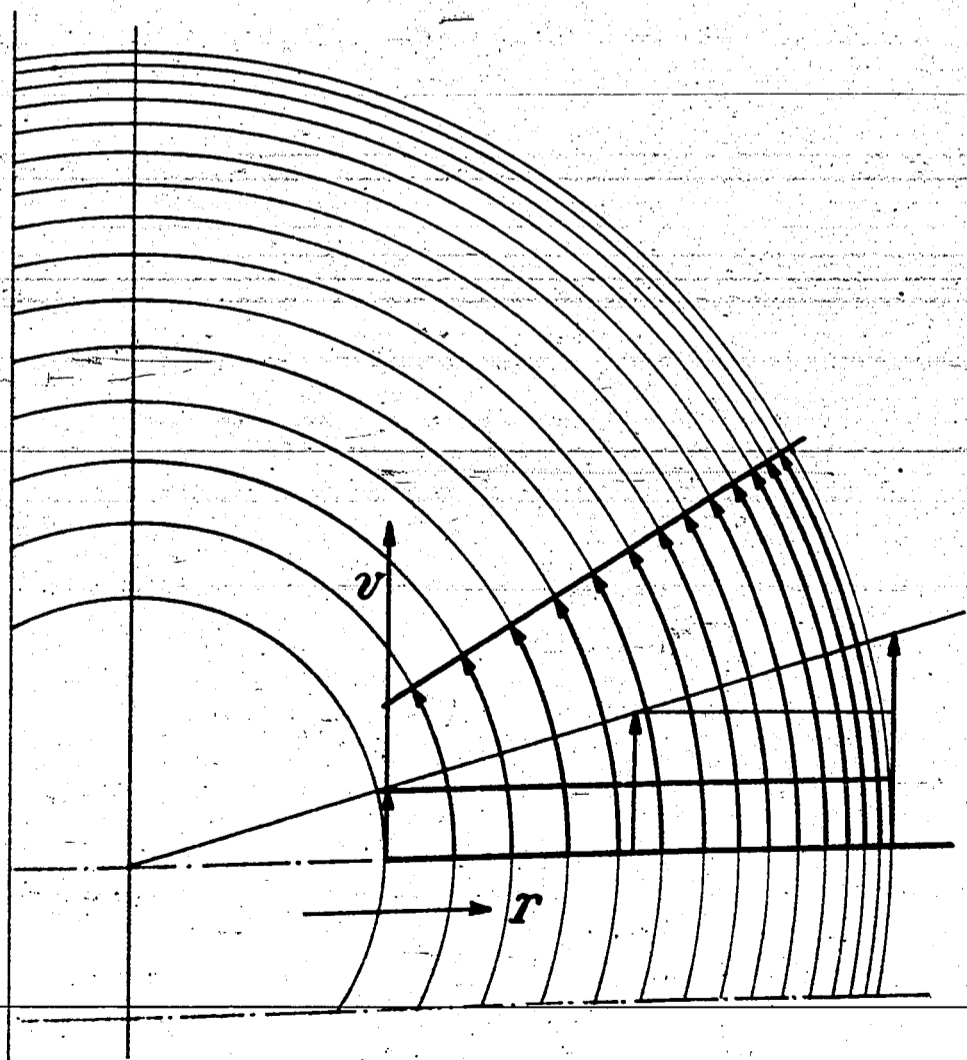
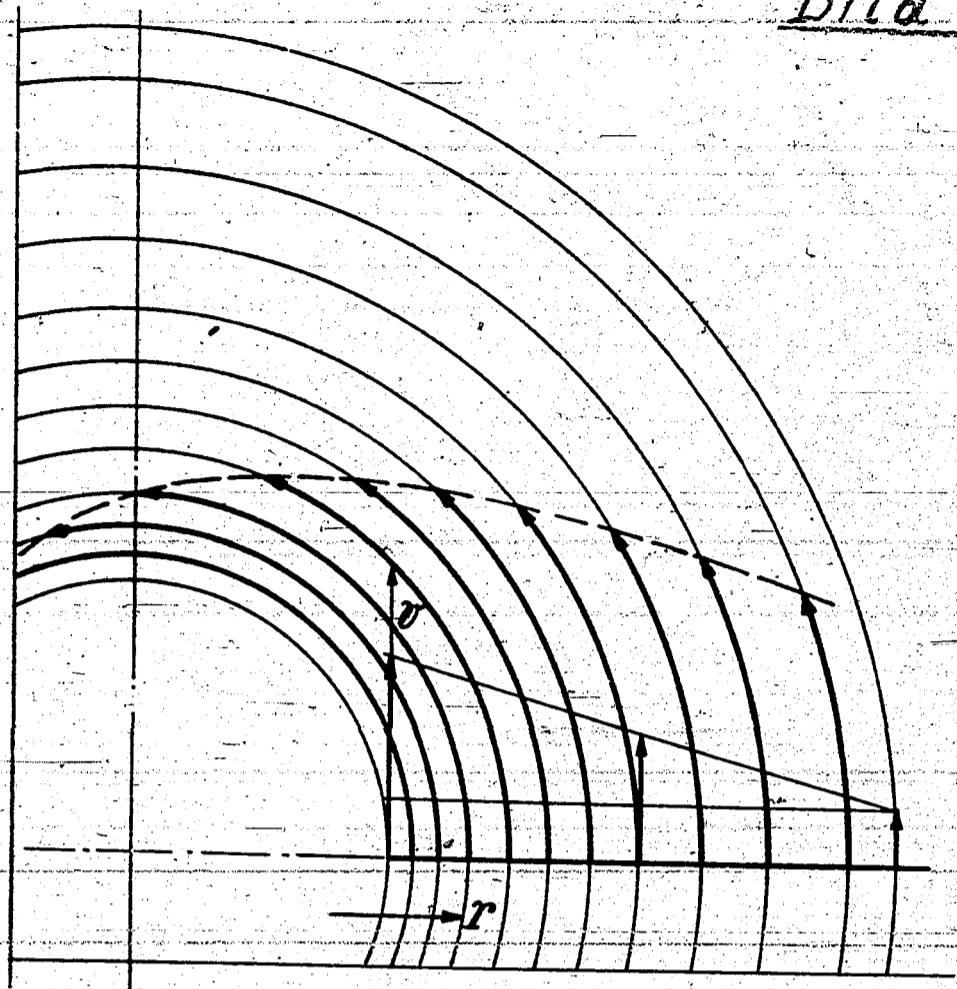


Schematische Darstellung  
der Aufteilung des Säulen-  
querschnittes.

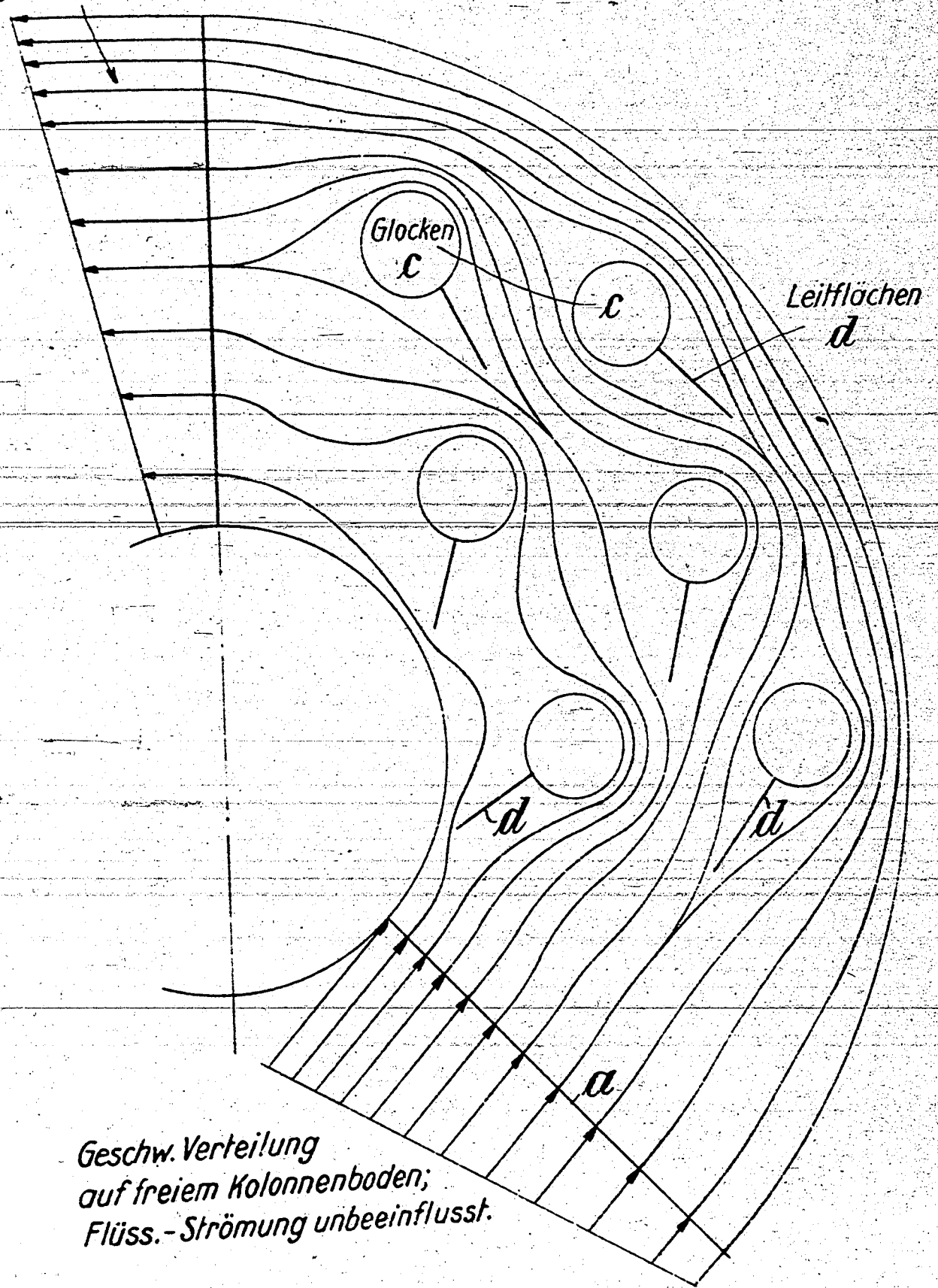


177003138

Bild 4



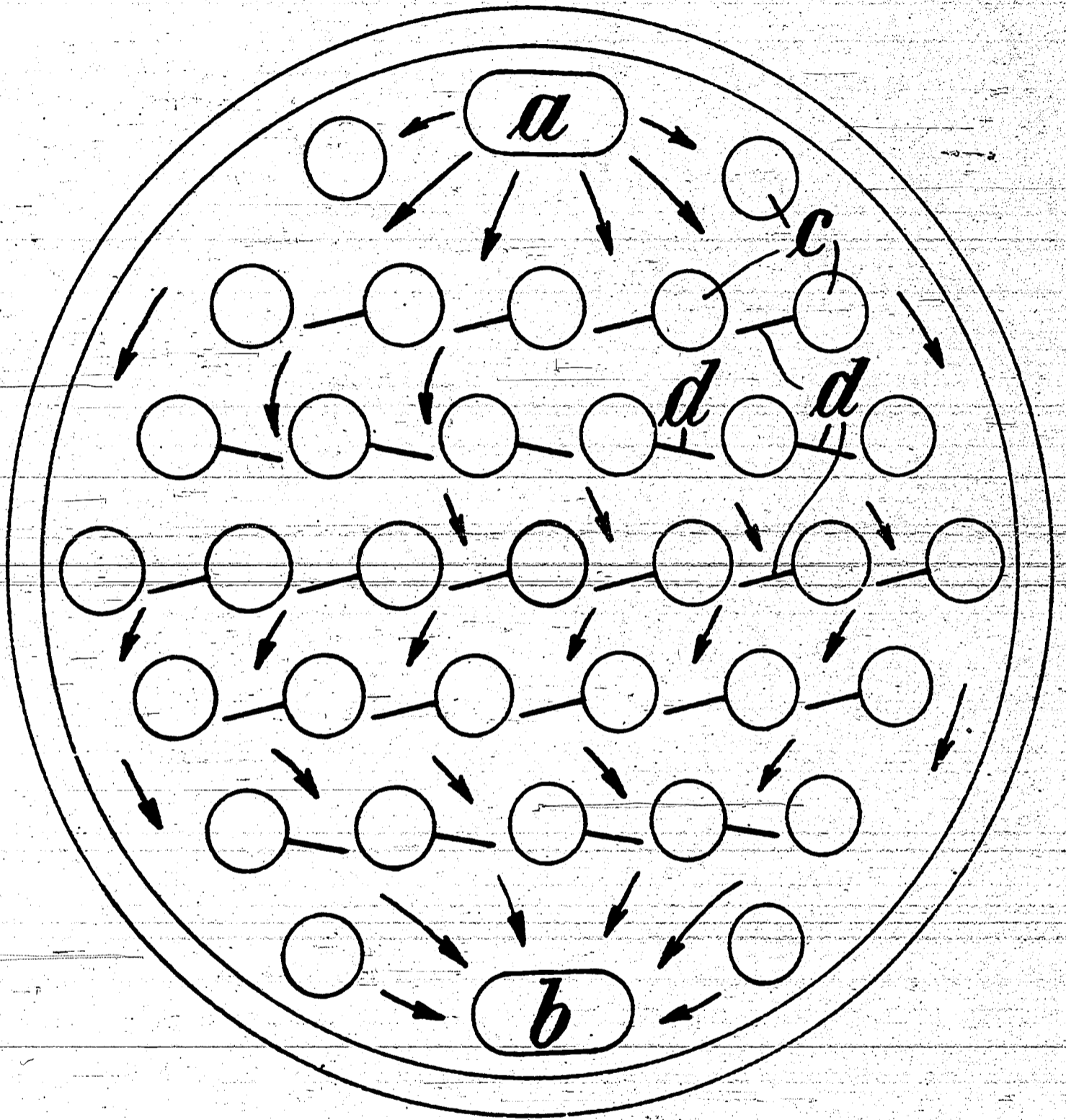
Geschw.-Verteilung durch Leitflächen  
a.d. Glocken umgekehrt. ( $\omega$ -const.)

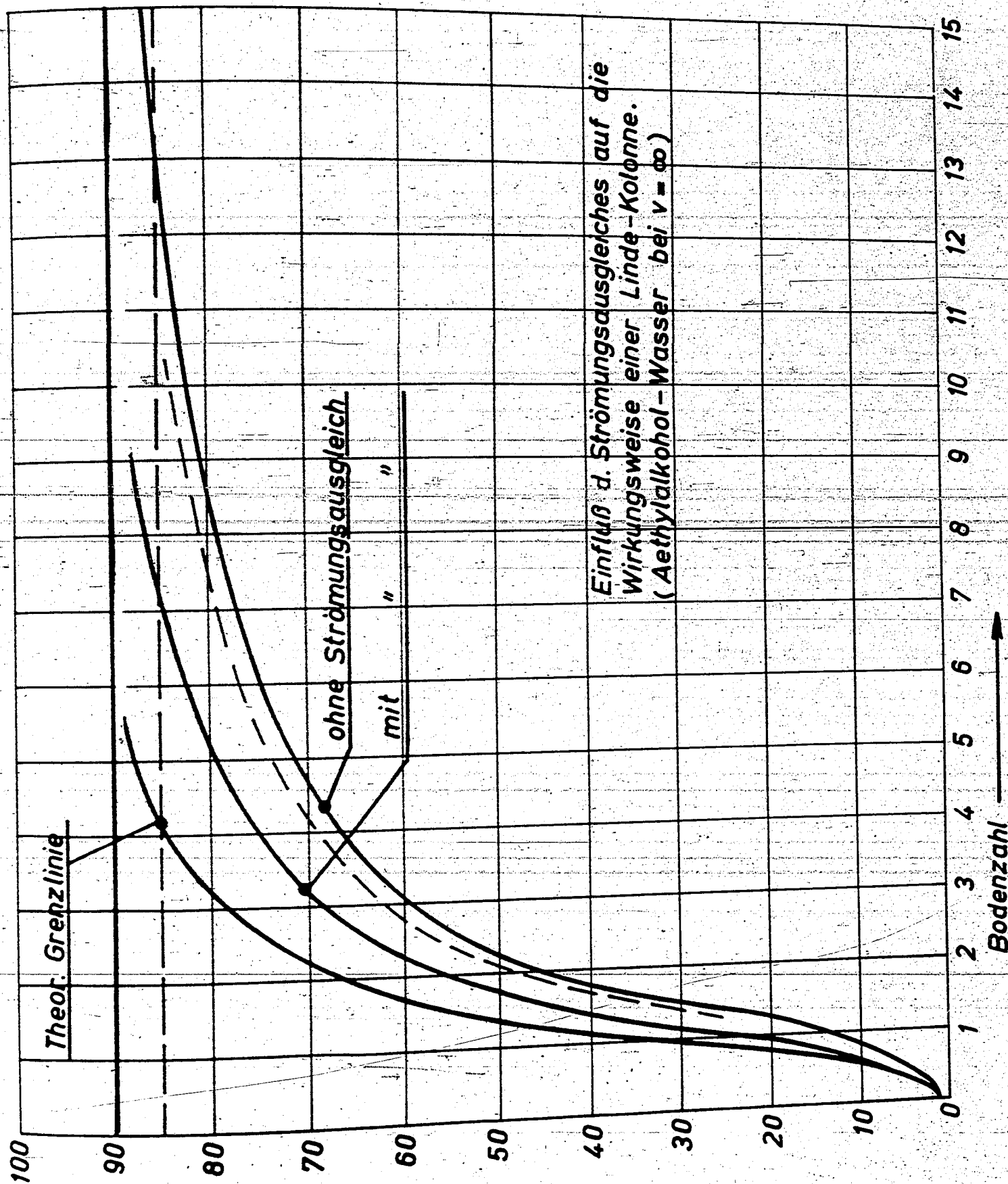


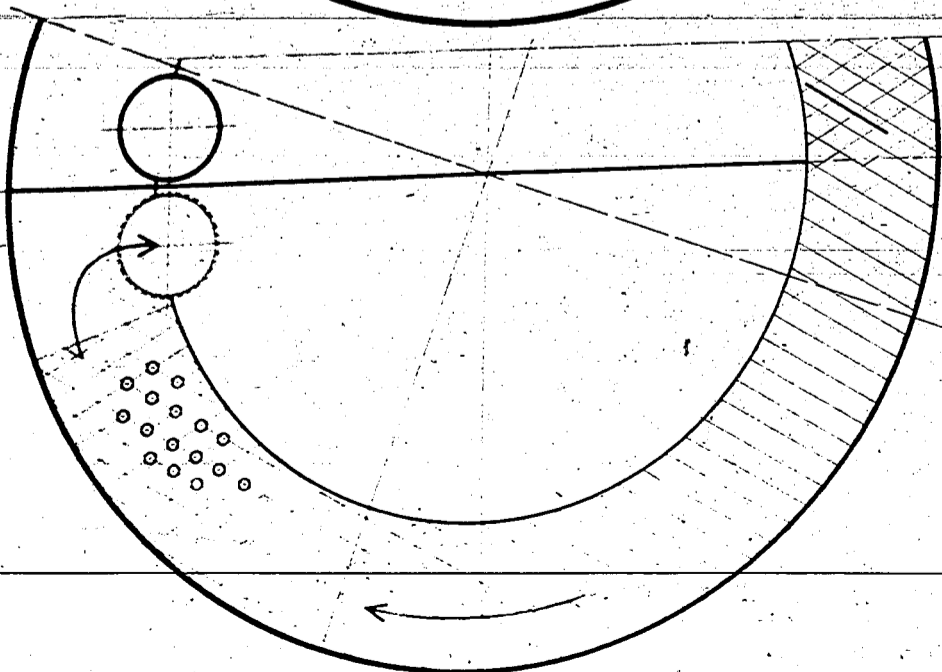
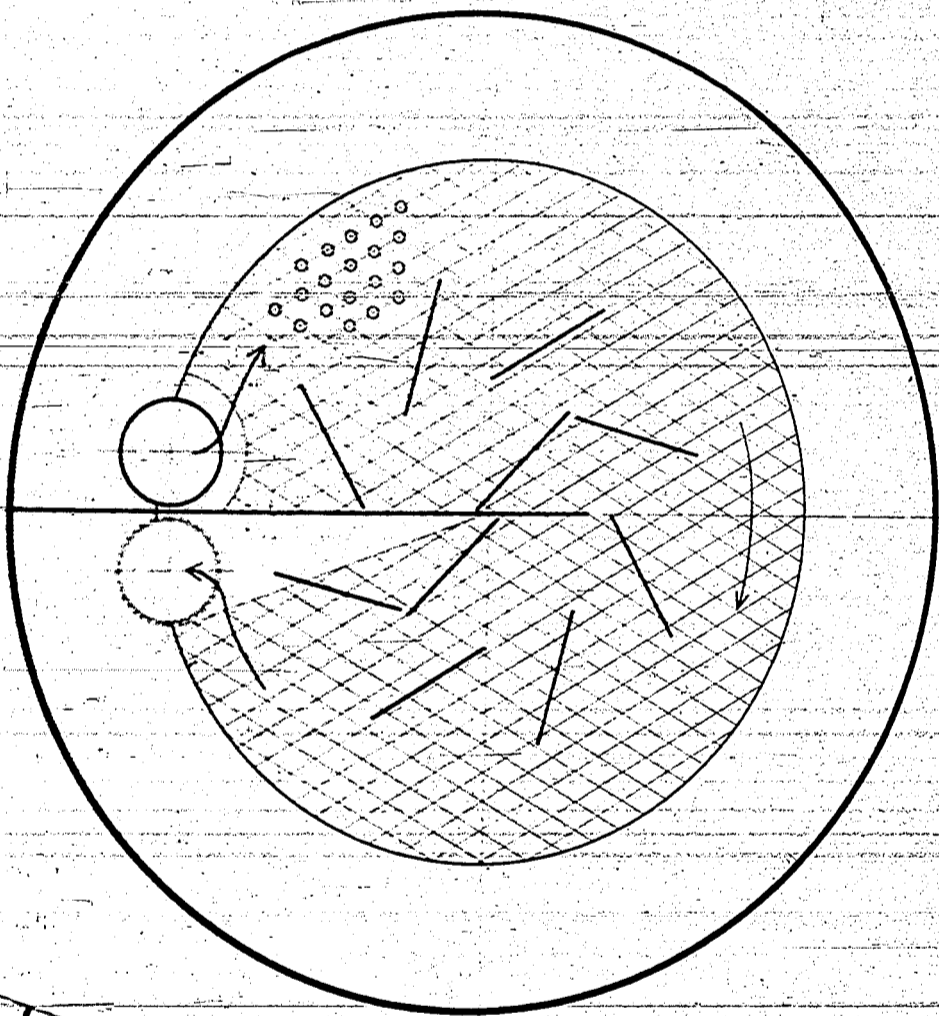
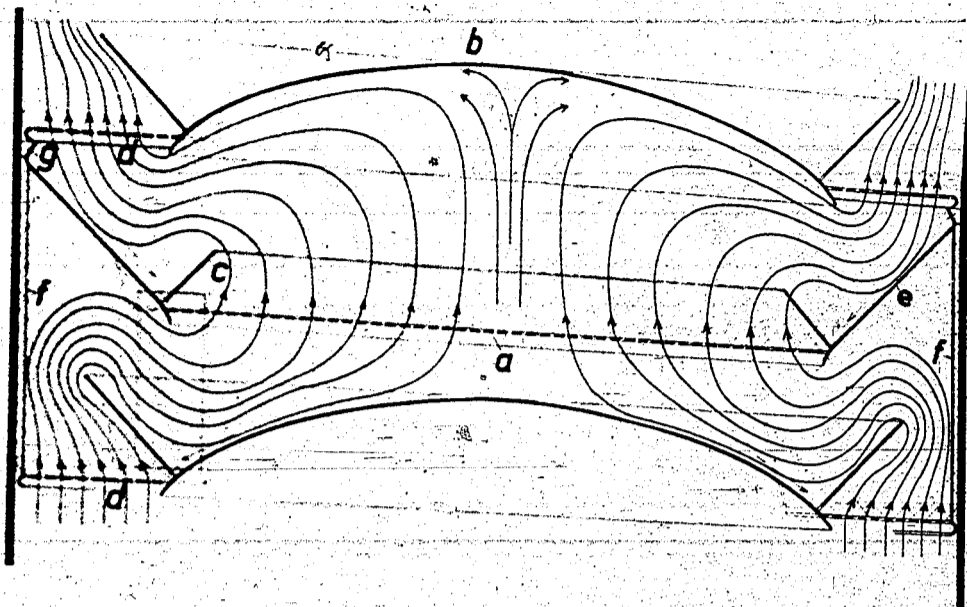
Geschw. Verteilung  
auf freiem Kolonnenboden;  
Flüss.-Strömung unbeeinflusst.

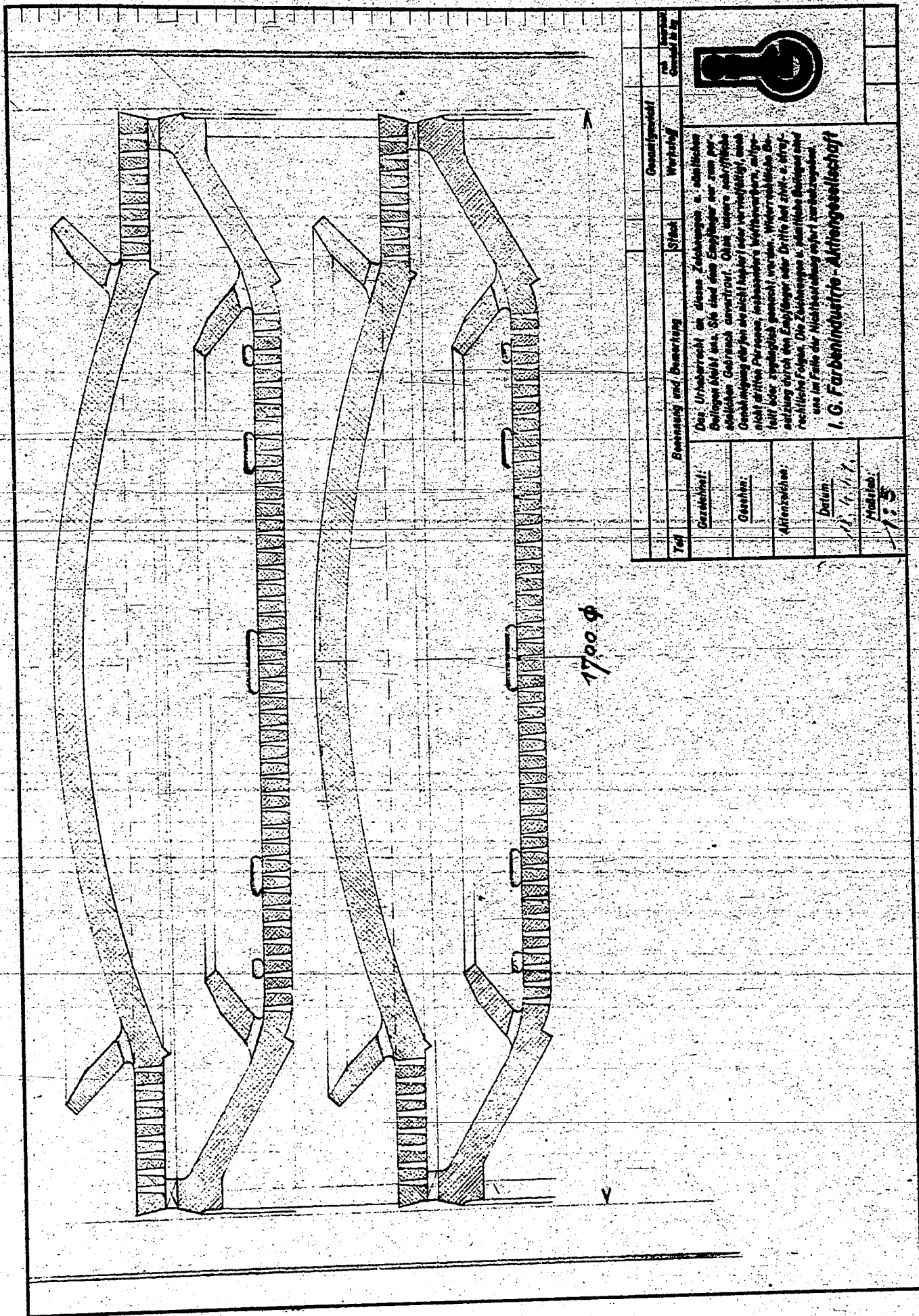


Bild 6









1700 φ

Teil	Benennung und Bemerkung	Stück	Verfahren	Gesamtwert	Verfahren
	Das Urheberrecht an diesen Zeichnungen u. ähnlichen Dingen bleibt an. Sie sind dem Empfänger nur zum persönlichen Gebrauch gestattet. Ohne weitere schriftliche Genehmigung dürfen sie nicht kopiert oder veröffentlicht, auch nicht dritten Parteien insbesondere Verleumdungen, Falschheit oder Zerstörung geschadet werden. Weiterverbreiten, Vervielfältigung durch den Empfänger oder Dritte ist ohne schriftliche Genehmigung des Zeichners u. ähnliches Verhalten rechtlich verboten. Die Zeichnungen u. ähnliches Verhalten sind im Falle der Nichtzahlung sofort zurückzugeben.				
	<b>Gezeichnet:</b>				
	<b>Gestrichen:</b>				
	<b>Monteur:</b>				
	<b>Datum:</b>				
	<b>Maßstab:</b>				
					1:5

I. G. Farbenindustrie - Aktiengesellschaft



Luftgeschwindigkeit im Zuführungskamin 3 m/s  
Strömungszustand bei einer Austauschlocke, in der Luft durch Wasser strömt

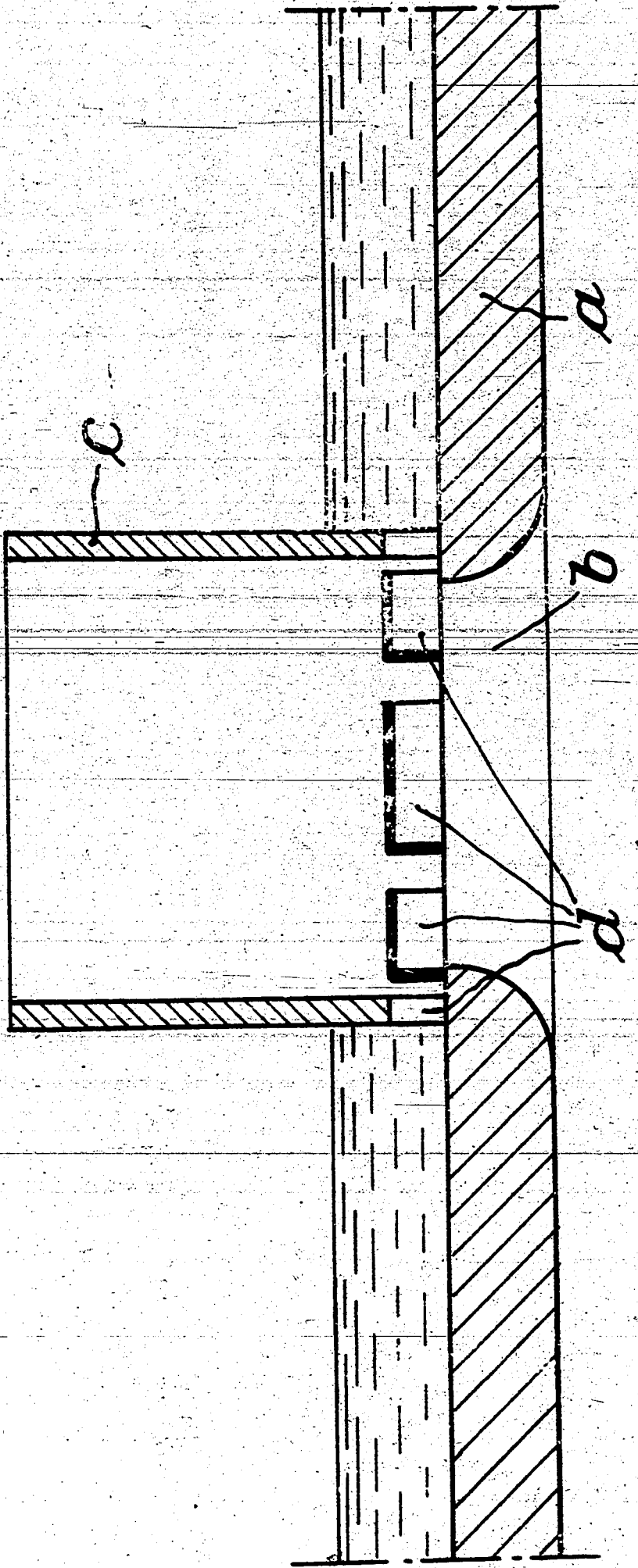
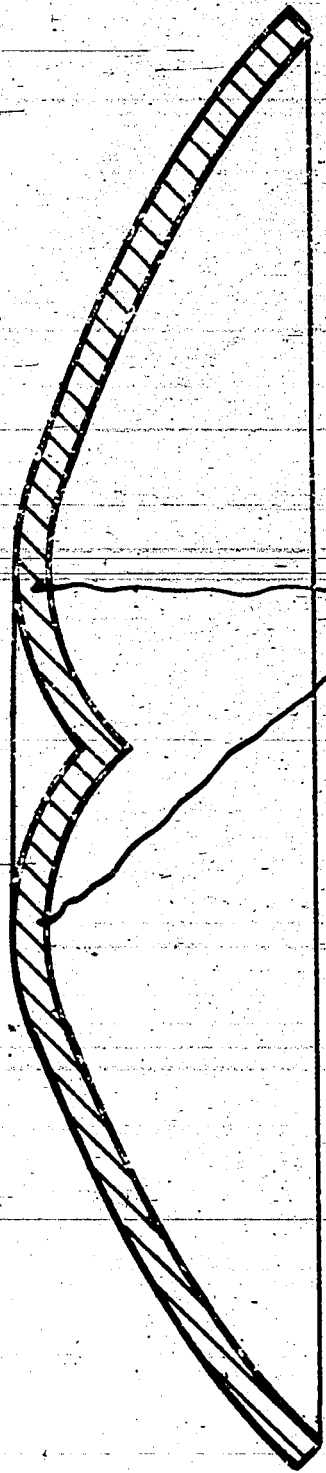


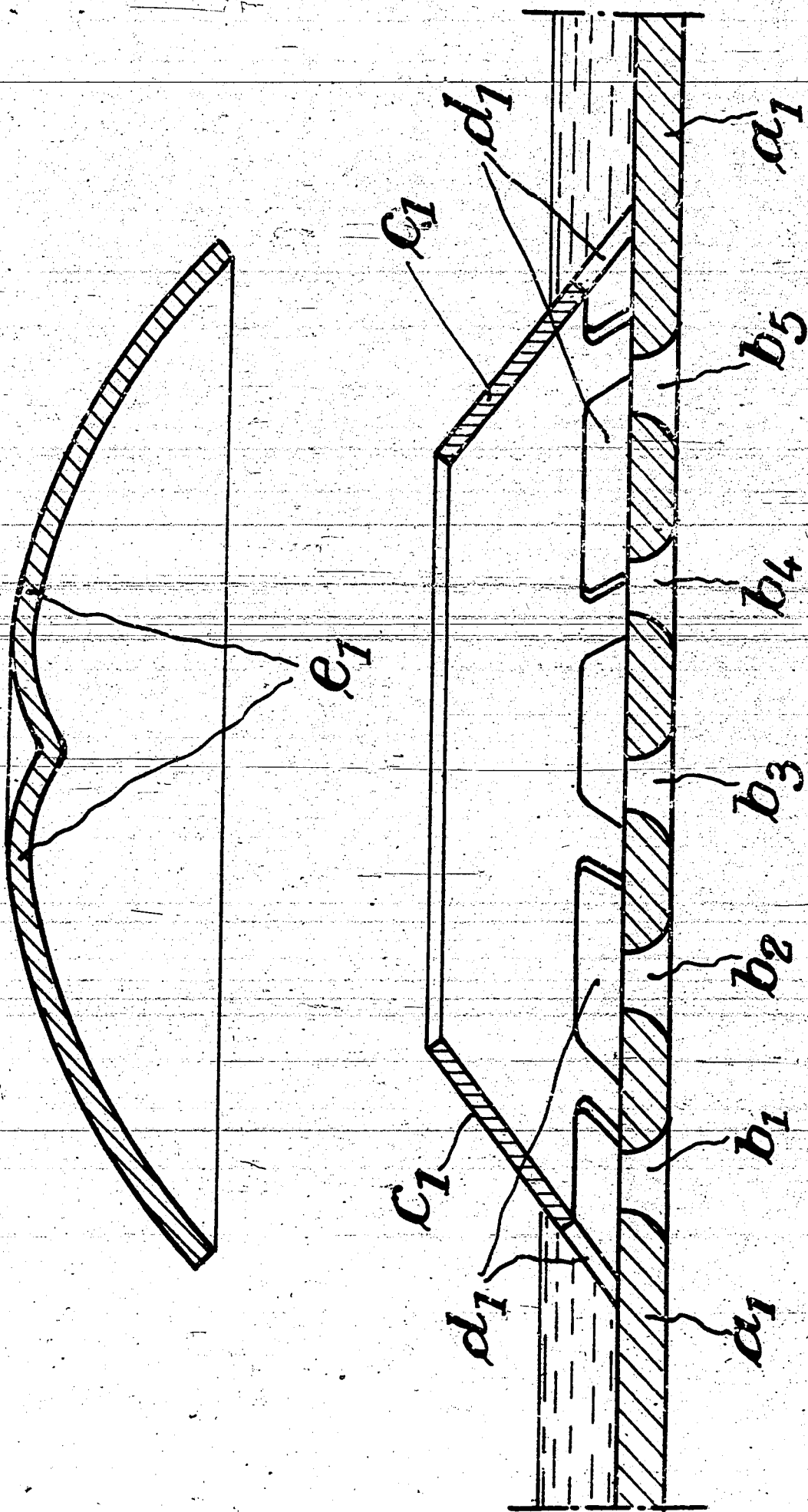
Luftgeschwindigkeit im Zuführungskamin 8 m/s  
Strömungszustand bei einer Austauschlocke, in der Luft durch Wasser strömt

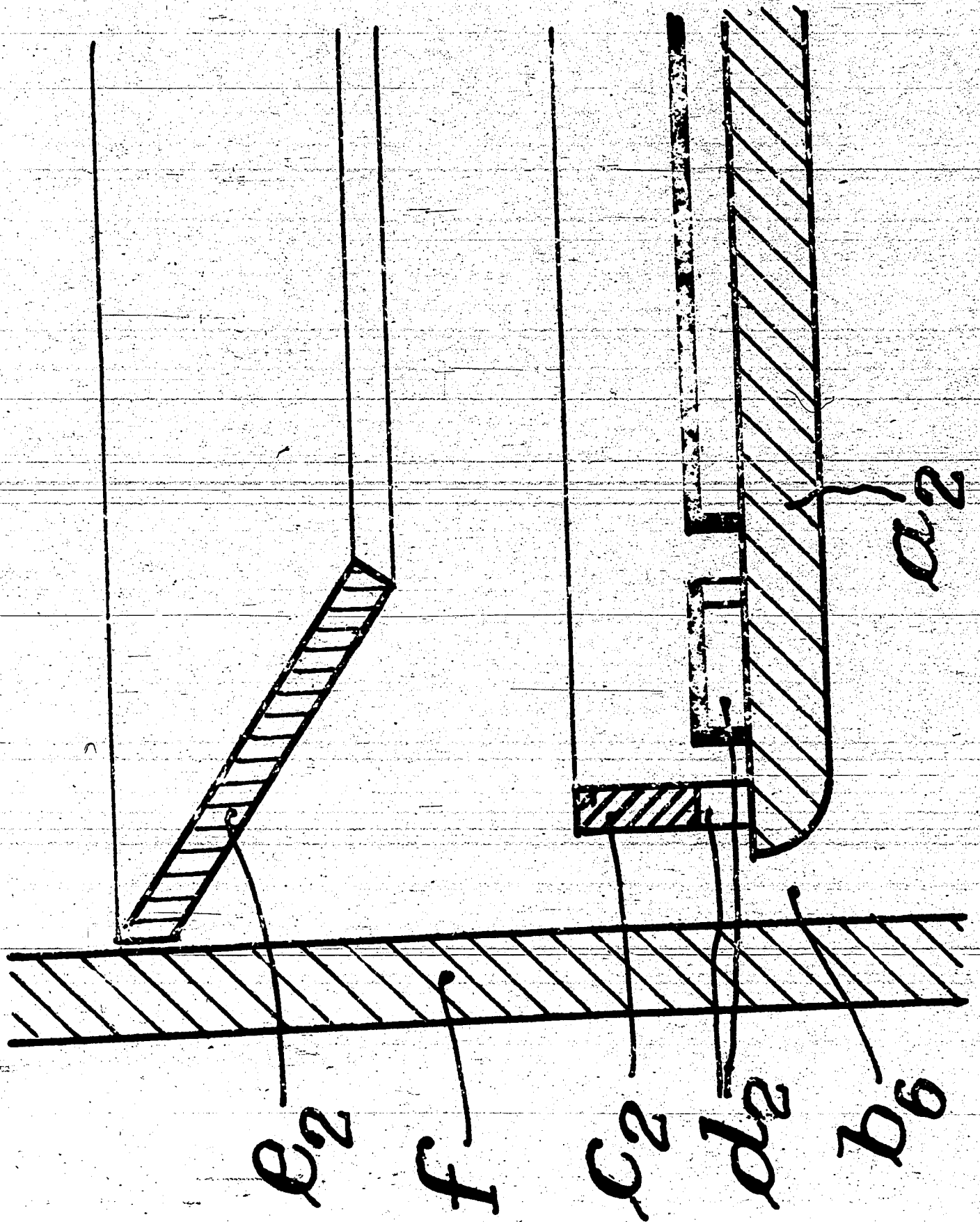
2

177003145

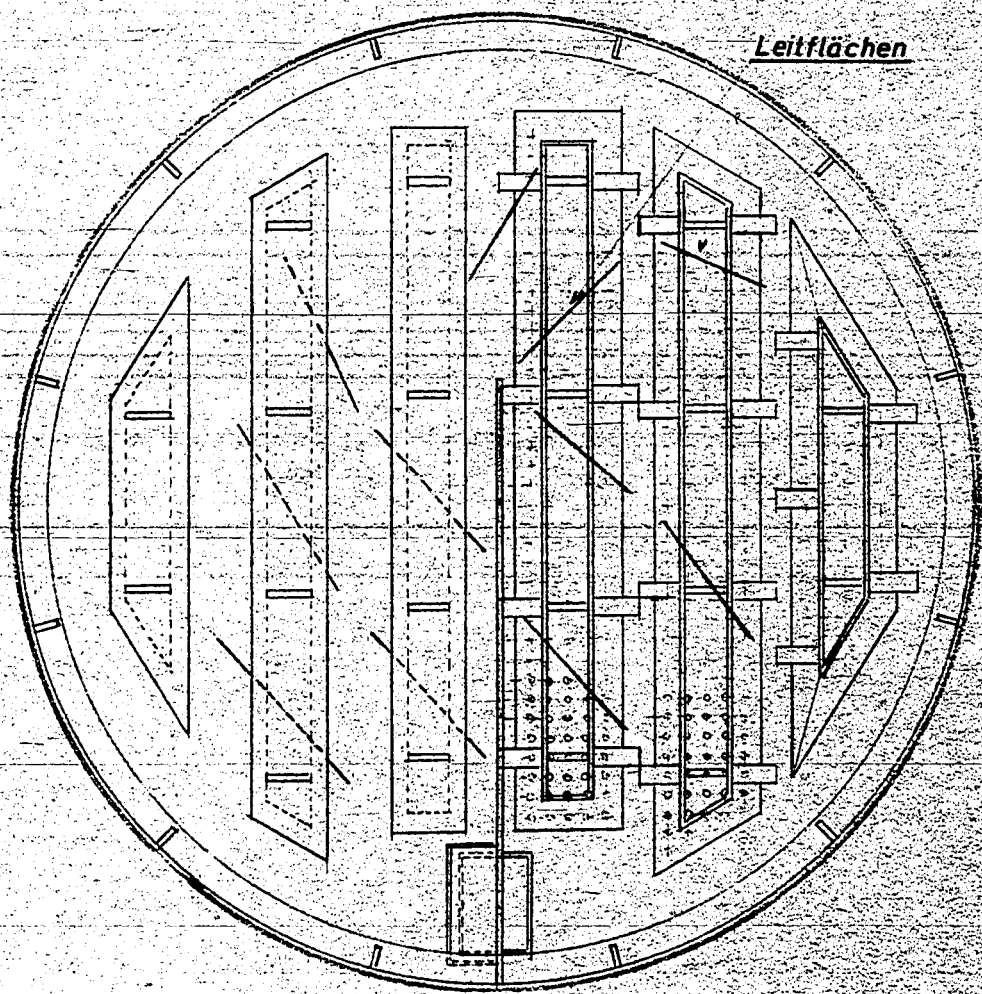
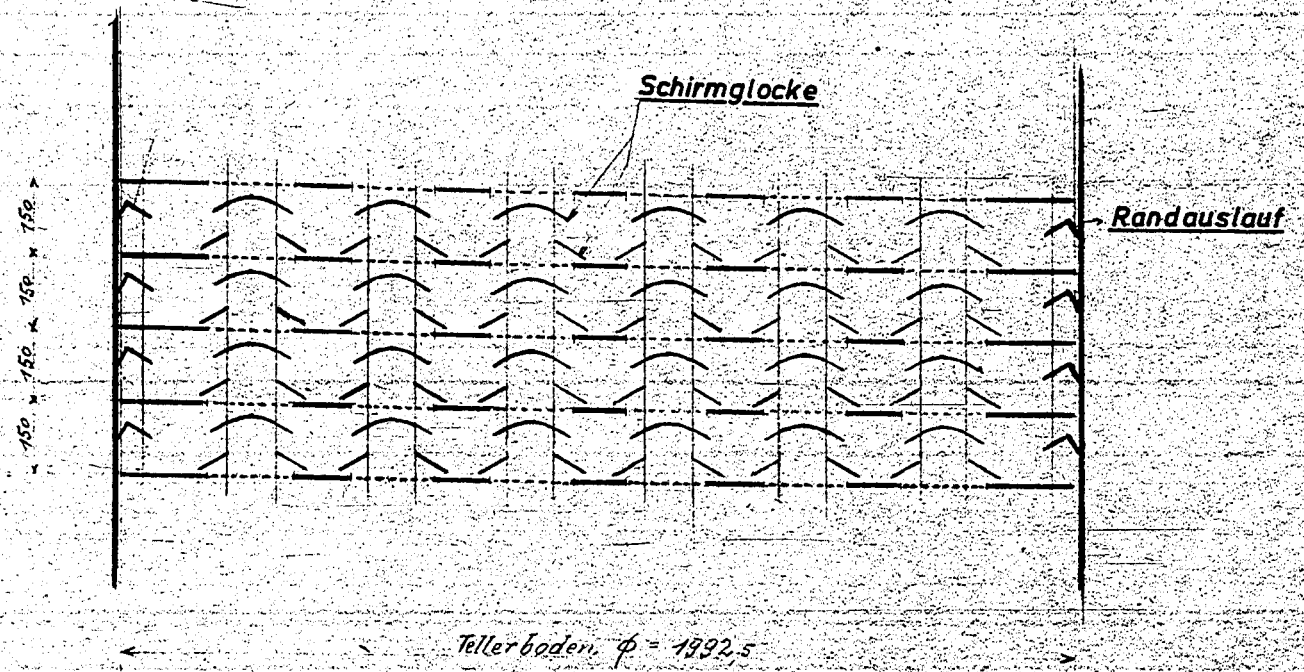
Bild 11







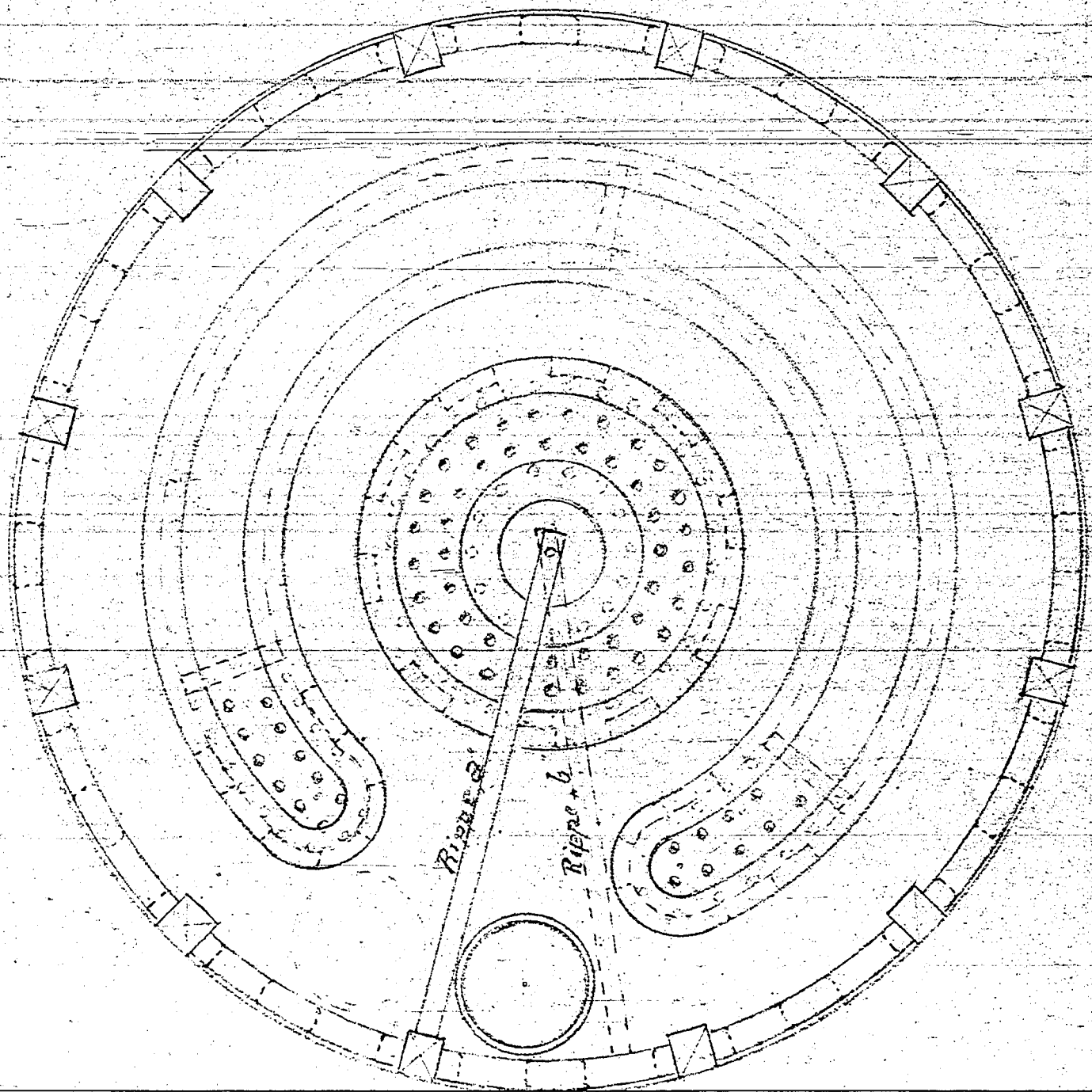
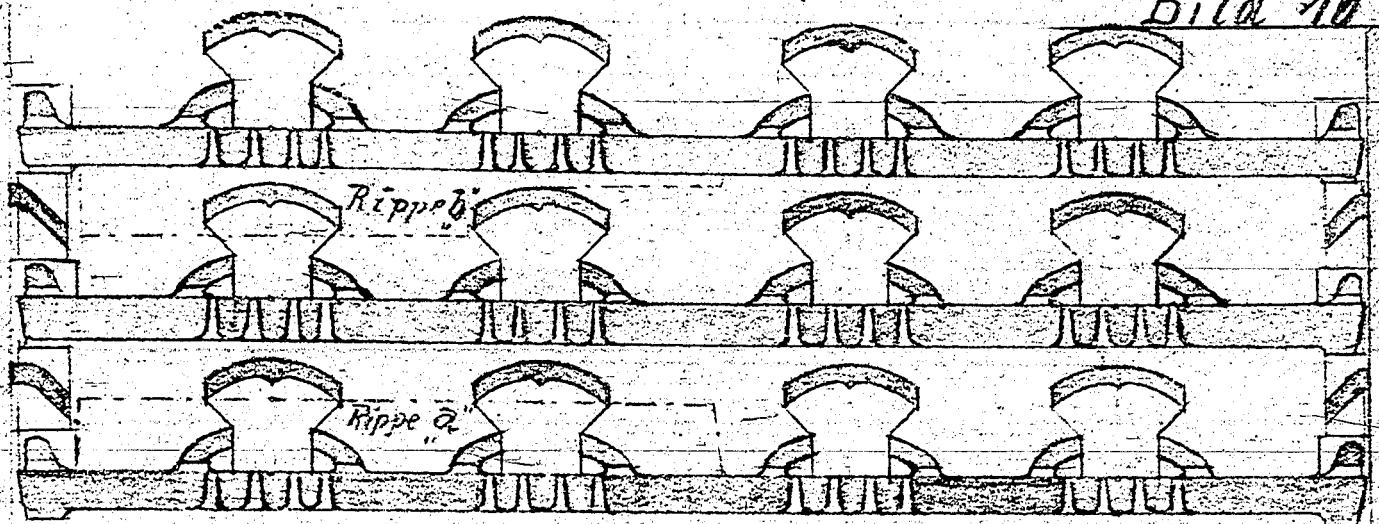




Dichtunglose Destillierböden 1600  $\phi$  aus Steinzeug  
mit Schirmglocken u. Randaustausch. 177003149

Konstr. Büro  
D.

Bild 16



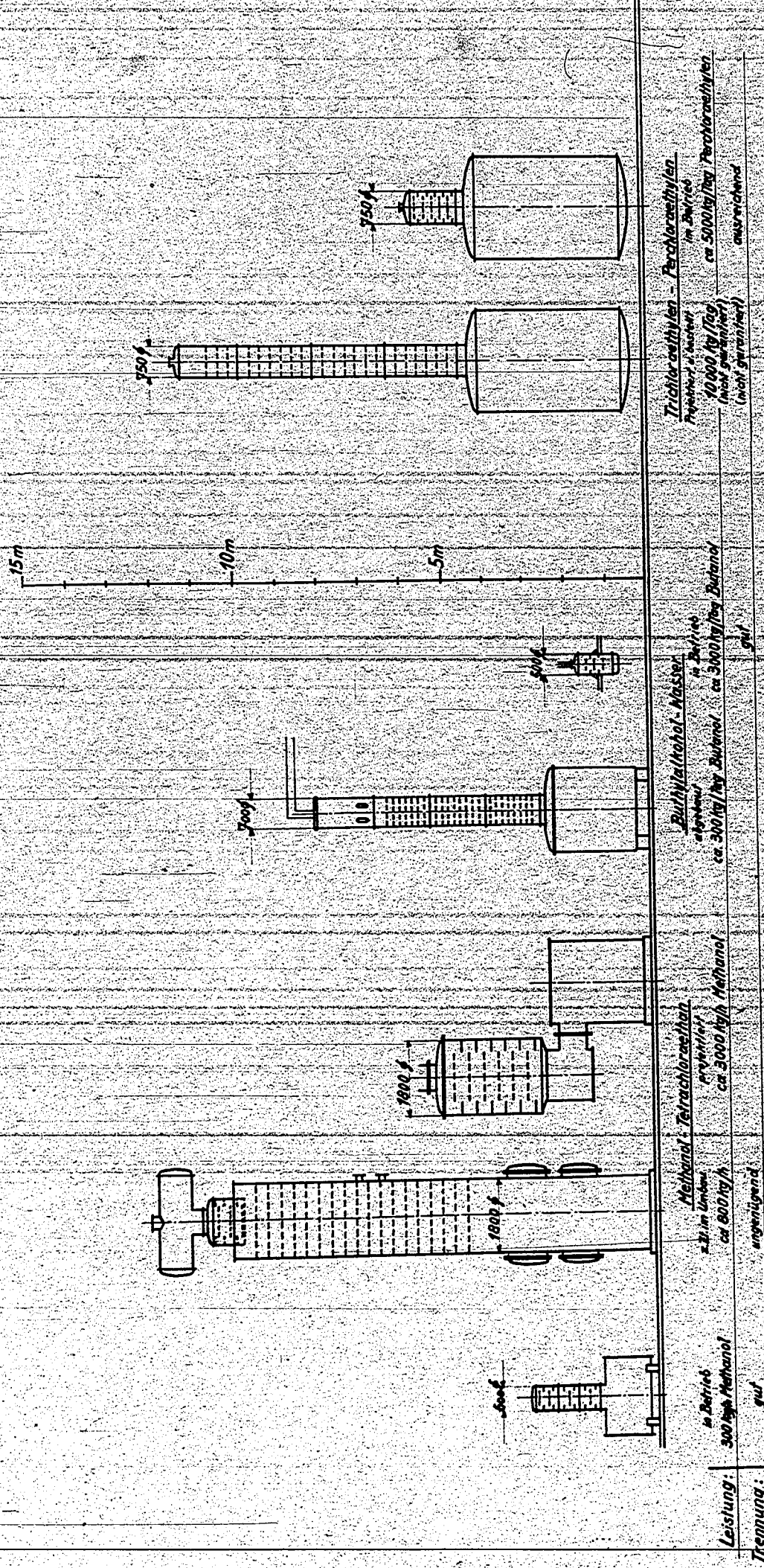
15. 4. 44.

I. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft Bitterfeld

127008150

Benennung, Produkte	Betr. Weise	Kol. ø	Boden- zahl	Bad. Abst.	Kol. Höhe	Leistung	Bemerkung
Chlorbenzol, Vorlauf	kont	700	10	90 mm	0,9 m	500 kg/h	Trennung: Absolut
vorher:	disk	1000			ca 10 m		
Reinbenzol, Vorlauf	kont	600	10	120 mm	1,4 m	700 kg/h Gemisch	Trennung: gut
vorher:	disk	700	44		ca 6,5 m		
Lösungsmittel - Gemisch, Siede- punkte ~ 142° + 60°, mit 1,5 % Wasser	kont verstg.	1100	6	150 mm	0,9 m	2000 kg	Trennung: absolut
vorher:	kont verst. + Abt.	1700	18	300 mm	6,5 m	2000 kg Gemisch	" " verst: schlecht Abtr: ausreichend
Butanol - Wasser	kont	500	5	100 mm	0,5 m	100 kg/h	Produkt: wasserfrei
vorher:	disk	700	36		ca 6,5 m	250 kg/Tag	großer Zwischenlauf
Tri- u. Perchloräthylen	kont	1000	24	120 mm	3,2 m	1200 kg/h	Siedeverlauf ca 1°C
vorher:	kont	700	42		ca 8 m	600	Siedeverlauf ca 2,5°C
Perchloräthylen, Vorlauf	disk	700	11	90 mm	1,0 m	10 Tato	Trennung: gut Zwischenlauf: gering
vorher:	disk	600	Raschig		ca 7 m	ca 6 Tato	
Phenolöle, Aufbau	disk	2000	15	145 mm	2,5 m (Aufbau)	1500 kg/h	Trennung: gut
vorher:	disk	2000	45		ca 8 m		

177003151



Trichloroethylen - Perchloroethylen  
 Papierrohr u. Wasser im Betrieb  
 ca. 5000 kg/Tag Perchloroethylen  
 ca. 10000 kg/Tag Perchloroethylen  
 (nicht garantiert)  
 ausreichend

Butylalcohol - Wasser  
 abtropfen im Betrieb  
 ca. 300 kg/Tag Butanol ca. 3000 kg/Tag Butanol  
 gut

Methanol - Tetrahydrofuran  
 Papierrohr  
 ca. 3000 kg/h Methanol  
 ca. 800 kg/h  
 ungenügend

Methanol  
 in Betrieb  
 ca. 300 kg/h Methanol  
 gut

Leistung:  
 Trennung:

Dr. Elbel

3042178

Versuche mit einem neuartigen Strömungsmesser

304402

178003153

## B e r i c h t

über Versuche mit einem neuartigen Strömungsmesser.  
\*\*\*\*\*

Es war anlässlich der Ausarbeitung einer Versuchsanlage die Aufgabe gestellt worden, die Menge einer Salzsäure, welche einer Versuchsanlage zufließt, zu messen und die Mengemessung laufend zu registrieren. Die Aufgabe wurde besonders dadurch erschwert, daß die Meßapparatur, soweit sie mit der Schmelze in Berührung kommt, (es handelt sich um geschmolzene Adipinsäure  $t = 139^{\circ} \text{C}$ ), aus  $V_4\text{-A}$ -Stahl gefertigt werden und mit Dampf von 15 atü beheizt werden muß. Mit Waagemessung ist das Problem nicht lösbar, da einerseits eine vollständige Beheizung nicht möglich ist, andererseits Sperrflüssigkeiten, die hierfür in Frage kämen, nicht bekannt sind. Ein Rotennesser mit Anzeige hätte beschafft werden können, jedoch hat die Firma die Anbringung einer Registriervorrichtung abgelehnt.

Da aber eine genaue Überwachung und Registrierung der der Apparatur zufließenden Menge unbedingt erforderlich ist, mußte eine andere Lösung des Problems gefunden werden. Es wurde deshalb eine neuartige Meßvorrichtung zunächst nur zu einem Modellversuch gebaut und erprobt. Da sie sich voll und ganz bewährt hat, soll sie näher beschrieben werden.

Da die hydraulische Übertragung der Druckdifferenz beim Durchströmen einer Meßdrossel in diesem Fall unmöglich ist, wurde der Weg beschritten, diesen Differenzdruck mechanisch auf die Meßvorrichtung zu übertragen. Zu diesem Zweck wurde nicht wie allgemein üblich der Querschnitt der Drosselstelle als Kreisfläche ausgeführt, sondern als Kreisringfläche ausgebildet. Aus Strömungsgeschwindigkeit, Querschnitt der Ringfläche und dem Kontraktionskoeffizienten  $\alpha$  ergibt sich eine bestimmte Druckdifferenz vor und hinter der Drosselstelle. Durch diese Druckdifferenz wird auf dem kreisförmigen Querschnitt innerhalb der Kreisringfläche eine bestimmte Kraft ( $F = \Delta p$ ) ausgeübt, welche ohne weiteres ausgewogen und damit bestimmt werden kann. Für den hier vorgesehenen Anwendungsfall läßt sich dieses Verfahren sehr einfach anwenden (siehe Skizze I). Da der Schmelzbehälter für die Adipinsäure oben offen ist, wird neben dem Behälter ein Standrohr, ebenfalls oben offen, angeordnet. Das Standrohr hat am unteren Ende ein genau kalibriertes Bohrrohr, an dessen unterem Ende (durch eine beliebig lange Leitung verbunden) das Regulierventil befindet. In der kalibrierten Bohrung des

Ablaufrohr sitzt nun ein Verdränger von bestimmtem Durchmesser, der zwischen sich und der Rohrwand einen bestimmten kreisringförmigen Querschnitt freiläßt. Der Verdränger hängt frei an einem Faden bzw. einer dünnen Stange, welche aus dem Standrohr oben herausgeführt ist. Die Stange ist an einer Federwaage aufgehängt, welche gestattet, die Veränderung der Stangenbelastung zu messen. Wenn also beim Umströmen des Verdrängers auf diesen eine Kraft ausgeübt wird, so wird diese auf die Federwaage übertragen. Daß dabei der Verdränger in dem Rohr um den Meßweg der Federwaage wandert, ist belanglos. Da man nun aus praktischen Erwägungen den Meßweg der Federwaage nicht allzugroß wählen wird, wird man diesen nicht direkt zur Anzeige verwenden, sondern ihn durch einen mit einer Nadeldüse gesteuerten Luftstrom auf einen Druckschreiber übertragen. Hierdurch erhält man auch gleichzeitig die gewünschte Registrierung.

Bei diesem Instrument besteht keinerlei Schwierigkeit, die mit Adipinsäure in Berührung kommenden Teile aus V<sub>4</sub>A-Material herzustellen und mittels eines Heizmantels zu beheizen. In vorliegendem Fall besteht die Forderung auf Messung von 70 kg Adipinsäure stündlich. Da das spezifische Gewicht und die Zähigkeit der Adipinsäure bei 180° C nahezu den Werten von Wasser bei 15° C entspricht, wurde ein Versuchsinstrument für Versuche mit Wasser gebaut. Aufbau des Instrumentes und der Versuchseinrichtung siehe Skizze II und III. Der Wasserkulauf geht über einen Hochbehälter mit Standregelung und ein Regulierventil zum Einstellen der gewünschten Menge. Die Flüssigkeit strömt zunächst zwischen dem Meßrohr und dem Standrohr nach oben um eine Querbelastung der Meßstange zu vermeiden. Die Meßfeder ist als horizontale Federwaage mit glatten Stab ausgebildet. An der Federwaage ist am äußeren Ende die Steuernadel für die Luftdüse aufgehängt. Die Steuerluftmenge wurde über ein Reduzierventil und ein Regulierventil eingestellt. Die Steuerluftmenge war bei allen Versuchen konstant. Die Meßflüssigkeit fließt über einen Syphon ab. Vor und hinter der Meßscheibe ist je ein Gasstandrohr angeschlossen um den effektiven Differenzdruck an der Meßstelle ermitteln zu können.

Die Meßergebnisse sind auf den beiliegenden Kurvenblättern dargestellt. Es zeigte sich, wie erwartet war, daß sich die Meßvorrichtung ohne Schwierigkeit eichen läßt und daß zwischen Messungen mit zu- und abnehmbarer Menge keine Unterschiede bestehen, d.h. die Meßvorrichtung arbeitet vollkommen reibungsfrei. Messungen nach mehreren Tagen Betrieb ergaben keinerlei Veränderung an der vorher bestimmten Eichkurve. Um den Einfluß der Form des Verdrängerkörpers studieren zu können, wurden verschieden ge-

forste Verdränger eingeleitet. Die Form des angewendeten Verdrängers ist jeweils auf dem Kurvenblatt dargestellt. Es ergab sich, daß auf der Auslaufseite des Verdrängers bei den niedrigen Reynold'schen Zahlen unbedingt eine scharfkantige Form gewählt werden muß und daß es sogar vorteilhaft ist, den Verdränger auch am Eingang scharfkantig zu gestalten, da der dabei erzielte niedrige Kontraktionskoeffizient ( $\sim 0,5$ ) sich günstig auf den Meßquerschnitt auswirkt. Bei den durchgeführten Messungen war es nicht möglich, die Menge soweit zu erhöhen, daß der Kontraktionskoeffizient konstant wurde, da für diesen Fall das Standard der Meßvorrichtung hätte länger sein müssen. Bei den Eichungen mit einem kegelförmigen Verdränger und einem solchen mit abgerundeter Auslaufseite zeigen die für zu- und abströmende Menge bestimmten  $q$ -Werte, daß bei Veränderung der Strömungsgeschwindigkeit eine Verschiebung des turbulenten und laminaren Zustandes eintritt, sodaß in dem Gebiet um  $Re = 2000$  ein genaues Messen nicht möglich ist. Außerdem tritt bei dem Verdränger mit abgerundeter Auslaufseite eine starke Vibration der Meßeinrichtung ein, die ein genaues Messen ab  $30 \text{ l/h}$  unmöglich machte.

Für den für Abgleichzwecke auszuführenden Strömungsmesser wird vorgeschlagen: (Skizze 1)

Durchmesser der Meßbohrung: 14 mm ( $V_{1/2}$ -Rohr 15/16  $\phi$ )

Durchmesser des Verdrängers: 15 mm

Form: zylindrisch

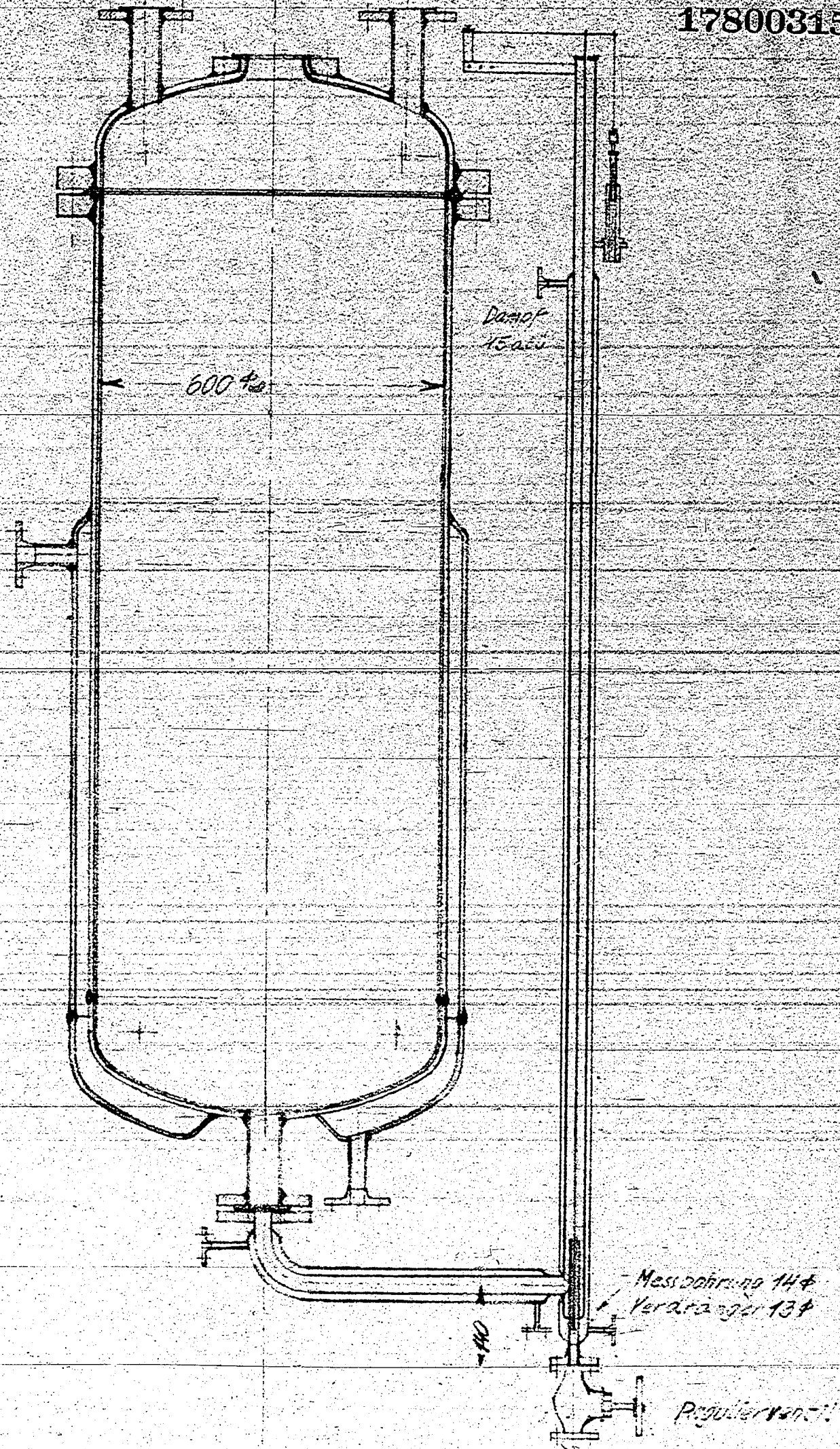
Höhe: 10 mm

aufgehängt an einem 2 mm starken  $V_{1/2}$ -Draht.

Wear die Patenlage ist nichts bekannt, es wird jedoch vermutet, daß eine Erfindung nur für den speziellen Fall möglich haben wird.



178003156



M 110

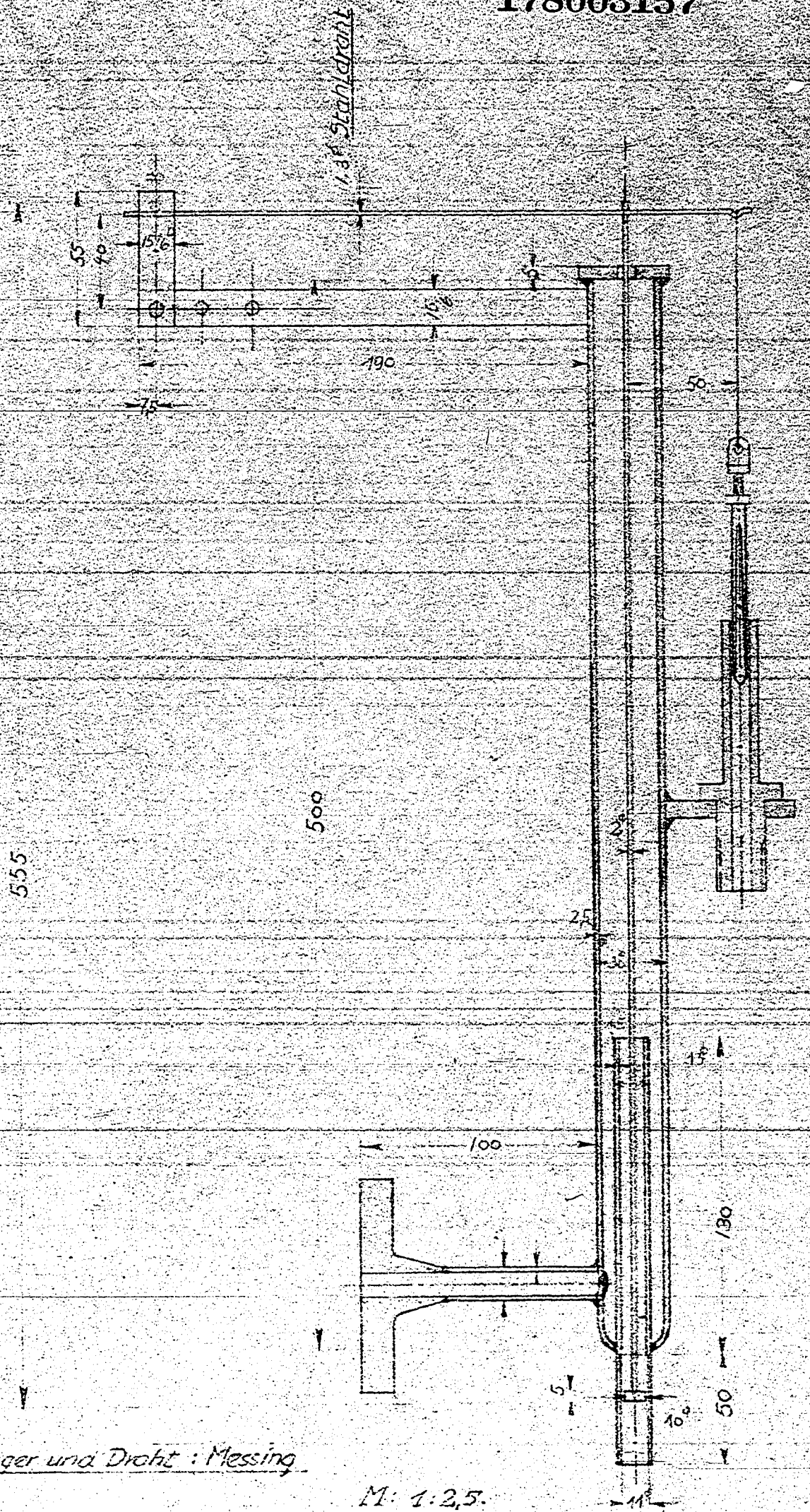
Skizze I

Ammoniakwerk Merseburg G.m.b.H.

Aufbau des  
Erzeugungsapparates

0/1110/1

178003157



Verdränger und Dicht: Messing

M: 1:2,5

Skizze II

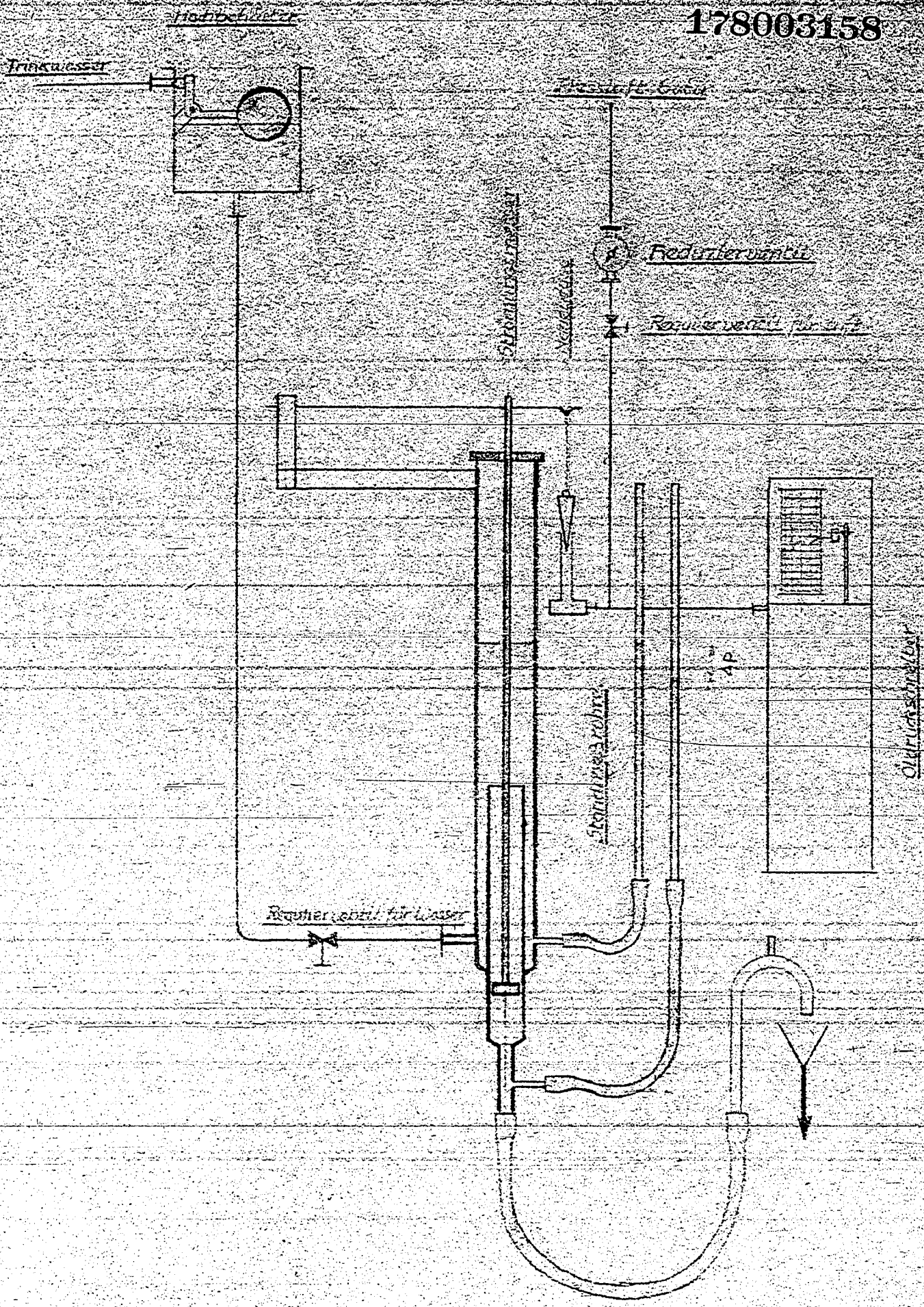
87:41 11/11

Ammoniakwerk Merseburg G. m. b. H.

SEYDMONGBITRESSIT.  
Vermeid. s. d. s. r. u. m. e. n. t.

0/1110 1/2

178003158



Skizze II

10.7.41. Sibel

Ammoniakwerk Merseburg G. m. b. H.

Strömungs-Zählung  
der Versäuerungs-  
zum Strömungsmesser.

0/1110/3

Eichkurve des Verdrängers

Vorjahr: 26.5.41

Temperatur: 14°C

Verdränger  $d = 10,15 \text{ mm}$

$r = 5 \text{ mm}$

Zylinder

Anzeige des Differenzmessers

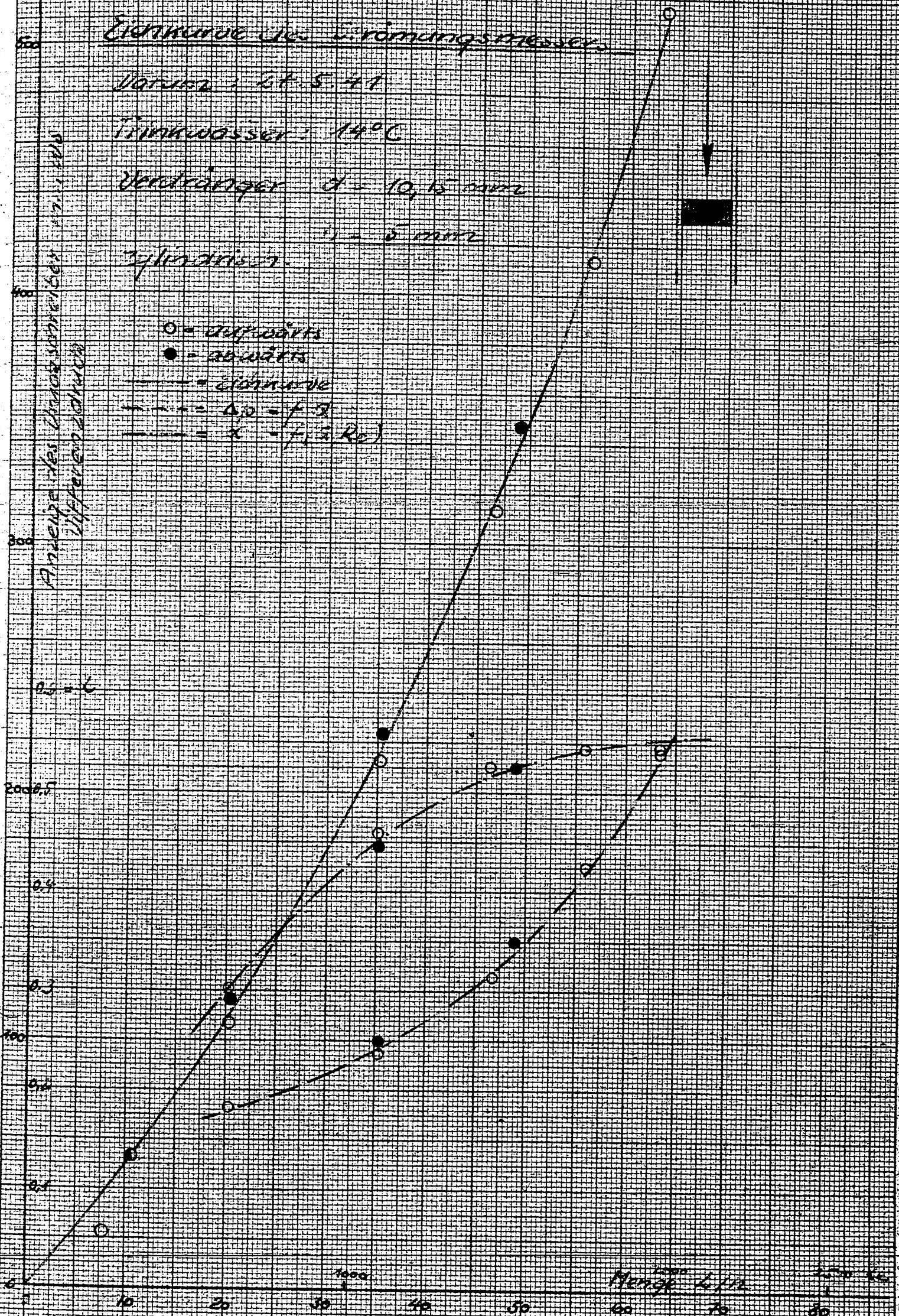
○ = aufwärts

● = abwärts

— = Eichkurve

--- =  $\Delta p = f(z)$

--- =  $\alpha = f(z, Re)$



Eichkurve des Strömungsmessers

Vorname: *St. S. 41.*

Temperatur:  $19^{\circ}\text{C}$

Geräteart:  $d = 10,18 \text{ mm}$

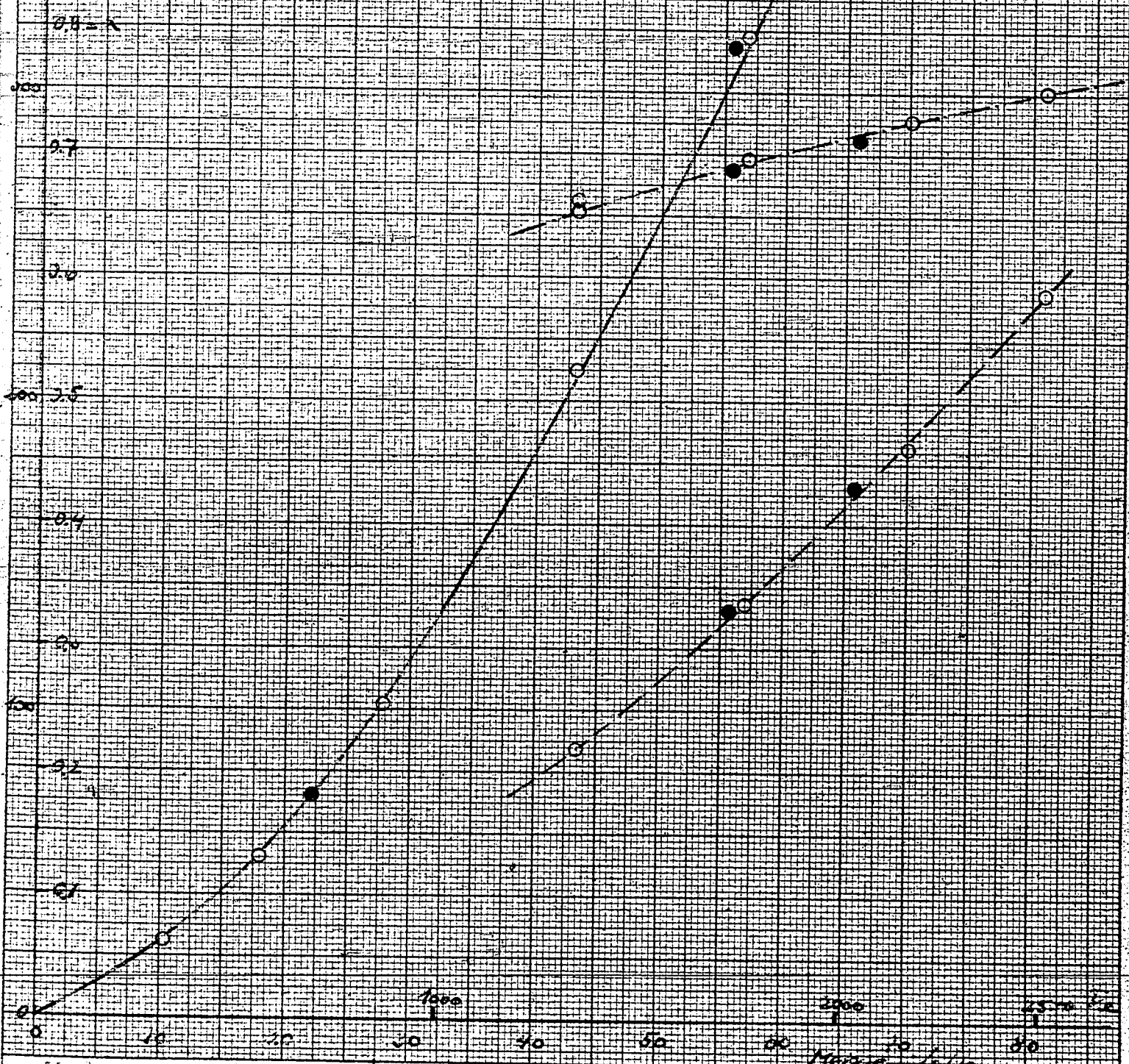
$h = 6 \text{ mm}$

Hohlkörper mit 1 mm hohen  
Spindelspitzen



Anzeige in mm  
Differenzdruck in mm

- - abgelesen
- - abgelesen
- - Eichkurve
- -  $\Delta p = f(Q)$
- -  $K = f(Q, Re)$



178003161

Zickkurve des Strömungsmessers

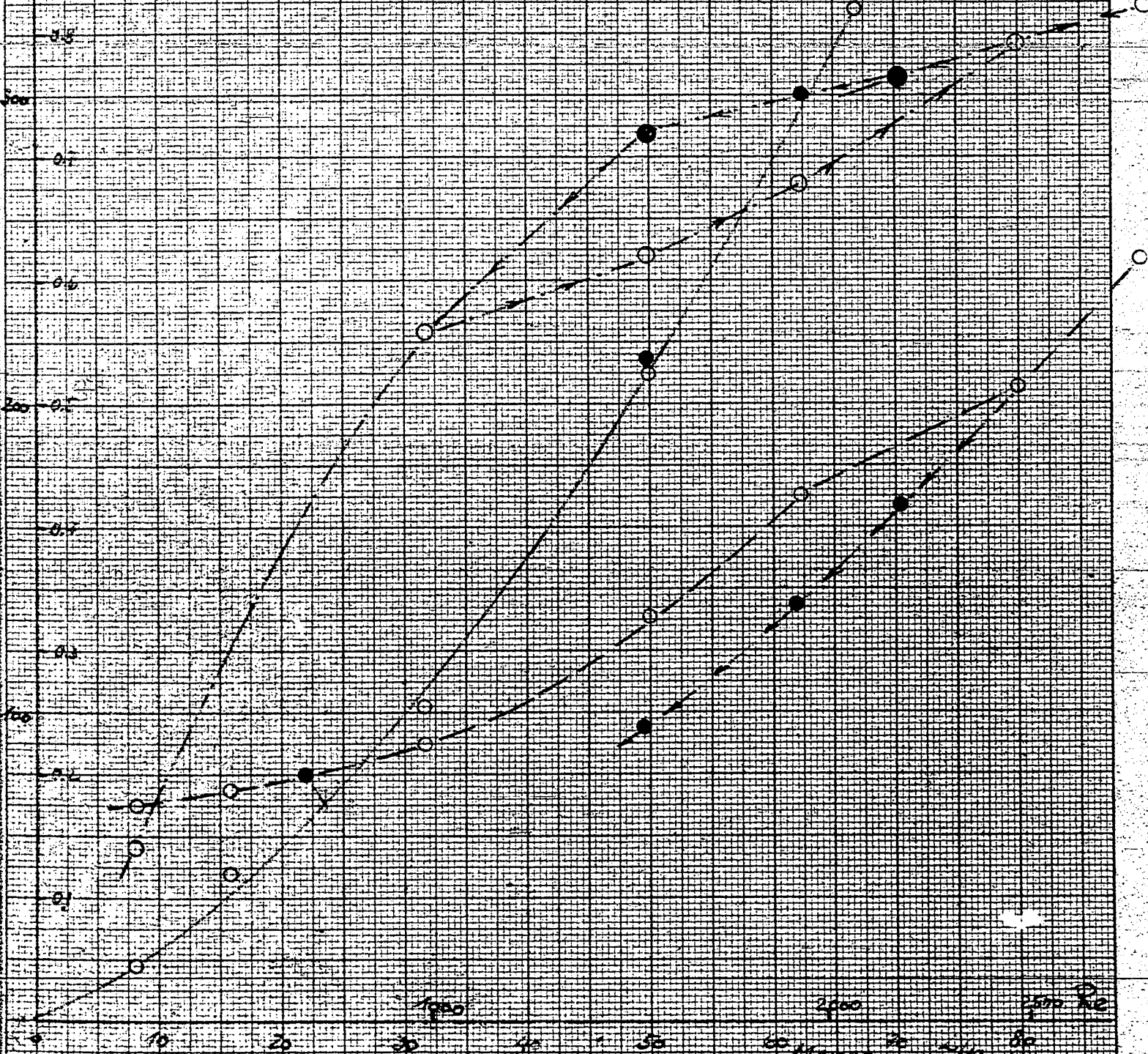
Vatour  $\gamma = 7.541$

Trinkwasser  $t = 14^\circ\text{C}$

Verdränger  $r$ : ungefähr  $15.15 \text{ mm}^2$

Differenzdruck  $\Delta p$  in mm Hg

- $\circ$  = ungewässert
- $\bullet$  = gewässert
- = Zickkurve
- - - =  $\Delta p = f(Q)$
- - - =  $\alpha = f(Q, \nu)$



Einkurve des Verdängers

Datum: 21.5.41

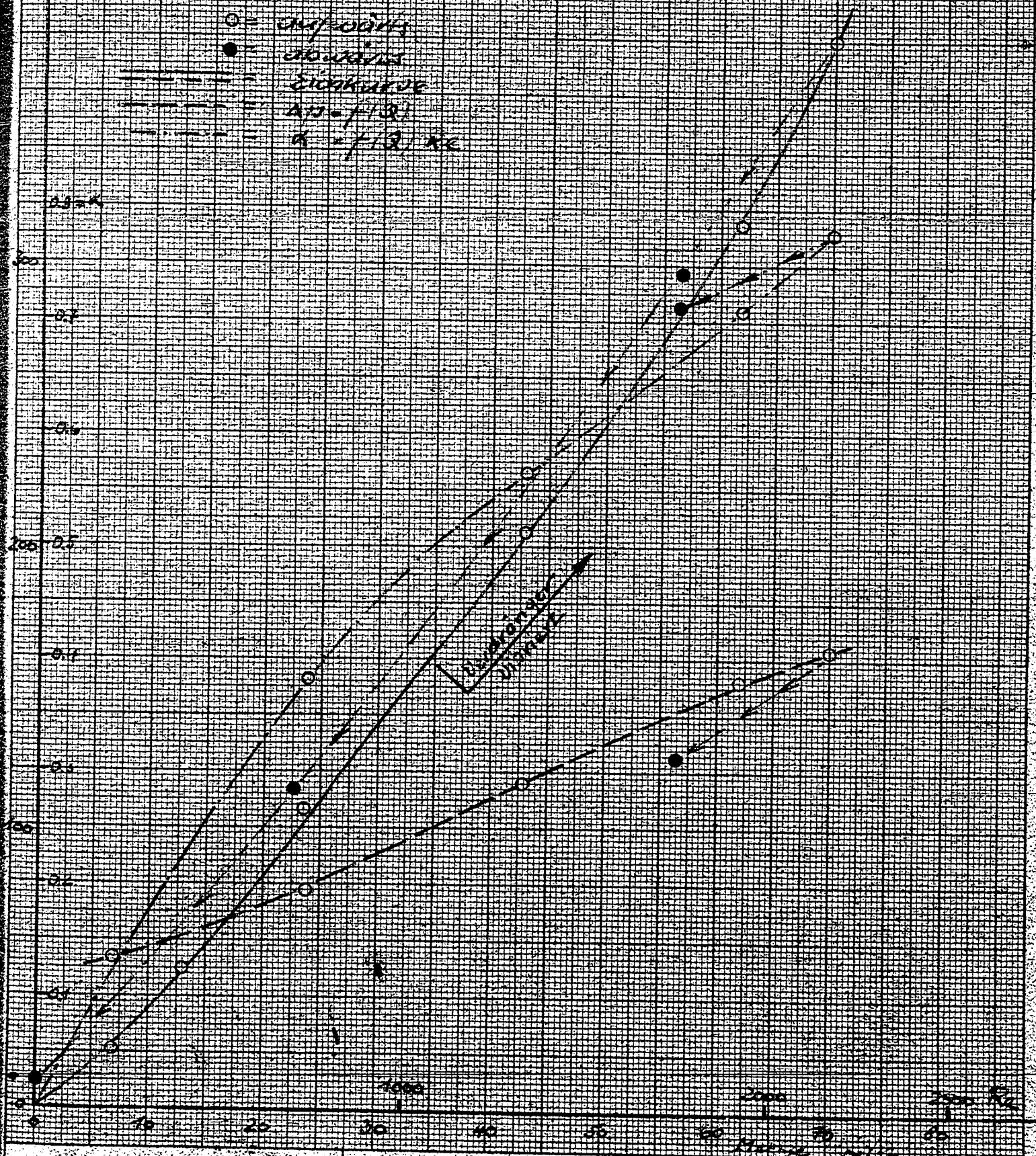
Luftwasser: 17°C

Verdänger:  $d = 10,4 \text{ mm}$   
 $r = 6 \text{ mm}$

Halbkugel mit Innendruck  
abgelesen

Differenzdruck in mm Hg

- = aufwärts
- = abwärts
- = Einkurve
- - - =  $A = f(\Delta p)$
- - - =  $A = f(\Delta p)_{\text{re}}$

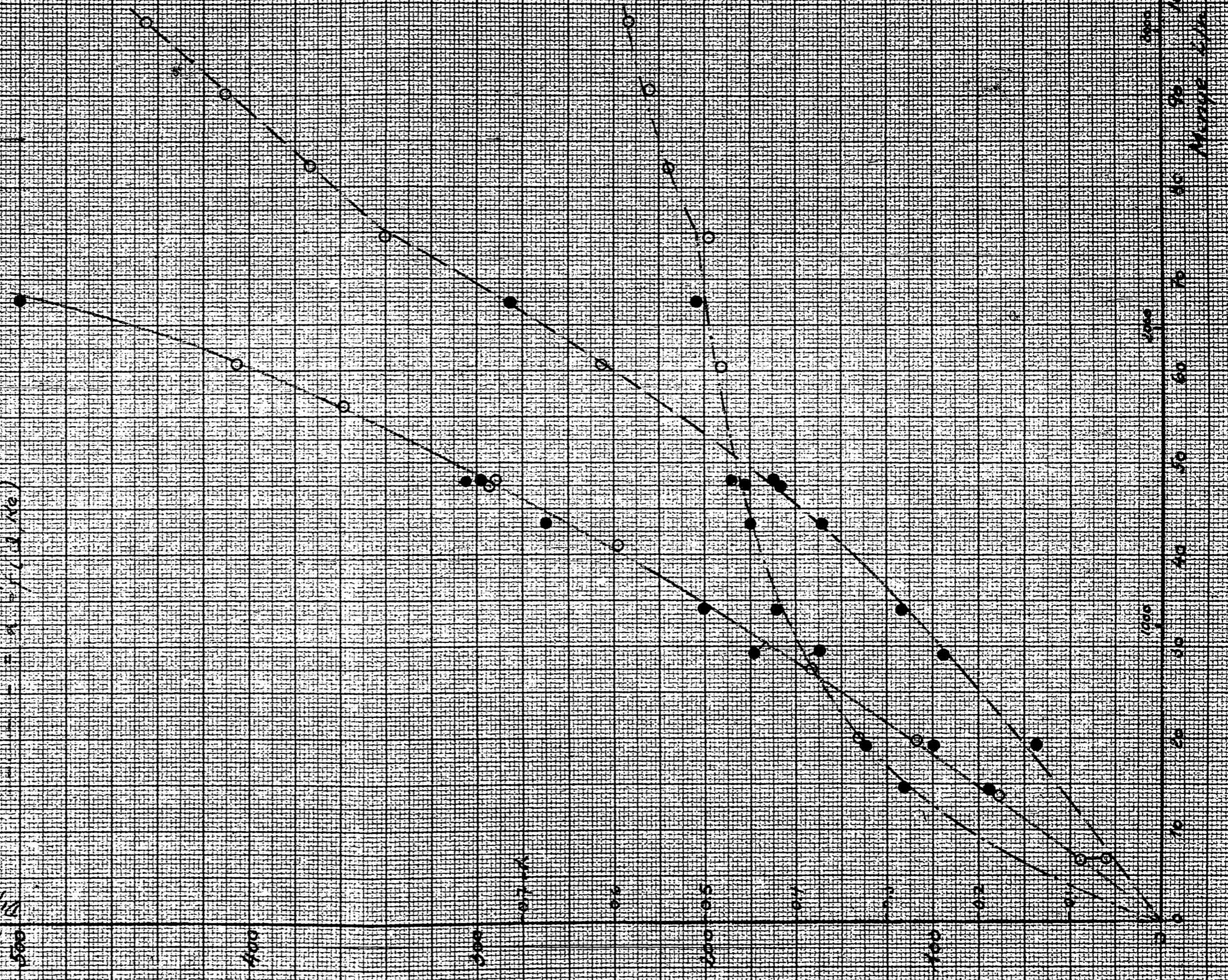


### Elektrische des Strommessers

Datum: 20.5.41.  
 Prüfwasser: 140°C  
 Wanddünne: gemessen 1,2 (1,1 mm)  
 1,2 (1,1 mm)  
 Einmal überdeckte als Prüfdünnwand

Druckmesswert  
 Differenzdruck in mm Hg

- = aufgesetztes
- = in die Düse
- = Leitzugkurve
- =  $\frac{p_1 - p_2}{l}$  (1,2)
- =  $\frac{p_1 - p_2}{l}$  (1,1 mm)





Effektivité des Stromungspressions

Datum: 20.5.41

Temperatur: 15°C

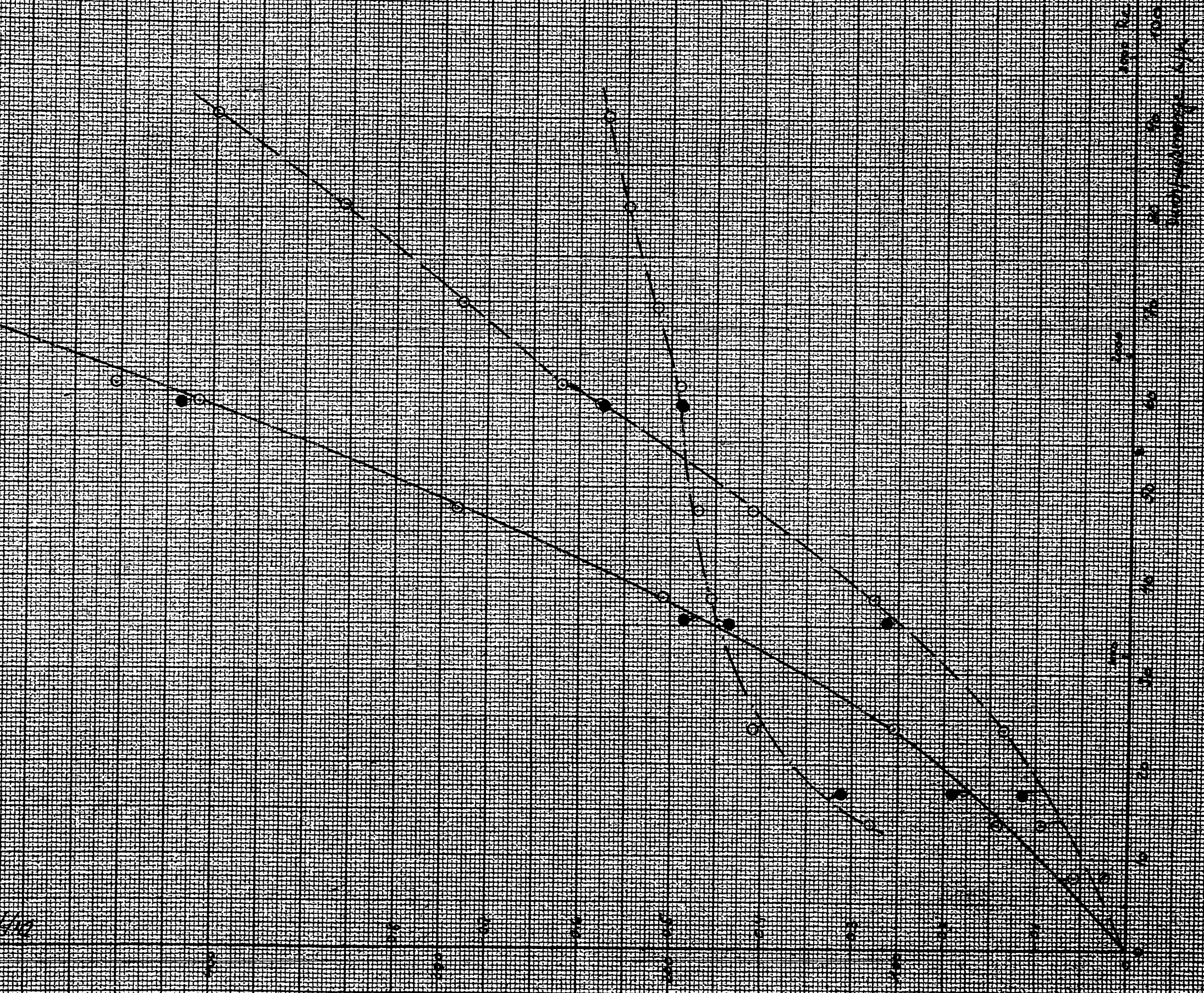
Chromatographie: 10 x 10 mm  
Spalten: 2 x 5 mm

2 mm Messwert der Aufnahmegang

- - aufwärts
- - abwärts
- - stehende
- - 20°C
- - 25°C



3. Punkt in 10  
4. Punkt in 10  
5. Punkt in 10  
6. Punkt in 10  
7. Punkt in 10  
8. Punkt in 10  
9. Punkt in 10  
10. Punkt in 10



30.5.41 Euer

O/MO%

### Eichkurve des Strommessers

Datum: 30.5.41

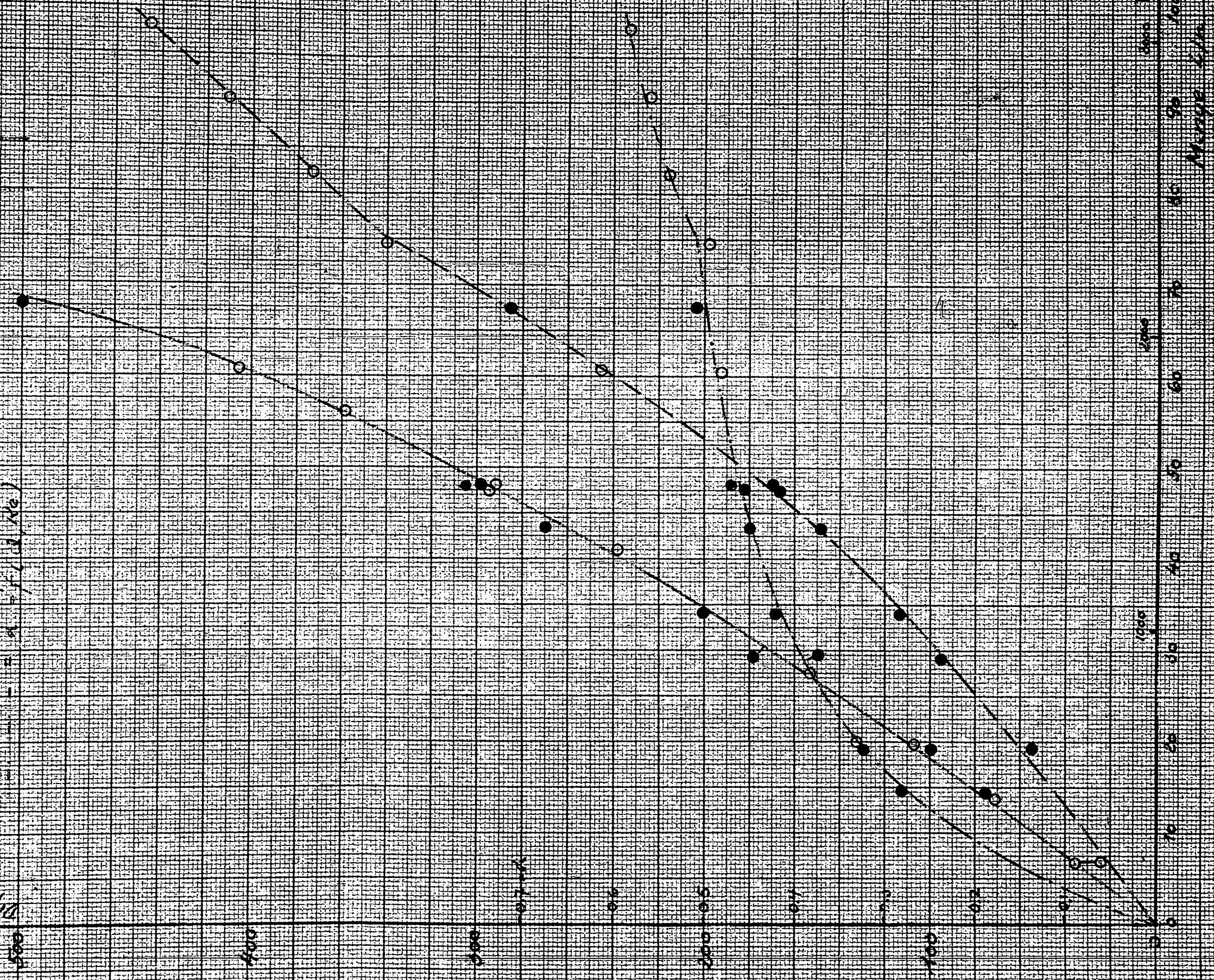
Thermwasser: 74°C

Verdichter: Gewicht des (P)Pumpen  
2.25 mm

2 mm Eisenrohr als Rohrleitung

- = angeschlossen
- = in Betrieb
- = Eichkurve
- =  $A_p / (A_p + A_v)$
- =  $A_p / (A_p + A_v)$  (Ne)

Differenzdruck in mm Hg



28.5.41 Seite 0/110/8

Rekord des Stromdichtestroms

Datum: 20.5.41

Probnummer: 1488

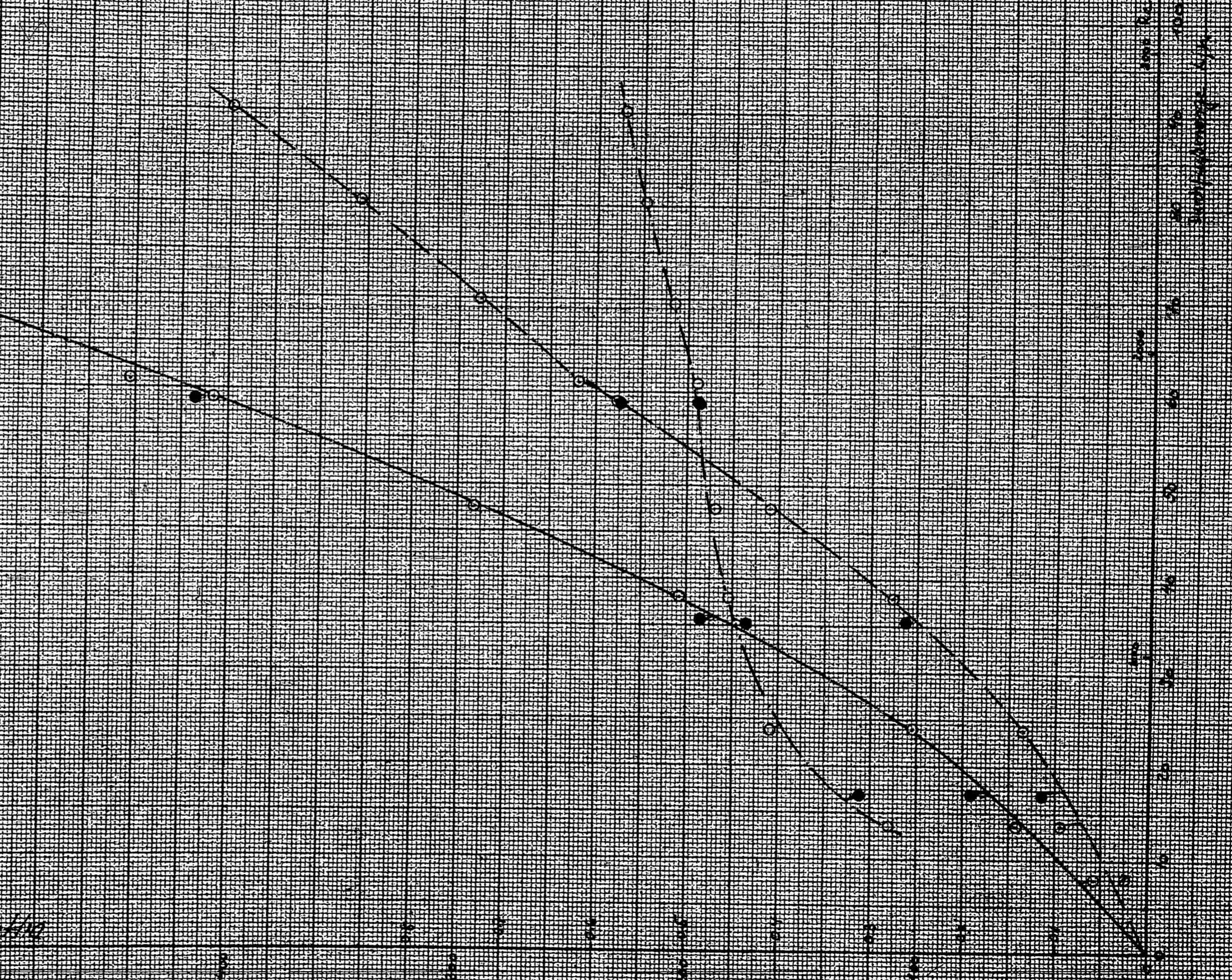
Abmessungen: d = 16,11 mm  
Spindel d = 5 mm

2 mm Nennwert 10 Stromdichte

- : abgelesen
- : abgelesen
- : sonstige
- : abgelesen
- : abgelesen



Stromdichte  
 Strom



30.5.41. Heine

O/mo

803

3042-177

Entwicklung eines Bodens  
für  
große Flüssigkeitsbeaufschlagung

3042

178003156

Verteiler:

Herrn ~~Dr. ...~~ ...

Herrn Direktor Dr. Stronbeck

Herrn Direktor Dr. von Staden

Herrn Dr. Giesen

Herrn OI. Sabel

Herrn OI. Dr. Sachmann

Herrn OI. Keinke

Herrn Dr. Ranisch

Herrn Dr. Dally

Herrn Dr. Wirth

Inhaltsverzeichnis.

- A. Versuche mit einem Tunnelboden der Firma Borsig
- B. Entwicklung eines neuen Stabbodens.
  - 1. Überlegungen, die zur Entwicklung des Stabbodens führten.
  - 2. Versuche mit dem neuen Stabboden.
  - 3. Stabboden mit Ventilstäben.
  - 4. Vor- und Nachteile des Bodens.
- C. Versuche mit einem Stabboden 1000 mm  $\phi$ .
  - 1. Konstruktion und Versuchseinrichtung.
  - 2. Belastungsbereich für Gas und Flüssigkeit.
    - a. 1,5 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.
    - b. 1,9 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.
    - c. 2,5 mm Stababstand mit Ventilstäben,
    - d. Ergebnis der Belastungsversuche.
  - 3. Druckverluste.
    - a. 1,5 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.
    - b. 1,9 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.
    - c. 2,5 mm Stababstand mit Ventilstäben.
    - d. Druckverlustziffer.
    - e. Ergebnis der Druckverlustversuche.
  - 4. Photographische Aufnahmen des in Betrieb befindlichen Stabbodens
  - 5. Anfahrersicht des Bodens.
  - 6. Abnutzung der Ventilstäbe.
- D. Entwurf eines Bodens mit 1000 mm  $\phi$ .
- E. Vorschlag für einen Boden mit großen Durchmesser.
- F. Zusammenfassung.

Entwicklung eines Bodens für große Flüssigkeits-  
beaufschlagung.

\*\*\*\*\*

A. Versuche mit einem Tunnelboden der Firma Borsig.

Die Firma Borsig hatte für eine Butankolonne, die bei normaler Dampfbelastung mit abnormal hoher Flüssigkeitsbeaufschlagung fahren sollte, einen Tunnelboden angeboten. Da sie aber Klarheit darüber haben wollte, ob sich der Boden für diesen Zweck eignet, wurde ein Versuchsapparat angefertigt, mit dem die Belastungsgrenzen ermittelt werden sollten. Die Versuche wurden in Leuna durchgeführt. Abbildung 1 zeigt den Versuchsboden mit seinen Hauptabmessungen. Die Grundfläche war etwa  $1,75 \times 1,95 = 3,4 \text{ m}^2$ , die

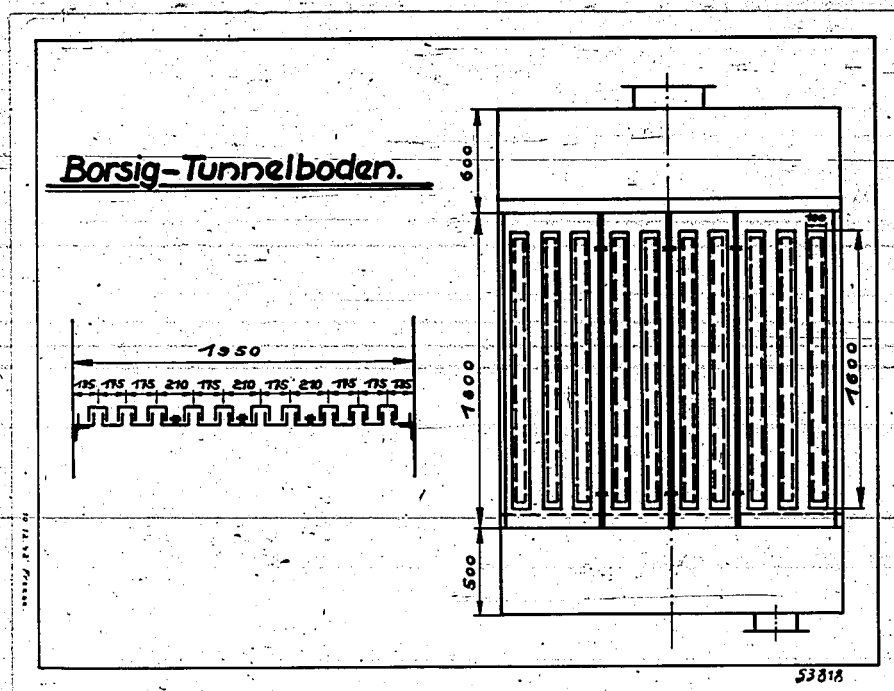


Abbildung 1  
Der Borsig-Versuchstunnelboden.

Zahl der Tunnels 10. Je 2 bzw. 3 der Tunnels waren auf einer gemeinsamen gußeisernen Grundplatte angeordnet, wobei diese Platten durch Stege miteinander verschraubt waren. Die Stege, die einen Flüssigkeitsaustausch senkrecht zur Strömungsrichtung der Flüssigkeit verhinderten, erwiesen

sich als sehr ungünstig und wurden nach den ersten Versuchen abgehobelt. Die Überlegungen, die die Firma Borsig zur Wahl eines Tunnelbodens für hohe Beaufschlagung bewogen hatten, waren wohl die, daß die Flüssigkeit zwischen den Tunneln ohne große Hindernisse ablaufen kann und ihr viel weniger Widerstand entgegengesetzt wird, als auf einem Glockenboden, wo eine dauernde Ablenkung der Flüssigkeit durch die Glocken erfolgt und infolgedessen ein viel größerer Stau eintreten muß.

Der Boden hat die in ihn gesetzten Erwartungen nicht erfüllt. Es zeigte sich, daß der Tunnelboden auch nicht mit mehr Flüssigkeit beschickt werden konnte als ein normaler Glockenboden. Dabei war besonders ungünstig, daß die gußeisernen Tunneln sich etwas verzogen hatten und die Schlitzlöcher auch bei sorgfältigen Ausrichten nicht die gleiche Eintauchtiefe in die Flüssigkeit hatten. Abbildung 2 zeigt die Grenzwasserkurve des Tunnelbodens bei der auffällt, daß die Gasbelastung nur sehr niedrig einge-

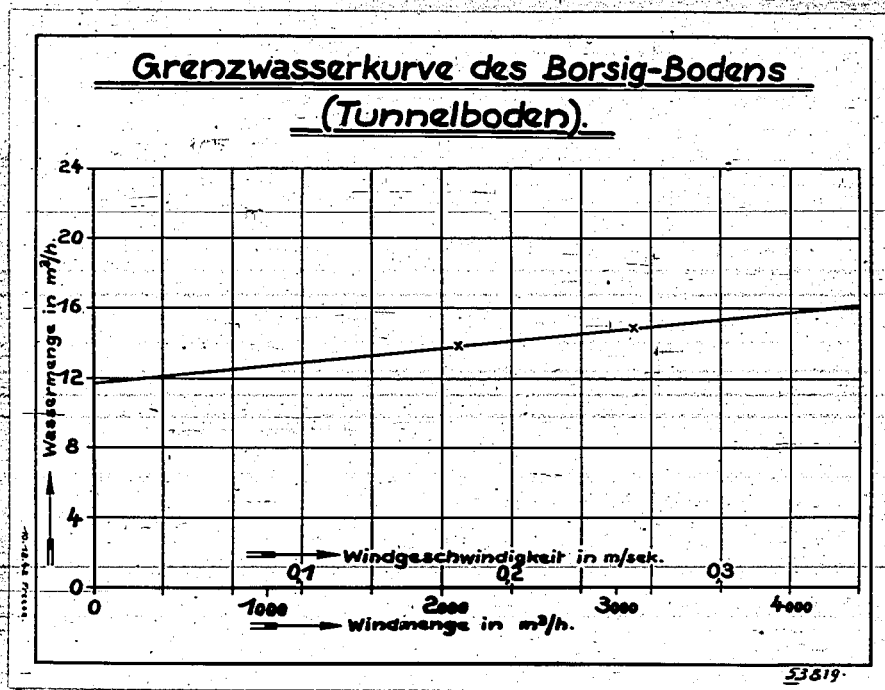


Abbildung 2  
Grenzwasserkurve des Borsig - Versuchstunnelbodens.

stellt werden kann.



Auf Abbildung 3 ist der Boden außer Betrieb

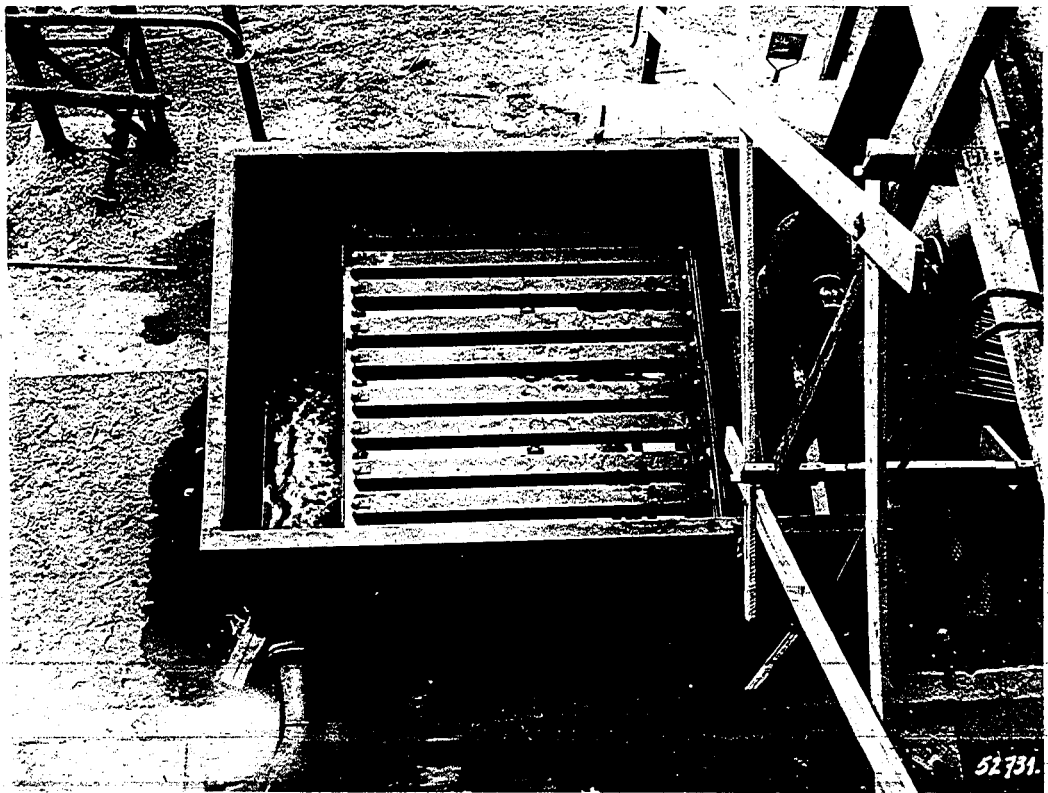
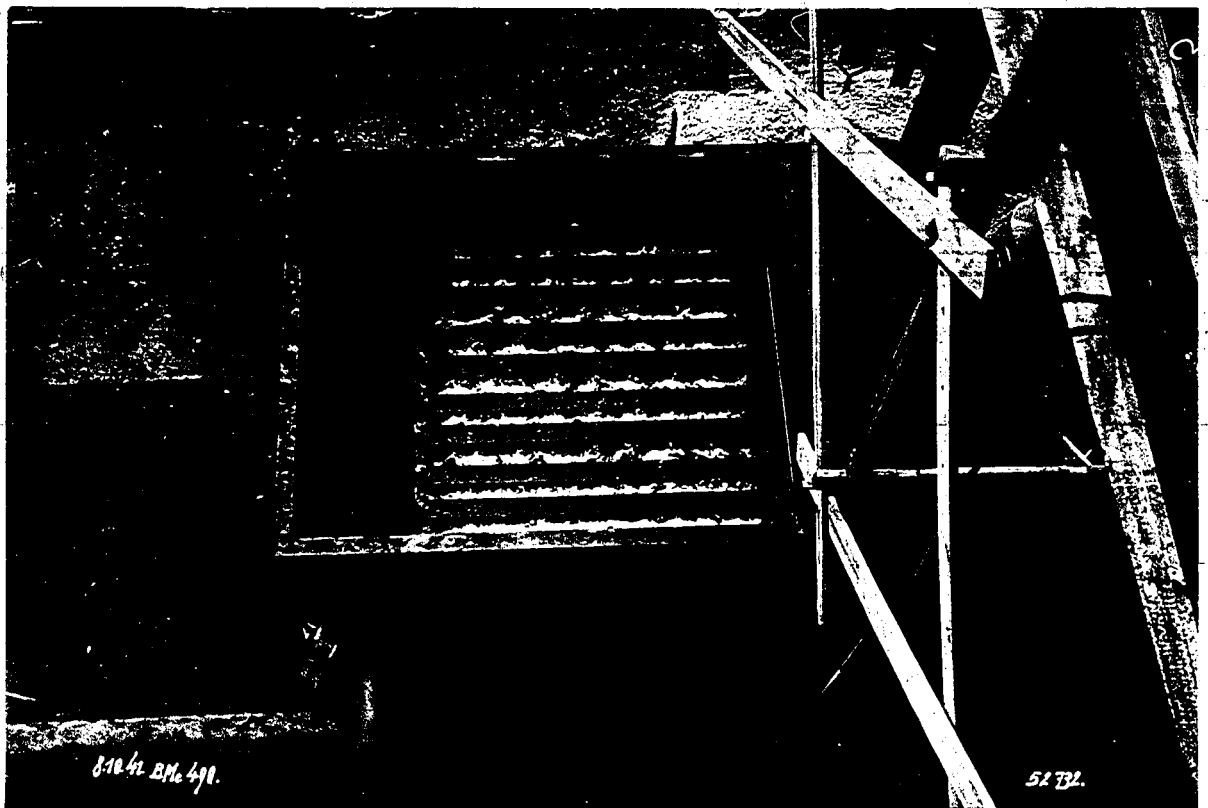


Abbildung 3  
Bordwand-Boden nicht in Betrieb.

Auf Abbildung 4 in Betrieb bei einer Sachbelastung von 2100 kN/m<sup>2</sup> und



einer Wassermenge von 10,1 m<sup>3</sup>/h zu sehen.

Versuche, die im Niederdruck mit einem Tunnelboden von 3400 mm  $\phi$  der Firma Bamag durchgeführt wurden, hatten ganz ähnliche Ergebnisse. Es zeigte sich ebenfalls, daß ein einwandfreies Arbeiten nur bei sehr genauem Ausrichten der Tunnels und in relativ geringen Belastungsgrenzen zu erreichen ist. Nach dieser Erkenntnis wurden die Versuche mit dem Borsigboden abgebrochen, da eine erfolgreiche Weiterentwicklung bis zu den geforderten Leistungen nicht zu erwarten war.

**B. Entwicklung eines neuen Stabbodens.**

**1. Überlegungen, die zur Entwicklung des Stabbodens führten.**

Da die gesamte Einrichtung vorhanden war, wurde der Versuch unternommen, aufgrund eigener Überlegungen einen besser geeigneten Boden auszubilden. Es wurde von der Annahme ausgegangen, daß eine Art Siebbodenkonstruktion zur Bewältigung der übermäßig großen Flüssigkeitsmengen geeigneter sein müßte. Anstelle des normal üblichen Siebbodens mit verhältnismäßig kleinen Öffnungen wurde ein Boden von etwa 1500 mm Breite und 1750 mm Länge mit langen rechteckigen Schlitzten ausgeführt. Diese Schlitzte wurden dadurch gebildet, daß man Siederohre von 25 mm äußeren Durchmesser in geringen Abständen von 1,5 mm, wie Abbildung 5 zeigt

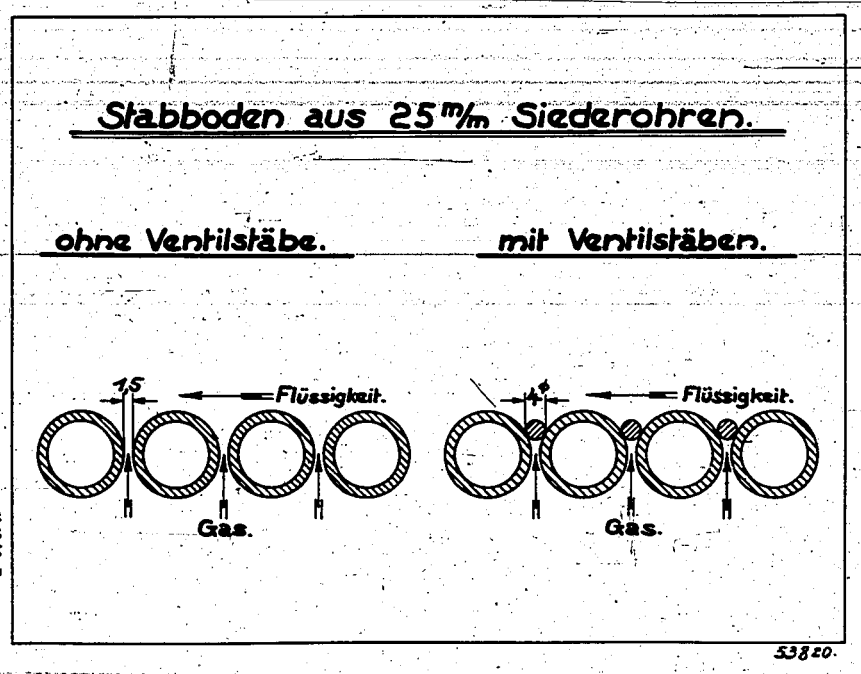


Abbildung 5  
Schnitt durch einen Stabboden mit und ohne Ventilstäbe.

nebeneinander legte. Benutzt wurden dabei Rohre, die für einen Kondensator als Kühlrohre in zugeschnittenen Längen zur Verfügung standen. Durch Verwendung dieser Rohre wurde eine düsenförmige Ausbildung des Gasdurchtrittes durch den Boden erreicht und wir erwarteten dadurch einen geringeren Druckverlust als bei Siebböden, die keine Vergrößerung des Strömungsquerschnittes in Richtung des Gasaustrittes aus den Boden aufweisen.

2. Versuche mit dem neuen Stabboden.

Der Boden arbeitete schon bei den ersten Versuchen verhältnismäßig gut, trotzdem keine besondere Sorgfalt auf seine Herstellung verwendet worden war. So waren zum Beispiel die Rohre nicht gerade gerichtet und die rechteckigen Schlitze schwankten in ihrer Breite etwa von 0 - 3 mm. Mit dem Boden ließ sich ohne weiteres die geforderte Flüssigkeitsmenge von ca. 150 l bei gleichmäßiger Wirkungsweise des Bodens verarbeiten.

Ungünstig war der geringe Belastungsbereich auf der Gasseite. Bei kleinen Gasmengen lief insbesondere beim Anfahren des Bodens die Flüssigkeit durch die ersten Schlitze durch, sodaß der Boden nicht ansprang und bei hohen Gasbelastungen wurde der Boden infolge von Schwingungen der Stäbe leicht leergeblasen.

3. Stabboden mit Ventilstäben.

Um das Leerlaufen des Bodens bei geringen Flüssigkeitsmengen zu verhindern, werden, wie aus Abbildung 5 zu ersehen ist, zwischen die 25 mm Siederohre kleine zylindrische Stäbe von 4 mm  $\phi$  (Schweißstäbe) gelegt, von denen ein ventilartiges Arbeiten erwartet wurde. Der gewünschte Erfolg trat auch ein. Die Stäbe werden durch die Flüssigkeit in die Schlitze gedrückt und dichten dieselben ab. Durch den Gasdruck werden sie abgehoben und lassen das Gas ungehindert in die Flüssigkeit einströmen.

Abbildung 6 zeigt den Stabboden außer Betrieb.

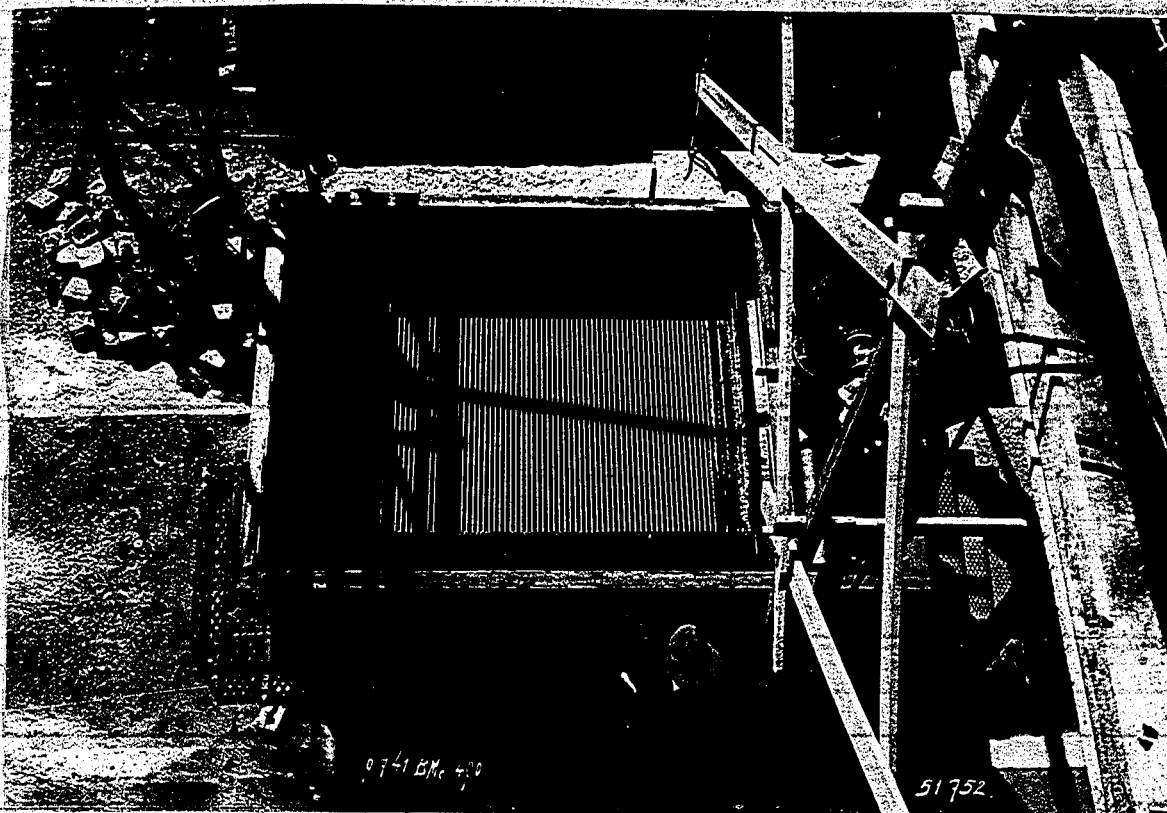


Abbildung 6  
Stabboden 1,5 m x 1,75 m aus 25 mm Siederohren außer Betrieb.

In Abbildung 7 sind einige Grenzbelastungskurven eingetragen, die unter

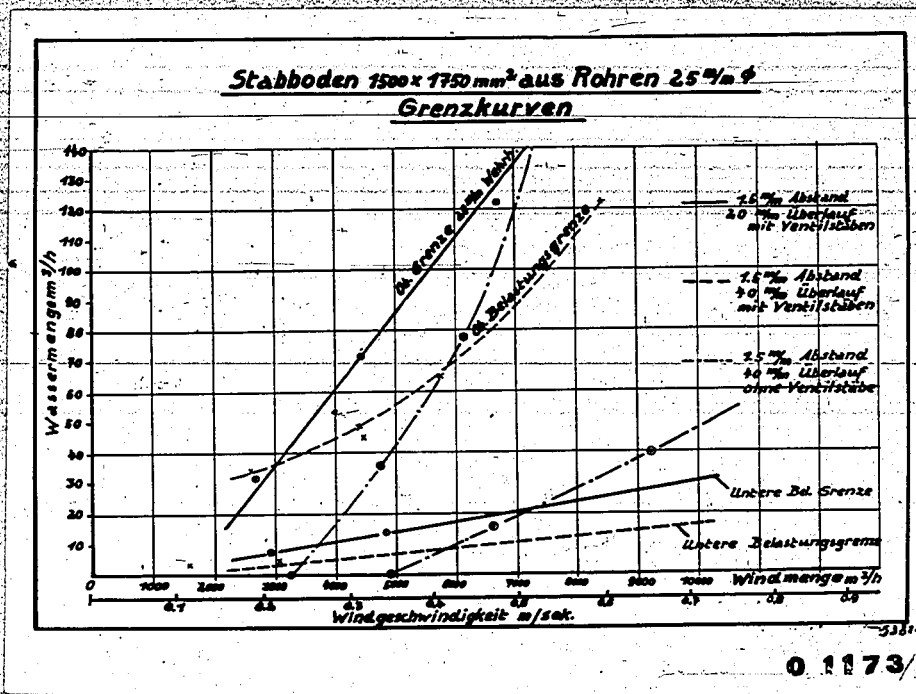


Abbildung 7  
Stabboden 1500 x 1750 mm<sup>2</sup> aus Siederöhren 25 mm  $\phi$   
Grenzkurven des Bodens mit und ohne Ventilstäbe.

verschiedenen Betriebsbedingungen erreicht wurden. Der Abstand der Stäbe betrug jeweils 1,5 mm. Die Versuche wurden mit 20-40 mm Wehrhöhe am Überlauf durchgeführt. Die Flüssigkeitsbelastung konnte ohne weiteres bis auf 200  $\text{m}^3/\text{h}$  gesteigert werden. Durch Erhöhung des Wehres wurde sowohl die obere als auch die untere Grenzkurve in ein Gebiet höherer Gasbelastung verschoben. Um also einen Boden zu erhalten, der schon bei geringen Gasmengen arbeitet, muß man zweckmäßigerweise die Wehrhöhe so gering als möglich halten. Die untere Grenzkurve ist dadurch bedingt, daß infolge von Schwingungen der Stäbe, die eine Stützweite von etwa 1,5 m hatten, der Boden an einer Stelle leergeblasen wurde.

In die Abbildung 7 sind ferner die Grenzkurven für den gleichen Boden ebenfalls mit 1,5 mm Stababstand, aber ohne Ventilstäbe, eingezeichnet. Man sieht, daß der Belastungsbereich, in dem der Boden arbeitet, durch Entfernen der Ventilstäbe wesentlich geringer geworden ist. Der Boden fängt erst bei höherer Gasbelastung an gut zu arbeiten und wird auch bei einer geringeren Gasbelastung leergeblasen, als ein Boden, der mit Ventilstäben ausgerüstet ist.

Die folgenden 4 Abbildungen zeigen einige fotografische Aufnahmen des Bodens bei verschiedener Gas- und Flüssigkeitsbeaufschlagung, und zwar:

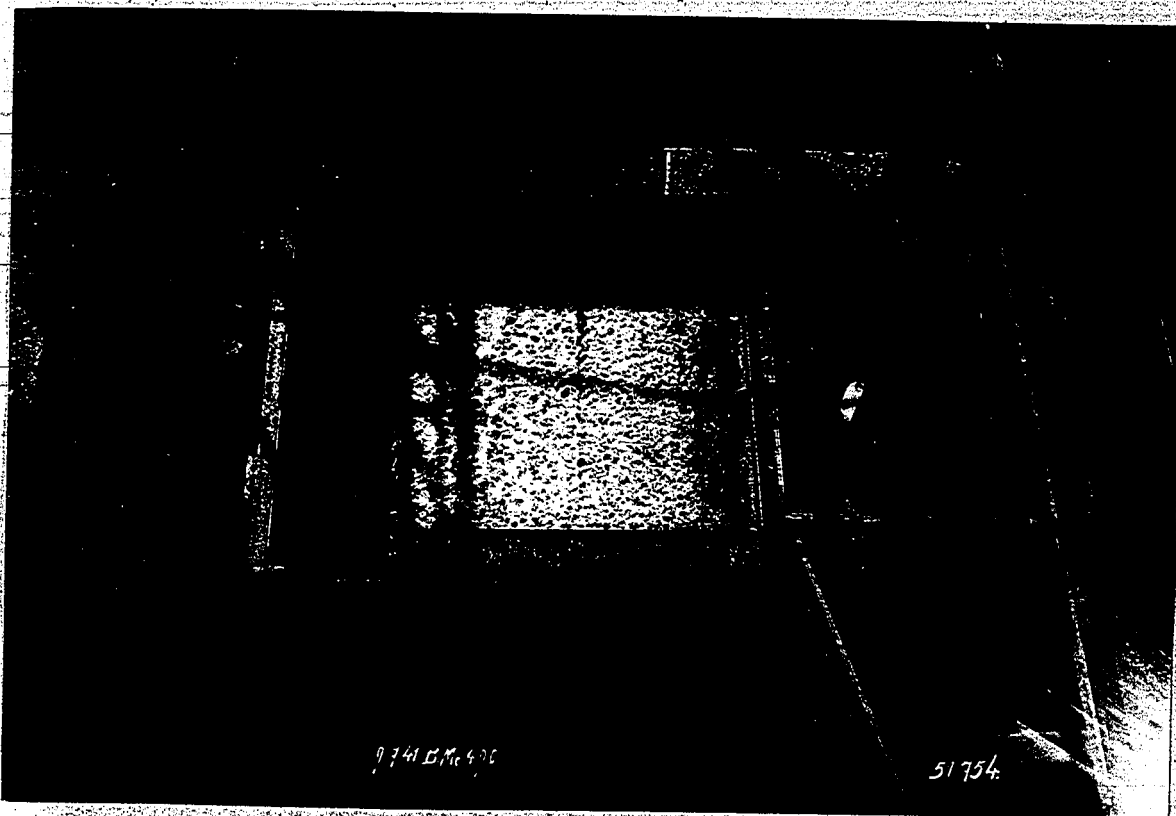


Abbildung 8  
Stabboden, Windbelastung 2500  $\text{m}^3/\text{h}$   
Wasserbelastung 13,5  $\text{m}^3/\text{h}$

Die Belastung des Bodens mit Gas  
noch arbeitet der Boden über die



Stabboden, Wa

Auch hier ist ein sehr gleichmä



Stabboden, Wa

ung des Bodens mit Gas und mit Flüssigkeit ist sehr schwach,  
 set der Boden über die ganze Fläche sehr gleichmäßig.

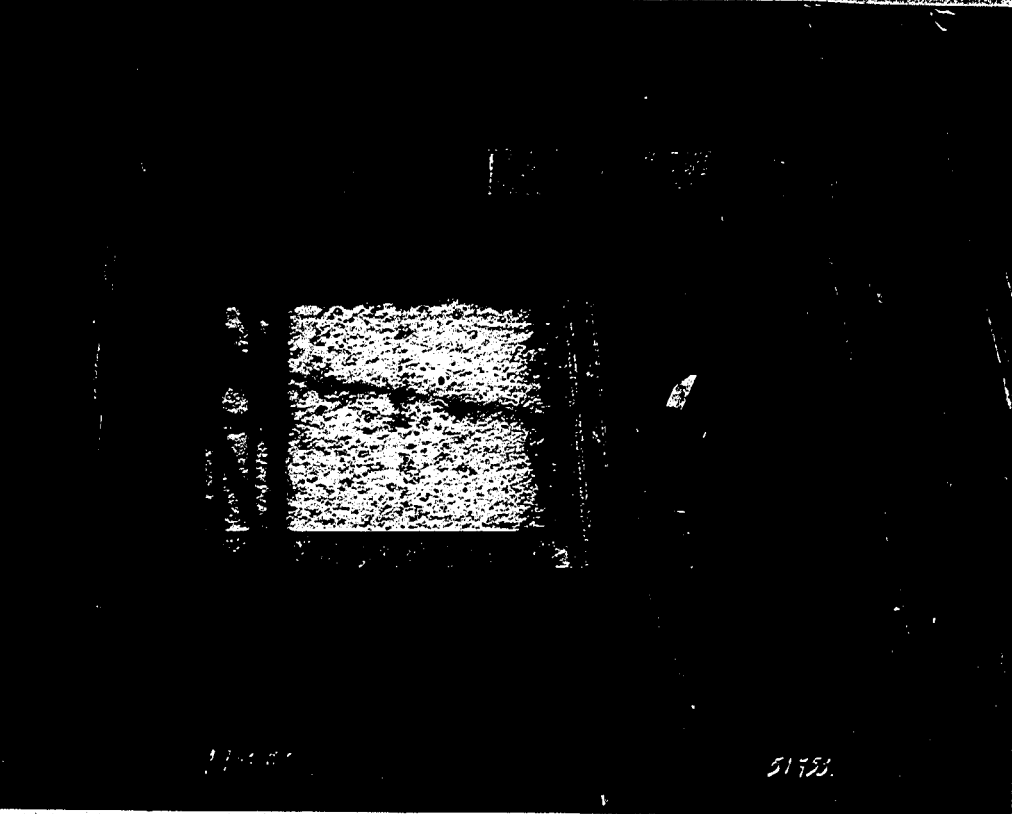


Abbildung 9

Stabboden, Windbelastung 1900  $\frac{t}{h}$   
 Wasserbelastung 34,5  $\frac{t}{h}$ .

ist ein sehr gleichmäßiges Arbeiten des Bodens zu erken

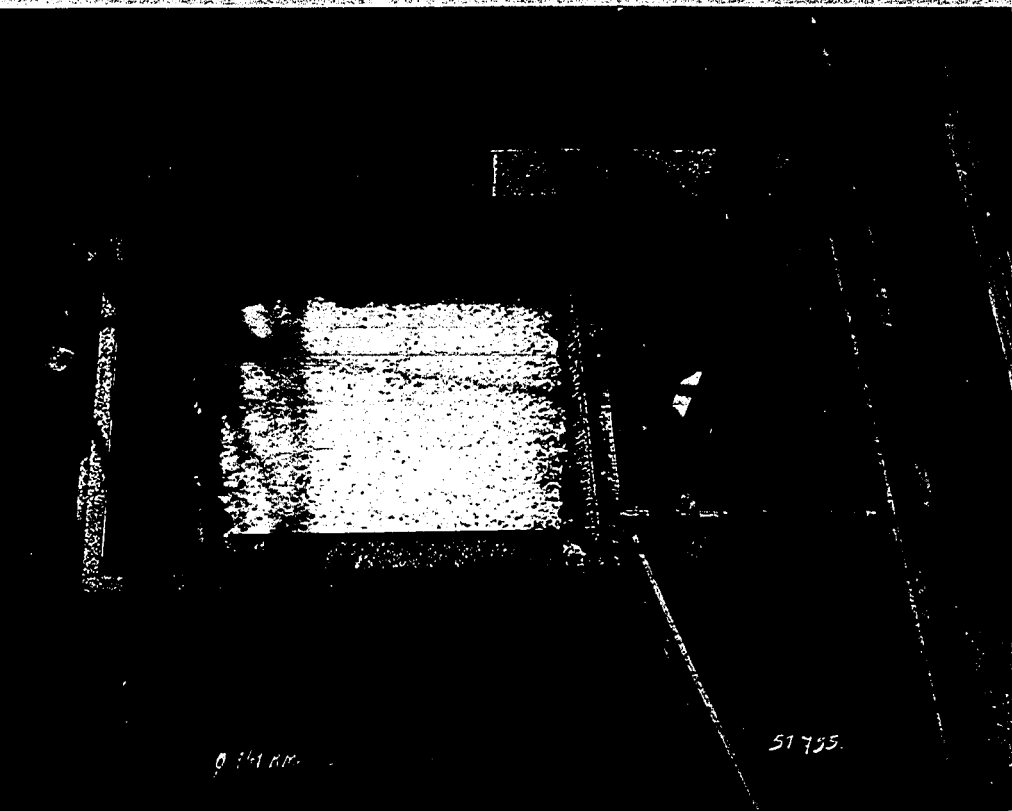


Abbildung 10

Stabboden, Windbelastung 1950  $\frac{t}{h}$   
 Wasserbelastung 34,5  $\frac{t}{h}$

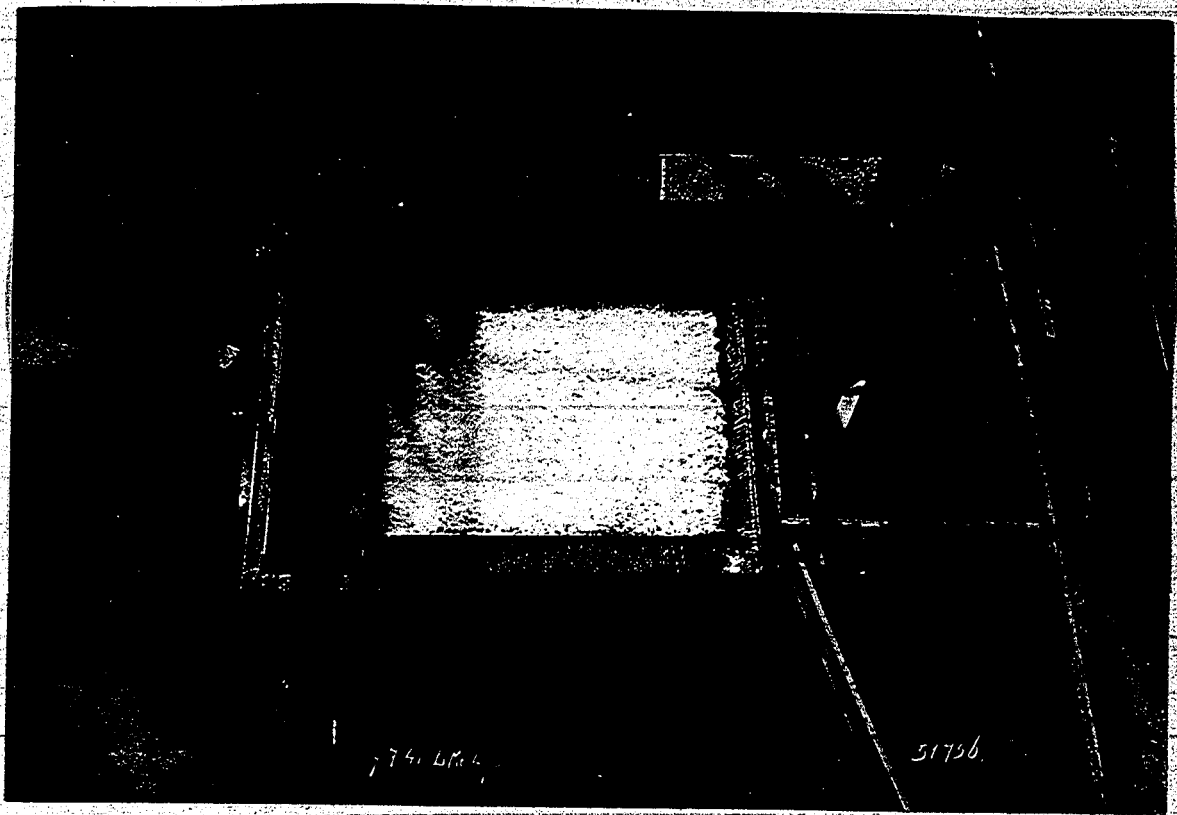


Abbildung 11

Stabboden, Windbelastung 8400  $\frac{m}{h}$   
Wasserbelastung 34,5  $\frac{m}{h}$

Man sieht, daß das Arbeiten des Bodens mit der Erhöhung der Gasbelastung immer besser geworden ist.

Für eine größere Wasserbeaufschlagung liegen leider keine Aufnahmen vor. Das Arbeiten des Bodens verschlechtert sich jedoch dabei innerhalb in der oben angegebenen Grenze in keiner Weise.



Abbildung 12 zeigt nochmals für einen gleichen Boden mit 1,5 mm Rohrab-

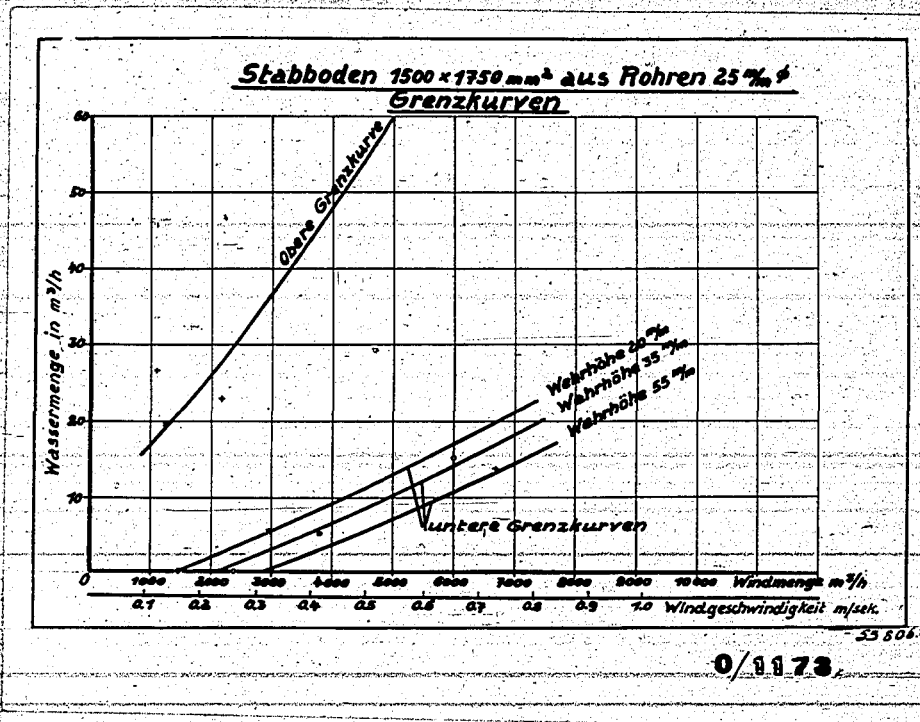


Abbildung 12  
Stabboden 1500 x 1750 mm<sup>2</sup> aus Siederöhren 25 mm  $\varnothing$   
mit Ventilstäben 4 mm  $\varnothing$ , Grenzkurven des Bodens  
für verschiedene Wehrhöhen.

stand den Einfluß der Wehrhöhe. Dabei war die Streuung der Versuchspunkte für die obere Grenzkurve so groß, daß für die 3 Fälle nur eine mittlere Kurve eingetragen wurde. Die untere Grenzkurve wird bei Steigerung der Wehrhöhe von 20 auf 55 mm in ein Gebiet größerer Gasbelastung verlegt. Diese Erscheinung ist so zu erklären, daß durch den höheren Stand der Flüssigkeit auf dem Boden eine bessere Dämpfung der Stabschwingung eintritt und der Boden deshalb von Flüssigkeit nicht so leicht leergeschleudert wird.

#### 4. Vor- und Nachteile des Bodens.

Als besonderer Vorteil des Bodens hat sich seine große Belastbarkeit mit Flüssigkeit gezeigt. Ein Nachteil ist der relativ geringe Belastungsbereich für die Gasphase, dessen obere Grenze durch Schwingungen des Bodens, während die untere Grenze mit dem Durchregnen der Flüssigkeit zu erklären ist. Durch eine bessere Abstützung der Stäbe, insbesondere in der Mitte, wäre der Boden in dieser Hinsicht wesentlich zu verbessern gewesen. Da jedoch Änderungen an einem Boden so großer

Die Messung nur mit großem Material- und Lenteaufwand durchzuführen waren, wurde zur weiteren Erforschung des Stabbodens mit Ventilstäben ein kleinerer Versuchsboden mit 1000 mm Durchmesser gebaut und an ihm genauere Messungen durchgeführt.

C. Versuche an einem Stabboden mit 1000 mm Durchmesser.

1. Konstruktion und Versuchseinrichtung.

Die Konstruktionszeichnung des Versuchsbodens ist aus Abbildung 13 zu ersehen. Der Boden besteht aus 25 Rohren, von 25 mm lichte Durchmesser. Durch Distanzbleche verschiedener Größe war es möglich, den

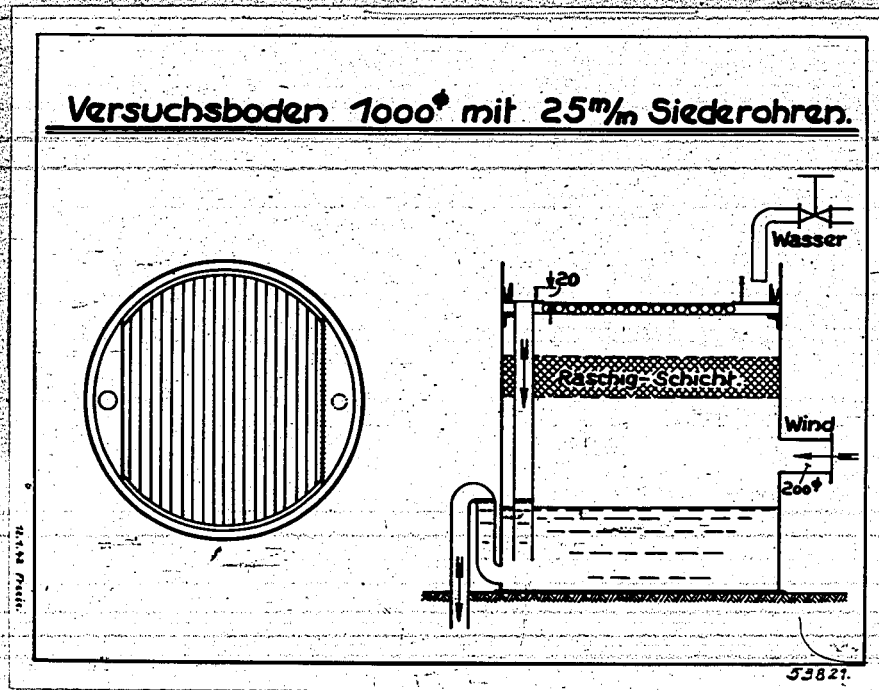


Abbildung 13  
Versuchs-Stabboden 1000 mm  $\phi$

Rohrabstand und damit die Schlitzbreite in Grenzen von 0-2,5 mm zu variieren. Die Windmenge für den Versuch wurde von einem Gebläse geliefert und konnte durch einen Schieber in weiten Grenzen verändert werden. Unter dem Boden war eine Raschigschicht angeordnet, durch welche die Luft zuerst hindurchstreichen mußte, um ein gleichmäßiges Auftreffen des Gases auf dem Boden zu erreichen.

Die Rohre, welche den eigentlichen-Boden bildeten, stützten sich auf einen Winkelleisenring der in dem Rohr von 1000 mm  $\phi$  angeschweißt

war und wurden von oben her durch eine Deckplatte auf diesen Winkel-eisenring gedrückt. Die Ventilstäbe waren durch die Deckplatte in ihrer Bewegung nach oben begrenzt, sonst aber frei beweglich. Das Auflaufen der Flüssigkeit auf den Boden erfolgte über ein gezacktes Wehr, der Ab-lauf vom Boden über ein konstant eingestelltes gerades Wehr von 20 mm Höhe. Der Boden, Abbildung 14, war in der eigenen Betriebswerkstätte

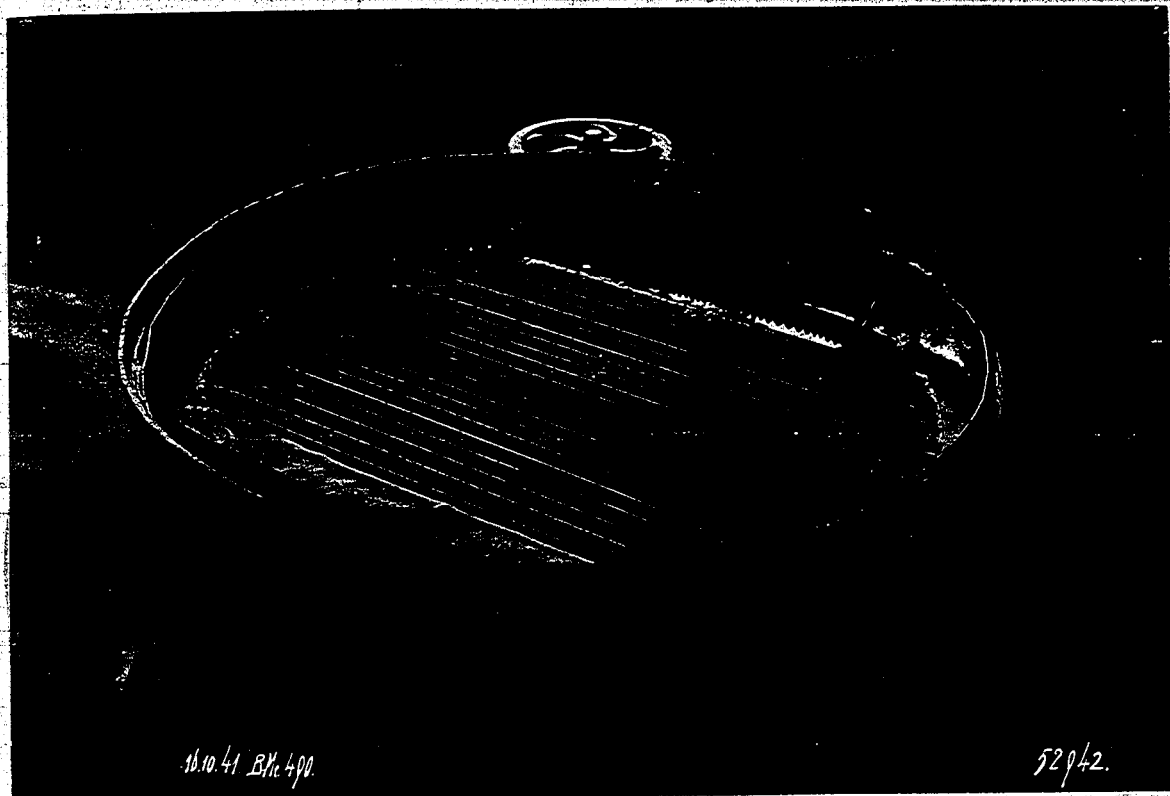


Abbildung 14  
Stabboden 100 mm  $\varnothing$  aus Siederohren 25 mm  $\varnothing$   
mit Ventilstäben.

hergestellt und erfüllte in bezug auf Genauigkeit der Herstellung kei-nesfalls alle Wünsche, sodaß bei einem in einer Spezialwerkstätte mit größerer Genauigkeit angefertigten Boden voraussichtlich noch bessere Ergebnisse zu erwarten sind.

2. Belastungsbereich für Gas und Flüssigkeit.

a. 1,3 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.

Abbildung 15 zeigt den Belastungsbereich des Bodens bei 1,3 mm Abstand der Rohre unter Verwendung von massiven 4 mm Ventil-stäben. Der Boden weist zuerst bei niederen Gasbelastungen ein Ge-biet auf, in dem ein Arbeiten überhaupt nicht möglich ist und das

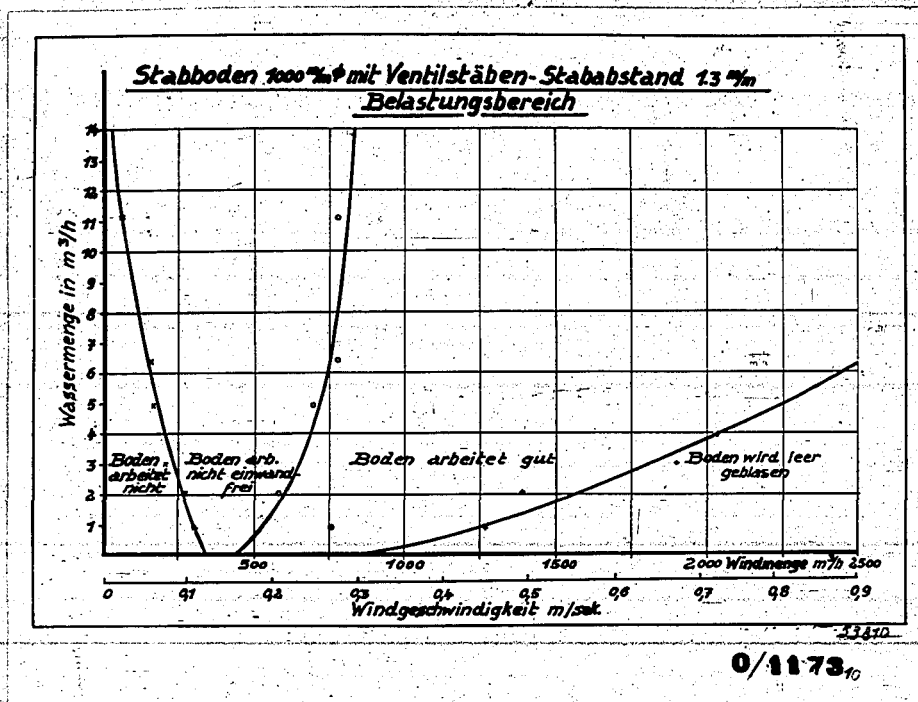


Abbildung 15

Stabboden 1000 mm  $\phi$  mit Ventilstäben 4 mm  $\phi$ , Stababstand 1,3 mm Belastungsbereich des Bodens.

dadurch gekennzeichnet ist, daß die Flüssigkeit durch den Boden hindurch regnet. Ein Überlaufen von Flüssigkeit am Ablaufwehr erfolgt in diesem Falle nicht. Bei einer Flüssigkeitsbeaufschlagung von 1 m<sup>3</sup>/h wird dieser Bereich gekennzeichnet, durch Windgeschwindigkeiten, bezogen auf den freien Querschnitt der Kolonne von kleiner als 0,1 m/sec., bei einer Flüssigkeitsbeaufschlagung von z.B. 10 m<sup>3</sup>/h kleiner als 0,03 m/sec. Bei höherer Flüssigkeitsbeaufschlagung ist das Gebiet, in dem der Boden nicht arbeitet, also wesentlich kleiner als bei geringen Wassermengen.

An den Bereich, in dem der Boden nicht arbeitet, schließt sich ein solcher an, in dem kein vollständig einwandfreies Funktionieren des Bodens zu erreichen ist. In diesem Gebiet tritt das Gas nicht vollständig gleichmäßig durch den Boden hindurch. Die Gasbeaufschlagung genügt nicht, um den Boden auf seiner ganzen Fläche zum Arbeiten zu bringen. Dieser Bereich nicht einwandfreien Arbeitens erstreckt sich zum Beispiel bei einer Flüssigkeitsbeaufschlagung von 5 m<sup>3</sup>/h von 0,07 bis etwa 0,25 m/sec. Windgeschwindigkeit. An den Bereich nicht einwandfreien Arbeitens schließt sich

dann ein Gebiet an, in dem der Boden gleichmäßig arbeitet. Für die vorhin erwähnte Flüssigkeitsbelastung von  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  geht dieses Gebiet von  $0,25 \text{ m/sec.}$  bis  $0,8 \text{ m/sec.}$  Windgeschwindigkeit. Überschreitet man  $0,8 \text{ m/sec.}$  dann gelangt man in ein Gebiet, in dem der Boden von Flüssigkeit leergeblasen wird. Je höher man mit der Flüssigkeitsbeaufschlagung geht, umso höher kann man auch die Windgeschwindigkeit wählen, ohne daß Störungen in der Flüssigkeits- oder Gas-Verteilung eintreten.

Entfernt man die Ventilstäbe von dem Boden, ohne daß man sonst etwas am Abstand der Rohre ändert, so zeigt sich nach Abbildung 16, daß sich der untere Bereich in dem der Boden nicht arbei-

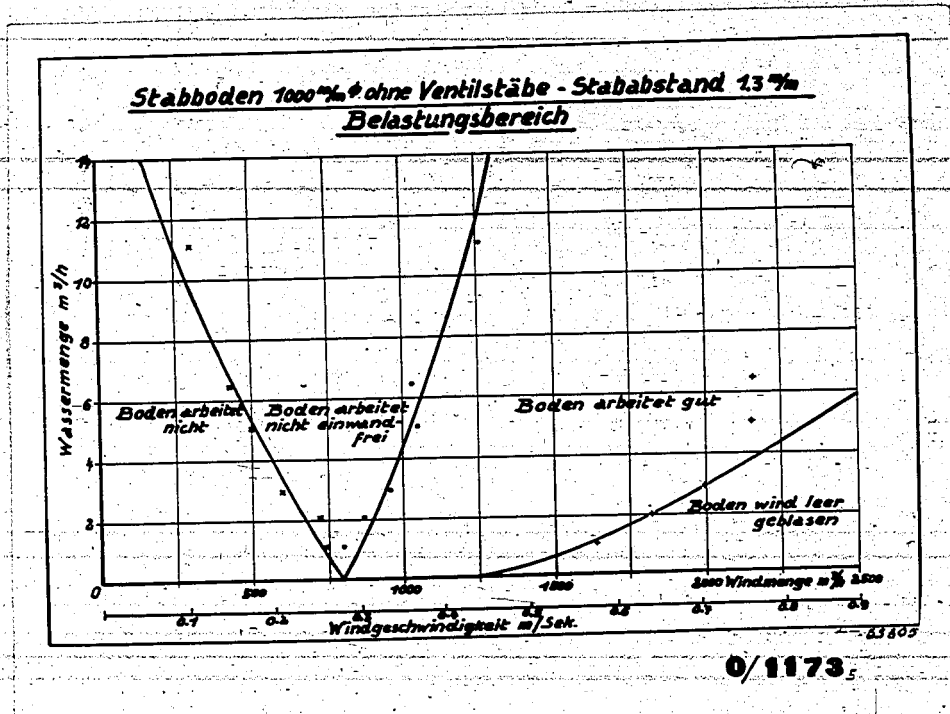


Abbildung 16  
Stabboden 1000 mm  $\varnothing$  ohne Ventilstäbe, Stababstand 1,3 mm Belastungsbereich des Bodens.

tet, besonders bei kleinen Wassermengen in ein Gebiet viel größerer Windgeschwindigkeiten erstreckt. Für die Wassermenge von  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  benötigt man zum Beispiel eine Windgeschwindigkeit von  $0,185 \text{ m/sec.}$ , um überhaupt ein Arbeiten des Bodens zu erreichen. Ebenso ist der Bereich, in dem der Boden nicht einwandfrei arbeitet, größer als wenn man Ventilstäbe anwendet und stellt sich bei einer Wasserbelastung von  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  und einer Windgeschwindigkeit von  $0,37 \text{ m/sec.}$  ein. Das Gebiet, in dem der Boden leergeblasen wird, ist ungefähr das

178003182

gleiche, wie bei einem Boden mit Stäben. Nur bei sehr kleinen Flüssigkeitsbelastungen läßt sich die Windgeschwindigkeit gegenüber dem Boden mit Ventilstäben sogar erhöhen. Der Vergleich von Abbildung 15 und 16 ergibt aber ganz einwandfrei, daß das Gebiet, in dem der Boden ohne Stäbe gut arbeitet, kleiner ist als bei dem Boden mit Stäben und daß insbesondere der letztere Boden schon bei wesentlich kleineren Gasbelastungen einwandfrei funktioniert.

b. 1,9 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.

Die Belastungskurven des Bodens mit Ventilstäben haben nach Abbildung 17 angenähert die gleiche Charakteristik wie bei dem Bo-

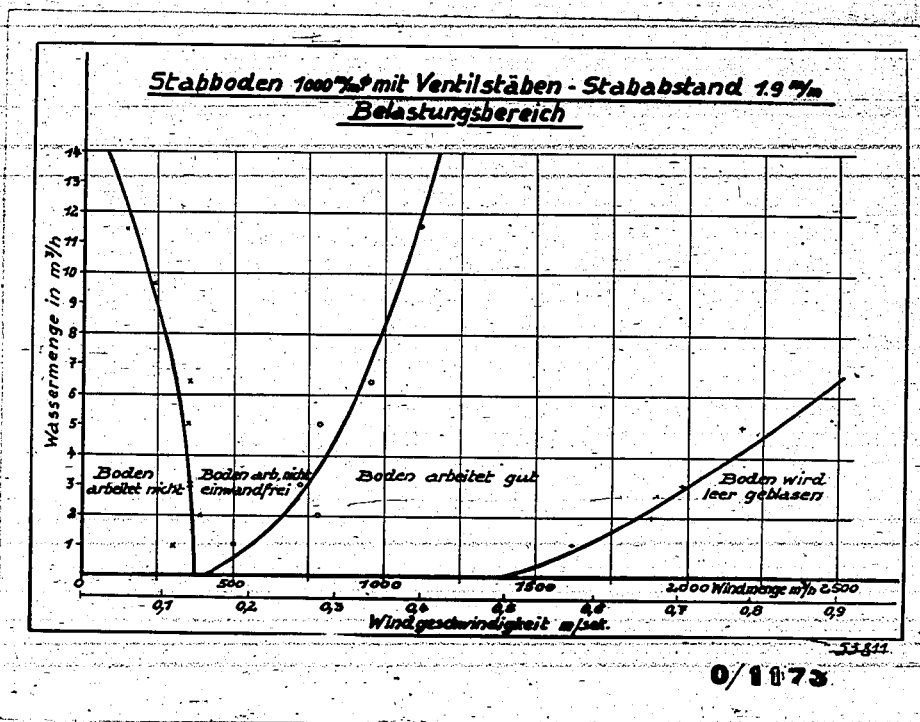


Abbildung 17  
Stabboden 1000 Ø mit Ventilstäben 4 mm Ø, Stababstand 1,9 mm Belastungsbereich des Bodens

den mit 1,3 mm Stababstand. Der Bereich, in dem der Boden nicht arbeitet, ist ungefähr durch die gleichen Mengen bzw. Geschwindigkeiten gegeben wie bei dem vorher beschriebenen Boden mit 1,3 mm Stababstand. Das gute Arbeiten des Bodens setzt bei niederen Flüssigkeitsbelastungen schon bei geringeren Windgeschwindigkeiten ein, verschiebt sich jedoch für höhere Wassermengen in den Bereich <sup>etwas</sup> größerer Windgeschwindigkeiten. Das Leerblasen des Bodens ist eben-

falls bei kleinen Wassermengen in den Bereich größerer Windgeschwindigkeiten gerückt und erreicht für hohe Wasserbelastungen ungefähr die gleichen Werte wie bei dem Boden mit 1,3 mm Abstand. Im großen und ganzen gesehen arbeitet der Boden also besser als mit 1,3 mm Stababstand.

Das Entfernen der Ventilstäbe wirkt sich bei diesem Boden, wie Abbildung 18 zeigt, wesentlich ungünstiger aus, als beim Boden mit 1,3 mm Abstand. Der Bereich, in dem der Boden nicht zum Arbeiten kommt ist bereits außerordentlich groß geworden und erreicht für

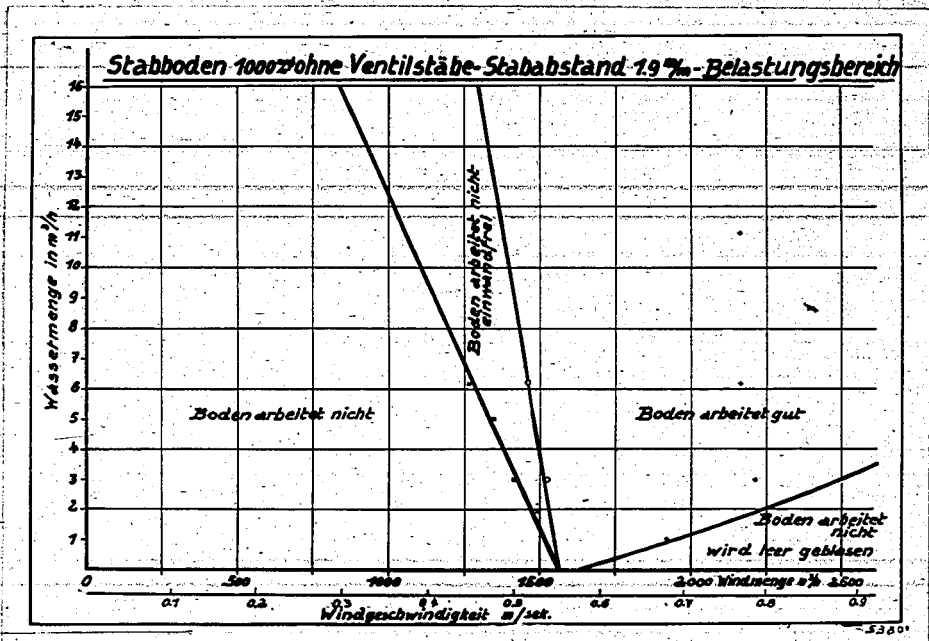


Abbildung 18  
Stabboden 1000 mm  $\phi$  ohne Ventilstäbe, 1,9 mm  
Stababstand, Belastungsbereich des Bodens.

5 m³/h Flüssigkeitsbelastung die Windgeschwindigkeit von 0,475 m/sec. Das Gebiet, in dem der Boden nicht einwandfrei arbeitet, wird allerdings relativ klein und der Bereich, in dem der Boden leergeblasen wird, ist ungefähr der gleiche wie bei dem Boden mit Ventilstäben, sodaß das Gebiet guten Arbeitens des Bodens wesentlich zusammenschrumpft gegenüber einer Ausführung mit Ventilstäben.

c. 2,5 mm Stababstand mit Ventilstäben.

Die Erhöhung des Stababstandes auf 2,5 mm ergibt nach Abbildung 19 eine ziemlich beträchtliche Erweiterung des Gebietes in dem

der Boden nicht zum Arbeiten kommt. Bei 5 m<sup>3</sup>/h Wasserbelastung er-

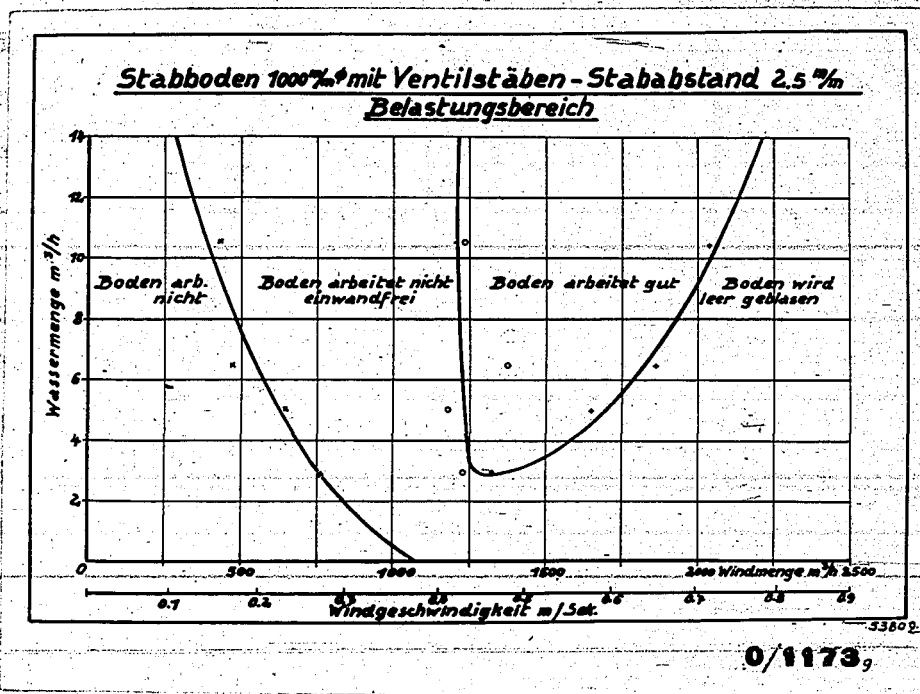


Abbildung 19  
Stabboden 1000  $\phi$  mit Ventilstäben 5 mm  $\phi$ , Stababstand 2,5 mm, Belastungsbereich des Bodens.

zielt man erst bei 0,225 m/sec. Windgeschwindigkeit einen Dauerbetrieb des Bodens. Ebenso ist das Gebiet, in dem der Boden nicht einwandfrei arbeitet größer als bei der Ausführung mit 1,9 mm Abstand. Der Bereich, in dem der Boden gut arbeitet, ist gleichfalls zusammengeschrumpft gegenüber Böden mit geringerem Stababstand; und bei Flüssigkeitsbelastungen unter 3 m<sup>3</sup>/h läßt sich infolge Überschneidens der Grenzkurven ein einwandfreier Betrieb überhaupt nicht mehr erreichen. Die Ventilstäbe bestanden bei diesem Versuch nicht aus Vollmaterial, sondern waren aus Rohren mit 5 mm äußerem Durchmesser angefertigt worden. Die Verringerung des Gewichtes zeigte jedenfalls in bezug auf die Belastbarkeit des Bodens kein positives Ergebnis.

Nach den Feststellungen der vorhergegangenen Versuche war es nicht wahrscheinlich, daß mit diesem Boden bei den zur Verfügung stehenden Windmengen ohne Ventilstäbe überhaupt noch ein Arbeiten zu erzielen war. Versuche, ohne Ventilstäbe wurden deshalb nicht mehr durchgeführt.



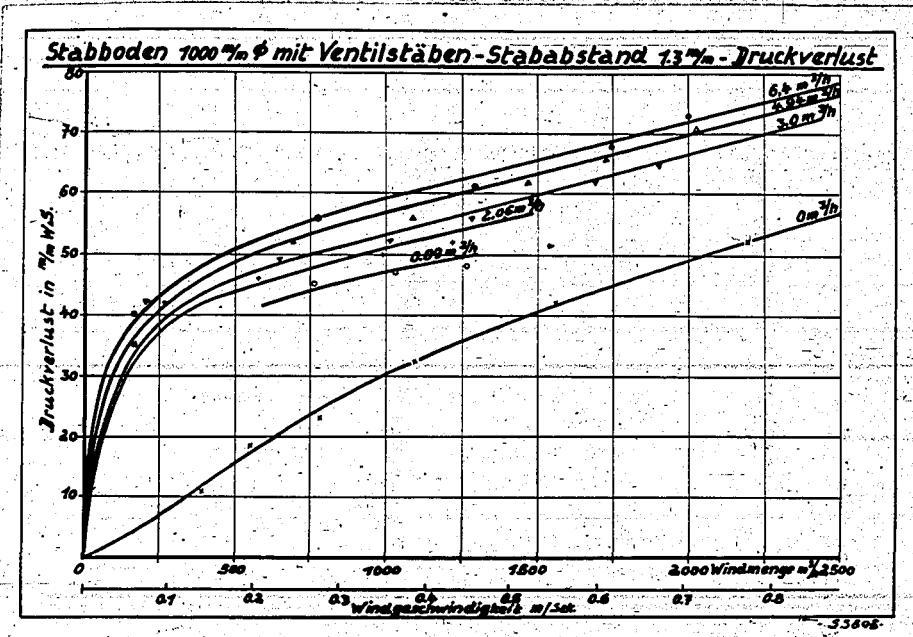
d. Ergebnis der Belastungsversuche.

Wenn man die Grenzbelastungen der 3 Böden mit 1,3, 1,9 und 2,5 mm Stababstand betrachtet, so kommt man zu dem Ergebnis, daß das zweckmäßigste Arbeiten mit einem Stababstand von etwa 1,9 mm zu erzielen ist. Größere, bzw. kleinere Abstände schränken den Bereich, in dem der Boden gut arbeitet nur ein, ohne daß sie sonstige wesentliche Vorteile bringen, denn wie in der nachfolgenden Diskussion über die Druckverluste gesagt wird, ergibt eine Vergrößerung des Abstandes über 1,9 mm auch keine wesentliche Druckverlustminderung mehr. Der Boden arbeitet bei 1,9 mm Stababstand etwa von 0,15-0,8 m/sec. Windgeschwindigkeit und weist ein gutes gleichmäßiges Arbeiten von 0,25-0,8 m/sec. auf. Unter Voraussetzung einer besseren werkstattechnischen Arbeit, ist der Arbeitsbereich des Bodens noch zu vergrößern, besonders wenn die Deckplatte einwandfrei ausgerichtet ist und die Ventilstäbe, die durch eine Asbestdichtung in ihrem Arbeiten etwas behindert waren, sich frei bewegen können. Eine Vergrößerung des Gebietes, in dem der Boden gut arbeitet, läßt sich vermutlich auch durch Einbau eines Steges senkrecht zu den Stäben erzielen, da dann die Schwingungslänge der Stäbe auf die Hälfte vermindert und der Boden weniger leicht leergeschleudert wird.

3. Druckverluste.

a. 1,3 mm Stababstand mit oder ohne Ventilstäbe.

In Abbildung 20 sind die Druckverlustkurven eines Bodens mit Ventilstäben als Funktion der Windmenge bzw. Windgeschwindigkeit für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen eingetragen. Man sieht, daß der Druckverlust mit zunehmender Windgeschwindigkeit zuerst sehr rasch ansteigt, um dann von einer Geschwindigkeit von 0,2 m/sec. an nur mehr langsam und angenähert linear zuzunehmen. Das rasche Ansteigen im Gebiet kleiner Geschwindigkeiten ist im wesentlichen durch die Ventilstäbe bedingt, die zuerst einmal abgehoben werden müssen, dann aber keine wesentliche Erhöhung des



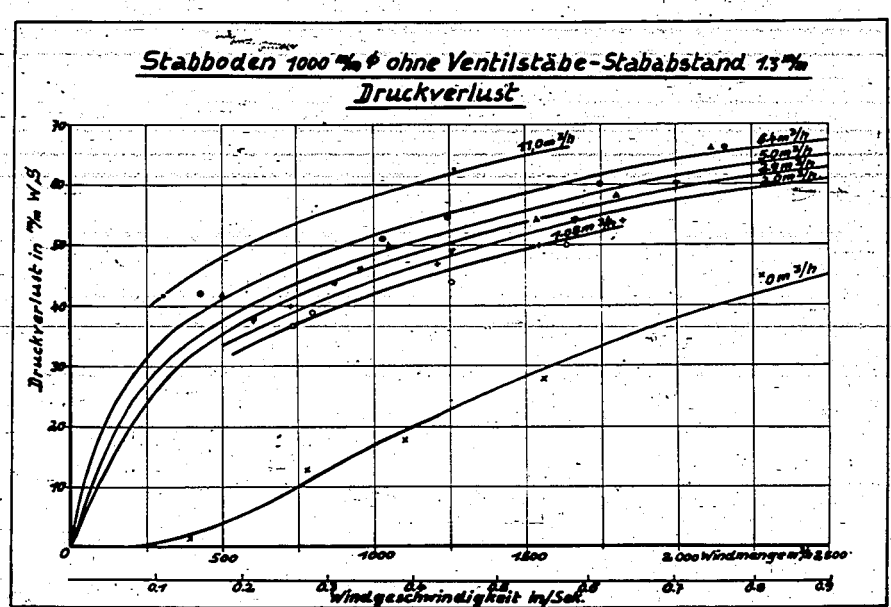
0/1173

Stabboden 1000 mm Ø mit Ventilstäben - Stababstand 1,3 mm

Abbildung 20

Stabboden 1000 mm Ø mit Ventilstäben, Stababstand 1,3 mm  
Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Windmenge  
für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen.

- Druckverlustes mehr, gegenüber einem Boden ohne Stäbe, bedeuten.  
Dies zeigt ganz deutlich Abbildung 21, wo die gleichen Kurven für



0/1173

Stabboden 1000 mm Ø ohne Ventilstäbe - Stababstand 1,3 mm  
Druckverlust

Abbildung 21  
Stabboden 1000 mm Ø ohne Ventilstäbe, Stababstand 1,3 mm,  
Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Windmenge  
für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen.

den Boden mit 1,3 mm Abstand, aber ohne Ventilstäbe eingetragen sind. Hier zeigt sich ganz deutlich der langsamere Anstieg des Druckverlustes im Gebiet kleiner Geschwindigkeiten. Dagegen liegen bei einer Windgeschwindigkeit von 0,8 m/sec. die Druckverluste des Bodens mit Stäben nur etwa 10 mm WS höher als bei einem Boden ohne Ventilstäbe.

b. 1,9 mm Stababstand mit und ohne Ventilstäbe.

Noch deutlicher wird durch den Vergleich von Abbildung 22 und 23 der Unterschied im Druckverlust zwischen dem Boden mit und

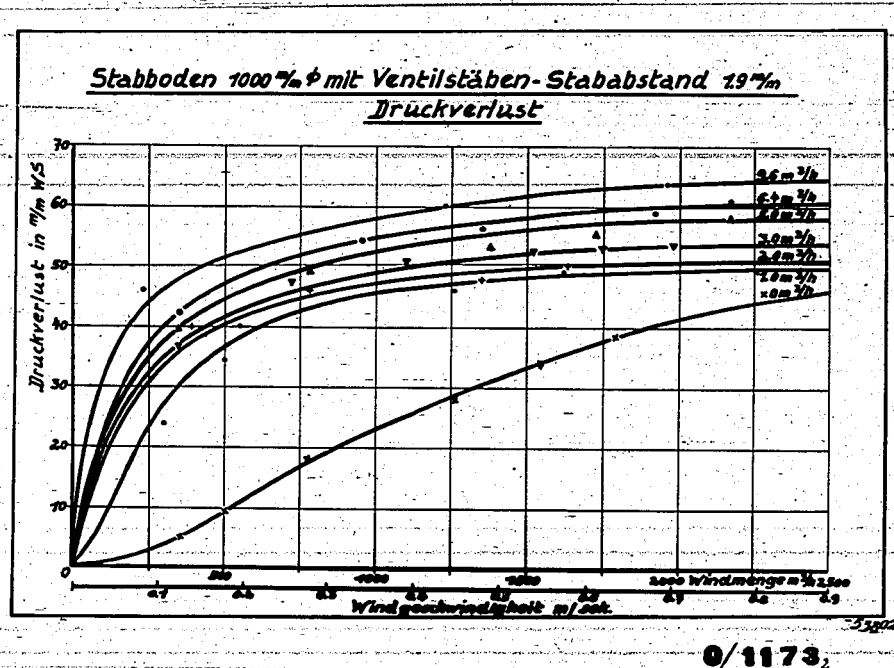
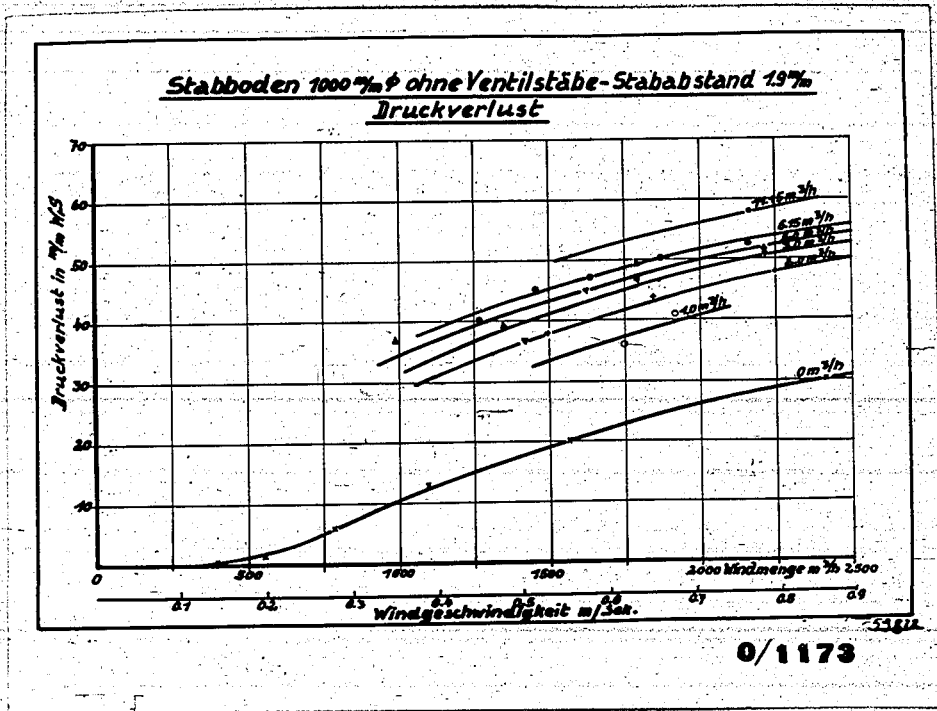


Abbildung 22

Stabboden 1000 mm  $\phi$  mit Ventilstäben, Stababstand 1,9 mm, Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Windmenge für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen.

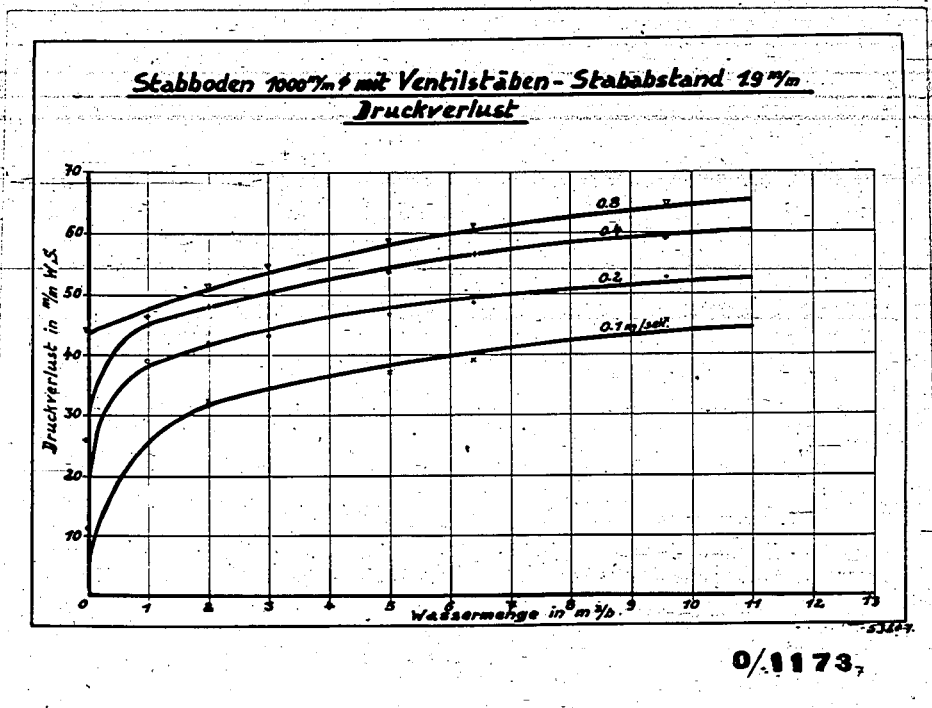
ohne Ventilstäben. Für 1,9 mm Abstand verlaufen nämlich die Druckverlustkurven ohne Ventilstäbe bei kleinen Windgeschwindigkeiten noch wesentlich flacher als vorher beschrieben, während der steile Anstieg, bedingt durch das Abheben der Stäbe, bei dem Boden mit Ventilen noch auffallender in Erscheinung tritt. Der Unterschied im Druckverlust ist bei einer Windgeschwindigkeit bei 0,8 m/sec. und einer Flüssigkeitsbeaufschlagung von 6,4 m<sup>3</sup>/h zwischen dem Boden mit und ohne Ventilstäbe auf ca. 5 mm WS zusammengeschrumpft. Der



**Abbildung 23**  
Stabboden 1000 mm  $\phi$  ohne Ventilstäbe, Stababstand 1,9 mm,  
Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Windmenge  
für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen.

Unterschied im Druckverlust mit und ohne Ventilstäbe hat sich also bei 1,9 mm Bodenabstand noch wesentlich verringert, sodaß die übrigen großen Vorteile des Bodens mit Ventilstäben den geringfügigen nur etwa 8% höheren Druckverlust in Kauf nehmen lassen.

Diese Tatsache erkennt man auch aus den Abbildungen 24 u. 25



**Abbildung 24**  
Stabboden 1000 mm  $\phi$  mit Ventilstäben, Stababstand 1,9 mm  
Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Flüssigkeitsmenge für verschiedene Windgeschwindigkeiten.

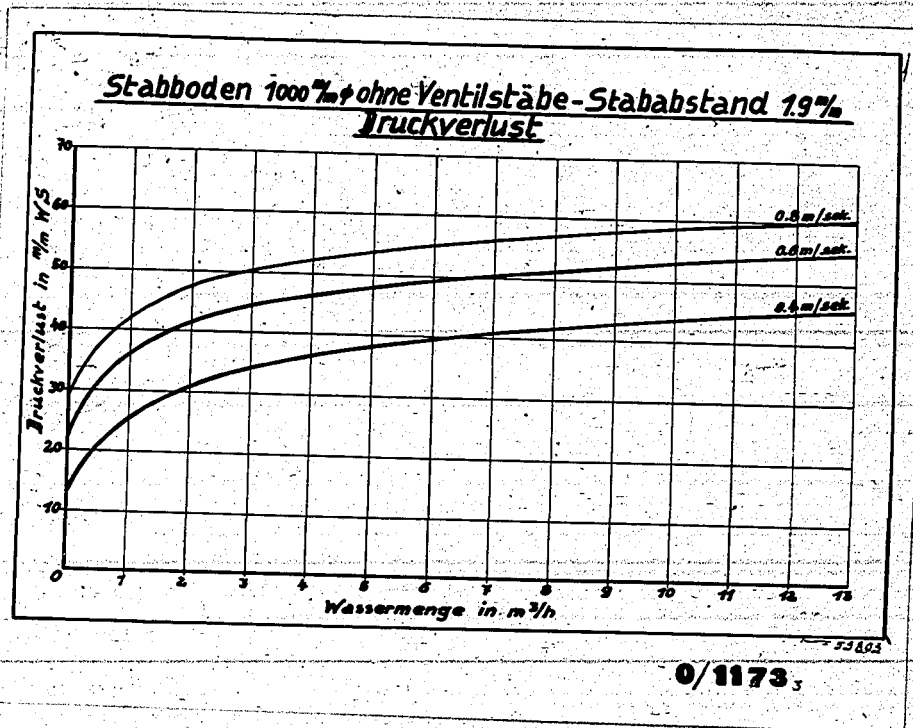


Abbildung 25  
Stabboden 1000 mm  $\phi$  ohne Ventilstäbe, Stababstand 1,9 mm  
Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Flüssigkeitsmenge für verschiedene Windgeschwindigkeiten.

wo der Druckverlust des Bodens als Funktion der Wassermenge für verschiedene Windgeschwindigkeiten als Parameter eingetragen ist. Man sieht, daß besonders im Bereich größerer Wassergeschwindigkeiten und großer Windungen die Druckverluste mit und ohne Ventilstäbe nur wenig voneinander abweichen und daß nur im Bereich kleiner Flüssigkeitsbelastungen, die aber im allgemeinen bei technischer Ausführung nicht vorkommen, größere Differenzen vorliegen.

c. 2,5 mm Stababstand mit Ventilstäben.

In Abbildung 26 sind die Druckverluste eines Bodens mit 2,5 mm Abstand und 5 mm Ventilstäben als Funktion der Windgeschwindigkeiten für verschiedene Flüssigkeitsbelastung als Parameter eingetragen. Der Steilanstieg des Druckverlustes bei kleinen Windgeschwindigkeiten hat sich gegenüber den Böden mit 1,3 und 1,9 mm Abstand gemildert. Dies ist vielleicht darauf zurückzuführen, daß die Ventilstäbe, wie bereits weiter oben angedeutet, als Hohlstäbe ausgebildet waren und trotz ihres großen Durchmessers geringeres Gewicht hatten, als die früher verwendeten Vollstäbe mit 4 mm  $\phi$ . Im

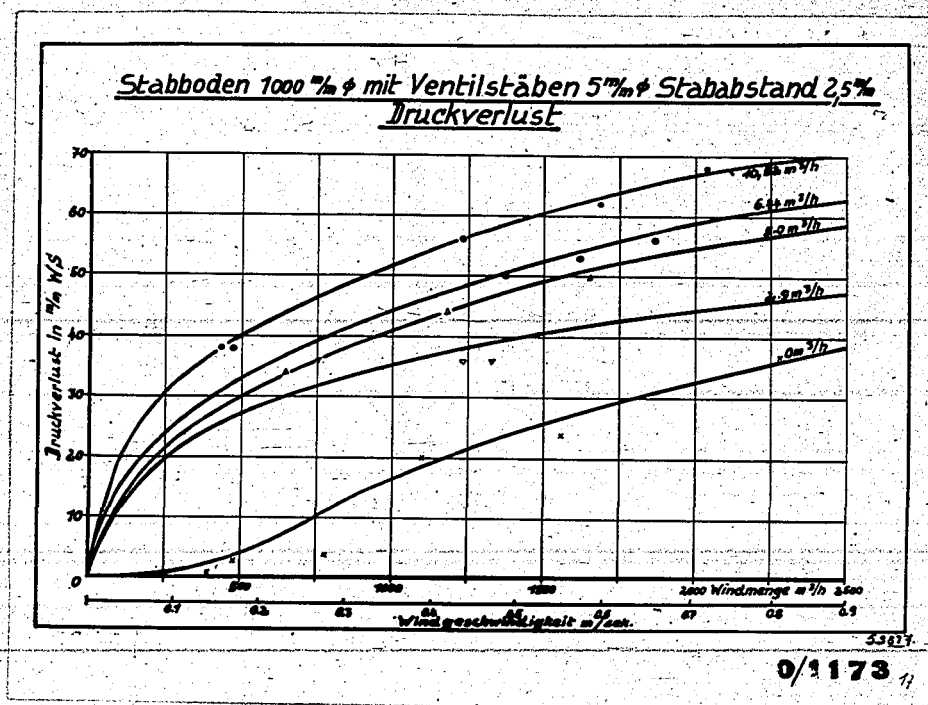


Abbildung 26  
Stabboden 1000 mm  $\phi$  mit Ventilstäben 5 mm  $\phi$ , Stababstand 2,5 mm, Druckverlust des Bodens in Abhängigkeit von der Windmenge für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen.

Bereich hoher Windgeschwindigkeiten zum Beispiel 0,8 m/sec. unterscheiden sich die Druckverluste kaum von denen des Bodens mit 1,9 mm Abstand. Die Vergrößerung der Schlitzbreite über 2 mm bedeutet also, im bezug auf den Druckverlust keinen Fortschritt, sodaß sie auch aus diesem Grund nicht gerechtfertigt ist.

d. Druckverlustziffer.

Ferner wurden noch die Druckverlustziffern des nicht mit Flüssigkeit beaufschlagten Bodens, bezogen auf die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt, berechnet und in Abbildung 27 über der Windgeschwindigkeit, bezogen auf den freien Kolonnenquerschnitt, aufgetragen. Man sieht auch hier, daß bei kleinen Windbelastungen durch das Abheben der Stäbe ein Vielfaches der kinetischen Energie des strömenden Gases verbraucht wird. Bei einer Geschwindigkeit von 0,2 m/sec. in der Kolonne beträgt für 1,9 mm Rohrabstand mit Ventilstäben die Druckverlustziffer 6,75 und sinkt bei 0,9 m/sec. auf 1,45. Bei 1,3 mm Stababstand und 0,9 m/sec. Gasgeschwindigkeit

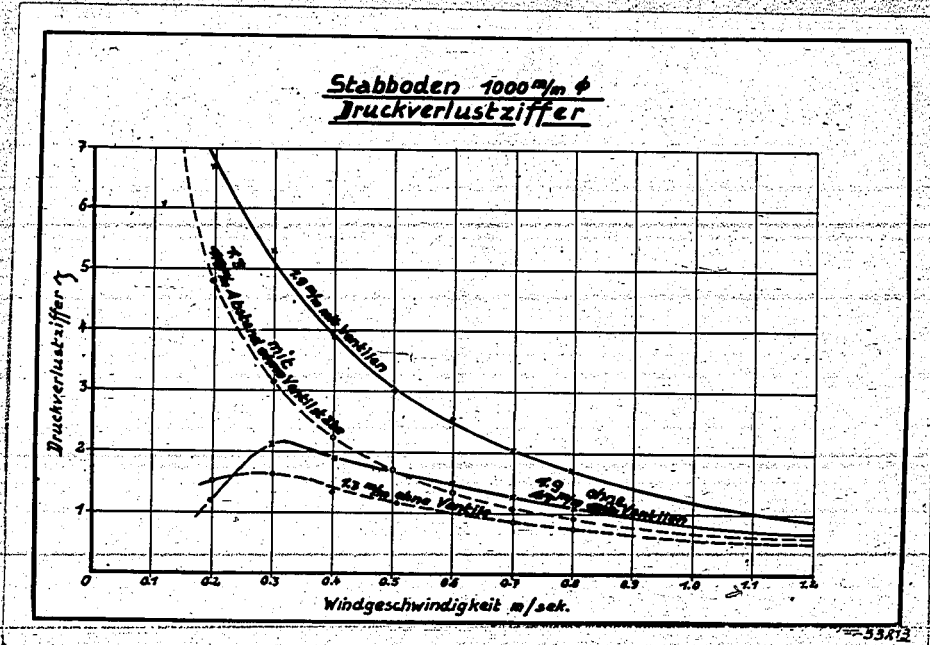


Abbildung 27

Stabboden 1000 mm  $\phi$ , Druckverlustziffer  $\gamma$  des Bodens bezogen auf die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt mit und ohne Ventilstäbe in Abhängigkeit von der Windbelastung ohne Flüssigkeitsbeaufschlagung.

hat die Druckverlustkennziffer mit Ventilstäben den Wert 0,75, ohne Ventilstäbe nur 0,65. Hier wird also ein Teil der kinetischen Energie des Gases wieder zurückgewonnen. Bei hohen Geschwindigkeiten sinkt demnach die Druckverlustziffer unter 1. Die Stäbe sind in diesem Fall vollständig von ihrer Unterlage abgehoben und schweben über dem Rost. Der Gasstrom legt sich beim Ausströmen aus der düsenförmigen Öffnung weitgehend an die Wandungen an. Durch eine günstigere Form der Austrittsöffnung wäre vermutlich eine weitere Senkung des Druckverlustes zu erzielen. Man müßte dann allerdings auf einfache Rohre als Bauelemente des Bodens verzichten und besonders geformte Stäbe dafür verwenden.

e. Ergebnis der Druckverlustversuche.

Betrachtet man die absolute Höhe des Druckverlustes, so findet man, daß er nicht wesentlich höher liegt, als bei Glockenbodenkonstruktionen. Bei dem in Leuna früher untersuchten 3 m Glockenboden wurde zum Beispiel bei einer Windmenge von 20 000 m<sup>3</sup>/h und

einer Flüssigkeitsbelastung von  $33 \text{ m}^3/\text{h}$  ein Druckverlust von  $50 \text{ mm WS}$  gefunden. Der Stabboden von  $1,9 \text{ mm}$  Schlitzbreite mit Ventilstäben hat bei der proportional umgerechneten entsprechenden Belastung einen Druckverlust von  $55 \text{ mm}$ , also nur  $10\%$  höher.

Die Vergrößerung der Schlitzbreite von  $1,3$  auf  $1,9 \text{ mm}$  bringt eine Senkung des Druckverlustes um ca.  $10\%$ , während die Erhöhung des Stababstandes auf  $2,5 \text{ mm}$  im Bereich höherer Geschwindigkeiten keine wesentlich Verbesserung mehr bedeutet. Auch bezüglich des Druckverlustes ergibt also der Boden mit  $1,9 \text{ mm}$  Abstand die besten Bedingungen.

In Abbildung 28 sind zum Vergleich nochmals Druckverlustkurven in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit für die Flüssig-

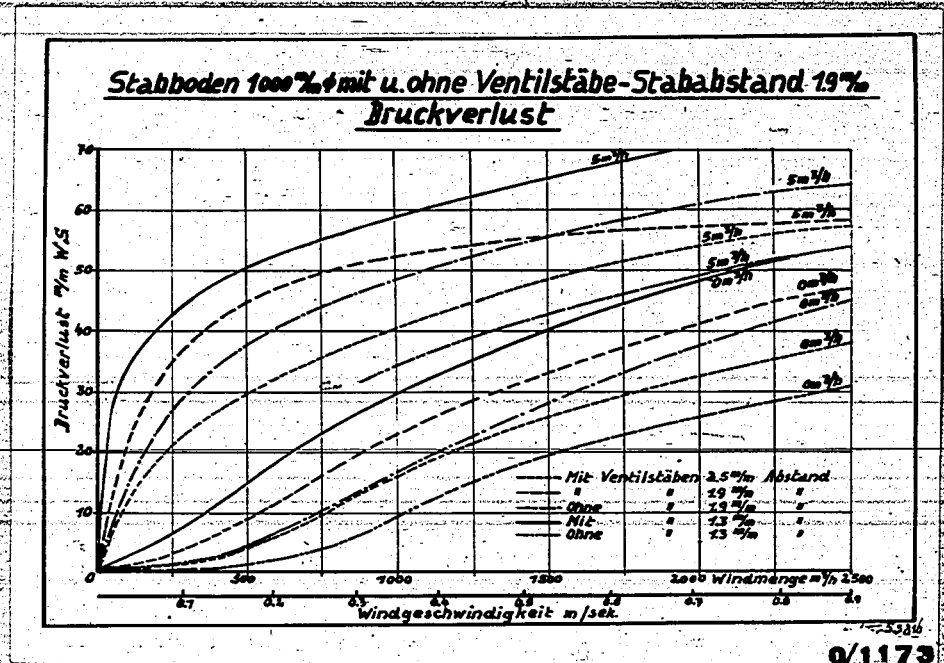


Abbildung 28

Stabboden  $1000 \text{ mm } \phi$ , Stababstand  $1,9 \text{ mm}$ , Druckverlust des Bodens als Funktion der Windmenge mit und ohne Ventilstäbe für verschiedene Flüssigkeitsbelastungen

keitsbelastung von  $0$  und  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  und die einzelnen Schlitzbreiten eingetragen worden. Die oben angedeuteten Ergebnisse sind daraus klar zu ersehen.

1. Photographische Aufnahmen des in Betrieb befindlichen Stabbodens.

In den folgenden Abbildungen sind einige Betriebszustände



Die ... der ...



Abbildung 29  
Flächeninhalt 1000 mm<sup>2</sup>





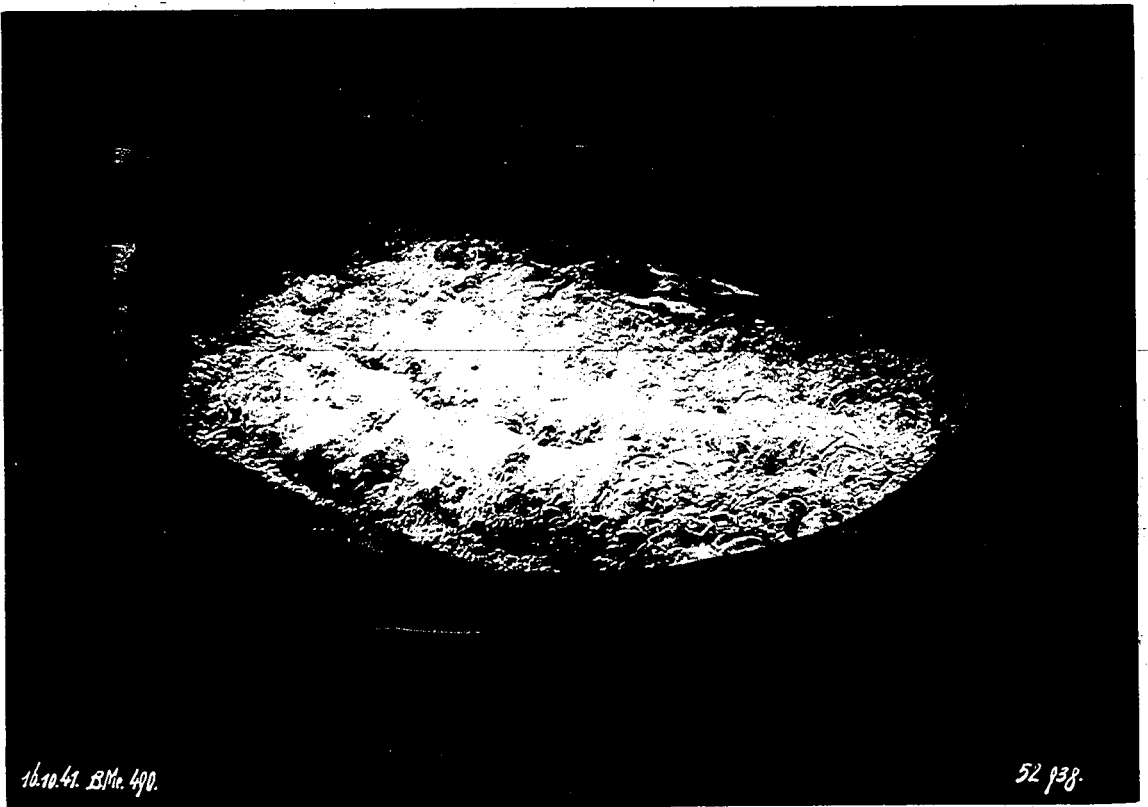
Abbildung 31

Vergrößerung 1000 $\times$

Mikroskopobjektiv 550 $\mu$ /A

Abblenkwinkel 3,7 $\mu$ /A

Die Abbildung zeigt einen Bereich, der  
 als ... bezeichnet wurde, und ...  
 ... Struktur, die ein ... aufweist.

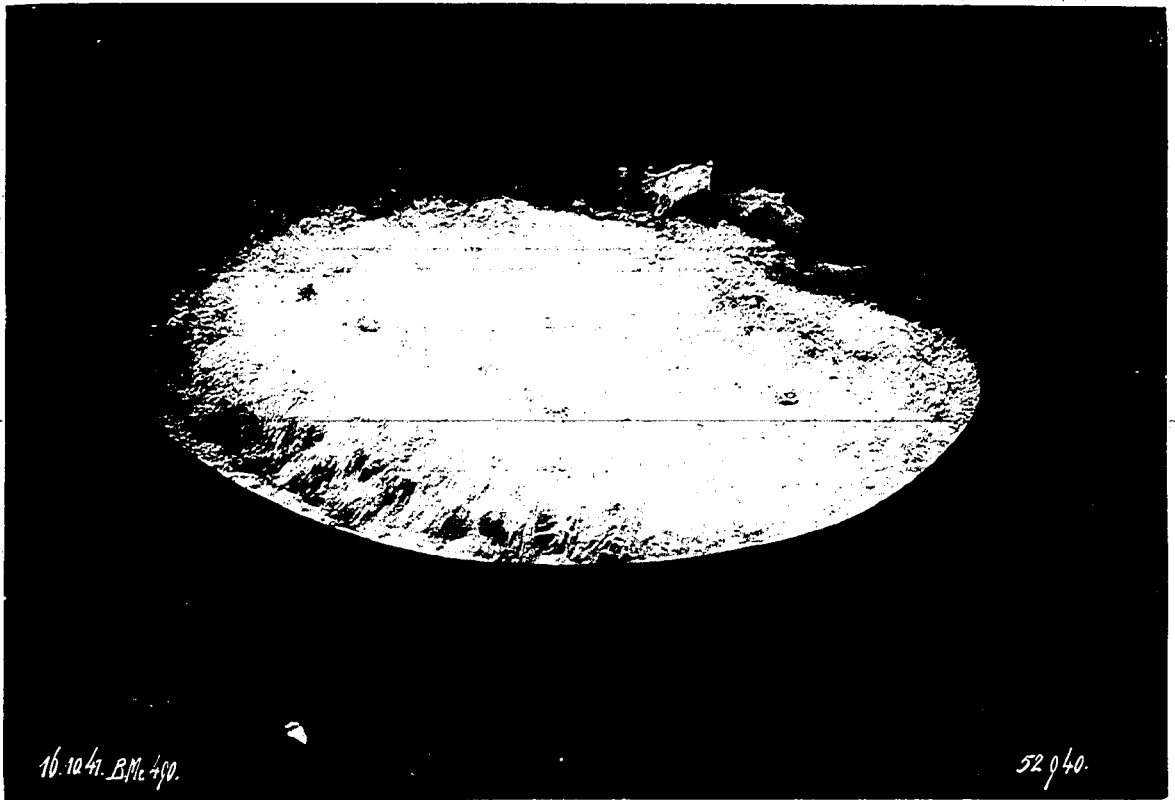




16.10.47. B.M. 490.

52036.

16.10.47. B.M. 490.  
16.10.47. B.M. 490.  
16.10.47. B.M. 490.  
16.10.47. B.M. 490.



16.10.47. B.M. 490.

52040.

Die Abbildungen 32-34 sind in den Bereich des guten Arbeitens des Bodens aufgenommen, und zwar in der Nähe der Grenzkurve, die das Gebiet guten von demjenigen nicht einwandfreien Arbeitens voneinander trennt. Man sieht auch hier, daß der Boden um so besser arbeitet, je mehr er mit Flüssigkeit beaufschlagt ist.

#### 5. Anfahrbereich des Bodens.

Wie weiter oben schon angedeutet ergab sich für verschiedene Stababstände auch ein verschieden großer Bereich, in welchem der Boden nicht arbeitet, weil die Flüssigkeit durch die Schlitze hindurchläuft, sodaß sich kein geregelter Flüssigkeitspiegel auf dem Boden halten läßt. Noch stärker wirkt sich dieser Einfluß des Durchregnens beim Anfahren der Boden aus. Stellt man auf den nicht mit Flüssigkeit beaufschlagten Boden eine gewisse Windmenge und steigert dann die Flüssigkeitsmenge langsam von 0 bis zu einem Wert bei dem die Flüssigkeit sich über dem Boden bis zum Ablaufwehr ausbreitet und der Boden zu arbeiten anfängt, so kann man ein Gebiet abgrenzen, in welchem ein Anspringen des Bodens überhaupt nicht stattfindet, gegenüber einem Gebiet, in welchem ohne weiteres das Arbeiten des Bodens erfolgt. Hier zeigt sich am allerdeutlichsten der Vorteil eines mit Ventilstäben ausgerüsteten Bodens gegenüber einem Boden ohne diese Einrichtung.

Für die Böden mit 1,3 und 1,9 mm Abstand und jeweils mit und ohne Ventilstäbe sind die Mindestwassermengen, die zum Anfahren des Bodens notwendig sind, als Funktion der Windgeschwindigkeit in Abbildung 35 eingetragen. Ein Boden mit 1,3 mm Abstand benötigt zum Beispiel bei einer Windgeschwindigkeit von 0,2 m/sec. eine Mindestwassermenge von 100 l/h um in Funktion zu treten, während der gleiche Boden ohne Ventilstäbe erst bei etwa 8 m<sup>3</sup>/h zum Arbeiten kommt. Noch krasser sind die Verhältnisse bei einem Boden mit 1,9 mm Abstand. Hier ergibt sich zum Beispiel bei der gleichen Windgeschwindigkeit mit Ventilstäben ebenfalls ein Anspringen bei einer Wassermenge von etwa 100 l/h, während ohne Ventilstäbe die Flüssigkeitsmenge zu dem gleichen Zweck auf etwa 30 m<sup>3</sup>/h gesteigert werden müßte. Diese schlechte Anspringen eines Bodens ohne Ventile würde sich bei einer ausgeführten Kolonne natürlich in erster Linie auf den obersten Boden auswirken, während durch das Durchregnen auf den nächstfolgenden Boden eine immer größere Ausbreitung der Flüssigkeit stattfinden wür.

178003196

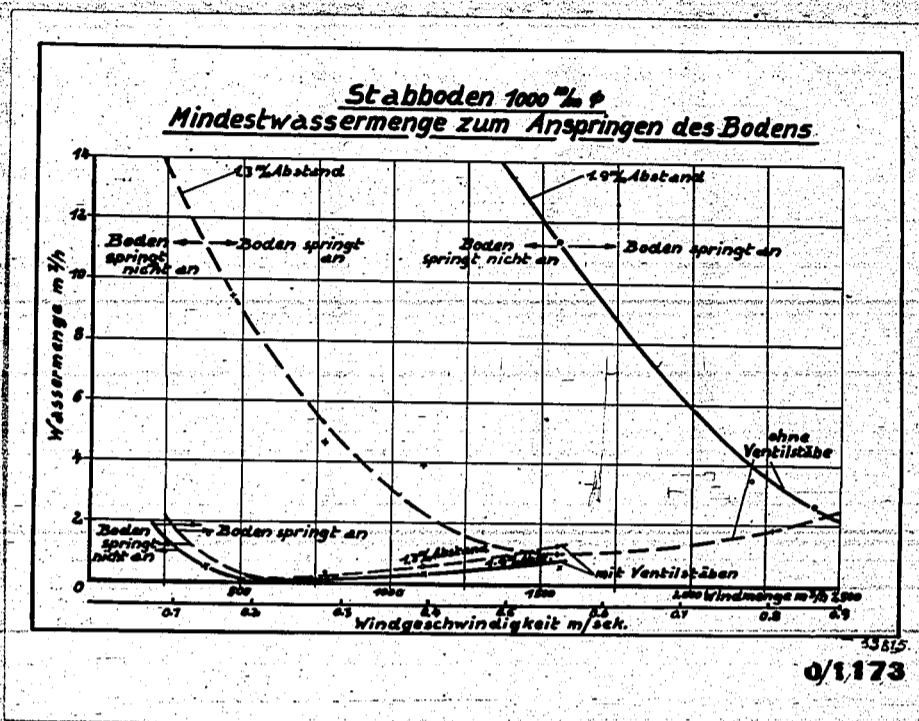


Abbildung 35  
Stabboden 1000 mm Ø, Mindestwassermenge zum Anspringen  
des Bodens in Abhängigkeit von der Windbelastung mit  
und ohne Ventilstäbe.

de und vielleicht der fünfte oder auch zehnte Boden dann trotzdem zum Arbeiten käme. Es bedeutet aber schon der Verlust der obersten Böden für den Austausch einen großen Nachteil bzw. einen Mehrverbrauch an Dampf. Der Einbau der Ventilstäbe stellt also auch in bezug auf das Anspringen und gleichmäßige Arbeiten der Kolonne einen ganz bedeutenden Vorzug dar.

Für den Boden mit 2,5 mm Abstand wurden diese Versuche nicht mehr durchgeführt, da besonders bei dem Boden ohne Stäbe das Anspringen nur mit einer so großen Flüssigkeitsmenge zu erzwingen gewesen wäre, wie sie für den Betrieb nicht in Frage kommt.

Das starke Wiederansteigen der Kurven im Bereich höherer Windgeschwindigkeiten ist durch das Lüberschleudern des Bodens zu erklären. Da der Boden nicht mit einem größeren Schutzring versehen war, wurde die hochgeschleuderte Flüssigkeit aus dem Boden ins Freie getragen. Bei einer ausgeführten Kolonne würde das Ansteigen der Kurve erst in dem Bereich erfolgen, wo auch in normalem Betrieb ein Leerblasen des Bodens erfolgt.

6. Abnutzung der Ventilstäbe.

178003197

Von wesentlichem Einfluß auf die Verwendbarkeit des Bodens mit Ventilstäben ist natürlich seine Abnutzung. Es interessiert die Frage, ob die Stäbe vom Boden abgehoben und durch das Gas in der Schwebe gehalten werden, oder ob sie im Betrieb dauernd auf den Boden zurückschlagen und dann großer Abnutzung unterworfen sind. Um dies Verhalten zu untersuchen, wurden einige Ventilstäbe gewogen und ihre Gewichtsabnahme im Laufe mehrerer Betriebsstunden gemessen. Das Ergebnis dieser Untersuchungen ist aus Zahlentafel 1 zu ersehen.

Versuch Nr.	Gew.d.Stäbe		Gewichts- abnahme	Versuchs- dauer	Gew.abnah- me/Jahr	Bemer- kungen
	v.d.Vers.	n.d.Vers.				
1	88,02 g	87,92 g	0,10 g	52 h	19,2 %	} Ven- til- stä- be.
1	88,70 g	88,58 g	0,12 g	52 h	22,8 %	
1	90,68 g	90,58 g	0,10 g	52 h	18,6 %	
1	90,39 g	90,26 g	0,13 g	52 h	24,2 %	
2	87,92 g	87,79 g	0,13 g	160 h	8,1 %	} Ven- til- stä- be.
2	88,58 g	88,40 g	0,18 g	160 h	11,1 %	
2	90,58 g	90,47 g	0,11 g	160 h	6,7 %	
2	90,26 g	90,07 g	0,19 g	160 h	11,5 %	
3*	66,75 g	66,62 g	0,13 g	138,5 h	12,3 %	} fest angeord- nete Vergl. stäbe
3	66,65 g	66,52 g	0,13 g	138,5 h	12,3 %	

Zahlentafel 1  
Gewichtsabnahme der Ventilstäbe 4 mm Ø.

Die 4 Stäbe zeigten nach den ersten 52 Betriebsstunden eine mittlere Abnahme von 0,13 Gewichtsprozent. Das würde eine jährliche Abnahme der Stäbe um etwa 21,2 Gewichtsprozent bedeuten. Dies Ergebnis war zuerst sehr wenig erfreulich. Es zeigte sich jedoch, daß die Stäbe kein metallisches Aussehen hatten, wie es der Fall wäre, wenn das Arbeiten infolge des Zurückschlagens auf den Boden erfolgen würde. Es war deswegen der Schluß naheliegend, daß der Gewichtsverlust durch Korrosion bedingt war. Die Stäbe wurden deswegen nochmals einem Versuch unterworfen und gleichzeitig 2 Schweißstäbe desselben Materials so in der sprudelnden Flüssigkeitsschicht befestigt, daß sie nur einem Korrosionsangriff, aber keiner mechanischen Abnutzung ausgesetzt

waren. Es ergab sich nun, daß sowohl die Ventilstäbe als auch die beiden Vergleichsstäbe im Laufe von 160 bzw. 138,5 Betriebsstunden mindestens den gleichen prozentualen Gewichtsverlust erlitten (Zahlentafel 1) und dabei die Gewichtsabnahme gegenüber dem ersten Versuch etwa auf die Hälfte zurückgegangen war. Da die kupferfarbige Oberfläche der Schweißstäbe bei dem ersten Versuch abkorrodierte, besteht die Wahrscheinlichkeit, daß dieselbe einer erhöhten Korrosion unterworfen ist. Bei den Vergleichsstäben war diese Schicht vor dem Einbau mit Schmirgelleinwand abgearbeitet worden. Die Versuche lassen erwarten, daß in einer Kolonne, die mit nichtkorrodierendem Medium gefahren wird oder die aus korrosionsbeständigem Material gebaut ist, eine Abnutzung der Ventilstäbe und der den Boden bildenden Rohre nicht eintritt.

D. Entwurf eines Bodens mit 1000 mm  $\phi$ .

Die bisherigen Versuche sagen noch nichts aus über das mit dem Stabboden erreichbare Verstärkungsverhältnis. Sie wurden gemacht, um die strömungstechnischen Eigenschaften des Bodens, die mit der Voraussetzung für eine gute Trennwirkung sind, zu erforschen. Da der Bau einer Versuchskolonne mit den neuen Böden unter den heutigen Verhältnissen sehr schwierig ist, haben wir zwei Böden zum Einbau in einem Wascher in Auftrag gegeben. Die Apparatur, die aus Aluminium besteht, ist aus Abbildung 36 zu ersehen und erhält bei 1000 mm  $\phi$  einen Stabboden aus Rohren von 25 mm ä.  $\phi$  und 2 mm Rohrabstand. Die beiden Böden sind denjenigen des Versuchsbodens ziemlich genau nachgebildet. In der Mitte erhält der Boden nochmals eine Versteifung durch einen Steg, um das Leerschleudern bei großen Windgeschwindigkeiten zu verbessern.

Auf der Abbildung 36 ist ferner eine Abdichtung des Bodens gegenüber der Wascherwand zu sehen, die in Leuna zum Zweck der Asbestersparnis entwickelt wurde. Während früher in dem Zwischenraum zwischen Boden und Kolonnenwand Asbest ausgestopft wurde, besteht die neue Dichtung aus einem federnden U-förmigen Metallring, dessen einer Schenkel sich gegen die Kolonnenwand und der andere gegen den Boden legt. Die besten Verhältnisse ergaben sich bei Verwendung eines Bleches von 0,5 - 0,75 mm Stärke und einer Schenkellänge von 20 mm bei einer Breite des auszufüllenden Ringraumes von 10 mm. Der Ring kann an einer Stelle offen sein und wird dann überlappt angeordnet. Der entstehende Spalt

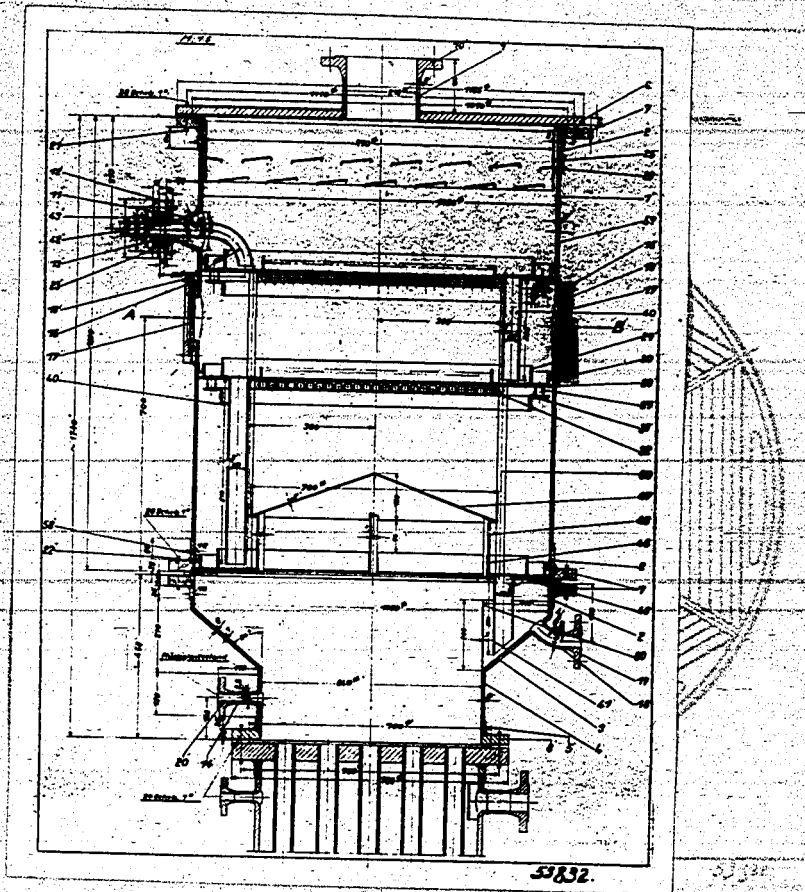


Abbildung 36  
Stabboden 1000 mm  $\varnothing$  für eine Waschapparatur.

dient gleichzeitig als Leerlauföffnung.

Das Einbringen eines derartigen Dichtungsringes erfordert etwa 1 Minute Zeit während das Abdichten mit Asbest bei sorgfältiger Arbeit etwa 2 Stunden in Anspruch nimmt.

E. Vorschlag für einen Boden mit großem Durchmesser.

Falls man einen großen Boden als Stabboden ausführen will, ist es, wie die Versuche zeigen, nicht zweckmäßig, Stäbe mit über 1 m Länge zu verwenden, da diese zu leicht in Schwingungen kommen und den Flüssigkeitsablauf stören.

Es ist dann richtiger, den Boden in eine Anzahl Bahnen mit kleiner Stablänge aufzuteilen und eine Anordnung, wie sie in Abbildung



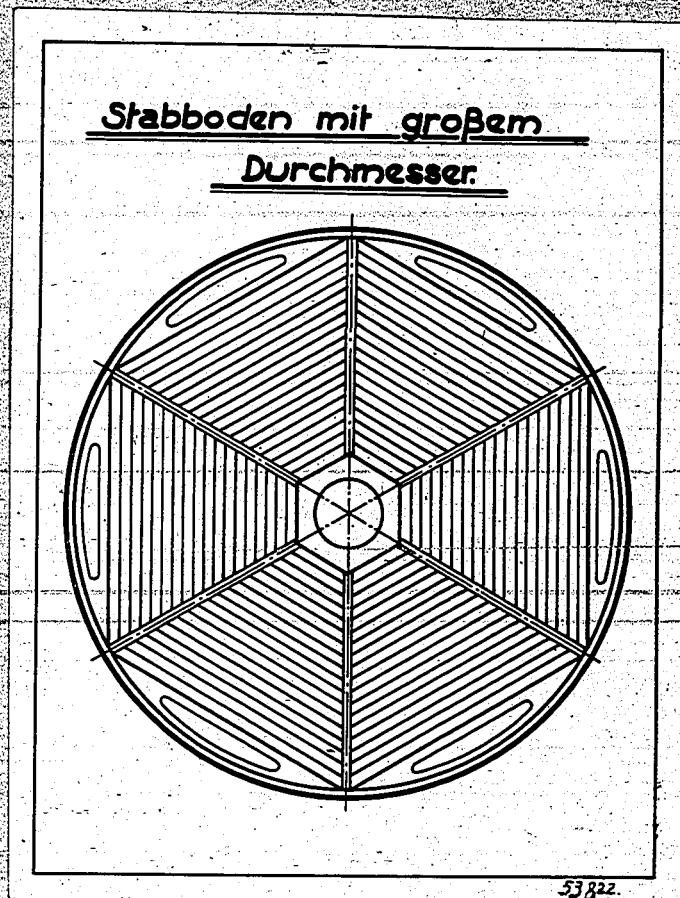


Abbildung 37  
Entwurf eines Stabbodens mit großem Durchmesser.

gezeichnet ist, auszuführen. Die Flüssigkeit wird bei diesem Boden innen aufgegeben, fließt nach außen und von dort auf den darunter liegenden Boden, wo sie von außen nach innen strömen muß.

Zusammenfassung:

Es wird über Versuche mit einem neuartigen Stabboden berichtet, der aus parallelen, in Abständen von etwa 2 mm verlegten Siederöhren von 25 mm  $\text{ä.}\phi$  besteht. Um den Belastungsbereich gegenüber einem normalen Siebboden zu erweitern, wurden in die entstehenden Schlitzte Ventilstäbe von 4 mm Durchmesser gelegt. Der Belastungsbereich des Bodens und der Druckverlust wurden eingehend untersucht und die optimalen Abmessungen ermittelt. Der Boden nähert sich in bezug auf die Belastbarkeit mit Gas weitgehend dem Glockenboden, während er die hohe Flüssigkeitsbelastung mit einem Siebboden gemeinsam hat.

3042-180VA

30/4.02

30/4.02

Bericht Nr.: 839 / II

Datum: 5.11.1942

Betrieb: Materialprüfung

Überschrift: Betrachtungen zur Berechnung von Hohlzylindern  
für hohen Innendruck bei hoher Temperatur und  
Vorschläge für eine wirklichkeitsnähere  
Rechnung.

Verfasser: Biegler

Exemplar 1

Zurück an Referate-Büro  
Me 24

Lehrsa Werke, den 1.12.1942

Berichtigungsblatt

zu den „Betrachtungen“ zur Berechnung von Hohlzylindern von H. Biegler vom 5.11.42.

- 1.) Seite 5 muß es in der dritten Formel über dem Bruchstrich  $\sigma_s$  statt  $\sigma$  heißen.
- 2.) Seite 5 ist in den beiden ersten Gleichungen vor den Ausdrücken in  $\sigma_s$  innerhalb der Klammer ein Minuszeichen zu setzen. Der Fehler hat sich bei der Umformung aus der bei Nádaí angegebenen Schreibweise eingeschlichen.

Nach Vornahme dieser Änderung ist die Fließbedingung beim Grenzstand für die Außenfaser erreicht, gilt aber gleichzeitig für den ganzen Querschnitt.

Es ist damit der erste Satz der Seite 6 ungültig geworden.

Die auf Seite 9 und 10 unter 2.) und 3.) gemachten Hinweise auf die Nádaí'sche Rechnung sind nunmehr in dem Sinne zu ändern, daß wohl die dem Kräftegleichgewicht entsprechende Lage nicht in der angegebenen Weise überschritten ist, dafür weisen die Spannungen sowohl in Längs- wie in Tangentialrichtung an der Innenfaser höhere Werte als außen auf, was bei hohen Durchmesser-Verhältnissen vor allem bei der Längsspannung sogar zu Druckspannungen auf der Innenfaser führen kann. Diese Tatsachen sind in dem Rahmen der hier gemachten Betrachtungen schwer vorstellbar, so daß die Nádaí'sche Rechnung nach wie vor unbefriedigend erscheint.

- 3.) In der Zusammenfassung ist auf Seite 16 unter 4 der Schluß des letzten Satzes zu streichen, „aber nicht die mittlere, sondern die an der Außenfaser dar.“
- 4.) Auf Seite 8 vierte Zeile muß es statt innen immer heißen.

AMMONIAKWERK MERSEBURG

Gesellschaft mit beschränkter Haftung

Materialprüfungsbetrieb Me 175

Wy/Bgl.

Betrachtungen zur Berechnung von Hohlzylindern für hohen Innendruck bei hoher Temperatur und Vorschläge für eine wirklichkeitsnähere Rechnung.

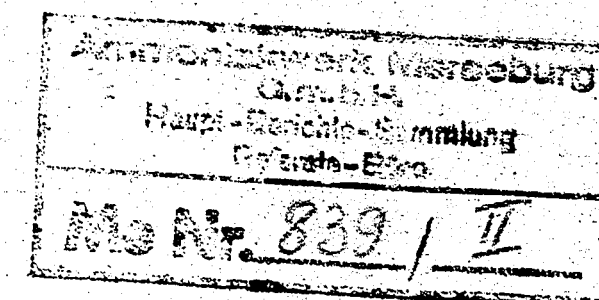
Von Dipl.-Ing. H. Biegler.

Inhalt:

I. Einleitung . . . . .	Seite 1
II. Allgemeine Betrachtungen über Verteilung von Spannungen und Beanspruchungen durch den inneren Überdruck . . . . .	" 2
III. Die Spannungen durch Temperaturdifferenzen . . . . .	" 3
IV. Anschauungen nach Nádaí für den bildsamen Zustand . . . . .	" 3
V. Wesen der bisherigen Rechnungsarten . . . . .	" 6
VI. Vorstellungen über die wirklichen Beanspruchungszustände im Rohr . . . . .	" 7
VII. Vorschläge für eine wirklichkeitsnähere Rechnungsart . . . . .	" 8
VIII. Die Festigkeitstheorien und der Grenzzustand . . . . .	" 11
IX. Die Frage der Verformungsgrenze des Werkstoffes . . . . .	" 12
X. Die Sicherheit . . . . .	" 12
XI. Versuche . . . . .	" 15
XII. Zusammenfassung . . . . .	" 16

Anhang:

Formelzusammenstellung vom 7. 10. 1942.



Leuna Werke, den 5. November 1942 D.

## I. Einleitung.

Bei der Berechnung der Hochdruckrohre ist als Maßstab für ihre mechanische Beanspruchung durch den inneren Überdruck nicht die Tangentialspannung allein maßgebend, sondern es muß bei höheren Drücken auch den beiden anderen Hauptspannungen vor allem der Radialspannung Rechnung getragen werden. Für die Beurteilung der zusammengesetzten Wirkung der 3 Hauptspannungen gibt es 3 Theorien. Bei der Dehnungstheorie und der Gestaltänderungstheorie werden alle drei Hauptspannungen berücksichtigt, bei der Schubspannungstheorie spielt nur der Unterschied der größten und der kleinsten Hauptspannung eine Rolle. Der Einfluß der mittleren Hauptspannung bleibt unberücksichtigt. Diese der gegenseitigen Beeinflussung der Hauptspannung rechnungstragenden Festigkeitstheorien gelten theoretisch nur für den elastischen Verformungsbereich. Während früher viel mit der Schubspannungstheorie (Mohr) vor allem für plastische Werkstoffe gerechnet wurde, ist später die Dehnungstheorie (Bach) und in neuester Zeit die Gestaltänderungs-Energie-Hypothese (Huber, Hencky, Mises), im folgenden G.E.H. genannt, angewendet worden. So sind die Hochdruckrohre und Mäntel in der I.G. erst nach Bach und dann später nach G.E.H. berechnet worden, nachdem vor allem Prof. Siebel diese Formeln für praktische Rechnungen in Gutachten bevorzugt hat. Maßgebend für die Wahl dieser Rechnungsweise waren die Versuche von Lode<sup>x)</sup> über den Einfluß der mittleren Hauptspannung auf das Fließen der Metalle. Diese Versuche sind nur mit dünnwandigen Rohren durchgeführt worden, für die Verhältnisse bei dickwandigen Rohren sind bisher noch keine Versuchsunterlagen aus der Literatur bekannt geworden.

Als Unterlage für die Rechnung liegen bei uns vor:

- 1.) „Grundsätze zur Berechnung der Wandung von nahtlosen Hohlzylindern auf Belastung durch ruhenden Innendruck.“ Von Obering. Koch, Lu vom 14. Aug. 1937, im folgenden „Grundsätze“ genannt.
- 2.) „Richtlinien für die Berechnung von Hochdruckapparaten“ (streng vertraulich) von Obering. Berger, Lu vom 5. Juli 1939, im folgenden „Richtlinien“ genannt.
- 3.) Kurvenblatt: Berechnung von Hochdruckrohren, Lu vom 8.4.1942 Stand April 1942.

In den „Grundsätzen“ sind (neben der Dampfkesselformel) die Rechnungen nach Bach und G.E.H. beide behandelt, die letztere aber als die richtigere herausgestellt. Die später erschienenen „Richtlinien“ berücksichtigen nur noch die G.E.H.-Rechnungen.

X) V.D.I.-Forschungshft Nr. 103 (1928)

II. Allgemeine Betrachtungen über Verteilung von Spannungen und Beanspruchungen durch den inneren Überdruck.

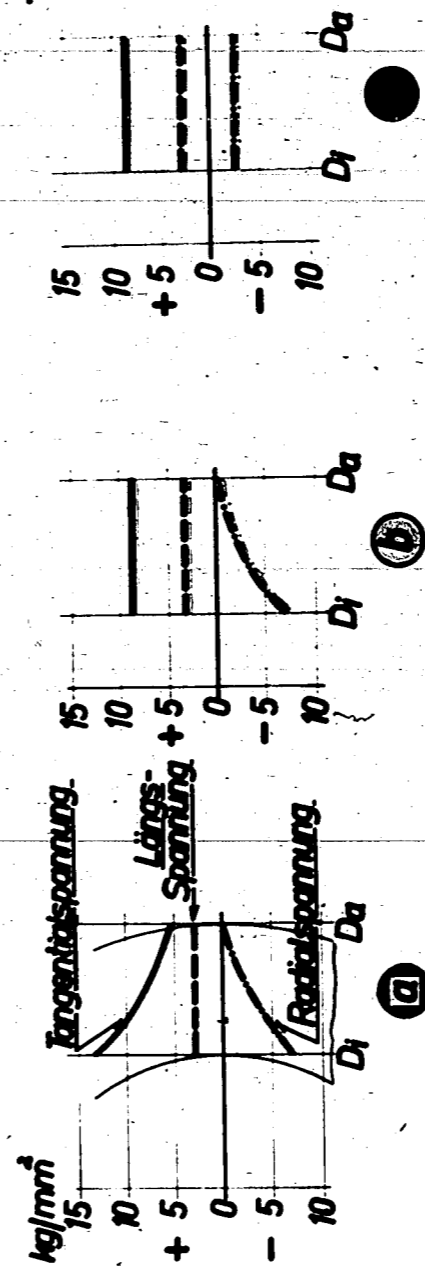
Die Verteilung der Beanspruchung innerhalb der Wand ist für einen 700 atü-Hohlzylinder in der beifolgenden Anlage 1 für die drei Theorien dargestellt. Zunächst sind nur die schwarzen Linien zu betrachten, die für die Rechnung kalter Apparate Geltung haben. Aus den drei Hauptspannungen sind die Beanspruchungen errechnet worden. (Die einzelnen Formeln sind der beiliegenden Zusammenstellung von Formeln vom 7. Oktober zu entnehmen. Im folgenden wird noch auf einzelne dieser Formeln mit ihrer Nummer hingewiesen werden.) Die Wahl der Rechnung nach G.E.H. hat bisher bei kalten Apparaten bei den gewählten Sicherheiten zu keinerlei Schwierigkeiten geführt. (Sie erfolgt nach Formel 18.)

Unsicherheiten treten erst bei der Berechnung für hohe Temperaturen auf. Wandstärkenverdickung über die an sich schon hohen Durchmesserverhältnisse bringen keine nennenswerten Beanspruchungsverminderungen, jedenfalls müßten sie mit verhältnismäßig viel Materialaufwand erkauft werden. Würde man nach den üblichen Formeln rechnen, so ist auch bei unendlich dicker Wand eine Grenze gesetzt, wenn die Verformungsgrenze des Werkstoffes tiefer als etwa der doppelte Wert des inneren Überdruckes liegt. (Nach Mohr:  $2 \cdot p_i$ , nach Bach und G.E.H.:  $\sqrt{3} \cdot p_i$ ); die Beanspruchung wird dann größer als das Widerstandsvermögen des Werkstoffes gegen Fließen. Für die Wahl eines höherwertigen Werkstoffes sind meistens auch Grenzen gesetzt, und, um daher überhaupt zu brauchbaren Dimensionen zu kommen, muß man unter Umständen bewußt eine plastische Verformung zulassen.

Der Einfluß plastischer Verformungen ist bisher in der Rechnung dadurch berücksichtigt worden, daß man oberhalb einer bestimmten Temperatur einen Ausgleich der rechnerischen Beanspruchungen also eine gleichmäßige Verteilung der Beanspruchung durch die ganze Wand angenommen hat. Das setzt voraus, daß auch alle drei Hauptspannungen über der Wand ausgeglichen sind, wie es die roten Linien der Anlage 1 angeben. Die Längsspannung ist von vornherein ausgeglichen, von der Tangentialspannungsverteilung kann man sich das auch ohne weiteres vorstellen. Unmöglich ist aber ein Ausgleich der Radialspannungsverteilung. Solange ein Rohr den Innendruck zu halten vermag, ist auch bei den höchsten Temperaturen die Radialspannung innen gleich dem Innendruck und fällt nach außen auf den Wert Null ab. Es ergeben sich die in Anlage 1 mit grüner Farbe gekennzeichneten Verhältnisse. Die Werte der rechnerischen Beanspruchung am Innenrand sind also in allen Fällen höher als die am Außen-

Anlage 1

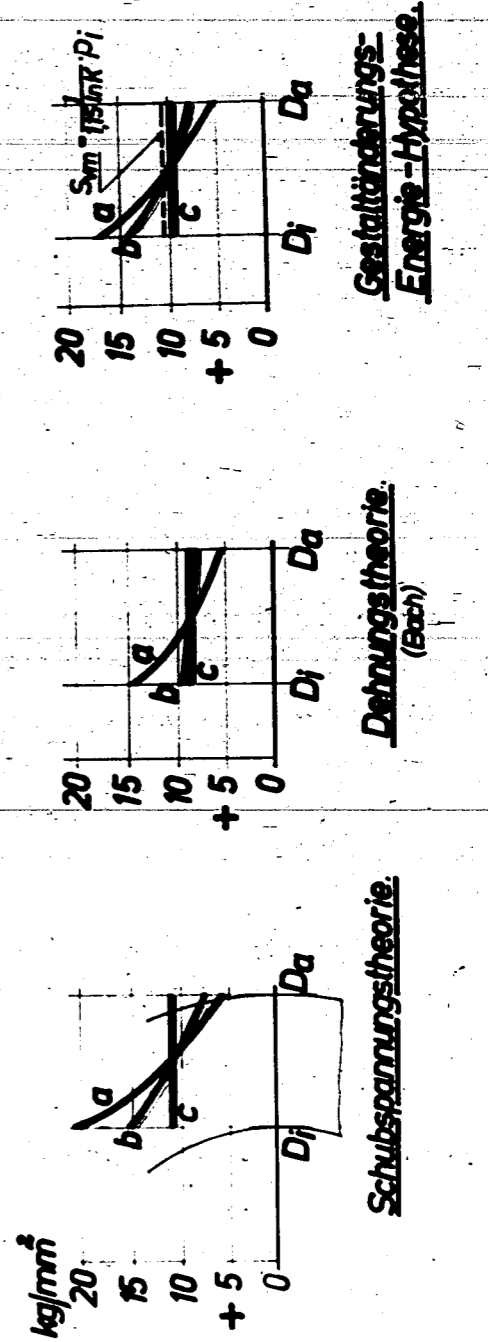
Die drei Hauptspannungen.



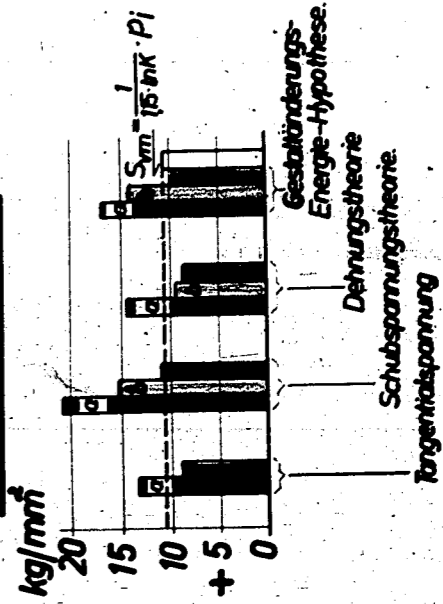
Beanspruchungszustände.

- Ⓐ ohne Ausgleich v. Tangential- u. Radial-Spannungen.
- Ⓑ mit ausgeglichener Tangential-Spannung.
- Ⓒ mit ausgeglichener Tangential- u. Radialspannung.

Die Beanspruchungen.



Vergleich der Beanspruchungen an der Innenfaser.



Beanspruchungsverhältnisse für einen 700 atü Hohlzylinder.

AWM

Materialprüfung  
Me 175.

r a n d. Da man gewöhnt ist als Maß der Beanspruchung die höchste auftretende einzusetzen, rechnet man bei Annahme eines vollen Ausgleiches grundsätzlich zu günstig. Der in der Anlage 1 noch angegebene Wert

$$S_{ym} = \frac{1}{115 \ln K} P_i$$

hat eine besondere Bedeutung, die im Abschnitt V behandelt ist.

III. Die Spannungen durch Temperaturdifferenzen.

Die durch eine Temperaturdifferenz innerhalb der Wand entstehenden Spannungen sind als Tangentialhauptspannungen anzusprechen und als solche den Tangentialhauptspannungen, die sich aus dem Innendruck ergeben, zuzuzählen. Diese Summe ist dann mit den beiden anderen Hauptspannungen zur Beanspruchung zusammzusetzen. Die Auswirkungen der Temperaturspannungen in Längsrichtung muß, da sie schwer erfaßbar ist, vernachlässigt werden.

Für den Fall, eines vollen Ausgleiches der Tangentialspannung ist der Anteil der Temperaturspannungen natürlich auch auszugleichen. Temperaturspannungen innerhalb der Wand, bzw. die ihnen zugeordneten Kräfte, stehen im Gleichgewicht, (sie sind bei Außenheizung auf der Innenseite positiv, auf der Außenseite negativ, bei Innenheizung umgekehrt). Ihr Mittelwert ist Null, d.h. die Beanspruchung durch Temperaturdifferenzen innerhalb der Wand kann für den Fall des Ausgleiches der Tangentialspannungen rechnerisch vernachlässigt werden.

IV. Anschauungen nach Nadai für den bildsamen Zustand.

Als Unterlage für die rechnerische Erfassung der Zustände bei plastischer Verformung, die auf dem Stand der neuesten Erkenntnisse steht, kann das Buch von Nadai: „Der bildsamen Zustand der Werkstoffe“ x) angesehen werden. Aus den Grundanschauungen dieses Buches ist hervorzuheben, daß auch Platzwechselforgänge bei den Atomen nach genügend langer Zeit sich durch Fließen und Rekristallisation bemerkbar machen. Der stationäre plastische Massenfluß ist ein Gleichgewichtszustand, bei dem die Änderung der Gestalt klein ist, die bleibenden Anteile der Verformung aber so groß sind, daß die elastischen Dehnungsanteile vernachlässigt werden dürfen. Alle Spannungszustände, unter denen sich solche plastischen Zustände ausbilden können, lassen sich in einem rechtwinkligen Koordinatensystem durch eine Fläche:

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = 0$$

x) Verlag Springer 1927.

die sogenannte Fließgrenzfläche, darstellen. Die genaue Lage dieser Fläche ist bedingt durch die Fließgrenze des Werkstoffes bei reiner Zugbeanspruchung.

Während also die Rechnungen der elastischen Festigkeitslehre die Fließgrenze nicht anwenden, ist dies in der Plastizitätslehre der Fall. Die Formeln der elastischen Festigkeitslehre geben uns eine allgemein gültige Abhängigkeit von Spannungen bzw. Beanspruchungen von den angreifenden Kräften, die Formeln der Plastizitätslehre bringen uns den Zusammenhang von Spannung bzw. Beanspruchung mit den außen angreifenden Kräften und der Verformungsgrenze des Werkstoffes auf Zug.

Auch in der Plastizitätslehre kann nach verschiedenen Theorien gerechnet werden. Als brauchbarste wird auch von Nadai die G.E.H. anerkannt. Die allgemeine Formel für die Fließgrenzfläche nach G.E.H. lautet:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2 \cdot \sigma_s^2$$

wobei  $\sigma_s$  die Verformungsgrenze des Werkstoffes ist.

Die Entwicklung der Formeln für das dickwandige Rohr ist nur mit verschiedenen Annahmen möglich. In dem Buch von Nadai ist dies in Abschnitt 28 auf Seite 134 und 135 durchgeführt. Nach den Bedingungen des unveränderlichen Körpervolumens gilt:

$$\varepsilon_t + \varepsilon_r + \varepsilon_z = 0$$

wobei die drei Größen die Dehnungen in Tangential-, Radial- und Längsrichtung bedeuten. Es wird nun, um überhaupt zu einem Rechnungsergebnis zu kommen, angenommen, daß die Längsdehnung = Null sei, damit wird:

$$\varepsilon_r = -\varepsilon_t$$

Zusammen mit der oben angegebenen allgemeinen Fließbedingungen nach G.E.H. erhält man die Fließbedingungen des Rohres unter diesen vereinfachenden Annahmen in der Form:

$$\sigma_t - \sigma_r = \pm \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}}$$

Wenn nun weiter gemäß der in Abschnitt II gestellten Forderungen für die Außenfaser:  $\sigma_r = 0$  ist, so ergeben sich folgende Gleichungen für die Spannungen:

$$\sigma_t = + \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}} \left( \ln \frac{D_a}{D_x} + 1 \right) \quad \sigma_z = + \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}} \left( \ln \frac{D_a}{D_x} + \frac{1}{2} \right)$$

$$\sigma_r = - \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}} \cdot \ln \frac{D_a}{D_x}$$

worin  $D_x$  einen beliebigen Durchmesser zwischen  $D_i$  und  $D_a$  bedeutet.

$$\text{Für die Innenoberfläche wird: } \frac{D_a}{D_x} = \frac{D_a}{D_i} = K,$$

$$\text{für die Außenoberfläche: } \frac{D_a}{D_x} = 1 \quad \text{und damit } \ln \frac{D_a}{D_x} = 0$$

Es wird also für den Außendurchmesser:

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}}$$

und das ist der Ausdruck für die Fließbedingungen am Außenrand. Die allgemeine Formel für die Fließbedingungen lautete ja:

$$\sigma_t - \sigma_r = \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}}$$

und für den Außendurchmesser ist  $\sigma_r = 0$ , damit wird:

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}}$$

Wenn also die Tangentialspannung den obenstehenden Ausdruck am äußeren Durchmesser erreicht, ist damit auch der geschilderte Gleichgewichtszustand des plastischen Massenflusses erreicht. Rechnet man aus den drei Hauptspannungen am Außenrand die Beanspruchung nach G.E.H. aus der allgemeinen Formel (Abschnitt IV der Formelsammlung), so ergibt sich genau der Wert, der in die obigen Gleichungen eingesetzten Verformungsgrenze des Werkstoffes für Zug, nämlich  $\sigma_s$ . Daraus ergibt sich für das dickwandige Rohr: Der Grenz-Gleichgewichtszustand des plastischen Fließens ist erreicht, wenn die Beanspruchung an der Außenfaser die Verformungsgrenze des Werkstoffes erreicht hat.

Auch bei Nadai ergibt sich die in Abschnitt II als Notwendigkeit betonte Tatsache, daß die an den Hauptspannungen errechnete Beanspruchung an der Innenfaser höher liegt als an der Außenfaser (s. unsere Anschauung S. 2).

Unbefriedigend an dem Nadaischen Rechnungsgang ist die auf Grund der vereinfachenden Annahmen sich ergebende Höhe von Tangential- und Längsspannung, auf die im Abschnitt VII eingegangen wird. Erwähnt sei, daß bei der Entwicklung der Gleichungen der Plastizitätslehre weder die Verfestigung, noch etwa die Wirkung noch vorhandener elastischer Spannungsanteile berücksichtigt worden sind.

Die aus den oben angeführten Gleichungen entwickelte Formel für den „Fließdruck“:

$$P_f = \frac{2 \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}} \cdot \ln K$$

hat in der Berechnung der Geschützrohre <sup>x)</sup> Anwendung gefunden, bei denen eine Beanspruchung in Längsrichtung nicht die Rolle spielt, wie bei den Mänteln und Hochdruckrohren unter innerem Überdruck.

V. Wesen der bisherigen Rechnungsarten.

Nach den „Grundsätzen“ ist nach den dort angegebenen Gleichungen 6, 7 und 8 ein voller Ausgleich aller drei Hauptspannungen angenommen, entspricht also den roten Linien der Anlage 1. Die Spannungen sind nach der allgemeinen Gleichung der G.E.H. (Gleichung 9 der „Grundsätze“) zur Beanspruchung zusammengesetzt worden. Es wird also am Außen- und Innenrand eine gleich große Beanspruchung angenommen.

Die in den „Richtlinien“ angeführte Beanspruchung:

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{115 \cdot \ln K} \cdot P_i$$

ist als mittlere planimetrische Beanspruchung in der dort beigegebenen Anlage gekennzeichnet und auch bislang von uns als solche angesprochen worden. Es bestand auch kein Grund dies anzuzweifeln, da sie sich in einem glaubhaften Verhältnis zwischen den Werten von  $\sigma_{vi}$  und  $\sigma_{va}$  (gleichbedeutend mit den Werten nach Formeln 18 und 23) bewegt. Es ist damit auch angenommen worden, daß die Beanspruchungen innen und außen gleich sind. Bei näherem Hinsehen stellt sich aber heraus, daß dieser Ausdruck  $\sigma_{vm}$  die Außenbeanspruchung nach den im Abschnitt IV geschilderten Rechnungsweise für den Grenz Zustand des plastischen Fließens ist:

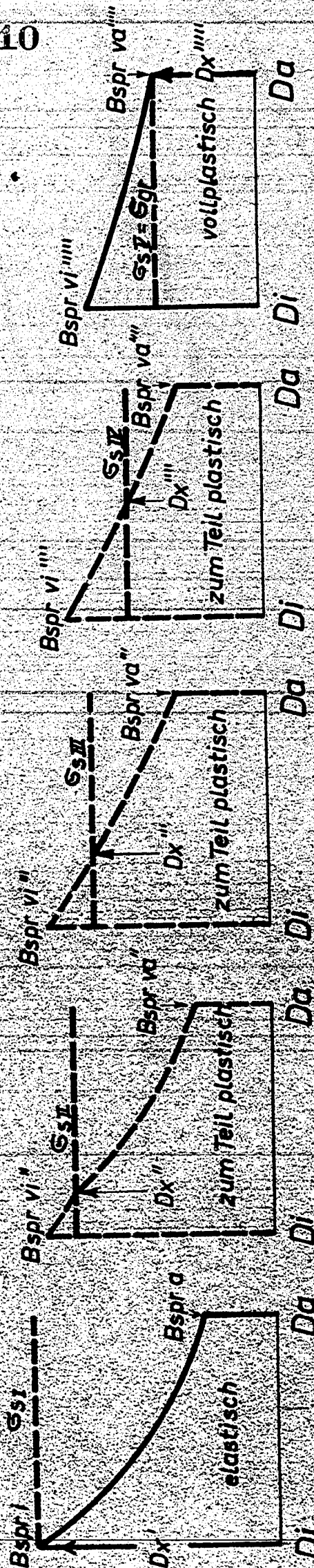
x) W. Schwinnig, „Konstruktion und Werkstoff der Geschützrohre und Gewehr-läufe“, VDE-Verlag 1934.

Anlage 2

Schematische Darstellung des Beanspruchungsverlaufes in einem Hochdruckzylinder mit sinkender Verformungsgrenze (z. B. durch steigende Temperatur) vom rein elastischen bis zum vollplastischen Verhalten.

$$P_i = \text{const.}$$

$$K = \text{const.}$$



Zustand: I

II

III

IV

V

berechenbar und allgemein gültig wenn  $\sigma_i > \sigma_{vi}$

der Rechnung nicht zugängliche Zwischenzustände

berechenbarer Grenzzustand des beginnenden Fließens



$$p_f = \frac{2 \cdot G_s}{\sqrt{3}} \cdot \ln K$$

$$G_s = \frac{\sqrt{3} \cdot p_f}{2 \cdot \ln K} = \frac{1}{1,15 \cdot \ln K} \cdot p_i ; \text{ für } p_i = p_f$$

Es ist also die Verformungsgrenze des Werkstoffes für das Durchfließen errechnet worden und damit gleichzeitig die äußere Beanspruchung für diesen Grenzzustand.

VI. Vorstellungen über die wirklichen Beanspruchungszustände im Rohr.

Der Übergang vom elastischen zum plastischen Fließzustand, z.B. durch zunehmende Temperatur, soll an Hand der Anlage 2 erläutert werden.

Im kalten Zustand z.B. ist der Verlauf der Beanspruchung über den Querschnitt eine eindeutige Funktion vom Betriebsdruck  $p_i$ , sofern die Verformungsgrenze über der höchsten berechneten Beanspruchung liegt. Das ist in der Anlage 2 der Zustand I; die Beanspruchungskurve verläuft zwischen Bspr i und Bspr a (siehe Formelzusammenstellung). Mit sinkender Verformungsgrenze des Werkstoffes beginnen bei konstantem Druck die plastischen Verformungen und damit die Änderungen des Beanspruchungsverlaufes. Die Zustände II, III und IV lassen sich rechnerisch schwer erfassen, jedenfalls weder mit den in der Zusammenstellung angegebenen Gleichungen, noch mit den Gleichungen des Abschnittes IV. Bei den plastischen Zuständen werden durch Änderung des Verhältnisses

$$\frac{G_s}{p_i}$$

die Fließbedingungen und die Beanspruchungsbilder verändert. Da bei diesen Zuständen eine Gleichgewichtsbeziehung zwischen drei Größen, nämlich dem Innendruck, der Beanspruchung und der Verformungsgrenze besteht, ist es nicht einfach sich die Beanspruchungsverhältnisse vorzustellen. Als erschwerend für diese Vorstellungen kommen noch die Möglichkeiten der Verfestigung und damit Änderungen der ursprünglichen Verformungsgrenze und das Auftreten elastischen Spannungen durch das Vorhandensein elastischer Verformungsanteile hinzu, von dem Einfluß des Wasserstoffes auf das mechanische Widerstandsvermögen des Werkstoffes ganz zu schweigen.

In den vorangegangenen Abschnitten ist gezeigt worden, daß sowohl bei den halbplastischen Zuständen II-IV, als auch beim vollplastischen Zustand V die Beanspruchung auf der Innenfaser stets höher ist als auf der Außenfaser. Die Verformungsgrenze kann also für alle diese Zustände innen nur in einem bestimmten Durchmesser  $D_x$  mit der Beanspruchung zusammenfallen. Wird  $D_x = D_a$ , dann ist der plastische Grenzzustand erreicht. Von da ab beginnt das Fließen im ganzen Querschnitt. Beim Senken der Verformungsgrenze von  $\sigma_s^I$  nach  $\sigma_s^V$  ändert sich der Beanspruchungsverlauf stetig vom Zustand I zum Grenzzustand V.  $D_x$  wandert von  $D_i$  nach  $D_a$ . Bei weiterem Senken der Verformungsgrenze beginnt das Rohr zu fließen, das Beanspruchungsbild bleibt aber solange bestehen, solange das Rohr den inneren Druck zu halten vermag oder die dauernd zunehmenden bleibenden Verformungen nicht zu einer zu großen Gestaltänderung geführt haben.

Bei diesem stetigen Übergang vom elastischen über die plastisch-elastischen Zustände bis zum vollplastischen Fließen sinkt die innere Beanspruchung  $B_{spr}$  stetig auf den Wert  $B_{spr}^V$  des Grenzzustandes V für das beginnende Fließen. Die durch den Überdruck im Rohr erzeugten Kräfte werden jetzt nicht mehr von elastischen Spannungen im Innern der Rohrwand aufgenommen, sondern von dem Verformungswiderstand, der bei dem dauernden langsamen Fließen des Rohres entsprechend der Definition der Dauerstandfestigkeit dauernd überwunden werden muß. Dieser Widerstand ist über dem Querschnitt des Rohres keineswegs gleichmäßig verteilt, sondern an der inneren Oberfläche wegen der dort erforderlichen größeren Fließgeschwindigkeit entsprechend größer.

#### VII. Vorschläge für eine wirklichkeitsnähere Rechnungsart.

In den vorhergehenden Abschnitten ist die Vorstellung geschildert worden, die man sich von dem Verlauf der Beanspruchung heißer Rohre machen kann. Die uns zur Verfügung stehenden quantitativen Grundlagen für die Berechnung sind aber noch reichlich unsicher. Die Frage der einzusetzenden Verformungsgrenze und des Sicherheitswertes soll in den späteren Abschnitten untersucht werden. In dem folgenden soll nur die Frage der Beanspruchungsrechnung behandelt werden. Fest steht, daß es sich hier um Zustände handelt, die eine besondere Art der Berechnung erfordern. Die bekannte Art, daß man die Beanspruchung allein als Funktion von Druck und Durchmesser Verhältnis errechnet, ist hier nicht anwendbar, sondern es besteht nur die Möglichkeit einen Innendruck für einen bestimmten Grenzzustand aus Rohrabmessung und Verformungsgrenze des Werkstoffes zu errechnen, und zwar den für die vorhandene Rohrabmessung und den vorhandenen Werkstoff geltenden sogenannten Fließdruck. Wenn man für diesen Zustand die Beanspruchungsverteilung ausrechnet, so ist diese kein Maß für die Beanspruchungsverteilung beim Betriebsdruck. Um nun einen Zusammenhang mit dem Be-

triebsdruck zu bekommen kann man so verfahren, daß nicht der Fließdruck für die vorhandene Verformungsgrenze, sondern diejenige Verformungsgrenze errechnet wird, die bei dem gegebenen Betriebsdruck den der Rechnung zugänglichen Gleichgewichtszustand erreichen läßt. Für diesen Grenzzustand unter Betriebsdruck können die Beanspruchungen innen und außen festgestellt werden und zur vorhandenen Verformungsgrenze in Beziehung gebracht werden.

Nach den früheren Feststellungen (Abschnitt IV und VI) gilt für den Grenzzustand:

I.) Der stationäre plastische Gleichgewichtszustand liegt vor, wenn die für diesen Zustand errechnete Beanspruchung der Außenfaser gleich der Verformungsgrenze des Werkstoffes ist

Außerdem soll folgender Grundsatz eingehalten werden:

II.) Die Größe und Verteilung der Hauptspannungen steht auch im plastischen Gebiet im Gleichgewicht mit der entsprechenden sich aus dem inneren Überdruck ergebenden Kraft.

Dieser Satz hat für jede Hauptspannung für sich unabhängig von der anderen Geltung.

Danach ergibt sich zusammen mit den früheren Überlegungen:

- 1) Die Radialspannung bleibt in ihrer Größe und Verteilung gegenüber dem elastischen Zustand unverändert:

$$\sigma_{ir} = -p_i = \frac{1-K^2}{K^2-1} \cdot p_i \text{ (Formel 5)}; \quad \sigma_{ar} = 0$$

Diese Feststellung hat auch Nádai bei der Aufstellung seiner Gleichungen als Tatsache hingenommen.

- 2) Die Längsspannung bleibt in ihrer gleichmäßigen Verteilung und Größe gegenüber dem elastischen Zustand unverändert.

$$\sigma_{lp} = \frac{1}{K^2-1} \cdot p_i \text{ (Formel 4)}$$

Nach den Nádaischen Gleichungen ergibt sich eine verschieden hohe Längsspannung innen und außen, der Mittelwert liegt weit über dem Wert, der sich aus dem Verhältnis von Achsialkraft und Ringquerschnitt des Zylinders ergibt. Diese Abweichung ist auf die die Rechnung vereinfachenden Annahmen zurückzuführen.

- 3) Die aus der Summe der Tangentialspannungen sich ergebende Gesamtkraft muß mit dem Produkt  $p_i \cdot D_i$  im Gleichgewicht stehen. Es soll hier der Tangentialspannungsverlauf gegenüber dem im elastischen Zu-

stand als vollausgeglichen angenommen werden.

$$\sigma_{mit} = \sigma_{it} = \sigma_{at} = \frac{K+1}{K^2-1} p_i \quad (\text{Formel 2})$$

Bei Nádai ergibt sich auch für die Tangentialspannung ein ähnlicher unausgeglichener Verlauf wie bei der Längsspannung, das Mittel dieses Verlaufes liegt höher als den Gleichgewichtsbedingungen entspricht.

Die neue Rechnung für den plastischen Zustand soll wie für die kalten Apparate nach G.E.H. durchgeführt werden.

Aus den oben für den Grenzfall  $B_{spr\ va} = \sigma_s$  festgelegten Hauptspannungen läßt sich dann die äußere Beanspruchung wie folgt ableiten: Die allgemeine Formel lautet:

$$B_{spr} = \frac{\sqrt{(\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2}}{2}$$

für den Grenzfall gilt:

$$B_{spr\ va} = \frac{\sqrt{(\sigma_{mit} - \sigma_l)^2 + (\sigma_l)^2 + (-\sigma_{mit})^2}}{2}$$

$$= \frac{p_i}{K^2-1} \sqrt{\frac{(K+1-1)^2 + (1)^2 + (-K-1)^2}{2}}$$

$$= \frac{p_i}{K^2-1} \sqrt{K^2 + K + 1}$$

Der Wurzelwert weicht zahlenmäßig von dem entsprechenden Wert der Formel der Dehnungstheorie:  $(K + 0,7)$  in der Formel 16<sup>x)</sup> je nach dem Durchmesser Verhältnis verschieden ab. Der Unterschied ist aber so gering, daß man wegen der

x) Die Ableitung der Formel für die Dehnungstheorie:

$$B_{spr} = \sigma_t - \frac{\sigma_l + \sigma_r}{m} ; m = 3,33$$

$$B_{spr\ va} = \sigma_{mit} - \frac{\sigma_l}{m}$$

$$= \frac{K+1-\frac{1}{m}}{K^2-1} \cdot p_i = \frac{K+0,7}{K^2-1} \cdot p_i$$

Einfachheit dieses Ausdruckes mit genügender Genauigkeit auch für G.E.H. rechnen kann:

$$B_{spr\ va} = \frac{K+0,7}{K^2-1} p_i = \sigma_s \quad I) \quad *)$$

Die Ableitung der Formel für  $B_{spr\ vi}$  führt nach G.E.H. zu keinem einfachen Ausdruck. Die aus den Einzelspannungen mit Hilfe der allgemeinen Formel errechneten Zahlenwerte sind aus der Zusammenstellung, Formel 19 und 22 und aus den Anlagen 3 und 4 zu entnehmen. Das Verhältnis  $B_{spr\ va} / B_{spr\ vi}$  ist für verschiedene Werte von  $K$  errechnet und in der Anlage 5 aufgetragen worden. Aus diesem Blatt ergibt sich die bemerkenswerte Tatsache, daß für G.E.H. folgende einfache Beziehung gilt (das gleiche trifft für die Schubspannungstheorie zu):

$$\frac{B_{spr\ vi}}{B_{spr\ va}} = K$$

und daraus:

$$B_{spr\ vi} = K \cdot B_{spr\ va} = K \sigma_s \quad II)$$

Dieser Ausdruck ist gleichbedeutend mit der Formel 19.

Sind die Abmessungen und der Werkstoff gegeben, so kann der „Fließdruck“ für den Grenzzustand  $B_{spr\ va} = \sigma_s$  aus der abgewandelten Gleichung I ermittelt werden.

$$p_f = \sigma_s \frac{K^2-1}{K+0,7} \quad III)$$

#### VIII. Die Festigkeitstheorien und der Grenzzustand.

Von den drei Festigkeitstheorien berücksichtigen nur Bach (Dehnungstheorie) und G.E.H. die mittlere Hauptspannung, in diesem Falle die Längsspannung. Wenn man den Grenzzustand  $B_{spr\ va} = \sigma_s$  nach den verschiedenen Theorien rechnet, so ergeben sich folgende Unterschiede bzw. Zusammenhänge (siehe Anlage 4 und 5):

\*) Diese Formel ist in ihrer Bedeutung der nach Nadaiischen Voraussetzungen errechneten Formel gleichzusetzen (Formel 21):

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{1,15 \cdot \ln K} p_i$$

Die Werte für  $B_{spr\ va}$  unterscheiden sich nur wenig voneinander und kommen der ausgeglichenen Tangentialspannung (in den Anlagen zur Unterscheidung von der Schubspannung mit Tangential-Normalspannung bezeichnet) sehr nahe.  $B_{spr\ va}$  nach der Schubspannungstheorie ist der ausgeglichenen Tangentialspannung  $S_{p\ mit\ t}$  gleich (Formel 2 und 11). Die inneren Beanspruchungen  $B_{spr\ vi}$  unterscheiden sich stark voneinander. Das Verhältnis  $B_{spr\ vi} : B_{spr\ va}$  ist in der Anlage 5 aufgetragen. Auf den für G.E.H. und Schubspannungstheorie geltenden einfachen Zusammenhang mit dem Durchmesser-Verhältnis ist schon hingewiesen worden; für die Dehnungstheorie gilt die Beziehung:  $B_{spr\ vi} = 0,55 \cdot k \cdot B_{spr\ va}$ . Hingewiesen sei noch auf die gute Übereinstimmung zwischen den Werten von  $B_{spr\ vi}$  nach G.E.H. (Formel 19) und der unausgeglichenen Tangentialspannung am Innenrand:  $S_{p\ i\ t}$  (Formel 1). Der im Abschnitt VII aus Zweckmäßigkeitsgründen gefaßte Entschluß nach G.E.H. zu rechnen, erfährt eine Stütze durch die angeführten Übereinstimmungen mit der Schubspannungstheorie, die für die Fließvorgänge vorstellungsmäßig viel für sich hat.

#### IX. Die Frage der Verformungsgrenze des Werkstoffes.

Für den Grenzzustand des beginnenden Fließens könnte man bei Raumtemperatur als Verformungsgrenze die Streckgrenze wählen. Streng genommen wird sie den Gedanken der Plastizitätslehre nur dann gerecht, wenn sie eine ausgesprochene Fließgrenze wie bei weichem Flußstahl ist. Schon die Werkstoffe, bei denen eine 0,2%-Grenze bestimmt werden muß, gehorchen diesen Gesetzen nur annähernd. Bei hohen Temperaturen besteht in dieser Richtung eine weitere Unsicherheit bei Anwendung der Dauerstandfestigkeit wegen des zeitlichen Einflusses auf die Bestimmung dieser Werkstoffkonstanten und wegen der noch bestehenden Unsicherheit für die Wahl der zulässigen Grenzfließgeschwindigkeit.

Versuche an Hochdruckrohren deuten darauf hin, daß der diffundierende Wasserstoff auf die Fließ- bzw. Kriechvorgänge eine erhebliche Wirkung hat. Es ist daher nicht ausgeschlossen, daß für die Rechnung eine besondere  $H_2$ -Dauerstandfestigkeit einzuführen ist. Wieviel tiefer diese Werte liegen als die in normaler Atmosphäre bestimmten, ist bisher noch unbekannt.

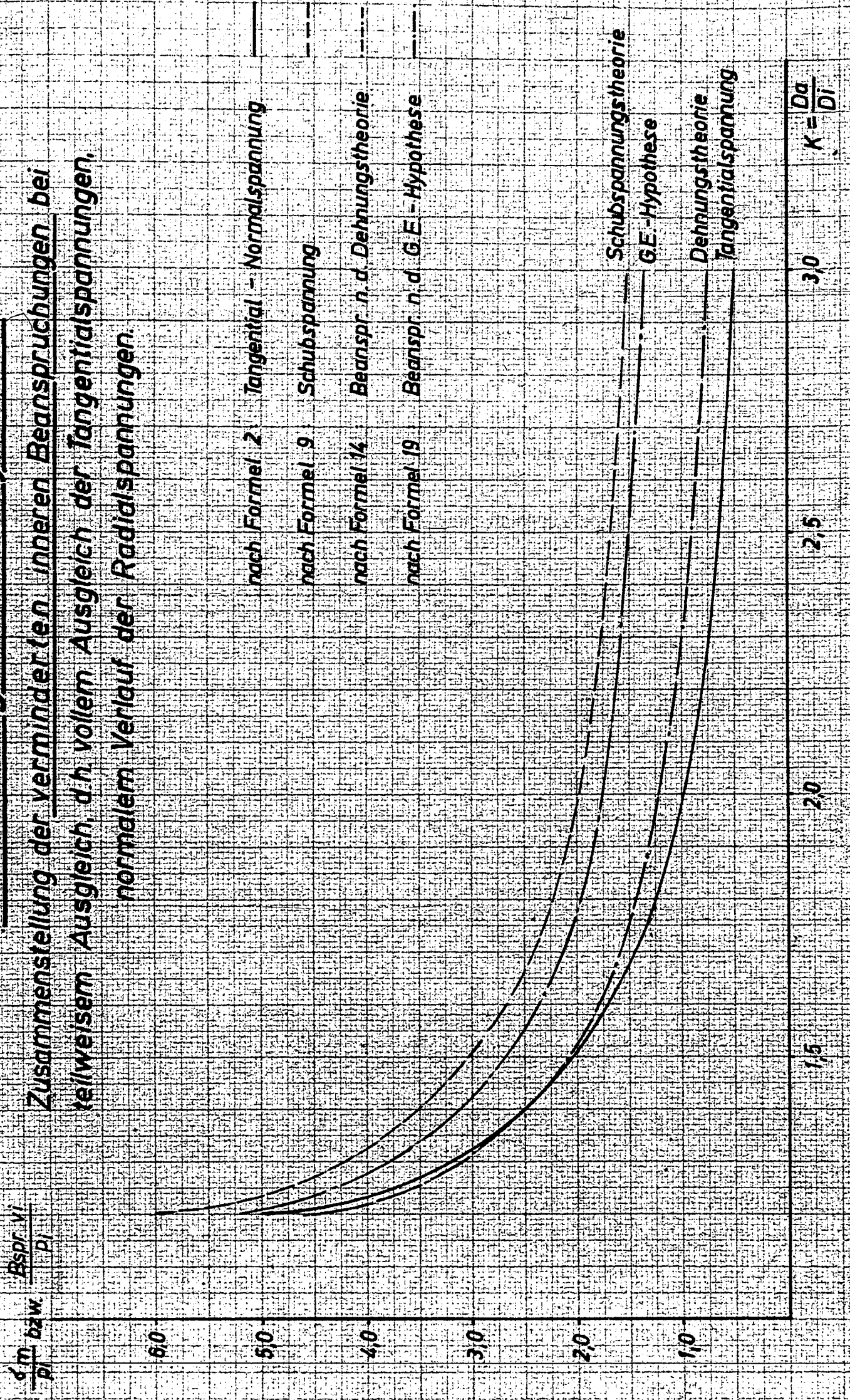
#### X. Die Sicherheit.

Für die Berechnung der Sicherheit ist bei den warmen Apparaten und Rohren bisher von zwei Rechnungsmethoden, a) ohne Ausgleich und b) mit Ausgleich ausgegangen worden. Für die Anwendung dieser beiden Rechnungsmethoden be-

Beilage J

# Berechnung von Hohlzylindern.

Zusammenstellung der verminderten inneren Beanspruchungen bei teilweiseem Ausgleich, d.h. vollem Ausgleich der Tangentialspannungen, normalem Verlauf der Radialspannungen.

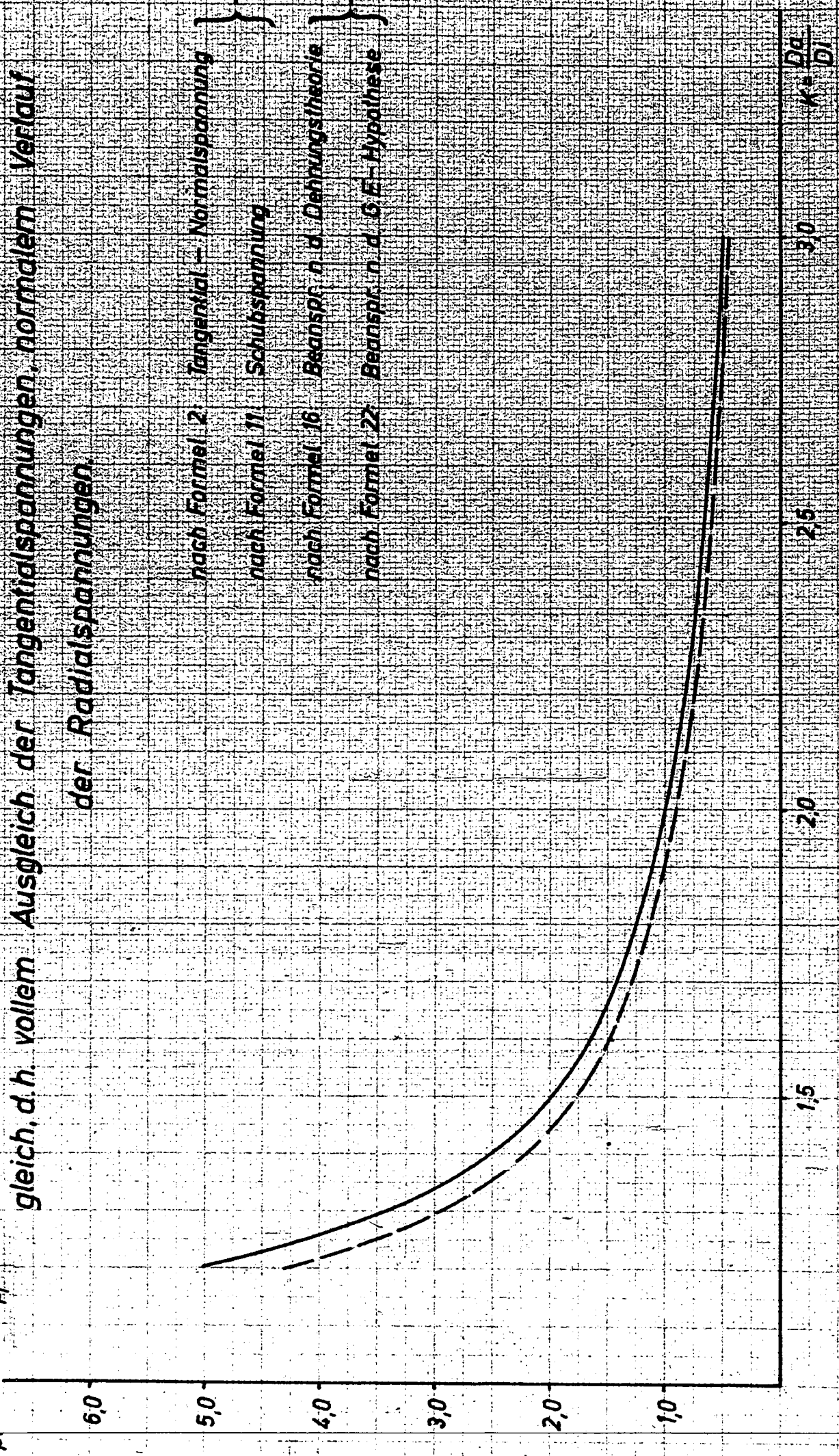


Anlage 4

# Berechnung von Hohlzylindern.

Zusammenstellung der äußeren Beanspruchungen bei teilweisem Ausgleich, d.h. vollem Ausgleich der Tangentialspannungen, normalem Verlauf der Radialspannungen.

$\frac{\sigma_m}{p}$  bzw.  $\frac{\sigma_{pr}}{p}$



nach Formel 2 Tangential - Normalspannung

nach Formel 11 Schubspannung

nach Formel 16 Beanspruchung d. Dehnungstheorie

nach Formel 22 Beanspruchung d. G.E.-Hypothese



# Berechnung von Hohlzylindern.

Verhältnis der verminderten inneren Beanspruchungen zu den äusseren Beanspruchungen bei teilweisem Ausgleich d.h. vollem Ausgleich der Tangentialspannungen, normalem Verlauf der Radialspannungen

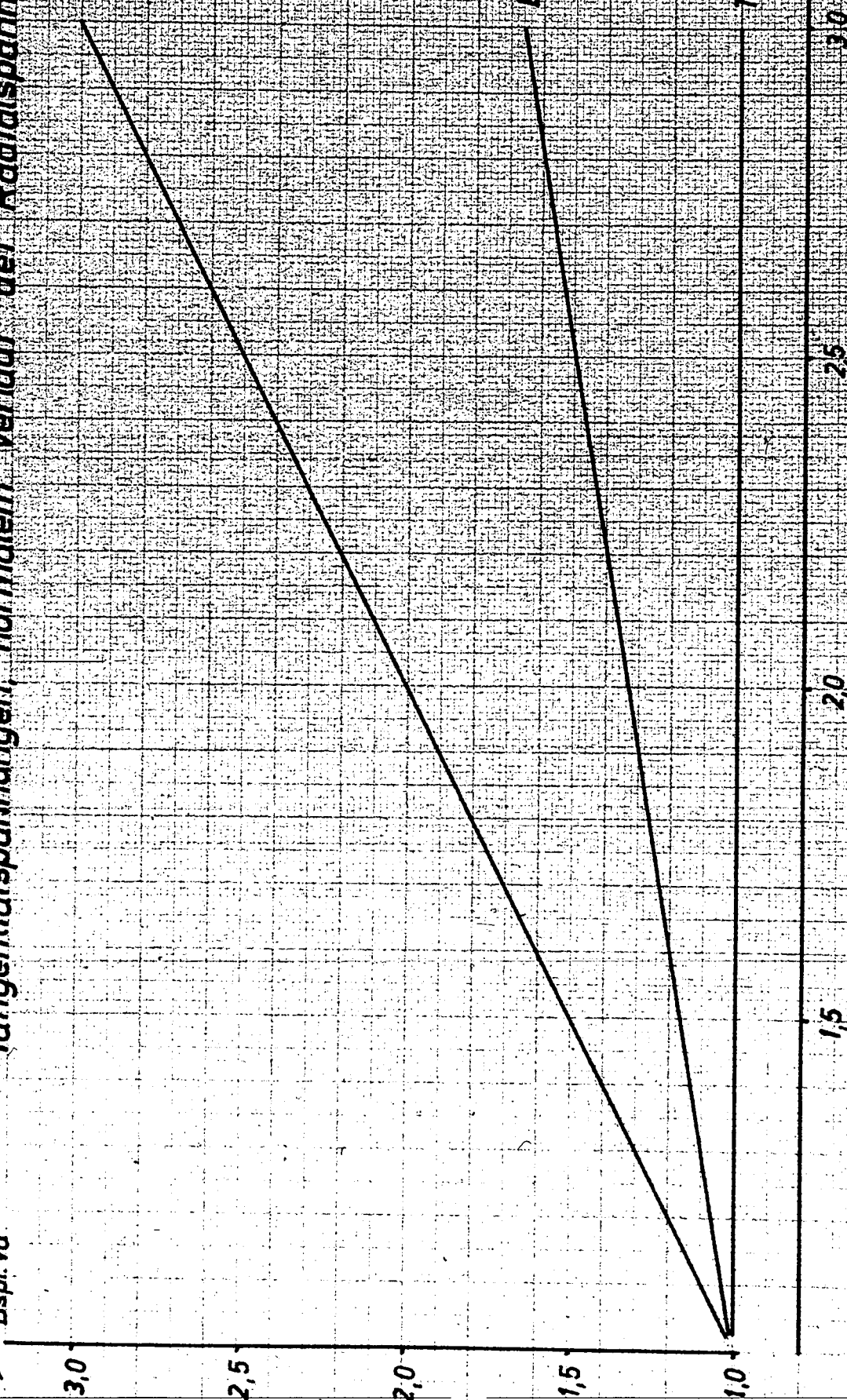
Bspr. vi / Bspr. va

Schubspannung  
Beanspr. n. d. G. E-Hypothese

Beanspr. n. d. Dehnungstheorie

Tangential-Normalspannung

$$K = \frac{\sigma_a}{\sigma_i}$$



stand eine Grenze. Diese Grenze ist für N8 auf 450° Wandtemperatur und für N9 und N10 bei 475° festgelegt worden. Wegen der Stetigkeit der Übergänge der Zwischenzustände dürfte es besser sein, diese willkürlich gewählten Grenzen wegfällen zu lassen und für warme Apparate und Rohre über 200° mit den Gleichungen I-III des Abschnittes VII für den Grenzzustand  $Bspr\ v_a = \sigma_g$  zu rechnen:

Es gibt nun zwei Möglichkeiten:

- a) Man rechnet nach Gleichung III, Seite 11 den Fließdruck aus und setzt diesen mit den Betriebsdruck ins Verhältnis, es ergibt sich dann eine Sicherheit:

$$S_{pf} = \frac{P_f}{p_i}$$

- b) Man rechnet nach der Gleichung I, Seite 11 die äußere Beanspruchung für den Grenzzustand aus und erhält dann gleichzeitig die Verformungsgrenze  $\sigma_{gr}$ , die den Grenzzustand unter dem Betriebsdruck hervorrufen würde. Das Verhältnis von der Verformungsgrenze des Werkstoffes zu der Verformungsgrenze des Grenzzustandes ergibt die Sicherheit

$$S_f = \frac{\sigma_s}{\sigma_{gr}}$$

Das ergibt an sich dieselben Zahlen wie unter a), so daß man schreiben kann

$$S_f = \frac{P_f}{p_i} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{gr}}$$

Es war als wesentlich erkannt worden, daß für alle plastischen Zustände die innere Beanspruchung höher liegt als die äußere, wobei sie aber unter der unausgeglichenen Beanspruchung  $Bspr\ i$  liegt.

Wenn man zunächst auch keine Anhaltspunkte hat welche Werte für  $S_f$  zu fordern sind, so liegt es doch nahe, den Wert der am Stab gemessenen Verformungsgrenze im äußersten Falle gerade noch mit dem Wert der höheren inneren Beanspruchung des Grenzzustandes zuzulassen.

$$\sigma_s = Bspr\ v_i = K \cdot \sigma_{gr}$$

Der Grenzwert für die Sicherheit gegen die Verformungsgrenze des Grenzzustandes wäre damit:

$$S_{fgr} = \frac{K \cdot \sigma_{gr}}{\sigma_{gr}} = K$$

Wegen der Unsicherheit der Messung von  $\sigma_s$  wird man zweckmäßig mit der Sicherheit gegen den Grenzzustand von diesem Wert einen gewissen Abstand halten, so daß man schreiben kann:

$$S_f = z \cdot K$$

wobei  $z$  stets größer als 1 ist.

Die bisher gegen  $\sigma_m$  in Anwendung gebrachte Sicherheitszahl von 1,5 ist nicht eine Sicherheit gegen die höchste auftretende Beanspruchung, sondern eine Sicherheit gegen die kleinere äußere Beanspruchung im gleichen Sinne wie  $S_f$ . Sie ist also auf jeden Fall dann zu klein gewählt, wenn  $K > 1,5$  ist, wie es bei 700 atü-Rohren der Fall ist.

Um nun überhaupt, bevor Versuchsmaterial in dieser Richtung vorliegt, einen Entschluß über die Wahl der Größe  $z$  fassen zu können, bleibt nicht anderes übrig, als sich zunächst an die bisherige Rechnung und die Erfahrung anzulehnen. Folgende Zahlentafel gibt eine Nebeneinanderstellung alter und neuer Rechnung für vorhandene Verhältnisse wieder.

p <sub>i</sub> atü	K = $\frac{D_e}{D_i}$	$\sigma_s$ kg/mm <sup>2</sup>	Bisherige Rechnung (Mádai - Lu)		Neue Rechnung		
			Beanspruchung kg/mm <sup>2</sup>	Sicherheit S	Beanspr. d. Grenzstand kg/mm <sup>2</sup>	Sicherheit $S_f = z \cdot k$	z
325	1,4	12,7	außen: 8,4 (angenommen: ausgeglichenes Mittel Formel 21)	1,5	außen: 7,1 (Formel 22)	1,79	-
					innen: 9,9 (Formel 19)	-	1,28
700	1,8	15,8	außen: 10,5	1,5	außen: 7,8	2,04	-
					innen: 13,9	-	1,13

Da die Erfahrung gelehrt hat, daß die 325 atü-Rohre auch in Gegenwart von  $H_2$  nie Schwierigkeiten gemacht haben, wäre zu schließen, daß für  $z$  ein Wert von etwa 1,3 ausreichend sein müßte. Die zu tief liegende Zahl 1,13 für die 700 atü-Rohre könnte man daher als Ausdruck für die Schwierigkeiten bei diesen Rohren in Gegenwart von  $H_2$  werten. Die erste Forderung aus diesen Erfahrungszahlen wäre deshalb, die Zahl  $z$  allgemein auf mindestens 1,3 heraufzusetzen.

Nachzuprüfen wäre noch, ob der Wert  $z$  noch von der Betriebstemperatur abhängig gemacht werden muß. (Vergl. Ludwigshafener Unterlage 3! Einleitung) Es käme dann für 200° ein Wert von etwa 2 in Frage, um Anschluß an die Rechnung für kalte Apparate zu gewinnen.

### XI. Versuche.

Auch wenn diese neue Rechnungsart vorerst keine praktische Anwendung finden sollte, so ist sie doch eine Grundlage zur Beurteilung und Auswertung der Versuche an Hochdruckrohren, die den Zweck haben, das Verhalten des Werkstoffes in den plastischen Gleichgewichtszuständen zu studieren. Bei den Versuchen ist vor allem dem Einfluß von  $H_2$  besondere Beachtung zu schenken. Die bisherigen Ergebnisse deuten darauf hin, daß bei den Kriechvorgängen des plastischen Gleichgewichtszustandes der diffundierende Wasserstoff eine starke Wirkung hat.

Ob es überhaupt gelingt, durch Messen der Fließvorgänge einen genauen Einblick in den Zusammenhang der Beanspruchungsverhältnisse zwischen einachsiger beanspruchtem Probestab und dem mehrachsiger beanspruchten Rohr zu gewinnen, erscheint wegen der beschränkten Meßmöglichkeit beim Rohr sehr zweifelhaft. Die Zeitstandversuche der Rohre bis zum Bruch bzw. zur Zerstörung des Werkstoffes haben die größeren Aussichten. Man würde dann für bestimmte Abmessungen und Drücke Zeitstandtemperaturen festlegen können.

XII. Zusammenfassung.

Die Veranlassung zu diesen Betrachtungen gab erstens die Frage der Druckerhöhung, den Haarnadeln in Gelsenberg (Schreiben Berger-Lu vom 31.8.42), zweitens neuere Schäden an Haarnadeln und zum dritten gewann die Frage der Berechnung bei der Auswertung der Hochdruckversuche eine erhöhte Bedeutung. Bei der kritischen Beleuchtung der Berechnungsgänge können als wesentliche Erkenntnisse herausgestellt werden:

- 1.) Ein voller Ausgleich der aus den drei Hauptspannungen errechneten Beanspruchung über der Wanddicke des Hochdruckzylinders besteht in Wirklichkeit nicht. Der Grund hierfür ist: Die Radialspannung kann nicht ausgeglichen sein, sie muß vielmehr am Innenrand mit ihrer vollen Größe eingesetzt werden.
- 2.) Die Spannungen durch Temperaturdifferenzen sind als Spannungen in Tangentialrichtung den Tangentialspannungen zuzuzählen und die so gefundene Summe ist mit den beiden anderen Hauptspannungen zur Beanspruchung zusammzusetzen. Wegen des Ausgleiches in sich können diese Spannungen bei hohen Temperaturen rechnerisch vernachlässigt werden. Ob das zu ihrem Ausgleich notwendige verstärkte Fließen sich auf das Material schädlich auswirkt, muß durch Versuche geklärt werden.
- 3.) Die bei hohen Temperaturen zu errechnenden Zustände sind nach den Anschauungen der Plastizitätslehre halbplastische bzw. vollplastische Gleichgewichtszustände. Der Rechnung steht nur der Grenzfall des vollplastischen Rohres offen, bei dem die Beanspruchung an der Außenfaser mit der in der Rechnung eingesetzten Verformungsgrenze übereinstimmt.
- 4.) Die bisher angewendete Rechnung der sogenannten mittleren Beanspruchung nach G.E.H. ergibt in Wirklichkeit nicht eine Beanspruchung, sondern die Verformungsgrenze desjenigen Werkstoffes, bei dem unter dem eingesetzten Druck die vorliegende Rohrabmessung gerade den Grenzzustand nach Nadai erreicht hat. Nur für den Fall, daß der Werkstoff wirklich diese Verformungsgrenze aufweist, stellt der errechnete Wert auch eine Beanspruchungsgröße dar, aber nicht die mittlere sondern die an der Außenfaser.
- 5.) Auch wenn man die nach 4.) ermittelte Verformungsgrenze des Werkstoffes als Beanspruchung an der Außenfaser für den Grenzzustand ansehen wollte, so hat sie einen zu hohen Wert, weil bei der Aufstellung der Gleichungen einige Annahmen gemacht wurden, die bei der weiteren Entwicklung zu Ergebnissen führen, die im Vergleich mit den wirklich vorliegenden Verhältnissen nicht befriedigen.
- 6.) Die Größe und Verteilung der Spannungen für jede einzelne Hauptspannungsrichtung muß auch in den plastischen Verformungsgebieten mit der entsprechenden sich aus dem inneren Überdruck ergebenden Kraft im Gleichgewicht stehen, wenn diese plastischen Zustände wirklich Gleichgewichtszustände sein sollen.
- 7.) Der Sicherheitswert erhält bei den plastischen Verformungen eine besondere Bedeutung, weil bei allen Zuständen auch den über dem Grenzzustand liegenden Zwischenzuständen die Verformungsgrenze unter der höchsten auftretenden Beanspruchung liegt.

spruchung liegt. Ein Maß der Sicherheit bildet daher nur das Verhältnis der Werkstoffverformungsgrenze zur Verformungsgrenze des Grenzzustandes, also nicht eine Sicherheit gegen Beanspruchung sondern eine solche gegen den Grenzzustand.

- 8.) Da die Grundlagen für die Rechnungen in plastischen Gleichgewichtszuständen noch reichlich unsicher sind, werden aus den gewonnenen Erkenntnissen heraus in Richtung einer wirklichkeitsnäheren Rechnung folgende Änderungen vorgeschlagen:

- a) Für den bei hohen Temperaturen vorliegenden plastischen Verformungszustand wird die Verformungsgrenze des Werkstoffes, bei der allein der der Rechnung zugängliche Grenzzustand vorliegt, ermittelt nach der Formel:

$$\sigma_{gr} = \frac{K+0,7}{K^2-1} p_i = B_{spr} \cdot v_a$$

Dieser Wert ist gleichzeitig der Wert für die Beanspruchung auf der Außenfaser für den Grenzzustand des beginnenden Fließens.

- b) Als Sicherheit gegen den Grenzzustand ist das Verhältnis:

$$S_f = \frac{\sigma_s}{\sigma_{gr}}$$

anzusehen.

- c) Die zu fordernde Sicherheit ist:

$$S_f = z \cdot K$$

wobei K das Durchmesser Verhältnis und Z eine durch Versuche noch zu ermittelnde Zahl bedeutet, die stets größer als 1 ist. Für Z wird vorläufig 1,3 vorgeschlagen.

- d) Die bisher geltenden Temperaturgrenzen für „ausgeglichene“ und „nicht ausgeglichene“ Beanspruchung fallen weg.

Durch Auswertung der Versuche an Hochdruckrohren sollen Unterlagen für die Richtigkeit der Rechnung und die einzusetzenden Sicherheitszahlen gewonnen werden, vor allem mit Rücksicht auf die Einwirkung des Wasserstoffes. Als letztes Ziel zur Bestimmung der Sicherheit der Hochdruckrohre ist die Bestimmung der Zeitstandfestigkeit der Rohre selbst bzw. die Bestimmung ihrer Zeitstandtemperatur anzusehen.