

Mitteilungen über Forschungsarbeiten.

Die bisher erschienenen Hefte enthalten:

Heft 1.

- Bach:** Untersuchungen über den Unterschied der Elastizität von Hartguß (abgeschrecktem Gußeisen) und von Gußeisen gewöhnlicher Härte.
—, Zur Frage der Proportionalität zwischen Dehnungen und Spannungen bei Sandstein.
—, Versuche über die Abhängigkeit der Festigkeit und Dehnung der Bronze von der Temperatur.
—, Versuche über das Arbeitsvermögen und die Elastizität von Gußeisen mit hoher Zugfestigkeit.
—, Versuche über die Druckfestigkeit hochwertigen Gußeisens und über die Abhängigkeit der Zugfestigkeit desselben von der Temperatur.
—, Untersuchung über die Temperaturverhältnisse im Innern eines Lokomobilkessels während der Anheizperiode.

Heft 2. vergriffen.

- Stribeck:** Kugellager für beliebige Belastungen.
Göpel: Die Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades rotierender Maschinen durch das Stimmgabelverfahren.
Holborn und Dittenberger: Wärmedurchgang durch Heizflächen.
Lüdicke: Versuche mit einem Lufthammer.

Heft 3. vergriffen.

- Meyer:** Untersuchungen am Gasmotor.
Martens: Zugversuche mit eingekehrten Probekörpern.
Werkzeugstahl-Ausschuß: Schnelldrehstahl.

Heft 4. vergriffen.

- Bach:** Versuche über die Abhängigkeit der Zugfestigkeit und Bruchdehnung der Bronze von der Temperatur.
Lindner: Dampfhammer-Diagramme.
Bach: Eine Stelle an manchen Maschinenteilen, deren Beanspruchung aufgrund der üblichen Berechnung stark unterschätzt wird.
Körting: Untersuchungen über die Wärme der Gasmotorenzylinder.
Claßen: Die Wärmeübertragung bei der Verdampfung von Wasser und von wässrigen Lösungen.

Heft 5. vergriffen.

- Bach:** Die Elastizität der an verschiedenen Stellen einer Haut entnommenen Treibriemen.
Staus: Beitrag zur Wärmebilanz des Gasmotors.
Pfarr: Bremsversuche an einer New American Turbine.
Bach: Zur Frage des Wärmewertes des überhitzten Wasserdampfes.

Heft 6. vergriffen.

- Schröder:** Versuche zur Ermittlung der Bewegungen und Widerstandsunterschiede großer gesteuert und selbsttätiger federbelasteter Pumpen-Ringventile.
Westberg: Schneckengetriebe mit hohem Wirkungsgrade.
Frahm: Neue Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in den Wellenleitungen von Schiffsmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der Resonanzschwingungen.

Heft 7. vergriffen.

- Stribeck:** Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager.
Schröder: Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 1000 PS.
Austin: Ueber den Wärmedurchgang durch Heizflächen.

Heft 8.

- Langen:** Untersuchungen über die Drücke, welche bei Explosionen von Wasserstoff und Kohlenoxyd in geschlossenen Gefäßen auftreten.
Meyer: Untersuchungen am Gasmotor.

Heft 9.

- Lasche:** Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit.
Dittenberger: Ueber die Ausdehnung von Eisen, Kupfer, Aluminium, Messing und Bronze in hoher Temperatur.

- Bach:** Die Elastizitäts- und Festigkeitseigenschaften der Eisensorten, für welche nach dem vorübergehenden Aufsatz die Ausdehnung durch die Wärme ermittelt worden ist.
—, Versuche zur Klarstellung der Verschwächung zylindrischer Gefäße durch den Mannlochausschnitt.

Heft 10.

- Günther:** Verfahren zur Gewinnung von Kupfer und Nickel aus kupfer- und nickelhaltigen Magnetkiesen.
Grübler: Versuche über die Festigkeit von Schmirgel- und Karborundumscheiben.
Klein: Reibungsziffern für Holz und Eisen.

Heft 11.

- Schmidt:** Untersuchungen über die Umlaufbewegung hydrometrischer Flügel.
Bach und Roser: Untersuchung eines dreigängigen Schneckengetriebes.
Frank: Neuere Ermittlungen über die Widerstände der Lokomotiven und Bahnzüge mit besonderer Berücksichtigung großer Fahrgeschwindigkeiten.
Bach: Abhängigkeit der Wirksamkeit des Oelabscheiders von der Beschaffenheit des den Dampfzylindern zugeführten Oeles.

Heft 12.

- Lewicki:** Die Anwendung hoher Ueberhitzung beim Betrieb von Dampfturbinen.

Heft 13.

- Griesmann:** Beitrag zur Frage der Erzeugungswärme des überhitzten Wasserdampfes und sein Verhalten in der Nähe der Kondensationsgrenze.
Diegel: Der Einfluß von Ungleichmäßigkeiten im Querschnitte des prismatischen Teiles eines Probestabes auf die Ergebnisse der Zugprüfung.
Schimanek: Versuche mit Verbrennungsmotoren.
Stribeck: Der Warmzerreißversuch von langer Dauer. Das Verhalten von Kupfer.

Heft 14 bis 16. vergriffen.

- Berner:** Die Erzeugung des überhitzten Wasserdampfes.

Heft 17.

- Meyer:** Versuche an Spiritusmotoren und am Dieselmotor.
Pfarr: Bremsversuche an einer Radialturbine.
Bach: Versuche mit Granitquadern zu Brückengelenken.

Heft 18.

- Schlesinger:** Die Passungen im Maschinenbau.
Brauer: Leistungsversuche an Linde-Maschinen.
Büchner: Zur Frage der Lavalschen Turbinendüsen.

Heft 19.

- Schröder und Koob:** Untersuchung einer von Van den Kerchove in Gent gebauten Tandemmaschine von 250 PS.
Gutermuth: Versuche über den Ausfluß des Wasserdampfes.
—, Die Abmessungen der Steuerkanäle der Dampfmaschinen.
Strahl: Vergleichende Versuche mit gesättigtem und mäßig überhitztem Dampf an Lokomotiven.

Heft 20.

- Bach:** Versuche mit Sandsteinquadern zu Brückengelenken.
Stahl: Untersuchung des Auslaufweges elektrischer Aufzüge.

Heft 21.

- Berner:** Die Fortleitung des überhitzten Wasserdampfes
Knoblauch, Linde, Klebe: Die thermischen Eigenschaften des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C. I. Teil.
Linde: Die thermischen Eigenschaften des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C. II. Teil.
Lorenz: Die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes.

Mitteilungen
über
Forschungsarbeiten

auf dem Gebiete des Ingenieurwesens

insbesondere aus den Laboratorien
der technischen Hochschulen

herausgegeben vom

Verein deutscher Ingenieure

Heft 76.

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

ISBN 978-3-662-01686-2 ISBN 978-3-662-01981-8 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-01981-8

Inhalt.

	Seite
Versuche über die Umsetzung von Wassergeschwindigkeit in Druck. Von K. Andres	1
Ueber das Verhalten einer Rateau-Dampfturbine unter wechselnden Betriebs- bedingungen. Von A. Gramberg	35

Versuche über die Umsetzung von Wassergeschwindigkeit in Druck.

Von **K. Andres.**

Das Arbeitsvermögen des fließenden Wassers durch Verringerung seiner Geschwindigkeit in potentielle Energie umzusetzen, ist ein Vorgang, dem man in der hydraulischen Technik häufig begegnet. Beim Strahlapparat z. B. wird das zu fördernde Wasser durch einen ausströmenden Dampf-, Luft- oder Wasserstrahl in Bewegung gebracht, um in der Druckdüse seine Geschwindigkeitshöhe allmählich in Druckhöhe umzusetzen. In der Kreiselpumpe tritt der Vorgang zweimal in Erscheinung, sowohl im Laufrad wie in den Zellen des sich anschließenden Leitrades. Endlich erblickt man eine Verwendung des Vorganges in dem Venturi-Wassermesser¹⁾, wo Druck in Geschwindigkeit und diese wieder in Druck verwandelt wird.

Die Frage lautet nun: Tritt bei dem Vorgange ein Energieverlust auf, wie groß ist dieser, und wie sind die Querschnitte des sich erweiternden Hohlraumes zu wählen, um wirtschaftlich zu verfahren?

Man hat versucht, auf rein theoretischem Wege die Frage zu entscheiden (Grashof, Theor. Masch.-Lehre 1 S. 421), jedoch fehlten zu einer solchen Lösung die nötigen Grundlagen. Um diese zu schaffen, sind Versuche ausgeführt und veröffentlicht worden von Weisbach (Experimental-Hydraulik S. 147), Fliegner (Zivilingenieur 1875 S. 97), Francis (Lowell hydraulic experiments, 4. Aufl. New York 1883 S. 209) und Bänninger (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1906 S. 12 u. f.).

Die Ergebnisse, welche später verglichen werden sollen, zeigen jedoch nacheinander so viele Unterschiede, daß sie zur endgültigen Lösung der Frage nicht ausreichen. Daher entschloß sich der Verfasser zu einer ausgedehnten Versuchsreihe über den Gegenstand, die im Maschineningenieur-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule zu Hannover ausgeführt wurde. Seitens des Instituts wurden ihm manche Hilfsmittel zur Verfügung gestellt, und außerdem bewilligte der Verein deutscher Ingenieure, nachdem die ersten Versuche ge- glückt waren, Geldmittel zur weiteren Ausgestaltung der Arbeit. Den Herren sei auch an dieser Stelle der wärmste Dank zum Ausdruck gebracht.

Fig. 1 zeigt die Anordnung des Versuchstandes. Die Differential-Kolbenpumpe von 90 und 125 mm Dmr. und 300 mm Hub wurde von einem Elektromotor angetrieben und konnte durch Anwendung der elektrischen Schaltung sowie eines Stufenvorgeleges mit 25 bis 130 Uml./min laufen, entsprechend einer

¹⁾ »Hydrometrie« von W. Müller, herausgegeben von Gebr. Jänecke, Hannover 1903 S. 81. Mitteilungen. Heft 76.

Lieferung von 1,5 bis 7,9 ltr/sk. Um einen möglichst gleichförmigen Wasserstrom zu erhalten, führte man ihn zunächst in einen Windkessel von 1000 mm Dmr. und 2000 mm Höhe, der gewöhnlich zu $\frac{1}{5}$ seines Rauminhaltes mit Luft gefüllt war. Das Auffüllen geschah von der Pumpe selbst mittels Schnüffelventils, brauchte aber nur einmal zu Beginn der Versuche für mehrere Wochen zu erfolgen. Der Kessel blieb während der Zeit unter einem ständigen Drucke von 6 bis 11 at. Das seitliche Absperrventil *A* verhinderte des Nachts ein Verdrängen

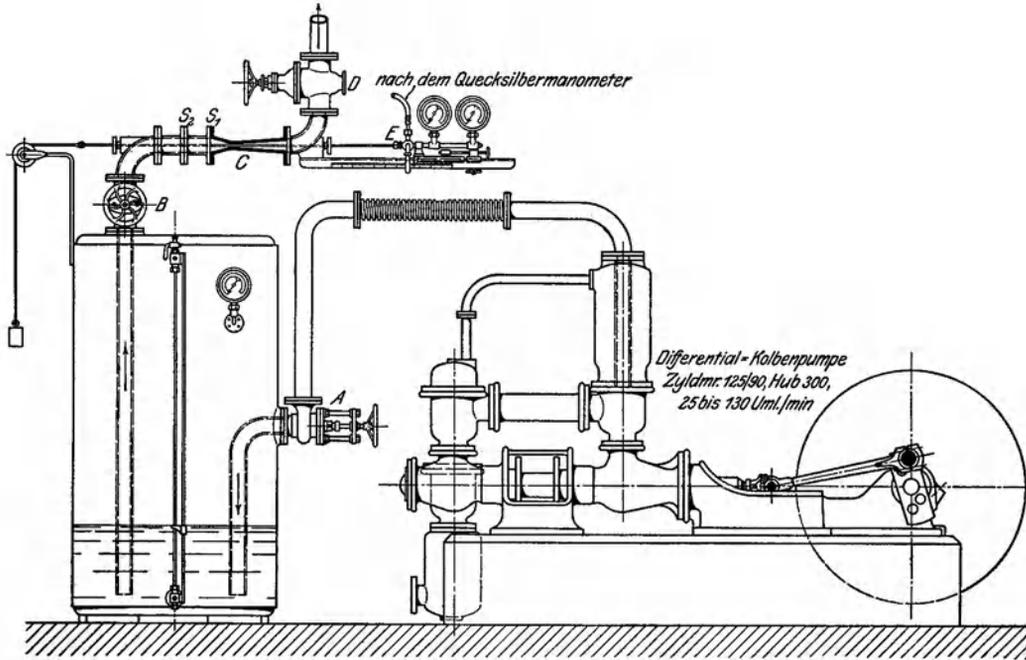


Fig. 1.

des Wassers aus dem Druckraume der Pumpe, und das obere Ventil *B* diente zum weiteren Abschluß des Windkessels besonders auch beim Auswechseln des Versuchsrohres *C*. Diesem sind 2 Rohrstopfen vorgeschaltet, zwischen deren Flanschen bei *S*₁ und *S*₂ Siebe oder Lochbleche befestigt werden konnten, welche das Wasser beruhigen oder in verschiedenem Grade durchwirbeln sollten.

Die Versuchsrohre beginnen sämtlich mit einem lichten Durchmesser von im Mittel 75 mm, verjüngen sich sodann, verlaufen etwa 40 mm parallel und erweitern sich in verschiedener Weise. Die an der engsten Stelle herrschende größte Durchflußgeschwindigkeit lag bei den Versuchen zwischen den Grenzen $v_{max} = 10$ und 40 m/sk.

Der Druck am Auslauf, welcher durch einen besondern Schieber *D* geregelt werden konnte, war mindestens so hoch zu halten, daß ein an der engsten Stelle etwa eintretendes Vakuum kein Ausschleiden von Luftblasen hervorrief. Deshalb wurde immer mit Ueberdruck an dieser Stelle gearbeitet. Die wichtigste Beobachtung bestand in der Feststellung des hydraulischen Druckes an verschiedenen Stellen der Rohrachse mittels eines Stodolaschen Meßröhrchens. Dieses zog sich durch Versuchsrohr, Stopfen und Krümmer und führte auf der einen Seite zu den Druckanzeigern, welche an einem beweglichen Schlitten angebracht waren und den hydraulischen Druck an der Stelle angaben, wo sich die kleine Bohrung in dem Meßröhrchen jeweilig befand. Als Druckmesser dienten ein

durch Vermittlung eines Gummischlauches angeschlossenes Quecksilbermanometer sowie zwei Federmanometer, von denen das eine durch einen Indikator ersetzt werden konnte.

Stodola hat zum Messen Kupferrohre von 5 mm Außendurchmesser verwendet und festgestellt, daß die Genauigkeit der gewonnenen Druckmessungen durch die Art der kleinen Anbohrung beeinflußt wird¹⁾. Bei den vorliegenden Versuchen wurden Messingrohre von 1, 2, 2½ und 3 mm Außendurchmesser und 0,3 bis 0,5 mm Wandstärke mit entsprechend kleinen Anbohrungen von 0,4 bis 1 mm versucht, ohne einen Unterschied in der Druckanzeige zu zeigen. Dabei waren der dünnen Wandstärke wegen die Querlöcher nicht unter verschiedenen Winkeln, sondern winkelrecht gegen die Achse geführt.

Im Laufe der Versuche wurden 35 Meßröhrchen verbraucht. Sie rissen an der Stelle der Querbohrung leicht durch, besonders wenn sie häufig gedreht werden mußten. Die dünnsten Rohre waren hierbei am empfindlichsten und zeigten außerdem sehr langsam den Druck an. Bis zur endgültigen Einstellung des Quecksilbermanometers vergingen jedesmal 2 min bei Verwendung eines 1 mm-Rohres, dagegen nur ½ min beim 2,5 mm-Rohr.

Um nun einerseits die Verhältnisse im freien Hohlraume durch das Meßröhrchen nicht zu sehr zu verändern, anderseits obigen Nachteilen der dünnen Rohre Rechnung zu tragen, wurden im weiteren 2,5 mm-Rohre gebraucht.

Zur unmittelbaren Aufzeichnung der Druckkurve diente ein Indikator, der auf dem Schlitten befestigt und mit dem Meßröhrchen verbunden war. Da der Kolben des Indikators nicht dicht im Zylinder schloß, fand ein ständiger Wasserverlust statt, der eine zu niedrige Druckanzeige zur Folge hatte. Unter einer großen Anzahl von Indikatoren fand sich endlich ein solcher, dessen kleiner Kolben so dicht schloß, daß beim An- und Abstellen kein Druckunterschied bei dem gleichzeitig angeschlossenen Manometer sichtbar wurde. Das Verschieben des Schlittens mit dem Indikator mußte sehr langsam und unter beständigem Klopfen mittels eines Holzhammers erfolgen, damit die Reibung des Kolbens im Zylinder überwunden wurde. Die unmittelbare Diagrammentnahme hatte vor der punktweisen Auftragung den Vorteil, daß die Druckvibrationen bei wirbelndem Wasser mit aufgezeichnet wurden. (S. Fig. 22 bis 26.)

Vor den Versuchen wurde durch 30 Messungen festgestellt, daß die Pumpe bei verschiedenen Gegendrücken und Umdrehungen 3,620 ltr/Umdr. förderte, so daß man sich zur Bestimmung der Wassermenge auf die Beobachtung der Umlaufzahl beschränken konnte. Bei dem Versuche 7 z. B. hatte die Pumpe 1,6023 Uml./sk und lieferte 5,9002 ltr/sk. Da die Geschwindigkeit des Wassers im Versuchsrohre von dem Unterschied des Windkessel- und Gegendruckes abhing, so mußte, um Beharrung zu erreichen, durch Verändern des Gegendruckes am Drosselschieber *D* der Druckunterschied so eingestellt werden, daß die das Versuchsrohr durchströmende Wassermenge gleich der Fördermenge der Pumpe wurde, d. h. es durfte die im Windkessel stehende Wassermenge weder verringert noch vergrößert werden. Die Beobachtung geschah am Wasserstandglase des Windkessels. Bis zur Erreichung des Beharrungszustandes vergingen gewöhnlich 20 bis 30 min. Während des ½ bis 1 st dauernden Versuches selbst blieb der Zustand jedoch selten erhalten, weil sich die Umlaufzahl der Pumpe durch Spannungsschwankungen des treibenden elektrischen Stromes veränderte. Beim Versuch 7 z. B. lieferte die Pumpe im Durchschnitt 0,0141 ltr/sk weniger, als aus dem Windkessel strömte, so daß die wirkliche Durchflußmenge

¹⁾ Stodola, Dampfturbinen 3. Aufl. S. 42 u. f.

des Versuchsrohres 5,8143 ltr/sk betrug. Um ein richtiges Bild von der jeweiligen Wasserlieferung zu erhalten, wurden in Abständen von 2 min die Umlaufzahl der Pumpe und der Wasserstand im Windkessel abgelesen.

Um die Ergebnisse der Versuche besser anschaulich zu machen, wurden einige derselben bildlich dargestellt. So zeigt z. B. Fig. 2 die Ergebnisse des Versuches 7 mit dem Rohre 1, dessen Querschnittsverhältnisse aus der Fig. 3 zu ersehen sind. Mit diesem Rohre, welches möglichst genau und glatt gegossen war, aber sonst unbearbeitet blieb, begannen die Versuche. In den bildlichen Darstellungen sind die für die einzelnen Stellen des Rohres beob-

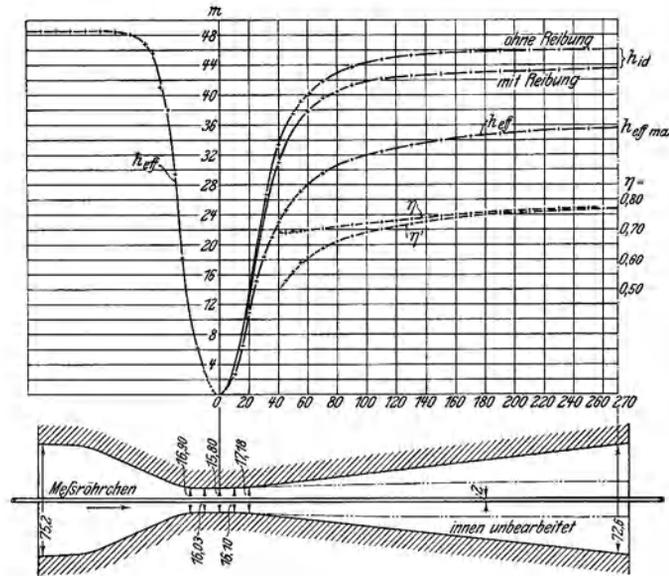


Fig. 2 und 3. Rohr 1, Diagramm zu Versuch 7.

achteten bzw. berechneten Druckhöhen in Metern Wassersäule als Ordinaten aufgetragen. Die Kurve h_{eff} geht aus den Beobachtungen am Quecksilbermanometer bzw. am Indikator hervor, h_{id} ohne Reibung stellt diejenige Kurve dar, welche erreicht werden müßte, wenn keine Verluste, und die untere Kurve h_{id} , wenn nur Reibungsverluste vorhanden wären. Die wirklich erreichten Drücke h_{eff} liegen bei allen Versuchen unter den ideellen Kurven.

Zur Aufzeichnung der oberen Kurve h_{id} ohne Reibung mußte das Rohr ausgemessen werden. Im vorliegenden Fall ist dies versucht worden durch Einschütten von Wasser, Herstellen eines Gipskernes und unmittelbare Messung mittels Lochtasters. Die letzte Art hat sich allein als zuverlässig erwiesen, obwohl auch sie besonders bei den unbearbeiteten Rohren mit Schwierigkeiten verbunden war.

Nachdem das Profil des Rohres festgelegt war, kannte man aus der Wassermenge die mittlere Geschwindigkeit v für den einzelnen Querschnitt.

Die engste Stelle jedes Rohres ist mit 0 bezeichnet. Hier herrschte die größte Geschwindigkeit v_{max} , welche als gleichförmig über den Querschnitt verteilt angenommen wurde, und der kleinste hydraulische Druck h_{min} . In einem andern Querschnitte mit der diesem Querschnitt entsprechenden mittleren Geschwindigkeit v müßte sich bei verlustfreier Strömung ein Druck h_{id} einstellen nach der Gleichung:

$$h_{id} - h_{min} = \frac{v_{max}^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (1).$$

Auf diese Art ist (h_{id} ohne Reibung) berechnet und aufgetragen.
Der Druckunterschied

$$h_r = (h_{id} \text{ ohne Reibung}) - (h_{id} \text{ mit Reibung}) \quad \dots \quad (2)$$

entspricht der bekannten Formel für den Rohrwiderstand:

$$h_r = \zeta_r \frac{l v^2}{d 2 g}.$$

Da in dieser Gleichung die Widerstandsziffer ζ_r von vornherein nicht bekannt war, so mußte die Kurve (h_{id} mit Reibung) durch Versuch ermittelt werden. Das geschah, indem man das Wasser in umgekehrter Richtung das Rohr durchströmen ließ, so daß in dem eigentlichen Kegel Druck in Geschwindigkeit umgesetzt wurde. Dabei konnte sich der Wasserstrahl von den Wandungen nicht loslösen, also mußten alle auftretenden Verluste von der Reibung herrühren. Die beiden Kurven für h_{id} sind demnach unabhängig voneinander gewonnen.

Die Ermittlung von h_{eff} geschah durch einen neuen Versuch, und da es unmöglich war, die Pumpe auf genau gleiche Umlaufzahl einzustellen, mußte eine von beiden Kurven auf die andre Durchflußmenge bezogen werden.

Die wirklichen Drücke stiegen von einem kleinsten Werte h_{min} am Punkte Null des Rohres anfangs schnell, später langsamer bis auf einen Höchstwert $h_{eff \text{ max}}$ an der Stelle des größten Querschnittes (siehe Fig. 2).

Durch besondere Vorversuche wurde erwiesen, daß in einem Rohre die Druckzunahme ($h_{eff} - h_{min}$) bei derselben Geschwindigkeit v_{max} stets gleich ist, wie groß auch der Anfangsdruck h_{min} eingestellt wurde. Allerdings erstrecken sich diese Versuche nur auf Werte von 1 bis 5 at abs. Druck für h_{min} , haben daher nur für diesen Bereich Geltung und schließen nicht aus, daß besonders nach unten hin eine Grenze besteht, über die hinaus die Gesetzmäßigkeit nicht gilt. Es ist zu beachten, daß diese Einschränkung auch alle aus den Versuchen gezogenen Schlüsse trifft. Innerhalb der Versuchsgrenzen hängen also die Verluste nicht von der absoluten Größe des Druckes, sondern von dem jeweiligen Unterschiede gegen den Mindestdruck ab. Deshalb ist, um die Ergebnisse der Versuche durchsichtiger zu gestalten, in den bildlichen Darstellungen, Rechnungen und Zahlentafeln immer nur der Druckunterschied berücksichtigt, und es ist h_{min} einfach = 0 gesetzt, so daß unter h_{id} und h_{eff} die jeweiligen Unterschiede gegen h_{min} (statt der wirklichen Druckhöhen über der Rohrachse) zu verstehen sind. Das in die Rechnungen eingeführte Verhältnis:

$$\eta = \frac{h_{eff}}{h_{id} \text{ ohne Reibung}} = \frac{h_{eff}}{\frac{v_{max}^2 - v^2}{2g}} \quad \dots \quad (3),$$

welches ich als »Wirkungsgrad der Geschwindigkeitsumsetzung« bezeichnen möchte, kann dann unmittelbar zur Beurteilung der Zweckmäßigkeit einer getroffenen Rohranordnung für die Energieumsetzung dienen, weil es ebenfalls unabhängig von h_{min} bleibt, während die Berücksichtigung der absoluten Druckhöhen anstatt der Unterschiede bei sonst ganz gleichen Verhältnissen je nach der Größe von h_{min} zu verschiedenen η -Werten führen würde.

Ein zweiter Wert

$$\eta' = \frac{h_{eff}}{\frac{v_{max}^2}{2g}} \quad \dots \quad (4)$$

bezeichnet das Verhältnis der erreichten Druckhöhe zur gesamten vorhandenen Geschwindigkeitshöhe; er läßt also die Energie der Austrittsgeschwindigkeit als Verlust erscheinen.

Besteht am Ende des Rohres ein wesentlicher Unterschied zwischen η und η' , so ist das Rohr zu kurz.

In den Zahlentafeln ist schließlich der Wert

$$\eta_{id} = \frac{h_{id} \text{ mit Reibung}}{h_{id} \text{ ohne Reibung}} \dots \dots \dots (5)$$

aufgeführt als derjenige Wirkungsgrad, welcher sich einstellen würde, wenn nur Reibungsverluste vorlägen.

Aus dem Verlauf der h_{eff} -Kurve des Rohres 1 mußte man den Schluß ziehen, daß nicht der ganze jeweilige Querschnitt mit Wasser von gleichmäßiger, dem Querschnitt entsprechender Geschwindigkeit angefüllt war, daß sich vielmehr durch Loslösen von der Wandung im Inneren ein mit größerer Geschwindigkeit fließender Kern etwa nach der in Fig. 3 mit — — — — — bezeichneten Linie gebildet hatte, der von wirbelndem Wasser umgeben war. Es lag also die Vermutung nahe, daß die Erweiterung des Rohres 1 zu groß war, und es wurden deshalb die Rohre 2, 3, 7, 8 und 9 (s. Fig. 4) mit einer kleineren Erweiterung hergestellt.

Zu weiteren Gestaltungen der zu untersuchenden Rohre führten die folgenden Erwägungen:

Bei den kegelförmigen Rohren, Fig. 4, kamen verschiedene Winkel der Erzeugenden gegen die Achse zur Geltung, und es sollte außerdem der Einfluß der Bearbeitung gegenüber dem rohen Guß gezeigt werden. Demgemäß haben 2 und 3 und 8 und 9 je gleiches Profil erhalten.

Man konnte vermuten, daß Rohre, deren Querschnitte sich in gleicher Weise veränderten, d. h. bei denen die Geschwindigkeiten nach gleichem Gesetz abnahmen, denselben Wirkungsgrad hätten. Deshalb wurden die Rohre 4 und 6 so hergestellt, daß ihr Querschnitt an jedem Punkte der Achse mit demjenigen des Rohres 2 übereinstimmte, und zwar hatte 6 überall quadratischen Querschnitt, während sich 4 zwischen zwei parallelen Ebenen erweiterte. War jedoch die Neigung der Wand gegen die Achse bestimmend für den Wirkungsgrad, so mußten die Rohre 4 und 5 gleiche Ergebnisse liefern.

Nun finden sich in Kreiselpumpen wie Strahlapparaten vielfach trompetenartige Rohre mit einer starken Erweiterung am Ende, die wahrscheinlich aus der Ueberlegung entstanden sind, daß langsam fließendes Wasser besser eine seitliche Erweiterung des Rohres verträgt als rasch fließendes, daß mit andern Worten die zulässige Erweiterung eine Funktion der Geschwindigkeit sei. Verfasser war früher auch dieser Ansicht und hoffte, durch die Versuche die Art dieser Funktion feststellen zu können.

Somit entstanden 2 neue Gruppen von Rohren, welche beide das plötzliche Ansteigen der Drucklinie im Beginne des kegelförmigen Rohres dadurch umgingen, daß sie eine anfangs sehr schlanke Erweiterung erhielten, die sich erst allmählich vergrößerte. Die Rohrerweiterungen wurden so gewählt, daß die h_{id} -Kurve in dem einen Falle die Form einer Parabel, in dem andern diejenige einer geraden Linie annahm (s. Fig. 4, Rohr 10 bis 16 und 17 bis 22).

Die Gleichung für den Durchmesser d des Rohres 10 lautet:

$$d^4 = \frac{1}{1975,31 - 939,90 x} \dots \dots \dots (6)^1,$$

wobei x , vom kleinsten Durchmesser beginnend, auf der Rohrachse gemessen wird, und für die Rohre 17 und 18:

$$d^4 = \frac{1}{1975,31 - 1620,51 x + 324,10 x^2} \dots \dots \dots (7)^1.$$

¹⁾ Ableitung der Gleichungen im Anhang S. 17.

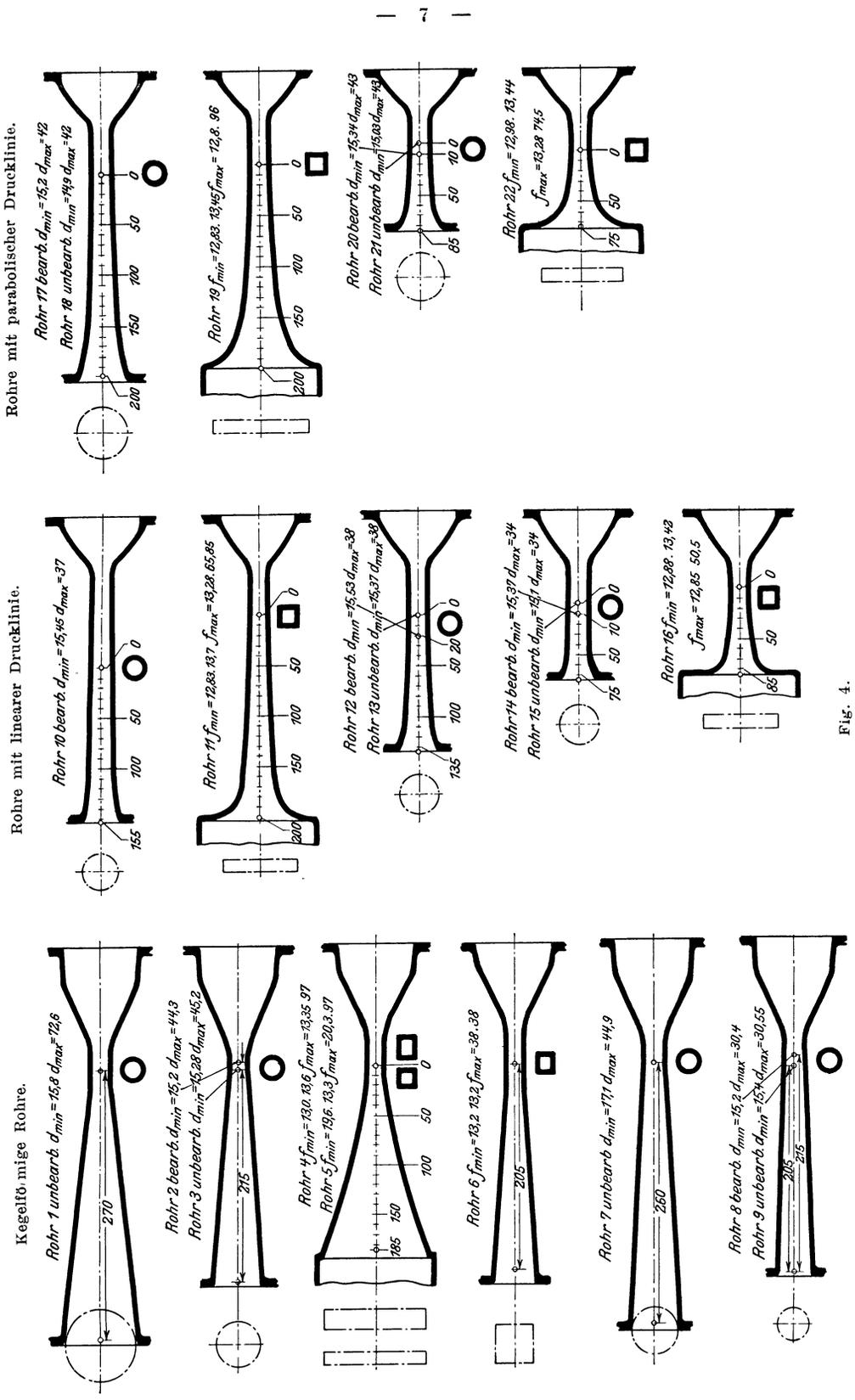


Fig. 4.

Als Maßeinheit dient in beiden Gleichungen das Dezimeter.

Die Rohre 12 und 13 erhielten dieselben Querschnitte wie 10, jedoch auf $\frac{2}{3}$ von dessen axialer Länge zusammengedrückt, wie 14 und 15 auf $\frac{1}{3}$ derselben verkürzt waren.

Rohr 11 besaß wieder 2 parallele Ebenen und dieselbe Querschnittserweiterung wie Rohr 10, und ebenso entsprach Nr. 16 den Rohren 14 und 15.

Die Rohre mit parabolischer Drucklinie bauten sich in ähnlicher Ordnung auf, wie aus der Zusammenstellung, Fig. 4, ersichtlich ist.

Die Herstellung der Rohre war mit einigen Schwierigkeiten verknüpft. Diejenigen mit rundem Querschnitt bestanden aus Gußeisen, dessen Oberfläche nach jedesmaligem Gebrauche gut gefettet wurde und keine Rostbildung oder sonstige Veränderung zeigte. Sie wurden vorgedreht und dann mittels einer nach Schablone gefertigten Reibahle geschabt. Auf diese Art hoffte man, große Genauigkeit wie auch eine möglichst glatte Wandung zu erreichen. Trotzdem sind Ungenauigkeiten nicht zu vermeiden gewesen.

Beim Rohre 10 z. B. lag der kleinste Durchmesser mit 15,35 mm an dem richtigen Punkte der Achse, dann erweiterte sich aber das Profil auf 15,50, verengte sich wieder auf 15,45 und lief allmählich in die richtige Kurve über.

Der Punkt, von dem aus die Erweiterung ihren Anfang nahm, war dadurch um 40 mm dem Auslauf näher gerückt, als vorgesehen war.

Zur Herstellung der vierkantigen Hohlformen wurde zunächst ein Holzkern gefertigt, dann poliertes Messingblech von 2 mm Stärke dem Kerne angepaßt und bei stetigem Zusammenpressen beider Teile die Form gelötet. Das Ganze stellte man darauf in ein Eisenrohr, goß es mit Zement aus und formte in diesem den Einlauf mit seinem Uebergange vom viereckigen in den runden Querschnitt. Nach dem Erhärten wurde der Holzkern herausgetrieben. Im Auslauf wurde kein Uebergang vom viereckigen in den runden Querschnitt geformt, sondern es fand eine plötzliche Erweiterung statt.

Die so hergestellten Formen wiesen Ungenauigkeiten bis zu 0,3 mm auf. Bei dem ersten derartigen Rohre spülte das Wasser den Zement am Beginne des Bleches fort, drang hinter dieses und preßte infolge des Druckunterschiedes die Rohrwand nach innen. Später wurde deshalb auf eine sorgfältige Verankerung der Blechform in dem Zement besonders am Ein- und Austritte Wert gelegt.

Um bei den weiteren Versuchen den Zustand des Wassers zu verändern, wurden bei S_1 bzw. S_2 , s. Fig. 1, folgende Zwischenstücke eingeschaltet:

- 1) ein Kreuz mit 10 mm Stegbreite, Fig. 5,
- 2) ein Blech mit 3 Löchern von 22 mm Dmr., Fig. 6, das im folgenden kurz als Wirbelblech bezeichnet werden soll,

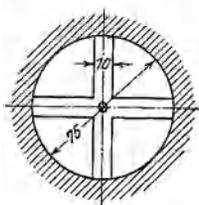


Fig. 5.

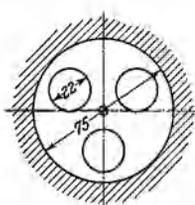


Fig. 6.

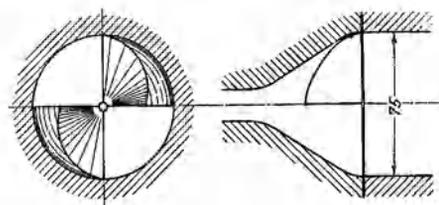


Fig. 7.

- 3) ein Blech mit dem Viertel eines doppelgängigen Schraubenganges, Fig. 7,
- 4) Siebe in verschiedener Anzahl von 0,23 mm Drahtstärke und 1 mm Teilung.

Es stellte sich bei den Versuchen heraus, daß gleiche Ergebnisse erzielt wurden, wenn S_1 frei blieb und bei S_2 das Kreuz, das Wirbelblech, ein Sieb oder gar nichts vorgeschaltet war. Dieser letztere Zustand wurde als der normale betrachtet, und in ihm sind sämtliche Rohre nach der früher beschriebenen Weise untersucht worden.

Die Zahlentafeln 1 bis 22 geben die Versuchswerte wieder. Alle Daten beziehen sich auf 2 in der Zusammenstellung, Fig. 4, angegebene Querschnitte eines jeden Rohres, von denen der eine im Beginne des Druckkurvenanstieges liegt, der andre im Rohraustritt. Für die Wahl des letzten Punktes war die mehr oder weniger starke Zusammenschnürung bei der umgekehrten Stromrichtung des Wassers maßgebend. Er liegt kurz hinter der Einschnürungskurve, also bei Rohren mit scharfkantigem Ausfluß-Querschnitte weiter vom Ende entfernt als bei solchen mit ausgerundeten Kanten. Seine Lage wurde jeweilig durch eine Diagrammaufnahme ermittelt.

Zunächst fällt auf, daß sich die ν -Werte für verschiedene Geschwindigkeiten bei gleicher Wirbelung nur um Geringes voneinander unterscheiden. Da die Abweichungen keinem Gesetze folgen, kann man den Mittelwert als für alle Geschwindigkeiten gültig annehmen und die Unregelmäßigkeiten auf Beobachtungsfehler zurückführen. Damit ist man auf das erste Ergebnis der Versuche gebracht:

Jedes Rohr hat innerhalb der für die Versuche geltenden Geschwindigkeitsgrenzen von 10 bis 40 m/sk einen bestimmten Wirkungsgrad, welcher nur durch den Wirbelungszustand des durchströmenden Wassers verändert wird. Es bestätigt sich also nicht die früher erwähnte Vermutung, daß der kleineren Wassergeschwindigkeit ein verhältnismäßig größerer Erweiterungswinkel zukomme und mit steigender Geschwindigkeit ein umso schlankerer anzuwenden sei, sondern das mit 10 m/sk wie das mit 40 m/sk fließende Wasser erfordert zur Umsetzung seiner Bewegungsenergie das gleiche Rohr.

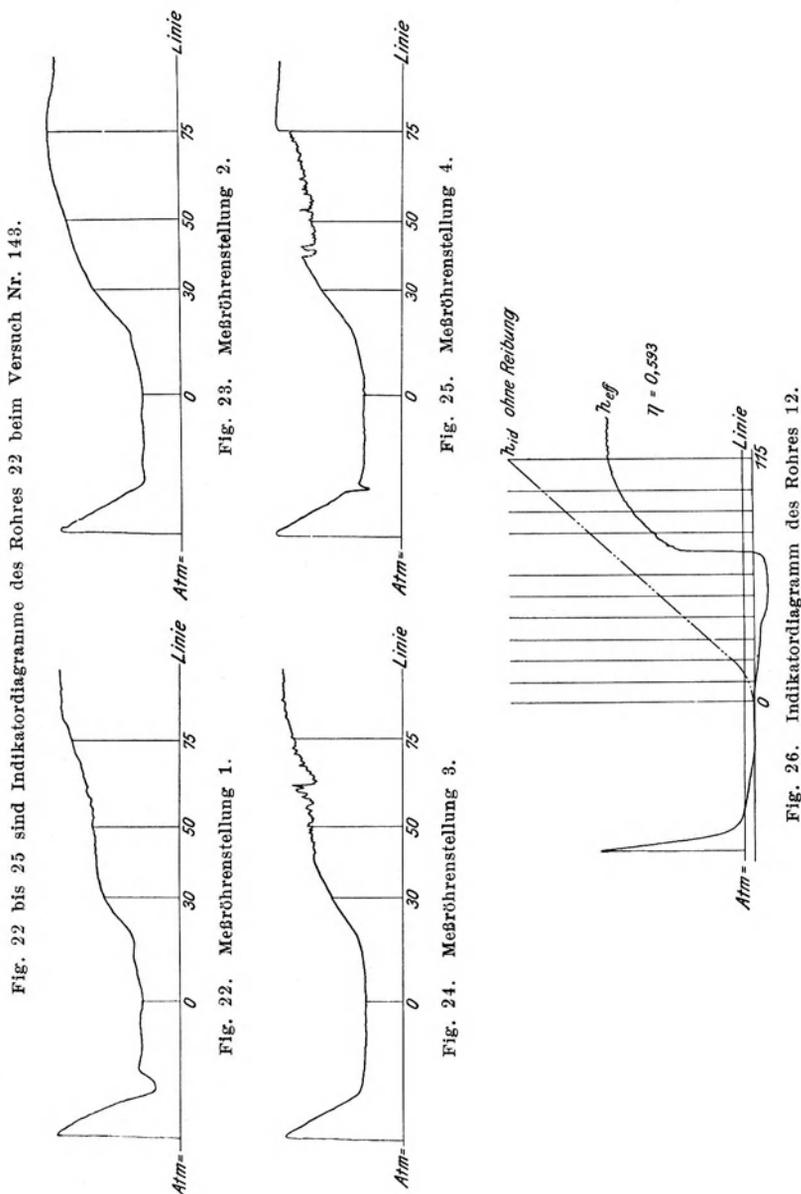
Die Mittelwerte der Wirkungsgrade bei verschiedenen Wasserzuständen sind in Zahlentafel 24 zusammengestellt. Man erkennt daraus, daß im allgemeinen für jedes Rohr die Verluste umso größer werden, je ruhiger das Wasser fließt.

Spalte 1 enthält die ungünstigsten ν -Werte. Sie beziehen sich auf Wasser, das vor dem Eintritt in die Düse durch 20 Siebe gekämmt wurde, die in Abständen von 5 mm hintereinander geschaltet waren. Ein solches Wasser, dessen Stromfäden jedenfalls sehr annähernd parallel laufen, hat eine besonders starke Neigung, sich von der Wandung zu lösen, wie ein Vergleich der Werte in den Spalten 1 und 3 zeigt. Nur die gleichen Werte für das Rohr 6 treten aus dieser Reihe heraus. Aus dem Verlaufe der Kurven in Fig. 18 und 20 für gesiebtes und normales Wasser kann man ungefähr auf den Punkt im Rohre schließen, an welchem die erheblichere Loslösung des gesiebten Wasserstrahles von der Wandung eingesetzt hat.

Wird statt der 20 nur 1 Sieb bei S_1 (Fig. 1) vorgeschaltet, so steigt im allgemeinen der Wirkungsgrad, unterscheidet sich aber bei den Rohren 4, 5 und 19 noch erheblich von dem normalen. Als solche sind, wie früher begründet, diejenigen der Spalte 3 zu betrachten, und diese Werte dürften jedenfalls für die unmittelbare Anwendung z. B. bei Strahlapparaten zu empfehlen sein.

Die besseren Wirkungsgrade in Spalte 4 wurden dadurch erreicht, daß das Wirbelblech bei S_1 , also unmittelbar im Einlauf befestigt wurde, so daß das

Wasser mit erhöhter Wirbelung im Versuchsrohre strömte. Diese stark wirbelnde Flüssigkeit war imstande, den Erweiterungen des Rohres leichter zu folgen. Der Verlauf der Kurven in Fig. 8 und 14 läßt darauf schließen, daß sich das gesiebte Wasser beim Beginn der Rohrerweiterung von der Rohrwand löste und hauptsächlich dadurch der große Druckverlust hervorgerufen wurde, während die Kurve des wirbelnden Wassers der ideellen Linie näher kommt.



In der letzten Spalte der Zahlentafel 24 sieht man außerordentlich hohe Werte für η . Durch das bei S_1 vorgeschaltete Schraubenblech, Fig. 7, wurde das Wasser in drehende Bewegung gebracht und durchlief nun in schraubenförmiger Bahn das Rohr. Das Meßröhrchen nahm an der Drehbewegung teil und rieb sich unter starkem Geräusch an seinen Führungen und den Rohrwänden.

Obwohl die für diesen Zustand geltenden η -Werte auf sorgfältigen Druckmessungen beruhen, lassen sie Zweifel an ihrer Richtigkeit aufkommen. Bei dem Rohr 2 z. B. scheint der Verlust nur 0,01 zu betragen, während allein der Reibungsverlust nach Zahlentafel 23 zu 0,04 ermittelt ist.

Der Widerspruch erklärt sich dadurch, daß für die Rechnung eine mittlere Geschwindigkeit v_{max} am engsten Rohrquerschnitt f_{min} angenommen ist nach der Gleichung $v_{max} = \frac{Q}{f_{min}}$, wobei Q die Durchflußmenge darstellt, oder es ist mit andern Worten vorausgesetzt, daß die Stromlinien parallel der Rohrachse liefen. Die wirkliche mittlere Wassergeschwindigkeit war jedoch größer, denn sie hatte infolge der Drehung außer der axialen Komponente von der Größe $\frac{Q}{f_{min}}$ solche in radialer und tangentialer Richtung, deren Bestimmung sich aber jeder Schätzung entzog. Deshalb wurde der zu kleine Wert für v_{max} in der Rechnung beibehalten und die sich daraus ergebenden η -Werte unverändert stehen gelassen.

Es war nicht möglich, ein Diagramm von diesem Vorgange aufzunehmen, weil die Drücke an derselben Stelle der Rohrachse verschieden waren, je nachdem man die Anbohrung des Meßröhrchens nach oben, unten, rechts oder links drehte, und weil die Richtung des Ueberdruckes an verschiedenen Punkten der Rohrachse wechselte. Beim Versuch 387, Rohr 2, betrug die 4 rechtwinklig zueinander gemessenen Drücke beim Punkte 0 in Metern 16,5, 13,8, 16,5 und 13,5, während am Punkte 220 nach denselben Richtungen gleichmäßig 50,3 gemessen wurde. Die Mittelwerte wurden zur Berechnung benutzt. Da, wie erwähnt, das Meßröhrchen bei diesen Versuchen nicht in der Rohrachse lag, sondern von dem Wasser umhergeschleudert wurde, war nicht zu entscheiden, ob der Unterschied auf Einströmen des Wassers in die Anbohrung des Meßröhrchens, also die Summierung eines Teiles der Geschwindigkeitshöhe zur hydraulischen Druckhöhe, oder auf das Messen verschiedenen, durch die Fliehkraft beeinflussten hydraulischen Druckes in einem Querschnitt zurückzuführen war.

Nach dem Vorhergehenden läßt sich das Ergebnis der Versuche in bezug auf den Strömungszustand des eintretenden Wassers etwa folgendermaßen zusammenfassen:

Gleichförmig fließendes Wasser mit parallelen Stromfäden setzt am schwersten seine kinetische Energie in potentielle um; je höher die Wirbelung des Wassers ist, desto günstiger wird der Wirkungsgrad im Sinne dieser Abhandlung, und die günstigsten Ergebnisse erhält man mit Wasser, welches eine um die Rohrachse drehende Bewegung besitzt.

Um Mißverständnissen vorzubeugen, ist noch Folgendes zu bemerken: Als kinetische Energie ist hier nur diejenige angenommen, welche der Geschwindigkeit in der Achsenrichtung des Rohres entspricht, während die Energiemengen, welche den Wirbelungen bzw. der Schraubenbewegung zukommen, unberücksichtigt blieben. Es ist selbstverständlich, daß zur Hervorbringung dieser Energiemengen von vornherein ein gewisser Mehraufwand an Arbeit erforderlich war, und dieser kommt nun — zum Teil wenigstens — beim Durchgange des Wassers durch das Rohr wieder nützlich zur Verwendung, indem er das Loslösen von den Wandungen erschwert und dadurch den »Wirkungsgrad« hebt. Die künstliche Vernichtung in der Wasserbewegung schon vorhandener Unregelmäßigkeiten ist jedoch in zweifacher Richtung schädlich; denn einmal bedingt die Einschaltung jedes Widerstandes Verluste, und weiter wird durch den dadurch

erreichten Parallelismus der Wasserfäden das Loslösen von den Wandungen begünstigt.

Der Einfluß der Wandrauigkeit auf den Wirkungsgrad läßt sich aus den Werten der Spalte 3, Zahlentafel 23, überblicken. Sie entsprechen den Angaben der Zahlentafeln 1 bis 22 für η_{id} mit Reibung derart, daß

$$\eta_r = 1 - \eta_{id \text{ mit Reibung}} = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}} \dots \dots \dots (8)$$

ist. Bei den Rohren gleicher Gestalt, jedoch einerseits mit bearbeiteter und andererseits mit roher Innenfläche, zeigt sich in den Angaben für η_r ein Unterschied von durchschnittlich 6 vH. Die Werte η_{id} mit Reibung und somit auch η_r zeigen nach den Zahlentafeln 1 bis 22 bei verschiedenen Geschwindigkeiten geringe Abweichungen voneinander, die aber wohl auf Beobachtungsfehler und sonstige Zufälligkeiten zurückzuführen sind, da irgend eine gesetzmäßige Veränderlichkeit mit der Geschwindigkeit nicht vorhanden ist. Man ist daher wohl berechtigt, diese Werte als unveränderlich bei verschiedenen Geschwindigkeiten anzunehmen. Die aus dem jeweiligen Druckverlust h_r berechneten Werte des Rohrreibungskoeffizienten ζ_r erscheinen daher auch für die vorkommenden Geschwindigkeiten unveränderlich und sind in der Zahlentafel 23 aufgetragen. Sie sind für die kegelförmigen Rohre bestimmt nach der Gleichung:

$$\zeta_r = 4 h_r \frac{d_{max} - d_{min}}{l} \frac{2\sigma}{v_{max}^2 - v_{min}^2} \dots \dots \dots (9)^1,$$

für die Rohre 4 und 5 nach der Gleichung:

$$\zeta_r = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2}{2g}} \delta \frac{4\sqrt{\beta_{max}} - \sqrt{\beta_{min}}}{l\beta_{min}^2} \frac{1}{\frac{2}{3}(\beta_{min}^{-3/2} - \beta_{max}^{-3/2}) + \frac{2}{5}\delta(\beta_{min}^{-5/2} - \beta_{max}^{-5/2})} \dots \dots \dots (10)^1$$

und für das Rohr 6 nach der Gleichung:

$$\zeta_r = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2}{2g}} 4 \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{l\alpha_{min}^4} \frac{1}{\alpha_{min}^{-4} - \alpha_{max}^{-4}} \dots \dots \dots (11)^1,$$

worin β , δ und α die Seitenkanten der viereckigen Querschnitte bezeichnen.

Während die Werte für glatte Wandungen, wozu auch die Rohre mit rechteckigem bzw. quadratischem Querschnitt gehören, gute Uebereinstimmung zeigen, weichen diejenigen für die unbearbeiteten Rohre ziemlich von einander ab.

Die Ergebnisse für η der früher erwähnten Rohre gleicher Gestalt in Zahlentafel 23 lassen erkennen, daß für den Arbeitsverlust nicht allein der Konuswinkel maßgebend ist, worunter im Folgenden der Winkel zwischen zwei Erzeugenden im Achsenschnitt verstanden sein soll, oder bei den vierkantigen Rohren die Neigung der Seitenflächen zueinander, sondern daß hier außer der Oberflächenreibung auch noch andere Umstände bestimmend einwirken müssen. Wie aus der Zahlentafel 23 ersichtlich, hat Rohr 5 einen um 4 vH kleineren Wirkungsgrad als Rohr 4, obwohl es in bezug auf den Reibungsverlust günstiger als letzteres gestellt ist, und ein Vergleich der Diagramme Fig. 10 und 12 zeigt, daß der Verlust des Rohres 5 im wesentlichen beim Beginn der Erweiterung zu suchen ist, wo sich offenbar der Wasserstrom von den Seitenflächen losgelöst hat. Die Ursache der Erscheinung könnte man in der verschiedenartigen Querschnittgestaltung suchen, jedoch weisen die Diagramme der Rohre

¹⁾ Ableitung der Gleichungen 9), 10) und 11) im Anhang S. 19.

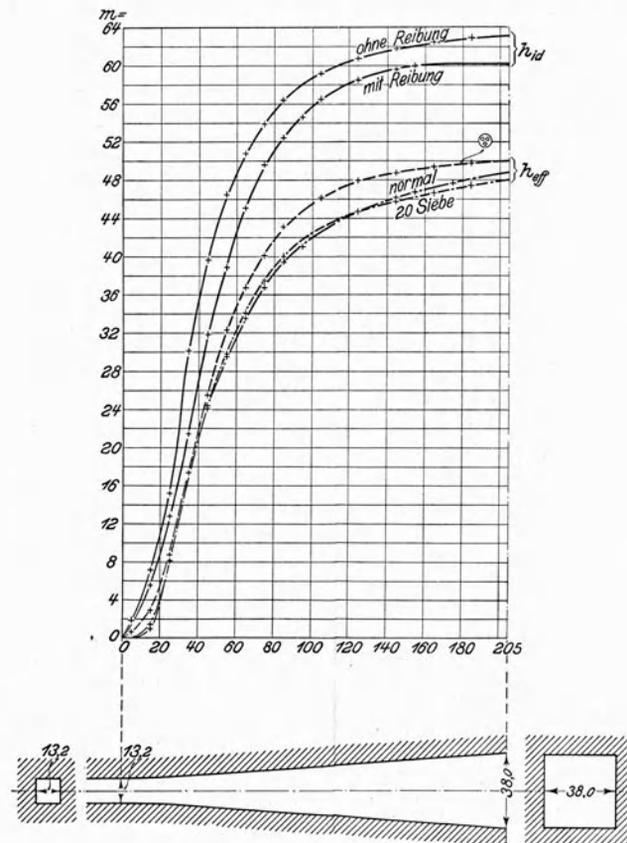
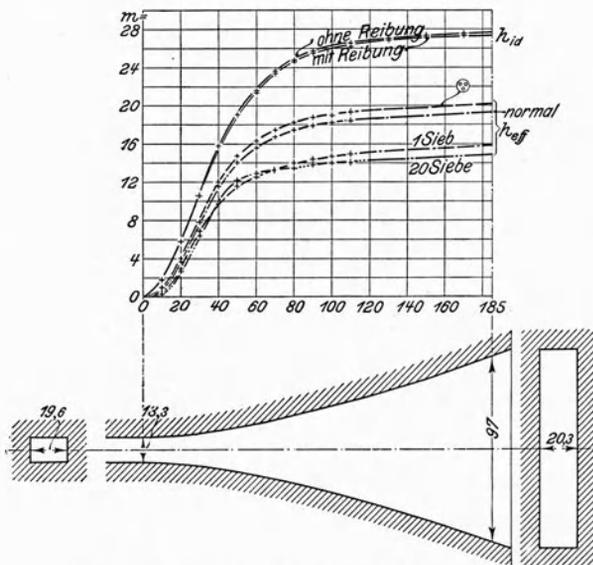
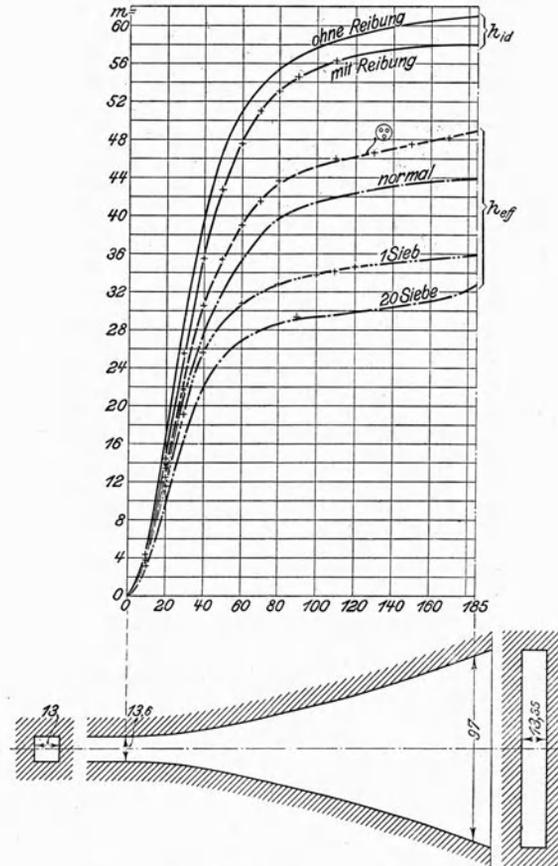
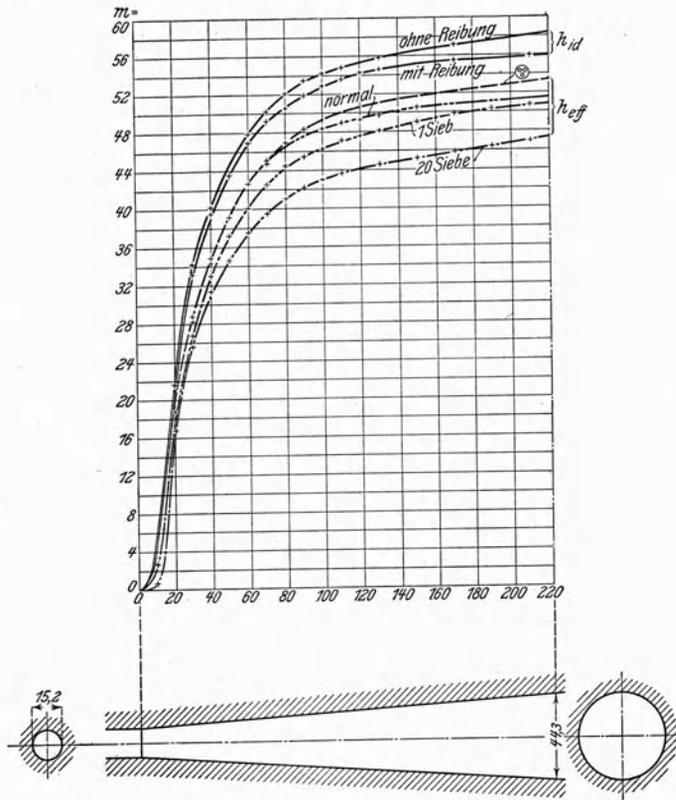


Fig. 12 und 13. Rohr 5 mit Diagrammen.

Fig. 14 und 15. Rohr 6 mit Diagrammen.

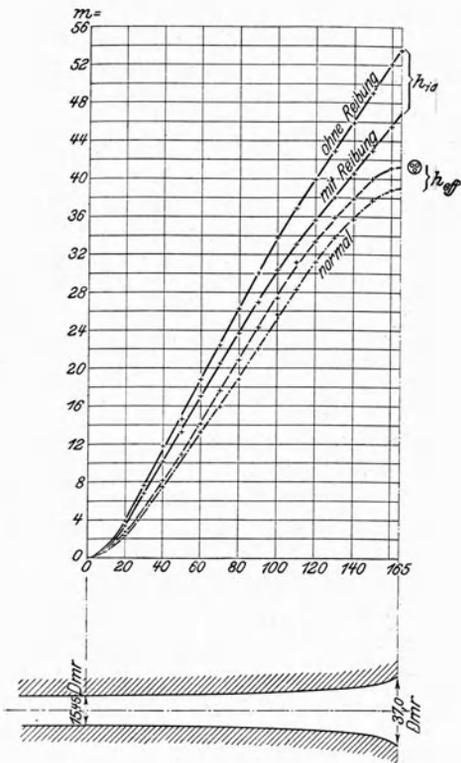


Fig. 16 und 17. Rohr 10 mit Diagrammen.

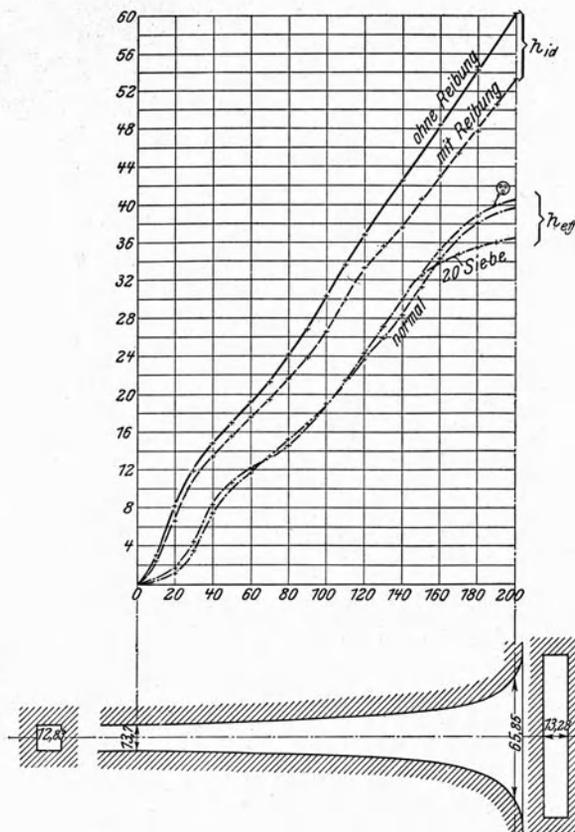


Fig. 18 und 19. Rohr 11 mit Diagrammen.

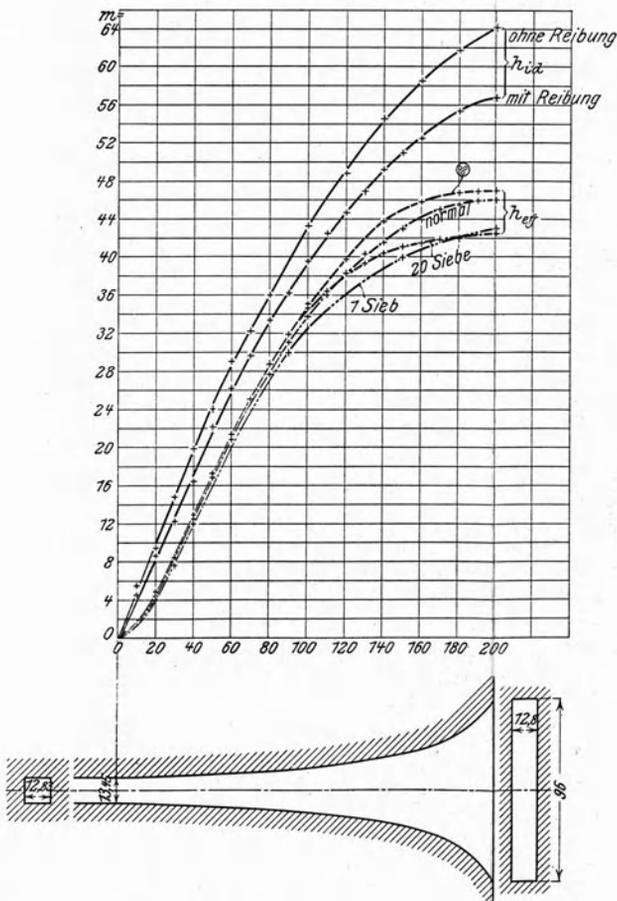


Fig. 20 und 21. Rohr 19 mit Diagrammen.

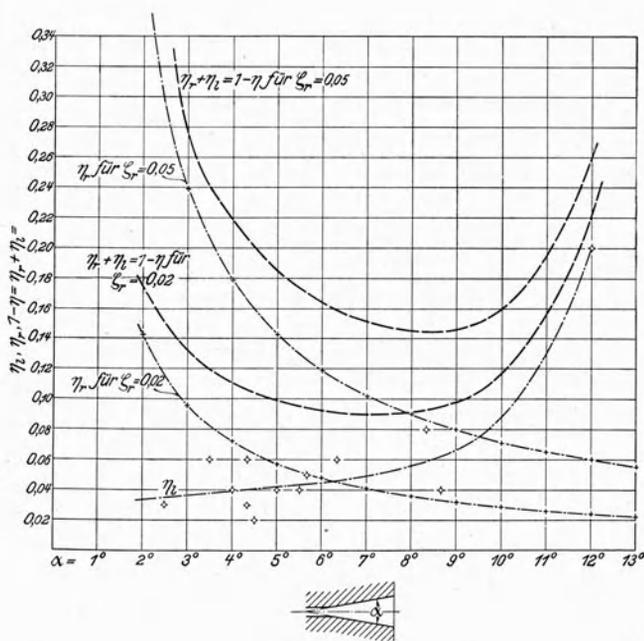


Fig. 27.

Diagramme für kegelförmige Rohre.

6 und 19 in Fig. 14 und 20 auch auf Loslösung des Wasserstrahles hin, trotzdem ihre Querschnitte demjenigen des Rohres 4 entsprechen. Am deutlichsten zeigt sich jedoch die gleiche Erscheinung im Diagramm des Rohres 11, Fig. 18. Die Rohre runden Querschnittes weisen keine derartigen Unregelmäßigkeiten auf. Da es nicht gelang, durch Ausmessung des Querschnittes irgend welche Anhaltspunkte zur Erklärung der Tatsachen zu finden, so muß man annehmen, daß bei den vierkantigen Rohren unbekannte Ursachen, wahrscheinlich verschwindend kleine Unebenheiten im Beginn der Erweiterung, fähig sind, eine Loslösung des Wasserstrahles von der Wandung und damit große Verluste hervorzurufen.

In der Figur 2 fällt auf, daß nicht nur η' , sondern auch η nach dem Ende des Rohres zu steigt, da h_{eff} schneller zunimmt als h_{ut} ohne Reibung.

Auch bei den übrigen kegelförmigen Rohren tritt diese Erscheinung mehr oder weniger deutlich auf, besonders aber erkennt man sie klar bei dem rechteckigen Rohre 4, Fig. 10. Es scheint demnach, daß der von der Wandung losgelöste Wasserstrahl allmählich eine Verzögerung erfährt, die unabhängig von dem Rohrprofil ist. Somit kann man sagen, daß der Wirkungsgrad eines Rohres mit dessen Länge wächst.

Wie früher erklärt, haben die Rohre 2, 3, 4 und 6, 10 und 11, 17, 18 und 19 je gleiches Querschnittverhältnis. Da die Unterschiede in den Verlusten recht bedeutend sind, erkennt man, daß jedenfalls das Querschnittverhältnis nicht maßgebend für den Arbeitsvorgang sein kann.

Da nun bei dem Rohre 6 die Neigung der Seitenflächen geringer als beim Rohre 2 der Konuswinkel und trotzdem sein Verlust um 11 vH größer ist, so muß man schließen, daß die vierkantige Gestalt an sich ungünstiger ist als die runde. Um die Erscheinung zu erklären, wurde in dem Rohre 2 ein 1 mm starkes Stahlblech befestigt, das sich lang durch den Konus erstreckend, diesen in 2 Hohlkörper zerlegte, deren Querschnitte nun je einen Halbkreis bildeten. Die Versuche 381 bis 384 auf Zahlentafel 2 behandeln diesen Fall, und man sieht an dem mittleren η -Werte von 0,721 gegenüber 0,883 im früheren Zustande, auch nach Berücksichtigung der durch das Blech vergrößerten Oberflächenreibung, daß die Verhinderung einer möglichen Drehbewegung des Wassers für die Umsetzung seiner Geschwindigkeit in Druck von großem Nachteil ist, wie das übrigens auch aus den Versuchen folgt, bei welchen durch Vorschalten von Sieben eine parallele Bewegung aller Wasserfäden erzwungen wurde. Es bleiben daher alle vierkantigen Rohre an Wirtschaftlichkeit hinter den runden zurück, und zwar vermutlich um so mehr, je weiter sie sich von dem Kreisquerschnitt entfernen, d. h. je flacher sie sind (vergl. die η -Werte für die Rohre 4 und 6).

Die Diagramme des Rohres 22, Fig. 22 bis 25, zeigen, wie ungünstig ein solcher vierkantiger Querschnitt auf die Wasserbewegung einwirken kann. Für die 4 Druckkurven, die nacheinander aufgenommen sind, herrschten vollkommen gleiche Verhältnisse im Rohre, es wurde nur die Anbohrung des Meßröhrchens für jedes Diagramm um 90° verdreht. Während bei allen runden Rohren eine solche Verdrehung ohne Einfluß auf die Druckmessung blieb, außer bei der schraubenförmigen Wasserbewegung, weichen die vorliegenden Kurven ziemlich erheblich voneinander ab. In den Stellungen 1 und 3 ist die Oeffnung des Röhrchens den parallelen Seitenflächen, in den Stellungen 2 und 4 den sich erweiternden zugewandt. Man erkennt, daß in den beiden letzten Richtungen der Druckanstieg erheblicher ist und in Fig. 23 sogar einen Wert erreicht, der

über demjenigen des anschließenden Rohres liegt. Deutlich zeigt sich ferner die Wirbelbildung und eine kleine Einschnürung beim Beginne des Rohres, wo dessen Blechkante ein wenig gegenüber dem zementierten Einlauf hervortrat.

Bei dem Rohre 22 traten solche Unregelmäßigkeiten in besonders hohem Maße auf, jedoch konnte man sie auch in geringerem Grade bei den übrigen vierkantigen Rohren beobachten. Meistens blieb ein gewisser Ueberdruck auf zwei oder einer Seite längs der Rohrachse bestehen, der an der engsten Stelle etwa 1 vH betrug und gegen das Ende zu auf 3 vH anstieg.

Will man endlich eine Beziehung feststellen zwischen den Erweiterungswinkeln und den zugehörigen Wirkungsgraden, so kann das nach dem Vorhergehenden nur getrennt erfolgen für jede Querschnittform. Hier soll nur die runde betrachtet werden, da die Erfahrungen mit vierkantigen Rohren für eine Verallgemeinerung nicht genügend erscheinen.

Zu dieser Diskussion sollen auch die Versuche von Francis und Bänninger herangezogen werden. Der erstere verwendete ein Rohr mit $2^{\circ} 30'$ als Kegelwinkel und verlängerte dieses durch 3 nacheinander vorgeschraubte Teile eines Kegels von 5° . Er erzielte als Wirkungsgrade 0,79, 0,81, 0,80 und 0,80, wie sich aus seinen Ergebnissen berechnen läßt.

Dieser Versuch zeigt die vollständige Unabhängigkeit des η -Wertes von dem Verhältnis $\frac{d_{max}}{d_{min}}$, während der Verfasser eine geringe Steigerung des η -Wertes mit der Länge des Rohres oder dem Werte $\frac{d_{max}}{d_{min}}$ ermittelt hat, wie auf Seite 17 dargelegt. In geradem Gegensatze dazu stehen die Ergebnisse Fliegners, welche Lang in eine Formel zusammenfaßte, die entsprechend umgeformt, den Wirkungsgrad ergibt zu:

$$\eta = 1 - \frac{\left(\frac{d_{max}}{d_{min}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{d_{max}}{d_{min}}\right)^2 + 1} \sin \alpha \dots \dots \dots (12)^1).$$

Danach stände also ein Sinken des Wirkungsgrades zu erwarten, wenn ein Rohr verlängert würde. Fliegner verwandte u. a. mehrere Rohre mit einem Kegelwinkel von 9° bis 14° (a. a. O. Tafel 5, Fig. 3, 7, 11 und 13), deren d_{max} gleich, d_{min} jedoch verschieden war, und erzielte damit als höchste Wirkungsgrade 0,60, 0,68, 0,92 und 0,80. Sämtliche Versuche Fliegners leiden unter dem Einflusse der sogenannten Kavitation, der Loslösung von Luft aus dem Wasser, da an der engsten Stelle immer Vakuum-Druck herrschte. Fig. 26 stellt ein vom Verfasser in solchem Zustand aufgenommenes Diagramm dar. Es zeigt, daß sich der Wasserstrom beim Beginne der Erweiterung von der Wandung loslöst, als geschlossener Strahl durch das Rohr schießt und dann plötzlich aufprallt. Das bei diesem Vorgange vernehmbare starke Geräusch ist allein schon Beweis genug für den großen Arbeitsverlust, der sich dann auch in den Wirkungsgraden ausdrückt. Die nach den Zahlentafeln Fliegners berechneten η -Werte²⁾ steigen mit zunehmender Geschwindigkeit bis zu einem Höchstwert und fallen dann wieder. Da sich nun nicht entscheiden läßt, ob die besten Wirkungsgrade schon unter dem Einfluß der Kavitation standen, so mag im Ferneren von ihrer Verwendung für diese Diskussion abgesehen werden. K. Bänninger fand bei einem kegeligen Rohre mit $5^{\circ} 30'$ Spitzenwinkel ein η von 0,79, außerdem untersuchte er ein Rohr mit anscheinend linearer Drucklinie und

¹⁾ Siehe »Hütte« 1905 S. 251.

²⁾ Siehe Anhang S. 22 und 23.

stellte ferner an 4 Rohren mit zunehmendem Erweiterungswinkel Ausflußversuche an. Wie bei den Fliegnerschen zeigt sich auch bei den letzten Versuchen der Einfluß der Kavitation im Fallen des Wirkungsgrades um so mehr, je kleiner der absolute Druck an dem engsten Querschnitt ist. Es sollen im Folgenden nur die größten η -Werte benutzt und als zugehöriger Kegelwinkel derjenige des sich an den kleinsten Durchmesser anschließenden Kegels genommen werden.

Da sich die Verluste bei der Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck aus Reibung und Loslösung des Wasserstrahles zusammensetzen, so müssen beide getrennt behandelt werden.

Bedeutet h_{eff} die von der zur Verfügung stehenden Geschwindigkeitshöhe $\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}$ gewonnene Druckhöhe, h_l den Verlust infolge Löslösung und h_r denjenigen an Reibung, so besteht die Gleichung:

$$h_{eff} + h_r + h_l = \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g} \dots \dots \dots (13);$$

bezeichnet ferner

$$\eta = \frac{h_{eff}}{\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}}, \quad \eta_r = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}} \quad \text{und} \quad \eta_l = \frac{h_l}{\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}},$$

so ist

$$\eta + \eta_r + \eta_l = 1 \dots \dots \dots (14).$$

Aus Gl. (9) ergibt sich

$$\eta_r = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}} = \zeta_r \frac{l}{4} \frac{1}{d_{max} - d_{min}}.$$

Nennt man den Winkel eines Kegels α , so ist

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_{max} - d_{min}}{2l} \dots \dots \dots (15),$$

und man erhält durch Einsetzen dieses Wertes:

$$\eta_r = \frac{\zeta_r}{8} \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \dots \dots \dots (16).$$

Mit Benutzung dieser Gleichung läßt sich bei Annahme eines Wertes für ζ_r aus einem bekannten η das η_l ermitteln. Auf diese Art sind die Ergebnisse von Francis und Bänninger behandelt und in die Zahlentafel 23 eingefügt¹⁾. Die Zahlen können allerdings nur als grobe Annäherungen betrachtet werden, da kein Anhalt für den Rauigkeitsgrad der Versuchsrohre vorliegt. Bei dem glatten Rohre von Francis ist $\zeta_r = 0,02$ und bei Bänningers unbearbeitetem $\zeta_r = 0,04$ zugrunde gelegt. Die so vervollständigte Zahlentafel 23 läßt eine verhältnismäßig starke Veränderlichkeit des Loslösungswiderstandes erkennen; indessen findet die Vermutung, daß hierfür außer dem Konuswinkel auch die Größe des engsten Durchmessers von Einfluß sei, durch die Versuche, bei welchen dieser Durchmesser zwischen 12 und 52 mm schwankte, keine Bestätigung, und man kann daher annehmen, daß der Loslösungsverlust nur von dem Kegelwinkel abhängig ist.

In der Figur 27 ist versucht worden, diese Abhängigkeit darzustellen, um Anhaltspunkte zu gewinnen für die Vorherbestimmung des Wirkungsgrades

¹⁾ Siehe Anhang S. 18.

eines Rohres von bestimmtem Kegelwinkel und bei bestimmtem Rauigkeitsgrade, wobei jedoch bemerkt werden muß, daß die vorliegenden Versuchsergebnisse noch nicht als ausreichend für sichere Schlußfolgerungen in dieser Richtung betrachtet werden können. Als Abszissen sind die Neigungswinkel und als Ordinaten die prozentualen Verluste an Loslösung und Reibung und die Summe von beiden aufgetragen.

Für die Kurve η_r diene Gl. (16) mit den Rohrreibungskoeffizienten $\zeta_r = 0,02$ und $0,05$, während η_i als Mittelkurve durch eingetragene Versuchswerte gezogen ist. Deutlich erkennt man aus der Kurve für $\eta_r + \eta_i$, wo der günstigste Kegelwinkel für einen bestimmten Rauigkeitsgrad liegt. Es scheint sich danach zur Erreichung hoher Wirtschaftlichkeit zu empfehlen, die Rohre stets sorgfältig zu polieren, um einen kleinen Kegelwinkel anwenden zu können. Für den Gebrauch der Tafel gilt natürlich noch das früher Gesagte, insbesondere über den Einfluß des Ueberganges in die Erweiterung, der am besten jedesmal einer Prüfung durch Diagrammaufnahme unterzogen wird.

Die Kurven der Tafel beziehen sich auf kegelförmige Rohre. Diejenigen mit parabolischer und gerader Drucklinie stehen den kegelförmigen an Güte des Wirkungsgrades nach. Ihr Arbeitsverlust infolge Loslösung, wie er sich in dem Werte η_i der Zahlentafel 23 kennzeichnet, ist verhältnismäßig sehr hoch. Sie verdanken ihre Form der Voraussetzung, daß ein Rohr sich um so mehr seitlich erweitern könne, je kleiner die Geschwindigkeit des Wassers ist. Die Annahme hat sich jedoch nach den Darlegungen auf Seite 11 als irrtümlich erwiesen, und aus dem Verlaufe der η_i -Kurve in Fig. 27 geht hervor, daß sich über einen gewissen Kegelwinkel hinaus der Loslösungsverlust sehr schnell vergrößert. Somit stand zu erwarten, daß bei den Rohren mit geradliniger und parabolischer Drucklinie, wo die Seitenneigung gegen das Ende zu wächst, an einem bestimmten Punkte eine erheblich zunehmende Loslösung einsetzen und die Arbeitsweise in einem Rohre desto unwirtschaftlicher gestalten würde, je näher dieser kritische Punkt dem Beginne des Rohres läge. Diese Erklärung scheint der Verlauf der Druckkurven in Fig. 17, 19 und 21 zu bestätigen. Von einer weiteren Behandlung der Rohre wurde wegen ihres geringen Wirkungsgrades abgesehen.

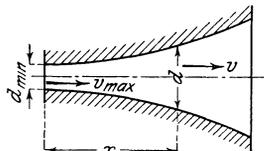
Für den Bau von Strahlapparaten dürften die Ergebnisse der vorliegenden Versuche unmittelbar verwandt werden können, dagegen kommen für die Leitschaufeln der Kreiselpumpen noch einige Umstände in Frage, die nicht berücksichtigt worden sind. Es handelt sich dabei um die Festsetzung des zulässigen Neigungswinkels für prismatische Rohre mit viereckigem und quadratischem Querschnitt und ferner um den Einfluß einer Krümmung der Rohrachse wie sie in den Kreiselpumpen gebräuchlich ist. Der Verein deutscher Ingenieure hat deshalb beschlossen, den weiteren Ausbau der vorliegenden Versuche zu unterstützen, und es ist sehr zu begrüßen, daß sich Hr. Prof. Prandtl in Göttingen, dem auch der Verfasser manche freundliche Anregung verdankt, bereit gefunden hat, diese Arbeit zu übernehmen.

A nhang.

Ableitung der Gleichungen (6) und (7).

Bedeutet für ein Rohr mit kreisförmigem Querschnitt h_{id} den ideellen Druckunterschied an einer beliebigen Stelle mit dem Durchmesser d gegenüber der engsten Stelle, so ist

$$h_{id} = \frac{v_{max}^2 - v^2}{2g}$$



Da $v = \frac{Q}{\frac{d^2 \pi}{4}}$ und $v_{max} = \frac{Q}{\frac{d_{min}^2 \pi}{4}}$, wenn Q die Durchflußmenge bedeutet, so ist

$$h_{id} = \frac{Q^2}{\pi^2 2g} \left(\frac{1}{d_{min}^4} - \frac{1}{d^4} \right)$$

oder

$$d^4 = \frac{1}{\frac{1}{d_{min}^4} - \frac{h_{id}}{C Q^2}}$$

wobei

$$C = \frac{16}{\pi^2 2g}$$

ist.

1) Rohre mit linearer Drucklinie.

$$h_{id} = \alpha x \text{ also } d^4 = \frac{1}{\frac{1}{d_{min}^4} - \frac{\alpha x}{C Q^2}} = \frac{1}{\frac{1}{d_{min}^4} - \alpha x}$$

wobei $\alpha = \frac{a}{C Q^2}$ eine Konstante darstellt.

Beim Rohre 10 sollte für $x = 2,1$ dem, $d = 0,900$ dem sein. Danach ist α zu bestimmen

$$\alpha x = \frac{1}{d_{min}^4} - \frac{1}{d^4} \quad \alpha = \frac{\frac{1}{d_{min}^4} - \frac{1}{d^4}}{x}$$

Setzt man $d_{min} = 0,15$, so ergibt sich Gl. (4)

$$d^4 = \frac{1}{1975,31 - 939,90 x} \dots \dots \dots (6).$$

2) Rohre mit parabolischer Drucklinie.

Hier ist $h_{id} = \alpha x - \beta x^2$. Demnach

$$d^4 = \frac{1}{\frac{1}{d_{min}^4} - \frac{\alpha x - \beta x^2}{C Q^2}} = \frac{1}{\frac{1}{d_{min}^4} - \alpha x + \beta x^2}$$

wenn

$$\alpha = \frac{a}{C Q^2} \text{ und } \beta = \frac{b}{C Q^2}$$

bedeutet.

Zur Bestimmung der beiden Unbekannten α und β dient die Bedingung, daß für $x = 2,1$ $d = 0,90$ sein soll. Außerdem hat sich als zweckmäßig herausgestellt, $\frac{\alpha}{\beta} = 5$ zu setzen. Bei diesem Werte verlief die Drucklinie etwa in der Mitte zwischen der vorher bestimmten linearen und derjenigen des Kegelrohres.

$$d_{min} = 0,15 \text{ gesetzt, ergibt sich } \alpha x - \beta x^2 = 1975,31 - \frac{1}{d^4}.$$

Für $x = 2,1$ und $d = 0,90$ lautet die Gleichung

$$\alpha - 2,1 \beta = \frac{1973,78}{2,1} = 939,90.$$

Da $\alpha = 5 \beta$:

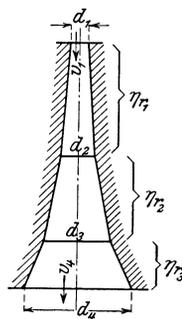
$$\beta = 324,10 \quad \alpha = 1620,51,$$

somit

$$d^4 = \frac{1}{1975,31 - 1620,51 x + 324,10 x^2} \dots \dots \dots (7).$$

Bestimmung der Werte η_r für Rohre mit verschiedenen Kegelwinkeln.

Francis und Bänninger verwenden Rohre, die sich aus mehreren hintereinander geschalteten Hohlkegeln derart zusammensetzen, daß der Erweiterungswinkel nach dem Auslauf hin zunimmt.



η_{r1}, η_{r2} und η_{r3} sind jedes für sich bekannt aus der Gleichung (14)

$$\eta_r = \frac{\zeta_r}{8} \frac{1}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

Gesucht wird

$$\eta_r = \frac{h_r}{\frac{v_1^2 - v_4^2}{2g}} = \frac{h_{r1} + h_{r2} + h_{r3}}{\frac{v_1^2 - v_4^2}{2g}},$$

wenn unter h_r der Gesamtverlust für das Rohr an Reibungshöhe, unter h_{r1}, h_{r2} und h_{r3} aber die Teile davon in ihren zugehörigen Kegeln verstanden werden. Nun ist

$$\eta_{r1} = \frac{h_{r1}}{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}}, \quad \eta_{r2} = \frac{h_{r2}}{\frac{v_2^2 - v_3^2}{2g}} \quad \text{und} \quad \eta_{r3} = \frac{h_{r3}}{\frac{v_3^2 - v_4^2}{2g}},$$

folglich

$$\eta_r = \frac{\eta_{r1} \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) + \eta_{r2} \left(\frac{v_2^2 - v_3^2}{2g} \right) + \eta_{r3} \left(\frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} \right)}{\frac{v_1^2 - v_4^2}{2g}}.$$

Vernachlässigt man jetzt $\frac{v_4^2}{2g}$ im Nenner als sehr kleinen Wert und ersetzt das Verhältnis der Geschwindigkeiten durch dasjenige der Durchmesser, so ergibt sich

$$\eta_r = \eta_{r1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 \right] + \eta_{r2} \left[\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - \left(\frac{d_1}{d_3} \right)^4 \right] + \eta_{r3} \left[\left(\frac{d_1}{d_3} \right)^4 - \left(\frac{d_1}{d_4} \right)^4 \right].$$

Rohr	$\frac{d_{max} - d_{min}}{2l}$ = $\text{tg} \frac{\alpha}{2}$	α	ζ_r	η_{r1} η_{r2} η_{r3}	η_r	Verlust im Einlauf	η	η_t	
B	0,0214	2° 30'	0,020	0,146	0,146	0,03	0,79	0,03	Francis
C	0,0443	5°	0,020	0,071					
D	0,0443	5°	0,020	0,071					
E	0,0443	5°	0,020	0,071					
1 a	0,035	4°	0,04	0,143	0,120	0,04	0,80	0,04	
1 b	0,25	28°	0,04	0,020					
2 a	0,0389	4° 30'	0,04	0,129	0,116	0,03	0,83	0,02	Bänninger
2 b	0,0833	9° 30'	0,04	0,060					
2 c	0,150	17°	0,04	0,033					
3 a	0,050	5° 40'	0,04	0,100	0,095	0,03	0,82	0,05	
3 b	0,250	28°	0,04	0,020					
4 a	0,031	3° 30'	—	0,161	0,125	0,04	0,77	0,06	
4 b	0,050	5° 40'	—	0,100					
4 c	0,222	25°	—	0,023					
5	0,0476	5° 30'	—	0,105	—	0,03	0,79	0,04	

Bestimmung der Rohrreibungskoeffizienten ζ_r .

1) Ableitung der Gleichungen (9), (10) und (11).

Die Versuche mit umgekehrtem Rohr zeigen einen durch Reibung hervorgerufenen Druckverlust h_r , der zur Bestimmung des spezifischen Rohrreibungskoeffizienten ζ_r dienen kann. Für zylindrische Rohre lautet die bekannte Gleichung (1 a):

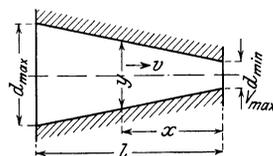
$$h_r = \zeta_r \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

worin l die Länge, d den Durchmesser des Rohres und v die mittlere Geschwindigkeit in dem Rohre bedeuten.

a) Kegelförmige Rohre.
(vergl. Keck, Mechanik II S. 288.)

Für nebenstehendes Rohr gilt die Beziehung

$$y - d_{min} = \frac{d_{max} - d_{min}}{l} x,$$



oder

$$d y = \frac{d_{max} - d_{min}}{l} d x.$$

Auf ein Längenteilehen $d x$ hommt nach Gl. (1a) die Widerstandshöhe

$$d h_r = \zeta_r \frac{d x}{y} \frac{v^2}{2 g} = \zeta_r \frac{1}{y} d y \frac{l}{d_{max} - d_{min}} \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{d_{min}^4}{y^4},$$

daher auf die ganze Länge:

$$h_r = \zeta_r \frac{l}{d_{max} - d_{min}} \frac{v_{max}^2}{2 g} d_{min}^4 \int_{d_{min}}^{d_{max}} y^{-5} d y = \zeta_r \frac{l}{d_{max} - d_{min}} \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{d_{min}^4}{4} \left(\frac{1}{d_{min}^4} - \frac{1}{d_{max}^4} \right)$$

$$h_r = \zeta_r \frac{l}{d_{max} - d_{min}} \frac{1}{4} \left(\frac{v_{max}^2}{2 g} - \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{d_{min}^4}{d_{max}^4} \right),$$

also

$$\zeta_r = 4 \frac{d_{max} - d_{min}}{l} h_r \frac{1}{\frac{v_{max}^2}{2 g} - \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{d_{min}^4}{d_{max}^4}} = 4 \frac{d_{max} - d_{min}}{l} \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2 g}} \quad (9).$$

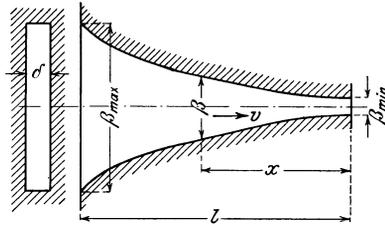
Nach dieser Formel sind die Reibungskoeffizienten der Rohre 1, 2, 3, 7, 8, 9 berechnet.

Der Einfachheit halber ist in dieser, wie in den folgenden Ableitungen, die geringe Reibung am Meßröhrchen vernachlässigt.

b) Die vierkantigen Rohre Nr. 4 und Nr. 5.

Wie oben bereits erwähnt, erweitert sich das Rohr Nr. 4 nur in einer Richtung, und zwar derart, daß der jeweilige Querschnitt $\beta \delta$ dem Querschnitt des Rohres Nr. 2 in der gleichen Entfernung von der engsten Stelle entspricht. Es ist also im Abstände x

$$\frac{y^2 \pi}{4} = \beta \delta \quad y = \sqrt{4 \frac{\delta}{\pi} V \beta}.$$



Die Gleichung des kegelförmigen Rohres lautet:

$$y - d_{min} = \frac{d_{max} - d_{min}}{l} x.$$

Nach Einsetzen von β erhält man die Gleichung des vierkantigen Rohres:

$$\sqrt{\beta} - \sqrt{\beta_{min}} = \frac{\sqrt{\beta_{max}} - \sqrt{\beta_{min}}}{l} x$$

oder

$$\frac{1}{2} \beta^{-1/2} d \beta = \frac{\sqrt{\beta_{max}} - \sqrt{\beta_{min}}}{l} d x. \quad \text{Gl. (2 a).}$$

Die Grundgleichung (1a) soll auch hier Anwendung finden, jedoch ist statt

$\frac{1}{d}$ $\frac{\text{Umfang}}{4 \text{ Querschnitt}}$ zu setzen.

Auf das Längenteilchen dx bezogen lautet sie dann:

$$dh_r = \zeta_r dx \frac{2(\beta + \delta) v^2}{4 \beta \delta} = \zeta_r dx \frac{\beta + \delta}{2 \beta \delta} \frac{v_{max}^2 \beta_{min}^2}{2 g \beta^2}$$

oder nach Einsetzen von Gl. (2a):

$$dh_r = \zeta_r \frac{v_{max}^2 \beta_{min}^2}{2 g} \frac{l}{\sqrt{\beta_{max} - \beta_{min}}} \beta^{-1/2} \frac{\beta + \delta}{\beta^3 \delta} d\beta,$$

folglich

$$h_r = \zeta_r \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{\beta_{min}^2 l}{4 (\sqrt{\beta_{max} - \beta_{min}}) \delta} \left[\frac{2}{3} \beta_{min}^{-3/2} - \frac{2}{3} \beta_{max}^{-3/2} + \frac{2}{5} \delta \beta_{min}^{-5/2} - \frac{2}{5} \delta \beta_{max}^{-5/2} \right]$$

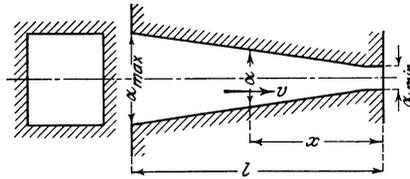
und

$$\zeta_r = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2}{2 g}} \delta^4 \frac{(V\beta_{max} - V\beta_{min})}{l \beta_{min}^2} \frac{1}{\frac{2}{3} (\beta_{min}^{-3/2} - \beta_{max}^{-3/2}) + \frac{2}{5} \delta (\beta_{min}^{-5/2} - \beta_{max}^{-5/2})} \quad (10).$$

c) Rohr Nr. 6.

Dieses Rohr hat quadratischen Querschnitt und erweitert sich im gleichen Verhältnis wie Rohr 2. In einem beliebigen Abstände x von der engsten Stelle muß also sein

$$\alpha^2 = \frac{y^2 \pi}{4} \quad y = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \alpha,$$



wenn α die Seitenlinie des Querschnitts-Quadrates bezeichnet.

Aus der Gleichung des kegelförmigen Rohres

$$y - d_{min} = \frac{d_{max} - d_{min}}{l} x$$

erhält man durch Einsetzen des Wertes für y die Gleichung des Rohres Nr. 6

$$\alpha - \alpha_{min} = \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{l} x$$

oder

$$d\alpha = \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{l} dx.$$

Die Anwendung der Grundgleichung (1a), auf das Längenteilchen dx bezogen, wobei statt $\frac{1}{d}$ wieder $\frac{\text{Umfang}}{4 \text{ Querschnitt}}$ zu nehmen ist, ergibt den Ausdruck

$$\begin{aligned} dh_r &= \zeta_r dx \frac{4 \alpha}{4 \alpha^2} \frac{v^2}{2 g} \\ &= \zeta_r \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{\alpha_{min}^4}{\alpha^4} \frac{1}{\alpha} \frac{l}{\alpha_{max} - \alpha_{min}} d\alpha \\ h_r &= \zeta_r \frac{v_{max}^2}{2 g} \frac{l \alpha_{min}^4}{\alpha_{max} - \alpha_{min}} \frac{1}{4} (\alpha_{min}^{-4} - \alpha_{max}^{-4}), \end{aligned}$$

folglich

$$\zeta_r = \frac{h_r}{\frac{v_{max}^2}{2 g}} \frac{4}{l} \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{\alpha_{min}^4} \frac{1}{\alpha_{min}^{-4} - \alpha_{max}^{-4}} \dots \dots \dots (11).$$

Werte zu den Versuchen von Fliegner.

Die im Nachstehenden benutzten Bezeichnungen sind der Arbeit von Fliegner (Zivilingenieur 1875 S. 97 u. f.) entnommen. Der Wert η stellt den Wirkungsgrad der Geschwindigkeitsumsetzung nach Gl. (3) dar und ergibt sich

mit den Bezeichnungen von Fliegner zu $\eta = \frac{h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1} - \xi}{h - \xi - h_e}$. Auf der zu dem Fliegner'schen Aufsätze gehörigen Tafel ist eine Verwechslung in der Bezeichnung der Rohre Fig. 13 und Fig. 15 vorgekommen, die für die Bestimmung der Kegelwinkel α im Folgenden als berichtigt vorausgesetzt wurde.

$$\eta = \frac{h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1} - \xi}{h - \xi - h_e}$$

Versuch Nr.	$h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1}$	ξ	$h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1} - \xi$	$h - \xi$	h_e	$h - \xi - h_e$	η	v_{max}
	m	m	m	m	m	m		m/sk

Düse Fig. 3. $\alpha = 90^\circ$.

1	0,001	-0,013	0,014	0,050	0,004	0,046	0,305	1,0
2	0,016	-0,797	0,813	1,000	0,069	0,931	0,874	4,4
3	0,045	-2,533	2,578	3,052	0,210	2,842	0,907	7,7
4	0,075	-4,462	4,537	5,317	0,365	4,952	0,916	10,2
5	0,110	-6,750	6,860	8,016	0,551	7,465	0,919	12,5
6	0,148	-8,988	9,136	11,026	0,757	10,269	0,890	14,7
7	0,171	-9,001	9,172	12,924	0,888	12,036	0,765	15,9
8	0,198	-8,988	9,186	15,070	1,035	14,035	0,655	17,2
9	0,222	-8,975	9,197	16,998	1,168	15,830	0,581	18,3
10	0,248	-8,962	9,210	19,254	1,323	17,931	0,514	19,5
11	0,284	-8,949	9,233	22,079	1,516	20,563	0,449	20,8
12	0,322	-8,898	9,220	25,362	1,742	23,620	0,391	22,3
13	0,359	-8,846	9,205	28,358	1,948	26,410	0,349	23,6
14	0,405	-8,795	9,200	32,182	2,217	29,965	0,307	25,2
15	0,461	-8,666	9,127	37,106	2,549	34,557	0,264	27,0

Düse Fig. 7. $\alpha = 14^\circ$.

Versuch Nr.	$h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1}$	ξ	$h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1} - \xi$	$h - \xi$	h_e	$h - \xi - h_e$	η	$\sqrt{2g(h - \xi)} = v_{max}$
	m	m	m	m	m	m		m/sk
1	0	-0,286	0,286	0,972	0,000	0,972	0,294	4,4
2	0	-0,768	0,768	2,058	0,001	2,057	0,373	6,4
3	0,000	-1,286	1,286	3,057	0,001	3,056	0,422	7,8
4	0,000	-2,314	2,314	4,515	0,002	4,513	0,512	9,4
5	0,001	-3,652	3,653	7,049	0,003	7,046	0,518	11,7
6	0,001	-4,577	4,578	7,590	0,004	7,586	0,604	12,2
7	0,001	-5,658	5,659	9,884	0,005	9,879	0,573	13,9
8	0,002	-6,750	6,752	11,869	0,006	11,863	0,570	15,3
9	0,002	-6,326	6,328	13,841	0,007	13,834	0,458	16,5
10	0,002	-5,555	5,557	16,883	0,008	16,875	0,330	18,2
11	0,003	-4,886	4,889	20,052	0,009	20,043	0,244	19,8
12	0,003	-4,179	4,182	23,307	0,011	23,296	0,180	21,4
13	0,004	-3,510	3,514	26,106	0,012	26,094	0,140	22,6
14	0,004	-2,687	2,691	29,377	0,014	29,363	0,092	24,0
15	0,005	-1,993	1,998	32,955	0,016	32,939	0,061	25,4
16	0,005	-0,643	0,648	38,688	0,018	38,670	0,017	27,5

(Fortsetzung).

Versuch Nr.	$h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1}$	ξ	$h_e \zeta_r \frac{l_1}{d_1} - \xi$	$h - \xi$	h_e	$h - \xi - h_e$	η	v_{max}
	m	m	m	m	m	m		m/sk

Düse Fig. 11. $\alpha = 12^\circ$.

1	0,001	-0,049	0,050	0,217	0,003	0,214	0,234	2,1
2	0,003	-0,296	0,299	0,669	0,009	0,660	0,453	3,6
3	0,009	-1,723	1,732	2,656	0,036	2,620	0,661	7,2
4	0,015	-2,944	2,959	4,621	0,063	4,558	0,649	9,5
5	0,026	-5,660	5,686	8,454	0,115	8,339	0,683	12,9
6	0,033	-6,712	6,745	11,089	0,151	10,938	0,618	14,8
7	0,038	-6,468	6,506	12,693	0,173	12,520	0,520	15,8
8	0,043	-6,018	6,061	14,284	0,194	14,090	0,430	16,7
9	0,049	-5,529	5,578	16,229	0,221	16,008	0,349	17,8
10	0,053	-4,873	4,926	18,576	0,253	18,323	0,269	19,1
11	0,056	-4,603	4,659	19,570	0,266	19,304	0,242	19,6
12	0,065	-3,742	3,807	22,550	0,307	22,243	0,172	21,1
13	0,074	-2,867	2,941	25,796	0,351	25,445	0,115	22,5
14	0,085	-1,697	1,782	29,731	0,404	29,327	0,061	24,2
15	0,100	-0,121	0,221	35,024	0,476	34,548	0,064	26,2
16	0,104	+1,064	-0,960	38,368	0,522	37,846	0	27,4

Düse Fig. 13. $\alpha = 27^\circ$.

1	0	+0,008	-0,008	0,002	0,000	0,002	0	0,2
2	0,004	-0,039	0,043	0,176	0,012	0,164	0,262	1,9
3	0,025	-0,887	0,912	1,366	0,094	1,272	0,717	5,2
4	0,049	-1,890	1,939	2,813	0,193	2,620	0,740	7,4
5	0,084	-3,420	3,504	5,033	0,346	4,687	0,746	9,9
6	0,132	-5,555	5,687	8,236	0,566	7,670	0,741	12,7
7	0,193	-8,113	8,206	12,359	0,849	11,510	0,713	15,6
8	0,237	-8,988	9,225	15,559	1,069	14,490	0,636	17,5
9	0,274	-9,013	9,287	18,026	1,238	16,788	0,554	18,8
10	0,301	-9,001	9,302	19,915	1,368	18,547	0,501	19,8
11	0,349	-8,653	9,002	23,272	1,598	21,674	0,415	21,4
12	0,395	-8,255	8,650	26,665	1,832	24,833	0,348	22,9
13	0,438	-7,972	8,410	29,630	2,035	27,595	0,305	24,1
14	0,506	-7,406	7,912	34,654	2,380	32,274	0,245	26,1
15	0,566	-7,213	7,779	38,859	2,669	36,190	0,215	27,6

Düse Fig. 15. $\alpha = 12^\circ$.

1	0,004	-0,016	0,020	0,051	0,010	0,041	0,488	1,0
2	0,025	-0,245	0,270	0,459	0,093	0,366	0,738	3,0
3	0,065	-0,733	0,798	1,308	0,264	1,044	0,764	5,1
4	0,110	-1,324	1,434	2,264	0,458	1,806	0,795	6,6
5	0,163	-2,044	2,207	3,492	0,705	2,787	0,791	8,3
6	0,258	-3,356	3,614	5,678	1,147	4,531	0,797	10,5
7	0,377	-4,976	5,353	8,565	1,730	6,835	0,784	13,0
8	0,488	-6,622	7,110	11,238	2,270	8,968	0,793	14,8
9	0,600	-8,203	8,803	14,019	2,832	11,187	0,786	16,6
10	0,600	-6,635	7,235	14,009	2,832	11,167	0,646	16,6
11	0,700	-7,856	8,556	16,408	3,315	13,093	0,655	17,9
12	0,813	-7,586	8,399	19,242	3,887	15,355	0,546	19,4
13	0,903	-7,715	8,618	21,497	4,343	17,154	0,503	20,5
14	1,062	-7,573	9,635	24,837	5,017	19,820	0,486	22,0
15	1,150	-6,622	7,772	27,806	5,617	22,189	0,350	23,4

Zahlentafel 1. Rohr 1.

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}$ m	h_{eff} m	η	η'	η_d mit Reibung	Vorgeschaltet	
		v_{max} m/sk	v_{min} m/sk							
331	2,0141	10,536	0,50	5,65	3,90	0,690	0,688	—) nichts	
332	3,6230	18,952	0,89	18,27	12,93	0,708	0,706	—		
332	5,0578	26,458	1,24	35,66	25,69	0,722	0,720	—		
2	5,2390	27,155	1,27	37,50	28,45	0,759	0,757	—		
4	5,8062	30,094	1,40	46,06	34,94	0,759	0,757	—		
7	5,8143	30,137	1,41	46,19	35,59	0,771	0,769	—		
6	5,8817	30,486	1,42	47,26	36,28	0,768	0,766	—		
5	5,9244	30,707	1,43	47,59	37,05	0,773	0,771	—		
334	5,9952	31,362	1,47	50,02	37,79	0,756	0,754	—		
3	6,9465	36,005	1,68	65,92	48,05	0,729	0,727	—		
335	6,9928	36,581	1,72	68,05	51,29	0,754	0,752	—		
405	4,4762	23,415	1,10	27,88	25,10	0,900	0,898	—) Schraubenblech
406	4,7467	24,831	1,19	31,36	28,04	0,894	0,892	—		
407	5,0331	26,329	1,24	35,25	31,10	0,882	0,880	—		
432	4,4895	23,485	1,10	28,05	23,47	0,837	0,835	—) Wirbelblech	
433	5,0128	26,223	1,23	34,97	28,63	0,819	0,817	—		
434	5,4636	28,581	1,34	41,54	33,93	0,817	0,815	—		
121	3,3185	17,360	0,82	15,33	16,66	—	—	0,920) umgekehr e Stromrichtung	
122	4,8815	25,536	1,20	33,17	35,51	—	—	0,934		
123	6,4179	33,573	1,58	57,32	59,91	—	—	0,957		
124	7,5568	39,531	1,86	79,47	83,12	—	—	0,956		

Zahlentafel 2. Rohr 2.

239	1,6879	9,561	1,07	4,60	4,10	0,891	0,880	—) nichts
98	3,3404	19,155	2,11	18,47	16,42	0,889	0,878	—	
93	3,7813	21,683	2,39	23,67	21,16	0,894	0,881	—	
94	5,1193	29,355	3,24	43,40	38,25	0,881	0,872	—	
95	6,0421	34,647	3,82	60,45	53,13	0,879	0,868	—	
96	6,4624	37,057	4,09	69,15	60,56	0,874	0,866	—	
97	6,9081	39,612	4,37	79,00	68,71	0,870	0,859	—	
382	4,0027	24,004	2,57	29,03	21,50	0,741	0,731	—) nichts Im Rohre e'n Längsblech
383	4,2683	25,597	2,75	33,00	23,50	0,712	0,702	—	
381	4,3126	25,862	2,78	33,69	24,60	0,730	0,720	—	
384	4,6756	28,039	3,01	39,61	27,80	0,702	0,692	—	
392	3,8891	22,028	2,46	24,42	22,30	0,914	0,904	—) Wirbelblech
389	4,1857	23,718	2,64	28,31	26,25	0,928	0,918	—	
391	4,7569	26,943	3,00	36,54	33,92	0,929	0,919	—	
390	4,7804	27,077	3,02	36,90	34,20	0,927	0,917	—	
386	3,3674	19,073	2,12	18,31	18,00	0,984	0,974	—) Schraubenblech
388	4,1797	23,674	2,64	28,21	28,20	0,999	0,989	—	
385	4,2294	23,955	2,67	28,88	28,10	0,972	0,962	—	
387	4,6778	26,495	2,77	35,33	35,20	0,997	0,987	—	
285	1,7535	9,932	1,10	4,97	4,44	0,893	0,883	—) ein Kreuz
284	4,4368	25,130	2,80	31,79	27,97	0,880	0,870	—	
283	6,2838	35,592	3,96	63,77	56,10	0,880	0,869	—	
282	6,6335	37,573	4,17	71,06	62,47	0,879	0,869	—	
278	1,9420	11,000	1,22	6,09	5,49	0,885	0,875	—) ein Sieb
279	4,3136	24,432	2,72	30,04	25,98	0,865	0,855	—	
280	6,1964	35,097	3,91	62,00	54,16	0,874	0,865	—	
281	7,0089	39,699	4,41	79,33	68,30	0,861	0,851	—	
332	2,0953	11,868	1,32	7,09	5,61	0,791	0,782	—) 20 Siebe
330	3,1216	17,681	1,97	15,73	12,23	0,778	0,767	—	
329	4,8117	27,254	3,32	27,30	30,18	0,809	0,796	—	
328	6,0177	34,085	4,15	58,33	49,19	0,843	0,831	—	
331	7,1133	40,291	4,48	81,72	68,60	0,839	0,830	—	
237	1,8626	10,550	1,18	5,60	5,82	—	—	0,962) umgekehrte Stromrichtung
238	2,3822	13,493	1,50	9,16	9,53	—	—	0,961	
99	3,9643	22,732	2,50	26,02	27,45	—	—	0,948	
100	4,9857	28,589	3,16	41,15	42,97	—	—	0,958	
101	5,9974	34,391	3,80	59,55	61,90	—	—	0,962	
102	6,8806	39,455	4,35	78,38	80,90	—	—	0,967	

Zahlentafel 3. Rohr 3.

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$v_{max}^2 - v_{min}^2$ 2 g m	h_{eff} m	η	η'	η_{id} mit Reibung	Vorgesaltet
		v_{max} m/sk	v_{min} m/sk						
214	1,9610	10,961	1,25	6,04	5,17	0,856	0,845	—) nichts
213	2,4736	13,827	1,54	9,62	8,48	0,881	0,871	—	
212	3,5539	19,865	2,22	19,86	17,05	0,859	0,848	—	
211	4,4951	25,126	2,81	31,78	26,69	0,839	0,829	—	
210	5,5649	31,106	3,54	48,68	41,30	0,848	0,839	—	
209	6,7372	37,659	4,21	71,37	60,18	0,843	0,833	—	
447	4,2144	23,557	2,63	27,93	23,88	0,855	0,845	—) Wirbelblech
448	4,6636	26,068	2,92	34,31	29,55	0,864	0,854	—	
449	5,0950	28,480	3,18	40,82	35,32	0,865	0,855	—	
408	4,2856	23,955	2,68	28,88	27,95	0,966	0,956	—) Schraubenblech
409	4,6868	26,197	2,93	34,54	33,45	0,969	0,959	—	
410	4,9648	27,751	3,10	38,76	36,97	0,955	0,945	—	
219	1,8582	10,387	1,16	5,43	6,08	—	—	0,893) umgekehrte Stromrichtung
218	3,0319	16,947	1,89	14,46	16,00	—	—	0,904	
217	4,6255	25,855	2,90	33,64	38,29	—	—	0,878	
216	5,9306	33,150	3,71	55,31	62,82	—	—	0,880	
215	6,6161	36,982	4,13	68,84	78,57	—	—	0,876	

Zahlentafel 4. Rohr 4.

306	2,0513	11,933	1,59	7,13	5,00	0,701	0,689	—) nichts
305	3,8198	22,221	2,96	24,72	17,72	0,717	0,703	—	
304	4,8896	28,444	3,79	40,51	29,28	0,723	0,711	—	
303	5,9778	34,774	4,64	60,53	43,53	0,719	0,707	—	
302	7,0881	41,233	5,49	85,11	63,51	0,746	0,732	—	
429	4,0173	23,370	3,12	27,34	20,40	0,746	0,732	—) Wirbelblech
430	4,5069	26,218	3,50	34,41	25,67	0,746	0,733	—	
431	4,8716	28,339	3,78	40,20	32,35	0,805	0,790	—	
374	3,0925	17,990	2,39	16,21	10,58	0,653	0,641	—) 1 Sieb
373	3,9412	22,927	3,05	26,31	17,30	0,658	0,645	—	
372	4,7148	27,427	3,65	37,66	24,05	0,639	0,629	—	
376	5,1080	29,715	3,96	44,20	26,40	0,597	0,586	—	
375	5,1417	29,911	3,98	44,79	25,93	0,579	0,568	—	
371	5,6110	32,641	4,35	53,33	31,30	0,587	0,577	—	
327	2,4334	14,155	1,88	10,03	5,34	0,541	0,524	—) 20 Siebe
325	3,4067	19,818	2,64	19,66	10,60	0,539	0,530	—	
324	4,9693	28,908	3,08	42,11	22,71	0,539	0,532	—	
323	6,0335	35,100	4,67	61,67	33,67	0,546	0,536	—	
326	6,7827	39,457	5,25	77,94	41,74	0,536	0,526	—	
307	1,9167	11,150	1,49	6,23	6,55	—	—	0,951) umgekehrte Stromrichtung
308	3,5705	20,771	2,77	21,60	23,24	—	—	0,929	
309	4,9692	28,904	3,85	41,82	44,82	—	—	0,933	
310	5,7370	33,374	4,45	57,01	58,57	—	—	0,973	
311	7,0629	41,087	5,48	84,51	87,58	—	—	0,965	

Zahlentafel 5. Rohr 5.

317	1,9209	7,510	0,98	2,83	1,91	0,675	0,663	—) nichts
316	3,2574	12,736	1,66	8,13	5,40	0,664	0,653	—	
360	4,0273	15,746	2,05	12,42	8,52	0,686	0,674	—	
315	4,3843	17,142	2,24	14,72	10,00	0,679	0,668	—	
314	5,4878	21,456	2,80	23,06	15,77	0,684	0,671	—	
361	6,0613	23,698	3,09	28,13	19,65	0,698	0,686	—	
362	6,2344	24,375	3,18	29,77	20,70	0,695	0,683	—	
312	6,7321	26,321	3,44	34,71	23,62	0,681	0,669	—	
313	7,7407	30,264	3,95	45,88	31,32	0,683	0,670	—	

Zahlentafel 5. Rohr. 5 (Schluß.)

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$v_{max}^2 - v_{min}^2$ $2g$	h_{el} m	η	η'	η_{id} mit Reibung	Vorgeschaltet
		v_{max} m'sk	v_{min} m/sk						
		m	m						
379	4,0387	15,790	2,06	12,49	8,90	0,713	0,701	—	Wirbelblech
380	4,8547	18,980	2,47	18,05	13,00	0,720	0,708	—	
420	4,9854	19,491	2,54	19,03	13,40	0,705	0,693	—	
421	5,4308	21,233	2,76	22,59	16,18	0,716	0,704	—	
378	5,5614	21,743	2,83	23,69	17,30	0,730	0,718	—	
422	6,1082	23,881	3,11	28,57	20,30	0,711	0,699	—	
269	3,4675	13,557	1,77	9,21	5,20	0,565	0,553	—	1 Sieb
267	4,2835	16,747	2,18	14,06	8,00	0,569	0,557	—	
268	5,6472	22,079	2,88	24,43	13,92	0,570	0,558	—	
270	6,7535	26,404	3,42	34,93	20,00	0,573	0,561	—	
366	3,6172	14,142	1,84	10,02	5,40	0,539	0,527	—	20 Siebe
365	4,5153	17,652	2,30	15,61	8,20	0,525	0,513	—	
364	5,9880	23,412	3,05	27,46	14,65	0,534	0,522	—	
363	6,7363	26,337	3,43	34,75	18,80	0,541	0,529	—	
321	2,3889	9,340	1,22	4,37	4,39	—	—	0,995	umgekehrte Stromrichtung
322	3,4871	13,634	1,78	9,31	9,40	—	—	0,991	
320	5,5273	21,610	2,82	23,39	24,04	—	—	0,973	
319	6,5500	25,609	3,34	32,86	34,04	—	—	0,965	
318	7,5984	29,708	3,88	44,21	45,42	—	—	0,973	

Zahlentafel 6. Rohr 6.

340	2,1703	12,817	1,51	8,25	6,29	0,763	0,751	—	nichts
339	3,6528	21,572	2,54	23,39	17,69	0,756	0,746	—	
338	5,1507	30,418	3,58	46,51	35,82	0,770	0,759	—	
337	5,9575	35,183	4,14	62,21	49,95	0,803	0,792	—	
336	6,7286	39,737	4,75	79,33	60,32	0,760	0,749	—	
423	4,3274	25,557	3,01	32,83	26,20	0,799	0,788	—	Wirbelblech
424	4,6973	27,740	3,26	38,68	30,80	0,796	0,785	—	
425	4,9396	29,171	3,43	42,77	34,90	0,816	0,805	—	
426	4,2749	25,246	2,97	32,04	24,70	0,772	0,761	—	20 Siebe
427	4,6198	27,282	3,21	37,41	29,10	0,778	0,767	—	
428	5,0018	29,538	3,47	43,85	33,30	0,760	0,749	—	
342	3,7910	22,388	2,63	25,20	26,64	—	—	0,946	umgekehrte Stromrichtung
343	5,1174	30,221	3,56	45,90	47,22	—	—	0,972	
344	5,9782	35,305	4,15	62,65	67,30	—	—	0,931	
345	7,2248	42,667	5,03	91,50	94,97	—	—	0,963	

Zahlentafel 7. Rohr 7.

255	1,8020	8,018	1,14	3,21	2,69	0,838	0,820	—	nichts	
256	2,3704	10,547	1,50	5,55	4,66	0,840	0,823	—		
254	3,7640	16,747	2,38	14,01	12,12	0,864	0,846	—		
11	3,8370	16,938	2,43	14,32	11,90	0,832	0,814	—		
12	4,5522	20,096	2,88	20,16	16,81	0,833	0,816	—		
18	4,9576	21,885	3,14	23,91	20,29	0,849	0,832	—		
17	5,2720	23,273	3,34	27,04	22,84	0,842	0,826	—		
13	5,3220	23,495	3,37	27,56	23,33	0,845	0,828	—		
14	6,4298	28,385	4,06	40,22	34,33	0,853	0,834	—		
16	6,6303	29,270	4,17	42,78	37,01	0,864	0,846	—		
15	7,0944	31,319	4,49	48,96	41,51	0,849	0,830	—		
251	7,2132	32,094	4,56	51,44	43,40	0,844	0,827	—		
250	8,4565	37,626	5,36	70,69	59,24	0,838	0,822	—		
438	4,3476	19,344	2,76	18,68	17,00	0,910	0,892	—		Wirbelblech
439	4,8870	21,744	3,10	23,61	21,10	0,894	0,875	—		
440	5,2048	23,158	3,30	26,77	24,32	0,907	0,890	—		

Zahlentafel 7. Rohr 7. (Schluß.)

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$v_{max}^2 - v_{min}^2$ 2 g	h_{eff} m	η	η'	η_{id} mit Reibung	Vorgeschaltet
		v_{max} m/sk	v_{min} m/sk						
		m	m						
435	4,2137	18,478	2,60	17,05	15,65	0,918	0,900	—	Schraubenblech
436	4,6678	20,778	2,96	21,55	19,00	0,882	0,864	—	
437	5,0680	22,549	3,21	25,39	23,45	0,925	0,906	—	
120	3,5253	15,685	2,24	12,28	13,47	—	—	0,911	umgekehrte Stromrichtung
116	5,1272	22,813	3,25	25,99	28,89	—	—	0,900	
117	7,0975	31,579	4,43	49,83	55,64	—	—	0,896	
118	7,2611	32,307	4,60	52,12	57,67	—	—	0,904	
119	7,7232	34,363	4,89	57,96	65,13	—	—	0,891	

Zahlentafel 8. Rohr 8.

88	3,1368	17,987	4,36	15,52	13,80	0,889	0,837	—	nichts
87	4,0408	23,171	5,62	25,76	23,07	0,896	0,843	—	
83	4,6191	26,487	6,43	33,65	30,00	0,892	0,840	—	
84	5,7167	32,781	7,96	51,54	46,22	0,897	0,844	—	
85	6,5373	37,486	9,09	67,41	60,24	0,894	0,841	—	
86	6,8747	39,421	9,56	74,53	66,50	0,892	0,840	—	
450	4,0857	23,141	5,67	25,65	22,80	0,889	0,835	—	Wirbelblech
451	4,6354	26,253	6,44	33,02	29,60	0,896	0,844	—	
452	4,9420	27,990	6,85	37,53	33,79	0,900	0,871	—	
396	4,2998	24,353	5,96	28,31	26,33	0,929	0,874	—	Schraubenblech
397	4,7064	26,656	6,53	34,04	31,52	0,926	0,870	—	
398	4,9344	27,947	6,83	37,43	34,66	0,928	0,872	—	
399	4,0600	22,995	5,54	25,32	22,30	0,881	0,828	—	20 Siebe
400	4,5370	25,696	6,29	31,64	28,09	0,889	0,834	—	
401	4,8399	27,412	6,71	36,00	32,40	0,900	0,846	—	
89	3,8730	22,209	5,38	23,66	26,07	—	—	0,908	umgekehrte Stromrichtung
90	4,7488	27,418	6,61	36,09	39,48	—	—	0,914	
91	5,4330	31,368	7,56	47,25	51,79	—	—	0,912	
92	6,8444	39,517	9,51	74,99	80,59	—	—	0,931	

Zahlentafel 9. Rohr 9.

225	2,0499	11,303	2,82	6,10	4,82	0,791	0,741	—	nichts
226	2,3844	13,147	3,26	8,26	6,77	0,820	0,768	—	
224	3,8490	21,223	5,29	21,53	17,44	0,810	0,759	—	
223	5,3311	29,395	7,33	41,30	33,90	0,821	0,770	—	
222	6,1880	34,120	8,50	55,65	45,34	0,813	0,764	—	
220	6,3302	34,904	8,70	58,23	47,48	0,816	0,765	—	
221	6,9533	38,339	9,56	70,26	57,51	0,818	0,768	—	
441	3,9083	21,550	5,37	22,20	19,10	0,860	0,806	—	
442	4,5584	25,134	6,26	30,19	25,80	0,854	0,801	—	
443	4,8626	26,812	6,68	34,36	29,22	0,850	0,798	—	
444	4,1226	22,731	5,66	24,70	21,20	0,858	0,806	—	Schraubenblech
445	4,5504	25,090	6,25	30,09	25,87	0,860	0,806	—	
446	4,9736	27,423	6,83	35,95	30,70	0,853	0,801	—	
230	1,9036	10,496	2,87	5,20	5,92	—	—	0,879	umgekehrte Stromrichtung
232	3,6389	20,064	5,48	18,99	21,93	—	—	0,867	
231	4,5736	25,218	6,89	29,99	34,70	—	—	0,865	
229	4,5991	25,390	6,93	30,45	34,87	—	—	0,873	
228	5,7410	31,655	8,65	47,26	54,13	—	—	0,873	
227	7,0002	38,598	10,54	70,25	80,23	—	—	0,876	

Zahlentafel 10. Rohr 10.

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$\frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2g}$	h_{eff}	η	η'	τ_{id} mit Reibung	Vorgeschaltet
		v_{max}	v_{min}						
		m/sk	m/sk	m	m				
78	3,3483	18,560	3,14	17,06	12,44	0,729	0,709	—) nichts
76	4,0394	22,391	3,78	24,83	18,31	0,737	0,716	—	
77	4,8264	26,754	4,52	35,45	26,17	0,737	0,715	—	
73	5,6268	31,191	5,27	48,17	35,47	0,736	0,715	—	
74	6,4646	35,834	6,05	63,59	46,59	0,733	0,712	—	
75	6,8648	38,053	6,41	71,71	52,43	0,731	0,710	—	
414	4,1555	22,761	3,89	25,62	19,70	0,770	0,746	—) Wirbelblech
415	4,6143	25,274	4,31	31,61	24,30	0,769	0,746	—	
416	4,9777	27,264	4,65	36,79	28,60	0,770	0,755	—	
411	4,3993	24,096	4,11	28,72	22,90	0,798	0,774	—) Schraubenblech
412	4,7668	26,109	4,46	33,72	26,70	0,793	0,770	—	
413	5,1131	28,006	4,78	38,82	30,30	0,781	0,758	—	
79	3,2178	17,837	3,02	15,75	18,15	—	—	0,868) umgekehrte Stromrichtung
80	4,4206	24,504	4,14	29,73	34,01	—	—	0,874	
81	5,5357	30,685	5,19	46,63	53,29	—	—	0,875	
82	6,5412	36,259	6,12	65,11	73,65	—	—	0,884	

Zahlentafel 11. Rohr 11.

146	1,8221	10,624	2,035	5,54	3,40	0,614	0,591	—) nichts
147	2,4812	14,467	2,77	10,28	6,53	0,635	0,612	—	
30	3,681	21,736	4,11	23,22	14,88	0,641	0,617	—	
31	4,505	26,602	5,03	34,78	22,86	0,657	0,634	—	
32	6,278	37,071	7,01	67,59	46,02	0,680	0,656	—	
33	6,644	39,232	7,42	75,64	52,11	0,689	0,665	—	
34	7,076	41,783	7,91	85,80	59,54	0,694	0,669	—	
402	4,2930	25,031	4,78	30,76	20,60	0,669	0,645	—	
403	4,7228	27,536	5,26	37,23	24,38	0,656	0,630	—	
404	5,0176	29,255	5,60	42,02	27,85	0,664	0,639	—	
453	4,0614	23,680	4,54	27,53	16,25	0,590	0,568	—) 20 Siebe
454	4,6432	27,072	5,06	36,05	21,45	0,595	0,575	—	
455	4,9461	28,838	5,51	40,93	24,83	0,607	0,586	—	
150	1,8475	10,773	2,09	5,70	6,45	—	—	0,884) umgekehrte Stromrichtung
151	2,4037	14,036	2,68	9,67	10,91	—	—	0,886	
35	4,358	25,734	4,70	32,54	37,47	—	—	0,868	
36	5,549	32,766	6,20	52,76	59,23	—	—	0,892	
37	6,380	37,673	7,13	69,75	78,34	—	—	0,891	
38	6,859	40,502	7,66	80,67	90,00	—	—	0,896	

Zahlentafel 12. Rohr 12.

262	1,8520	10,037	1,64	4,99	3,55	0,711	0,692	—) nichts
261	2,5509	13,825	2,26	9,48	6,71	0,708	0,690	—	
260	3,7395	20,267	3,31	20,38	14,54	0,709	0,694	—	
259a	4,6223	25,051	4,09	31,13	22,08	0,710	0,691	—	
259b	5,2543	28,477	4,65	40,23	28,60	0,711	0,692	—	
258	6,2160	33,689	5,50	56,30	40,61	0,722	0,702	—	
256	7,3303	39,728	6,49	78,29	55,48	0,709	0,690	—	
174	1,7715	9,601	1,57	4,57	5,10	—	—	0,896	
173	2,3830	12,915	2,11	8,27	9,23	—	—	0,896	
172	3,1284	16,955	2,77	14,26	15,56	—	—	0,916	
171	5,1162	27,728	4,53	38,14	42,51	—	—	0,897	

Zahlentafel 13. Rohr 13.

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$v_{max}^2 - v_{min}^2$ 2 g	h_{eff} m	η	η'	η_{id} mit Reibung	Vorgeschaltet
		v_{max} m/sk	v_{min} m/sk						
		m	m						
180	1,7195	9,519	1,52	4,50	2,98	0,662	0,645	—) nichts
179	2,3786	13,168	2,11	8,82	5,83	0,661	0,645	—	
178	4,2518	23,539	3,76	27,51	18,61	0,676	0,660	—	
177	5,5396	30,668	4,90	46,71	29,96	0,643	0,626	—	
176	6,2445	34,571	5,52	59,31	40,26	0,678	0,661	—	
175	6,8393	37,863	6,05	72,92	47,83	0,651	0,639	—	
185	1,9154	10,604	1,70	5,58	6,41	—	—	0,871) umgekehrte Stromrichtung
184	2,3671	13,105	2,09	8,53	10,07	—	—	0,847	
183	3,7891	20,977	3,35	21,85	25,70	—	—	0,850	
182	5,4801	30,339	4,84	45,72	53,80	—	—	0,850	
181	6,7619	37,436	5,99	69,61	81,90	—	—	0,850	

Zahlentafel 14. Rohr 14.

190	1,8723	10,365	2,07	5,26	3,40	0,646	0,579	—) nichts
189	2,4196	13,395	2,68	8,78	5,79	0,659	0,633	—	
191	3,7105	20,542	4,11	20,65	14,20	0,688	0,660	—	
188	4,6136	25,541	5,10	31,92	21,53	0,675	0,646	—	
192	5,3239	29,474	5,89	42,51	28,62	0,673	0,645	—	
187	6,3220	35,000	7,00	59,94	40,39	0,674	0,647	—	
186	7,1624	39,652	7,93	76,93	52,76	0,686	0,659	—	
198	1,9805	10,964	2,19	5,88	6,25	—	—	0,941) umgekehrte Stromrichtung
197	2,4376	13,494	2,70	8,91	9,47	—	—	0,941	
195	2,8487	15,771	3,16	12,17	12,97	—	—	0,938	
194	4,9306	27,296	5,46	36,46	38,88	—	—	0,938	
193	5,9568	32,978	6,60	53,21	57,31	—	—	0,928	
196	6,7207	37,207	7,45	67,74	71,95	—	—	0,942	

Zahlentafel 15. Rohr 15.

149	1,8825	10,772	2,08	5,69	3,38	0,594	0,572	—) nichts
148	2,4704	14,136	2,74	9,81	5,83	0,594	0,572	—	
39	4,2451	24,595	4,70	29,70	18,12	0,610	0,588	—	
40	5,2323	30,604	5,84	46,00	28,11	0,611	0,589	—	
41	6,0107	34,824	6,66	59,56	35,95	0,604	0,582	—	
42	6,8087	39,447	7,54	76,42	44,90	0,587	0,566	—	
133	2,0043	11,469	2,22	6,46	7,70	—	—	0,839) umgekehrte Stromrichtung
134	2,5080	14,351	2,78	10,10	11,93	—	—	0,847	
132	3,6417	20,838	4,03	21,30	24,44	—	—	0,872	
131	4,9456	28,300	5,49	39,28	46,05	—	—	0,853	
130	5,9752	34,191	6,63	57,35	66,50	—	—	0,862	

Zahlentafel 16. Rohr 16.

137	1,8734	11,196	3,23	5,86	3,4	0,580	0,532	—) nichts
136	2,0786	12,425	3,59	7,21	3,9	0,541	0,496	—	
135	2,4637	14,919	4,25	10,43	5,8	0,556	0,511	—	
63	3,6514	22,112	6,30	22,90	12,9	0,563	0,518	—	
62	3,9756	24,075	6,86	27,14	15,1	0,556	0,511	—	
64	5,3096	32,154	9,15	48,43	27,4	0,566	0,520	—	
65	6,0122	36,408	10,37	62,09	36,7	0,591	0,541	—	
66	6,4576	39,106	11,14	71,62	40,5	0,565	0,520	—	
67	6,8911	41,731	11,88	81,58	46,5	0,570	0,524	—	
234	1,8961	11,334	4,30	5,61	6,13	—	—	0,915	
233	2,9046	17,371	6,26	13,38	14,67	—	—	0,912	
235	4,0442	24,174	8,69	25,94	27,92	—	—	0,930	
69	5,2505	31,796	11,29	45,04	47,86	—	—	0,941	
70	6,0229	36,473	12,94	59,27	61,96	—	—	0,957	
71	6,6763	40,430	14,35	72,83	76,15	—	—	0,956	

Zahrentafel 17. Rohr 17.

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$v_{max}^2 - v_{min}^2$ 2 g	h_{eff}	η	η'	η_{id} mit Reibung	Vorgesaltet
		v_{max}	v_{min}						
		m/sk	m/sk	m	m				
240	1,8369	10,404	0,98	5,47	4,135	0,756	0,749	—) nichts
111	2,9314	16,809	1,56	14,28	10,98	0,769	0,763	—	
110	4,3395	24,883	2,31	31,29	23,59	0,754	0,748	—	
109	5,4366	31,175	2,89	49,11	37,31	0,760	0,753	—	
108	5,8091	33,311	3,09	56,07	43,16	0,770	0,763	—	
107	6,8165	39,087	3,63	77,21	58,74	0,761	0,754	—	
112	3,7886	21,724	2,02	23,85	26,26	—	—	0,908) umgekehrte Stromrichtung
113	4,7790	27,068	2,54	37,02	41,77	—	—	0,886	
114	5,9347	33,614	3,15	57,09	63,68	—	—	0,897	
115	6,8652	38,885	3,66	76,38	84,90	—	—	0,900	

Zahrentafel 18. Rohr 18.

268	1,8279	10,787	1,33	5,84	4,36	0,747	0,736	—) nichts
267	3,5058	20,688	2,54	21,48	15,92	0,741	0,729	—	
266	4,9755	29,361	3,61	43,27	31,84	0,736	0,725	—	
265	5,9919	35,358	4,34	62,76	46,53	0,741	0,730	—	
264	6,9080	40,764	5,01	83,41	61,71	0,740	0,729	—	
26	3,8126	22,789	2,76	26,08	31,27	—	—	0,834	
29	4,9034	29,309	3,55	43,15	52,14	—	—	0,828	
27	5,7549	34,399	4,17	59,24	71,02	—	—	0,837	
28	6,4516	38,563	4,67	74,68	87,99	—	—	0,849	

Zahrentafel 19. Rohr 19.

144	1,9562	11,738	1,819	6,86	4,70	0,685	0,670	—) nichts	
145	2,4252	14,552	2,255	10,58	7,20	0,681	0,667	—		
57	3,541	21,332	2,885	22,89	16,24	0,709	0,697	—		
56	4,432	26,775	2,039	35,86	26,01	0,725	0,712	—		
61	5,235	31,626	4,285	50,05	36,35	0,726	0,713	—		
58	5,697	34,417	4,663	58,52	43,31	0,740	0,717	—		
59	6,296	38,035	5,153	70,96	52,52	0,740	0,712	—		
60	6,898	41,672	5,646	84,52	62,97	0,745	0,711	—		
293	1,8148	10,822	1,48	5,86	4,03	0,688	0,675	—) Kreuz
292	4,0049	23,881	3,28	28,52	20,50	0,719	0,705	—		
290	6,5059	38,795	5,31	75,27	56,43	0,748	0,735	—		
291	6,9888	41,674	5,71	86,85	63,73	0,734	0,720	—		
286	1,4951	8,915	1,22	3,97	2,50	0,630	0,617	—) Schraubenblech	
287	4,4719	26,667	3,66	35,57	26,12	0,734	0,719	—		
288	5,8291	34,760	4,76	60,42	45,57	0,754	0,740	—		
417	4,2492	25,336	3,48	32,10	23,60	0,735	0,722	—) Wirbelblech	
418	4,5637	27,213	3,74	37,02	27,00	0,730	0,716	—		
419	5,0104	29,877	4,11	44,64	32,60	0,731	0,716	—		
294	1,8227	10,869	1,49	5,91	3,75	0,634	0,623	—) 1 Sieb	
297	4,1178	24,554	3,36	30,15	20,36	0,675	0,663	—		
296	6,1659	36,768	5,04	67,60	45,63	0,675	0,662	—		
295	6,9749	41,592	5,70	86,51	58,47	0,676	0,663	—		
456	4,1755	24,898	3,41	31,01	20,40	0,658	0,645	—) 20 Siebe
457	4,6915	27,975	3,83	39,14	26,37	0,674	0,661	—		
458	5,1516	30,719	4,20	47,20	32,03	0,679	0,665	—		
152	1,8720	11,233	1,741	6,27	7,21	—	—	0,870) umgekehrte Stromrichtung	
153	2,4640	14,786	2,292	10,88	12,42	—	—	0,876		
106	3,1983	19,444	2,981	18,81	20,54	—	—	0,916		
105	4,664	28,356	4,346	40,02	45,53	—	—	0,879		
104	5,847	35,549	5,449	62,90	70,64	—	—	0,890		
103	6,608	40,175	6,158	80,33	90,13	—	—	0,891		

Zahlentafel 20. Rohr 20.

Versuch Nr.	Wasser- menge l/sk	Geschwindigkeit		$v_{max}^2 - v_{min}^2$ 2 g	$h_{r,II}$ m	η	η'	$\eta \cdot d$ mit Reibung	Vorgeschaltet
		v_{max} m'/sk	v_{min} m/sk						
203	1,9172	10,651	1,32	5,69	3,86	0,678	0,668	—	}
204	2,4235	13,463	1,67	9,10	6,30	0,692	0,682	—	
202	3,4955	19,419	2,41	18,92	13,33	0,705	0,694	—	
201	5,1639	28,688	3,56	41,30	29,01	0,702	0,691	—	
200	6,2724	34,847	4,32	60,95	42,34	0,695	0,684	—	
199	6,7191	37,328	4,64	69,93	50,00	0,715	0,704	—	
208	2,2031	12,239	1,52	7,52	7,90	—	—	0,952	}
207	3,7039	20,577	2,56	21,24	22,73	—	—	0,934	
206	4,9822	27,679	3,43	38,45	39,99	—	—	0,961	
205	7,1021	39,456	4,89	78,13	81,88	—	—	0,954	

Zahlentafel 21. Rohr 21.

46	3,2189	18,909	2,22	17,98	11,26	0,626	0,618	—	}
47	4,4740	26,282	3,10	34,72	21,25	0,612	0,604	—	
48	5,5737	32,742	3,86	53,89	32,62	0,605	0,596	—	
49	6,0648	35,627	4,20	63,80	38,04	0,596	0,587	—	
50	6,4600	37,948	4,47	71,87	42,43	0,590	0,582	—	
51	6,9006	40,536	4,77	82,60	47,24	0,572	0,564	—	
52	3,7087	21,786	2,57	23,85	26,17	—	—	0,911	}
53	4,9417	29,029	3,42	42,35	46,22	—	—	0,916	
54	5,8894	34,181	4,08	58,70	65,62	—	—	0,894	
55	6,7283	39,524	4,65	78,52	85,07	—	—	0,923	

Zahlentafel 22. Rohr 22.

138	1,9857	11,648	2,05	6,71	3,40	0,507	0,491	—	}
139	2,3292	13,663	2,35	9,23	4,75	0,515	0,499	—	
140	2,4742	14,514	2,61	10,39	5,40	0,520	0,502	—	
141	3,7042	21,729	3,76	23,35	12,29	0,526	0,511	—	
142	4,9544	29,063	5,08	41,74	21,99	0,527	0,511	—	
143	4,9487	29,030	5,03	41,67	17,60	0,422	0,410	—	1 Sieb
273	1,9172	11,246	1,94	6,26	6,50	—	—	0,963	}
272	2,6546	15,572	2,70	11,99	12,50	—	—	0,965	
271	3,6726	21,544	3,73	22,95	23,95	—	—	0,958	
270	5,9737	35,042	6,06	60,71	61,47	—	—	0,987	
269	6,6739	39,150	6,78	75,78	76,46	—	—	0,991	

Zahlentafel 23. Vergleichende Zusammen-
(Mittelwerte aus den

Rohr Nr.		Länge	abgerundete Werte		α
			d_{max} bezw. f_{max}	d_{min} bezw. f_{min}	
1	unbearbeitet	270	73	16	12°
2	bearbeitet	215	44	15	8° 20'
3	Querschnitte wie 2 } unbearbeitet	215	45	15	8° 40'
4	Querschnitte wie 2 }	185	13 × 97	13 × 13,6	—
5	gleicher Neigungs- winkel wie 4 }	185	20 × 97	20 × 13	—
6	Querschnitte wie 2	205	38 × 38	13 × 13	—
7	unbearbeitet	250	45	17	6° 20'
8	gleiche Querschnitte } bearbeitet	215	30	15	4° 20'
9	unbearbeitet	205	31	15	4° 20'
Francis	bearbeitet	305	44	31	2° 30'
		1220	125	31	5°
Bänninger	unbearbeitet	1 280	80	26	4°
		2 380	80	26	4° 30'
		3 400	100	36	5° 40'
		4 500	125	52	3° 30'
		5 210	32	12	5° 30'
Rohre mit linearer Drucklinie	10 gleiche } bearbeitet	155	37	16	
	11 Querschnitte } bearbeitet	200	13 × 66	13 × 13,7	
	12 $\frac{2}{3}$ Länge von Rohr } bearbeitet	115	38	16	
		13 10 und dessen } unbearbeitet	135	38	15
	14 $\frac{1}{3}$ Länge von Rohr } bearbeitet	65	34	15	
		15 10 und dessen } unbearbeitet	75	34	15
16 Querschnitte } bearbeitet	85	13 × 50	13 × 13		
Rohre mit parab. Drucklinie	17 gleiche } bearbeitet	200	42	15	
	18 Querschnitte } unbearbeitet	200	42	15	
	19 gleiche } bearbeitet	200	13 × 96	13 × 13,5	
	20 $\frac{1}{3}$ Länge von Rohr } bearbeitet	75	43	15	
		21 17 und dessen } unbearbeitet	85	43	15
	22 Querschnitte } bearbeitet	75	13 × 75	13 × 13,4	

stellung für den normalen Strömungszustand.
Zahlentafeln 1 bis 22.)

$\frac{\text{Reibungsarbeit}}{\text{Arbeitsvermögen}} = \eta_r$	ζ_r	$\frac{\text{Loslösungsarbeit}}{\text{Arbeitsvermögen}} = \eta_l$	$\frac{\text{Gesamtverlust}}{\text{Arbeitsvermögen}} = 1 - \eta$	Wirkungsgrade der Geschwindig- keitsumsetzung	
				η	η'
0,06	0,05	0,20	0,26	0,744	0,742
0,04	0,02	0,08	0,12	0,883	0,872
0,11	0,07	0,04	0,15	0,854	0,844
0,05	0,02	0,23	0,28	0,721	0,708
0,03	0,02	0,29	0,32	0,683	0,671
0,05	0,03	0,18	0,23	0,770	0,759
0,10	0,05	0,06	0,16	0,838	0,821
0,08	0,03	0,03	0,11	0,893	0,841
0,13	0,04	0,06	0,19	0,812	0,762
0,15	0,02	0,03	0,21	0,79	—
0,13	0,02	0,04	0,20	0,80	—
0,12	0,04	0,04	0,20	0,80	—
0,12	0,04	0,02	0,17	0,83	—
0,10	0,04	0,05	0,18	0,82	—
0,13	0,04	0,06	0,23	0,77	—
0,11	0,04	0,04	0,21	0,79	—
0,12		0,15	0,27	0,734	0,713
0,12		0,22	0,34	0,659	0,635
0,10		0,19	0,29	0,710	0,692
0,15		0,19	0,34	0,663	0,646
0,06		0,27	0,33	0,672	0,638
0,14		0,26	0,40	0,600	0,578
0,06		0,37	0,43	0,565	0,519
0,10		0,14	0,24	0,757	0,749
0,16		0,10	0,26	0,741	0,730
0,11		0,17	0,28	0,719	0,700
0,05		0,25	0,30	0,698	0,687
0,09		0,31	0,40	0,603	0,595
0,03		0,45	0,48	0,519	0,503

Zahlentafel 24. η bei verschiedenen Strömungszuständen.
(Mittelwerte aus den Zahlentafeln 1 bis 22.)

Rohr Nr.	S p a l t e				
	1 20 Siebe	2 1 Sieb	3 nichts (normal)	4 Wirbelblech Fig. 6	5 Schraubenblech Fig. 7
1	—	—	0,744	0,824	0,892
2	0,865	0,871	0,883	0,925	0,989
3	—	—	0,854	0,861	0,964
4	0,540	0,600	0,721	0,746	—
5	0,540	0,570	0,683	0,711	—
6	0,770	—	0,770	0,804	—
7	—	0,806	0,838	0,903	0,920
8	0,890	—	0,893	0,892	0,928
9	—	—	0,812	0,855	0,857
10	—	—	0,734	0,770	0,791
11	0,597	—	0,659	0,663	—
12	—	—	0,710	—	—
13	—	—	0,663	—	—
14	—	—	0,672	—	—
15	—	—	0,600	—	—
16	—	—	0,565	—	—
17	—	—	0,757	—	—
18	—	—	0,741	—	—
19	0,670	0,665	0,719	0,732	0,766
20	—	—	0,698	—	—
21	—	—	0,603	—	—
22	—	0,422	0,519	—	—

Ueber das Verhalten einer Rateau-Dampfturbine unter wechselnden Betriebsbedingungen.

Von **Anton Gramberg.**

Versuchseinrichtungen.

Druckmessung.

Einen Schnitt durch die Turbine gibt Fig. 1. Fig. 2 ist ihre Gesamtansicht. Danach findet die Expansion des Dampfes in der Turbine in 14 Lauf­rädern statt, die auf einer gemeinsamen Achse befestigt sind. Der Eintrittsdampf kommt mit dem Kesseldruck von 11 at Ueberdruck in die Turbine und wird je nach der Belastung auf eine niedrigere Spannung herunter gedrosselt. Ein stoßweises Einströmen des Dampfes, wie bei der Parsons-Turbine üblich, findet nicht statt, der Dampfstrom ist gleichmäßig. Der Drosselschieber, der als Kolbenschieber ausgebildet ist, wird nicht durch eine axial schwingende, sondern durch eine drehende Bewegung am Festbrennen gehindert.

Bei den Versuchen wurde die Drosselung durchweg nicht dem Regler und diesem drehbaren Kolbenschieber überlassen, sondern der gewünschte Druck für die erste Stufe wurde von Hand eingestellt mit Hilfe zweier Ventile: eines großen V_1 , Fig. 3, und eines kleinen V_2 , die parallel vom Dampf durchströmt werden, so daß man eine sehr empfindliche Grob- und Feineinstellung hat.

Fig. 3 zeigt die Einrichtungen zum Regeln und Messen des Druckes. Gemessen wurde der Eintrittsdruck p_a des Dampfes vor diesen Drosselventilen mit Hilfe des Manometers M_1 , ferner die Temperatur des ungedrosselten Dampfes mit Hilfe eines bei T eingesteckten Thermometers; zum Messen des gedrosselten Druckes p_a , der, wie wir erkennen werden, besonders wichtig war, dienten die beiden Manometer M_2 und M_3 , deren eines bis 5 at Ueberdruck, das andere bis 15 at reichte. Das empfindlichere wurde bei Ueberschreiten des zulässigen Druckes abgeschaltet. In einigen Fällen, wo es sich um sehr kleine Drücke p_a handelte, wurde die in Fig. 4 dargestellte Einrichtung angebracht, d. h. es wurde das Manometer M_3 entfernt und ein Quecksilbermanometer mit Hilfe eines Gummischlauches angeschlossen. Der Gummischlauch wurde mit Wasser gefüllt gehalten und die Wassersäule berücksichtigt; dadurch wurde Kondensieren des Dampfes über dem Quecksilber und die Bildung einer unbekanntenen Wassersäule verhindert¹⁾.

¹⁾ Vergl. Gramberg, Technische Messungen, Berlin 1905 S. 106.

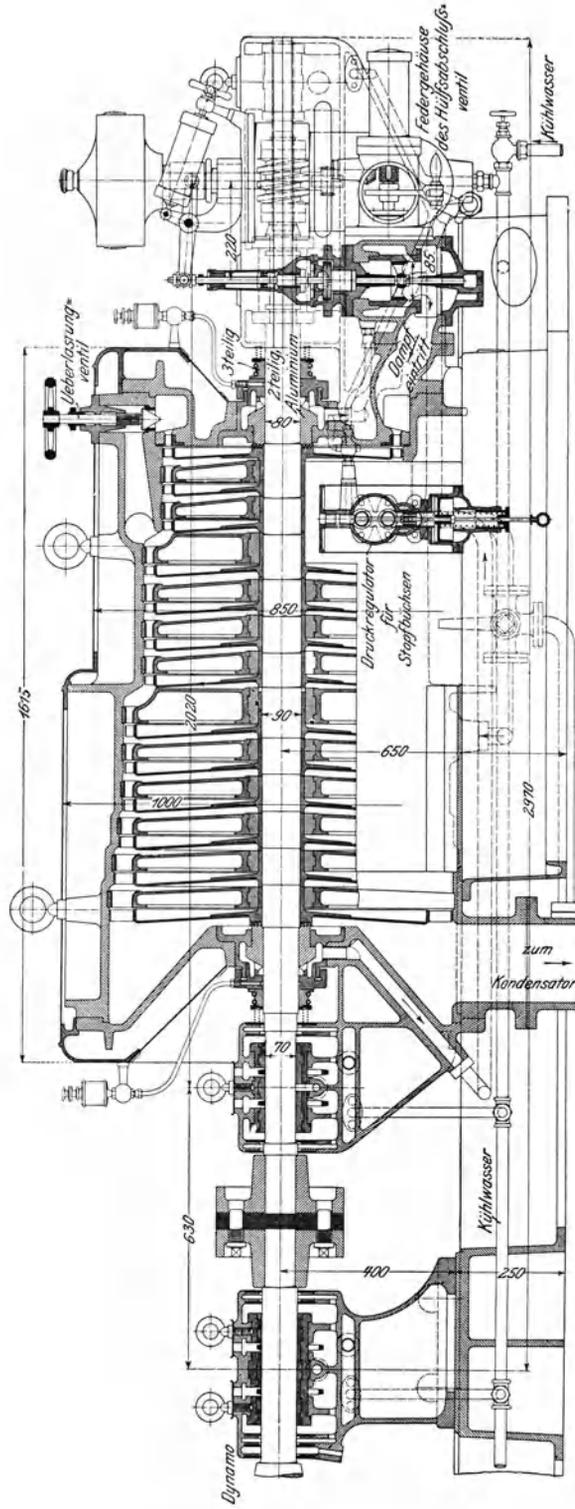


Fig. 1.
Maschinentechnisches Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Danzig.
Turbodynamo von 150 KW (Rateau-Oerlikon).

Es liegt in der Natur dieser Meßweise, daß größere Drücke nur wesentlich ungenauer festzustellen waren als kleinere; dagegen läßt sich ja auch nichts einwenden.

Mit Hilfe des Vakuummeters M_1 wurde die Austrittsspannung p_e des Dampfes aus der Turbine in den Kondensator festgestellt.

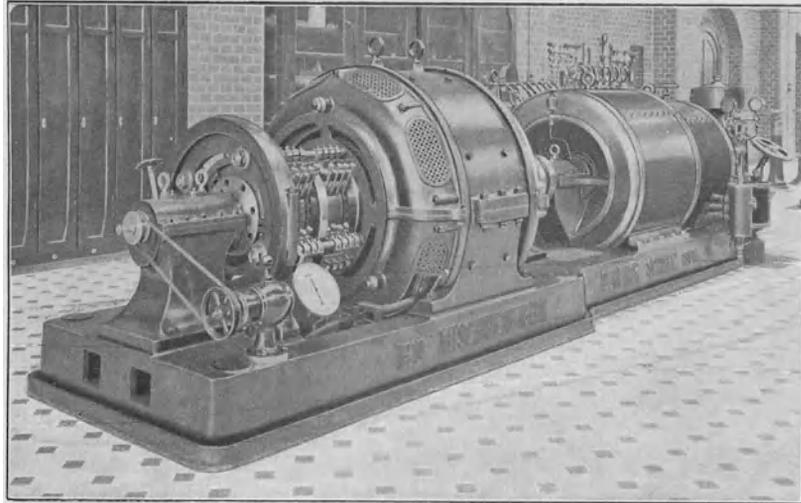


Fig. 2.

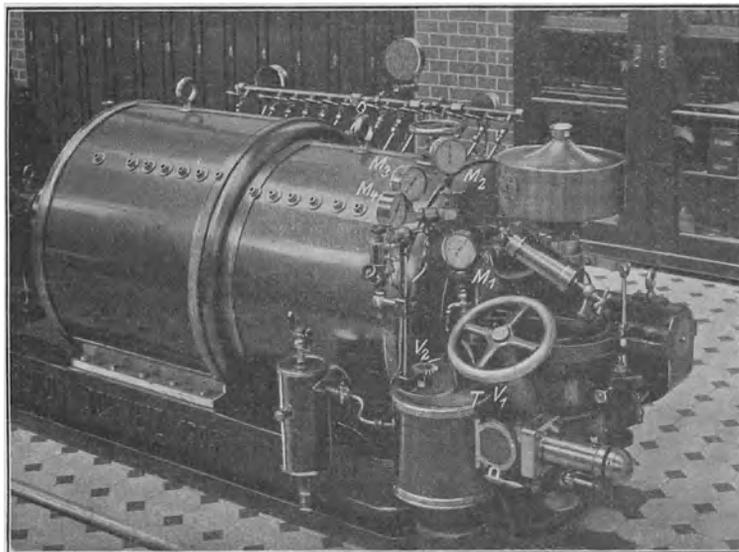


Fig. 3. Regelung und Messung des Druckes.

Die Turbine ist mit Stützen versehen, die eine Messung der Spannung in jeder einzelnen Stufe zulassen. Diese Stützen waren ursprünglich je mit einem Manometer versehen gewesen. Die Ablesung der vielen Manometer bot Schwierigkeiten, weil jedes Manometer eine andere Berichtigung verlangt, und weil in den ersten Stufen bald sehr große, bald sehr kleine Spannungen vorkommen. Deshalb wurde der Anbau nach Fig. 5 verändert; alle Stützen wurden absperr-

bar mit einem gegossenen Bronzerohr verbunden, das durch Hähne in drei Abteilungen geteilt war; jede dieser Abteilungen erhielt ein dem Druck angepaßtes Manometer. Durch Bedienung der Zwischenhähne konnte man die Manometer niedriger Spannung vor zu hoher Spannung schützen, anderseits aber

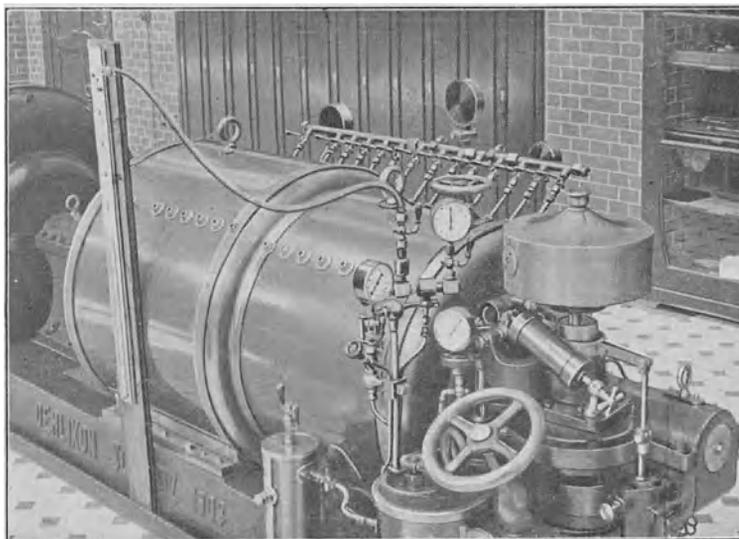


Fig. 4.

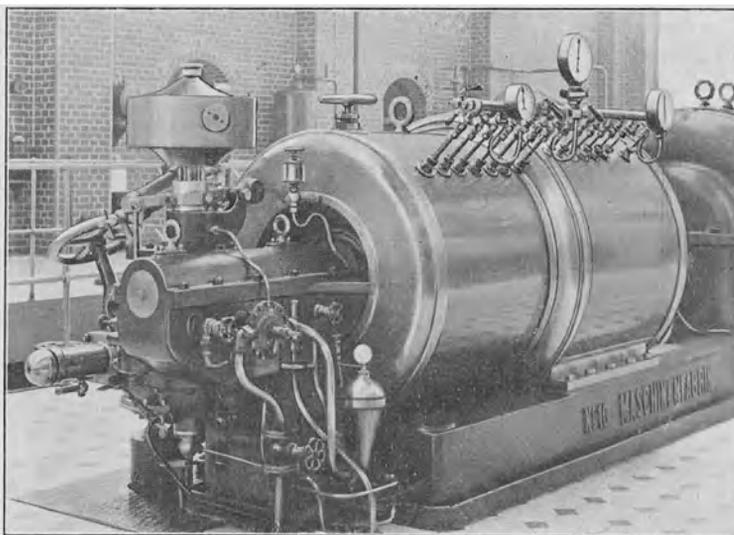


Fig. 5. Druckmessung in den einzelnen Stufen.

bei kleinen Belastungen auch die ersten Stufen mit dem empfindlichen Manometer in Verbindung bringen.

Die Turbine hat auch Stutzen zur Messung der Temperatur in den einzelnen Stufen.

Messung der Umlaufzahl.

Die Umlaufzahl der Turbine wurde gemessen, wie Fig. 6 zeigt. Das Tachometer *T* diente zum Einstellen der gewünschten Umlaufzahl; wo es sich um Einzelablesungen handelte, wurde seine Angabe auch zu Grunde gelegt. Bei Dauerversuchen hingegen, insbesondere also bei den Dampfverbrauchver-

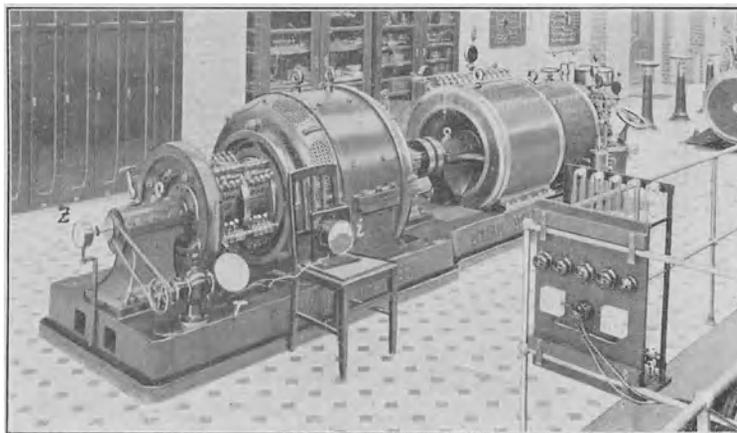


Fig. 6. Messung der Umlaufzahl.

suchen, geschah die Feststellung der Umlaufzahl mit Hilfe des Zählers *Z*, dessen Zeiger allerdings bei 3000 Uml./min ziemlich schnell herumlief und nur die Ablesung auf 10 oder 20 Umläufe genau gestattete. Trotzdem ist natürlich bei viertel- bis halbstündigem oder längeren Versuchen die mittlere Umlaufzahl von allen abgelesenen Größen am genauesten festzustellen.

Elektrische Messungen.

Die Turbine wurde elektrisch belastet, und die Einstellung jeder gewünschten Belastung sowie ihre Aufrechterhaltung ist durch die folgenden Einrichtungen sehr vollkommen möglich. Am Hauptschaltbrett kann die Turbine, ebenso wie die anderen Maschinen, mit Hilfe des Dreifachschalters *S*, Fig. 7, entweder auf die Akkumulatorenbatterie oder auf das Beleuchtungsnetz der Hochschule, oder endlich auf einen Belastungswiderstand geschaltet werden. Im letzteren Falle wird die Energie durch Bedienen eines Wasserwiderstandes grob und durch Bedienen eines Drahtwiderstandes fein eingestellt. Den Wasserwiderstand zeigt Fig. 8. Er steht im Keller und besteht aus zwei Kästen, rechteckig aus Schmiedeisen hergestellt, in die eine Anzahl Eisenbleche eintaucht. Der eine der Kästen kann im ganzen, der andere kann Platte für Platte ein- und ausgeschaltet werden. Außer dem Ein- und Ausschalten von Platten wird die Belastung noch dadurch geregelt, daß man den Wasserstand in den Kästen verändert. Für hohe Belastungen ist außerdem das Einschütten von Soda ein Mittel zur Verringerung des Widerstandes. Obwohl die Regelung mit Hilfe des Wasserspiegels ganz gleichmäßig, nicht stufenweise, wirkt, zeigte sich doch, daß die Belastung nicht genügend gleich zu halten war; das ist aber nicht nur für die vorliegenden Versuche, sondern im Betriebe eines Laboratoriums ganz allgemein wünschenswert. Deshalb wurde noch ein Drahtwiderstand (Fig. 6 rechts) von solcher Größe dem Wasserwiderstand parallel geschaltet (Steckdose in Fig. 8), daß er insgesamt einem Plattenpaar des

Wasserwiderstandes entspricht, aber noch in 5 Stufen verschiedener Größe abgeschaltet werden kann.

Diese Einrichtungen ermöglichen, einen sehr guten Beharrungszustand in der Belastung herbeizuführen, da sie ein Abschalten bei normaler Spannung von 5 zu 5 Amp gestatten gegenüber einem Höchststrom der Turbine von 650 Amp. Der Wasserwiderstand hat sich in nun zweijährigem Betriebe gut gehalten. Die

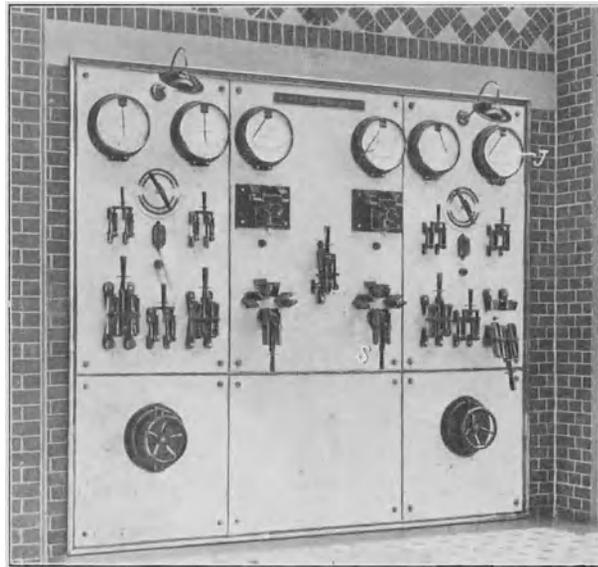


Fig. 7. Schaltbrett.

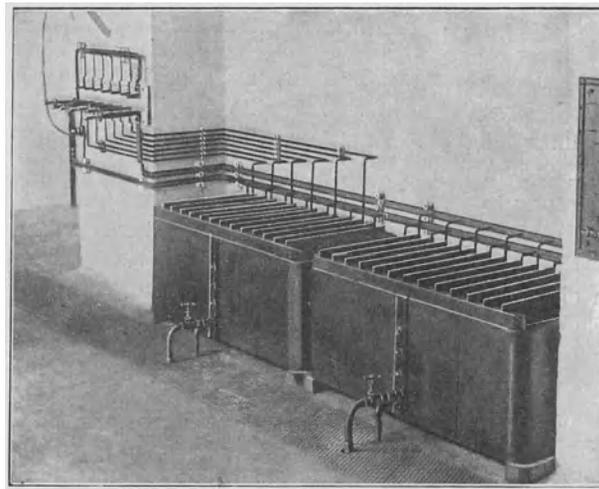


Fig. 8. Wasserwiderstand.

Kästen, innen stark mit Mennige gestrichen, sind kaum, die Platten (3 mm-Blech) erst soweit angegriffen, daß sie noch 1 bis 2 Jahre vorhalten werden. Ihre Auswechslung ist bequem und billig.

Die Feststellung der Spannung geschah mittels eines besonders angebauten hochempfindlichen Spannungsmessers von Siemens & Halske, die der Strom-

stärke (außer für die Eigenverluste der Dynamo) mittels des Schaltbrettmessers J , Fig. 7. Die Erregung der Turbine wurde mittels des in Fig. 6 sichtbaren Strommessers i bestimmt, sie betrug fast immer 6 Amp; der Erregerstrom wurde dem Netz entnommen (Fremderregung), so daß also die Erregungsarbeit überall in den folgenden Zahlen außer Acht gelassen ist.

Um übrigens bei Versuchen nicht immer genötigt zu sein, die ganze Energie nutzlos in den Widerstand gehen zu lassen, ist hinter dem Hauptschaltbrett ein Hebel vorgesehen, um den Widerstand mit dem Netz parallel schalten zu können. Dann ist es möglich, soviel Strom, wie gerade gebraucht wird, nutzbar zu machen, und nur der Ueberschuß wird vom Wasserwiderstand vernichtet. Bei unseren Versuchen mit ihren oft geänderten Einstellungen wurde von dieser Einrichtung kein Gebrauch gemacht.

Festbremsen der Turbine.

Die Turbine wurde außer bei verschiedenen Umlaufzahlen auch noch bei der Umlaufzahl null untersucht, d. h. in festgebremstem Zustande. Dazu wurde die Kupplung zwischen der Turbine und Dynamo gelöst und eine Stahlstange durchgesteckt, die andererseits auf einer Brückenwage ruhte. Diese Anordnung ist in Fig. 9 dargestellt. Sobald man Dampf in die Turbine ließ, entstand ein

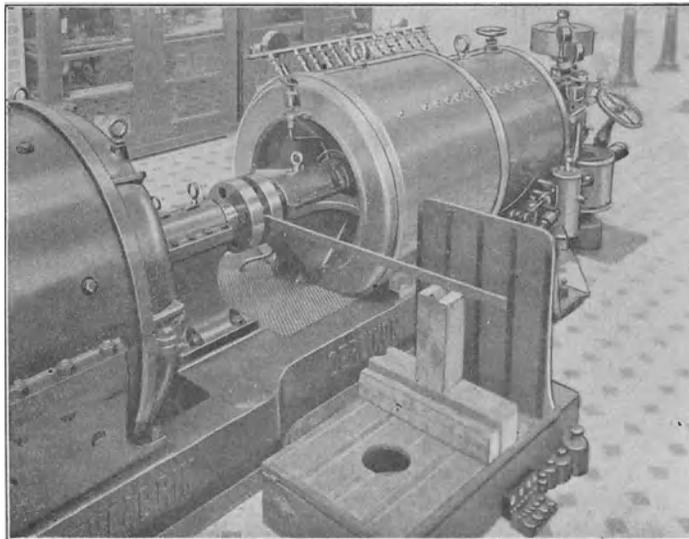


Fig. 9. Messung des Anzugmomentes.

Drehmoment, das Anzugmoment, das unmittelbar gemessen werden konnte, und zwar in Meterkilogramm, da der Auflagerpunkt 1 m von der Turbinenachse entfernt war. Das Eigengewicht war natürlich auszutarieren.

Beim Arbeiten mit dieser Anordnung zeigte es sich, daß die Brückenwage in gewissen Grenzen be- und entlastet werden konnte, ohne daß sie aus einer in die andere Endlage überging. Es war das die natürliche Folge der Lagerreibung in der Turbinenstopfbüchse und anderen Teilen. Die Messungen wurden deshalb immer so gemacht, daß einmal die Wagschale in ihre höchste Lage gedrückt wurde und Gewichte aufgesetzt wurden, bis sie durch die Gleichgewichtslage fiel. Dann wurde die Schale in ihre tiefste Lage gedrückt und erleichtert, bis sie sich durch die Gleichgewichtslage hob. Es blieben dabei nur

Unsicherheiten um etwa 100 g bestehen. Aus beiden Belastungen wurde das Mittel als wirksames Drehmoment der reibungsfreien Turbine angenommen. Der Unterschied zwischen beiden Werten betrug ziemlich gleichmäßig 3 kg, sodaß also die Turbinenreibung dem Drehmoment 1,5 mkg entsprach. Das ist natürlich nicht der Wert, welcher in Bewegung gilt. Im Stillstande ist ja die Druckschmierung nicht in Tätigkeit. Der Reibungsverlust bei 3000 Umläufen betrüge sonst 6,3 PS, während er sich als viel kleiner herausstellen wird. Doch war zu beobachten, daß die Turbine beim Spielen der Wagschale eine merkliche Bewegung mitmachte.

Dampfmessung.

Der aus der Turbine strömende Dampf wurde in einem Oberflächenkondensator niedergeschlagen und aus ihm durch die Wasserpumpe der Kondensationsmaschine auf eine Wage gehoben, die in einem großen Bottich etwa 800 kg Wasser zu verwiegen gestattete.

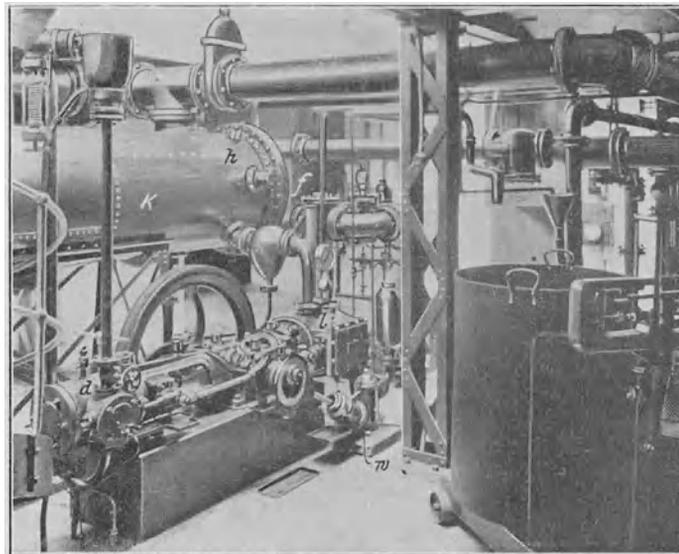


Fig. 10. Kondensationsanlage. Wägung des Kondensates.

Fig. 10 zeigt den Kondensator und die Wiegeeinrichtung, die nahe dem Wasserwiderstand im Kellergeschoß stehen. Die Kondensationsmaschine hat einen Dampftrieb d , und außer der erwähnten Wasserpumpe w eine trockene Luftpumpe l mit Weißchem Ueberströmschieber. Sie erzeugt ein sehr gutes Vakuum. Weniger zu loben ist der Oberflächenkondensator K , dessen Kühlwirkung nur mangelhaft ist und das Vakuum beeinträchtigt, trotzdem die Kühlfäche sehr reichlich ist, und trotzdem die Versuche in kälterer Jahreszeit, also mit vorteilhafter Kühlwassertemperatur ausgeführt wurden. Bei höherem Dampfverbrauch war daher ein zufriedenstellendes Vakuum nicht zu erzielen, was die Turbinenleistung, wie sich zeigen wird und wie ja auch bekannt ist, sehr herabdrückte.

Ein Verschlechtern des Vakuums bis herab auf null, wo dann also die Turbine wie mit Auspuff arbeitete, war durch Öffnen eines an dem Kondensator vorhandenen Hahnes h und weiterhin eines an ihm vorhandenen Flansches f

möglich. Außerdem ließ sich das Vakuum durch die Umlaufzahl der Pumpe feineinstellen. Die Kondensatwägung war so auch bei Auspuffbetrieb möglich.

Eine kleine Wassermenge ging jederzeit, trotz eines vorhandenen Wasserabscheiders, zur Luftpumpe und wurde durch deren Auspuff abgestoßen. Gelegentliche Messungen an diesem Auspuff ergaben, daß die Menge auffangbaren Wassers verschwindend war. Auch die als Luftfeuchtigkeit verloren gehende Menge kann nicht groß gewesen sein.

Auslaufversuche.

Eine besondere Besprechung wäre noch einer Reihe von Auslaufversuchen zu widmen, die im Mai 1907 vorgenommen wurden, um die Eigenwiderstände der Turbine bei wechselnder Umlaufzahl zu finden. Um den Abfall des Umlaufes der Turbine allein oder des Aggregates zu finden, nachdem der Dampf abgestellt war, wurde zunächst versucht, die Zeit für je 1000 Umläufe, die allmählich immer länger wurde, mit der Stoppuhr festzustellen. Das gab nur sehr mangelhafte, ungenaue Ergebnisse.

Die in Fig. 11 dargestellte Versuchsanordnung arbeitete hingegen bequem, schnell und zuverlässig. Von einem Indikator mit stetig fortschreiten-

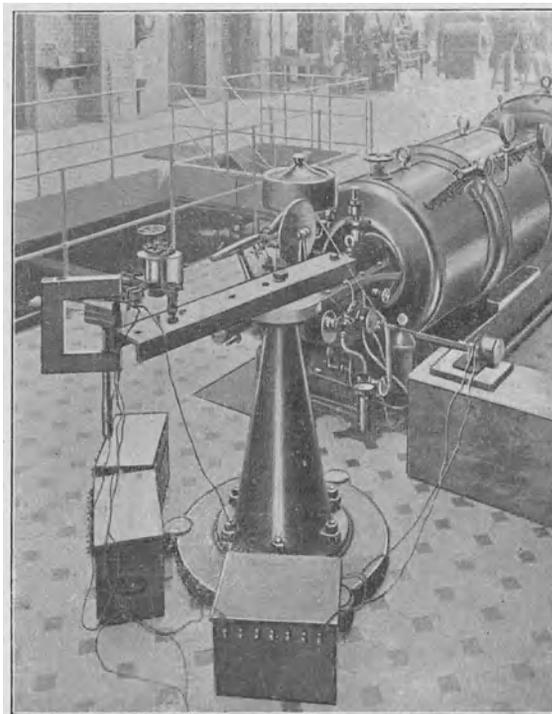


Fig. 11. Anordnung für Auslaufversuche.

dem Papierband, wie solche nach Angaben von Professor Wagener ausgeführt werden, wurde nur das fortschreitende Papierband benutzt¹⁾. Es wurde durch passende Uebersetzung von der Dampfturbine aus angetrieben und bewegte sich also, während beim Auslaufversuch die Umlaufzahl abnahm, allmählich immer

¹⁾ A. Wagener, Neuerungen an Indikatoren, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1907 S. 1365.

langsamer. Auf diesem Papierstreifen verzeichneten gleichzeitig zwei elektromagnetische Markenschreibzeuge ihre Marken. Das eine dieser Markenschreibzeuge wurde von einem durch die Turbine in Umdrehung versetzten Stromsender betätigt und gab eine Marke nach je 14 Umläufen der Turbine, weil nämlich jener Stromsender mit einem Uebersetzungsverhältnis 1:14 von der Turbine angetrieben wurde. Man sieht, daß die entstehenden Marken während des ganzen Auslaufversuches denselben Abstand von einander behalten mußten. Die Marken dienten nur zum Messen der Papiergeschwindigkeit und zur Prüfung, ob die Schlüpfung der antreibenden Schnüre nicht veränderlich war. Das andere Markenschreibzeug wurde von einem Sekundenpendel betätigt. Der Abstand zweier Marken von einander stellte je eine Sekunde dar; diese Abstände wurden während des Auslaufversuches allmählich immer kleiner. In Fig. 12 ist ein Stück eines so aufgezeichneten Streifens zur Darstellung gebracht. Daß das eine der Schreibzeuge eine schwingende Feder hatte, war für Unterscheidung der Markenreihen bequem, sonst aber unwesentlich.

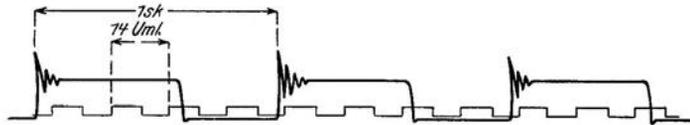


Fig. 12. Diagrammstreifen von den Auslaufversuchen.

Durch Vergleichen der beiden Markenabstände läßt sich die jeweilige Umlaufzahl der Turbine sehr genau feststellen. Eine Versuchsanordnung dieser Art wäre auch ein in der Anwendung sehr bequemes, in der Auswertung allerdings etwas umständliches Mittel zur Beobachtung des Regelvorganges einer Maschine, ein jedenfalls viel genauerer Ersatz für den Hornschen Tachographen.

Versuchsausführung.

Dauerversuche.

Die erste Versuchsreihe, größtenteils vom Januar 1907, besteht in einer Anzahl von Versuchen längerer Dauer zur Bestimmung des Dampfverbrauches der Maschine. Bei ihnen wurde so vorgegangen, daß hinter den Drosselventilen die gewünschte Spannung (Drosseldruck p_d) hergestellt und nun die Belastung der Maschine so lange verändert wurde, bis die gewünschte Umlaufzahl sich einstellte. Dann wurde einige Zeit gewartet, um genügenden Beharrungszustand eintreten zu lassen, und darauf, unter stetem Nachregeln von Druck und Umlaufzahl, mit den Ablesungen begonnen. Die Versuche dauerten meist eine halbe Stunde; die Ablesung von Druck, Umlaufzahl, Leistung usw. geschah alle fünf Minuten, die Kondensatmessung geschah am Schluß des Versuches durch Ausschwenken des Hahnes, der das Wasser auf den Wiegebottich laufen ließ. Doch wurden Zwischenablesungen nach 10 und 20 oder auch nach 15 Min. gemacht, indem das Laufgewicht der Brückenwage sorgfältig so verschoben wurde, daß auf das zeitangebende Glockensignal die Wage gerade einspielte. Diese Zwischenablesungen, die sich bei gehöriger Uebung recht genau machen ließen, gaben eine Kontrolle insbesondere dafür, ob der Beharrungszustand genügte. Es zeigte sich, daß selbst nach nur 10 Min. langem Einlaufen Unterschiede im Dampfverbrauch nicht mehr festzustellen waren — wenigstens keine gesetzmäßigen, aus denen man auf mangelhaften Beharrungszustand schließen konnte. Uebrigens wurde noch darauf geachtet, daß die Ablesungen von Augenblickswerten gegen die Ablesungen von Anfangs- und Endwerten um die halbe Ab-

lesungsdauer, also um $\frac{1}{2}$ Min. verschoben waren, ein nicht immer geübtes, aber offenbar zweckmäßiges Verfahren.

Die ganze Ausführung dieser Versuche und die Auswertung der hauptsächlichsten Ergebnisse geht aus der Zahlentafel I hervor, die die Originalzahlen zweier dieser Versuche wiedergibt.

Zahlentafel I.

Versuch XX, 18. März 1907, Barometerstand 75,6 cm Q.-S. = 1,03 at.

Zeit	Umlaufzähler		Tachometer <i>n</i> min	Kondensat		Manometer			Admiss.- temperat. <i>t_a</i> °C	elektrische Leistung		Erre- gung <i>i</i> Amp
	Stand	Unter- schied		Stand	Unter- schied	Admiss. <i>p_a</i> at	Drossel <i>p_d</i> at	Auspuff <i>p_c</i> Strich		<i>J</i> Amp	<i>E</i> V	
	<i>n</i>			<i>D</i> kg								
h												
11 35	42480	8090	1600	1605	196,4							
40	50570	8070		1585		349,7						
45	58640	8125		1630								
50	66765	8075		1610	546,1							
55	74840	8100		1600		344,0						
12 0	82940	8080		1600								
5	91020		1610	1600	890,1							
30 min	48540 : 30 = 1609 Uml./min				693,7 × 2 = 1387,4 kg/st	10,65 + 1,03 = 11,68 at abs.	6,79 + 1,03 = 7,82 at abs.	Str. 80,1 = 63,8 cm = 11,8 cm abs. = 0,161 at abs.	200° + 1,9° Fad.-Korr. = 202°	492 + 6 Amp Korr. = 498 Amp	134,5 + 0,9 V Korr. = 135,4 Volt	7,2 Amp
67,4 KW												

3. April 1907, Barometerstand 76,2 cm = 1,03 at. Turbine festgebremst, *n* = 0. Auspuff.

Zeit	Auswägen des Drehmoments			Kondensat		Manometer			Admiss.- Temperat. <i>t_c</i> °C
	Maxim.	Minim.	Unterschied	Stand	Unterschied	Admiss.	Drossel	Auspuff	
	<i>M_t</i> kg			<i>D</i> kg		<i>p_a</i> at	<i>p_d</i> at	<i>p_c</i> Strich	
h									
9 45	17,0	14,0	3,0	196,5		11,0	1,0	0	182
50	17,5	14,0	3,5		59,0	11,0	1,0		182
55	17,2	13,9	3,3	255,5		11,1	1,0		182
10 0	17,2	13,9	3,3		60,5	11,4	1,0		186
5	17,1	13,8	3,3	316,0		11,5	1,0		187
10	17,2	13,7	3,5		60,0	11,0	1,0		185
15				376,0					
30 min	17,2	13,9		179,5 × 2 = 359,0		11,2 = 12,2 at abs.	1,0 + 1,03 = 2,03 at abs.	1,03 at abs.	184° + 1,4° Fad.-Korr. = 185°
	minus 11,0 kg Tara = 6,2 2,9 Mittel 4,55 mkg (Arm 1 m)								

Daß in manchen Fällen kleine Abweichungen von diesem normalen Schema gemacht werden mußten, ist selbstverständlich. Insbesondere wurden nach Bedarf Versuche abgekürzt oder verlängert, oder auch wiederholt.

Momentanversuche.

Die eben genannten Versuche sollten eigentlich zur Feststellung aller Ergebnisse dienen; es stellte sich jedoch heraus, daß die elektrischen Messungen

bei diesen ersten Versuchen nur mangelhaft waren, während andererseits für den Dampfverbrauch der Turbine ein sehr einfaches Gesetz sich ergeben hatte. Der Dampfverbrauch ist nämlich nur vom Drosseldruck, und von ihm fast genau linear, abhängig. So konnten im März und April 1907 die elektrischen Messungen wiederholt und einige andere Untersuchungen angeschlossen werden, ohne daß es nötig war, in längerer Versuchsdauer den Dampfverbrauch festzustellen; er ergab sich nach den früheren Versuchen einfach aus dem gedrosselten Druck p_a , und nur einige Stichproben hatten Turbine und Manometer auf Veränderungen zu prüfen, die aber nicht eingetreten waren.

Bei diesen Momentanversuchen wurde die Turbine ebenso auf einen bestimmten Drosseldruck eingestellt und die Umlaufzahl durch Verändern der Belastung hergestellt, dann wurden alle Ablesungen möglichst schnell hintereinander zweimal, selten nur einmal gemacht. Wollte in manchen Fällen aus Gründen, die wir erfahren werden, die Umlaufzahl nicht einspielen, so wurde ein Versuchspaar bei steigender und bei fallender Umlaufzahl gemacht und aus beiden das Mittel genommen.

Die Ablesungen dieser Momentanversuche wurden hinsichtlich der Berichtigungen so behandelt wie die Mittelwerte der Zahlentafel I.

Dynamoverluste.

Die Eigenverluste der Dynamomaschine wurden festgestellt, indem die losgekuppelte Dynamomaschine als Motor lief, angetrieben von der anderen Betriebsmaschine des Laboratoriums, einer Görlitzer Dreifach-Expansionsmaschine. Beide Maschinen wurden gemeinsam angelassen; während die Görlitzer Maschine dann stets mit ihrer normalen Umlaufzahl lief, beeinflußt von ihrem vorzüglichen Regulator, konnte man durch Verändern ihrer Erregung den Motor auf jede Umlaufzahl bringen; seine Erregung wurde dabei auf der gewünschten Höhe (6 oder 8,7 Amp) gehalten. Ein am Regulator der Görlitzer Maschine befindliches Laufgewicht gestattete, ihre Umlaufzahl fein zu ändern, und gab zugleich die Feineinstellung für die Umlaufzahl des Motors. Nur bei ganz kleinen Umlaufzahlen war es nötig, die Umlaufzahl der Görlitzer Maschine durch Drosseln des Admissionsventils herabzusetzen; dabei war allerdings der Beharungszustand viel unvollkommener, und man mußte sich oft mit einem Ablesungspaar bei ab- und aufsteigender Geschwindigkeit begnügen.

Auswertung.

Bezeichnungen und Einheiten.

Im Folgenden sind bezeichnet mit

- n die minutliche Umlaufzahl der Turbine,
- p eine Spannung, stets absolut und in Atmosphären gegeben (1 at = 1 kg/qcm); insbesondere ist
- p_a der Admissionsdruck vor den Ventilen der Turbine,
- p_a der Drosseldruck hinter den Ventilen,
- $p_1, p_2, p_3 \dots$ der Druck in den einzelnen Stufen der Turbine,
- p_c der Druck am Austritt des Dampfes in den Kondensator,
- t_a die Temperatur des Dampfes vor den Drosselventilen,
- D der Dampfverbrauch in kg/st,
- D_v der Dampfverbrauch in cbm/st,
- i der Erregerstrom,

E, J, N_e , die elektrischen Größen: Spannung in V, Stromstärke in Amp und Leistung in KW, am Schaltbrett gemessen,
 V die Eigenverluste in der Dynamomaschine für Reibung, Hysterisis usw., sowie durch Ventilation, in KW,
 $J^2 W_a = 0,011 \cdot J^2$ der Ankerstromverlust,
 $E_0 = E + J^2 W_a$ die elektromotorische Kraft der offenen Maschine,
 N_i die von der Turbine an der Kupplung auf die Dynamo übertragene Leistung in PS,
 M_i das an der Kupplung übertragene Drehmoment in mkg.

Diese Größen sind, abgesehen von den Instrumentenberichtigungen und ähnlichen einfachen Umrechnungen, unmittelbar ablesbar. Nur das Drehmoment M_i mußte, wenn die Turbine lief, gefunden werden aus der Leistung N_i , und diese wiederum war zu berechnen als Summe aus der elektrisch verfügbaren Leistung und den Verlusten in der Dynamomaschine. Durch einen Hilfsversuch waren daher die Verluste der Dynamomaschine zu bestimmen.

Umrechnung auf normale Erregung.

Die elektrisch verfügbare Leistung wurde, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, möglichst immer bei 6 Amp Erregung gemessen. Die Turbine gab dann bei 3000 Uml./min etwa 220 V. Wo indessen große Leistungen mit kleinen Umlaufzahlen zusammentrafen, war der niedrigen Spannung halber eine so hohe Stromstärke zu erwarten, daß die nur für 650 Amp berechnete Dynamomaschine hätte leiden können, zumal bei niedriger Umlaufzahl die Luftkühlung schwach ist. In solchen Fällen wurde mit 8,7 Amp gearbeitet und eine Umrechnung auf 6 Amp Erregung vorgenommen, die übrigens nur belanglose Berichtigungen ergab.

Zu dieser Umrechnung wurde die am Anker verfügbare Energie $E_0 J$ gefunden aus $E_0 J = EJ + J^2 \cdot W_a$; ist ΔV der Unterschied in den Hysterisis- und Wirbelstromverlusten bei 6 und 8,7 Amp, so ist $E_0' J' = E_0 J + \Delta V$ die am Anker verfügbare Leistung bei 6 Amp Erregung; E_0' bei 6 Amp ist aus der Spannungscharakteristik der Maschine bekannt, und wir können J' , dann $J' W$, den Spannungsabfall im Anker, weiter die Klemmenspannung E' bei 6 Amp ausrechnen; die bei 6 Amp nach außen verfügbare elektrische Leistung ist $N_e' = E_0' J' - J'^2 W_a$. Wesentlichen Einfluß hat diese Umrechnung, wie erwähnt, nicht.

Auslaufversuche.

Die Auswertung der auf Seite 43 erwähnten Auslaufversuche wurde vorgenommen, indem die Länge von je sechs Marken jedes der beiden Schreibzeuge in Millimetern gemessen wurde, woraus sich die minutliche Umlaufzahl der Turbine zu der mittleren Zeit mit einem nur kleinen Fehler berechnet. Diese mittlere Zeit wurde durch Auszählen der Sekundenmarken, zunächst von einer willkürlichen Anfangsmarke aus, festgelegt. Der Abfall der minutlichen Umlaufzahl wurde als abhängig von der Zeit in ein Koordinatennetz eingetragen und das endgiltige Koordinatennetz so gelegt, daß die Zeit zu zählen anfang in dem Augenblick, wo die Turbine ihre normale Umlaufzahl von 3000 in der Minute gehabt hatte.

Eichungen.

Daß alle Meßgeräte geeicht und in die hier wiedergegebenen Zahlentafeln nur die berichtigten Werte eingetragen wurden, bedarf nur der Erwähnung.

Versuchsergebnisse.

Verluste in der Dynamomaschine.

Die Ergebnisse der Messung zeigen Zahlentafel II, III und IV sowie die Fig. 13. Die Angaben dieser Figur sind bei der weiteren Auswertung benutzt worden.

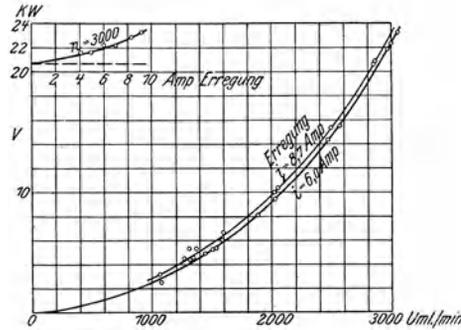


Fig. 13. Eigenverluste der Dynamomaschine bei wechselnder Umlaufzahl und wechselnder Erregung.

Zahlentafel II bis IV. Dynamoverluste, Dynamo als Motor leerlaufend.

Erregung <i>i</i> Amp.	Umlaufzahl i. d. Min. <i>n</i>	Energieaufnahme			Ankerwärme $J^2 W_a$ KW	sonstige Ver- luste <i>V</i> KW	
		<i>J</i> Amp	<i>E</i> V	$-N_{el}$ KW			
Erregung 6,0 Amp							
6,0	3045	101,8	229,0	23,3	0,1	23,2	
	2995	99,0	226,5	22,4		22,3	
	2985	100,8	225,6	22,7		22,6	
	2965	98,3	223,8	22,0		21,9	
	2565	80,3	194,2	15,6		15,5	
	2462	77,0	186,4	14,4		0,1	14,3
	2030	61,3	154,0	9,4		0	9,4
	1885	56,5	144,0	8,1		8,1	
	1590	48,7	122,4	6,0		6,0	
	1538	45,2	118,6	5,3		5,3	
	1503	45,2	115,6	5,2		5,2	
	1445	44,2	110,4	4,9		4,9	
	1340	43,6	103,4	4,5		4,5	
	1318	43,6	101,4	4,4		4,4	
1075	30,2	83,4	2,5		2,5		
1055	39,2	82,0	3,2	0	3,2		
Erregung 8,7 Amp							
8,7	2860	76,6	272,4	20,9	0,1	20,8	
8,8	2850	76,3	271,8	20,7	0,1	20,6	
8,8	2660	69,8	253,8	17,7	0	17,7	
8,7	2490	64,8	236,8	15,3		15,3	
8,7	2055	52,5	196,6	10,3		10,3	
8,7	2025	51,5	193,8	10,0		10,0	
8,7	1600	43,2	154,0	6,6		6,6	
8,7	1365	40,2	131,6	5,3		5,3	
8,7	1275	36,9	122,4	4,5		4,5	
8,6	1135	28,7	110,0	3,2		3,2	
8,7	1100	30,9	106,8	3,3		3,3	
8,65	1060	31,7	102,0	3,2	0	3,2	
Umlaufzahl 3000 i. d. Min.							
4,05	2995	130,4	166,2	21,68	0,19	21,49	
4,9	3005	112,5	193,2	21,72	0,14	21,58	
6,0	3002	100,0	222,7	22,27	0,11	22,16	
6,95	2995	91,3	243,8	22,25	0,10	22,15	
8,25	2998	84,0	272,8	22,90	0,09	22,81	
9,05	3000	80,8	288,8	23,32	0,08	23,24	

Entsprechende Kurven hatte ich schon ein Jahr vorher in Gemeinschaft mit Hrn. Dr. Simons vom Elektrotechnischen Institut der Hochschule aufgenommen. Ueber die Abweichung beider Ergebnisse von einander wird unten zu sprechen sein.

Die statische Charakteristik der Dynamomaschine, d. h. also die Werte ihrer E M K bei verschiedener Erregung, hatte Hr. Dr. Simons seiner Zeit festgestellt. Fig. 14 gibt die Ergebnisse, von denen hier Gebrauch gemacht wurde.

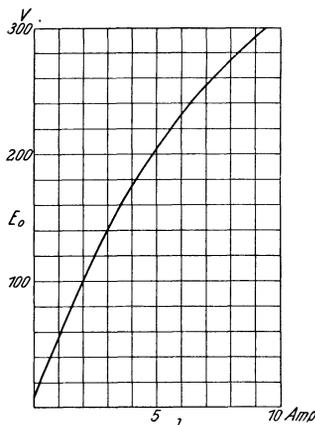


Fig. 14. Statische Charakteristik der Dynamomaschine bei wechselnder Erregung.
 $n = 3000$ Uml./min.

Der Widerstand des Ankers einschließlich der vom Hauptstrom durchflossenen Hülfpole war $0,011$ Ohm.

Dampfaufnahme und Umlaufzahl.

In einer Reihe von, wie erwähnt, meist halbstündigen Versuchen wurde gemessen, wie viel Dampf die Turbine bei verschiedenen Drosseldrücken p_a und verschiedenen Umlaufzahlen n aufnimmt; dabei war der Admissionsdruck p_a sowie die Admissionstemperatur möglichst unverändert gelassen worden; die Turbine arbeitete mit Kondensation. Was sich ergab, zeigt Zahlentafel V.

In der Zahlentafel fällt auf, daß die Dampfaufnahme der Turbine unabhängig ist von der Umlaufzahl, mit der sie läuft. In den weiten Grenzen von 0 bis 3000 zeigt sich gar keine irgend wie gesetzmäßige Veränderung.

Soviel ich in der Litteratur sehe, ist auf die völlige Unabhängigkeit der Dampfaufnahme von der Umlaufzahl kaum hingewiesen worden. Nur bei Stodola (Dampfturbinen 3. Aufl. S. 263) findet sich die Bemerkung, bei einer Curtis-Turbine sei der Dampfverbrauch nicht wesentlich von der Umlaufzahl abhängig.

Wenn man einen Vergleich mit Wasserturbinen zieht, so ist deren Wasseraufnahme bei gleichbleibendem Druckgefälle von der Umlaufzahl mehr oder weniger stark abhängig. Nur bei einer Umlaufzahl kann die Schaufelung richtig sein; bei ihr sind die dem Wasserdurchfluß entgegenstehenden Widerstände am kleinsten, und die hindurchgehende Wassermenge ist daher am größten. Bei jeder Abweichung von der normalen Umlaufzahl treten Stoßverluste auf, und diese bewirken eine Vergrößerung der Widerstände und daher eine Verminderung der Wasseraufnahme. Als Beispiel dafür können die Versuchsergebnisse von Graf und Thoma dienen, die in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1907 S. 1012 Fig. 18 und 21 dargestellt sind. Gilt das zunächst für Wasserüberdruckturbinen, so wird es doch auch für Freistrah-

Zahlentafel V.

Tag	Zeit	Umlauf- zahl i. d. Min.	Manometer			Admissions- temperatur t_a	Dampf- aufnahme D	spez. Gew. gesättigt γ_s	Dampf- aufnahme D_v
			Admiss. p_a	Drossel p_d	Austritt p_c				
1907		n	at	at	at	$^{\circ}\text{C}$	kg/st	kg/cbm	cbm/st
9. 1.	9 ²³ bis 9 ⁵³	1301	12,0	0,97	0,11	190	202	0,570	358
9. 1.	10 ¹⁵ » 10 ⁴⁵	2000	11,55	1,33	0,103	188	269	0,768	350
15. 1.	10 ⁵⁷ » 11 ²⁷	0	12,0	2,13	0,098	189	412	1,197	344
10. 1.	11 ²⁸ » 11 ⁵⁸	1320	12,0	2,13	0,098	191	401	1,197	335
10. 1.	2 ⁵⁹ » 3 ²⁹	1995	12,2	2,14	0,095	190	415	1,202	346
9. 1.	11 ⁰⁹ » 11 ³⁰	2997	12,4	2,14	0,097	192	415	1,202	346
15. 1.	11 ⁴³ » 12 ¹³	0	11,6	4,03	0,082	187	759	2,178	349
11. 1.	9 ³¹ » 10 ⁰¹	1298	12,4	4,05	0,094	190	757	2,188	346
18. 3.	10 ⁰⁵ » 10 ³⁵	1624	12,5	4,01	0,13	188	757	2,168	350
12. 1.	9 ²⁹ » 10 ⁰⁹	2000	12,35	4,04	0,080	191	753	2,183	344
12. 1.	10 ⁴⁵ » 11 ²⁵	3000	12,3	4,04	0,080	191	758	2,183	347
15. 1.	12 ²⁷ » 12 ⁵⁷	0	10,7	7,83	0,14	183	1421	4,061	350
10. 1.	10 ²⁵ » 10 ⁵⁵	1323	11,9	7,84	0,15	217	1386	4,066	[341]
18. 3.	11 ³⁵ » 12 ⁰⁵	1609	11,7	7,82	0,16	202	1387	4,056	[342]
10. 1.	9 ³⁵ » 10 ⁰⁵	1985	11,5	7,84	0,12	194	1429	4,066	350
9. 1.	5 ²² » 5 ⁵²	2982	12,2	7,86	0,14	228	1410	4,076	[346]
17. 1.	10 ³⁵ » 11 ¹⁴	0	12,2	11,03	0,23	207	1984	5,603	354
10. 1.	4 ⁰⁶ » 4 ⁴²	1996	12,0	11,00	0,112	223	1938	5,589	348
10. 1.	5 ¹¹ » 5 ⁴⁷	2988	12,2	11,04	0,21	221	1955	5,608	347

turbinen zutreffen, weil diese nur bei der normalen Umlaufzahl wahre Freistrahlturbinen sind. Abweichungen von der normalen Umlaufzahl erzeugen wegen Vergrößerung der Widerstände durch Stoßverlust einen Spaltdruck. Für Düsenturbinen allerdings, wie das Peltonrad eine ist, ist das Auftreten eines Spaltdruckes ausgeschlossen, und für sie ist die Unabhängigkeit der Wasseraufnahme von der Umlaufzahl selbstverständlich. Dementsprechend lassen auch die Laval- und Riedler-Stumpf-Turbinen die erwähnte Unabhängigkeit erwarten, wenngleich ein Spalt bei diesen Turbinen eher vorhanden ist als beim Peltonrad.

Dampfaufnahme und Vakuum.

In Zahlentafel V ist auffallend, daß die Dampfverbrauchsziffern so gut übereinstimmen, obwohl der Gegendruck p_c des Kondensators zum Teil nur recht wenig gleichmäßig gehalten war. Es fragte sich, wie das mit der Erfah-

Zahlen-
Dampfaufnahme bei wechselndem Gegen-

Tag	Zeit	Umlauf- zahl i. d. Min. n	Manometer			Admiss.- temperat. t_a	Dampfaufnahme	
			Admission p_a	Drossel p_d	Austritt p_c		D	D_v
1907			at	at	at	$^{\circ}\text{C}$	kg/st	cbm/st
21. 3.	10 ⁴⁰ bis 11 ¹⁰	2998	12,2	7,18	0,114	187	1309	350
21. 3.	11 ²³ » 11 ⁵³	2995	12,5	7,18	0,344	188	1311	350
22. 3.	10 ⁰⁹ » 10 ³⁹	2999	12,3	7,18	1,03	187	1330	355
22. 3.	12 ¹³ » 12 ⁴⁸	2993	12,5	7,18	0,107	230	1234	330 [gesättigt]

zung übereinstimmte, daß gutes Vakuum für den Turbinenbetrieb so wesentlich ist.

Ueber diese Frage gibt Zahlentafel VI Auskunft. Bei den ersten drei Versuchen dieser Zusammenstellung — vom vierten wird noch bald die Rede sein — ist unter Festhalten der Umlaufzahl und des Drosseldruckes der Gegendruck des Kondensators von gutem Vakuum bis zu Atmosphärendruck gesteigert. Es zeigt sich, daß der Dampfverbrauch der Turbine auch vom Gegendruck des Kondensators unabhängig ist¹⁾. Die Unterschiede im Dampfverbrauch sind so klein, wie man sie bei der Unvollkommenheit der Messung von p_a nur erwarten kann, überdies wurde gerade bei Auspuff der größte Dampfverbrauch gemessen. Ist die Dampfaufnahme unabhängig vom Vakuum, so gilt dies nicht von der Leistung der Turbine. Diese steigert sich von Auspuff bis auf Kondensationsbetrieb von 58 bis auf 142 verfügbare PS, also auf mehr als das Doppelte. Eine entsprechende Aenderung erfährt das Drehmoment.

Die Unabhängigkeit des Dampfverbrauches vom Gegendruck kann natürlich nur bis zu einer bestimmten unteren Grenze des Drosseldruckes p_a herab stattfinden. Zu suchen, wo der Dampfverbrauch bei Auspuff und bei Kondensationsbetrieb

Zahlentafel VII.
Dampfaufnahme bei Auspuffbetrieb.

Tag	Zeit	Umlaufzahl i. d. Min. n	Manometer			Admiss.- Temper. t_a °C	Dampf- aufnahme D kg/st	spez. Gew. gesättigt γ kg/cbm	Dampf- aufnahme D_v cbm/st
			Admiss. p_a at	Drossel p_d at	Austritt p_c at				
1907									
3. 4.	11 ⁰² bis 11 ²²	0	12,2	4,03	1,03	187	745	2,178	342
3. 4.	10 ²⁴ » 10 ⁴⁹	0	12,2	3,03	1,03	188	553	1,666	332
3. 4.	3 ⁵⁰ » 4 ¹⁰	1765	11,6	3,03	1,03	185	546		328
3. 4.	9 ¹⁵ » 10 ¹⁵	0	12,2	2,03	1,03	185	359	1,144	314
3. 4.	3 ⁰⁷ » 3 ³⁷	942	12,0	2,03	1,03	184	354		309
9. 4.	5 ¹¹ » 5 ³¹	410	12,1	1,51	1,04	190	238	0,887	269
10. 4.	11 ⁵¹ » 12 ²¹	0	12,3	1,23	1,04	188	151,4	0,713	212
10. 4.	12 ³¹ » 1 ⁰¹	0	12,0	1,04	1,04	117	87,6	0,609	144

¹⁾ Hiernach berichtigt sich die Darstellungsweise Z. 1906 S. 1821 Fig. 17. Dort wird der Dampfverbrauch als abhängig vom Unterschied zwischen Drosseldruck und Gegendruck angenommen, — wie natürlich Verfasser es zuerst auch tat.

tafel VI.
druck und bei Ueberhitzung.

Erregung i Amp	elektrische Leistung			Dynamoverluste		Turbinen-	
	J Amp	E V	N_{el} KW	V KW	$J^2 W$ KW	Leistung N_t PS	Drehmoment M_t mkg
6,0	348	232	80,9	22,4	1,3	142,2	34,0
6,1	226	236	52,5	22,3	0,6	102,5	24,5
6,0	90	225	20,3	22,4	0,1	58,2	13,9
6,0	371	230	85,3	22,2	1,5	148,1	35,4

sation sich von einander zu unterscheiden beginnen, war der Zweck der in Zahlentafel VII wiedergegebenen Versuche, die man mit den Angaben der Zahlentafel V vergleichen möge. Danach ist bei 4 at Drosseldruck kaum ein Unterschied zwischen beiden Betriebsarten zu bemerken; bei kleineren Drücken tritt ein immer größerer Unterschied auf. Die Größe des Dampfverbrauches bleibt aber wieder unabhängig von der Umlaufzahl. Unerwarteter Weise wurde der Dampfverbrauch auch für sehr kleine Werte von p_a nicht ganz gering, und es zeigte sich, daß die Turbine noch stündlich 88 kg Dampf aufnahm, wenn der Drosseldruck gleich dem Atmosphärendruck war, wenigstens soweit es das in Fig. 4 gezeigte Quecksilbermanometer irgend erkennen ließ. Es ist das offenbar der für die Wärmeverluste bei 100° Innentemperatur erforderliche Dampf. Da die Turbine vorher mit höherem Druck gearbeitet hatte, so konnten bei jener Messung die Gehäusewandungen eher Wärme abgeben als aufnehmen.

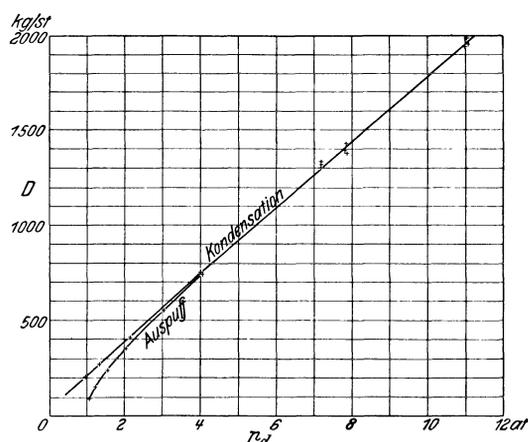


Fig. 15. Aufgenommenes Dampfgewicht, abhängig vom Drosseldruck. Umlaufzahl wechselt von 0 bis 3000 Uml./min.

Die Zahlenangaben der Zahlentafeln V bis VII sind in Fig. 15 graphisch dargestellt. Für Kondensationsbetrieb hängt der Dampfverbrauch fast genau linear vom Drosseldruck p_d ab. Für Auspuffbetrieb geht die Gerade am Anfang in eine Kurve über.

Aufgenommenes Dampfvolumen.

Da auch das spezifische Gewicht des gesättigten Dampfes fast genau linear vom Druck abhängt, so war klar, daß die Dampfaufnahme der Turbine, dem Volumen nach, in allen Fällen des Kondensationsbetriebes die gleiche ist und bei Auspuffbetrieb nur im Anfang geringer wird. In Zahlentafel V bis VII sind denn auch bereits die zu den Drosseldrücken p_d gehörigen spezifischen Gewichte bei Sättigung eingetragen und die Dampfvolumina in cbm bei der Spalte D_v berechnet. Fig. 16 stellt das im Diagramm dar.

Die Berechnung des Dampfvolumens so, als ob es trocken gesättigt ist, könnte beanstandet werden. Sie geschah der Einfachheit halber und mit der Begründung, daß der gedrosselte Dampf beim Drosseln um so stärker überhitzt wurde, je geringer der Dampfverbrauch war — daß man aber andererseits erkennen kann, daß der Admissionsdampf bei hohem Dampfverbrauch etwas höhere Temperatur t_a zu haben pflegte als bei kleinem. Beide Einflüsse mögen einander aufheben und zu etwa gleich starker Ueberhitzung des gedrosselten Dampfes in allen Fällen geführt haben. Wegen der Unsicherheit jeder genaueren Berechnungsweise schien die einfachste zu genügen.

Es ergibt sich aus allem, daß ein Dampfverbrauch von etwa 350 cbm/st in hohem Maße eine Konstante der Maschine ist, insofern, als dieses Volumen aufgenommen wird unabhängig von Druck und Umlaufzahl.

Die Dampfturbine als Ganzes verhält sich also nicht wie eine Lavalsche Düse, der sie mit ihren sich erweiternden Dampfwegen eigentlich gleicht, sondern eher wie eine einfache Mündung mit sehr großen Widerständen. Als kri-

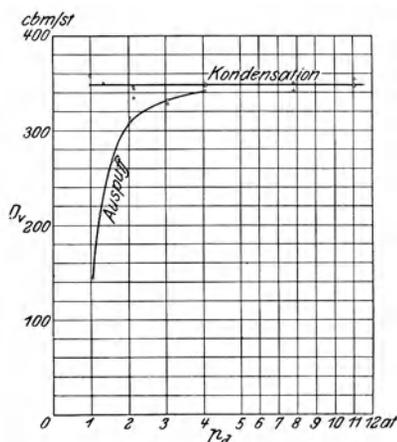


Fig. 16. Aufgenommenes Dampfvolmen, abhängig vom Drosseldruck. Umlaufzahl wechselt von 0 bis 3000 Uml./min.

tisches Druckverhältnis bezeichnet man jenes Verhältniß des Gegendruckes zum treibenden, bei dem die größte durchströmende Dampfmenge für einen bestimmten treibenden Druck erreicht wird, und von dem ab das durchströmende Dampfgewicht nicht mehr durch eine Verminderung des Gegendruckes vermehrt werden kann. Dieses kritische Druckverhältnis ist bekanntlich für einfache Mündungen etwa = 0,58. Es ist größer für Lavalsche Düsen¹⁾. Denkt man sich hingegen anstelle einer einfachen Mündung den Eintritt in eine sehr lange Rohrleitung mit entsprechend großem Widerstand, so wird von Erreichung eines kritischen Druckverhältnisses praktisch gar nicht mehr die Rede sein können; es nähert sich mit zunehmenden Widerständen mehr und mehr dem Wert null. Bei der vorliegenden Turbine sind nun die Widerstände so groß, daß das kritische Druckverhältnis etwa = 0,25 geworden ist.

Man könnte die Widerstände scheiden in eigentliche Reibungswiderstände des Dampfes an den Eisenteilen von Schaufelung und Gehäuse beim Vorbeiströmen an ihnen, und andererseits in Stoßverluste, die beim Eintritt des Dampfes in die einzelnen Schaufeln entstehen, sobald die Schaufelform nicht genau den gerade vorliegenden Verhältnissen entspricht und daher stoßfreien Eintritt sichert. Dann ließe sich aussagen, daß die reine Reibung das allein Wesentliche beim Zustandekommen der gesamten Widerstände ist, und daß die Stoßverluste verschwindend klein sind. Das ist die einfachste Erklärung für die Tatsache, daß der Dampfverbrauch unabhängig ist von der Umlaufzahl: bei ganz anormaler Umlaufzahl und selbst im Stillstand treten die Stoßverluste hinter der eigentlichen Reibung völlig zurück.

¹⁾ Man vergleiche hierzu: Gutermuth, Versuche über den Ausfluß des Wasserdampfes, Mitt. Heft 19 und Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1904 S. 75.

densator erreichen ließ, wäre eine erheblich bessere Ausnutzung auch der allerletzten Stufen zu erwarten.

Eine zu weit gehende Expansion unter den Gegendruck herab und darauf folgende Drucksteigerung, wie sie in Düsen auftritt, ist nicht zu bemerken. Das erklärt sich daraus, daß die vielfach gewundenen Dampfwege in der Turbine dem Entstehen von stehenden Wellen ungünstig sind, daß aber ohnedies der Druckabfall nicht stattfinden kann.

Zwischen Stillstand und 3000 Umläufen ist wenig Unterschied festzustellen. Bei Auspuffbetrieb erzeugte die in den letzten Stufen als Ventilator wirkende Turbine einen Unterdruck — beim Antrieb der Turbine von der als Motor laufenden Dynamomaschine aus wurde der Unterdruck bei 3000 Umläufen zu etwa 270 mm Wassersäule festgestellt —, und dieser Unterdruck scheint die Ursache davon zu sein, daß im ganzen Verlauf die Stillstandkurve etwas über der anderen liegt. Bei Kondensation liegen beide Kurven ebenso zu einander, was wohl teils auf dieselbe Ventilatorwirkung — die indessen hier nicht meßbar war — zum Teil auf mangelhafte Uebereinstimmung des Kondensator-druckes zurückzuführen ist.

Bei höherem Gegendruck werden die letzten Stufen der Turbine gewissermaßen abgeschaltet, sie waten in Dampf von gleichbleibender Spannung. Der Dampfverbrauch ist in beiden Fällen derselbe wegen der gleichen Expansion in den ersten Stufen, die erzeugte Leistung ist geringer wegen der Unwirksamkeit der letzten Stufen.

Ist bei Auspuffbetrieb der Dampfverbrauch für 1 Kilowattstunde ungünstiger als bei Kondensationsbetrieb, und ist er bei schlechtem Vakuum ungünstiger als bei gutem, so wird die Aenderung des Bruches $\frac{\text{Dampfverbrauch}}{\text{Leistung}}$ nur durch die Veränderung des Nenners hervorgerufen, während der Zähler der gleiche bleibt.

Ueberhitzung.

Es schien wünschenswert, in gleicher Weise wie den Einfluß von Druck und Gegendruck auch den einer Ueberhitzung kennen zu lernen. Der benutzte Dampf war meist gesättigt, er wurde aber bei größerem Dampfverbrauch leicht etwas überhitzt, was wohl als Beweis dafür gelten kann, daß er auch sonst ziemlich trocken war. Am Kessel herrschte stets einige Ueberhitzung.

Die Frage nach dem Einfluß der Ueberhitzung ist durch einen Versuch, der in den Zahlentafeln VI und VIII etwas von den übrigen getrennt ist, wenigstens flüchtig gestreift. Daraus ergibt sich, daß bei eintretender Ueberhitzung sowohl die Dampfaufnahme der Turbine etwas herab-, als auch die Leistung etwas heraufgeht, wenn man nämlich den Druck und Gegendruck unverändert läßt. Beides wirkt also auf Verbesserung des Dampfverbrauches für die Leistungseinheit.

Was die Dampfaufnahme anlangt, so scheint übrigens wieder die eintretende Dampfmenge unverändert zu bleiben, das Gewicht sich also entsprechend der Dampfausdehnung zu vermindern. Die Sättigungstemperatur wäre etwa 188° C, wir hatten also etwa 50° Ueberhitzung. Der Dampfverbrauch ist, wie Spalte *D*, zeigt, auf 330 cbm im Sättigungszustand gesunken. Ueberhitzt sind dann etwa $330 \cdot \frac{273 + 230}{273 + 188} = 360$ cbm/st wirklich eingetreten, was mit der Zahl für gesättigten Dampf — 350 cbm/st — gut übereinstimmt.

Für den Druckabfall in den einzelnen Stufen zeigt sich kein wesentlicher Unterschied für überhitzten und satten Dampf.

Von einer weiteren Verfolgung des Einflusses der Ueberhitzung wurde zur Zeit abgesehen, teils um die Versuche nicht zu weit auszudehnen, teils weil gerade über die Ueberhitzung schon einige Versuche an dieser Turbine von Prof. Josse vorgenommen sind.

Spezifischer Dampfverbrauch; Einfluß des Vakuums.

Es schien von Wert, festzustellen, wie groß der Einfluß verschiedenen Vakuums auf die Leistung der Maschine ist. Eine Messung des Dampfverbrauches war dabei unnötig, weil nach dem Vorhergehenden der Dampfverbrauch unter allen Umständen einfach durch den Drosseldruck gegeben war.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind den Zahlentafeln IX, X und XI, sowie den Fig. 18, 19 und 20 zu entnehmen.

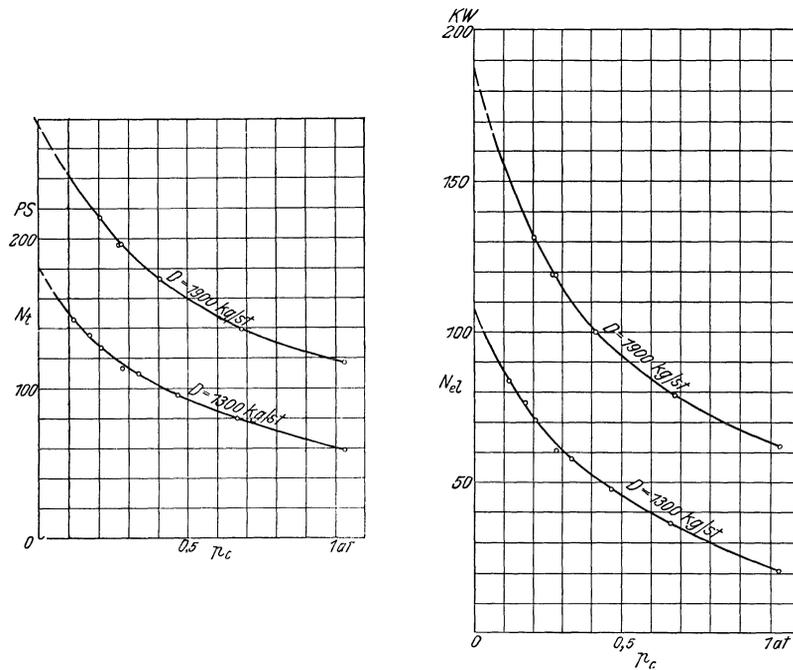


Fig. 18 und 19. Nutzleistung der Turbine und der Dynamo bei wechselndem Gegendruck, Dampfaufnahme und Umlaufzahl unverändert. $n = 3000$ Uml./min.

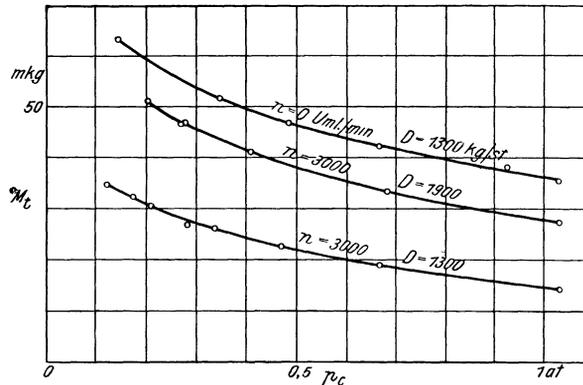


Fig. 20. Nutzbares Drehmoment der Turbine bei wechselndem Gegendruck.

Zahlentafel IX bis XI-
Einfluß des Vakuums auf die Leistung.

Tag	Zeit	Umlauf- zahl i. d. Min. <i>n</i>	Manometer			Admiss.- Temper. <i>t_a</i> °C	Erregung <i>i</i> Amp	elektr. Leistung			Dynamo- verluste		Turbinen-	
			<i>p_a</i> at	<i>p_d</i> at	<i>p_c</i> at			<i>J</i> Amp	<i>I</i> V	<i>N_{el}</i> KW	<i>V</i> KW	<i>J²W_a</i> KW	Leistung <i>N_t</i> PS	Drehmoment <i>M_t</i> mkg
Dampfverbrauch 1900 kg/st. 3000 Uml./min (Zahlentafel IX).														
22.3.	11 ⁴²	3000	12,0	10,68	0,206	200	6,0	571	230	131,3	22,4	3,6	213,8	51,0
	11 ³⁶	3002	11,8		0,268	197		518	230	119,0		3,0	196,2	46,8
	11 ³⁹	3000	11,8		0,276	199		518	230	119,0		3,0	196,2	46,8
	11 ³¹	3005	11,9		0,407	197		448	230	103,0		2,2	173,5	41,3
	11 ²⁷	3000	12,0		0,681	193		346	228	78,8		1,3	139,4	33,3
3. 4.	4 ⁵³	3000	12,0		1,03	206		274	227	62,2		0,8	117,6	27,7
Dampfverbrauch 1300 kg/st. 3000 Uml./min (Zahlentafel X).														
22.3.	11 ²⁰	3005	12,4	7,18	0,118	187	6,0	365	229	83,6	22,4	1,4	146,0	34,8
	11 ¹⁵	3000	12,3		0,171	187		336	227	76,2		1,2	135,6	32,4
	11 ¹²	2995	12,2		0,207	187		311	227	70,6		1,0	127,6	30,6
	11 ¹⁰	3000	12,2		0,280	187		266	228	60,6		0,7	113,7	27,2
	11 ⁰⁵	3000	12,6		0,332	187		255	227	57,8		0,7	109,9	26,2
	11 ⁰³	3000	12,4		0,468	186		210	227	47,6		0,5	95,8	22,9
	11 ⁰⁰	3005	12,0		0,664	186		160	227	36,3		0,3	80,2	19,1
	10 ⁴⁸	3000	11,9		1,03	186		94	224	21,0		0,1	59,1	14,1
Dampfverbrauch 1300 kg/st. 0 Uml./min (Zahlentafel XI).														
3. 4.	12 ³⁷	0	12,3	7,18	0,144	185?	—	—	—	—	—	—	—	63,6
	12 ³¹		12,7		0,347									51,8
	12 ²¹		12,8		0,485									46,9
	12 ¹⁷		12,0		0,666									42,3
	12 ¹³		12,7		0,928									33,0
	11 ⁵⁷		11,5		1,03									35,5

Bei diesen Versuchen wurde unter Festhaltung des Dampfverbrauches auf 1900 oder auf 1300 kg/st und unter Festhaltung der Umlaufzahl auf 3000 oder auch auf 0, das Vakuum von Auspuff bis herab auf den bestmöglichen Wert geändert. Die elektrische Leistung bei 6 Amp Erregung sowie Leistung und Drehmoment an der Kupplung wurden festgestellt.

In den Schaubildern zeigt sich eine gewaltige Zunahme der Leistung mit der Verbesserung des Vakuums, wie ja nur allen bisherigen Erfahrungen entspricht. Wenn man die Verlängerung der Kurven für besseres Vakuum, als der Kondensator leider erreichen ließ, so gelten lassen will, wie dies in die Schaubilder eingezeichnet ist, so findet man, Fig. 18, daß bei dem größten Dampfverbrauch die Turbinenleistung auf das doppelte anwächst, wenn der Gegendruck von Atmosphärenspannung auf 0,1 at sinkt; bei dem kleineren Dampfverbrauch — mit dem die Turbine wohl am häufigsten laufen würde, — nimmt die Leistung sogar im Verhältnis 2 zu 5 zu.

Noch schärfer wird der Unterschied, wenn man die unveränderlichen Eigenverluste der Dynamo abzieht und in Fig. 19 die elektrische Leistung abhängig vom Gegendruck darstellt. Die betreffende Zunahme ist das 2 1/2 fache bei dem größeren und das 4fache bei dem kleineren Dampfverbrauch.

Bei gutem Vakuum macht eine Verbesserung um 1 vH einen Gewinn an elektrischer Leistung um 2 vH aus. Bezogen auf die Turbinenleistung macht der Gewinn mehr als 1 vH aus, zumal bei kleinerem Dampfverbrauch. Diese Zahlen entsprechen ungefähr dem, was man in der Praxis annimmt.

Bei gutem Vakuum von 0,05 at absolutem Druck hätte die Turbine folgende günstigste Ergebnisse geliefert:

Kondensations- und Auspuffbetrieb.

Fig. 22 bis 24 geben eine Reihe von Vergleichen zwischen dem Betrieb mit Kondensation und dem mit Auspuff. Die Figuren bieten nichts Ueberraschendes. Zahlentafel XII gibt die zugehörigen Zahlenwerte, soweit sie nicht anderwärts zu entnehmen sind.

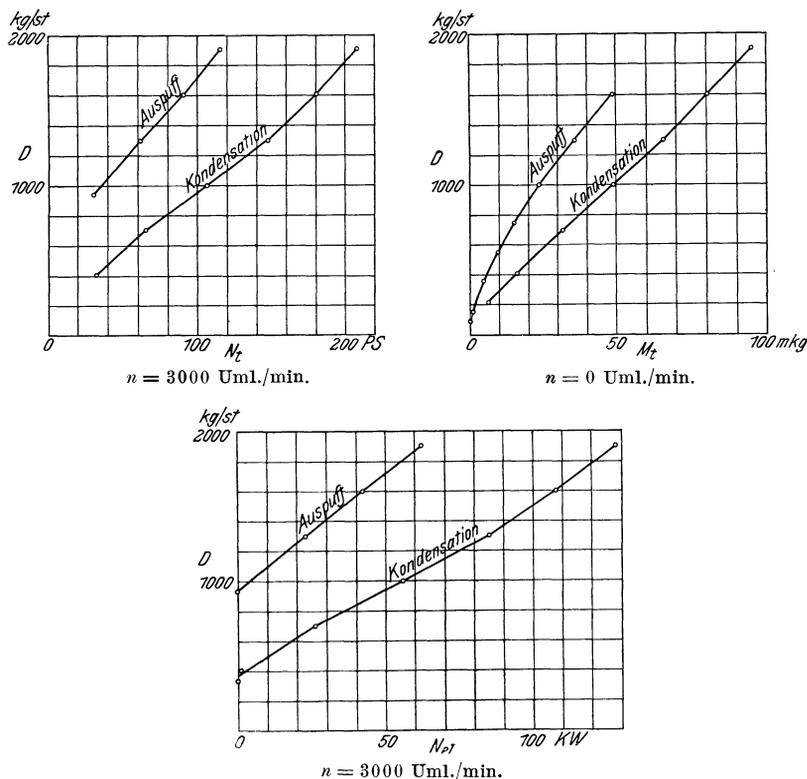


Fig. 22 bis 24. Vergleiche des Betriebes bei Auspuff mit dem bei Kondensation. Dampfverbrauch abhängig von der verlangten Nutzleistung der Turbine oder der Dynamo, oder vom Anzugmoment der Turbine.

Umlaufzahl, Dampfverbrauch, Leistung und Drehmoment der Turbine.

In den Zahlentafeln XIIIa bis XIIIf sind die Ergebnisse von Versuchen enthalten, die bei wechselnder Umlaufzahl und bei wechselndem Dampfverbrauch gemacht wurden.

Es wurden der Reihe nach die Drosseldrücke von 2,13, 3,72, 5,42, 7,16, 8,93 und 10,68 at, entsprechend etwa 400, 700, 1000, 1300, 1600 und 1900 kg stündlichem Dampfverbrauch (Fig. 15) eingestellt und in früher beschriebener Weise die Leistung verändert, bis sich die Umlaufzahlen 3000, 2500, 2000, 1600, 1300 und 1050 einstellten; bei der Umlaufzahl null und bei Leerlauf des Aggregates wurde eine besondere Reihe mit wechselndem Drosseldruck vorgenommen.

Aus der abgelesenen elektrischen Leistung wurde die Leistung der Turbine an der Kupplung sowie das Drehmoment an der Kupplung in früher beschriebener Weise ermittelt.

Zahlentafel XIIIa bis f.
Leistung und Dampfverbrauch bei wechselnder Umlaufzahl. Kondensationsbetrieb.

Tag	Zeit	Umlauf- zahl i. d. Min. <i>n</i>	Manometer			Admiss- temper. <i>t_a</i> °C	Erre- gung <i>i</i> Amp	elektr. Leistung				Dynamo- verluste		Turbinen-	
			Admiss. <i>p_a</i> at	Drossel <i>p_d</i> at	Auspufl <i>p_c</i> at			<i>J</i> Amp	<i>E</i> V	<i>N_{el}</i> KW	<i>V</i> KW	<i>J²W</i> KW	Leistung <i>N_t</i> PS	Dre' moment <i>M_t</i> mkg	
a) Dampfverbrauch 1900 kg/st.															
4. 4.	4 ⁴²	3000	11,6	10,68	0,194	191	6,05	550	233,0	128,1	22,4	3,3	209,0	49,9	
	4 ⁵⁰	2000	11,1		0,197	192	6,05	700	153,0	107,1	9,2	5,4	165,5	59,2	
	4 ⁵⁷	1920	12,0		0,197	190	6,0	731	142,4	104,1	8,5	5,9	161,0	60,0	
	5 ⁰¹	1285	12,1		0,207	192	8,6	694	117,4	81,6	4,4	5,3	124,0	69,1	
	5 ⁰⁹	1220	12,3		berechnet für <i>i</i> = 6,0			886	89,1	79,0	3,7	8,6			
					0,208	198	8,75	703	110,2	77,4	4,0	5,4	118,0	69,2	
					berechnet für <i>i</i> = 6,0			888	84,1	74,7	3,4	8,7			
10. 4.	2 ⁵⁵	0	12,4		0,207	188	—	—	—	—	—	—	0	95,0	
b) Dampfverbrauch 1600 kg/st.															
4. 4.	3 ²⁵	3000	12,4	8,93	0,137	186	6,0	476	226,7	107,8	22,4	2,5	180,4	43,1	
	3 ³⁵	2500	12,1		0,148	186	6,0	542	188,7	102,2	14,7	3,2	163,0	46,7	
	3 ⁴⁰	2000	12,3		0,150	185	5,95	611	149,5	91,3	9,2	4,1	142,2	50,9	
	3 ⁴⁵	1600	11,8		0,156	185	6,0	660	119,6	78,9	6,0	4,8	121,9	54,6	
	3 ⁵³	1300	12,0		0,159	186	8,7	578	121,4	70,1	4,4	3,7	106,3	58,5	
	3 ⁵⁷	1055	12,1		berechnet für <i>i</i> = 6,0			744	92,0	68,4	3,7	6,1			
					0,159	187	8,65	611	96,0	58,6	3,1	4,1	88,9	60,1	
					berechnet für <i>i</i> = 6,0			778	72,6	56,4	2,7	6,7			
10. 4.	2 ⁴⁷	0	12,4		0,156	188	—	—	—	—	—	—	0	80,0	
c) Dampfverbrauch 1300 kg/st.															
19. 3.	12 ⁴⁵	3000	11,9	7,16	0,116	186	5,8	374	227,6	85,1	22,4	1,5	148,1	35,3	
	12 ⁰⁵	2500	12,2		0,118	186	5,8	423	190,6	80,6	14,7	2,0	132,2	37,9	
	11 ⁴²	1992	12,4		0,118	187	6,0	481	153,8	74,0	9,0	2,5	116,2	41,7	
	11 ³⁶	1600	12,3		0,118	186	8,7	436	150,6	65,6	6,4	2,2	100,8	45,1	
	11 ³⁰	1305	12,2		berechnet für <i>i</i> = 6,0			558	117,0	65,3	5,5	3,4			
					0,117	186	8,7	464	121,7	56,4	4,5	2,4	86,0	47,2	
					berechnet für <i>i</i> = 6,0			592	94,0	56,7	3,8	3,8			
	11 ²⁷	1045	12,7		0,114	187	8,7	498	97,0	48,3	3,1	2,8	73,6	50,4	
					berechnet für <i>i</i> = 6,0			640	73,4	49,9	2,7	4,6			
10. 4.	3 ⁵²	0	12,1		0,118	186	—	—	—	—	—	—	0	65,6	
d) Dampfverbrauch 1000 kg/st.															
20. 3.	10 ⁰⁴	3000	12,2	5,42	0,097	186	6,0	236	236,6	55,8	22,4	0,6	107,0	25,6	
	10 ⁰⁸	2500	12,2		0,099	186	6,0	294	193,4	56,8	14,8	1,0	98,6	28,3	
	10 ¹⁴	1995	12,3		0,099	187	6,0	343	152,6	52,3	9,1	1,3	85,2	30,6	
	10 ²¹	1605	12,2		0,101	187	6,0	379	122,1	46,3	6,0	1,6	73,2	32,7	
	10 ²⁵	1305	12,1		0,099	187	6,0	406	98,6	40,0	4,0	1,8	65,8	34,2	
	10 ³⁰	1052	12,2		0,099	187	6,0	432	79,4	34,3	2,7	2,1	53,2	36,1	
10. 4.	3 ¹⁵	0	12,4		0,098	186	—	—	—	—	—	—	0	48,4	
e) Dampfverbrauch 700 kg/st.															
20. 3.	10 ⁵⁵	2990	12,4	3,72	0,095	187	5,95	115	226,1	26,0	22,2	0,1	65,6	15,7	
	11 ⁰⁰	2500	12,5		0,095	188	6,0	151	189,4	28,6	14,7	0,2	59,1	16,9	
	11 ⁰⁵	2000	12,2		0,097	186	6,0	193	151,6	29,3	9,2	0,4	52,8	18,9	
	11 ¹²	1602	12,4		0,096	188	6,0	219	120,9	26,5	6,0	0,5	44,8	20,0	
	11 ¹⁷	1300	12,4		0,095	188	6,0	243	98,9	24,0	4,0	0,6	38,9	21,4	
	11 ²⁸	1050	12,6		0,094	188	6,05	261	80,0	20,9	2,7	0,7	33,0	22,5	
3. 4.	12 ⁵⁸	0	11,4		0,092	184	—	—	—	—	—	—	0	31,5	
f) Dampfverbrauch 400 kg/st.															
10. 4.	5 ⁰⁸	3000	11,9	2,13	0,086	186	6,0	5	221,6	>1,1	22,4	0	31,9	7,6	
10. 4.	5 ⁰⁰	2500	11,9	2,14	0,087	186	6,0	41	184,5	7,6	14,7	0	30,3	8,7	
19. 3.	9 ⁴³	2500	12,4	2,11	0,083	187	6,0	44	185,6	8,2			31,1	8,9	
10. 4.	4 ⁵²	2000	12,5	2,13	0,086	186	6,0	71	147,6	10,5	9,2	0	26,8	9,6	
19. 3.	9 ⁴⁸	1995	12,7	2,11	0,086	189	6,0	69	148,6	10,2			26,4	9,5	
10. 4.	4 ⁴⁵	1600	12,0	2,13	0,086	186	6,0	99,5	117,8	11,7	6,0	0,1	24,2	10,8	
19. 3.	9 ⁵⁵	1600	11,5	2,11	0,089	187	6,0	89	118,8	10,6			22,7	10,2	
10. 4.	4 ³⁷	1300	12,0	2,13	0,086	186	5,95	117	95,3	11,2	4,0	0,2	20,9	11,5	
19. 3.	10 ⁰⁰	1300	12,5	2,11	0,080	187	6,0	110	96,3	10,6			20,1	11,1	
19. 3.	10 ⁰⁸	1050	11,5	2,11	0,079	188	5,9	126	78,0	9,8	2,7	0,2	16,0	11,8	
10. 4.	10 ¹¹	0	12,4	2,13	0,087	189	—	—	—	—	—	—	0	15,8	

Die Versuche wurden bei Kondensation vorgenommen und das Vakuum etwa nach Fig. 21 hergestellt.

Fig. 25 bis 30 stellen die Ergebnisse dar.

Danach ist das Verhalten der Dampfturbine nicht unähnlich dem einer Wasserturbine, insbesondere eines Peltonrades.

Das von der Turbine gelieferte Drehmoment für einen bestimmten Dampfverbrauch und also ein bestimmtes Druckgefälle, Fig. 25, ist naturgemäß am

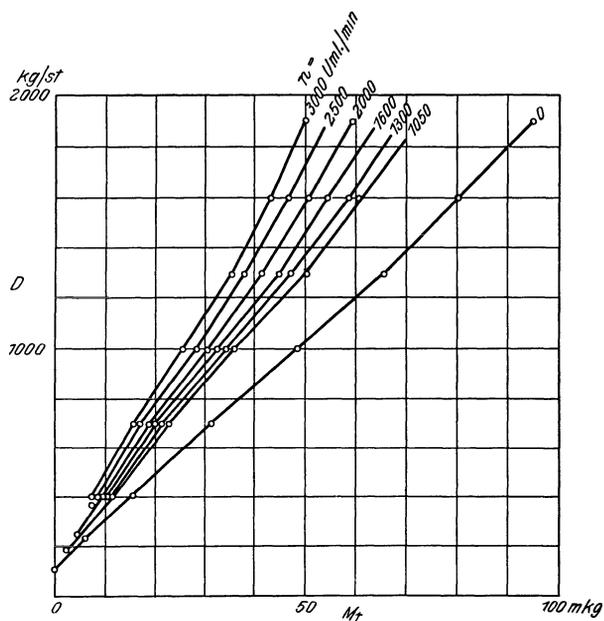
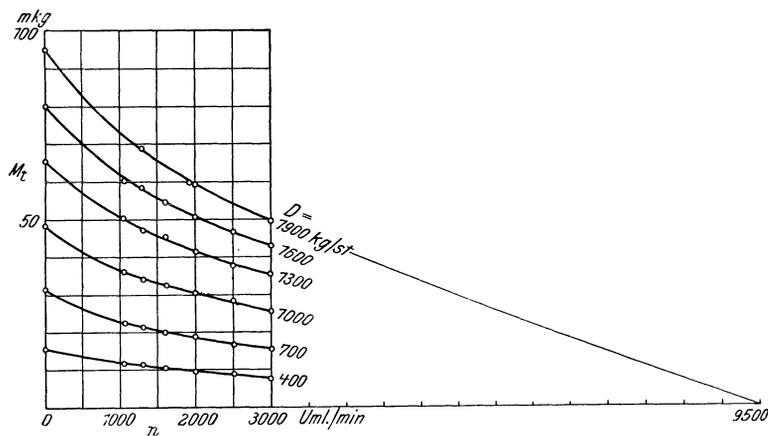


Fig. 25 und 26. Beziehung zwischen Dampfaufnahme, Umlaufzahl und nutzbarem Drehmoment der Turbine. Kondensationsbetrieb.

größten bei festgebremster Turbine. Es nimmt ab mit zunehmender Umlaufzahl; der Verlauf der Drehmomentkurven gibt keine grade Linie, sondern die Zunahme des Drehmomentes ist bei kleiner Geschwindigkeit größer. Wenn der Verlauf der Kurven sich nicht unerwartet ändert, so würde bei dem Dampfverbrauch von 1900 kg/st etwa bei 9000 oder 10000 Umläufen alle Energie von der Turbine selbst verzehrt werden. Zu vermuten ist indes ein etwas S-förmiger Verlauf der Kurve, so daß die höchst mögliche Umlaufzahl niedriger ist.

In Fig. 26 sind dieselben Zahlen in anderer Zusammenstellung gegeben, indem der Dampfverbrauch als abhängig vom gewünschten Drehmoment dargestellt ist. Die Kurven verlaufen etwa gradlinig, genauer gesagt leicht **S**-förmig.

In Fig. 27 und 28 sind in gleicher Weise die Leistungen an Stelle des Drehmomentes dargestellt. Bei wechselnder Umlaufzahl und unverändert ge-

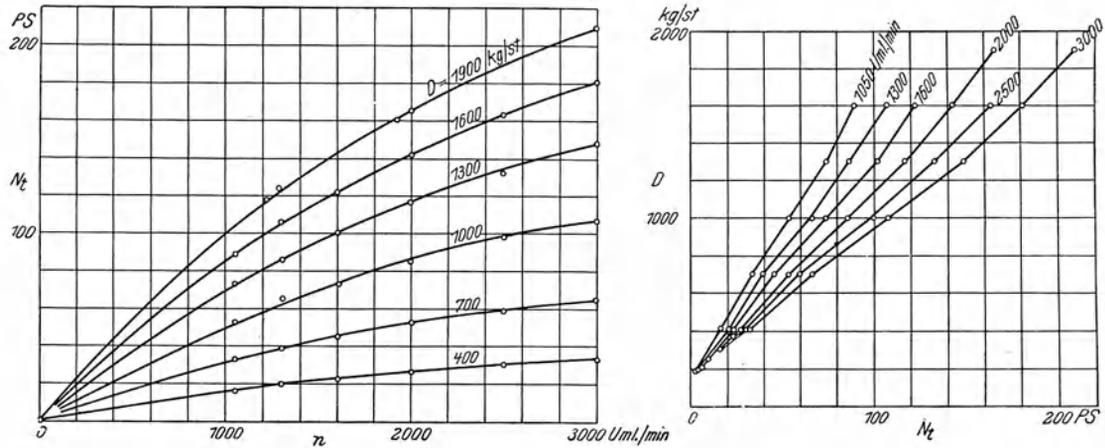


Fig. 27 und 28. Beziehung zwischen Dampfaufnahme, Umlaufzahl und Nutzleistung der Turbine. Kondensationsbetrieb.

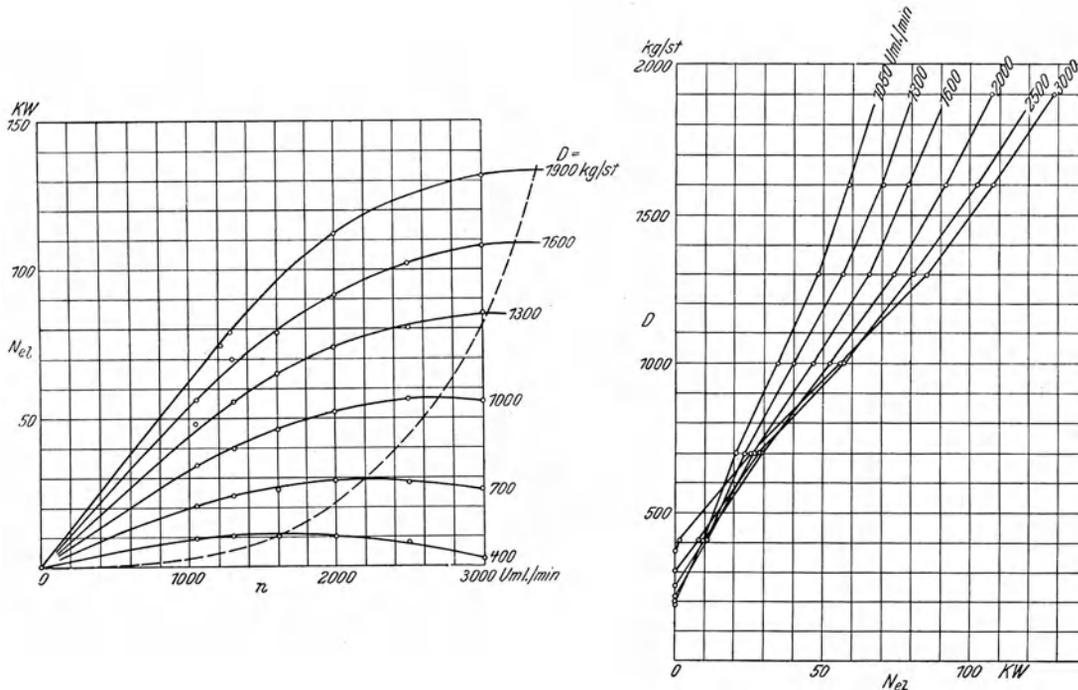


Fig. 29 und 30. Beziehung zwischen Dampfaufnahme, Umlaufzahl und Nutzleistung der Dynamo. Kondensationsbetrieb.

haltenem Dampfverbrauch, Fig. 27, wird die an der Kupplung verfügbare Leistung durch parabelartige Kurven wiedergegeben. Genaue Parabeln sind es nicht, sonst hätten in Fig. 25 grade Linien auftreten müssen. Bei allen Leistungskurven der Fig. 27 ist die höchste verfügbare Turbinenleistung bei

3000 Umläufen noch nicht erreicht; die Turbine würde mit noch höherer Umlaufzahl günstiger laufen.

In Fig. 28 sehen wir dieselben Punkte in anderer Zusammenstellung eingetragen. Bei bestimmter Umlaufzahl ändert sich der Dampfverbrauch ungefähr linear mit der gewünschten Leistung; die Kurven sind wieder leicht **S**-förmig.

Umlaufzahl, Dampfverbrauch und Leistung am Aggregat.

Während die bisherigen Figuren das Verhalten der Turbine allein darstellen, geben Fig. 29 und 30 dasjenige des Aggregates: Turbine und Dynamo gekuppelt, wieder.

Hier zeigt sich eine Abnahme der verfügbaren Leistung mit zunehmender Umlaufzahl bei allen kleineren Dampfverbräuchen, Fig. 29. Es ist das eine Folge der in Fig. 13 bereits dargestellten Tatsache, daß die Dynamomaschine mit ihrem kräftigen Ventilator bei zunehmender Umlaufzahl schnellwachsende Eigenverluste aufweist. Bei kleineren Dampfverbräuchen überwiegt die Zunahme der Eigenverluste über die Verbesserung in der Wirkung der Turbine.

Genau genommen, haben wir drei Maschinen miteinander gekuppelt. Von der treibenden Leistung der Turbine nimmt der Ventilator je nach der Umlaufzahl einen größeren oder kleineren Teil für sich in Anspruch, und nur der Rest der Energie bleibt außen verfügbar.

Die Kurven der Fig. 29 weisen Maxima auf, und diese sind durch die gestrichelte Kurve mit einander verbunden. Man würde am zweckmäßigsten die Umlaufzahl der Turbine bei wechselnder Belastung nach den Angaben dieser Kurve verändern — wenigstens was allein den Wirkungsgrad der Maschine angeht. Praktisch hat dies Ergebnis kaum eine Bedeutung, da man die normale Umlaufzahl inne zu halten gezwungen ist, um die notwendige Spannung zu erreichen. Uebrigens würde sich die Kurve der günstigsten Umlaufzahlen noch etwas verändern, wenn man berücksichtigt, daß bei geringerer Umlaufzahl die Erregung stärker sein müßte; die Figur bezieht sich auf durchweg 6 Amp Erregung und also wechselnde Spannungen.

In Fig. 30 finden wir wiederum dieselben Punkte in anderer Form zusammengestellt. Für jede Umlaufzahl ändert sich der Dampfverbrauch etwa linear mit der verlangten elektrischen Leistung. Das ist wie in Fig. 28 für die Turbinenleistung. Die gegenseitige Lage der Kurve ist jedoch in Fig. 30 eine andere als in Fig. 28. Die Kurven höherer Umlaufzahl überschneiden die anderen, entsprechend der Tatsache, daß nicht mehr in allen Fällen die höchste Umlaufzahl die günstigste ist.

Insbesondere die Kurven für 3000 und 2500 Umläufe fallen auf weite Strecken hin fast zusammen.

Dieses Ergebnis war insofern bemerkenswert, als es die Erklärung abgab für die Beobachtung, die zuerst Veranlassung zu einer näheren Untersuchung der Turbine gab.

Es war nämlich aufgefallen, daß beim Verändern der Belastung die Umlaufzahl zwar zunächst sich in dem Sinne änderte, der zu erwarten war, d. h. bei einer Vergrößerung der Belastung ab-, bei einer Verkleinerung zunahm. Sehr schnell indessen fand eine Nachwirkung statt im entgegengesetzten Sinne und mit der Wirkung, daß zum Schluß die Umlaufzahl größer war, wenn die Belastung sich vermehrt hatte, und umgekehrt.

Bei den Versuchen bot diese Tatsache eine große Schwierigkeit für die Einstellung, da ja offenbar in jedem Fall wo das Maximum der Kurven Fig. 29

überschritten war, immer also, wenn man sich rechts von der gestrichelten Maximalkurve befand, der Beharrungszustand des Aggregats nur labil sein konnte. Es war häufig unmöglich, bei unverändertem Drosseldruck die Umlaufzahl der Maschine herabzudrücken, indem sowohl eine Zuschaltung von Belastungswiderstand als auch eine Vermehrung der Erregung die Umlaufzahl zum Steigen veranlaßte; andererseits wollte sie bei den umgekehrten Operationen nicht mit Sicherheit sinken. Das ergab oft großen Zeitverlust.

Das an sich sonderbare Durcheinandergehen der Kurven in Fig. 30 ist übrigens nicht eine besondere Eigentümlichkeit unserer Turbo-Dynamo. Manche Maschine wird bei höheren Belastungen um so mehr Dampf, Gas oder dergleichen auf die Leistungseinheit verbrauchen, je langsamer sie läuft.; beim Leerlauf dagegen wird jede Maschine um so mehr Dampf usw. verbrauchen, je schneller sie läuft. Eine vollständige Umkehrung in der Reihenfolge der nach Art von Fig. 30 gezeichneten Kurven wird dann eintreten müssen. So sehen wir denn auch in Fig. 28 in der Nähe des Leerlaufes den Beginn zu dieser Umkehrung. Die Anwesenheit des Ventilators verursacht jedoch das vorzeitige Ueberschneiden und das sehr weitgehende Zusammenfallen mehrerer Kurven, das wir in Fig. 30 beobachteten.

Reibung der Turbinenräder in Luft und Dampf.

Da zu den bisher besprochenen Versuchen die Kenntnis der Eigenverluste der Dynamomaschine nötig war, die in Fig. 13 bereits dargestellt sind, so lag

Zahlentafel XIV.

Reibung der Turbinenräder bei wechselndem Vakuum ($n = 3000$, $i = 6,0$).

27. 3. 1907, Vorm. Barometerstand 77,4 cm = 1,05 at.

Umlaufzahl i. d. Min. n	Druck p_c at	elektrische Leistung			Dynamoverlust $V + J^2 W$ KW	Verlust in der Turbine N_t PS	
		J Amp	E V	N_{el} KW			
3000	1,05	147,9	225,4	33,4	22,3	15,1	
	0,874	141,0	225,2	31,8		12,9	
	0,658	131,4	225,2	29,6		9,9	
	0,648	131,4	224,8	29,5		9,8	
	0,586	129,0	224,8	29,0		9,1	
	0,574	127,8	224,8	28,7		8,7	
	0,560	127,4	224,8	28,6		8,6	
	0,552	127,0	224,8	28,5		8,4	
	0,426	121,6	225,2	27,4		6,9	
	0,422	121,6	225,4	27,4		22,3	6,9
	0,339	117,4	225,2	26,4		22,2	5,7
	0,332	117,4	225,2	26,4		5,7	
	0,301	116,6	225,0	26,2		5,4	
	0,270	115,4	225,4	26,0		5,2	
	0,185	111,6	225,2	25,1	3,9		
	0,086	107,6	225,2	24,2	2,7		
	0,084	106,6	225,2	24,0	2,4		
	0,245	116,0	225,4	26,1	22,2	5,3	
	0,400	124,4	225,2	28,0	22,3	7,7	
	0,743	137,8	225,2	31,0		11,8	
0,750	137,8	225,2	31,0		11,8		
1,05	149,5	225,5	33,7	22,3	15,5		
7 Minuten lang Dampf von 2 bis 3 at, dann							
3000	1,05	148,0	225,6	33,4	22,3	15,1	

Zahlentafel XV.

Reibung der Turbinenräder bei wechselnder Umlaufzahl ($i = 6,0$).
27. 3. 1907, Vorm. Barometerstand 77,4 cm = 1,05 at.

Umlaufzahl i. d. Min. n	Druck p_c at	elektrische Leistung			Dynamoverlust $V + J^2 W$ KW	Verlust in der Turbine N_t PS
		J Amp	E V	N_{el} KW		
in Luft						
3000	1,05	147,4	225,4	33,2	22,6	14,4
2600		120,4	196,2	23,6	16,2	10,1
2465		113,0	186,0	21,0	14,4	9,0
2085		92,4	158,2	14,6	10,1	6,1
1945		85,4	147,6	12,6	8,8	5,2
1660		73,8	126,4	9,3	6,4	3,9
1480		66,4	114,0	7,6	5,1	3,4
1065		45,8	81,8	3,7	2,8	1,2
im Vakuum						
1050	0,09	42,4	80,8	3,4	2,8	0,8
1260	0,09	51,0	93,8	4,8	3,8	1,4
1545	0,09	62,4	118,6	7,4	5,6	2,4
1890	0,10	72,8	143,4	10,4	8,2	3,0
2045	0,10	77,0	155,0	11,9	9,7	3,0
2110	0,09	80,4	159,4	12,8	10,3	3,4
2425	0,10	89,0	182,6	16,2	13,9	3,1
2490	0,10	91,0	187,8	17,1	14,7	3,3
2845	0,10	103,0	214,0	22,0	19,9	2,9
3000	0,10	108,2	224,4	24,3	22,5	2,5

es nahe, die einmal vorgenommene Schaltung der Dynamomaschine als Motor, angetrieben von der Görlitzer Betriebsmaschine, dazu zu benutzen, auch die Eigenverluste der Turbine zu messen; dazu war nur die Kupplung zwischen beiden Maschinen wieder herzustellen. Die Ergebnisse zeigen Zahlentafel XIV und XV, sowie die Fig. 31 bis 33.

In Fig. 31 wurde, von Atmosphärenspannung ausgehend, während des Laufes mit 3000 Uml./min, der absolute Druck im Turbinengehäuse allmählich herabgesetzt und der Energieverbrauch der Turbine bestimmt. An diesem Energieverbrauch hat, wie man sieht, die Lager- und sonstige Reibung fester Teile verhältnismäßig geringen Anteil. Man sieht das daraus, daß für $p_c = 0$ nur etwas 2 PS verbraucht werden würden. Bei zunehmendem Druck steigt der Energieverbrauch zu recht beträchtlichen Werten an, bis herauf zu 14 oder 15 PS. Die Zunahme des Energieverbrauches steigt linear mit dem Druck, wie auch Stodola (Dampfturbinen 3. Aufl. S. 128) angibt.

Die Turbine hatte vor den Versuchen angewärmt werden müssen, schon um für die Stopfbüchsen einigermaßen normale Betriebsverhältnisse herbeizuführen. Die Wandungen waren also sicher feucht und warm, und beim Vermindern des Druckes mußte sich Dampf entwickeln, sodaß also die Räder im Dampf unter Vakuum gelaufen sein dürften. Nachdem das bestmögliche Vakuum einige Zeit aufrecht erhalten worden war, wird das Gehäuse durch die Verdampfung abgekühlt gewesen sein, und wenn nun, um das Vakuum allmählich wieder zu verschlechtern, Luft herzulassen wurde, wird diesmal wesentlich Luft das Gehäuse erfüllt haben. Es erscheint wenigstens nicht ausgeschlossen, daß der Unterschied, der sich in der Größe der Reibungswiderstände bei Verminderung und bei Vermehrung des absoluten Druckes zeigte, darauf zurückzuführen ist, daß die Bewegung einmal in Dampf, das andere Mal in Luft stattfand. Der

letzte Versuch der Zahlentafel XIV spricht namentlich für diese Auffassung. Mit Sicherheit möchte ich diese trotzdem nicht vertreten, denn schließlich ist ja die ganze Meßweise eine Differenzmethode und hat zur Voraussetzung, daß die Verluste in der Dynamomaschine gut die gleichen bleiben. Ob das genügend der Fall ist, erscheint nach dem, was gleich noch zu besprechen ist, zweifelhaft; es ist ungünstig für diese Messungen, daß die Dynamo so große und dementsprechend um große Beträge schwankende Eigenverluste hat.

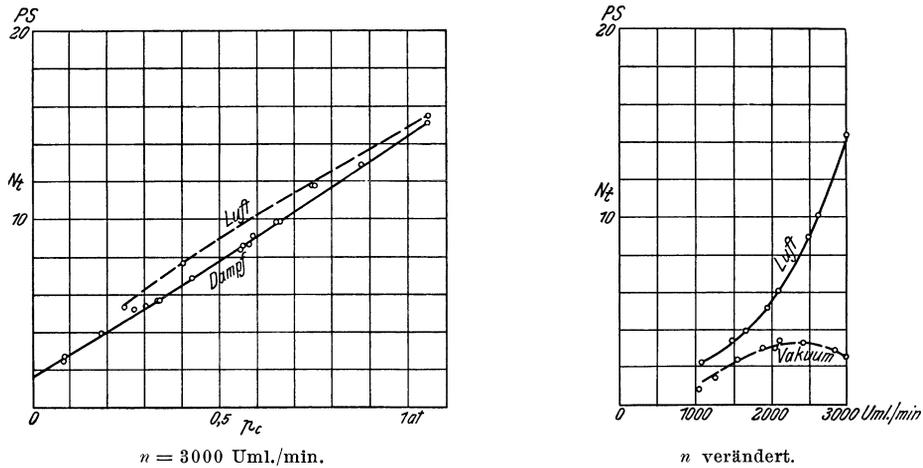


Fig. 31 und 32. Eigenreibung der Turbine bei wechselndem Druck im Turbinengehäuse und bei wechselnder Umlaufzahl.

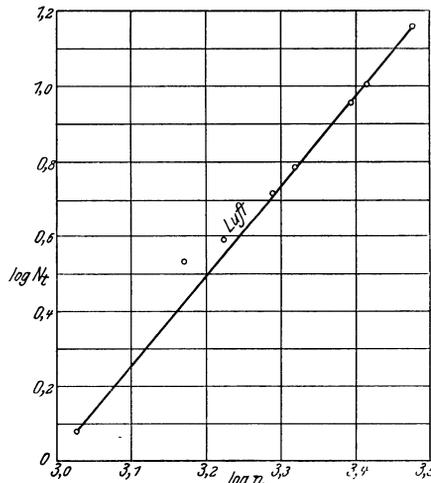


Fig. 33.

Während hiernach die Reibung der Scheiben in gesättigtem Dampf etwas, jedoch nicht wesentlich kleiner wäre als in Luft von gleicher Spannung, berechnet Stodola (Dampfturbinen 3. Aufl. S. 133) aus Versuchen von Lewicki, daß in Dampf die Reibung 1,3 mal so groß wie in Luft zu sein scheine.

Fig. 32 stellt die Abhängigkeit der Radreibung von der Umlaufzahl dar. Die mit »Luft« bezeichnete Kurve gilt bei Atmosphärenspannung; sie hat den zu erwartenden Verlauf und zeigt ein schnelles Anwachsen der Energieverluste mit der Umlaufzahl; durch Auftragen der Logarithmen von n und von N , Fig. 33,

findet man nach bekanntem Verfahren einen Exponenten 2,4 für die Luftkurve der Fig. 32; Stodola fand den Exponenten zu nahezu 3 (Dampfturbinen 3. Aufl. S. 125 ff).

Die mit Vakuum bezeichnete Kurve ist weniger befriedigend, insofern sie bei höherer Umlaufzahl wieder eine Abnahme zeigt. Nun handelt es sich allerdings bei dieser Messung um die Feststellung des Unterschiedes zweier wenig von einander verschiedener Größen; man sieht das später aus Fig. 33, wo die Verluste der Dynamo allein, sowie diejenigen mit angekuppelter Turbine im Vakuum und in Luft nebeneinander dargestellt sind. Die Nachprüfung von Punkten auf den drei Kurven an einem anderen Tage gab befriedigende Uebereinstimmungen, sodaß also doch der Verdacht nahe lag, der verhältnismäßig hohe Wert des Reibungsverlustes bei 2500 Uml./min sei wirklich vorhanden. Es konnte sich um Resonanzerscheinungen handeln. Vielleicht fiel bei dieser Umlaufzahl die Umfangsgeschwindigkeit einiger Turbinenräder mit der Schallgeschwindigkeit in dem betreffenden Vakuum zusammen; oder Erzitterungen des Fundamentes konnten auftreten, die im Gange der Maschine nicht festzustellen waren.

Wenn auch diese Möglichkeit nicht wahrscheinlich war, zumal das Maximum für eine Resonanzerscheinung zu flach verläuft, so wurde doch noch ausdrücklich festgestellt, daß es sich in der Tat um Messungsungenauigkeiten handelt — mit welcher Feststellung es denn sein Bewenden haben muß, da, wie erwähnt, Kontrollmessungen das gleiche Ergebnis hatten.

Diese Feststellung wurde durch Auslaufversuche gemacht; lag eine Resonanzerscheinung vor, so mußte bei der fraglichen Umlaufzahl ein besonders schneller Abfall der Umlaufzahl erfolgen.

Die in Fig. 34 dargestellten Kurven zeigen einen solchen Abfall nicht, obwohl in der fraglichen Gegend ein Rütteln der Maschine zu bemerken war.

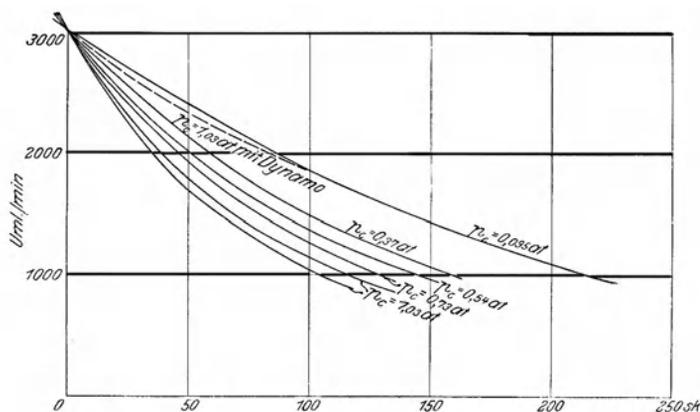


Fig. 34. Auslauf der Turbine mit und ohne Dynamo.

Man wird erkennen, daß die Auslaufversuche bei wechselndem Vakuum aufgenommen wurden. Ein einzelner Versuch wurde auch mit angekuppelter Dynamo gemacht, um zu prüfen, ob etwa am gekuppelten Aggregat Resonanzerscheinungen auftreten. Unter allen Umständen lassen sich solche nicht erkennen.

Ein befriedigendes Ergebnis liefern die Auslaufversuche, abgesehen von diesem negativen, allerdings nicht. Man sieht in Fig. 34, wie verschieden der Auslauf an zwei verschiedenen Tagen bei Atmosphärenspannung verlief, und

wie unregelmäßig die Kurven gegen einander liegen. Der hauptsächlichste Grund dafür wird der sein, daß nach Abstellung des Dampfes, während also doch der Auslaufversuch in Gang war, das Vakuum aus nahe liegenden Gründen sich allmählich um mehrere Prozente verbesserte. Unter diesen Umständen waren also befriedigende Ergebnisse kaum zu erwarten. Deshalb wurde von weiteren Versuchen und von einer weiteren Auswertung der vorhandenen Versuche Abstand genommen, zumal ein leichter Maschinendefekt sie ohnehin einzustellen zwang. Daß der mangelhafte Verlauf der Kurven nicht in dem Messverfahren seine Ursache hatte, geht daraus hervor, daß die Punkte jeder Kurve gut in die Reihe fielen.

Erstaunlich ist das mangelhafte Ergebnis der Vakuumkurve in Fig. 32 und der Auslaufversuche nicht, wenn man sieht, wie stark veränderlich die Eigenverluste der Turbine wie des Aggregates zu sein scheinen.

Es wurde schon erwähnt, daß ich im Juli 1906 in Gemeinschaft mit Hrn. Dr. Simons die gleichen Versuche vorgenommen hatte; deren Ergebnisse stellt Fig. 36 dar. Fig. 35 zeigt zum Vergleich, was sich jetzt ergab. Hiernach wären drei Viertel Jahr früher die Eigenverluste der Dynamo wesentlich kleiner,

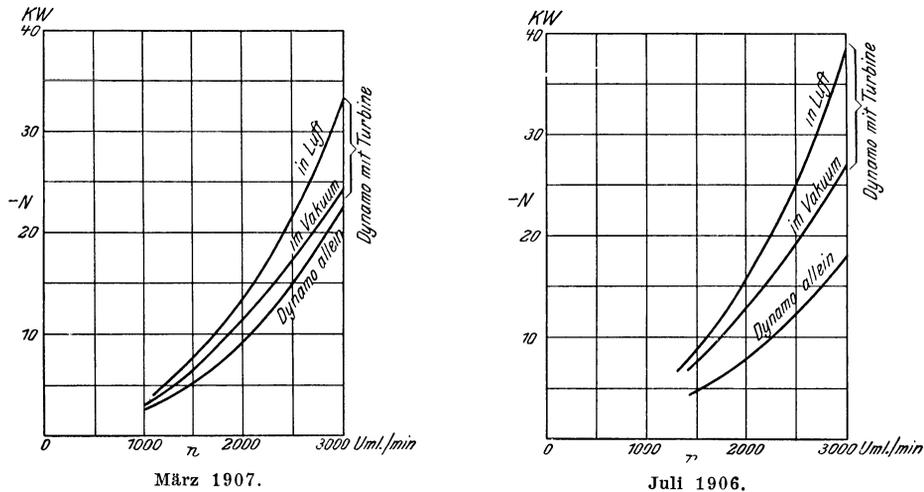


Fig. 35 und 36. Dynamo als Motor laufend.

die des Aggregates, Turbine im Vakuum laufend, nicht unbeträchtlich größer gewesen. Der Unterschied zwischen Turbine in Vakuum und in Luft ist beide Mal befriedigend gleich. Die Verluste der Dynamo allein und mit Turbine im Vakuum könnten sich immerhin geändert haben, wengleich die starke Änderung recht auffallend ist.

Die Versuche vom Juli 1906 waren natürlich nicht zu wiederholen, und so mußte es beim Feststellen des Unterschiedes sein Bewenden haben. Für die Möglichkeit solcher Unterschiede sprechen folgende Tatsachen: Im März 1907 war zur Versuchszeit der Barometerstand hoch, im Juli 1906 war er nicht gemessen worden; bei niedrigem Barometerstand wäre die Ventilationsarbeit ihm proportional kleiner gewesen. Im März war die Lufttemperatur der durch den Ventilator gesaugten Luft voraussichtlich niedriger, was auch auf höheres spezifisches Gewicht hinwirkt. — Im Juli 1906 geriet das Maschinenfundament zwischen 2000 und 2500 Umläufen jedesmal in so starker Erschütterung, daß das Aggregat möglichst schnell durch diesen Bereich hindurch gebracht werden mußte; im März waren solche Erschütterungen nicht zu beobachten. Es scheint

also, als ob anfangs — die Turbine war vor dem Juli 1906 noch nicht viel im Betrieb gewesen — die gegenseitige Zentrierung der Einzelmaschinen mangelhaft gewesen war und sie sich erst allmählich auf einander eingelaufen hatten. — Alle diese Umstände wirken in dem Sinn, in dem die Aenderungen liegen. Ihre Grösse bleibt trotzdem auffallend. Uebrigens war auch inzwischen das Oel gegen eine andere Sorte ausgewechselt worden. Im Zusammenpassen der einzelnen Kurven machen übrigens die Ergebnisse vom Juli einen glaubhafteren Eindruck als die vom März.

Was den verhältnismäßig hohen Wert für den Gesamtbetrag der Verluste — etwa ein Viertel der Höchstleistung der Maschine — anlangt, so soll im Interesse der ausführenden Fabrik nicht unerwähnt bleiben, daß die Ventilation der Dynamo sehr stark ausgefallen ist, weil nachträglich die Bedingung gestellt wurde, die Spannung solle bis auf 300 V gesteigert werden können; sonst wären wohl die Verluste durch Verändern des Ventilators kleiner zu halten gewesen.



Heft 22.

- Bach:** Versuche über den Gleitwiderstand einbetonierten Eisens.
Klein: Ueber freigehende Pumpenventile.
Fuchs: Der Wärmeübergang und seine Verschiedenheiten innerhalb einer Dampfkesselheizfläche.

Heft 23.

- Baum und Hoffmann:** Versuche an Wasserhaltungen (Dampfwasserhaltung der Zeche Victor, hydraulische Wasserhaltung der Zeche Dannenbaum, Schacht II, und elektrische Wasserhaltungen der Zechen Victor, A. von Hansemann und Mansfeld)

Heft 24.

- Klemperer:** Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.
Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur

Heft 25.

- Häufiger:** Untersuchungen über explosible Leuchtgas-Luftgemische.
Föttinger: Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment, und deren experimentelle Bestimmung (mit besonderer Berücksichtigung großer Schiffsmaschinen).

Heft 26 und 27.

- Roser:** Die Prüfung der Indikatorfedern.
Wiebe und Schwirkus: Beiträge zur Prüfung von Indikatorfedern
Staus: Einfluß der Wärme auf die Indikatorfeder.
Schwirkus: Ueber die Prüfung von Indikatorfedern.
—, Auf Zug beanspruchte Indikatorfedern.

Heft 28.

- Loewenherz und van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.
Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur (hierzü Tafel 1 bis 4).

Heft 29.

- Bach:** Druckversuche mit Eisenbetonkörpern.
—, Die Aenderung der Zähigkeit von Kesselblechen mit Zunahme der Festigkeit.
—, Zur Kenntnis der Streckgrenze.
—, Zur Abhängigkeit der Bruchdehnung von der Meßlänge.
—, Versuche über die Verschiedenheit der Elastizität von Fox- und Morison-Wellrohren.

Heft 30.

- Berg:** Die Wirkungsweise federbelasteter Pumpenventile und ihre Berechnung.
Richter: Das Verhalten überhitzten Wasserdampfes in der Kolbenmaschine.

Heft 31.

- Bach:** Versuche zur Ermittlung der Durchbiegung und der Widerstandsfähigkeit von Scheibenkolben.
Stribek: Warmzerreißeversuche mit Durana-Gußmetall. Gesichtspunkte zur Beurteilung der Ergebnisse von Warmzerreißeversuchen.
Wendt: Untersuchungen an Gaserzeugern.

Heft 32.

- Richter:** Thermische Untersuchung an Kompressoren.
v. Studniarski: Ueber die Verteilung der magnetischen Kraftlinien im Anker einer Gleichstrommaschine.

Heft 33.

- Wagner:** Apparat zur strobographischen Aufzeichnung von Pendeldiagrammen.
Wiebe: Der Temperaturkoeffizient bei Indikatorfedern.
Bach: Versuche über die Elastizität von Flammrohren mit einzelnen Wellen.
—, Die Bildung von Rissen in Kesselblechen.
—, Versuche über die Drehfestigkeit von Körpern mit trapezförmigem und dreieckigem Querschnitt.

Heft 34.

- Köhler:** Die Rohrbruchventile. Untersuchungsergebnisse und Konstruktionsgrundlagen.
Wiebe und Leman: Untersuchungen über die Proportionalität der Schreibzeuge bei Indikatoren.

Heft 35 und 36.

- Adam:** Ueber den Ausfluß von heißem Wasser.
Ott: Untersuchungen zur Frage der Erwärmung elektrischer Maschinen. I. Wärmeleitvermögen der lamellierten Armatur. II. Erwärmungsgleichungen für Feldspulen.
Knoblauch und Jakob: Ueber die Abhängigkeit der spezifischen Wärme C_p des Wasserdampfes von Druck und Temperatur.

Heft 37.

- Benemann:** Ueber den Ausfluß des Wasserdampfes und über Dampfmengenmessung.
Möller: Untersuchungen an Druckluftdämmern.

Heft 38.

- Martens:** Die Meßdose als Kraftmesser in der Materialprüfmaschine.

Heft 39.

- Bach:** Versuche mit Eisenbetonbalken. Erster Teil.
—, Versuche mit einbetoniertem Thacher-Eisen.

Heft 40.

- Versuche an der Wasserhaltung der Zeche Franziska in Witten.
Grübler: Vergleichende Festigkeitsversuche an Körpern aus Zementmörtel.
Lorenz: Vergleichsversuche an Schiffsschrauben.
—, Die Aenderung der Umlaufzahl und des Wirkungsgrades von Schiffsschrauben mit der Fahrgeschwindigkeit.

Heft 41.

- Hort:** Die Wärmevorgänge beim Längen von Metallen.
Mühlschlegel: Regulierversuche an den Turbinen des Elektrizitätswerkes Gersthofen am Lech.

Heft 42.

- Biel:** Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen und Ventilatoren. Versuchsergebnisse und Betrachtungen.

Heft 43.

- Schlesinger:** Versuche über die Leistung von Schmirgel- und Karborundumscheiben bei Wasserzuführung.

Heft 44.

- Biel:** Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Heft 45 bis 47.

- Bach:** Versuche mit Eisenbetonbalken. Zweiter Teil.

Heft 48.

- Becker:** Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten und ihre Beziehungen zum Poiseuilleschen Gesetz.
Pinegin: Versuche über den Zusammenhang von Biegefestigkeit und Zugfestigkeit bei Gußeisen.

Heft 49.

- Martens:** Die Stulpenreibung und der Genauigkeitsgrad der Kraftmessung mittels der hydraulischen Presse.
Wiegardt: Ueber ein neues Verfahren, verwickelte Spannungsverteilungen in elastischen Körpern auf experimentellem Wege zu finden.
Müller: Messung von Gasmengen mit der Drosselscheibe

Heft 50.

- Rötscher:** Versuche an einer 2000 pferdigen Riedler-Stumpf-Dampfturbine.