



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000294814

x  
501



PRÜFUNGEN  
IN  
ELEKTRISCHEN ZENTRALEN

ZWEITER THEIL  
PRÜFUNGEN VON ANLAGEN MIT WASSERRAD-,  
WASSER- UND DAMPF-TURBINEN-BETRIEB

*F. Nr. 25488*



*H. 14*  

---

*84*





# PRÜFUNGEN

IN

# ELEKTRISCHEN ZENTRALEN

---

ZWEITER TEIL

PRÜFUNGEN VON ANLAGEN  
MIT WASSERRAD-, WASSER- UND DAMPF-  
TURBINEN-BETRIEB

VON

DR. PHIL. E. W. LEHMANN-RICHTER

KONSULTIERENDEM DIPLOM-INGENIEUR FÜR ELEKTRISCHE LICHT-  
UND KRAFT-ANLAGEN IN FRANKFURT A. M.



MIT 131 EINGEDRUCKTEN ABBILDUNGEN, DARUNTER  
FIGUR 58 IM ANHANG

---

BRAUNSCHWEIG

DRUCK UND VERLAG VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN

1906



11-351657

~~115410~~

Alle Rechte,  
namentlich dasjenige der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

Published February 22, 1906.

Privilege of Copyright in the United States reserved under the Act  
approved March 3, 1905 by Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig,  
Germany.

~~BDU-3-80/2018~~

Akc. Nr. 3801/51

## VORWORT.

---

Hiermit übergebe ich — im Anschluß an mein im Jahre 1903 erschienenes Buch „Prüfungen in elektrischen Zentralen mit Dampfmaschinen und Gasmotorenbetrieb“ — den zweiten Teil über „Prüfungen an Wasserrädern, -turbinen und Dampfturbinen in elektrischen Zentralen“ der Öffentlichkeit in der Hoffnung, daß er einem geneigten Leserkreise begegnen möchte. Es sei mir gestattet, an dieser Stelle allen den Herren Professoren und Ingenieuren, die mir Anerkennungsschreiben über den Inhalt des ersten Teiles dieses Buches zukommen ließen, meinen Dank auszusprechen.

Frankfurt a. M., im Januar 1906.

**E. W. Lehmann-Richter.**



# INHALT.

Einleitung . . . . .	Seite 1
----------------------	------------

## Wassermessung.

Wassergeschwindigkeit . . . . .	5
Formel für „ $c$ “ von Ganguillet u. Kutter. — Rauigkeitskoeffizient „ $n$ “. — Mittlere Profilgeschwindigkeit. — Teichmannsche Methode der Querschnitteinteilung. — Schrötersche Methode. — Geschwindigkeitskurven. — Geschwindigkeitsmessung mit dem Schwimmer, der Pitot-Darcyschen Röhre und dem Woltmannschen Flügel.	
Wassermenge . . . . .	14
Schützenöffnung. — Ausflußkoeffizient bei normaler Kontraktion. — Überfälle. — Ausflußkoeffizienten von Überfällen. — Versuche von Hansen.	
Gefälle . . . . .	20
Messung der Gefällshöhe. — Anwendung von Schwimpegeln.	

## Wasserräder.

Zweckmäßige Ausnutzung von Wasserkraften . . . . .	20
Einteilung der Wasserräder . . . . .	22
Wirkungsweise des Wassers bei Wasserrädern . . . . .	23
Absolute Leistung der Wasserkraft . . . . .	26
Besprechung der verschiedenen Wasserradtypen . . . . .	27
I. Unterschlächlige Wasserräder. — II. Halb-, mittel- und tief-schlächlige Wasserräder. — III. Das ober-schlächlige Wasserrad.	
Vergleich zwischen Wasserrädern und Turbinen hinsichtlich Verwendbarkeit, speziell auch für den Antrieb elektrischer Maschinen . . . . .	32
Regulierung der Wasserräder . . . . .	33
Nutzeffekt eines Wasserrades . . . . .	34

## Wasserturbinen.

Besprechung der verschiedenen Wasserturbinentypen hinsichtlich Wirkungsweise, Verwendbarkeit und Einteilung . . . . .	35
Erklärungen und Buchstabenbezeichnungen für weitere theoretische Betrachtungen . . . . .	37
Verfügbare Leistung, Effektverluste und Wirkungsgrad . . . . .	39
1. Hydraulische (Gefälls-) Verluste . . . . .	40
a) Verluste bis zum Austritt aus dem Leitrade. — b) Verluste bei Eintritt in und Durchfluß durch das Laufrad. — c) Verluste beim Abfluß von der Turbine.	

	Seite
2. Spaltverluste . . . . .	44
3. Reibungsverluste . . . . .	45
Verhalten einer Turbine bei variabler Belastung bezüglich Tourenzahl und Arbeitsleistung . . . . .	45
Die normale Verwendung einer Turbine . . . . .	49
Messungen an Wasserturbinen. — Ermittlung von Leistung und Nutzeffekt . . . . .	51
Messung der zugeführten Energie. — Wasser- und Gefällsmessung. — Bestimmung der nutzbaren Leistung (Bremsleistung). — Bestimmung der Reibungsarbeiten, welche durch das Eigengewicht der Vorgelegewelle, der Zahnräder, des Schwungrades und der Bremscheibe und durch den Zahndruck in den Lagern usw. bedingt sind. — Bestimmung der Reibungsarbeit der Vorgelegewelle auf experimentellem Wege, der Zahnreibungsarbeit und der Luftreibungsarbeit. — Bestimmung der Reibungsarbeit in den Transmissionslagern. — Pronyscher Zaum mit Dezimalwage. — Versuchsbedingungen bei Turbinenbremsungen.	
Regulierung der Wasserturbinen . . . . .	60
Allgemeines über die Regulierung. — Direkt und indirekt wirkende Regulierung.	
Zweierlei Zwecke der Regulierung. — Geschwindigkeits- und Wasserstandsregulierung.	
1. Wasserkraft mit Arbeitsüberschuß. — 2. Wasserkraft ohne Arbeitsüberschuß. — 3. Wasserkraft und Dampfkraft vereinigt.	
Regulierung: Natürliche Regulierung. — Künstliche Regulierung der Geschwindigkeit. — Regulatoren. — Geschwindigkeitsdiagramme.	
Regulierung des Wasserzuflusses . . . . .	72
Beispiele.	
Erstes Beispiel: Bremsversuche an der Turbine der elektrischen Kraftübertragungsanlage in Königsbrunn . . . . .	73
Wassermessung. — Bestimmung der Effektverluste, der Bremsleistung und des Nutzeffektes.	
Zweites Beispiel: Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Maschinenfabrik von J. M. Voith in Heidenheim . . . . .	85
Versuchsordnung. — Berechnung der absoluten und gebremsten Pferdekräfte, sowie der Nutzeffekte. — Bestimmung der Verluste durch Reibung. — Wassermessung. — Gefällebestimmung. — Versuchsergebnisse.	
Drittes Beispiel: Bremsversuche an der Turbinenanlage des Elektrizitätswerkes Grabs (Schweiz) (Turbinen der Aktiengesellschaft vorm. J. J. Rieter u. Comp., Winterthur) . . . . .	93
Die wichtigsten Daten der Anlage, Versuchsordnung, Versuchsdaten und Ausrechnung derselben (Wassermessung, Bremsleistung, Verlustarbeit, Nutzeffekt).	
Viertes Beispiel: Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Firma Briegleb, Hansen u. Comp. in Gotha . . . . .	96
Bremsleistung, Effektverluste, Wassermessung, Gefälle, Nutzeffekt, Versuchsergebnisse.	
Fünftes Beispiel: Bremsversuche an einer Spiralturbine der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim . . . . .	101
Bremsleistung. — Wassermessung. — Wirkungsgrad.	
Sechstes Beispiel: Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Firma Briegleb, Hansen u. Comp. in Gotha . . . . .	104

Bremsversuche. — Reibungsarbeit der Welle und des Bremsapparates. — Wassermessung. — Gefälle. — Versuchsergebnisse. Wirkungsgrad der Turbine und der Anlage.	
Siebentes Beispiel: Versuche in der Primärstation „Lauffen“ der elektrischen Kraftübertragung Lauffen a. N. — Frankfurt a. M. . . . .	112
A. Bremsung der Turbine. — Bremsanordnung und Bremsversuche. — Gefällebestimmung. — Berechnung und Resultate. —	
B. Wirkungsgrad und Effektverluste der Dynamo. — C. Wirkungsgrad und Effektverluste der Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Oerlikon-Aktien-Gesellschaft. — D. Leerlaufverbrauch der Transformatoren in Lauffen a. N. — E. Wirkungsgrad der gesamten Arbeitsübertragung bei einer Spannung von etwa 25 000 Volt. — Lauffen a. N. — Frankfurt a. M.	

### Dampfturbinen.

Allgemeiner Vergleich zwischen Dampfturbine und Dampfmaschine bezüglich Wirkungsweise, Dampfverbrauch usw. und Vergleich der Dampfturbinensysteme . . . . .	147
Rateau-Turbine . . . . .	150
Stumpf-Turbine . . . . .	151
Riedler-Stumpf-Turbine . . . . .	152
Zoelly-Turbine . . . . .	154
Curtis-Turbine . . . . .	157
Die de Laval'sche Dampfturbine . . . . .	161
Prinzip. — Spezielles über die Düsenkonstruktion und die Dampfgeschwindigkeit. — Die Welle. — Übersetzungen.	
Regulierung und Vergleich der Geschwindigkeitsdiagramme der de Laval- und Parsons-Dampfturbine mit einer liegenden Kuhn'schen Tandemventildampfmaschine bei verschiedenen Belastungsänderungen . . .	166
Allgemeines über Betriebsdampf und Betriebssysteme der Dampfturbinen	169
Vorzüge und Verwendbarkeit der de Laval-Dampfturbine . . . . .	170
Dampfverbrauch . . . . .	171
Die Parson'sche Dampfturbine . . . . .	172
Leit- und Laufräder. — Anordnung der Turbine. — Lagerung der Welle.	
Regulierung, Geschwindigkeitsdiagramme bei Belastungsänderungen. — Indikatordiagramm. — Vergleich mit der Dampfmaschine bezüglich Regulierung . . . . .	175
Hauptvorzüge und Verwendbarkeit . . . . .	178
Dampfverbrauch, Vergleich mit der Dampfmaschine bezüglich Dampfverbrauch . . . . .	179
Messungen an Dampfturbinen . . . . .	181
Nutzleistung, Dampfverbrauch, Bremsung, Tourenschwankungen und Spannungsschwankungen.	
<b>Beispiele.</b>	
Erstes Beispiel: Prüfungsbericht über eine de Laval-Dampfturbine von 300 effektiven Pferdestärken . . . . .	184
Leistung und Dampfverbrauch.	
Zweites Beispiel: Prüfungsbericht über eine de Laval'sche Dampfturbine von 150 Pferdestärken . . . . .	185
Probe der Leistung und des Dampfverbrauches.	
Drittes Beispiel: Prüfungsbericht über eine de Laval-Dampfturbinendynamo von 50 Pferdestärken . . . . .	186
Bremsleistung, Dampf- und Kohlenverbrauch.	

Viertes Beispiel: Dampfturbinenwechselstrommaschine (System Parsons) mit einer Leistung von 1000 Kilowatt in der Zentrale Elberfeld . . . . .	187
Versuchsanordnungen und Messungen. — Garantien. — Ermittlung des Dampfverbrauches (Versuch I a bis g). — Unterschied der Umlaufzahlen bei Leerlauf und bei voller Belastung (Versuch II). — Unterschied der Umlaufzahlen bei plötzlicher Belastungsänderung (Versuch III). — Spannungsabfall zwischen Leerlauf und Vollbelastung, bei induktionsloser Belastung (Versuch IV a), bei induktiver Belastung (Versuch IV b). — Temperaturbestimmung der einzelnen Teile der Dynamo (Versuch V) und Vergleich der gefundenen Resultate mit den vertraglichen Garantien.	
Fünftes Beispiel: Tabellarische und graphische Darstellungen über Dampfverbrauchszahlen pro Kilowattstunde bei 18 verschiedenen Maschinentypen und -arten (Gleich- und Wechsel- bzw. Drehstrom) — unter verschiedenen Verhältnissen, z. B. Belastungen, Überhitzungen usw. — der Parsons-Turbogeneratoren . . . . .	203
Sechstes Beispiel: Abnahmeversuche einer 4000 PS-Brown-Boveri-Parsons-Dampfturbine . . . . .	208
Dampf- und Ölverbrauch und Regulierung der Turbine.	
Siebentes Beispiel: Abnahmeversuche an einem Turbogenerator von 3200 Kilowatt Leistung (System Brown-Boveri-Parsons) . . . . .	210
Dampf- und Ölverbrauch, Leistung, Regulierung und Geschwindigkeitsdiagramme.	
Achstes Beispiel: Prüfung einer Westinghouse-Parsons-Turbine, gekuppelt mit einer Drehstromdynamo von 1250 Kilowatt Leistung . . . . .	213
Dampfverbrauch bei gesättigtem und überhitztem Dampfe und Geschwindigkeitsschwankungen.	
Neuntes Beispiel: Prüfung einer Zoelly-Turbine, gekuppelt mit einer Drehstromdynamo von 500 PS Leistung . . . . .	216
Dampfverbrauch bei gesättigtem und überhitztem Dampfe.	
Zehntes Beispiel: Dampfverbrauchsversuche an einer Zoelly-Turbogleichstromdynamo von 600 PS Leistung im Elektrizitätswerke Mühlhausen in Thüringen . . . . .	219
Daten und Garantien. — Messungen und Versuchsergebnisse. — Ergebnisse der Untersuchungen hinsichtlich Erfüllung der Garantien.	
Elftes Beispiel: Dampfverbrauchsversuche an einer Zoelly-Turbodrehstromdynamo von 600 PS Leistung im Elektrizitätswerke Brakpan-Johannesburg . . . . .	221
Daten und Garantien (Dampfverbrauch und Regulierung), Messungen und Versuchsergebnisse. — Ergebnis der Untersuchungen hinsichtlich Erfüllung der Garantien.	

## Einleitung.

---

Den größten Einfluß auf die Kulturentwicklung der Menschheit hatte die Ausbeutung der Naturkräfte und hiermit also auch die Herstellung und Konstruktion von Vorrichtungen und Maschinen, welche es ermöglichten, diese Kräfte für die Menschen nutzbar zu verwerten. Schon in uralter Zeit waren in Ägypten, Assyrien, Griechenland und Rom Wasserräder bzw. Wasserschöpfmaschinen bekannt. Aus der Zeit der Regierung Mithridates des Großen, Julius Cäsars und des Kaisers Augustus finden sich Angaben über vertikale Wasserräder. Die horizontalen Wasserräder oder Turbinen mit löffelartig ausgebildeten Schaufeln, gegen welche durch einen konisch geformten Ausguß das Wasser mit großer Geschwindigkeit wirkt, finden sich erst am Ende des 16. Jahrhunderts in den Pyrenäen, Nordafrika, Norwegen, Schweden und anderen Ländern vor. Fassen wir, zum Begriff „Naturkraft“ gehörend, zunächst die Wasserkraft näher ins Auge, so ergibt sich, daß das Wasser seine Arbeitskraft der Sonne verdankt; man sollte daher eigentlich nicht von einer Wasserkraft-, sondern von einer Sonnenkraftmaschine sprechen, und analog dürfte der Ausdruck „Windmotoren“ nicht benutzt werden, da auch die Windbewegung eine Folge der Sonnenwärme ist. Auch die Arbeitskraft der Dampfmaschinen, Heißluft-, Gas-, Petroleum- und Benzinmotoren entspringt in letzter Linie der Energie der Sonnenwärme, da die in diesen Maschinen beziehungsweise unter dem Dampfkessel zur Verbrennung gelangenden Kohlen oder Kohlenwasserstoffe Zersetzungsprodukte von pflanzlichen oder tierischen Organismen einer früheren Erdpoche sind, welche sich aber auch nur mit Hilfe der Sonnenwärme bilden konnten.

Das Arbeitsvermögen des Wassers ist in der Natur in zwei Formen vertreten, und zwar als potentielle Energie oder Spannkraft und als kinetische Energie (lebendige Kraft). Die potentielle Energie kann bei den vertikalen, überschlächtigen Wasserrädern und Wassersäulenmaschinen Gewichtsenegie genannt werden. Ihre Ursache ist die allgemeine Massenanziehung oder Schwerkraft. Die kinetische Energie oder

lebendige Kraft ist ausdrückbar durch die Formel:  $\frac{m \cdot v^2}{2}$ <sup>1)</sup> und die potentielle Energie durch  $G \cdot H$ <sup>1)</sup> oder  $m \cdot g \cdot H$ <sup>1)</sup>. Die Höhe, welche das Wasser durchfallen kann, ist als die Änderung des Abstandes vom Erdmittelpunkt aufzufassen. Dieses  $H$  erscheint gegen den Radius der Erde so klein, daß das Gewicht  $G$  als konstant betrachtet werden kann. — Während nun die vertikalen, überschlächtigen Wasserräder, wie oben erläutert, speziell potentielle (Gewichts-) Energie zum Betriebe erfordern, werden die vertikalen, unterschlächtigen Wasserräder, die horizontalen Wasserräder (Wasserturbinen) und auch die Dampfturbinen durch die kinetische Energie, d. h. durch die lebendige Kraft des Wassers bzw. Dampfes, betrieben. Es besteht zwischen der Wasser- und Dampfturbine nicht nur eine gewisse Verwandtschaft, sondern eine Gleichheit in bezug auf den Betriebsvorgang. Flügelräder, die durch die Wirkung einer strömenden Dampfmasse in Rotation versetzt werden, sind viel länger bekannt, als wie unsere heutigen, durch den statischen Druck des Dampfes mittels auf und nieder gehender Kolben angetriebenen Dampfmaschinen. Die älteste bekannte Dampfturbine findet sich schon im 2. Jahrhundert v. Chr. durch Hero von Alexandrien beschrieben. — Das Nachstehende gehört in das Gebiet der Mechanik, speziell Hydraulik und wird teils encyklopädisch und teils empirisch behandelt werden. Es enthält also keine neuen Naturgesetze, keine bisher unbekanntenen Probleme, sondern eine Zusammenstellung von Gesetzen und Formeln, vermöge derer man die experimentell gefundenen Daten rechnerisch festlegen kann. Das Buch soll ein Leitfadens sein für weitere Kreise von älteren Studierenden und Fachgenossen, sowie für Landwirte, Kulturtechniker und Cameralisten. Es behandelt speziell Prüfungen an Wasserrädern, Wasserturbinen und Dampfturbinen. Der Verfasser hat wie in seinem Buche: „Prüfung in elektrischen Zentralen mit Dampf- und Gasbetrieb“ jedem Teile eine theoretische Abhandlung mit den neueren Anschauungen, Rechenmethoden, graphischen Darstellungen und grundlegenden Formeln, welche später zum Verständnis des experimentellen Teiles erforderlich sind, vorausgeschickt. Sodann erhält jeder Abschnitt ein Kapitel über Meßeinrichtungen und Messungen. Es sind in jedem Kapitel eine Anzahl Beispiele aus der Praxis angeführt. In dem letzten Kapitel sind Gesamtbeispiele für den elektrischen und motorischen Teil zusammengefaßt. In den einzelnen Abschnitten mußte der Verfasser auf das oben genannte Buch verweisen, um Wiederholungen zu vermeiden, zumal der ganze elektrische Teil in diesem Leitfadens nicht wieder zur Darstellung gebracht werden kann. Die in diesem Buche verwandten Literaturquellen sind überall angeführt. Bezüglich des experimentellen Teiles war der Verfasser nicht immer in der Lage, nur eigene Versuche

---

<sup>1)</sup> Obige Bezeichnungen bedeuten:  $m$  = Masse,  $v$  = Geschwindigkeit,  $g$  = Beschleunigung,  $G$  = Gewicht,  $H$  = Gefällshöhe und  $G = m \cdot g$ .

anzuführen, da die von ihm angestellten Untersuchungen über hydraulische Motoren, zum Teil älteren Datums, über Dampfturbinen nur vereinzelt waren. Den Firmen: Briegleb, Hansen & Comp., Gotha; A.-G., Brown, Boveri & Comp., Baden; G. Kuhn, Stuttgart; A.-G. de Laval, Stockholm; A.-G. vorm. Joh. Jac. Rieter, Winterthur; Siemens-Schuckert & J. M. Voith, Heidenheim, welche mir in entgegenkommendster Weise durch Einsendung von Broschüren, Prüfungsprotokollen usw. die betreffenden Arbeiten erleichterten, sowie Herrn Dr. A. Möhlmann für die Liebenswürdigkeit durch Mitlesen der Korrekturbogen und durch Anfertigung mehrerer Zeichnungen behilflich gewesen zu sein, als auch der Verlagsbuchhandlung von Friedrich Vieweg & Sohn, welche stets bemüht gewesen ist, das Buch auf das vollkommenste auszustatten, sage ich meinen besten Dank.

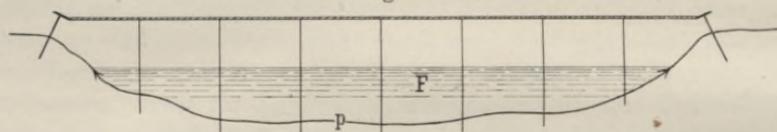
## Wassermessung.

Um die durch einen Wasserlauf von der Natur gebotene Wasserkraft oder die verfügbare Leistung beurteilen zu können, ist es in erster Linie erforderlich, die Wassermenge zu ermitteln, welche pro Sekunde einen beliebigen Querschnitt desselben passiert.

Diese Wassermenge ist definiert durch das Produkt aus Querschnitt des Wasserlaufes in Quadratmetern und mittlerer Geschwindigkeit der Wasserteilchen in dem betreffenden Querschnitt.

Der Querschnitt des jeweils zur Verfügung stehenden Wasserlaufes wird im allgemeinen eine Form haben, welche sich nicht in einfacher Weise geometrisch, etwa als Produkt von Breite und Höhe (rechteckiger Querschnitt), ausdrücken läßt. Meistens wird das Profil derart sein, daß die sogenannte Profillinie des Bettquerschnittes, welche vom Wasser

Fig. 1.



benetzt ist, eine flache, unregelmäßige Kurve bildet. Die Länge derselben, der sogenannte benetzte Umfang  $p$  (siehe Fig. 1), ist im allgemeinen angenähert gleich der Breite des Spiegels. Der Querschnitt  $F$  des Wasserlaufes in Quadratmetern kann in folgender Weise bestimmt werden.

Man spannt eine Schnur mit Knoten oder Marken horizontal und quer über den Wasserspiegel aus (siehe Fig. 1). Die Knoten oder Marken haben gleiche Abstände voneinander in der Größe von etwa 1 m. An den einzelnen Marken werden die Tiefen vom Spiegel bis zum Grunde durch Loten mittels Meßplatte oder Peilstange bestimmt. Aus den erhaltenen Werten zeichnet man den Profilquerschnitt auf. Man beachte hierbei, daß die Querschnittsmessung genau senkrecht zur Stromrichtung erfolgt. Das zu messende Profil wähle man an einer geraden Strecke des Gerinnes und nicht an einer Krümmung. Bei unregelmäßiger Form der Profillinie müssen Messungen an vielen Profilmesspunkten vorgenommen werden.

Die Ausmessung der so gefundenen Profilfläche  $F$  geschieht entweder in elementarer Weise durch Einteilung in rechteckige Felder von

der Größe einer Flächeneinheit und Addition derselben oder, sofern ein Planimeter zur Verfügung steht, am raschesten und sichersten mit einem solchen.

Wassergeschwindigkeit.

Die mittlere Geschwindigkeit  $v$  des Wassers im Querprofil kann durch Rechnung oder durch Messung bestimmt werden. Bei der Ermittlung durch Rechnung sind zwei Größen maßgebend: der hydraulische Radius  $R$  und das Oberflächengefälle  $J$ . Der erstere ist definiert durch das Verhältnis

$$(1) \dots\dots\dots R = \frac{F}{p},$$

worin  $F$  in Quadratmetern und  $p$  in Metern die oben erwähnten Größen, Querschnitt des Wasserlaufes und Profillänge, bedeuten.

Das Oberflächengefälle, kurz Gefälle,  $J$ , genannt, ergibt sich aus zwei Messungen, und zwar derjenigen des Niveauunterschiedes  $z$  (in Meter) in zwei Querschnitten und derjenigen des Abstandes  $l$  in Meter derselben voneinander als:

$$(2) \dots\dots\dots J = \frac{z}{l} \text{ (vgl. Fig. 2).}$$

Die Geschwindigkeit  $v$  drückt sich aus durch die Formel:

$$(3) \dots\dots\dots v = c \sqrt{R \cdot J}.$$

$c$  bedeutet hierbei einen Erfahrungswert und kann im Mittel zu 40 angenommen werden; er schwankt je nach der Rauigkeit des benetzten Umfanges in weiten Grenzen. Bazin hat durch Versuche die Werte  $c$  für verschiedene Fälle ermittelt (siehe hierüber Näheres in „Des Ing. Taschenrechner“).  $c$  hängt aber nicht allein von der Rauigkeit der wasserberührten Fläche, sondern auch von den Größen  $R$  und  $J$  selbst ab. Diese letzten Einflüsse sind in der durch zahlreiche Messungen gewonnenen Erfahrungsformel von Ganguillet und Kutter mitberücksichtigt. Nach derselben hat der Koeffizient  $c$  den Wert:

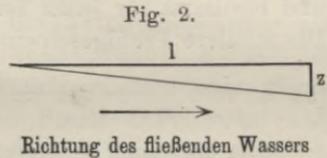


Fig. 2.

$$(4) \dots\dots\dots c = \frac{23 + \frac{1}{n} + \frac{0,00155}{J}}{1 + \left(23 + \frac{0,00155}{J}\right) \frac{n}{\sqrt{R}}} \text{ 1).}$$

<sup>1)</sup> Über zeichnerische Ermittlung des Wertes von  $c$  vgl. Zeitschr. d. österreich. Arch.- u. Ing.-Vereins 1869, Bl. 9.

Hier bedeutet  $n$  den „Rauigkeitskoeffizienten“ und hat für verschiedene Ufermaterialien den Wert:

$n = 0,010$  für sorgfältig gehobeltes Holz oder glatte Zementmauer.

$n = 0,012$  für gewöhnliche Bretter.

$n = 0,013$  für ein Bett aus gehauenen Quadern oder gut ausgefugten Backsteinen.

$n = 0,017$  für Bruchsteinmauerwerk.

$n = 0,025$  für Erdkanäle und in der Regel für gewöhnliche Bäche.

$n = 0,030$  für Gewässer mit groben Steinen oder Wasserpflanzen.

In jedem gegebenen Falle kann man  $n$  hiernach schätzen.

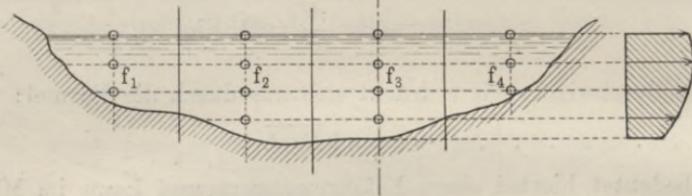
Näheres über Bestimmung von  $v$  durch Rechnung findet sich in Rühlmann, Hydromechanik.

Die mittlere Geschwindigkeit  $v$  läßt sich auch, wie schon erwähnt, durch direkte Messung ermitteln, und man benutzt hierzu verschiedene Vorrichtungen.

Die allgemeine Methode der Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit aus den an verschiedenen Stellen des Querschnittes ermittelten Werten besteht in Folgendem: Man teilt den Querschnitt  $F$  durch

Fig. 3 a.

3 b.



vertikale Linien in  $n$  Teile  $f_1, f_2, \dots, f_n$  von gleicher Breite (s. Fig. 3 a) und bestimmt für jeden Teil  $f$  die mittlere Geschwindigkeit  $v_1, v_2, \dots, v_n$ . Die mittlere Profilgeschwindigkeit drückt sich sodann aus als

$$(5) \quad \dots \quad v = \frac{f_1 v_1 + f_2 v_2 + \dots + f_n v_n}{F}$$

Die einzelnen mittleren Geschwindigkeiten in einem Teilfeld  $f$  sind durch mehrere Messungen in verschiedenen Tiefen nach Fig. 3 a u. b zu ermitteln, da die Wassergeschwindigkeit nicht nur mit der Breite des Profils, sondern vor allem mit der Tiefe variabel ist. Fig. 3 b zeigt den normalen Verlauf der Geschwindigkeitskurve für einen Längsschnitt durch ein Feld  $f$  (vgl. auch Gieseler, „Grundlehren der Kulturtechnik“, Abschnitt Hydraulik). Die beobachteten Geschwindigkeiten müssen stets durch doppelte Messungen geprüft werden, da die Geschwindigkeit des Wassers an einer Stelle fortwährend zu wechseln pflegt.

Der bei der Geschwindigkeitsmessung herrschende Wasserstand muß notiert werden. Zur Festlegung desselben dient ein an der Meßstelle anzubringendes Pegel.

(Näheres über das Verhältnis der mittleren Geschwindigkeit in jedem einzelnen Teile  $f$  zu der maximalen und der minimalen Geschwindigkeit findet sich in „Des Ingenieurs Taschenbuch Hütte, Hydrodynamik“.)

Allgemein kann die mittlere Geschwindigkeit in einem Teile  $f$  in einem bestimmten Abstände vom Spiegel, der von der jeweiligen Tiefe des betreffenden Teiles abhängt, gemessen werden.

Zur Geschwindigkeitsmessung bedient man sich eines Schwimmers, der Pitot-Darcyschen Röhre und verwandter Apparate oder des Woltmannschen Flügels.

Bei Messungen von Wasserkraftanlagen liegen die Verhältnisse gewöhnlich insofern günstig, als das Profil eine einfache geometrische, meist rechteckige Form besitzt. In diesem Falle wird häufig die Teichmannsche Methode der Querschnittseinteilung mit Vorteil benutzt. Bei Anwendung derselben kann die Geschwindigkeitsmessung auf verhältnismäßig wenig Punkte beschränkt werden und führt dennoch zu genauen Resultaten.

Die Methode gründet sich darauf, daß sowohl in einem senkrechten als auch in einem horizontalen Längsschnitt durch einen Wasserlauf die Geschwindigkeitskurven (vgl. Fig. 3 b) annähernd die Gestalt von Parabeln mit horizontalen Achsen haben.

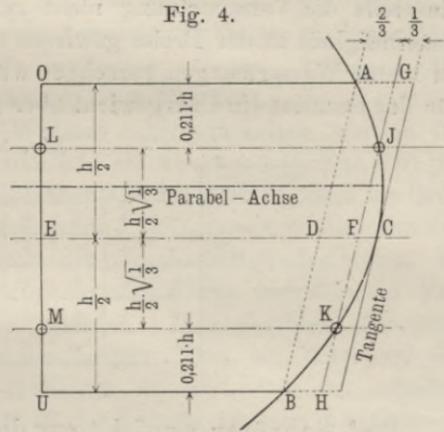
Fig. 4 stelle einen solchen senkrechten Längsschnitt dar; es sei die Geschwindigkeitskurve als Parabel angenommen. Die Fläche des Parabelsegmentes  $ADBC$  ist gleich zwei Drittel des umschriebenen Parallelogrammes oder gleich einem Parallelogramm von der horizontalen Breite  $DF$ , wobei  $DF$  gleich zwei Drittel der horizontal gemessenen Höhe des Parabelsegmentes ist. Daraus folgt, daß die Geschwindigkeitsfläche  $OUBCA$  gleich der Trapezfläche  $OUHG$  und die Strecke  $EF$  die mittlere Geschwindigkeit in dem senkrechten Längsschnitt durch  $OU$  mißt. Es ist ohne weiteres klar, daß das Mittel aus den Geschwindigkeiten  $LJ$  und  $MK$  in den Punkten  $L$  und  $M$  ebenfalls gleich  $EF$  ist, es genügen also für den senkrechten Längsschnitt durch  $O$  die Beobachtungen in  $L$  und  $M$ . Die Lage der Punkte  $J$  und  $L$  bzw.  $K$  und  $M$  ist, wenn  $L$  die Tiefe des Wassers bedeutet, ein für allemal durch folgende Beziehungen festgelegt:

$$OE = EU = \frac{1}{2} h,$$

$$LE = EM = \frac{1}{2} h \cdot \sqrt{\frac{1}{3}} = 0,289 h,$$

$$OL = MU = 0,211 h.$$

Fig. 4.

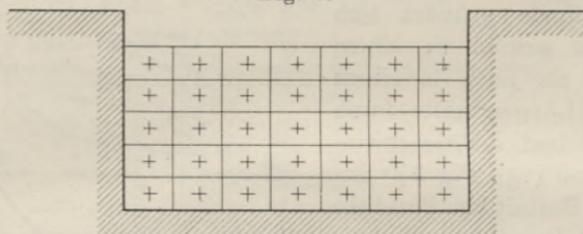


Eine analoge Betrachtung läßt sich für einen horizontalen Schnitt anstellen, und man gelangt daher zu folgendem Verfahren der Querschnittseinteilung:

Man teilt die Profilfläche in eine mäßige Anzahl Felder von der Breite  $b$ , bestimmt in jedem Felde zwei Senkrechte, welche vom Rande der Felder um  $0,211 b$  abstehen, und legt auf jeder Senkrechten zwei Punkte im Abstände  $0,211 h$  vom Spiegel und von der Sohle fest;  $h$  bezeichnet hierbei die Entfernung vom Spiegel bis zur Sohle. Die mittlere Geschwindigkeit in den so gefundenen vier Punkten eines Feldes kann als die mittlere Geschwindigkeit in dem betreffenden Felde angesehen werden. Näheres hierüber siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1883, S. 4.

Neuerdings wird die Zweckmäßigkeit der Teichmannschen Einteilung des Meßprofils von manchen Praktikern weniger empfohlen, da einestheils die Voraussetzung nicht zutrifft, daß die verschiedene Geschwindigkeit in der Breite gewissen Gesetzen folgt, andererseits meist zu kleine Wassermengen berechnet würden, weil die Punkte am Rande für das Resultat ein Übergewicht über die mittleren Punkte bekommen <sup>1)</sup>.

Fig. 5.



Prof. Schröter empfiehlt aus diesen Gründen, eine Messung der Geschwindigkeit an zahlreicheren Punkten vorzunehmen und zu diesem Zwecke das Meßprofil in Felder von gleichmäßiger Breite und Höhe einzuteilen (s. Fig. 5). Sowohl bei dieser letzteren, als auch bei der Teichmannschen Methode vereinfacht sich die Gleichung

$$v = \frac{f_1 v_1 + f_2 v_2 + \dots + f_n v_n}{F} \quad (\text{s. S. 5}),$$

da die Flächen der Teilfelder gleich groß sind, es drückt sich die mittlere Profilgeschwindigkeit daher aus durch:

$$(6) \quad \dots \quad v = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + \dots + v_n}{n},$$

d. h. als Mittelwert aus sämtlichen Einzelgeschwindigkeiten an den untersuchten Profilpunkten. Das mittlere  $v$  kann auf graphischem Wege gefunden werden, womit der Vorteil verbunden ist, daß der Überblick über die Veränderung der Geschwindigkeit von Punkt zu

<sup>1)</sup> Siehe Müller, Die Francis-Turbinen.

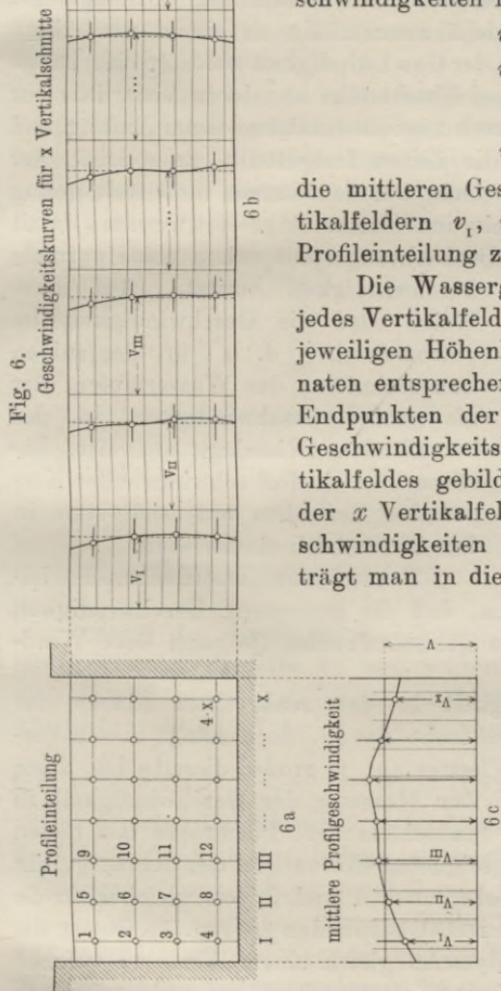
Punkt durch die aufgezeichneten Geschwindigkeitskurven bedeutend erleichtert wird. Das Verfahren ist, kurz gefaßt, folgendes:

Das rechteckige Profil sei der Breite nach in  $x$  gleiche Teile (vgl. Fig. 5, Schrötersche Einteilung, und Fig. 6 a) zerlegt. In jedem Vertikalfeld findet die Messung in mehreren senkrecht übereinander liegenden, z. B. vier Punkten, wie in Fig. 6 a, statt. Daraus ergibt sich die Anzahl der Meßpunkte zu  $4x$ . Die Geschwindigkeiten in diesen Punkten mögen

$$\begin{matrix} v_1^1; v_1^2 \dots v_1^y \\ v_2^1; v_2^2 \dots v_2^y \\ \vdots \\ v_x^1; v_x^2 \dots v_x^y \text{ usw.}, \end{matrix}$$

die mittleren Geschwindigkeiten in den  $x$  Vertikalfeldern  $v_1, v_2, v_3 \dots v_x$  heißen. (Die Profileinteilung zeigt Fig. 6 a).

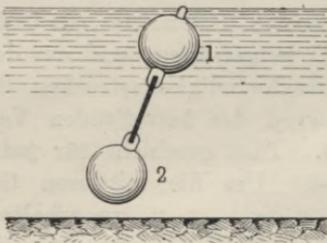
Die Wassergeschwindigkeiten werden für jedes Vertikalfeld als Abszissen (s. Fig. 6 b) der jeweiligen Höhenlage des Meßpunktes, als Ordinaten entsprechend, aufgetragen, und aus den Endpunkten der Geschwindigkeitsstrecken die Geschwindigkeitskurven des betreffenden Vertikalfeldes gebildet. Dies geschieht für jedes der  $x$  Vertikalfelder. Um die mittleren Geschwindigkeiten  $v_1, v_2, v_3 \dots v_x$  zu erhalten, trägt man in die Kurven 10 neue Abszissen in gleichen Abständen voneinander ein, mißt die entsprechenden Geschwindigkeiten und bildet aus den so gewonnenen 10 Abszissenwerten das arithmetische Mittel. Die Geschwindigkeiten  $v_1, v_2, v_3 \dots v_x$  werden als Ordinaten in das Profil an den  $x$  Stellen von einer gemeinsamen Abszisse aus aufgetragen und die Endpunkte derselben zu einer Kurve verbunden, Fig. 6 c.



Dieselbe veranschaulicht die Veränderung der Geschwindigkeit über die Breite hin. In analoger Weise, wie in Fig. 6 b geschehen, ermittelt man durch Einteilung der Breite in 10 Felder die mittlere Profilvergeschwindigkeit.

Die zur Bestimmung der Geschwindigkeit des fließenden Wassers gebräuchlichsten Apparate sind der Schwimmer, die Pitot-Darcysche Röhre und der Woltmannsche Flügel, von denen der erstere gleichzeitig der einfachste ist. Als Schwimmer dienen ein weißes Stück Holz, eine Glasflasche, sowie andere Körper, die mehr oder weniger große Tauchtiefe besitzen, jedenfalls aber so zu wählen sind, daß der aus dem Wasser ragende sichtbare Teil (die Marke) sich möglichst wenig über den Wasserspiegel erhebt, um nicht durch den Widerstand oder die Strömungen der Luft beeinflußt zu werden. Die Geschwindigkeit ergibt sich als der in der Zeiteinheit vom Schwimmer zurückgelegte Weg. Die Beobachtung geschieht zweckmäßig an einem windstillen Tage. Man steckt zur Messung der Geschwindigkeit am Ufer eine Länge von 50 bis 100 m durch je zwei Fluchtstäbe ab, deren Visierlinie zur Flußrichtung senkrecht ist. Durch zwei Beobachter — am Anfang und Ende der Strecke — werden die Zeiten festgestellt, zu welchen der Schwimmer die Fluchtstäbe passiert. Der Schwimmer muß weit genug oberhalb der Beobachtungsstrecke ins Wasser eingesetzt werden, damit er bei Ankunft an der ersten Beobachtungsstelle schon seine normale

Fig. 7.



Geschwindigkeit besitzt. Auf diese Weise wird die Geschwindigkeit im „Stromstrich“, d. h. in denjenigen Längsschnitten des Wasserlaufes, der die größte Geschwindigkeit in der betreffenden Höhenlage aufweist, bestimmt, da ein frei schwimmender Körper das Bestreben hat, sich stets in den Stromstrich einzustellen.

Benutzt man „Oberflächenschwimmer“, so ist zu berücksichtigen, daß die gemessene Geschwindigkeit auch nahezu die maximale des ganzen Profils (je nach dem Wind einfluß) ist.

Die mittlere Geschwindigkeit in der senkrechten Fläche der Schwimmlinie ist etwa das 0,85fache davon, doch hängt dieses Verhältnis von der Rauigkeit des Bettes ab; je größer dieselbe ist, desto kleiner wird der Koeffizient. Zur Messung der Geschwindigkeit in beliebigen Tiefen benutzt man Stabschwimmer, Blechrohre mit Boden und Deckel usw., die bis zum geeigneten Eintauchen mit Schrot gefüllt werden. Werden z. B. zwei Schwimmer 1 und 2 von gleicher Größe und Gestalt durch einen feinen Draht verbunden (s. Fig. 7), so ist die Geschwindigkeit eines solchen Systems gleich einem Werte  $v$ , welcher das Mittel aus der Geschwindigkeit  $v_1$  an der Oberfläche und derjenigen in der Tiefe 2 des zweiten Schwimmers  $v_2$  darstellt.

Es bestehen also die Beziehungen:

$$(7) \quad \dots \dots \dots v = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad \text{und} \quad v_2 = 2v - v_1.$$

Durch gesonderte Beobachtung von  $v_1$  und  $v_2$  läßt sich demnach die Geschwindigkeit in beliebiger Tiefe bestimmen <sup>1)</sup>.

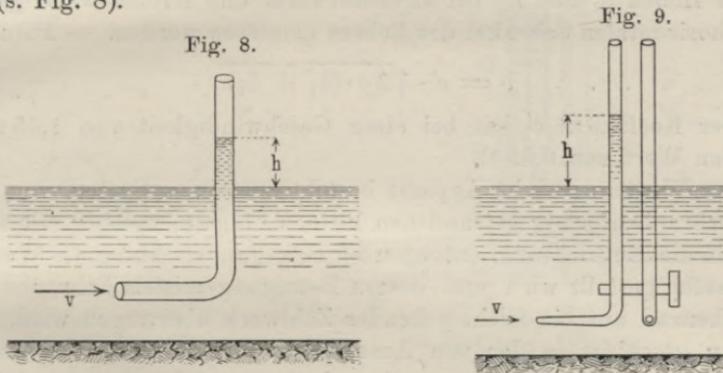
Schwimmer, welche bis zur Sohle des Bettes reichen, können nur bei gleichbleibendem Profil Verwendung finden.

Die maximale Wassergeschwindigkeit liegt um etwa ein Drittel der Tiefe unterhalb des Spiegels.

Infolge der Verschiedenheit der Geschwindigkeit in den einzelnen Schichten des Wassers führt naturgemäß die Messung mittels Schwimmers zu einem ungenauen Resultat.

Die Pitot-Darcysche Röhre gestattet, durch Bestimmung der Druckhöhe des Wassers an einer beliebigen Stelle des Wasserlaufes die Geschwindigkeit zu messen.

Der Apparat besteht in der ursprünglichen von Pitot angegebenen Form aus einem rechtwinkelig gebogenen Rohre, welches mit einem Schenkel gegen die Strömungsrichtung gestellt wird, während der andere Schenkel senkrecht steht und über den Wasserspiegel emporragt (s. Fig. 8).



Infolge des durch die Geschwindigkeit  $c$  des Wassers bewirkten Druckes steigt dasselbe im senkrechten Schenkel bis zu einer Höhe  $h$  über den Wasserspiegel.  $h$  ist ein Maß für die Geschwindigkeit nach der Beziehung

$$(8) \dots \dots \dots v = c \cdot \sqrt{2gh},$$

wobei  $c$  einen Koeffizienten bedeutet, der von den Dimensionen und der Beschaffenheit des Rohres abhängt; sein Wert ist bei gut konstruierten Röhren nahezu gleich 1.

In dieser einfachen Form gibt die Röhre keine genauen Resultate, hauptsächlich aus dem Grunde, weil die Höhe  $h$  besonders bei geringeren Werten schwer genau zu messen ist.

Eine erste Verbesserung der Pitotschen Röhre wurde durch Reichenbach eingeführt. Derselbe baute die Röhre mit einer

<sup>1)</sup> Siehe E. Gieseler, Grundlehren der Kulturtechnik, Abt. Hydraulik.

anderen gleich weiten Röhre mit seitlicher Öffnung zusammen. Bei dieser Anordnung stellt sich in der zweiten Röhre ein Wasserstand von der Höhe  $h = 0$  ein; der Spiegel in der Röhre fällt mit dem mittleren Flußspiegel zusammen. Durch einen Hahn, der beide Röhren zu gleicher Zeit abzuschließen gestattet, ist man imstande, bei plötzlichem Schließen desselben die Wassersäulen in beiden senkrechten Schenkeln zu fixieren, wonach man den Apparat aus dem Wasser heben und bequem den Niveauunterschied der beiden Röhren feststellen kann. Zugleich ist man bei einer derartigen Konstruktion von der Kapillarwirkung in den senkrechten Schenkeln unabhängig, da dieselbe in beiden Röhren in gleicher Weise stattfindet und somit auf die Differenz der Spiegel keinen Einfluß hat. Der Apparat ist in Fig. 9 schematisch dargestellt. Darcy führte weitere Verbesserungen desselben ein, welche sich auf Erleichterung in der Handhabung beziehen und ihn zu einem sehr brauchbaren und genauen Meßinstrument machten.

Die Pitot-Darcysche Röhre wird auch in der Weise verwandt, daß die Höhen  $h_1$  und  $h_2$  bei stromaufwärts und stromabwärts gerichtetem horizontalen Schenkel des Rohres gemessen werden. — Dann gilt

$$(9) \quad \dots \dots \dots v = c' \cdot \sqrt{2g \cdot (h_1 + h_2)}.$$

Der Koeffizient  $c'$  hat bei einer Geschwindigkeit von 1,65 m/sec etwa den Wert von 0,89<sup>1)</sup>.

Der Woltmannsche Apparat besteht aus einem System von mehreren schraubenförmig gewundenen kleinen Flügeln, welcher mit seiner Achse in die Flußrichtung, entgegen der Bewegungsrichtung des Wassers, in dasselbe gestellt wird und dessen Bewegung mittels Schraube und Schraubenrad auf ein leicht gehendes Zählwerk übertragen wird. Die Zählung geschieht in der von Amsler und Harlacher verbesserten Form des Apparates elektromagnetisch, in der von Wagner eingeführten Form durch Schallvorrichtung. Diese Vorrichtungen zeigen je 100 Umdrehungen der Flügel automatisch an.

In Fig. 10 ist die Konstruktion eines Woltmannschen Flügels der ersteren Art ohne den reinen elektrischen Teil des Apparates — Elektromagnet und Batterie — dargestellt. Das Flügelsystem  $A$  sitzt auf der Welle  $B$ , welche in der zylindrischen Büchse  $C$  dem Wasser unzugänglich gelagert ist. Die Bewegung der Welle überträgt sich vermittelst der Schraube  $D$  auf das Schraubenrad  $E$ , das bei 100 Umdrehungen der Flügelwelle eine volle Umdrehung ausführt. Um dieses anzuzeigen, ist am Rade  $E$  eine Nase  $N$  angebracht, welche gegen eine um den Punkt  $P$  drehbare Klinke stößt und dadurch einen Kontakt bei Punkt  $Q$  herstellt.

Auf diese Weise wird der zum elektromagnetischen Anzeigen einer vollen Umdrehung nötige Stromschluß hergestellt.

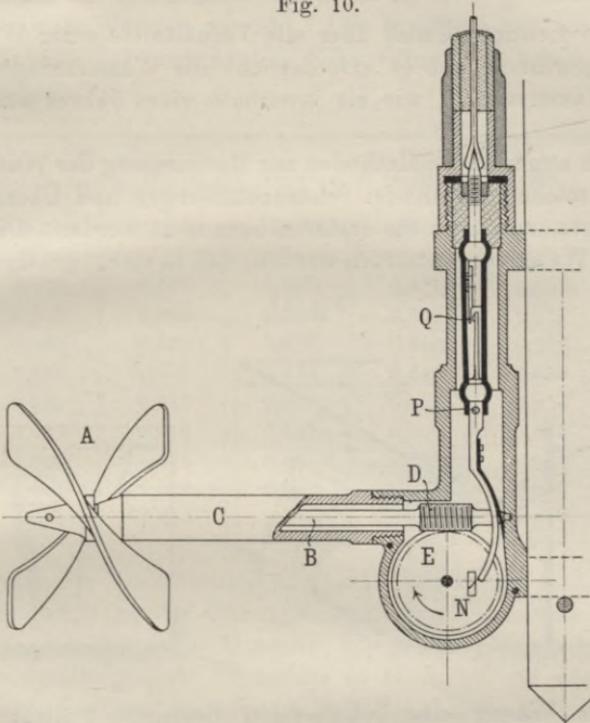
<sup>1)</sup> Des Ing. Tasch.-B. Hütte, Dynamik flüssiger Körper.

Hinsichtlich des reinen mechanischen Teiles werden auch noch andere Konstruktionen des Woltmannschen Flügels ausgeführt, z. B. wird die Welle *B* samt Schraube und Schraubenrad nicht in einem verschlossenen Gehäuse, sondern frei gelagert.

Wie aus obiger Beschreibung hervorgeht, muß eine bestimmte Beziehung zwischen der Wassergeschwindigkeit *v* und der Umlaufzahl *n* der Flügel bestehen. Dieselbe läßt sich ausdrücken durch:

$$(10) \dots \dots \dots v = \alpha + \beta \cdot n,$$

Fig. 10.



worin  $\alpha$  und  $\beta$  konstante Größen sind, die experimentell gefunden werden <sup>1)</sup>.

Mißt man bei einem Woltmannschen Flügel mit elektrischem Signal, z. B. nach je 50 Umdrehungen, die Zeitdauer vom Aufhören eines Signals bis zum Aufhören des nächsten Signals und nennt die verstrichene Zeit *t*, so kann man analog eine Gleichung von der Form

$$(11) \dots \dots \dots v = \alpha + \frac{\beta}{t}$$

aufstellen, worin naturgemäß  $\alpha$  und  $\beta$  andere Werte haben wie in Gleichung (10).

<sup>1)</sup> Siehe hierzu auch: „Die Gleichung des Woltmannschen Flügels und die Ermittlung ihrer Koeffizienten auf graphisch-analytischem Wege. (Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 917 u. 945.)

## Wassermenge.

Wie schon in der Einleitung des Kapitels erwähnt wurde, ergibt sich die pro Sekunde durch einen Querschnitt des Flußlaufes strömende Wassermenge aus dem Querschnitt  $F$  in Quadratmetern und der mittleren Geschwindigkeit  $v$  des Profils in Meter/Sekunden, d. h.

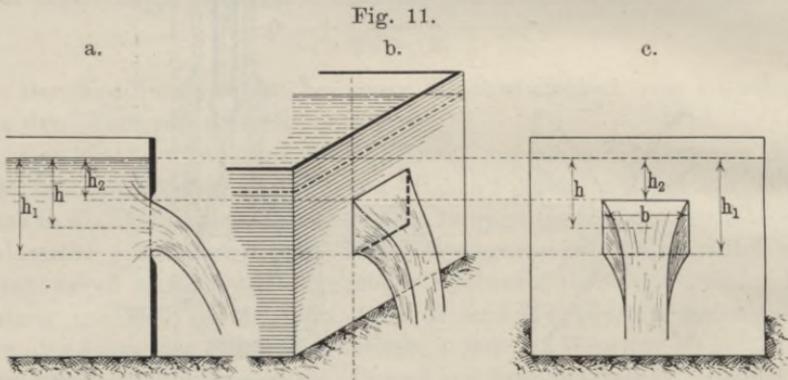
$$(12) \quad V = F \cdot v = f_1 v_1 + f_2 v_2 + \dots + f_n v_n.$$

[Siehe Formel (5), S. 5 und Fig. 3 a und 3 b.]

Um ein richtiges Urteil über alle Verhältnisse einer Wasserkraftanlage zu gewinnen, ist es erforderlich, die Wassermengen für verschiedene Wasserstände, wie sie innerhalb eines Jahres auftreten, zu ermitteln.

Vielfach angewandte Methoden zur Bestimmung der Wassermengen bestehen in solchen vermittelt Schützenöffnungen und Überfällen.

Es mögen zunächst die ersteren behandelt werden: Die Messung kann in der Weise vorgenommen werden, daß in einem genügend großen



Behälter das Wasser des betreffenden Gerinnes zufließt und eine Öffnung der einen Wand von regelmäßiger Form das Wasser austreten läßt. Die Messung und Berechnung der ausfließenden Wassermengen nach den Gesetzen der Hydrodynamik erfolgt alsdann, wenn ein Beharrungszustand eingetreten ist, d. h. wenn der Spiegel im Wasserbehälter weder fällt noch steigt. Die Öffnung wird gewöhnlich rechteckig gewählt, die Breite derselben sei  $b$  in Meter, der Abstand der Unterkante der Öffnung vom Spiegel  $h_1$  in Meter, entsprechend derjenigen der Oberkante  $h_2$  und dem Schwerpunktsabstand  $h = \frac{h_1 + h_2}{2}$

(s. Fig. 11 a, b, c). Die Abstände  $h$ ,  $h_1$  und  $h_2$  sind in der Entfernung 1 bis 1,5 m von der Öffnung zu messen. Die Menge des sekundlich austretenden Wassers ist alsdann in Cubikcentimetern

$$(13) \quad V = \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h},$$

wobei  $F$  den Querschnitt der Öffnung in Quadratmetern und  $\mu$  den durch die Kontraktion des Wasserstrahles bedingten Ausflußkoeffizienten bedeutet. Der letztere hängt von der Form der Austrittsfläche und der Dicke der Wand bzw. der Schärfe der Austrittskanten ab. Poncelet und Lesbros bestimmten für senkrecht stehende rechteckige Öffnungen in dünner Wand von 0,2 m Breite bei normaler Kontraktion den Ausflußkoeffizienten  $\mu$ . Normale Kontraktion tritt dann ein, wenn der Wasserspiegel in 1 m horizontaler Entfernung von der Öffnung ruhend ist und letztere um mindestens das 2,7 fache ihrer größten Dimension von benachbarten Wänden absteht. Die Koeffizienten sind in nachstehender Tabelle für verschieden hohe Öffnungen bei 0,2 m Breite zusammengestellt.

$h_2$ m	Höhe der Öffnung $h = (h_1 - h_2)$ m					
	0,20	0,10	0,05	0,03	0,02	0,01
0,02	0,572	0,596	0,615	0,634	0,659	0,694
0,03	0,578	0,600	0,620	0,638	0,659	0,688
0,04	0,582	0,603	0,623	0,640	0,658	0,683
0,05	0,585	0,605	0,625	0,640	0,658	0,679
0,10	0,592	0,611	0,630	0,637	0,654	0,666
0,50	0,603	0,617	0,628	0,630	0,640	0,644
1,00	0,605	0,615	0,626	0,628	0,633	0,632
2,00	0,601	0,607	0,613	0,612	0,612	0,611
3,00	0,601	0,603	0,606	0,608	0,610	0,609

Die Werte der Koeffizienten in der Tabelle haben auch Gültigkeit, wenn Breite und Höhe der Öffnungen miteinander vertauscht werden. Häufiger als eine derartige Messung kommt für Wasserkraftanlagen wohl die Verwendung eines Überfalles in Betracht. So wird mitunter im Untergraben, sofern derselbe noch freies Gefälle hat, die Wassermessung vorgenommen; es wird hierbei in den Untergraben ein Wehr eingezogen. Wird in einem Gerinne eine Querwand mit rechteckigem Einschnitt (s. Fig. 12 a und b), dessen horizontale Kante um die Höhe  $h$  in Meter unterhalb des Wasserspiegels liegt, eingeschoben, so ist die ausfließende Wassermenge theoretisch

$$(14a) \dots\dots\dots V = \frac{2}{3} b \cdot h \cdot \sqrt{2gh}^1).$$

Praktisch ist dieser Größe noch ein Faktor  $\mu$  hinzuzufügen, welcher die Kontraktion durch die Unter- und Seitenkanten berücksichtigt, d. h.

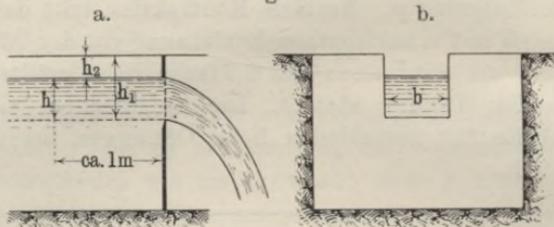
$$(14b) \dots\dots\dots V = \frac{2}{3} \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh}.$$

<sup>1)</sup> Ableitung der Gleichung siehe E. Gieseler, Grundlehren der Kulturtechnik; Abteil. Hydraulik.

Die Werte von  $\mu$  sind für Überfälle mit dünner Wand mit großer Genauigkeit festgestellt, weshalb die Wassermessung mittels Überfalles für fließendes Wasser als recht zuverlässig anzusehen ist.

Lesbros hat für die verschiedenen Höhen  $h$  die Ausflußkoeffizienten von Überfällen mit dünner Wand bei normaler Kontraktion ermittelt.

Fig. 12.



— In nachstehender Tabelle ist die Messung der Größe  $h$  in 1 m Entfernung von der Überfallstelle zu verstehen, wie Fig. 12 a zeigt.

Für eine Breite $b = 0,2$ m und				Für eine Breite $b = 0,6$ m und			
$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$
0,01	0,424	0,08	0,397	0,06	0,412	0,30	0,391
0,02	0,417	0,10	0,395	0,10	0,406	0,40	0,391
0,04	0,407	0,15	0,393	0,15	0,400	0,50	0,391
0,06	0,401	0,20	0,390	0,20	0,395	0,60	0,390

Die normale Kontraktion, die hierbei vorausgesetzt ist, tritt allerdings in den meisten praktischen Fällen nicht ein, vielmehr handelt es sich meist um Kanäle, in denen das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit zufließt, und kann das Wasser im Raume vor dem Überfalle nicht als stehend betrachtet werden. In diesem Falle sind die Koeffizienten nach Weisbach zu ermitteln, wie folgt:

In der nachstehenden Tabelle bedeutet:

$n$  das Verhältnis von  $b \cdot h$  zum Querschnitt des Zuflußkanales,  $\mu_2$  den Ausflußkoeffizienten für den Fall, daß  $b$  kleiner ist als die Kanalbreite,  $\mu_3$  den entsprechenden Wert für den Fall, daß  $b$  gleich der Kanalbreite ist.

$n =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
$\mu_2 =$	1,000 $\mu$	1,001 $\mu$	1,003 $\mu$	1,007 $\mu$	1,014 $\mu$	1,044 $\mu$	1,107 $\mu$
$\mu_3 =$	0,145 $\mu$	1,049 $\mu$	1,056 $\mu$	1,064 $\mu$	1,074 $\mu$	1,100 $\mu$	1,133 $\mu$

$\mu$  ist hierbei der vorhergehenden Tabelle für normale Kontraktion zu entnehmen.

Der Koeffizient  $\mu_3$  berücksichtigt, wie schon angedeutet, diejenigen Verhältnisse, bei welchen der Überfall ohne seitliche Kontraktion, d. h. über die ganze Breite des Kanales stattfindet. Derartige Überfälle kommen besonders da in Betracht, wo die zu messende Wassermenge verhältnismäßig groß ist und trotzdem kein bedeutender Rückstau durch die Überfallwand stattfinden soll.

Für Überfälle ohne seitliche Kontraktion hat ferner F. Frese eine Formel für den Koeffizienten  $\mu$  aufgestellt, die bei beliebigen Wassertiefen  $H$  des Kanales und beliebigen Kanalbreiten Verwendung findet; ist  $h$  wieder die Überfallhöhe (Druckhöhe), wie oben gemessen, so ist der Koeffizient

$$(15) \quad \mu = \left( 0,615 + \frac{0,0021}{h} \right) \left[ 1 + 0,55 \left( \frac{h}{H} \right)^2 \right].$$

Besonders ausführliche Untersuchungen von Überfällen ohne Seitenkontraktion hat Hansen auf der hydraulischen Versuchsstation der Firma Briegleb, Hansen u. Co., Gotha, in den Jahren 1887 bis 1891 vorgenommen. — Über dieselben ist in der Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1892 ausführlich berichtet.

Nach Hansen verdienen die Überfälle ohne seitliche Kontraktion bei Wassermessungen den Vorzug, da bei solchen der Ausflußkoeffizient von der Breite des Kanales, sobald dieselbe eine gewisse untere Grenze überschreitet, als unabhängig bezeichnet und deshalb mit größerer Sicherheit festgelegt werden kann.

Bezüglich der Anordnung des Überfalles ist zu beachten, daß in den Seitenwänden unterhalb des Überfallstrahles Öffnungen für den freien Zutritt atmosphärischer Luft anzubringen sind. Da nämlich das auffallende Wasser zu Wirbelbildungen Anlaß gibt, durch welche die Luft in Form von großen und kleinen Blasen unter dem Strahle weggespült wird, so muß für beständigen Zutritt frischer Luft Sorge getragen werden (s. Fig. 13).

Die hierzu dienende Öffnung ist so nahe an der Überfallwand anzubringen, daß sie auch bei kleinen Überfallhöhen nicht vom Strahle erreicht wird.

Die von Hansen bei seinen Versuchen verwendete Überfallbreite betrug 1,0825 m. Die Höhe der Überfallwand über dem Gerinneboden 0,514 m. Die Überfallhöhe  $h$  wurde in einem Abstände von 1,095 m gemessen. Das Resultat der mit großer Sorgfalt durchgeführten Messungen ist in nachstehender Tabelle zusammengefaßt; dieselbe gibt den Zusammenhang zwischen der Überfallhöhe  $h$  in Meter und dem Koeffizienten  $\frac{2}{3} \mu$ :

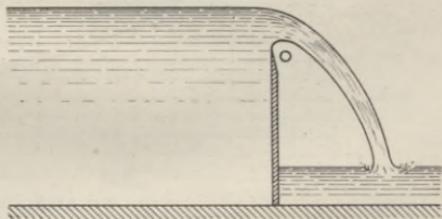


Fig. 13.

Für eine Breite $b = 0,2$ m und		Für eine Breite $b = 0,6$ m und	
$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$
0,01	0,4240	0,06	0,4120
0,02	0,4170	0,10	0,4060
0,04	0,4070	0,15	0,4000
0,06	0,4010	0,20	0,3950
0,08	0,3970	0,30	0,3925 ?
0,10	0,3950	0,40	0,3910
0,15	0,3930	0,50	0,3905 ?
0,20	0,3900	0,60	0,3900

Fig. 14 a.  
für  $b = 0,20$  m

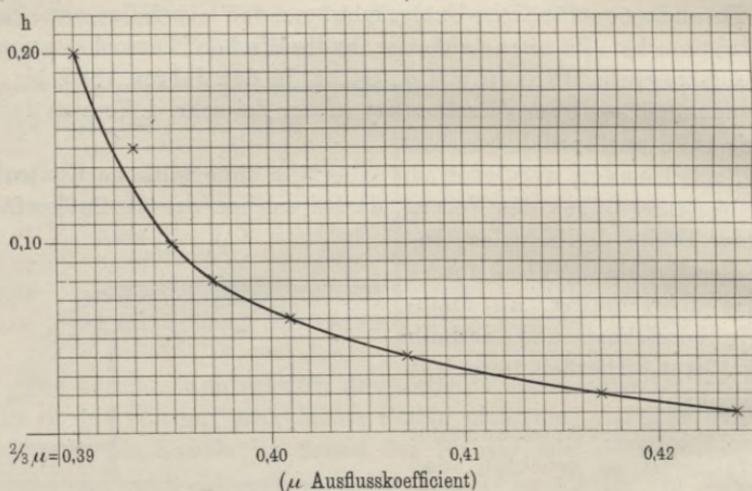
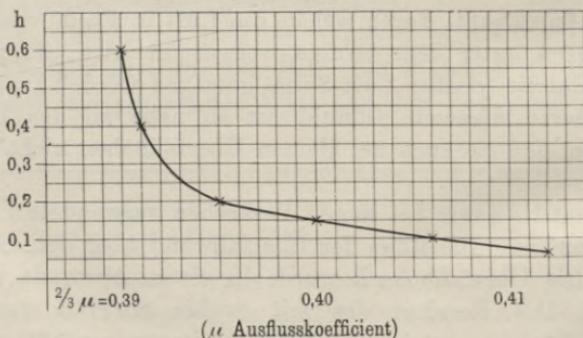


Fig. 14 b.  
für  $b = 0,60$  m



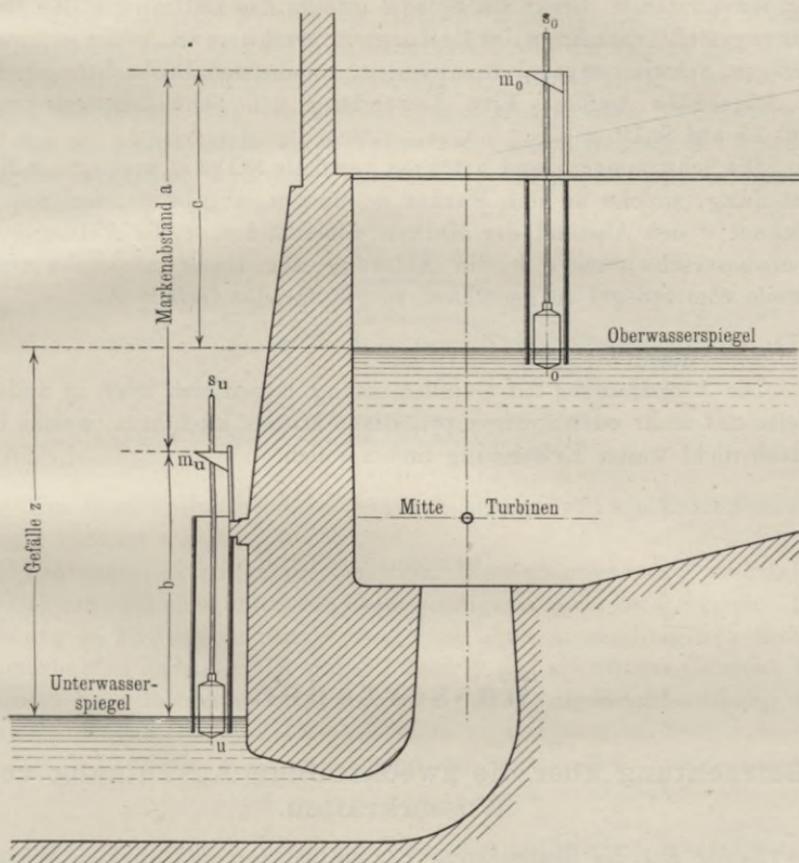
Die graphische Darstellung dieser Tabelle ist aus Fig. 14 a und b zu ersehen.

Berechnet man auf Grund obiger Werte für  $\mu'$  und  $h$  die Wassermengen nach der Formel

$$(16) \quad V = \mu' \cdot b \cdot h \sqrt{2gh} = \frac{2}{3} \mu \cdot b \cdot h \sqrt{2gh},$$

so ergibt sich, daß die Kurven der überfließenden Wassermengen von etwa 0,0800 m Überfallhöhen an geradlinig verlaufen und die Überfallkoeffizienten den überfließenden Wassermengen proportional sind.

Fig. 15.



Für Wassermessungen mittels Überfällen sollten Druckhöhen unter 100 mm nicht in Anwendung kommen, schon aus dem Grunde, weil kleine Überfallhöhen nur wenig genau gemessen werden können und ein kleiner Meßfehler daher große prozentuale Fehler in den berechneten Wassermengen bedingt.

Hansen kommt auf Grund seiner Versuche zu dem Schlusse, daß die Messung der Wassermengen mittels Überfalles ohne seitliche Kontraktion eine sehr zuverlässige Methode darstellt.

## Gefälle.

Im Anschluß an die Ausführungen über Wassermessungen sei noch einiges über die Messung der Gefällshöhe gesagt. Hierzu können feste, mit Centimeteereinteilung versehene Pegel verwendet werden. Es wird alsdann der Stand des Wasserspiegels mit dem Pegel beobachtet. Im Oberwasserkanal und im Unterwasserkanal wird je ein solcher Pegel in möglicher Nähe der Turbine aufgestellt. Da jedoch die Beobachtung der Wasserstände direkt am Spiegel infolge der Entfernung der Beobachtungsstelle vom Auge des Beobachters erschwert ist, so ist es zweckmäßiger, Schwimmerpegel anzuwenden, welche den Beobachtungspunkt in Augenhöhe treffen. Eine Anwendung von Schwimmerpegeln zeigt Fig. 15 auf S. 19.

Die Schwimmer  $o$  und  $u$  tragen vertikale Stäbe  $s_o$  und  $s_u$  mit Maßeinteilung, welche an den Marken  $m_o$  und  $m_u$  abgelesen werden. Bezeichnet  $a$  den Abstand der Marken voneinander,  $c$  die Ablesung am Oberwasserschwimmer,  $b$  die Ablesung am Unterwasserschwimmer, jeweils vom Spiegel an gerechnet, so gilt für das Gefälle  $Z$ :

$$(17) \quad \dots \dots \dots Z = a + b - c.$$

Die Anordnungen für Gefällsmessung lassen sich noch in anderer Weise mit mehr oder weniger primitiven Mitteln ausführen, welche hier jedoch nicht weiter Erwähnung finden sollen.

## Wasserräder.

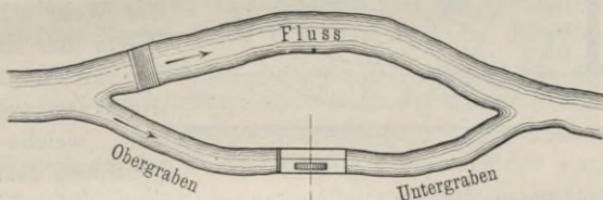
### Betrachtung über die zweckmäßige Ausnutzung von Wasserkräften.

Bevor auf die Besprechung der einfachsten und ältesten Wassermotoren, der Wasserräder, eingegangen wird, möge einiges über den Bau von Wasserkraftanlagen im allgemeinen und die Mittel zur zweckmäßigen Ausnutzung der Wasserkräfte ausgeführt werden.

Die Arbeitsfähigkeit eines Wasserlaufes ist durch sein natürliches Gefälle, welches dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit erteilt, bedingt. Zur Ausnutzung der Wasserkraft wird fast in allen Fällen ein besonderer Kanal (Mühlgraben) (s. Fig. 16) angelegt und zu diesem Zwecke quer in den Fluß ein Wehr eingebaut, welches durch Stauung des Wassers die Ablenkung eines mehr oder weniger großen Wasser-

quantums in den Kanal bewirkt. Diese Anordnung ist aus verschiedenen Gründen bedeutend vorteilhafter als die Einbauung der Wassermotoren unmittelbar in den Flußlauf. Zunächst hat man durch Teilung des Wasserlaufes in zwei Bette das Wasser mehr in der Gewalt, indem die Möglichkeit besteht, zeitweise durch Absperren des Mühlgrabens den Zufluß zum Wassermotor zu verhindern (z. B. behufs Reparatur), wie überhaupt die Wassermenge, welche den Kanal durchfließen soll, bequem mittels einer Schütze zu regulieren. Ferner eignet sich das Flußbett meist nicht so gut zum Anbringen eines „Grundwerkes“<sup>1)</sup>, d. h. eines künstlichen Einbaues, welcher die Aufgabe hat, dem Motor das Wasser auf möglichst vorteilhafte Weise zuzuführen, wie der engere Kanal von geometrisch einfachem (meist rechteckigem) Querschnitte. Der Hauptvorteil der Anwendung eines Wehres und Mühlkanales beruht darauf, daß das oft kleine Gefälle eines Wasserlaufes durch Hebung des Wasserspiegels vergrößert und das Gesamtgefälle auf einer längeren Strecke des Flusses auf einen Punkt konzentriert wird.

Fig. 16.



Um diese Verhältnisse zu veranschaulichen, soll ein Zahlenbeispiel durchgerechnet werden.

Ein natürlicher Flußlauf führe eine Wassermenge von  $V = 20$  cbm pro Sekunde bei einer mittleren Geschwindigkeit von  $v = 0,3$  m/sec. Die Leistung in PS, welche die Wassermasse ohne Anwendung künstlicher Wasserbauten darstellt, ist daher, wenn  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Wassers (im allgemeinen = 1 zu setzen) und  $g$  die Beschleunigung der Schwere bedeuten:

$$N_a = \frac{1000 \cdot V \cdot \gamma \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot 75} = \frac{1000 \cdot 20 \cdot 0,3^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = \text{rund } 1,2 \text{ PS.}$$

Staut man jedoch durch ein Wehr den natürlichen Wasserspiegel, wie durch die Fig. 17 und 18 dargestellt, so daß vor dem Durchlaßschützen im Kanal ein Höhenunterschied von 0,5 m gegenüber dem Unterwasserspiegel entsteht, so durchfließt das Wasser die Schützenöffnung — entsprechend der Druckhöhe  $h = 0,5$  m — mit der Geschwindigkeit

$$v' = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} = \text{rund } 1,0 \text{ m/sec.}$$

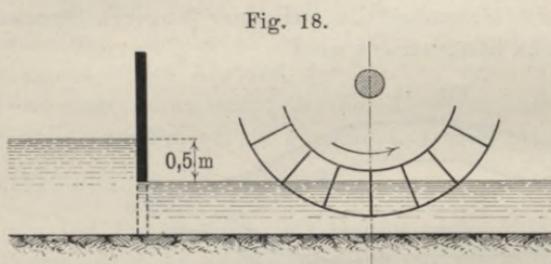
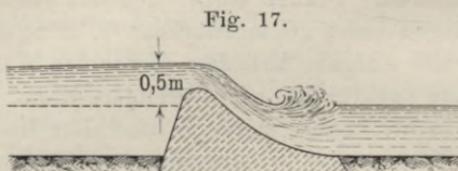
<sup>1)</sup> Dieser Betrachtung ist die einfachste Wasserradtype, das unterschlächtige Rad, zugrunde gelegt.

Daraus folgt eine Leistung der Wassermasse von

$$N_a = \frac{1000 \cdot V \cdot \gamma \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot 75} = \left[ \frac{1000 \cdot V \cdot \gamma \cdot h}{75} \right] \frac{1000 \cdot 20 \cdot 1^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} = 13,6 \text{ PS.}$$

Die Leistung ist also durch eine Stauung von einem halben Meter auf mehr als das 10fache gesteigert worden <sup>1)</sup>.

Hierbei wurde vorausgesetzt, daß die gesamte Wassermenge von



20 cbm für die Kraftäußerung am Motor zur Geltung kommt. Das trifft allerdings in den meisten Fällen nicht zu, weil, schon mit Rücksicht auf die schwankenden Wasserverhältnisse, häufig ein beträchtlicher Teil des Wassers über das Wehr strömt. Die Weite des Kanalbettes ist mit Rücksicht auf die Wassergeschwindigkeit, welche nicht zu groß sein darf, da sonst

die Wände des Bettes angegriffen werden, zu bemessen; im übrigen soll der Querschnitt der Anlagekosten wegen möglichst klein sein. In den meisten Fällen beträgt die Wassergeschwindigkeit im Kanal 0,3 bis 0,6 m/sec.

### Einteilung der Wasserräder.

Die Wasserräder, im Gegensatz zu den Turbinen auch „vertikale Wasserräder“ genannt, werden je nach der Lage der Eintrittsstelle des treibenden Wassers in verschiedene Klassen eingeteilt, und man kann im wesentlichen drei Gruppen von Rädern, deren Benennungen schon obigen Einteilungsgrund erkennen lassen, unterscheiden. Es sind das die „unterschlächtigen Räder“, zugleich die ältesten und die einfachsten in konstruktiver Hinsicht, die „oberschlächtigen“ Räder und die zwischen diesen Grenzen liegenden halb-, mittel- und rückschlächtigen Räder.

Es möge hier eine von Rühlmann aufgestellte übersichtliche Tabelle, welche die Wasserräder nach dem erwähnten Grundsatz, sowie nach weiteren Unterscheidungsmerkmalen ordnet, gegeben werden.

<sup>1)</sup> Siehe hierzu auch Rühlmann, Allgemeine Masch.-Lehre, I. Band.

I. Unterschlächtige Wasserräder		II. Halb-, mittel- und rückenschlächtige Räder	III. Oberschlächtige Wasserräder
A. In Gerinnen	B. In freiem Strome		
a) Räder in geradem Gerinne mit ebenen Schaufeln.	a) Räder, bei denen die Drehachse rechtwinkelig zur Wasserbewegung gerichtet ist.	a) Räder mit Durchlaßschützen.	a) Räder mit geringer Umdrehungsgeschwindigkeit.
b) Räder mit gebogenem Gerinne, ebenen oder krummen Schaufeln.	b) Räder, bei denen die Drehachse parallel zur Wasserbewegung liegt.	b) Räder mit Überfall-einlauf. c) Räder m. Coulissen-einlauf.	b) Räder mit großer Umdrehungsgeschwindigkeit.

Bei den Rädern der zweiten Gattung ist ein zylindrischer Mantel von der Einlaufstelle bis zur Auslaufstelle des Wassers, dicht an das Rad anschließend, in das Gerinne eingebaut. Dieser Mantel wird Kropf genannt, und daher führen die erwähnten Räder auch den Namen Kropfräder. Zu den einzelnen Unterabteilungen der Tabelle sei bemerkt, daß je nach der Konstruktion bzw. dem Erfinder derselben noch eine Reihe von Bezeichnungen für einzelne Wasserradtypen eingeführt ist, doch lassen sich die letzteren stets einer der obigen Gattungen unterordnen.

Die Einteilung der ober-schlächtigen Wasserräder nach der Größe der Umfangsgeschwindigkeit mag auffällig erscheinen, sie ist jedoch durch die Unterschiede sowohl in der Theorie als auch in der Konstruktion der Räder, je nachdem der Boden des Gerinnes mehr oder weniger hoch über dem Radscheitel liegt, gerechtfertigt.

### Die Wirkungsweise des Wassers bei Wasserrädern.

Die verschiedenen Wasserradgattungen sind bezüglich des Nutzeffektes ungleichwertig, was vor allem durch die abweichende Wirkungsweise des Wassers auf die Schaufeln des Rades zu erklären ist. Man kann in dieser Hinsicht zwischen drei Wirkungen unterscheiden: der Stoß-, der Gewichts- oder Druck- und der Geschwindigkeitswirkung des Wassers, welche je nach dem Bau der Wasserradanlage einzeln, meist aber vereinigt zur Geltung kommen.

Zur näheren Erläuterung der soeben gekennzeichneten Wirkungen des Wassers mögen nachstehende Betrachtungen dienen.

Es werde eine ebene Schaufel, s. Fig. 19, von einem Wasserstrahl an Punkt 1 in einem beliebigen Winkel getroffen. Die Schaufel möge die Geschwindigkeit  $c_1$  nach Größe und Richtung, das Wasser selbst die absolute Geschwindigkeit und die Richtung  $c$  haben. Die absolute Geschwindigkeit  $c$  des Wassers stellt die Resultante aus der relativen Geschwindigkeit  $c_2$  und der Geschwindigkeit  $c_1$  der Schaufel dar.

Umgekehrt läßt sich aus den bekannten Geschwindigkeiten  $c_1$  und  $c_2$  die Relativgeschwindigkeit  $c_2$  finden. Dieselbe kann man in eine zur Schaufelfläche normale  $v_1$  und in eine tangentielle Komponente  $v_2$  zerlegen.

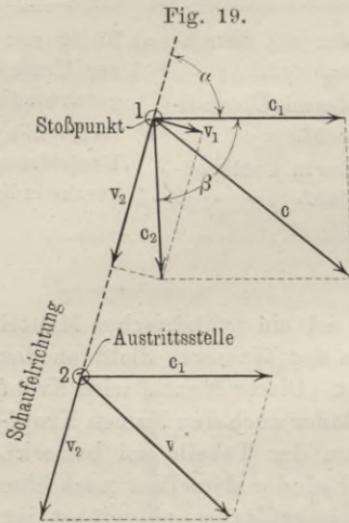


Fig. 19.

Die Komponente  $v_1$  wird durch Stoß vernichtet, so daß das Wasser mit der Geschwindigkeit  $v_2$  längs der Schaufel hinfließt. An der Austrittsstelle 2 setzt sich die absolute Geschwindigkeit  $v$  des Wassers aus  $v_2$  und  $c_1$  zusammen.

Dem bei 1 auftreffenden Wasser wohnt pro Kilogramm ein Arbeitsvermögen von  $\frac{c^2}{2g}$  inne. Abgesehen von Reibungsverlusten gehen zwei Teile dieses Arbeitsvermögens verloren: ein Teil im Betrage  $\frac{v_1^2}{2g}$  infolge der Vernichtung der Geschwindigkeitskomponente  $v_1$  und ein Teil  $\frac{v^2}{2g}$ , welcher

dadurch bedingt ist, daß das Wasser noch mit einer beträchtlichen Geschwindigkeit  $v$  abfließt. Zu nützlicher Arbeitsleistung kommt somit nur

$$(1) \dots\dots\dots L = \frac{c^2 - v_1^2 - v^2}{2g}$$

Ist der Winkel, welchen die Schaufelgeschwindigkeit  $c_1$  mit der Schaufelrichtung bildet,  $\alpha$  und der Winkel der Relativgeschwindigkeit  $c_2$  mit  $c_1$   $\beta$ , so läßt sich die nützliche Leistung auch ausdrücken als:

$$(2) \dots\dots\dots L = \frac{2 \cdot c_1 \cdot v_1 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot g}$$

Danach ist die Leistung  $L$  eine Funktion von  $v_1$ . Konstruiert man bei einer bestimmten Radgeschwindigkeit  $c_1$  und bei einer be-

<sup>1)</sup> Die Formel (2) kann aus der Formel (1) unter Zuhilfenahme nachstehender Beziehungen abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} c^2 &= c_1^2 + c_2^2 + 2 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \cos \beta, \\ v^2 &= c_1^2 + v_2^2 - 2 \cdot c_1 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha, \\ v_1^2 &= c_2^2 - v_2^2. \end{aligned}$$

Daraus folgt:

$$c^2 - v^2 - v_1^2 = 2 \cdot c_1 \cdot (v_2 \cdot \cos \alpha + c_2 \cdot \cos \beta).$$

Da nun weiter:

$$v_2 \cdot \cos \alpha + c_2 \cdot \cos \beta = v_1 \cdot \sin \alpha,$$

so ergibt sich:

$$c^2 - v^2 - v_1^2 = 2 \cdot c_1 \cdot v_1 \cdot \sin \alpha$$

und

$$L = \frac{2 \cdot c_1 \cdot v_1 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot g}$$

stimmten Schaufelneigung  $\alpha$  die Geschwindigkeitskomponente  $v_1$  für verschiedene Richtungen der absoluten Wassergeschwindigkeit  $c$ , so wird man finden, daß  $v_1$  den größten Wert hat, wenn  $c$  mit  $v_1$  zusammenfällt, d. h. wenn die Richtung des Wasserstrahles zur Schaufel senkrecht ist. In diesem Falle tritt das Maximum von  $L$  ein, wenn zwischen der Wassergeschwindigkeit  $c$  und der Laufradgeschwindigkeit  $c_1$  die Beziehung:

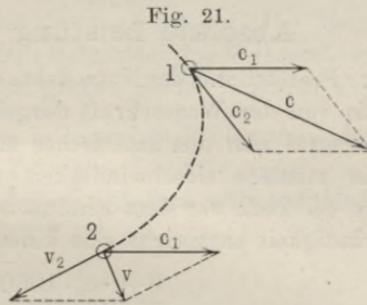
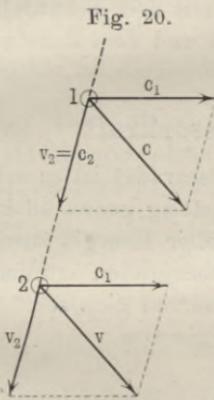
$$c_1 \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} c$$

besteht; da alsdann  $v_1$  ebenfalls gleich  $\frac{1}{2} c$  wird, so nimmt der Ausdruck für die Leistung die Form:

$$(3) \dots \dots \dots L = \frac{1}{2} \frac{c^2}{2g} \text{ an.}$$

Diese Beziehung sagt, daß auch im günstigsten Falle bei der Wirkung eines Wasserstromes gegen ebene Schaufeln, d. h. bei Stoßwirkung, nur die Hälfte der lebendigen Kraft des Wassers ausgenutzt wird.

Die Stoßwirkung ist demnach zur Arbeitsleistung wenig geeignet und muß möglichst beschränkt werden.



Es drängt sich nun die Frage auf, was bei der gleichen Schaufelkonstruktion eintreten würde, wenn man den Stoß vermeiden wollte. Die Bedingung hierfür wäre, daß beim Auftreffen des Wassers auf die Schaufel eine plötzliche Geschwindigkeitsvernichtung nicht eintritt, d. h. daß  $v_1 = 0$  ist. Alsdann würde  $c_2$  mit  $v_2$  zusammenfallen (s. Fig. 20); an der Austrittsstelle 2 würde jedoch die absolute Geschwindigkeit  $v$  gleich der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  bei 1 sein. In diesem Falle hat das Wasser keine Arbeit verrichtet,  $L$  ist gleich 0.

Bei ebenen Schaufeln kann somit die Geschwindigkeit des Wassers nur durch Stoß, also unvorteilhaft, ausgenutzt werden.

Verwendet man dagegen gekrümmte Schaufeln, so kann das Wasser stoßfrei auf die Schaufel treffen und trotzdem die absolute Geschwindigkeit desselben auf dem Wege längs der Schaufel bedeutend vermindert, d. h. vorteilhaft zur Arbeitsleistung nutzbar gemacht werden.

Der Wasserstrahl wird durch die gekrümmte Schaufel allmählich aus seiner Richtung abgelenkt, wobei die relative Geschwindigkeit des

Wassers  $c_2$  [=  $v_2$ ] der Größe nach im wesentlichen erhalten bleibt. Die Richtung des Wasserstrahles dagegen wird so abgeändert, daß sie an der Austrittsstelle in der Zusammensetzung mit der Schaufelgeschwindigkeit  $c_1$  eine kleine Resultante  $v$  ergibt, wie Fig. 21 zeigt.

Die auf dem eben beschriebenen Vorgange beruhende Wirkung des Wassers kann als Geschwindigkeitswirkung — im engeren Sinne — bezeichnet werden, im Gegensatze zur Stoßwirkung, welche, wie wir oben sahen, ebenfalls eine Ausnutzung der Geschwindigkeit darstellt.

Die nutzbare Arbeitsleistung des Wassers bei Geschwindigkeitswirkung ist

$$(4) \quad \dots \dots \dots L = \frac{c^2 - v^2}{2g}.$$

Die Gewichts- oder Druckwirkung des Wassers, welche bei den Wasserrädern in erster Linie zur Ausnutzung gelangt, beruht darauf, daß das den Schaufelraum erfüllende Wasser, indem es sich von der Einfluß- nach der Abflußstelle hin — zugleich mit dem Schaufelkranze — senkt, seine potentielle Energie selbst verliert und dem Rade mitteilt.

### Absolute Leistung der Wasserkraft.

Zur Feststellung des Nutzeffektes eines Wasserrades ist es erforderlich, die von der Wasserkraft dargebotene Leistung genau zu kennen. Dieselbe setzt sich aus kinetischer und potentieller Energie zusammen.

Die mittlere Geschwindigkeit des im Obergraben zufließenden Wassers sei kurz vor dem Einfluß in das Wasserrad  $c_0$  m/sec. Dieser Geschwindigkeit entspricht eine kinetische Energie von

$$\frac{V \cdot \gamma \cdot c_0^2 \cdot 1000}{2g} \text{ kgm/sec}^1).$$

Hierin bedeutet  $V$  die pro Sekunde durch den Kanal fließende Wassermenge in Cubikmetern,  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Wassers und  $g$  die Beschleunigung der Schwere.

Ist ferner der Spiegelunterschied des Ober- und Unterwassers  $z$  in Metern, so wohnt dem Wasser eine potentielle Energie von

$$V \cdot z \cdot \gamma \cdot 1000 \text{ kgm/sec}$$

inne. Da das im Untergraben fortfließende Wasser noch eine Geschwindigkeit  $c_u$  besitzt, so nimmt das Wasser ein Arbeitsvermögen (kinetische Energie) im Betrage von

$$\frac{V \cdot \gamma \cdot c_u^2 \cdot 1000}{2g} \text{ kgm/sec}$$

mit fort. Die von der Wasserkraft dargebotene Leistung ist somit

<sup>1)</sup> Vgl. hierzu S. 21 u. 22.

$$\left( V \cdot z \cdot \gamma \cdot 1000 + \frac{V \cdot \gamma \cdot c_o^2 \cdot 1000}{2g} - \frac{V \cdot \gamma \cdot c_u^2 \cdot 1000}{2g} \right) \text{kgm/sec}$$

oder

$$(5) \quad . \quad . \quad N_a = \frac{V \cdot \gamma \cdot 1000}{75} \cdot \left( z + \frac{c_o^2 - c_u^2}{2g} \right) \text{Pferdestärken.}$$

Die Größe  $\left( z + \frac{c_o^2 - c_u^2}{2g} \right)$  wird Nutzgefälle genannt und sei kurz mit  $z'$  bezeichnet; man hat somit für das Nutzgefälle und das Arbeitsvermögen der Wasserkraft, auch absolute Leistung genannt, die Beziehungen

$$(6) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad z' = z + \frac{c_o^2 - c_u^2}{2g},$$

$$(7) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad N_a = \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}.$$

Häufig ist die Größe  $\frac{c_o^2 - c_u^2}{2g}$  gegenüber dem Gefälle  $z$  unbedeutend, und man kann alsdann ohne Fehler  $z' = z$  setzen. Bei kleinen Gefällen jedoch, wie solche gerade durch tiefschlächtinge Wasserräder häufig ausgenutzt werden, würde man einen großen Fehler begehen, wenn man  $\frac{c_o^2 - c_u^2}{2g}$  vernachlässigen wollte; ja in manchen Fällen wird das Nutzgefälle sogar ausschließlich durch  $\frac{c_o^2 - c_u^2}{2g}$  gebildet, während das Spiegelgefälle  $z$  gleich Null zu setzen ist.

### Kurze Besprechung der verschiedenen Wasserradtypen.

Nachdem in den vorhergehenden Abschnitten eine Einteilung der Wasserräder und die verschiedene Wirkungsweise des Wassers behandelt worden ist, soll im folgenden ein kurzer Überblick über die verschiedenen Klassen von Wasserrädern unter dem Gesichtspunkte der Verwendbarkeit und des Nutzeffektes derselben gegeben werden. Eine eingehendere Beschreibung und Würdigung der verschiedenen Typen, insbesondere bezüglich Theorie und Konstruktion, ist nicht der Zweck der folgenden Ausführungen, vielmehr sei in dieser Hinsicht auf ausführlichere Abhandlungen über Wasserräder verwiesen <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Bach, Wasserräder; Grashof, Theoretische Maschinenlehre; Henne, Wasserräder und Turbinen; Redtenbacher, Theorie und Bau der Wasserräder; Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, I. Band; Weisbach-Herrmanns Handbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik.

### I. Unterschlächtige Wasserräder.

Bei den gewöhnlichen unterschlächtigen Wasserrädern tritt das Wasser nahe am tiefsten Punkte des Rades ein. Die Schaufeln sind gerade und radial oder etwas geneigt (s. Fig. 22 u. 23) angeordnet. Die Wirkung des Wassers ist fast ausschließlich die des Stoßes. Das Wasser trifft mit größerer Geschwindigkeit als derjenigen der rotierenden Schaufeln auf, so daß eine plötzliche Geschwindigkeitsverminderung des Wassers eintritt (Stoßwirkung).

Die Räder werden mit geraden, sogenannten Schnurgerinnen, welche meist etwas geneigt sind (s. Fig. 22 a),

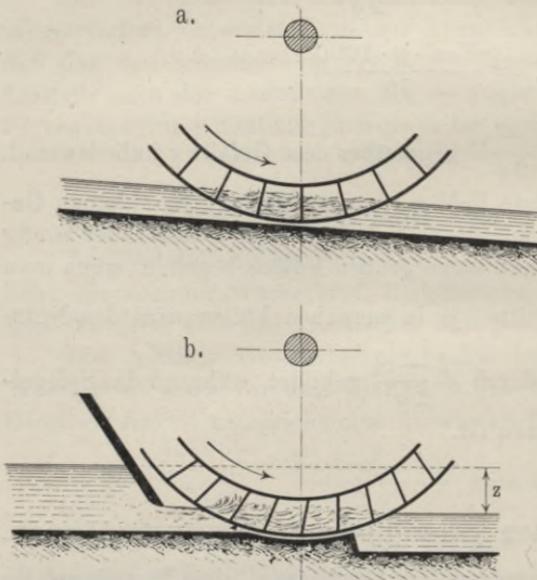
oder besser noch mit gekrümmten Gerinnen (s. Fig. 22 b) ausgeführt, da in dem letzteren Falle die Wasserverluste zwischen Rad und Gerinne kleiner sind. Gleichzeitig wird hierbei das Wasser im Schaufelraum etwas über dem Unterwasserspiegel angestaut, so daß es auf die in schiefer Stellung befindlichen Schaufeln zum kleinen Teil auch durch Druck wirkt, wodurch der Wirkungsgrad gegenüber dem Rade in Fig. 22 a ein wenig verbessert wird. Die Tourenzahl der im allgemeinen langsam laufenden, unter-

schlächtigen Räder wird bei Anbringung einer Durchlaßschütze (Fig. 22 b) erhöht, da das Wasser unter der Wirkung der Druckhöhe  $z$  den Schaufeln mit größerer Geschwindigkeit zufließt, als bei einem Überfalle.

Der Nutzeffekt der gewöhnlichen unterschlächtigen Räder beträgt bei der ungünstigen Wirkung des Wassers höchstens 35 Proz.

Einen bedeutenden Fortschritt im Bau der unterschlächtigen Wasserräder stellt das von Poncelet eingeführte Rad mit gekrümmten Schaufeln dar (s. Fig. 23). Dasselbe wird für Gefälle von  $\frac{1}{2}$  bis  $1\frac{1}{2}$  m angewandt. Beim Poncelet-Rad trifft das Wasser auf die Schaufeln beim Eintritt nahezu stoßfrei und wirkt alsdann, indem es allmählich durch die Schaufeln aus seiner Richtung abgelenkt wird und so seine lebendige Kraft verliert, in der Hauptsache durch die letztere; es ist dies die auf S. 26 besprochene „Geschwindigkeitswirkung“. Durch

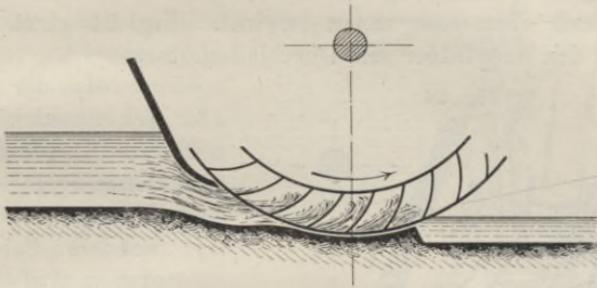
Fig. 22.



eine geeignete Krümmung des Gerinnes wie auch der Durchlaßschütze vor der Eintrittsstelle wird dem Rade das Wasser möglichst vorteilhaft zugeführt.

Der Nutzeffekt dieses Rades erreicht schon den Betrag von 60 bis 65 Proz.

Fig. 23.



Auf die Wasserräder in freiem Strome, wie solche als Schiffsmühlräder in Anwendung sind, näher einzugehen, liegt hier kein Grund vor, um so mehr, als dieselben einen äußerst geringen Nutzeffekt besitzen.

## II. Halb-, mittel- und tiefschlächlige Wasserräder.

Die Konstruktion der Kropfräder schließt sich derjenigen der unterschlächtigen Räder mit gebogenem Gerinne an. Sie kommen bei mittleren Gefällen zur Verwendung. Der Mantel oder Kropf beginnt an einer mehr oder weniger hohen Stelle des Umfanges unterhalb der Radmitte und reicht bis ungefähr zum tiefsten Punkte des Rades. Bezüglich der Wirkungsweise des Wassers haben die Kropfräder die Eigenschaft, daß schon ein beträchtlicher Teil der Kraftäußerung des Wassers auf der Gewichtswirkung beruht, indem das Wasser, je nach der Höhe der Einlaufstelle, bald mehr, bald weniger im Schaufelraum zur Ruhe kommt und alsdann infolge seines Gewichtes ein Drehmoment auf die Radachse ausübt. Diese Wirkung wird durch geeignete Konstruktion der Schaufeln unterstützt; man gibt den im großen und ganzen ebenen Schaufeln am äußeren Umfange eine kleine Neigung nach oben.

Hinsichtlich des Wasserzufflusses kommen Überfallschützen, Durchlaßschützen und Coulisseneinlauf in Anwendung.

Die erstere Anordnung, mit Überfallschützen, ist dann angebracht, wenn das Wasser möglichst langsam und vorteilhaft in das Rad eintreten soll.

Das Wasser wirkt hierbei fast ausschließlich durch sein Gewicht auf die Schaufeln. Dementsprechend werden mit diesem Rade auch Wirkungsgrade zwischen 60 und 70 Proz. erreicht.

Zur Erzielung größerer Geschwindigkeiten ist die Anwendung einer Durchlaßschütze geeigneter. Allerdings ist die große Zuflußgeschwindigkeit für den Nutzeffekt wieder weniger von Vorteil.

Die erstere Bauart wird für Gefälle bis zu 2,5 m und Wassermengen bis zu 2,5 cbm, die zweite Bauart für Gefälle bis zu 1,5 m und Wassermengen bis zu 2 cbm gewählt. In beiden Fällen wird die Regulierung der Zuflußmenge durch Verstellen der Schützen in schiefer Richtung nach oben bzw. unten bewirkt. Fig. 24 u. 25 zeigen die Anordnung der Kropfräder mit Durchlaßschützen.

Fig. 24.

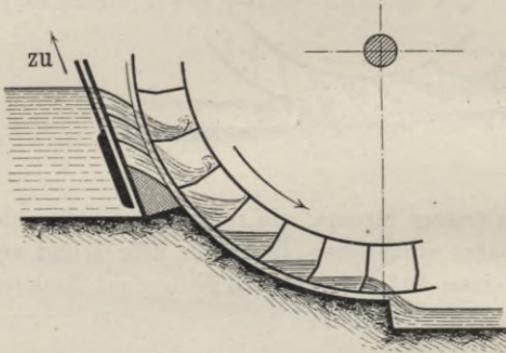
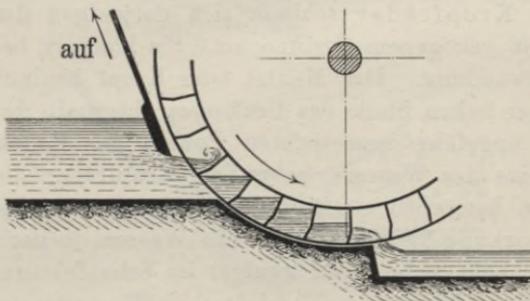


Fig. 25.



In der Mitte zwischen beiden Typen steht das Kropfrad mit Coullisseneinlauf (Fig. 24). Es eignet sich ganz besonders bei veränderlichem Aufschlagwasser, da die Regulierung des Wasserzufflusses durch Abschluß einzelner Schaufeln in sehr zweckmäßiger Weise erfolgen kann. Auch bei dieser Art des Zuflusses erfolgt im Augenblicke des Wassereintritts ein Stoß infolge der beträchtlichen Wassergeschwindigkeit.

Als eine besondere Art der tiefschlächtigen Kropfräder seien die Zuppinger-Räder und verwandte Konstruktionen, welche sich durch

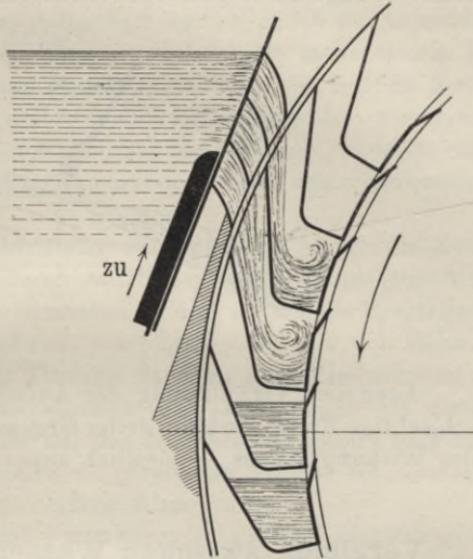
besonders große Schaufeltiefen in radialer Richtung auszeichnen, kurz erwähnt. Dieselben tauchen tief in das Unterwasser; sie eignen sich besonders für stark wechselnde Unterwasserstände, kleine Gefälle und große Wassermengen.

Bei Gefällen von 3 bis 4 m an und bei großen Wassermengen ist das Kropfrad mit im wesentlichen geraden Schaufeln nicht mehr gut verwendbar, da der Wasserverlust zwischen Rad und Kropf zu bedeutend wird. Es kommen alsdann rücken- oder ober- schlächlige Wasserräder in Betracht. Die ersteren sind bei sehr variablem Wasserstande vorteilhaft zu verwenden.

Das rückenschlächlige Rad wird im allgemeinen freihängend ausgeführt, kann aber auch — im Gegensatze zum ober- schlächtigen Rade —

im Unterwasser waten, da die Drehrichtung des Rades mit der Richtung des abfließenden Wassers übereinstimmt. Es ist wie das eigentliche Kropfrad auf seinem Umfange von der Wassereintritts- bis zur Austrittsstelle von einem Mantel umgeben; die Radschaufeln sind als sackartige Zellen ausgebildet, um das Wasser, welches bei dieser Radgattung sehr vorteilhaft durch sein Gewicht wirken kann, auf einem möglichst weiten Umdrehungswege fassen zu können (s. Fig. 26). Das Wasser wird den Zellen durch einen Coulissenapparat zugeführt. Meistens besteht derselbe aus drei Kanälen, von denen die beiden obersten unter normalen Verhältnissen genügen, während bei größerem Wasserbedarf der dritte Kanal ebenfalls eingeschaltet wird. Durch Ventilationschlitze am inneren Umfange des Rades ist das Entweichen der Luft aus den Zellen ermöglicht.

Fig. 26.



Der Nutzeffekt gut konstruierter rückschlächtiger Räder kann 75 Proz. und mehr erreichen.

### III. Das oberflächliche Wasserrad.

Das oberflächliche Rad kommt besonders bei kleinen Wassermengen und großem Gefälle von 3 bis 12 m und mehr zur Anwendung.

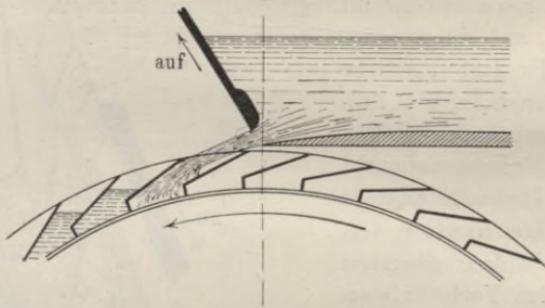
Der Einlauf erfolgt am Scheitel des Rades aus einer Öffnung des Gerinnebodens in Verbindung mit einer Spansschütze (s. Fig. 27).

Wie beim rückschlächtigen wirkt das Wasser beim oberflächlichen Rade hauptsächlich durch sein Gewicht, indem es zwar mit einem gewissen Stoße eintritt, jedoch bei guter Konstruktion bald im Schaufelraum zur Ruhe gelangt und langsam mit der Drehung des Rades niedersinkt. Die Schaufelform ist daher ähnlich derjenigen der vorigen Radgattung. Das Rad muß stets völlig frei hängen, weil die Bewegungsrichtung desselben entgegengesetzt der Richtung des abfließenden Wassers ist. Mit Rücksicht darauf, daß durch die mit der rotierenden Bewegung verbundene Zentrifugalkraft die relative Ruhe des Wassers in den Zellen gestört und das Wasser zum Teil wieder aus denselben geschleudert werden kann, ist bei derartigen Rädern eine geringe Umfangsgeschwindigkeit geboten.

Je nach der Höhe des Obergerinnespiegels über dem Radscheitel treten beim Eintritt des Wassers beträchtliche Stoßwirkungen auf.

Der Nutzeffekt eines oberflächlichen Rades ist um so größer, je größer das Gefälle ist; er gestaltet sich ferner um so günstiger, je kleiner die Umfangsgeschwindigkeit gewählt werden kann. Der Nutzeffekt beträgt unter günstigen Bedingungen 75 bis 80 Proz.

Fig. 27.



Bezüglich Veränderung der Aufschlagwassermenge ist das oberflächliche Rad innerhalb weiter Grenzen — ohne wesentliche Änderung des Wirkungsgrades — ziemlich anpassungsfähig.

### Vergleich zwischen Wasserrädern und Turbinen hinsichtlich der Verwendbarkeit, speziell auch für den Antrieb elektrischer Maschinen.

Aus den vorstehenden Betrachtungen geht hervor, daß im großen und ganzen der Wirkungsgrad von Wasserrädern demjenigen von anderen Betriebsmotoren, insbesondere der Turbinen, ziemlich nahe kommt. Auch ist als vorteilhafte Eigenschaft der Wasserräder hervorzuheben, daß bei den meisten derselben die Veränderung der Aufschlagwassermenge auf den Nutzeffekt einen verhältnismäßig geringen Einfluß besitzt.

Diesen Vorzügen steht als großer Nachteil die geringe Umdrehungszahl der Wasserräder gegenüber. Soweit es sich nicht um besonders langsam zu betreibende Anlagen handelt, ist eine große Übersetzung, bei bedeutenden Umdrehungszahlen der zu betreibenden Welle meist eine mehrfache Übersetzung erforderlich. Solche Übersetzungen, welche in der Regel durch große Zahnradgetriebe bewirkt werden, werden allein schon in konstruktiver, betriebstechnischer Hinsicht als ein Übelstand empfunden, vor allem aber bedingen sie eine wesentliche Herabsetzung des Gesamtwirkungsgrades der Wasserkraftanlage, welche letzteren man bei einem Vergleich mit anderen Betriebsmaschinen, ohne oder mit nur einer Übersetzung ins Langsame, z. B. den Turbinen, naturgemäß in Betracht ziehen muß. Berücksichtigt

man weiter, daß durch einen rasch laufenden Motor an und für sich eine größere Gleichförmigkeit der Geschwindigkeit als durch einen langsam laufenden Motor gesichert ist, so erkennt man, daß für einen empfindlichen Betrieb, der zugleich große Umdrehungszahlen erfordert, wie dies bei elektrischen Kraftstationen der Fall ist, der Wasserradbetrieb sich wenig eignet. Bei neu zu erbauenden elektrischen Anlagen mit Wasserkraftbetrieb kommt daher fast ausschließlich die Anwendung von Turbinen in Frage. Der Wasserradbetrieb ist mehr als ein Notbehelf zu betrachten, und man findet denselben meist nur da für den elektrischen Betrieb verwandt, wo die Erzeugung der elektrischen Energie im Nebenbetriebe (bei Mahl-, Sägemühlen usw.) erfolgt, überhaupt eine elektrische Anlage zur Ausnutzung einer schon vorhandenen Wasseranlage errichtet wird.

Kommen andere Betriebszwecke in Frage, so hängt die Zweckmäßigkeit des einen oder anderen Antriebssystemes hauptsächlich vom vorhandenen Gefälle ab. Die Dimensionen und mithin die Herstellungskosten eines Wasserrades nehmen im allgemeinen mit der Höhe des Gefälles zu, diejenigen einer Turbine dagegen ab. Ein weiterer ausschlaggebender Faktor ist die verfügbare Wassermenge. Ist dieselbe bedeutend, so wird ein Wasserrad, das sie bewältigen soll, sehr breit; eine Turbine erhält, weil dieselbe — gerade bei großen Wassermengen — voll beaufschlagt wird, bescheidene Abmessungen.

Das Wasserrad tritt also bei mittlerem Gefälle und nicht zu großen Wassermengen mit der Turbine in Wettbewerb. Bei kleinen Gefällen, bei welchen die Anordnung einer Turbine Schwierigkeiten bietet, ist den Wasserrädern in vielen Fällen mit Rücksicht auf die einfache Anordnung derselben der Vorzug zu geben.

### Regulierung der Wasserräder.

Die Regulierung eines Wasserrades, wie überhaupt eines hydraulischen Motors, ist eine zweifache. Ihre Aufgabe ist erstens die Anpassung der Aufschlagwassermenge an den momentanen Arbeitsbedarf oder das Zuflußquantum, zweitens die Einhaltung einer bestimmten Umdrehungszahl, wenigstens innerhalb enger Grenzen, bei Schwankungen im Arbeitsverbrauch. Das Mittel zur Regulierung ist stets: Änderung der Aufschlagwassermenge, d. h. der absoluten Leistung der Wasserkraft.

Die Regulierorgane sind hier wenig mannigfaltig. Wir haben dieselben schon bei dem oben gegebenen Überblick über die verschiedenen Typen von Wasserrädern kennen gelernt; es sind das die Überfall- und Durchlaß- bzw. Spannschützen, sowie die Kulissenapparate.

Die Überfallschützen haben den Vorteil, daß bei geringer Wassermenge, wobei die Schütze behufs Verengung des eintretenden Wasserstrahles gehoben wird, das Wasser an möglichst hoher Stelle auftrifft,

d. h. das Gefälle gut ausgenutzt wird. Anders verhalten sich die Durchlaßschützen: bei geringem Wasserzufluß wird die Schütze tiefer gestellt; die Folge davon ist, daß das Wasser an tieferer Stelle in das Rad eintritt und dadurch eine weitere Verringerung der Leistung bedingt ist. Bei Kulissenapparaten ist naturgemäß immer die oberste Kulisse frei zu lassen und muß die Regulierung an der unteren Kulissenpartie erfolgen, damit das Gefälle möglichst ausgenutzt wird.

Hinsichtlich der automatischen Regulierung sei auf das entsprechende Kapitel unter Wasserturbinen verwiesen, da sowohl die Aufgabe der Regulierung als auch die Methoden derselben für beide Arten von Wassermotoren prinzipiell die gleichen sind.

### Nutzeffekt eines Wasserrades.

Um den Nutzeffekt eines Wasserrades experimentell zu ermitteln, ist die Feststellung der absoluten Leistung  $N_a$  der Wasserkraft (siehe S. 27, Formel 5) und eine Bremsung des Rades erforderlich. Auf beide Versuche soll jetzt nicht näher eingegangen werden, da dieselben Untersuchungen auch bei Turbinen auszuführen sind und im Kapitel Wasserturbinen ausführlich besprochen werden. Außerdem sei bezüglich Bestimmung von  $N_a$  auf den Abschnitt Wassermessung und betreffend Bremsung auf das kürzlich erschienene Buch des Verfassers „Prüfungen in elektrischen Zentralstationen mit Dampf- und Gasbetrieb“ verwiesen.

Bezüglich der Bremsleistung  $N_b$  sei noch bemerkt, daß dieselbe meist kleiner ausfallen wird als die Nutzleistung  $N_e$  des Wasserrades. Kann die Bremsung an der Wasserradwelle selbst vorgenommen werden, so wird zweckmäßig das zur Tourenumsetzung dienende Triebwerk abgeschaltet, anderenfalls müssen die Leerlaufverluste desselben berücksichtigt werden. Findet die Bremsung auf einer Vorgelegewelle statt, so sind die Lager- und Zahnreibungsverluste des Vorgeleges, sowie alle anderen eventuell auftretenden Verluste in ähnlicher Weise, wie im Abschnitt „Wasserturbinen“ ausgeführt, zu berechnen und zur Bremsleistung zu addieren.

Der Nutzeffekt ergibt sich als das Verhältnis der Nutzleistung  $N_e$  des Wasserrades zur absoluten Leistung  $N_a$  der Wasserkraft:

$$(8) \quad \dots \dots \eta = \frac{N_e}{N_a}.$$

Bezüglich der rechnerischen Ermittlung der Wirkungsgrade der Wasserräder aus den Arbeitsverlusten verweise ich auf das Buch „Henne, Die Wasserräder und Turbinen“. Zur generellen Kontrolle des experimentell gefundenen Wirkungsgrades für das Oberschlächtige Wasserrad möge die von Grashof, „Theoret. Maschinenlehre“, Bd. III, aufgestellte Formel

$$(9) \quad \eta = 0,8 + \frac{z}{80} = 0,018 c_1^2 - \frac{0,094 c_1^2 + 0,48}{z}$$

dienen; in dieser Formel bezeichnet  $c_1$  die Umfangsgeschwindigkeit des Wasserrades am äußeren Umfang bzw. die der Schaufeln und  $z$  das ganze verfügbare Gefälle vom Oberwasser- bis Unterwasserspiegel.

## Wasserturbinen.

### Kurze Besprechung der verschiedenen Wasserturbinentypen, hinsichtlich Wirkungsweise, Verwendbarkeit und Einteilung.

Die Wasserturbinen, im folgenden kurzweg Turbinen genannt, haben wie die Wasserräder die Aufgabe, das in einem natürlichen Wasserlauf vermöge seines Gefälles enthaltene Arbeitsvermögen durch Wirkung des Wassers auf geeignet geformte Schaufeln für mechanische Zwecke nutzbar zu machen. Hierbei wird immer eine rotierende Bewegung erzeugt. Eine scharfe Trennung von Turbine und Wasserrad durch allgemein gültige Begriffsfestlegung ist nicht gut möglich, da beide sehr viele Merkmale gemeinsam haben. Will man trotzdem die beiden Typen von Wassermotoren vergleichsweise charakterisieren, so muß man sich darauf beschränken, einige wesentliche Eigenschaften, in denen sich Turbine und Wasserrad unterscheiden, hervorzuheben. Man könnte dieselben dahin zusammenfassen:

Die Turbine hat meist einen voll ausgebildeten Leitapparat, durch welchen das Wasser den rotierenden Schaufeln, dem Laufrade, zugeführt wird; das Wasserrad besitzt einen solchen im allgemeinen nicht.

Die Bewegung des Wassers in der Turbine ist derart, daß dasselbe an einer anderen Stelle des Laufrades austritt, als es eingetreten ist, also den Schaufelraum durchströmt; beim Wasserrad dagegen erfolgt Ein- und Austritt des Wassers an der gleichen Stelle des Rades.

Ein dritter Unterschied besteht darin, daß das Wasser bei der Turbine im wesentlichen nicht durch die potentielle Energie (Gewicht) oder durch Stoß wie bei den Wasserrädern, sondern durch seine kinetische Energie (lebendige Kraft, Geschwindigkeit) — deren Abgabe allmählich erfolgt — Arbeit leistet. Die Wirkungsweise einer Turbine ist derart, daß das zuströmende Wasser nach Durchfallen eines gewissen Teiles vom Gesamtgefälle in den feststehenden Leitapparat gelangt, in welchem es die geeignete Richtung und eine Geschwindigkeit annimmt,

die der gesamten durchfallenen Höhe oder doch einem größeren Teile derselben entspricht.

Aus dem Leitapparate gelangt das Wasser in das Laufrad und trifft auf die Schaufeln desselben möglichst stoßfrei. Die letzteren sind von entgegengesetzter Krümmung wie diejenigen des Leitapparates; sie lenken die eintretende Wassermasse allmählich aus ihrer Richtung ab, wodurch ein Druck auf die Schaufeln ausgeübt wird. Nach Durchströmen der von den Schaufeln gebildeten Laufradkanäle tritt das Wasser mit kleiner absoluter Geschwindigkeit aus dem Laufrade aus.

Je nach der Größe der Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparat unterscheidet man zwischen Überdruck- (Reaktions-) und Druck- (Aktions-) turbinen. Ist die Ausflußgeschwindigkeit eine geringere, als dem Gefälle vom Oberwasserspiegel bis zur betreffenden Übergangsstelle entspricht, so wird die Turbine Überdruckturbine genannt. Das aus dem Leitrade in das Laufrad übertretende Wasser steht noch unter einem Überdruck (hydrostatischem Druck, innerer Pressung) gegenüber dem Raume außerhalb des Laufrades, da das Gefälle noch nicht völlig zur Erzeugung kinetischer Energie ausgenutzt ist. Vermöge dieses Überdruckes füllt das Wasser den Schaufelkanal im Laufrad ganz aus und ist befähigt, in demselben die relative Geschwindigkeit, mit der es das Laufrad durchströmt, noch zu vermehren. — Ist dagegen die Größe der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade die volle, dem betreffenden Gefälle entsprechende, so wird die Turbine Druckturbine genannt. Bei der Druckturbine füllt häufig das Wasser den Laufradkanal nicht völlig aus, sondern es bildet sich hinter dem arbeitenden Wasserstrahle ein Luftraum.

Dies sind die prinzipiellen Unterscheidungsmerkmale für Druck- und Überdruckturbinen. Daneben läßt sich noch eine Reihe von charakteristischen Eigenschaften der beiden Typen (hinsichtlich Konstruktion, Betrieb und Verwendbarkeit für verschiedene Wasserverhältnisse) als Folgerscheinungen der oben genannten wesentlichen Eigenschaften <sup>1)</sup> ableiten.

---

<sup>1)</sup> Die wichtigsten derselben stellt Rühlmann in seinem Werke „Allgemeine Maschinenlehre“, I. Band, zusammen; es sind dies die folgenden Eigenschaften:

#### Reaktionsturbinen.

1. Stöße beim Eintritt in das Laufrad sind hier weniger schädlich, weil der Eintritt mit kleinerer Geschwindigkeit als bei den Druckturbinen erfolgt.
2. Die Reaktionsräder haben einen rascheren Gang als die Druckturbinen.
3. Vom Winkel  $\beta$  (s. Fig. 28 a u. b) hängt beim Reaktionsrade die Geschwindigkeit bei Maximalleistung ab. Da nun dieser Winkel sehr verschieden angenommen werden kann, so läßt sich auch, innerhalb weiter Grenzen, die Umfangsgeschwindigkeit verschieden anordnen. Bei Druckturbinen ist eine solche Wahl ganz unmöglich, da hier immer  $\beta = 180 - 2\alpha$  sein muß (s. Fig. 29).
4. Reaktionsturbinen erhalten Schaufeln von viel schwächerer Krümmung, als dies bei der Druckturbine der Fall ist.

Der Leitapparat ist entweder als volles Leitrad ausgebildet, das sich über den ganzen Umfang des Laufrades erstreckt, oder er besteht nur aus einigen Kanälen, welche das Wasser über einen gewissen Bogen des Laufradumfanges zuführen. Im ersteren Falle ist — vorausgesetzt, daß nicht einzelne Kanäle behufs Regulierung abgedeckt sind — die Beaufschlagung „voll“, im zweiten Falle „partiell“.

Unter dem Gesichtspunkte der Anordnung von Leitrad und Laufrad unterscheidet man zwischen Axial- und Radialturbinen. Bei den Axialturbinen durchfließt das Wasser das Laufrad in der Hauptsache in axialer, bei den Radialturbinen in radialer Richtung; in letztem Falle kann das Leitrad innerhalb des Laufrades (innenschlächtige Radialturbine) oder außerhalb des Laufrades (außenschlächtige Radialturbine) liegen.

### Erklärungen und Buchstabenbezeichnungen für weitere theoretische Betrachtungen.

Da in den folgenden Ausführungen mehrfach theoretische Betrachtungen vorkommen, bei welchen für die aufzustellenden mathema-

5. Reaktionsturbinen eignen sich besonders für konstante Wassermengen und können dann, unter allen Umständen, noch vorteilhaft ins Unterwasser tauchen, so daß sie vom Stauwasser fast gar nicht beeinträchtigt werden.

6. Reaktionsturbinen geben einen etwas höheren Wirkungsgrad als Druckturbinen, da der geringeren Geschwindigkeit wegen die passiven Widerstände bei ersteren kleiner als bei letzteren sind.

Fig. 28.

a. Reaktionsturbine b.

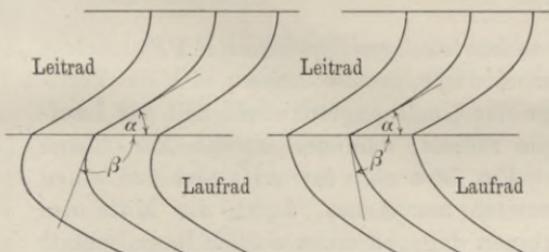
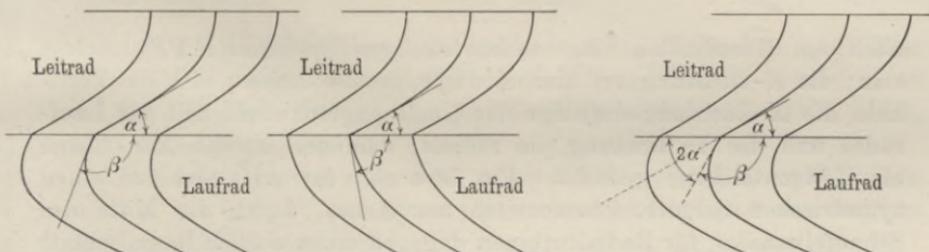


Fig. 29.

Aktionsturbine



#### Aktionsturbinen.

1. Bei veränderlichem Aufschlagswasserquantum sind die Druckturbinen viel besser als Reaktionsturbinen, wenn man bei letzteren nicht zu einer beweglichen Zwischenkrone greifen will, die übrigens nur bei Radialturbinen ausführbar ist.

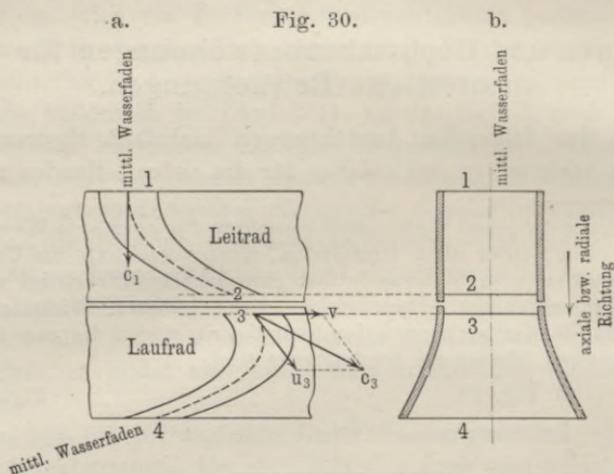
2. Bei partieller Beaufschlagung sind nur Druckturbinen zu empfehlen.

3. Bei hohem Gefälle haben die Druckturbinen verhältnismäßig einen langsameren Gang, was oft sehr wünschenswert ist.

4. Bei Reaktionsturbinen muß der freie Raum zwischen Leitkurvenapparat und Laufrad (der Spalt) sehr klein sein, wenn kein Wasserverlust eintreten soll.

tischen Beziehungen Buchstabenbezeichnungen eingeführt werden, so sei in dieser Hinsicht Nachstehendes vorausgeschickt.

Es wird vorwiegend mit Wassergeschwindigkeiten gerechnet werden. Dieselben variieren naturgemäß von Punkt zu Punkt innerhalb des Querschnittes eines Leit- bzw. Laufradkanales. Den Rechnungen sei die allerdings etwas willkürliche Anschauung zugrunde gelegt, daß für den ganzen Arbeitsvorgang das Verhalten eines „mittleren Wasserfadens“ in den Kanälen maßgebend sei<sup>1)</sup>; diese Bezeichnung wird speziell auf eine Linie angewandt, welche der geometrische Ort der Mittelpunkte aller Kanalschnitte ist, die bei Axialturbinen durch Ebenen normal zur Achse und bei Radialturbinen durch konzentrische Zylinderflächen um die Achse entstehen. Die Achsenrichtung sei hierbei als senkrecht vorausgesetzt. Die Geschwindigkeiten des mittleren Wasserfadens mögen



nach den Koordinaten eines rechtwinkligen Systems ( $XYZ$ ) zerlegt sein; die  $Z$ -Richtung sei hierbei diejenige der Achse, also die Vertikale, die  $X$ -Richtung diejenige der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades und die  $Y$ -Richtung die radiale; demnach ist die  $XY$ -Ebene als Horizontalebene gedacht. Fig. 30 a soll für Axialturbinen einen zylindrischen Schnitt, konzentrisch zur Achse, durch die Mitte des Schaufelkanales, für Radialturbinen dagegen einen ebenen Radialschnitt darstellen; Fig. 30 b sei in beiden Fällen ein Radialschnitt (nach der  $YZ$ -Ebene).

Als besonders wichtige Punkte auf dem Wasserwege seien die Eintritts- und Austrittspunkte des Leit- und Laufradkanales in ihrer natürlichen Reihenfolge mit 1, 2, 3 und 4 bezeichnet (s. Fig. 30 a und b); außerdem heiße der Unterwasserspiegel: Stelle 5.

<sup>1)</sup> Vgl. „Brauer, Turbinentheorie“; die hier eingeführten Buchstabenbezeichnungen entsprechen den von Prof. Brauer in dem zitierten Werke gebrauchten Bezeichnungen.

Diese Zahlen seien als Indices jeweils den in Frage kommenden Rechnungsgrößen, insbesondere den Geschwindigkeiten beige-  
 setzt, sofern damit die Lage des gerade untersuchten Punktes gekennzeichnet werden soll.

Es bezeichnen allgemein:

- $c$  die absolute Geschwindigkeit des Wassers in Meter/Sekunden;
- $u$  die relative Geschwindigkeit desselben gegenüber dem Laufrade in Meter/Sekunden;
- $c_x, c_y, c_z, u_x, u_y, u_z$  die Geschwindigkeitskomponenten nach den Richtungen  $x, y, z$ ;
- $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades in der Mitte des Kanales in Meter/Sekunden;
- $z$  die Höhe über einem beliebigen Horizonte in Meter.

### Verfügbare Leistung, Effektverluste und Wirkungsgrad (Nutzeffekt).

Das Wasser fließt im Obergraben mit der Geschwindigkeit  $c_0$ , enthält somit ein Arbeitsvermögen, welches einem Gefälle von  $\frac{c_0^2}{2g}$  entspricht; im Untergraben nimmt es die Geschwindigkeit  $c_u = c_3$  an, fließt also mit einem Arbeitsvermögen, entsprechend einem Gefälle von  $\frac{c_3^2}{2g}$ , ab. Da der Spiegelunterschied von Oberwasser und Unterwasser  $z = z_0 - z_5$  beträgt, so ergibt sich ein gesamtes nutzbares Gefälle von

$$(1) \dots \dots \dots z' = z + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2g}.$$

Das zweite Glied dieses Ausdruckes ist im allgemeinen gegenüber der Größe  $z$  gering, einmal weil die Geschwindigkeiten  $c_0$  und  $c_3$  an und für sich klein sind, sodann weil der Unterschied zwischen  $c_0$  und  $c_3$  meist unbedeutend ist.

[Ist beispielsweise  $z = 8$  m,  $c_0 = 0,3$  m/sec und  $c_3 = 0,4$  m/sec, so ist  $z' = 7,9964$ , was einen Unterschied gegenüber  $z$  von weniger als  $\frac{1}{2}$  pro Mille ausmacht.]

Je nach den vorliegenden Verhältnissen wird man daher häufig das zweite Glied der Gleichung (1) (s. oben) vernachlässigen.

Aufgabe der Konstruktion und Berechnung ist es, das gebotene Gefälle  $z'$  möglichst voll auszunutzen.

Mit Hilfe des Gefalles  $z'$  und des pro Sekunde zufließenden Wassers  $V$  cbm drückt sich die verfügbare Leistung in Pferdestärken aus als

$$(2) \dots \dots \dots \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}.$$

<sup>1)</sup> Vgl. die entsprechenden Ausführungen bei Wasserrädern, S. 26 u. 27.

Dieselbe kann naturgemäß nicht völlig nutzbar gemacht werden. Es treten vielmehr Effektverluste verschiedener Art ein. Diese lassen sich in drei Gruppen scheiden:

1. Hydraulische Effektverluste, welche in der Bewegung des Wassers durch die Turbine begründet sind,
2. Spaltverlust, d. h. Verlust an Wasser bei Übergang vom Leitrad in das Laufrad,
3. mechanische Verluste: Zapfenreibung, Luftwiderstand usw.

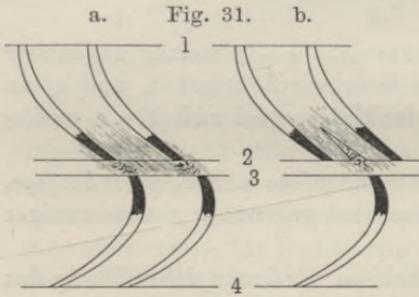
Dieselben sollen nachstehend in ihren Ursachen des näheren besprochen werden. Es ist naturgemäß bei Messung der Verluste bzw. des Wirkungsgrades einer Turbine im allgemeinen unmöglich, aber auch nicht erforderlich, die Einzelverluste zu ermitteln. In der Rechnung pflegt man den Einfluß der hydraulischen Effektverluste als Gefällsverluste darzustellen und diese von dem Gesamtgefälle  $z'$  (bzw.  $z$ ) in Abzug zu bringen.

## 1. Hydraulische (Gefälls-) Verluste.

### a) Verluste bis zum Austritt aus dem Leitrade.

Das Wasser, welches im Obergraben mit einer Geschwindigkeit  $c_0$  zufließt, ändert dieselbe im allgemeinen bei seinem Eintritt in die Turbinenkammer oder in die zur Turbinenkammer führende Rohrleitung. Da die Geschwindigkeitsänderung mehr oder weniger plötzlich erfolgt, so sind hierdurch Gefällsverluste bedingt, durch welche häufig die Wirkung der Geschwindigkeit  $c_0$  für die Turbine ganz verloren geht.

Zu weiteren Verlusten gibt die Reibung in der Leitung vom Oberwasserkanal bis zum Eintritt in die Turbine Veranlassung; sie ist abhängig von der Wassergeschwindigkeit in der betreffenden Leitung, der Länge und dem Querschnitt derselben. Für niedrige Gefälle, d. h. kurze Übergangsleitung kann der Einfluß der hier stattfindenden Verluste als verschwindend betrachtet werden.



Bei Eintritt in das Leitrad erfolgt eine plötzliche Querschnittsveränderung. Diese, sowie der Durchfluß durch die Leitradkanäle, welche dem Wasser eine große Benutzungsfläche bieten und dem Wasserstrom eine andere Bewegungsrichtung erteilen, bedingen eine Reibung der Flüssigkeitsteilchen unter sich und an den Kanalwandungen, so daß ein abermaliger Gefällsverlust die Folge ist.

Beim Verlassen des Leitrades wird infolge des plötzlichen Endigens der Schaufeln dem Wasser ein erweiterter Querschnitt geboten, es tritt

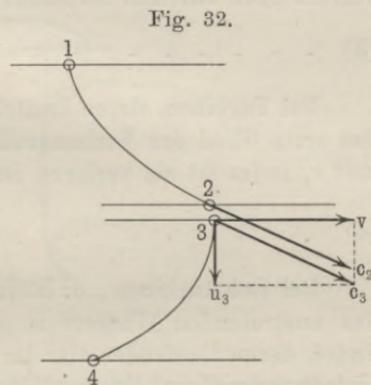
daher unter den Schaufeln eine Wirbelbewegung des Wassers ein (s. Fig. 31 a). Die vorüberbewegten Laufradschaufeln dagegen wirken auf Querschnittsverengung und hemmen den austretenden Strahl, es erfolgt ein Stoß gegen die Stirnfläche der Laufradschaufeln (s. Fig. 31 b). Diese beiden Vorgänge sind mit Energieverlusten verknüpft, die sich als Geschwindigkeits- bzw. Gefällsverlust äußern. Sie sind je nach Konstruktion variabel, und zwar hängt ihre Größe von der Breite und Formung der Schaufeln an den Kanten ab; schmiedeeiserne oder stählerne Schaufeln bieten naturgemäß in dieser Hinsicht dem Wasser weniger Widerstand als gußeiserne.

Der Gesamtverlust an Gefälle auf dem Wege vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus dem Leitrade möge in der folgenden Betrachtung mit  $gv_a$  bezeichnet sein.

### b) Verluste bei Eintritt in und Durchfluß durch das Laufrad.

Beim Eintritt in das Laufrad soll, wie überhaupt während des ganzen Durchflusses durch die Turbine, das Wasser keinen plötzlichen Richtungswechsel erfahren; ein solcher würde einen Stoß gegen die Schaufelwand und somit einen Verlust durch Flüssigkeitsreibung bedeuten. Dieser Fehler kann und muß im allgemeinen durch geeignete Wahl des Schaufelwinkels an der Eintrittsstelle in das Laufrad vermieden werden. Die Geschwindigkeit  $c_3$  des Wassers beim Eintritt in die Laufradzelle setzt sich nach Größe und Richtung aus der relativen mittleren Geschwindigkeit (relativen Geschwindigkeit des mittleren Wasserfadens)  $u_3$ , mit der das Wasser in die Laufradzelle tritt, und der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Laufrades, wie oben schon erwähnt, zusammen (s. Fig. 32). Die Linien 1, 2 und 3, 4 stellen den mittleren Wasserfaden, d. h. den mittleren Verlauf des Wassers innerhalb des Leit- bzw. Laufrades, dar.

Bedingung für den stoßfreien Eintritt bei 3 ist, daß die Austrittsgeschwindigkeit  $c_2$  aus dem Leitrade gleich  $c_3$  ist. Wie schon erwähnt, kann dieser Forderung bei richtiger Wahl der Schaufelwinkel genügt werden. Ist sie nicht vollkommen erfüllt, so liegt hierin eine erste Ursache für Effektverluste beim Eintritt in das Laufrad. Man darf jedoch den Verlust durch geringe Stoßwirkung nicht allzu hoch anschlagen, wie Versuche von Weisbach mit Knierohren erwiesen haben <sup>1)</sup>.



<sup>1)</sup> Siehe hierzu „Brauer, Turbinentheorie, Kap. III“.

Wie die Laufradschaufeln beim Vorüberziehen die Austrittsfläche des Leitradkanales verengen, so tritt das Analoge ein für den Eintrittsquerschnitt der Laufradzelle durch die Leitradschaufeln. Hierdurch ist für den in das Laufrad eintretenden Wasserstrahl eine plötzliche Querschnittserweiterung, also plötzliche Geschwindigkeitsverminderung, bedingt. Die Folge ist eine Störung im kontinuierlichen Verlaufe des Wasserstromes.

Auf dem Wege durch die Laufradkanäle gibt das Wasser einen Teil der ihm innewohnenden Energie zur Überwindung der Reibung ab.

Auch beim Eintritt und Austritt aus dem Laufrade richten sich die Verluste vor allem nach der Stärke der Schaufeln bzw. nach dem hierzu verwendeten Materiale (ob gußeiserne oder schmiedeeiserne Schaufeln).

Die Gefällsverluste unter b) seien durch  $gv_b$  ausgedrückt.

### c) Verluste beim Abfluß von der Turbine.

Hier sind verschiedene Fälle zu unterscheiden.

Läuft das Turbinenrad frei über dem Unterwasser, so wohnt dem austretenden Wasser noch eine Energie inne, die sich aus dem noch nicht ausgenutzten Gefälle ( $z_4 - z_5$ ) und der der Austrittsgeschwindigkeit  $c_4$  entsprechenden lebendigen Kraft zusammensetzt. Der Gefällsverlust nach Austritt ist somit

$$(3) \quad \dots \dots \dots \quad gv_c = (z_4 - z_5) + \frac{c_4^2}{2g}.$$

Bei Turbinen, deren Laufräder in das Unterwasser tauchen, kommt das erste Glied der Verlustgröße in Fortfall, die Austrittsgeschwindigkeit  $c_4$  indes ist als verloren zu betrachten. Es ist daher

$$(4) \quad \dots \dots \dots \quad gv_c = \frac{c_4^2}{2g}.$$

Bei Rohrturbinen, d. h. bei solchen, bei welchen die Überleitung des austretenden Wassers in das Unterwasser durch ein Rohr stattfindet, deren Laufräder also im allgemeinen noch beträchtlich über dem Unterwasserspiegel liegen, können sich die Verhältnisse noch günstiger gestalten (s. Fig. 33). Das Verlustglied  $\frac{c_4^2}{2g}$  fällt ebenfalls weg, wenn durch zweckmäßige Gestaltung des Laufrades und des Rohres die Geschwindigkeit  $c_4$  allmählich in diejenige des im Untergraben abfließenden Wassers, d. h. in  $c_5$ , übergeführt wird. Allerdings bleiben noch zwei kleine Verluste übrig, die von der plötzlichen Querschnittsänderung des aus dem Laufrade tretenden Strahles infolge Endigens der Schaufeln und der Reibung im Rohre herrühren.

Unter allen Umständen ist es wünschenswert, daß der Austritt des Wassers aus dem Laufrade möglichst in normaler Richtung zur Rad-

bewegung erfolge; denn nur dann kann die Geschwindigkeit  $c_4$  einen möglichst kleinen Wert annehmen und wird somit dem Wasser schon bis zur Stelle 4 des Wasserweges die lebendige Kraft zum größten Teile entzogen.

Aus dem Gefälle  $z'$  und den hydraulischen Verlusten läßt sich der hydraulische Wirkungsgrad ableiten. Derselbe ist definiert durch die Größe:

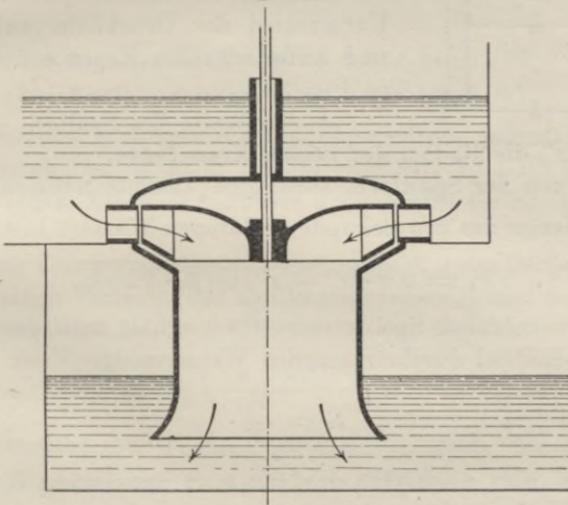
$$\eta_h = \frac{(z' - gv_a - gv_b - gv_c) V \cdot \gamma \cdot 1000}{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}$$

oder

$$(5) \quad \eta_h = \frac{z' - gv_a - gv_b - gv_c}{z'}$$

Die genaueren Untersuchungen der einzelnen Verlustgrößen  $gv_a$ ,  $gv_b$ ,  $gv_c$  bzw. ihre Ermittlung aus den Wassergeschwindigkeiten und den Konstruktionsverhältnissen <sup>1)</sup> hat mehr Interesse für den Konstrukteur und kann daher nicht Aufgabe vorliegender Abhandlung sein.

Fig. 33.



Einige Durchschnittswerte für obige Größen, die dem Werke „Henne, Wasserräder und Turbinen“ entnommen sind, seien hier angeführt:

Man kann setzen:

bei Druckturbinen . . .	{	$gv_a = 0,100 \cdot z'$ $gv_b = 0,040 \cdot z'$ $gv_c = 0,040 \cdot z'$
bei Überdruckturbinen	{	$gv_a = 0,065 \cdot z'$ $gv_b = 0,075 \cdot z'$ $gv_c = 0,040 \cdot z'$

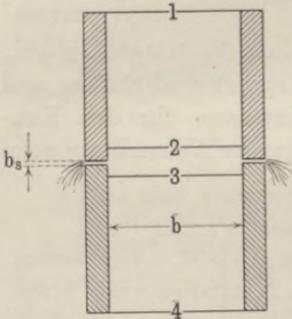
<sup>1)</sup> Näheres hierüber siehe in Spezialwerken, unter anderen „Henne, Wasserräder und Turbinen“, „E. Brauer, Turbinentheorie“.

Diesen Werten entspricht ein hydraulischer Wirkungsgrad von  $\eta_h = 0,82$  in beiden Fällen. Bei guten Ausführungen steigt  $\eta_h$  auf 0,86 und höher.

### 2. Spaltverluste.

Zwischen Laufrad und Leitrad entsteht eine Kranzfuge, die ein teilweises Entweichen des Wassers ermöglicht. Da dieser entweichende Teil des aus dem Leitrade austretenden Wassers im Laufrade nicht zur Arbeitsleistung gelangt, so stellt er einen Verlust dar.

Fig. 34.



Es leuchtet ohne weiteres ein, daß die Menge des Verlustwassers <sup>1)</sup> von dem an der Übergangsstelle 2—3 vom Leitrade und Laufrade herrschenden hydrostatischen Drucke des Wassers abhängt. Weiter ist die Größe des Spaltes und die Form desselben von Einfluß.

Ist  $h_s$  die Überdruckhöhe, d. h. der Unterschied der Druckhöhe auf der Innen- und Außenseite des Kranzes am Kranzspalt (s. Fig. 34),

$b_s$  die Weite des Spaltes,

$r'$  und  $r''$  die Radien der beiden Kranzfugen,

$\mu_s$  der von der Spaltform abhängige Ausflußkoeffizient,

so ist die Menge des pro Sekunde verlorenen Wassers in Cubikmetern:

$$(6) \quad V_s = 2\pi \cdot (r' + r'') b_s \cdot \mu_s \cdot \sqrt{2gh_s}.$$

Den prozentualen Spaltwasserungsverlust erhält man durch Vergleich mit der das Leitrad durchströmenden Wassermenge  $V$ ; er beträgt

$$(7) \quad E = \frac{V_s}{V}.$$

$\mu_s$  kann man nach Grashof zu 0,33 annehmen;  $b_s$  sollte nicht mehr als 3 bis 5 mm betragen.

Für Überdruckturbinen ist  $h_s$  im allgemeinen um so größer, je größer das Gefälle  $z$  ist. Das Verhältnis  $\frac{h_s}{z}$  nennt man das Überdruckverhältnis. Dasselbe wird selten größer als  $\frac{1}{2}$  gewählt.

Unter normalen Verhältnissen beträgt der prozentuale Spaltverlust bei Überdruckturbinen 3 bis 4 Proz., d. h.

$$E = 0,03 \text{ bis } 0,04.$$

Für Druckturbinen soll  $E = 0$  sein.

<sup>1)</sup> Siehe auch „Brauer, Turbinentheorie“.

In der Rechnung wird zweckmäßig der Spaltverlust durch einen Faktor  $\eta_s = 1 - E$  berücksichtigt.  $V \cdot \eta_s$  bedeutet alsdann die in das Laufrad gelangende Wassermenge.

### 3. Reibungsverluste.

Abgesehen von den schon unter 1. erwähnten hydraulischen Reibungsverlusten treten Reibungsverluste an den Lagern der Turbinenwelle, ferner als Luftreibung und für im Unterwasser laufende Turbinen als Widerstandsarbeit hierfür auf. Diese Verluste seien durch

$$(8) \quad \dots \quad v_r = \varrho \cdot \left( \frac{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}{75} \right) \text{ Pferdestärken}$$

ausgedrückt, wobei  $\frac{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}{75}$  das Gesamtarbeitsvermögen des Wassers in Pferdestärken darstellt.

Nach eingehenden Versuchen von Bernhard Lehmann (beschrieben in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“, 1879) ist für Leergang

bei Axialturbinen  $\varrho = 0,014$  bis  $0,034$ ,

bei Radialturbinen  $\varrho = 0,008$  bis  $0,017$ .

Für Belastung muß man die Reibungsverluste jedenfalls beträchtlich höher annehmen;  $\varrho$  kann im Durchschnitt zu  $0,03$  bis  $0,05$  angenommen werden, hat aber mitunter auch Werte bis zu  $0,10$ .

Nach dem Vorausgegangenen berechnet sich unter Berücksichtigung der hydraulischen Verluste, des Spaltwasserverlustes und der Reibungsverluste die nutzbare Leistung (Bremsleistung) der Turbine zu:

$$(9) \quad \dots \quad N_b = \eta_h \cdot \eta_s \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} - \varrho \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} \text{ PS.}$$

Der Nutzeffekt der Turbine ist das Verhältnis der Nutzleistung zur verfügbaren Leistung; es ergibt sich danach

$$(10) \quad \eta = \frac{\eta_h \cdot \eta_s \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} - \varrho \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}}{\frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}} = \eta_h \cdot \eta_s - \varrho.$$

### Verhalten einer Turbine bei variabler Belastung bezüglich Tourenzahl und Arbeitsleistung.

Zum leichteren Verständnis des Verhaltens einer Turbine im Betriebe möge nachstehende Betrachtung über das Verhalten einer Turbine bei variabler Belastung ohne Anwendung irgend welcher Regulierung

hier Platz finden. Es sei nachstehend unter hydraulischem Moment  $M$  das Kraftmoment verstanden, welches die gesamte arbeitende Wassermenge während des Durchflusses durch das Laufrad auf die Turbinenwelle ausübt. Die diesem Momente entsprechende Leistung in Pferdestärken heiße  $N$ , die hydraulische Arbeit von 1 kg Wasser in Meterkilogramm-Sekunden  $a$ ,

$M_b$  das Bremsmoment,

$N_e$  die Bremsleistung in PS,

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit des Laufrades in der Sekunde und

$V'$  das ins Laufrad, also auch tatsächlich zur Arbeit gelangende Wasser in Cubikmetern pro Sekunde.

Das hydraulische Moment ( $M$ ) unterscheidet sich vom Bremsmoment nur durch die mechanischen Reibungswiderstände, die unter  $q$  zusammengefaßt sind; dasselbe steht zu der hydraulischen Arbeit in folgender Beziehung

$$M \cdot \omega = 1000 \cdot V' \cdot \gamma \cdot a$$

oder

$$(11) \quad \dots \dots \dots M = 1000 \cdot V' \cdot \gamma \cdot \frac{a}{\omega}$$

Die hydraulische Arbeit „ $a$ “ drückt sich in folgender Weise durch die Geschwindigkeiten des Wassers und des Laufrades aus

$$(12a) \quad \dots \dots \dots a = \frac{1}{g} (v_3 \cdot c_{2x} - v_4 \cdot c_{4x})^1.$$

[Die Formel gilt allgemein für Axial- und Radialturbinen, für die ersteren ist  $v_3 = v_4$ , und die Formel nimmt daher die einfachere Gestalt an:

$$(12b) \quad \dots \dots \dots a = \frac{1}{g} \cdot v \cdot (c_{2x} - c_{4x}).]$$

Führt man in der Gleichung für „ $a$ “ die Beziehung

$$c_{4x} = v_4 + u_{4x},$$

welche sich an Hand der Fig. 30 und 35 a u. b leicht erkennen läßt, ein, so erhält man

$$(12c) \quad \dots \dots \dots a = \frac{1}{g} (v_3 \cdot c_{2x} - v_4^2 - v_4 \cdot u_{4x})$$

oder

$$(12d) \quad \dots \dots \dots a = \frac{1}{g} [\omega (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}) - \omega^2 \cdot r_4^2],$$

indem  $v_3 = \omega \cdot r_3$  und  $v_4 = \omega \cdot r_4$  ist.

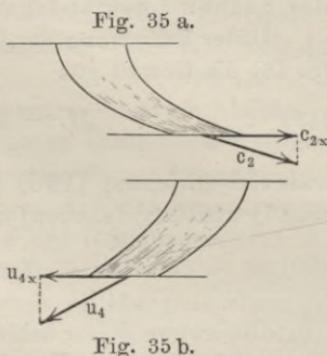
Gleichung (11) (s. oben) nimmt danach die Form an:

$$(13) \quad \dots \quad M = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x} - r_4^2 \cdot \omega).$$

<sup>1)</sup> Die Ableitung der Formeln liegt außer dem Rahmen des Buches, da sie zu sehr in das Gebiet der Turbinentheorie gehört; näheres s. „Brauer, Turbinentheorie“.

Ist die Wassermenge  $V$  konstant, so müssen auch  $c_{2x}$  und  $u_{4x}$  konstant sein, wie überhaupt die Geschwindigkeit  $c_2$  und  $u_4$  nach Größe und Richtung für eine gegebene Wassermenge konstante Werte haben, vorausgesetzt, daß der Wasserstrahl die Kanäle an den Stellen 2 und 4 vollständig ausfüllt<sup>1)</sup> (s. Fig. 35 a u. b). Gleichung (13) (S. 46) kann demnach dazu dienen, für konstante Wassermengen den Zusammenhang von dem hydraulischen Drehmomente  $M$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  des Laufrades darzustellen.

Zu diesem Behufe denken wir uns die Belastung der Turbine variabel. Wird, vom Stillstand beginnend, die Belastung, also auch  $M$ , allmählich verringert, so nimmt die Tourenzahl entsprechend zu. Sie erreicht einen maximalen Wert bei  $M = 0$ . (Praktisch wird naturgemäß diese Grenze nicht völlig erreicht, sondern  $M$  wird bei völliger Entlastung der Turbine immer noch einen Betrag haben, der zur Überwindung der passiven Widerstände erforderlich ist.) Bei dieser Belastungsänderung wird  $a = 0$  werden, für  $\omega = 0$  (Stillstand) und für  $M = 0$  (Leerlauf). Dazwischen muß ein Zustand liegen, bei welchem  $a$  ein Maximum ist.



Es sollen nun die Bezeichnungen eingeführt werden:

- für Stillstand  $M_0$ ;
- für den Zustand der maximalen Arbeitsleistung  $a_1, \omega_1, M_1$ ;
- für Leerlauf  $\omega_2, n_2$ .

Dann ist nach Gleichung (13) (S. 46)

$$(14) \quad \dots \quad M_0 = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x})$$

und

$$(15) \quad \dots \quad \omega_2 = \frac{1}{r_4^2} (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}).$$

Diese beiden Gleichungen lassen sich vereinigen zu einer neuen Gleichung:

$$(16) \quad \dots \quad M_0 = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot r_4^2 \cdot \omega_2,$$

welche das Moment bei Stillstand in Beziehung setzt zu der Geschwindigkeit bei Leerlauf.

Für den Maximalwert von  $a$  erhält man durch Differenzieren der Gleichung (15) (s. oben) nach  $\omega$  die Forderung

$$(17) \quad \dots \quad \omega_1 = \frac{1}{2 r_4^2} (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}).$$

<sup>1)</sup> Siehe „Brauer, Turbinentheorie“, Kap. VII.

Vergleicht man dies Ergebnis mit demjenigen in Gleichung (15) (S. 47), so ergibt sich

$$(18) \dots \dots \dots \omega_1 = \frac{1}{2} \omega_2,$$

d. h. die Geschwindigkeit bei maximaler Leistung ist gleich der halben Leerlaufgeschwindigkeit!

Unter Benutzung der Gleichung (14) (S. 47) nimmt Gleichung (13) (S. 46) die Gestalt an:

$$(19) \dots \dots \dots M = M_0 - \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot r_4^2 \cdot \omega,$$

während Gleichung (12 d) (S. 46) mit Benutzung von Gleichung (17) (S. 47) und (18) (s. oben) die Form erhält:

$$(20) \dots \dots \dots a = \frac{r_4^2}{g} [\omega_2 \cdot \omega - \omega^2].$$

Die erstere dieser beiden letzten Gleichungen (19) stellt eine Gerade dar, welche in einem Koordinatensystem aus  $\omega$  und  $M$  die Abszisse im Punkte  $\omega = \omega_2$  und die Ordinate in  $M = M_0$  schneidet (s. Fig. 36).

Fig. 36.

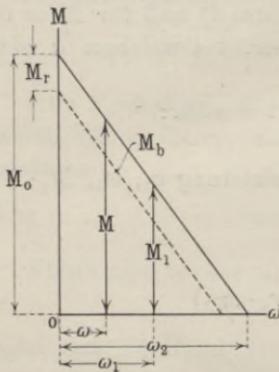


Fig. 37.

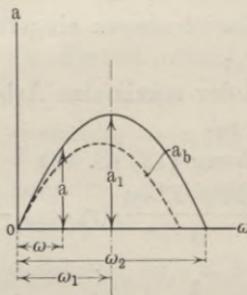
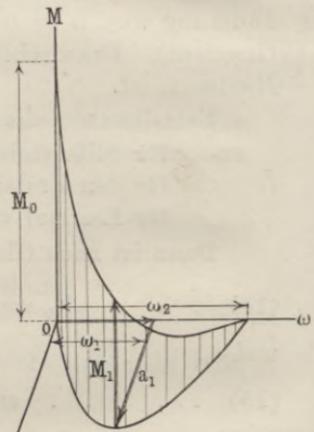


Fig. 38.



Die zweite Gleichung (20) stellt eine Parabel dar, welche in ein Koordinatensystem aus  $\omega$  und  $a$  durch den Nullpunkt des Systems und auf der Abszisse  $\omega$  durch den Punkt  $\omega = \omega_2$  geht, und deren Scheitelordinate, entsprechend der Gleichung (18) (s. oben)  $\omega_1 = \frac{1}{2} \omega_2$ , das Maximum der hydraulischen Arbeit

$$(21) \dots \dots \dots a_1 = \frac{r_4^2}{g} \cdot (\omega_1^2)$$

mißt (s. Fig. 37).

Zusammen stellen die Gleichungen (19) und (20) (s. oben) eine Raumkurve in einem Koordinatensystem aus  $\omega$ ,  $a$  und  $M$  dar, welche durch vorstehendes Bild in schiefer Projektion (Fig. 38) veranschaulicht wird. Sie ist der Schnitt einer Zylinderfläche — parallel zur  $M$ -Achse mit der

Parabel ( $\omega, a$ ) als Grundkurve — mit einer Ebene — parallel zur  $a$ -Achse durch die Gerade ( $M, \omega$ ) gelegt. —

Diese Raumkurve ordnet also für konstante, das Laufrad durchströmende Wassermengen jedem Werte der Geschwindigkeit eine bestimmte Größe der hydraulischen Arbeit und des hydraulischen Momentes zu. Sie gibt auch angenähert ein Bild des Zusammenhanges der Größen: Geschwindigkeit, Bremsleistung und Bremsmoment, wenn man sich des Unterschiedes der letzten beiden Größen — von der hydraulischen Arbeitsleistung und dem hydraulischen Momente — bewußt bleibt.

Will man aus dem Zusammenhange dieser theoretischen Größen auf denjenigen der praktischen Größen: Bremsleistung, Bremsmoment und Tourenzahl schließen, so ist zu beachten, daß das Bremsmoment  $M_b$  sich vom hydraulischen Momente  $M$  um das Reibungsmoment  $M_r$ , welches als konstant zu betrachten ist, unterscheidet, d. h.  $M_b = M - M_r$  ist; weiter, daß infolgedessen die Bremsarbeit  $a_b$  ebenfalls einen geringeren Wert als die Größe  $a$  hat. Das Bremsmoment kann daher dargestellt werden durch eine zur  $M$ -Kurve parallele Gerade [siehe punktierte Linie in der  $(\omega M)$ -Projektion], die Bremsarbeit durch eine parabelartige Kurve [punktierte Kurve in der  $(\omega a)$ -Projektion], welche um ein der Geschwindigkeit proportionales Stück tiefer liegt wie die  $a$ -Kurve.

### Die normale Verwendung einer Turbine.

Ändert sich die einer Turbine zugeführte Wassermenge, so ist dieselbe im allgemeinen mit einer gleichzeitigen Änderung des Gefälles, der Tourenzahl, des Drehmomentes und der Leistung verbunden.

Eine möglichst zweckmäßige Variation dieser Größen tritt dann ein, wenn sich die Tourenzahl  $n$  der Turbine in demselben Verhältnisse wie die Wassermenge ändert. Bei einer solchen Variation ändern sich sämtliche Geschwindigkeiten  $c$ ,  $u$  und  $v$  in gleichem Verhältnisse. Erfolgt für die normale Wassermenge  $V$  der Eintritt des Wassers in das Laufrad stoßfrei und der Austritt aus demselben normal zum Austrittsquerschnitt, so bleiben diese Eigenschaften bei der soeben gekennzeichneten Variation erhalten; ebenso ändert sich der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine nicht.

Brauer<sup>1)</sup> bezeichnet eine derartige Betriebsänderung bei veränderlicher Wassermenge als eine isogone Variation, da die Winkel der — aus den Geschwindigkeiten gebildeten — sogenannten Geschwindigkeitsrisse sich hierbei gleich bleiben. Ihr Hauptmerkmal ist die Proportionalität von  $V$  und  $n$  und die Konstanz sämtlicher Geschwindigkeitsverhältnisse. Die Verwendung der Turbine bei isogoner Variation heiße die normale Verwendung.

<sup>1)</sup> Die vorliegende Betrachtungsweise ist der Brauerschen „Turbinentheorie“ entlehnt.

Für dieselbe lassen sich nachstehende Folgerungen bezüglich Wassermenge, Gefälle, Tourenzahl, Drehmoment und Leistung ableiten.

Dem gesamten Spiegelgefälle  $z = z_0 - z_3$  entspricht eine ideale Geschwindigkeit  $c_i$  nach der Beziehung

$$(22) \dots \dots \dots c_i = \sqrt{2 \cdot g \cdot z}.$$

Auch auf diese ideale Geschwindigkeit  $c_i$  erstreckt sich das oben Gesagte bezüglich der Geschwindigkeitsverhältnisse bei isogoner Variation.

Für einen beliebigen Querschnitt  $F$  des Laufrades ist die Wassermenge

$$(23) \dots \dots V = F \cdot c_z = F \cdot \frac{c_z}{c_i} \cdot c_i = F \cdot \frac{c_z}{c_i} \sqrt{2 g z}.$$

Da die Geschwindigkeitsverhältnisse konstant bleiben, so kann man also setzen:

$$(24) \dots \dots \dots V = C \cdot \sqrt{z},$$

worin  $C$  eine beliebige Konstante bedeutet, deren Größe unwesentlich ist und in verschiedenem Sinne gebraucht werden kann.

Die Tourenzahl  $n$  pro Minute drückt sich aus durch:

$$(25) \dots \dots n = \frac{60}{2 \pi r} \cdot v = \frac{60}{2 \pi r} \cdot \frac{v}{c_i} \cdot \sqrt{2 g z}.$$

Daher:

$$(26) \dots \dots \dots n = C \cdot \sqrt{z}.$$

$C$  stellt hier — wie auch in den folgenden Gleichungen — naturgemäß eine andere Konstante als in obiger Gleichung für  $V$  dar.

Weiter kann die hydraulische Arbeit in Pferdestärken durch:

$$(27a) \dots \dots N = \frac{1000 \cdot V \cdot z \cdot \gamma}{75} \cdot \eta_h$$

ausgedrückt werden; d. h. durch

$$(27b) \dots \dots N = C \cdot z \cdot \frac{1}{2} z = C \cdot z^{\frac{3}{2}}.$$

Für das hydraulische Moment  $M$  gilt

$$(28a) \dots \dots M = 716,2 \frac{N}{n} = C \cdot \frac{z^{\frac{3}{2}}}{\frac{1}{z^{\frac{1}{2}}}}$$

oder

$$(28b) \dots \dots M = C \cdot z.$$

Diese Formeln lassen sich in die Gleichung

$$(29) \dots \dots N^2 : z^3 : N^3 : V^6 : n^6 = C$$

zusammenfassen.

Diese Beziehung ermöglicht für den Fall, daß die normalen Wasserverhältnisse bei einer Turbinenuntersuchung, z. B. einer Bremsung, nicht herrschen, sämtliche in Gleichung (29) vorkommenden Größen auf normale Verhältnisse (Wassermenge oder Gefälle) umzurechnen.

## Messungen an Wasserturbinen.

(Ermittlung von Leistung und Nutzeffekt.)

Die zur Ermittlung der Leistung und des Nutzeffektes einer Turbinenanlage erforderlichen Messungen erstrecken sich auf folgende Punkte:

1. Messung der zugeführten Energie. Dieselbe setzt sich zusammen aus einer Wasser- und einer Gefällsmessung.

2. Bestimmung der nutzbaren Leistung (Bremsleistung).

Aus den Messungen sub 1. und 2. ergibt sich der Nutzeffekt der Turbinenanlage als Quotient beider Messungsergebnisse  $\left(\frac{2.}{1.}\right)$ .

In der Hauptsache sind in diesem Kapitel nur die Bremsversuche zu besprechen, da die Messungen sub 1. in besonderen Kapiteln (S. 3 bis 20) schon behandelt sind.

Zur Bestimmung der Nutzleistung bzw. des Nutzeffektes einer Turbine kann naturgemäß auch eine indirekte Methode verwandt werden. Dient nämlich die Turbine zum Betriebe elektrischer Maschinen, deren Wirkungsgrade bekannt sind, so genügt es in vielen Fällen, die Nutzleistung der Turbine aus der elektrischen Nutzleistung unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Dynamos zu berechnen. Jedenfalls ist diese Methode bedeutend einfacher als die Bremsung einer Turbine, und man wird vielfach ein genügendes Urteil über die Leistungsfähigkeit der Anlage gewinnen. Analog wird die Methode häufig bei Prüfung in elektrischen Zentralen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb angewandt<sup>1)</sup>. Jedoch haftet naturgemäß der indirekten Methode der Mangel größerer Unsicherheit und größerer Ungenauigkeit gegenüber der direkten Bremsung an. Die größere Unsicherheit in den Resultaten ist für direkte Kuppelung in der Schwierigkeit begründet, die der Turbine und der Dynamo gemeinsamen Reibungsverluste sinngemäß und gerecht als Anteile der Turbine einerseits und der Dynamo andererseits zu trennen, bei Riemenübertragung und anderen Übersetzungsarten in der Schwierigkeit, die durch die Transmission bedingten Verluste entsprechend zu berücksichtigen.

Eine größere Ungenauigkeit bringt weiterhin der Umstand in die Meßresultate, daß der Wirkungsgrad der Dynamos, welcher seinerseits

<sup>1)</sup> Vergleiche hierzu die betreffenden Ausführungen des Verfassers in „Prüfungen in elektrischen Zentralstationen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb“.

nur bis zu einem gewissen Grade Anspruch auf Zuverlässigkeit machen darf, als Faktor in der Berechnung des Nutzeffektes der Turbine auftritt.

Handelt es sich demnach darum, möglichst genaue Meßresultate (selbst mit Aufwand von mehr Mühe und Zeit bei Durchführung der Versuche) zu erzielen, so muß unbedingt die mechanische Leistung der Turbine durch direkte Bremsung ermittelt werden.

Über Bremsversuche findet sich das Wesentlichste in dem vor kurzem erschienenen Buche des Verfassers „Prüfungen in Zentralen usw.“. Doch möge an dieser Stelle noch des Näheren auf Bremsungen speziell an Turbinen eingegangen werden.

Zunächst sei darauf hingewiesen, daß hinsichtlich der Nutzeffektbestimmung der Turbinen wohl nie die gleiche Vollkommenheit erreicht werden wird wie bei derjenigen von anderen Betriebsmotoren, insbesondere der Dampf- und Gasmaschinen. Der Grund hierfür liegt in der Ungenauigkeit, mit der die Wassermessung selbst bei Anwendung der besten Meßmethoden behaftet ist. Bei Wassermessungen, wie sie durchschnittlich ausgeführt werden, sind nach Wilh. Müller <sup>1)</sup> Fehler bis zu 5 Proz. sehr leicht möglich.

Was die Bremsung selbst betrifft, so ist es wünschenswert, dieselbe direkt an der Turbinenwelle vorzunehmen. Hierbei wird in der Regel das konische Rad abgenommen und an Stelle dieses die Bremsscheibe aufgesetzt. Es ist dabei von Vorteil, daß sämtliche Transmissionsteile, welche nicht eigentlich zur Turbine gehören, von derselben abgetrennt sind und nicht etwa leer mitlaufen. Leider ist die genannte Anordnung bei Turbinen mit vertikaler Achse der örtlichen Verhältnisse wegen in den meisten Fällen unthunlich. Es muß daher die Bremsscheibe auf die Vorgelegewelle aufgesetzt werden, welche durch konische Zahnräder die Arbeit von der Turbinenwelle empfängt.

In diesem Falle müssen sämtliche durch die Transmission entstehenden zusätzlichen Verluste, die durch Rechnung unter Annahme gewisser Reibungskoeffizienten zu ermitteln sind, der gemessenen Turbinenleistung gutgeschrieben werden.

Die gesamte Turbinenleistung  $N_t$  in Pferdestärken setzt sich im allgemeinen bei einer Versuchsanordnung, wie durch die Skizze Fig. 40, S. 55 dargestellt, zusammen aus:

1. Der an der Bremse gefundenen Leistung  $N_1$ ;
2. der Reibungsarbeit  $N_2$ , welche durch das Eigengewicht der Vorgelegewelle, der Zahnräder, des Schwungrades und der Bremsscheibe verbraucht wird;
3. der Zahnreibungsarbeit  $N_3$ ;

---

<sup>1)</sup> Die Francis-Turbine und die Entwicklung des modernen Turbinenbaues.

4. der Reibungsarbeit  $N_4$ , welche durch den Zahndruck in den Lagern der Vorgelegewelle und im Halslager der Turbinenwelle bedingt ist;
5. der Luftreibungsarbeit  $N_5$  des Schwungrades.

Dies sind die hauptsächlichsten zusätzlichen Verluste, und man wird meist genügend genau rechnen, wenn man diese in die Rechnung einführt. Die Nutzleistung der Turbine ist alsdann

$$(30) \quad N_t = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5.$$

Die Ermittlung der einzelnen Werte  $N$  kann sich je nach den lokalen Verhältnissen, d. h. je nach Disposition der Turbinenanlage verschieden gestalten, so daß verschiedene Berechnungsmethoden notwendig sind.

Es seien im nachfolgenden die verschiedenen Werte für  $N$  näher erläutert und ermittelt:

ad 1. Bedeutet  $l$  die Länge des Bremshebels, wie sich aus Fig. 42 ergibt, ferner  $G$  die zur Herstellung des Gleichgewichtes bei der Bremsung erforderliche Belastung unter Berücksichtigung des Bremshebelgewichtes und  $n$  die minutliche Umdrehungszahl der gebremsten Welle, dann besteht die bekannte Relation (siehe auch des Verfassers Buch „Prüfungen in elektrischen Zentralen usw.“)

$$(31) \quad N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n \cdot \pi}{30 \cdot 75} = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n \text{ PS.}$$

Bei bekannter Länge des Bremshebels kann  $N_1$  als Funktion der variablen Größen  $G$  und  $n$  ausgedrückt werden.

ad 2. Die Reibungsarbeit  $N_2$  wird ermittelt aus den Gewichten der Vorgelegewelle  $g_1$ , der Bremscheibe  $g_2$ , des konischen Triebes  $g_3$  und des Schwungrades  $g_4$ , d. i. ein Gesamtgewicht  $g_s = g_1 + g_2 + g_3 + g_4$ , und den Durchmessern der in Frage kommenden Lagerzapfen der Vorgelegewelle, sowie dem Zapfenreibungskoeffizienten „ $\mu$ “. — Sind die Durchmesser der Lagerzapfen nicht sehr verschieden voneinander, so kann mit einem mittleren Durchmesser  $D_m$  gerechnet werden. Die Reibungsarbeit  $N_2$  bestimmt sich dann nach der Gleichung:

$$(32) \quad N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

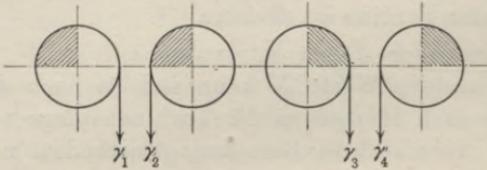
Der Zapfenreibungskoeffizient ist variabel, je nach der Beschaffenheit der Lager. Er kann z. B. für Ringschmierlager mit beweglichen Schalen zu etwa  $\frac{1}{40}$  angenommen werden.

Für gut eingeschliffene Stahlzapfen in Bronzelagern ist nach des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“  $\mu = 0,003$  bis  $0,03$  je nach der Güte der Schmierung.

Die obige angenäherte Formel ist für die Praxis meist genügend genau. Eine ganz präzise Rechnung würde verlangen, daß die Lagerdrücke einzeln berechnet und die jeweilige Reibungsarbeit danach ermittelt würde.

Die Reibungsarbeit  $N_2$  der Vorgelegewelle kann auch experimentell in folgender Weise <sup>1)</sup> bestimmt werden. Man schlingt bei ausgehobenem Turbinenkammmrad und nach Entfernung des Bremshebels um die Bremsscheibe eine Schnur und hängt soviel Gewichte an dieselbe, daß die Welle sich nach Ingangsetzung unter der Wirkung der Gewichte gleichförmig weiter dreht.

Fig. 39.



Um den Einfluß des Schwerpunktes der sich drehenden Teile in verschiedenen Stellungen auszugleichen, wird der Versuch in verschiedenen Winkelstellungen der

Scheibe ausgeführt, etwa in der Weise, wie Fig. 39 veranschaulicht.

Es seien  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  und  $\gamma_4$  die verschieden ermittelten Gewichtswerte. Der Mittelwert sei  $\gamma$ . Ist ferner  $h$  der Halbmesser der Scheibe, so ist das Moment der Reibungskräfte  $\gamma \cdot h$  und die Reibungsarbeit

$$(33) \dots \dots \dots N_2 = \frac{\gamma \cdot h \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Diese Methode der Berechnung von  $N_2$  liefert übrigens leicht zu große Werte, da die Umdrehungsgeschwindigkeit beim obigen Versuche geringer ist als im Betriebe, und in ersterem Falle die Reibungswiderstände in den Lagern etwas größer sind.

ad 3. Die Zahnreibungsarbeit  $N_3$  wird aus den konstruktiven Daten der Zahnräder und der durch die Zahnräder zu übertragenden Leistung ermittelt. Die letztere setzt sich aus den Arbeiten unter 1. und 2. zusammen, d. h. sie ist gleich  $N_1 + N_2$ .

Es gilt

$$(34a) \dots \dots \dots N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) \text{ PS,}$$

worin  $\mu_1$  den Reibungskoeffizienten (im Mittel = 0,16 für gußeiserne Räder) und  $x$  einen Koeffizienten bedeutet, der die Dimension der Räder berücksichtigt <sup>2)</sup>. Diese Formel leitet sich aus einer analog gebildeten Formel für die Reibungsarbeit  $R$  (am Umfang der Räder gemessen) ab; ist die Umfangskraft  $T$ , so besteht die Beziehung:

$$(35) \dots \dots \dots R = \mu_1 \cdot x \cdot T \text{ PS.}$$

<sup>1)</sup> Siehe auch Pfarr, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1892, S. 798.

<sup>2)</sup>  $x$  hat für Kegelhäder den Wert:

$$(34b) \dots \dots x = \sqrt{\left(\frac{1}{z_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{z_2}\right)^2 + \frac{2 \cos \varepsilon}{z_1 \cdot z_2}} \cdot \pi \cdot \frac{\left(\frac{l_1}{t}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{t}\right)^2}{\frac{l_1}{t} + \frac{l_2}{t}}.$$

Hierbei bezeichnen:  $z_1$  und  $z_2$  die Zähnezahlen der Räder,  $t$  die Teilung,  $l_1$  und  $l_2$  die vor und hinter der Zentralen liegenden Eingriffsbögen,  $\varepsilon$  den

Eine einfache Überlegung lehrt, daß sich die Kräfte  $R$  und  $T$  zueinander verhalten müssen wie die Arbeiten  $N_3$  und  $(N_1 + N_2)$ , womit die Berechtigung der Gleichung für  $N_3$  erwiesen ist.

ad 4. Die Reibungsarbeit  $N_4$  folgt aus dem Zahndruck  $p$ . Diesen erhält man aus  $N_1, N_2$  und  $N_3$ , dem Durchmesser  $d_1$  des kleinen Zahnrades und der Umdrehungszahl desselben; es besteht die Beziehung

$$(36) \quad N_1 + N_2 + N_3 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n \cdot p}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

$N_4$  setzt sich aus folgenden zwei Teilen zusammen:

a) Die Reibungsarbeit in den Lagern 1 und 2 der Vorgelegewelle beträgt, bei Annahme eines mittleren Zapfendurchmessers  $D_{1.2}$  (siehe auch unter 2.),

$$(37a) \quad \frac{D_{1.2} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot p \cdot \mu \text{ PS.}$$

b) Die Reibungsarbeit im Turbinenhalslager beträgt, wenn  $D_4$  den Zapfen desselben und  $n'$  die Umdrehungszahl der Turbinenwelle bedeutet:

$$(37b) \quad \frac{D_4 \cdot \pi \cdot n'}{60 \cdot 75} \cdot p \cdot \mu \text{ PS.}$$

Somit ist:

$$(38a) \quad N_4 = \frac{\pi \cdot p \cdot \mu}{60 \cdot 75} (n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4) \text{ PS.}$$

Aus den Gleichungen (36) und (38a) ergibt sich für  $N_4$ :

$$(38b) \quad N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{(n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4)}{d_1 \cdot n} \text{ PS.}$$

Winkel, welchen die Achsen der Räder miteinander einschließen. Zur Schätzung der Größen  $\frac{l}{t}$  können folgende Tabellen dienen, in welchen  $l_1$  und  $l_2$  als Funktion der Zähnezahlen erscheinen.

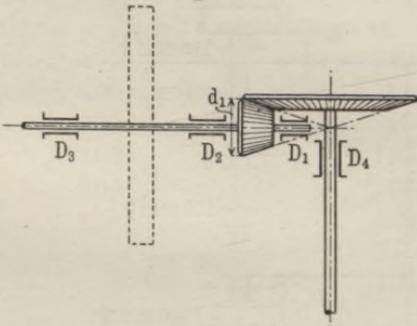
Evolverten-Verzahnung.

$z$	20	25	30	40	50	60	$\infty$
$\frac{l}{t}$	0,84	0,90	0,92	0,97	0,99	1,02	1,24

Cykloiden-Verzahnung.

$z$	7	10	15	20	30	40	50	$\infty$
$\frac{l}{t}$	0,58	0,60	0,64	0,66	0,68	0,69	0,71	0,75

Fig. 40.



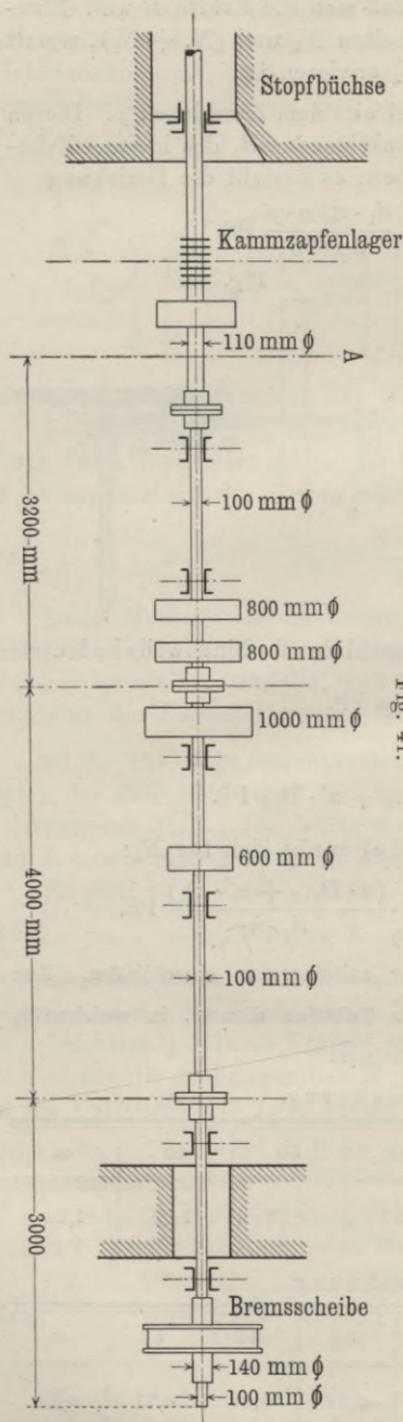


Fig. 41.

ad 5. Die Luftreibungsarbeit, hauptsächlich durch das Schwungrad verursacht, kann, wenn sie überhaupt berücksichtigt wird, nur schätzungsweise bestimmt werden; zur genauen Berechnung fehlt eine zuverlässige Methode.

Die vorstehende Verlustberechnung sub 1. bis 5. ist nicht in allen Fällen anwendbar und ändert sich je nach der Disposition der Turbinenanlage. Bei Turbinen mit horizontaler Achse, bei welchen häufig die Bremsung direkt an der Hauptwelle erfolgen kann, gestaltet sich die Rechnung, wie im folgenden praktischen Beispiele näher erläutert ist.

Die Turbine mit horizontaler Achse ist mit der Haupttransmission direkt gekuppelt. Die Anordnung möge der Skizze Fig. 41 entsprechen. Die Bremsscheibe ist am rechten Ende der Transmissionswelle angebracht. Die Reibung im Kammzapfenlager und der Stopfbüchse wird der Turbine nicht zu gute gerechnet, da dieselben als wesentliche Bestandteile der Turbine anzusehen sind. Es ist daher nur die Reibungsarbeit des Wellenstranges rechts von A zu ermitteln.

Aus der Skizze geht hervor, daß sämtliche Lagerbohrungen gleich und die Reibungskräfte nur durch Gewichtsbelastungen bedingt sind. Die Rechnung ist daher die folgende.

Es sei  $G_r$  das Gesamtgewicht des Wellenstranges samt den Riemenscheiben, Kuppelungen, der Bremsscheibe und Zubehör,  $P$  die Wagschalenbelastung des Bremshebels,  $D$  der Zapfendurchmesser der Lager in Meter,  $\mu$  der Lagerreibungs-

koeffizient und  $n$  die Tourenzahl der Welle; alsdann ist die Reibungsarbeit in den Transmissionslagern

$$(39) \quad \dots \quad N_r = \frac{(G_r + P) \cdot D \cdot \pi \cdot n \cdot \mu}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Das Gewicht  $G_r$  möge sich zusammensetzen aus:

1 Scheibenkuppelung 110 mm Bohrung . . . . .	120 kg
2 desgleichen 100 " " . . . . .	180 "
1 Welle 100 mm Durchmesser, 3200 mm lang . . . . .	195 "
1 " 100 " " 4000 " " . . . . .	244 "
1 " 100 " " 3000 " " , mit Verstärkung 140 mm Durchmesser . . . . .	220 "
1 Riemenscheibe 800 mm Durchmesser, 200 mm breit . . . . .	90 "
1 " 800 " " 200 " " . . . . .	90 "
1 " 1000 " " 300 " " . . . . .	186 "
1 " 600 " " 200 " " . . . . .	66 "
Bremsscheibe . . . . .	895 "
Bremshebel mit Wagschale . . . . .	240 "

$$G_r = 2526 \text{ kg}$$

Bei Annahme eines  $\mu = 0,075$  wird mit Einsetzung des Wertes  $G_r = 2526$  und des Zapfendurchmessers  $D = 0,1$  der Reibungsverlust

$$N_r = \frac{(2526 + P) \cdot 0,100 \cdot \pi \cdot n \cdot 0,075}{60 \cdot 75} = (2526 + P) n \cdot 0,00000524 \text{ PS.}$$

Für eine Wagschalenbelastung  $P = 14 \text{ kg}$  und eine Tourenzahl  $n = 180$  wird z. B. im vorliegenden Falle

$$N_r = 2540 \cdot 180 \cdot 0,00000524 = 2,4 \text{ PS.}$$

Die Bremsung erfolgt durch einen Prony'schen Zaum von möglichst kräftiger Konstruktion, damit Vibrationen des Apparates nicht eintreten.

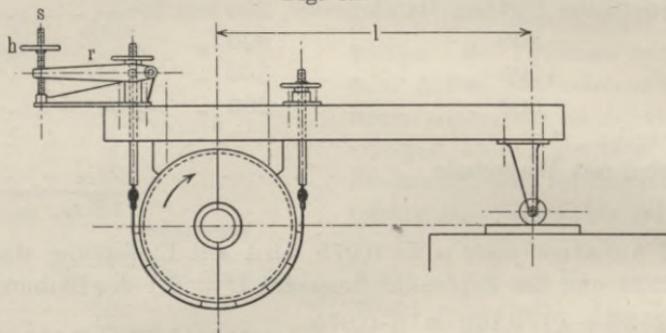
Die äußere Gegenkraft am Bremshebel wird häufig dadurch erzeugt, daß sich der Bremshebel auf eine Dezimalwage stützt, welche nach Erfordernis belastet wird. Eine derartige Einrichtung ist durch Fig. 42, S. 58 dargestellt.

Der Bremshebel drückt durch Vermittelung einer leicht beweglichen Rolle auf den Tisch der Wage; die Unterstützungsfläche liegt genau in der Höhe der Achse, so daß eine Veränderung der Bremshebellänge bei den Schwankungen der Bremse auf ein Minimum reduziert wird. Durch eine Reguliervorrichtung  $r$  mit Schraube  $s$  und Handrad  $h$  ist man imstande eine sehr feine Regulierung der Reibungs- und Bremskraft zu bewirken, ohne daß das Gleichgewicht der Bremse durch den Eingriff von Hand empfindlich gestört wird.

Wilh. Müller empfiehlt in seinem oben zitierten Werke mehr eine Belastung des Bremsehels durch Anhängen von Gewichten, da mit der Dezimalwage weniger zuverlässig gearbeitet werden könne.

Die Tourenzahl wird zweckmäßig durch einen fortlaufend registrierenden Tourenzähler gemessen, da die Anwendung von Handtoursen-zählern leicht momentane Störungen des Gleichgewichtszustandes der Bremse herbeiführen und auch an sich die Messungen mit denselben nicht so zuverlässig sind, als wenn durch einen selbsttätigen Umdrehungs-zähler die Touren über die ganze Dauer des Versuches gemessen werden. Außerdem ist es sehr zu empfehlen, durch ein Tachometer, welches ständig eingerückt ist, die Stetigkeit der Tourenzahl zu kontrollieren. Je konstanter die Tourenzahl während der Versuchsdauer war, desto sicherer sind die Resultate, die ja aus den Mittelwerten sämtlicher Beobachtungen berechnet werden.

Fig. 42.



Sämtliche Messungen: Bremsung, Wassermessung und Pegel-(Gefälls-)beobachtung, müssen im gleichen Versuchszeitraume vorgenommen werden. Hierbei können allerdings im allgemeinen nicht so viele Wassermessungen wie Bremsmessungen vorgenommen werden. Ist beispielsweise die Beobachtungsdauer für eine Messungsreihe im ganzen eine Stunde, so können Tourenzahl, Bremsbelastung und Pegelstand alle 2 bis 5 Minuten notiert werden, während in der gleichen Zeit die mittlere Wassergeschwindigkeit in dem Oberkanal von bekanntem Profile und somit die Wassermenge, die sekundlich der Turbine zufließt, nur einmal festgestellt wird.

Je nach Übereinkunft bzw. den im voraus vertraglich festgelegten Abnahmebedingungen ist eine Gesamtmessung der vorbeschriebenen Art für verschiedene Belastungswerte der Turbine wie auch für verschiedene Beaufschlagungen vorzunehmen.

Die verhältnismäßig große Unsicherheit in den Messungen bei Turbinenbremsungen läßt es zweckmäßig erscheinen, daß auch über die Ausführung der Messungen gewisse Bestimmungen von vornherein vertraglich vereinbart werden. Beispielsweise gebe ich hier im Auszuge<sup>1)</sup> eine Zusammenstellung solcher Versuchsbedingungen für eine seinerzeit ausgeführte Turbinenanlage:

<sup>1)</sup> Siehe Aufsatz von A. Pfarr, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1892, S. 797.

„Die Leistung der Turbine wird durch Bremsung an der Vorgelegewelle ermittelt, und da die vorhandene Arbeit in Beziehung auf die stehende Welle zu bestimmen ist, muß der durch den Betrieb der Vorgelegewelle bedingte Arbeitsaufwand der Turbine gutgeschrieben werden.

Für die im Oberwassergerinne vorzunehmenden Wassermessungen wird der im Besitze der Unternehmerin befindliche Woltmann'sche Flügel, mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Flügelumdrehungen, verwandt.

Das Gefälle wird an Pegeln gemessen, welche im Stromstrich des Ober- und Unterkanales in unmittelbarer Nähe des Turbinenhauses angebracht werden. Als Gefälle ist der Höhenunterschied beider Wasserspiegel zu betrachten.

Die Länge des Bremshebels ist zu Anfang und zu Ende der Bremsung zu ermitteln, der mittlere Wert ist für die Berechnung maßgebend. Durch sein Eigengewicht übt der Bremshebel einen Druck auf die Wage aus, welcher ebenfalls vor und nach der Bremsung zu ermitteln und entsprechend zu berücksichtigen ist. usw.“

Sollen die Versuche nicht allzu eingehend sein, so wird man sich darauf beschränken, die Bremsung für verschiedene — etwa drei — Beaufschlagungsgrade bei einer Tourenzahl, die ungefähr gleich der normalen Umdrehungszahl ist, vorzunehmen. Die letztere kann durch geeignete Regulierung des Bremsgewichtes eingestellt werden.

Sollen die Versuche ausführlicher sein, so variiert man die Verhältnisse nicht nur nach Beaufschlagungen, sondern auch nach Tourenzahlen bzw. Bremsbelastungen, d. h. man untersucht den Einfluß verschiedener Umdrehungszahlen (bzw. verschiedener Belastungen) der Turbine auf die Leistung und den Nutzeffekt bei ein und derselben Beaufschlagung. Diese letzteren Untersuchungen stehen in engem Zusammenhange mit den theoretischen Ausführungen auf S. 45 bis 49 und zwar gelangt man bei graphischer Darstellung der Versuchsergebnisse zu ähnlichen ermittelten Kurven für die Bremsleistung und das Bremsmoment, wie sie dortselbst angegeben sind.

Die Abweichungen der Kurven von denen in Fig. 36, 37 und 38 sind darin begründet, daß, sofern das Gefälle während des Versuches reguliert wird, die Wassermenge sich unter dem Einfluß der variablen Tourenzahl ändert, so daß die Voraussetzung konstanter Wassermenge  $V'$ , unter der die Kurven Fig. 36, 37 und 38 konstruiert sind, nicht mehr zutrifft.

Es sei jedoch bemerkt, daß die erwähnten Kurven mehr für den Turbinenkonstrukteur und Theoretiker von Wichtigkeit sind als für den Abnehmer der Turbine, da für den Betrieb in den meisten Fällen mit annähernd konstanter Tourenzahl zu rechnen ist.

## Regulierung der Wasserturbinen.

### Allgemeines über die Regulierung.

Die Turbinen, wie überhaupt die Wasserkraftmaschinen, lassen sich prinzipiell weit schwieriger regulieren als Dampf- und Gasmaschinen sowie verwandte Betriebsmotoren. Für die letzten Gruppen von Motoren möge im folgenden die Dampfmaschine als typisch für die vergleichende Betrachtung herangezogen werden. Die Regulierung derselben ist als vollkommen gelöst zu betrachten und wird — was den Turbinen gegenüber als besonders wichtig erscheint — mit verhältnismäßig einfachen Mitteln erreicht. Zweck der Regulierung ist für alle Betriebsmotoren fast immer Konstanterhaltung der Geschwindigkeit, wenigstens innerhalb enger Grenzen, was stets durch Regelung der Energiezufuhr (Dampfmenge, Wassermenge) geschieht. Bei der Dampfmaschine ist dies durch direkte Verbindung des Regulators mit dem Stellzeug, d. h. der auf Veränderung der Energiezufuhr wirkenden Abschlußorgane, möglich. Diese Regulierung wird als „direkt wirkende“ bezeichnet. Bei den Turbinen stellt die direkt wirkende Regulierung das primitivste Mittel zur Geschwindigkeitsregelung dar. Es ist in den meisten Fällen nicht verwendbar.

Der Grund dafür ist in dem Wesen der arbeitenden Masse (Wasser) zu suchen. Bei Dampfmaschinen handelt es sich um — dem Gewichte nach — unbedeutende Massen; dieselben üben ihre Wirkung durch die ihnen innewohnende Wärmeenergie aus. Infolgedessen erfordert die Verstellung der Abschlußorgane, welche ihrerseits nur geringe Abmessungen haben und von geringem Gewichte sein können, einen verhältnismäßig kleinen Kraftaufwand. Bei Turbinen dagegen ist mit Rücksicht auf die große zu regelnde Masse des Wassers das Stellzeug sehr umfangreich und schwer, sowie auch der Verschiebungsweg desselben so groß, daß eine bedeutende Verstellungskraft zur Regulierung erforderlich ist. Es ist ohne weiteres einleuchtend, daß der Geschwindigkeitsregler (Zentrifugalregulator) sich wenig zur Ausübung größerer Verstellkräfte eignet. Direkt wirkende Geschwindigkeitsregler können daher nur für kleine Wassermotoren mit Vorteil verwendet werden; bei großen Wassermotoren würde man zu abnorm großen Dimensionen der Geschwindigkeitsregler gelangen. Es kommen somit in fast allen Fällen indirekt wirkende Regulatoren, d. h. solche in Betracht, bei welchen der Regulator nur die Bewegung des Stellzeuges einleitet, die Arbeit der Verstellung dagegen durch eine besondere Kraftquelle übernommen wird; dieselbe besteht meist aus einem normal leerlaufenden Getriebe, welches von der Turbinenwelle aus in Gang gesetzt und nur in dem Momente der Regulierung eingerückt wird, um die Verstellung der Abschlußorgane zu bewirken.

## Zweierlei Zwecke der Regulierung.

In einer zweiten Hinsicht unterscheidet sich die Regulierung der Turbinen von derjenigen der Dampfmaschinen, indem die Aufgabe der Regulierung eine zweifache ist. Je nach den Wasserverhältnissen tritt nämlich zur Geschwindigkeitsregulierung noch diejenige des Wasserstandes.

Während es sich bei Dampf- und verwandten Betrieben stets um eine Energiequelle handelt, die jeweils nach dem augenblicklichen Kraftbedarfe der Anlage beansprucht werden kann, so daß stets nur so viel Energie zugeführt wird, als zur Ausübung der gewünschten Kraftäußerung erforderlich ist, stellt die Wasserkraft eine natürliche Energiequelle dar, welche die Energie — unabhängig vom augenblicklichen Kraftbedarfe — in selbständig wechselnder Menge zur Verfügung stellt. Pfarr<sup>1)</sup> bezeichnet die Motoren der ersteren Art als „Abhängig-Veränderliche“, die Motoren der letzteren Art als „Unabhängig-Veränderliche“.

Je nach der zur Verfügung stehenden Wassermenge mögen bezüglich der Regulierung im folgenden drei Kategorien von Wasserkraftanlagen kurz gekennzeichnet werden.

1. Wasserkraft mit Arbeitsüberschuß. Ist die Wassermenge in so reichem Maße und zwar bei genügendem Gefälle vorhanden, daß die Arbeitszufuhr zu jeder Zeit das Maximum des Arbeitsbedarfes überschreitet, so kann die Wasserkraftanlage insofern unter die „Abhängig-Veränderliche“ gerechnet werden, als man die überschüssige Wassermenge frei fortströmen läßt und die zum Betriebe erforderliche Menge stets je nach dem Kraftbedarf entnehmen kann. Die Aufgabe der Regulierung ist hier ausschließlich die Konstanthaltung der Geschwindigkeit bei variablem Moment des Arbeitswiderstandes. Das Mittel der Regulierung beruht, wie immer bei Wasserkraftanlagen, auf der Variation der durch die Turbine fließenden Wassermenge. (Über Geschwindigkeitsregulierung selbst siehe weiter unten, S. 64.)

2. Wasserkraft ohne Arbeitsüberschuß. Bei einer derartigen Anlage ist es eine natürliche Forderung, die Wasserkraft stets möglichst vollkommen auszunutzen, d. h. den Arbeitsbedarf der jeweiligen Arbeitsfähigkeit der Wasserkraft anzupassen. Der Arbeitsverbrauch ist proportional dem Produkte aus Arbeitsmoment  $M_a$  und Umdrehungszahl  $n$  der Turbine. Da bei den meisten Betrieben die Geschwindigkeit nicht sehr variieren darf, so ist die Forderung, den Betrieb der Wasserkraft anzupassen, nur durch Anpassung des  $M_a$  zu erfüllen, welche gleichbedeutend ist mit einer teilweisen Arbeitseinstellung. Durch Abstimmung einzelner Arbeitsmaschinen ist es möglich, den Betrieb

<sup>1)</sup> Vgl. auch Pfarr, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1891, Bd. 35, Nr. 32.

zweckentsprechend durchzuführen. Die vollständige Ausnutzung der momentan zur Verfügung stehenden Wasserkraft ist naturgemäß nur bei möglicher Hochhaltung des Gefälles möglich. Hierzu ist die Anwendung eines Wasserstandsregulators, welcher die Wasser- und Gefälleverschwendung verhütet, erforderlich. Für die Regulierung der Geschwindigkeit ist außerdem ein Geschwindigkeitsregler notwendig. Die beiden Regulierapparate dürfen jedoch nicht unabhängig voneinander, sondern müssen in geeigneter Weise miteinander verbunden sein, so daß der Geschwindigkeitsregler den Wasserzufluß nie weiter öffnen kann, als mit dem erforderlichen Wasserstande vereinbar ist; mit anderen Worten, der Geschwindigkeitsregler kann nur soweit eine Vermehrung der Geschwindigkeit selbsttätig bewirken, als es der Wasserstandsregulator „für zulässig erachtet“. Tritt ein solcher Konflikt ein, daß bei abnehmender Wassermenge der Geschwindigkeitsregler öffnen und der Wasserstandsregulator schließen will, so ist das ein Zeichen dafür, daß die Belastung der Turbine zu groß ist, und es muß durch teilweise Arbeitseinstellung das Arbeitsmoment verringert werden. Dann steigt die Tourenzahl wieder und es tritt ein Zustand ein, bei welchem die Regulierapparate zusammenarbeiten können.

3. Wasserkraft und Dampfkraft vereinigt. Es ist einleuchtend, daß in sehr vielen Betrieben eine Wasserkraftanlage der unter 2. behandelten Art nicht genügt; insbesondere ist sie mit den Anforderungen des Betriebes bei elektrischen Zentralstationen nicht vereinbar, da sich hier der Arbeitsbedarf eben nicht nach der Arbeitszufuhr richten kann. In solchen Fällen kommt als ergänzende Betriebskraft die Dampfmaschine (oder verwandte Motoren) in Betracht. Die Turbine und die Dampfmaschine arbeiten alsdann auf eine gemeinschaftliche Welle. Aus ökonomischen Gründen muß man darauf bedacht sein, daß hierbei die Wasserkraft stets voll ausgenutzt und die Dampfkraft nur soweit als erforderlich herangezogen wird.

Ist die Wasserkraft so klein, daß sie für sich nie zur Deckung des Arbeitsbedarfes ausreicht, so wird die Regelung der Geschwindigkeit der Dampfmaschine allein überlassen, deren Regulator ja bei großer Einfachheit sich besonders gut zur Geschwindigkeitsregulierung eignet. Mit Rücksicht auf möglichste Ausnutzung des Gefälles bei großen und kleinen Wassermengen, kann für die Turbine noch ein Wasserstandsregulator Verwendung finden.

Anders verhält sich die Sache, wenn die Wasserkraft so groß ist, daß sie zeitweise den Betrieb allein übernehmen kann. Alsdann liegt der Fall 2. vor und es wird sowohl die Geschwindigkeitsregulierung als auch die Wasserstandsregulierung erforderlich.

Es gelangt dann zweckmäßig ein kombinierter Geschwindigkeits- und Wasserstandsregulator zur Verwendung.

### Regulatoren: Natürliche Regulierung.

Eine natürliche Regulierung der Turbinen, d. h. eine solche ohne Verwendung eines Regulators, haben wir bereits auf S. 33 und 34 kurz kennen gelernt.

Im Gleichgewichtszustande ist die Tourenzahl einer Turbine konstant; das Belastungsmoment ist gleich dem hydraulischen Moment  $M$  der Turbine, wobei unter Belastungsmoment das Moment des Arbeitswiderstandes inkl. des Reibungsmomentes verstanden sei. Wird der Gleichgewichtszustand durch Entlastung der Turbine gestört, so erhält das hydraulische Moment ein Übergewicht gegen das Belastungsmoment. Die Differenz beider heiße  $M_z$  (zusätzliches Moment). Dieses überschüssige Moment muß sich betätigen und zwar wird es zur Beschleunigung der Turbine verwandt; hierbei gilt, wenn  $J$  das Trägheitsmoment der bewegten Massen (Turbinen und Triebwerk), bezogen auf die Turbinenachse, und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit bedeutet:

$$M_z = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \text{ 1).}$$

(Tritt statt Entlastung Belastung ein, so wird  $M_z$  und  $\frac{d\omega}{dt}$  negativ, d. h. es tritt Verzögerung der Winkelgeschwindigkeit ein.)

1) Zur Erklärung der obigen Formel sei folgendes bemerkt:

Das Trägheitsmoment der rotierenden Massen (auf die Turbinenachse und deren Winkelgeschwindigkeit reduziert) kann dargestellt werden durch einen Ausdruck  $J = m \cdot r^2$ , worin  $m$  die rotierende Masse und  $r$  der Trägheitsradius derselben ist.

Es bezeichne weiter:

$P_z$  die dem Momente  $M_z$  entsprechende, auf den Radius  $r$  reduzierte, zusätzliche Umfangskraft ( $P_z \cdot r = M_z$ ).

$n$  die Tourenzahl.

$v$  die Umfangsgeschwindigkeit am Endpunkte von  $r$ .

Da sich die Beschleunigung in der Umfangsrichtung durch  $\frac{dv}{dt}$  ausdrückt, so ist die beschleunigende (zusätzliche) Kraft

$$P_z = m \frac{dv}{dt},$$

oder, da  $v = \frac{2\pi r n}{60}$ ,

$$P_z = m \frac{d \frac{2\pi r n}{60}}{dt} = m r \cdot \frac{d \frac{2\pi n}{60}}{dt} = m r \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

Daraus folgt:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{P_z}{m \cdot r} = \frac{P_z \cdot r}{m \cdot r^2} = \frac{M_z}{J}$$

oder

$$M_z = J \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

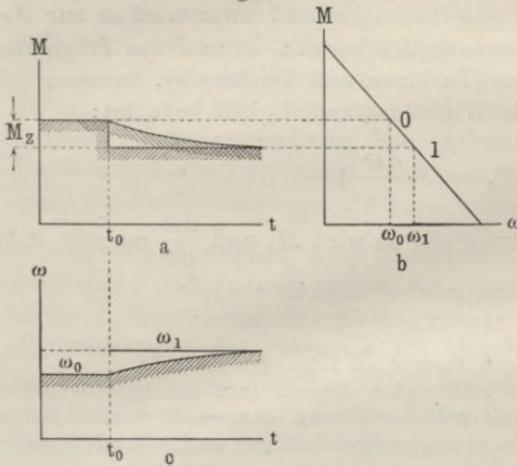
Entsprechend der zunehmenden Geschwindigkeit nimmt das Moment  $M$  ab, wie aus Fig. 36 (S. 48) und Fig. 43 b hervorgeht, somit auch das überschüssige Moment  $M_z$ .

$\omega$  erreicht ein Maximum bei  $M_z = 0$  und es tritt wieder ein Beharrungszustand ein. Der Vorgang kann durch folgende drei Kurven veranschaulicht werden.

Die Kurve  $c$  stellt die Geschwindigkeit als Funktion der Zeit, die Kurve  $a$  das hydraulische Moment als Funktion der Zeit, die Kurve  $b$  dasselbe als Funktion von  $\omega$  dar (s. Fig. 43 a, b, c).

Diese letztere Kurve ist aus der graphischen Darstellung Fig. 36, S. 48 bekannt. Sie ist charakteristisch für die natürliche Regulierung, als

Fig. 43.



welcher der eben beschriebene Vorgang anzusehen ist. Die Kurve  $(M, \omega)$  weist zwar eine Haupteigenschaft der Geschwindigkeitsregulierung auf, nämlich die, daß  $M$  als Funktion von  $\omega$  dargestellt werden kann, sie zeigt aber deutlich den Mangel der natürlichen Regulierung, welcher darin besteht, daß die Geschwindigkeitsänderung bei variablem  $M$  viel größer ist, als den Anforderungen des praktischen Betriebes entspricht.

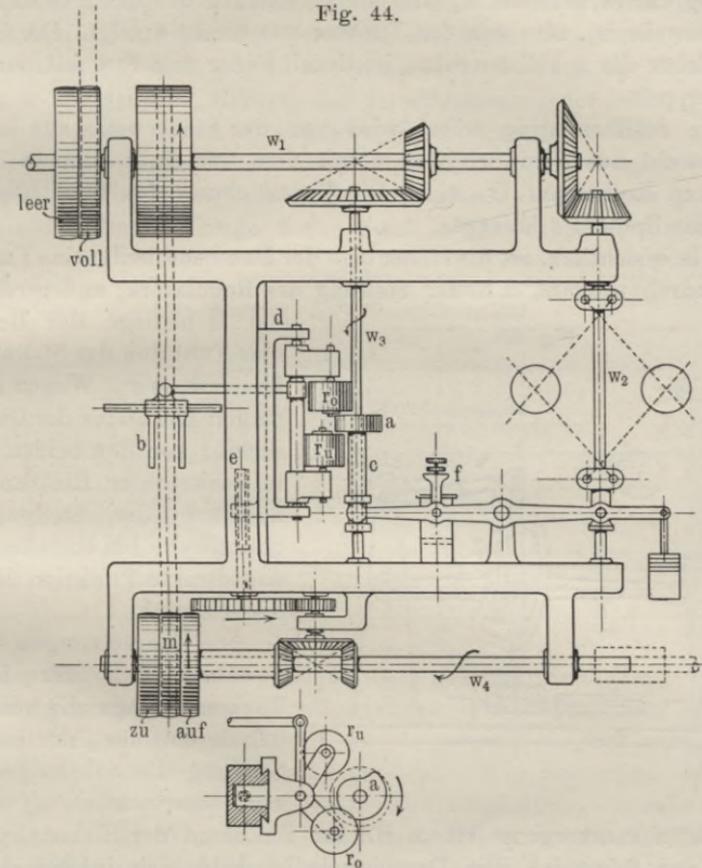
Es ist somit Aufgabe der künstlichen Regulierung, den Verlauf der Kurve  $(M, \omega)$  so zu gestalten, daß in weiten Grenzen von  $M$  die Geschwindigkeit sich nur wenig ändert. In bezug auf den Verlauf der Kurven  $(\omega, t)$  und  $(M, t)$  ist die natürliche Regulierung so vollkommen, wie es durch die künstliche Regulierung kaum besser erreicht werden kann, indem der Übergang des einen Geschwindigkeits- und Belastungszustandes in den anderen allmählich und stetig erfolgt.

### Künstliche Regulierung der Geschwindigkeit.

Auf die indirekt wirkenden, künstlichen Regulatoren soll im Anschluß an das auf S. 60 Gesagte hier näher eingegangen werden. Wie schon erwähnt, übernimmt bei indirekten Regulatoren das durch den Regulator jeweils einzurückende Stellzeug die Arbeit der Verstellung. Auf diese Weise wird es möglich, den Regulator sehr empfindlich zu machen, d. h. für die geringsten Schwankungen in der Tourenzahl schon ein Ingangsetzen der Regulierorgane zu erreichen. Für ein gutes Wirken des Apparates ist es ein Hauptfordernis, daß die Wieder-

ausrückung des Stellzeuges nicht zu spät erfolgt, d. h. nicht über das nötige Maß hinaus reguliert wird; mit anderen Worten, jeder Stellung des Geschwindigkeitsreglers soll eine bestimmte Stellung der Abschlußorgane entsprechen. Fehlt hierfür eine geeignete Vorrichtung, so treten Geschwindigkeitsschwankungen durch ständiges Überregulieren ein und hört das Regulieren auch bei konstantem Kraftbedarfe nie auf.

Fig. 44.



Um auch obige Forderung zu erfüllen, führte Pfarr die sogenannte Stellhemmung ein. Ein vollständiger Regulierapparat mit Stellhemmung nach Pfarr wird durch die schematische Skizze Fig. 44 dargestellt.

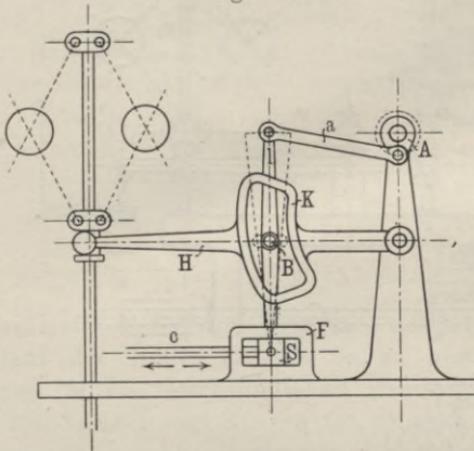
Von der Welle  $w_1$  aus werden sämtliche Teile des Regulierapparates in Gang gesetzt: der Geschwindigkeitsregler mit der Welle  $w_2$ , die rotierende Daumenscheibe  $a$  auf der Welle  $w_3$  und die nach dem Turbinenrade führende Steuerwelle  $w_4$ . Das Öffnen und Schließen der Leitradzellen wird mittels eines Riemenwendegetriebes bewirkt. Die mittlere Scheibe  $m$  des Wendegetriebes ist eine Leerscheibe, auf welcher der Riemen im Beharrungszustande der Turbine läuft. Kommt der Riemen auf die rechte Scheibe zu liegen, so wird geöffnet, während die linke

Scheibe zur Schließung der Schaufeln dient. Die Richtungspfeile sind in der Figur für den Fall des Öffnens, d. h. für Zunahme des Belastungsmomentes, eingezeichnet. Das Wendegetriebe wird vom Regulator vermittelt der Daumenscheibe  $a$ , der Rollen  $r_o$ ,  $r_u$  und der Riemengabel  $b$  bedient. Der Regulator selbst hat nur die Verstellung der Daumenscheibe in senkrechter Richtung zu bewirken, während die Drehung der Steuerwelle  $w_4$  und die Verstellung des Riemens durch die Antriebswelle  $w_1$ , also von der Turbine aus direkt erfolgt. Die Hülse  $c$ , auf welcher die Scheibe  $a$  sitzt, ist durch Feder und Nut mit der Welle  $w_3$  gekuppelt.

Die Stellhemmung selbst wird von der Steuerwelle aus betätigt und besteht aus dem Schlitten  $d$  mit dem um einen kleinen Winkel drehbaren Rollenpaar ( $r_o$ ,  $r_u$ ). Die Verschiebung des Schlittens wird durch die Spindel  $e$  besorgt.

Wie ersichtlich, ist die Höhenlage der Daumenscheibe eine Funktion der Umdrehungszahl, d. h. der Stellung des Regulators; andererseits ist

Fig. 45.



die Höhenlage der Rollen  $r$  eine Funktion der Stellung der Steuerwelle  $w_4$ . Wegen des geringen Abstandes der Daumenscheibe von den beiden Rollen in senkrechter Richtung, ist demnach die Stellung der Steuerwelle bei Ruhelage auch eine direkte Funktion der Umdrehungszahl.

Die Übersetzungen sind so gewählt, daß der tiefsten Tachometerlage die völlig geöffnete Turbine, der höchsten Stellung die nahezu geschlossene entspricht.

Der Steuervorgang ist z. B. für Zunahme der Belastung kurz gefaßt der folgende: Die Daumenscheibe hebt sich infolge der abnehmenden Geschwindigkeit, drückt die Rolle  $r_o$  nach vorne und rückt so den Riemen auf die rechte Scheibe. Die Steuerwelle öffnet und veranlaßt eine entsprechende Hebung des Schlittens. Die Daumenscheibe gleitet von der Rolle  $r_o$  in dem Augenblicke ab, in welchem die Lage der Steuerwelle und der Abschlußorgane der momentanen Geschwindigkeit entspricht; hierauf kehrt die Riemengabel in ihre Mittellage zurück. Um zu rasches und zu häufiges Eingreifen des Regulators zu verhindern, dient eine von Hand regulierbare Ölbremse.

Die gleiche Idee der „indirekten Regulierung“ mit Stellhemmung läßt sich durch verschiedene andere Konstruktionen verwirklichen,

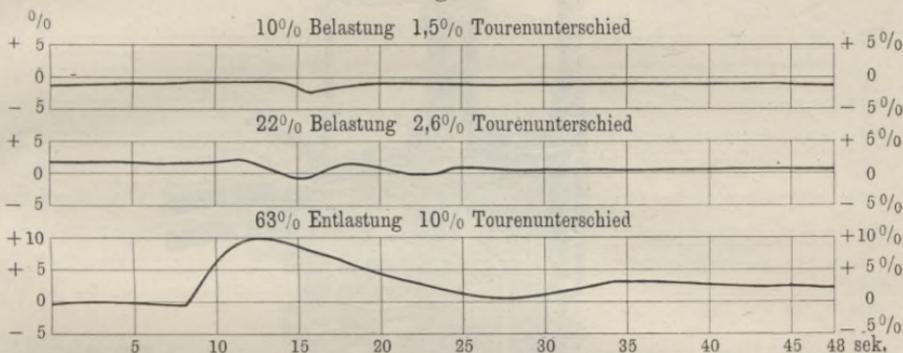
z. B. durch Verwendung von Druckwasser an Stelle des Riemenwedgegetriebes (s. hierzu „Brauer, Turbinentheorie“). Ebenda findet sich auch ein Beispiel für periodische Einwirkung des Regulators.

Der Grundgedanke desselben wird durch die Skizze Fig. 45 veranschaulicht:

Der Regulator verstellt die im Hebel *H* befindliche Kurvenschleife *K* bei Veränderung der Geschwindigkeit in vertikaler Richtung. Die Kurvenschleife hat gegen die Vertikale eine kleine Neigung.

Das Gestänge *a, b, c* wird durch die Kurbel *A* von der Maschinenwelle aus angetrieben, derart, daß im allgemeinen der Stein *S* in der Führung *F* einen festen Drehpunkt bildet; Stange *c* führt zu dem Regulierorgane des Leitrades. Daß der Punkt *S* im Beharrungszustande fest bleibt, ist durch den Verstellungswiderstand am Leitrade gesichert. Der Bolzen *B* hat so lange freies Spiel in der Schleife, als dieselbe

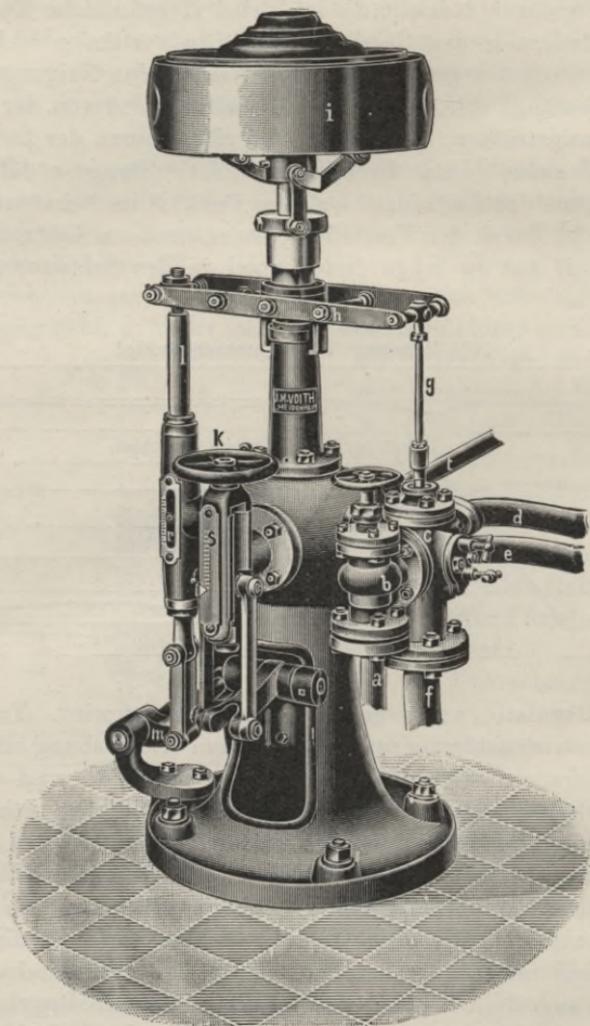
Fig. 46.



durch den Regulator weder gehoben noch gesenkt wird. Tritt dagegen eine Gleichgewichtsstörung und infolgedessen eine Hebung oder Senkung des Regulators ein, so schlägt *B* an die Schleife an und wird *S* und mithin die Leitschaufelregulierung verstellt. Wie man sieht, ist auch hier der Verstellungswiderstand des Geschwindigkeitsreglers sehr gering und wird, was das Wesentliche der Konstruktion ist, die Verstellungskraft desselben nur periodisch von Zeit zu Zeit in Anspruch genommen. Im folgenden seien noch einige Betrachtungen über die indirekte Regulierung, sowie neuere Regulatorkonstruktionen und Geschwindigkeitsdiagramme angestellt. Bei den indirekt wirkenden Regulatoren muß, wie bereits schon früher ausgeführt, der Fliehkraftregler eine Hilfskraft zur Überwindung der bedeutenden Regulierwiderstände ein- und ausschalten. Je nach der Art der Hilfskräfte kommen, wie bereits bekannt, Regulatoren mit mechanischem oder hydraulischem Servomotor in Frage. Ein schnelles Funktionieren und ein präzises Beginnen und Abstellen der Bewegung des Servomotors durch den Fliehkraftregler ist Bedingung für einen guten Regulator. Die Brauchbarkeit eines Regulators ergibt sich aus der Schlußzeit, d. h. derjenigen Zeit, welche der Regulator be-

nötigt, um die geöffnete Turbine ganz zu schließen. Von der Schlußzeit des Regulators hängen die Geschwindigkeitsschwankungen und die nötigen Schwungmassen ab; um dieselben auf ein geringes Maß zu beschränken, muß die Schlußzeit klein sein. Für die mechanischen

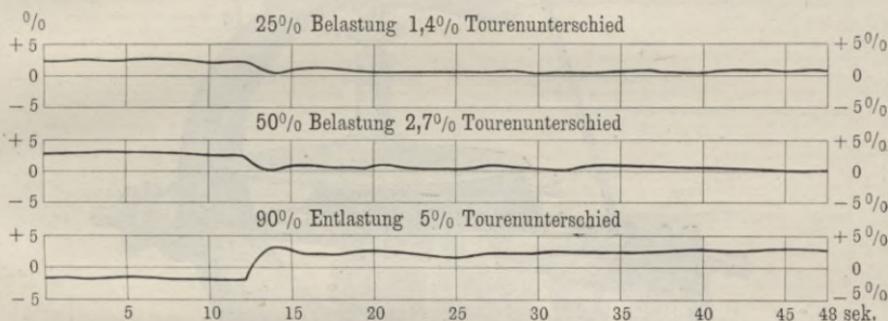
Fig. 47.



Regulatoren sind lange Schlußzeiten charakteristisch; bei diesen Regulatoren sind große Schwungmassen erforderlich. Fig. 46 zeigt das mit einem empfindlichen Tachographen aufgenommene Geschwindigkeitsdiagramm eines Voithschen Regulators einer 250 pferdigen Zwillingsturbine des Elektrizitätswerkes „Amstetten“. Durch momentane Veränderung eines Wasserwiderstandes ergaben sich die Belastungsschwankungen, wodurch die im Diagramme gegebenen Geschwindigkeits-

schwankungen entstanden. Die graphische Darstellung läßt erkennen, daß der Beharrungszustand immer rasch erfolgt und die Regulierung eine genügende ist. Bei großen Turbinen mit noch bedeutenderen Regulierwiderständen sind hydraulische Regulatoren zu verwenden. Das Prinzip derselben besteht in der Beeinflussung eines Verteilventiles durch einen Fliehkraftregler, durch welches die Druckflüssigkeit auf die eine oder die andere Seite des Servomotorkolbens geführt wird. Hydraulische Regulatoren der Firma Voith wurden bei dem Elektrizitätswerke in Glommen für die Erreger- als auch für die Generatorturbinen verwandt. Nebenstehende Fig. 47 gibt ein Bild der Konstruktion des Voithschen Regulators. Das Verteilventil *c* ist so ausgeführt, daß es sogar bei etwa 20 und mehr Atmosphären-Flüssigkeitsdruck dem Tachometerstellzeug nur einen praktisch zu vernachlässigenden nicht meßbaren Widerstand leistet. Das Tachometer besteht aus einem Hartung-

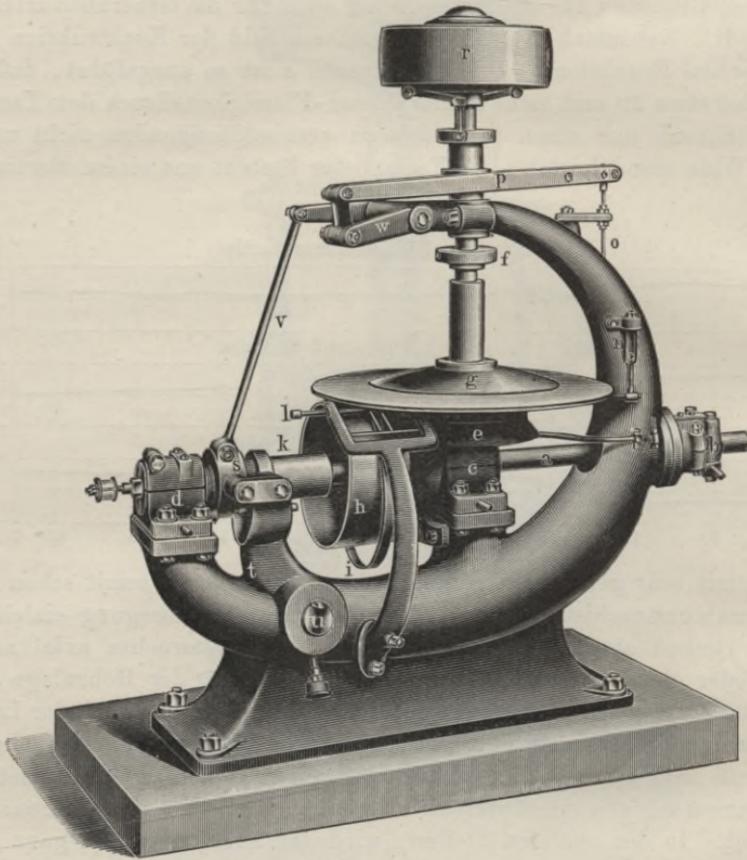
Fig. 48.



Pendel mit sehr geringer Eigenreibung; dasselbe kann somit schon bei Tourenzahlunterschieden von 0,1 Proz. die Regulierbewegung einleiten. Durch Drehen am Handrade *k* wird die Tachometerachse axial nach unten oder oben bewegt. Durch diese Veränderung der Höhenlage des Tachometers werden die Schwungmassen des Pendels bezüglich der Lage der Turbinendreh-schaufeln verschoben und die Tourenzahl entsprechend beeinflußt und zwar in der Weise, daß durch Heben des Tachometers die Tourenzahl abnimmt und durch Senken desselben die Tourenzahl zunimmt. In der obersten Stellung wird das Turbinenleitrad ganz geschlossen. Der Ungleichförmigkeitsgrad des Tachometers belief sich auf 4 Proz. Die Parallelschaltung der Generatoren wurde in etwa 2 Sekunden bewerkstelligt. Bei obiger Vorrichtung ist keine Reibung, welche die Empfindlichkeit des Apparates beeinträchtigen könnte, vorhanden, da Gewichts- und Federbelastung gar nicht in Frage kommen. Die von Oberingenieur Schmitthener angestellten Versuche an einem hydraulischen Regulator (von Voith) des Elektrizitätswerkes in Untertürkheim zeigt das Geschwindigkeitsdiagramm Fig. 48. Aus der graphischen Darstellung geht hervor, daß der Regulator den neuen Gleichgewichtszustand unmittelbar erreicht und die Geschwindigkeits-

schwankung nur von dem Ungleichförmigkeitsgrade (etwa 4,5 Proz.) des Fliehkraftreglers abhängt. Die in der graphischen Darstellung zu erkennenden leichten wellenförmigen Linien sind bedingt durch die Wasserspiegelschwingungen in der Turbinenkammer, welche durch plötzliche Beaufschlagungsänderung entstehen. Zwischen den mechanischen und hydraulischen Regulatoren besteht nicht allein der oben schon erwähnte Unterschied der Schlußzeit, sondern noch hauptsächlich

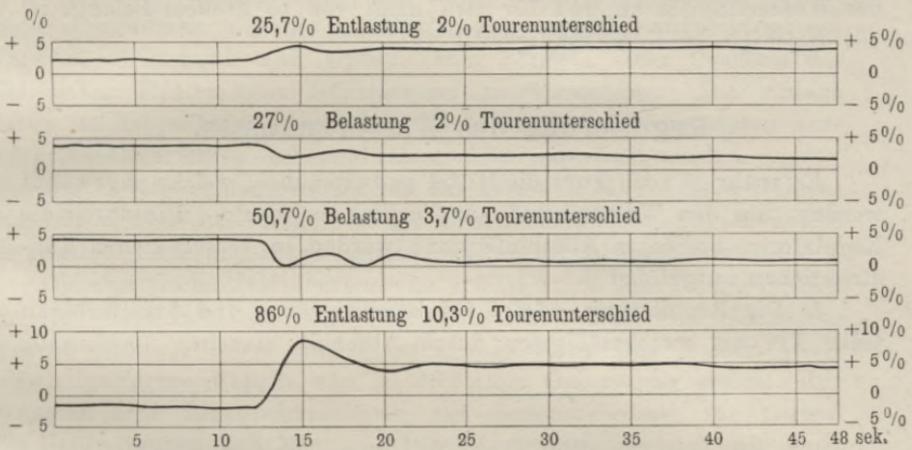
Fig. 49.



derjenige der Regulierung; ersterer regelt stoßweise — d. h. das Getriebe wird bei jeder Regulierung auf die höchste Geschwindigkeit gebracht und muß sodann wieder verzögert werden —, während letzterer stetig — d. h. mit kleiner oder großer Geschwindigkeit, wie es der Fliehkraftregler angibt — regelt. Aus obigem resultiert, daß bei den mechanischen Regulatoren kurze Schlußzeiten ausgeschlossen sind. Oberingenieur Schmitthenner hat sich die Aufgabe gestellt, einen neuen mechanischen Regulator mit stetiger Regulierung, veränderlicher Schlußgeschwindigkeit und kurzer Schlußzeit (3 Sekunden) zu konstruieren. Fig. 49

zeigt diesen neuen Regulator. Die von der Turbine angetriebene Regulatorwelle *a* ruht in den Ringschmierlagern *b*, *c* und dem Ringspur-lager *d*; letzteres dient zur Aufnahme axialer Kräfte. Die Tachometerwelle *f* wird durch ein Kegelräderpaar bei *c* angetrieben. Der Reibteller *g* läuft mit der Tachometerwelle und die zylindrische Scheibe *h* sitzt lose drehbar auf der Welle *a*. Zwischen *h* und *g* ist ein Riemenring *i* eingeklemmt. Die Übersetzung ist derart vorgesehen, daß Scheibe *h* und Welle *a* bei der Mittellage des Riemenringes in gleichem Drehsinn und mit gleicher Geschwindigkeit rotieren. Die Welle *a* trägt ein Gewinde mit Mutter *k*, welche letztere durch Feder und Nut mit der Nabe der Scheibe *h* verbunden ist, so daß sie sich mit der Scheibe dreht, jedoch axial frei beweglich ist. Der Riemenführer *l* trägt den Riemenring *i*; letzterer ist durch ein Gestänge mit dem Regulatorhebel *p* und

Fig. 50.



dem Fliehkraftregler *r* verbunden. Bei Geschwindigkeitsänderung verschiebt sich der Ring nach links oder rechts; es tritt somit eine Beschleunigung der Scheibe *h* und der Mutter *k* gegenüber der Welle *a* ein und die Mutter schraubt sich mit kleinerer oder größerer Geschwindigkeit — je nach der Verschiebung des Riemenringes — auf der Welle nach links oder rechts. Die Bewegung der Mutter wird vermittelt Kugelringspurlager *s* und Hebel *t* auf die zur Turbine geleitete Regulierwelle fortgepflanzt. Durch die Rückführungen *v*, *w* wird der Riemenring nach erfolgter Regulierbewegung wieder in die Mittelstellung geführt, wodurch ein Überregulieren vermieden wird. Wie aus obigem resultiert, handelt es sich bei diesem Regulator um einen Servomotor mit veränderlicher Schlußzeit und stetig verlaufendem Reguliereingriff. Als normale Schlußzeit hat der Konstrukteur 3 Sekunden angenommen; jedoch kann dieselbe noch verkürzt werden. Alle Getriebeteile stehen beständig in zwangsläufiger Vereinigung mit dem Regler; hierdurch wird ein schädlicher Einfluß der Wasserwirkung vollständig aufgehoben.

Da zur Bewegung des Riemenringes nur eine sehr kleine Kraftwirkung erforderlich ist und das Riemenführergestänge leicht konstruiert ist, so ist eine große Empfindlichkeit dieses Regulators möglich. Die Regulierfähigkeit des Regulators ist aus dem vom Konstrukteur aufgestellten Diagramme Fig. 50 zu ersehen.

Die Regulierung des Wasserstandes wird durch ähnliche Apparate erreicht wie diejenige der Geschwindigkeit; nur tritt an Stelle des Zentrifugalregulators ein Schwimmer zur Einleitung der Regulierbewegung. Die Konstruktion eines Wasserstandsregulators bietet daher nichts prinzipiell Neues. Eine Vereinfachung in der Lösung der Aufgabe der Wasserstandsregulierung liegt darin, daß durch entsprechend große Bemessung des Schwimmers verhältnismäßig leicht die erforderliche Verstellkraft desselben erzielt werden kann, und daß die Konstanz des Wasserstandes an und für sich nicht von so großem Belange ist wie diejenige der Geschwindigkeit.

### Regulierung des Wasserzufflusses.

Es erübrigt noch kurz die Mittel zu besprechen, welche angewandt werden, um den Wasserzufluß zur Turbine zu regeln. Die durch die Regulatoren bedienten Abschlußorgane werden in verschiedenen Konstruktionen ausgeführt <sup>1)</sup>.

1. Die Regulierung erfolgt für Druckturbinen und Axialturbinen jeder Art am zweckmäßigsten durch Abschluß einzelner Leitkanäle,

Fig. 51.

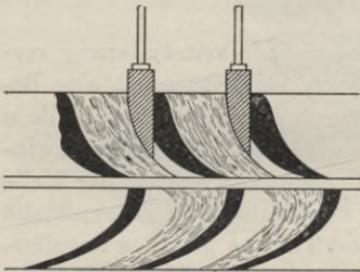
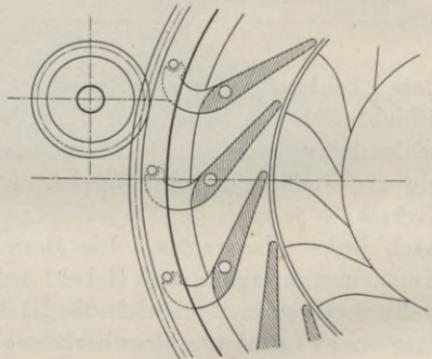


Fig. 52.



d. h. durch partielle Beaufschlagung. Die häufigste Art der Ausführung ist hierbei ein ringförmiger Schieber und Rollschützenregulierung; ferner geschieht die Abdeckung der Leitkanäle durch Deckel und drehbare Klappen.

<sup>1)</sup> Ausführliches hierüber findet sich in „Henne, Wasserräder und Turbinen“.

2. Die Verringerung des Wasserzufflusses kann durch Verengung der Leitschaufelkanäle mittels vertikaler Schieber erfolgen (s. Fig. 51).

3. Für außen-beaufschlagte Radialturbinen kommen mitunter drehbare Leitschaufeln in Anwendung, wie dies Skizze Fig. 52 darstellt. Die Drehung der Schaufeln bedingt eine Verengung bzw. Erweiterung der Kanäle; allerdings wird hierbei die Richtung des Wasserstrahles in dem Leitrade geändert, was die notwendige Folge hat, daß der Übergang vom Leitrade zum Laufrade nicht in jeder Lage stoßfrei erfolgt.

### Bremsversuch an der Turbine der elektrischen Kraftübertragungsanlage in Königsbronn <sup>1)</sup>.

Die Anlage Königsbronn dient dazu, die Wasserkraft der Brenzquelle auszunutzen und über eine Entfernung von 500 m auf elektrischem Wege zu übertragen und alsdann zum Betriebe einer Dreherei des Königlichen Hüttenamtes Königsbronn zu verwenden. Die Anlage wurde im Jahre 1890 ausgeführt, kann somit unter die ersten ausgeführten elektrischen Arbeitsübertragungen gerechnet werden.

Die Turbinenanlage wurde von der Firma J. M. Voith in Heidenheim, die elektrische Anlage von der Maschinenfabrik Eßlingen, welche die gesamte Lieferung als Generalunternehmerin ausführte, erbaut.

Die elektrische Kraftübertragung erfolgt durch eine Primärdynamo für eine Kraftaufnahme von 36 Pferdestärken und eine Sekundärdynamo (Motor), sowie eine Übertragungsleitung aus je zwei oberirdisch verlegten Kabeln von je 36,5 qmm Gesamtquerschnitt. Die Dynamos sind Innenpolmaschinen mit Serienwicklung für normal 670 Umdrehungen pro Minute. Die Übertragung erfolgt mit einer Spannung von 600 Volt an den Klemmen der Primärmaschine.

Die zum Antrieb der Primärdynamo dienende Francis-Turbine ist eine radiale außen-beaufschlagte Reaktionsturbine mit Saugrohr. Sie ist für eine sekundliche Wassermenge von 1,2 cbm, ein Gefälle von 3,7 m und eine Umdrehungszahl von 63 pro Minute gebaut; die Regulierung des Wasserzufflusses geschieht durch drehbare Leitschaufeln nach Fink.

Im Vertrage wurden folgende Nutzeffekte zugesichert:

„Von der Wasserkraft der Brenzquelle werden abgegeben bei der mittleren Wassermenge von 0,9 cbm/sec:

an die senkrechte Turbinenwelle . . . . .	75,0 Proz.
an die Primärdynamo . . . . .	$75 \times 0,95 = \text{rd. } 71,0$ „
an die Sekundärdynamo . . . . .	$75 \times 0,95 \times 0,77 = \text{rd. } 54,5$ „
an die Drehereitransmission	$75 \times 0,95 \times 0,77 \times 0,95 = \text{rd. } 51,5$ „

<sup>1)</sup> Vgl. „Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen.“ 1891, S. 810 und den Aufsatz von Pfarr, ebendasselbst 1892, S. 797.

Bei größerer oder kleinerer Wassermenge, d. h. bei voller oder halber Beaufschlagung der Turbine, fällt dieser Nutzeffekt um nicht mehr als 7 Proz.

Die Maschinenfabrik Eßlingen garantiert bei gleichbleibender Umdrehungszahl der Primärdynamo einen gleichmäßigen Gang der Sekundärdynamo und bei maximalem Belastungsunterschiede höchstens Schwankungen von 1 bis 2 Proz. in der Umdrehungszahl.

Als Ergänzung zu den obigen Garantieziffern werden von der Firma J. M. Voith folgende Garantien geleistet:

1. bei Vollbeaufschlagung . . . 70 Proz. Nutzeffekt und 41,4 PS;
2. bei  $\frac{3}{4}$  Vollbeaufschlagung . . 75 " " " 33,3 PS;
3. bei  $\frac{1}{2}$  Vollbeaufschlagung . . 70 " " " 20,7 PS.

Die zweite Garantie (für 0,9 cbm bei 3,7 m Gefälle) deckt sich mit der Forderung des Vertrages; es gilt hierbei die Beziehung

$$\frac{0,9 \cdot 3,7 \cdot 1000 \cdot 0,75}{75} = 33,3 \text{ PS.}$$

### Die Bremsversuche.

Die Turbine treibt durch ein konisches Räderpaar mit der Übersetzung 1 : 3 ins Rasche eine Vorgelegewelle und von dieser aus mittels Riemenübertragung die Dynamomaschine an. An Stelle der Riemenscheibe wurde die Bremsscheibe aufgesetzt. Zur Belastung der Bremse kam eine Dezimalwaage in Anwendung. Um die Empfindlichkeit und die Regulierfähigkeit der Bremse möglichst zu erhöhen, wurde eine Vorrichtung ähnlich der durch Fig. 42 dargestellten verwandt. Die Kühlung der Bremsscheibe erfolgte durch Wasser; dasselbe floß aus einem höher stehenden Fasse durch einen Schlauch dem Einführungs-trichter zu und zwar unter konstanter Druckhöhe, indem ständig von Hand so viel Wasser gepumpt wurde, daß eine kleine Menge überfloß. Auf diese Weise konnte jeder Beharrungszustand rasch erreicht und leicht eingehalten werden. Die Messung der Reibungsverluste erfolgte in der auf S. 53 u. f. angegebenen Weise. Im einzelnen wurden folgende Werte ermittelt:

a) Die Reibungsarbeit  $N_2$ , bedingt durch die Gewichte von Vorgelegewelle, konischem Triebe und Bremsscheibe, ist nach der auf S. 54 u. f. behandelten Weise experimentell bestimmt. Hierbei wurden in vier Stellungen der Bremsscheibe die Gewichtswerte 7,9, 7,7, 7,0 und 7,3 gemessen und hieraus der Mittelwert  $\gamma = 7,475 \text{ kg}$  gebildet. Unter Berücksichtigung des Hebels  $h$ , an dem das Gewicht angreift, ergab sich entsprechend ein Moment von  $7,475 \cdot 0,502 = 3,75 \text{ mkg}$ .

Formel (33) nimmt mit Einsetzung der Werte die Form an:

$$N_2 = \frac{\gamma \cdot h \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{3,75 \cdot n}{716,2} = 0,0052 \cdot n.$$

Zur Kontrolle dieses Wertes wurde die auf S. 53 beschriebene Berechnungsmethode für  $N_2$  [s. Formel (32), S. 53] unter Annahme eines Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,075$  angewandt. Dieselbe ergab einen kleineren Wert für  $N_2 (= 0,00325 \cdot n)$  als obige experimentelle Bestimmung. Der rechnerisch festgelegte Wert

$$N_2 = 0,00325 \cdot n$$

wurde, um ja keine zu günstigen Annahmen bei Bestimmung des Nutzeffektes zu machen, zugrunde gelegt.

b) Zur Berechnung der Zahnreibungsarbeit wurde für die Größe  $\mu_1 \cdot x$  in Formel (34 a), S. 54 0,02 eingesetzt, so daß man

$$N_3 = 0,02 \cdot (N_1 + N_2)$$

erhielt.

c) Die Reibungsarbeit  $N_4$  in den Lagern der Vorgelegewelle und dem Halslager der vertikalen Welle infolge des Zahndruckes berechnet sich nach der Formel (38 b), S. 55 zu:

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \frac{(n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4)}{d_1 \cdot n}.$$

Die einzusetzenden Werte sind:

mittlerer Lagerzapfendurchmesser . . . . .  $D_{1.2} = 0,0877$  m,  
 Halszapfendurchmesser . . . . .  $D_4 = 0,2700$  „  
 mittlerer Durchmesser des kleinen Triebrades . .  $d_1 = 0,5400$  „

Der Lagerreibungskoeffizient  $\mu$  sei, wie oben, zu 0,075 angenommen.

Berücksichtigt man weiter, daß  $n' = \frac{n}{3}$  ist, so vereinfacht sich die Gleichung, wie folgt:

$$N_4 = 0,075 \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \frac{0,0877 + \frac{0,2700}{3}}{0,540}$$

oder

$$N_4 = 0,0246 \cdot (N_1 + N_2 + N_3).$$

Führt man für  $N_3$  den Wert unter b) ein, so erhält man

$$N_4 = 0,0246 \cdot 1,02 (N_1 + N_2) = 0,0251 (N_1 + N_2).$$

Der Arbeitsverbrauch durch Spurzapfenreibung wurde, wie üblich, der Turbine nicht gutgeschrieben. Die Luftreibungsarbeit  $N_5$  war um so eher zu vernachlässigen, als auf der Vorgelegewelle kein Schwungrad saß.

Die effektive Leistung an der Turbinenwelle folgt aus Gleichung (30), S. 53 und läßt sich nach den Ergebnissen unter a), b) und c) ausdrücken durch:

$$\begin{aligned} N_e &= N_1 + N_2 + 0,02 (N_1 + N_2) + 0,0251 (N_1 + N_2) \\ &= 1,04 (N_1 + N_2), \end{aligned}$$

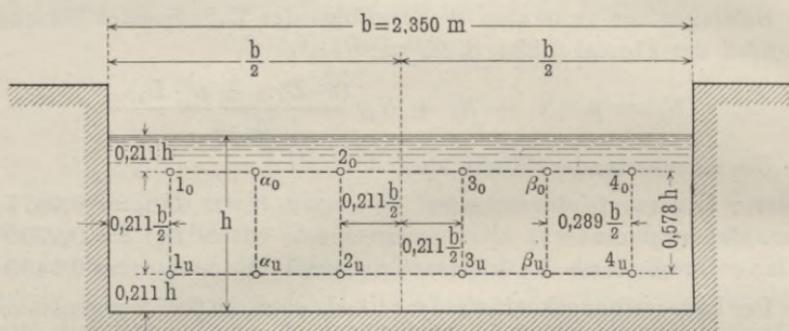
worin  $N_1$  jeweils die gebremste Leistung und  $N_2$  eine nur von der

Tourenzahl  $n$  der Vorgelegewelle abhängige Größe bedeuten. Nach vorstehenden Beziehungen wurde für jede einzelne Bremsung  $N_e$  aus  $N_1$  und  $n$  berechnet.

Die Wassermessung erfolgte im rechteckigen, betonierten und glatt verputzten Obergraben; als Meßprofil wurde eine Stelle von der Breite 2,35 m gewählt. Die Messung der Wassergeschwindigkeit an verschiedenen Punkten des Meßprofils geschah mittels eines Woltmannschen Flügels mit Glockensignal nach je 50 Umdrehungen des Flügels.

Das Meßprofil wurde der Breite nach in zwei Felder geteilt; in jedem Profelfelde waren nach Teichmann'scher Methode (s. S. 6 u. f.) vier Punkte festgelegt, in denen die Flügelmessungen stattfanden. Die Einteilung des Profils zeigt Fig. 53.

Fig. 53.



Die Daten der Flügelmessungen für die dritte vorgenommene Wassermessung enthält beispielsweise Tabelle I. Die acht Meßpunkte mögen heißen:  $1_o$ ,  $1_u$ ,  $2_o$ ,  $2_u$ ,  $3_o$ ,  $3_u$ ,  $4_o$ ,  $4_u$ . Der Vorgang bei einer einzelnen Wassermessung war folgender:

Man notierte bei dem betreffenden Profilpunkte die Sekundenziffer, bei welcher das erste Glockensignal ertönte, z. B.  $a = 4$  sec bei  $2_o$  und ebenso bei jedem weiteren Signale bis zum sechsten ( $f = 73$  bei  $2_o$ ); auf diese Weise erhielt man fünf Zeitintervalle, in denen der Flügel je 50 Umdrehungen gemacht hatte. Für jeden der acht Punkte wurde wie oben gemessen. Bei einer Reihe von Wassermessungen erfolgten auch an den mit  $\alpha_o$ ,  $\alpha_u$ ,  $\beta_o$  und  $\beta_u$  bezeichneten Profilpunkten Flügelbeobachtungen und hieraus wurden zur Kontrolle für die Wassermessungen die Wassergeschwindigkeiten nach der in Tabelle I angegebenen Formel berechnet.

Um den Wasserquerschnitt zu ermitteln, wurde die Tiefe im Meßprofile des Obergrabens alle zwei Minuten an einem Stabe abgelesen und mit dem Mittelwerte dieser Ablesungen während der Zeit einer Wassermessung gerechnet.

Die oben beschriebenen Wassermessungen wurden während des ganzen Bremsversuches 14 mal ausgeführt.

Tabelle I.

## Messungstabelle für Wassermessung.

Leitschaukelöffnung 50 mm.

Zeit: 5 Uhr 26 Min. bis 6 Uhr.

Profilpunkte	1 <sub>o</sub>	1 <sub>u</sub>	2 <sub>o</sub>	2 <sub>u</sub>	3 <sub>o</sub>	3 <sub>u</sub>	4 <sub>o</sub>	4 <sub>u</sub>
Notierung a) . . . .	2 (13)	44 (13)	4 (14)	12 (13)	10 (15)	31 (14)	4 (96)	21 (23)
„ b) . . . .	15 (14)	57 (12)	18 (14)	25 (13)	25 (15)	45 (14)	100 (92)	44 (23)
„ c) . . . .	29 (14)	69 (12)	32 (14)	38 (13)	40 (15)	59 (14)	192 (76)	67 (22)
„ d) . . . .	43 (13)	81 (13)	46 (13)	51 (13)	55 (14)	73 (15)	268 (94)	89 (25)
„ e) . . . .	56 (13)	94 (13)	59 (14)	64 (13)	69 (15)	88 (14)	362 (88)	114 (25)
„ f) . . . .	69	107	73	77	84	102	450	139

Durchschnittliche Zeit-

dauer für 50 Flügel-

umdrehungen . . .

13,4 12,6 13,8 13 14,8 14,2 89,2 23,6

Anzahl der Umdrehun-

gen pro Sekunde  $n =$ 3,731 3,968 3,623 3,846 3,378 3,521 0,5605 2,119  
( $v = 0,03 + 0,226 n$ ) [s. Formel (10), S. 12]

Wassergeschwindig-

keiten . . . .  $v =$ 

0,873 0,927 0,849 0,899 0,793 0,826 0,157 0,509

Mittlere Wassergeschwindigkeit im Profile =  $\frac{\sum v}{8} = \frac{5,833}{8} = 0,729$  m/sec.Kanalbreite  $b = 2,35$  m,mittlere Wassertiefe  $h = 0,731$  m.Wassermenge .  $V = 2,35 \cdot 0,731 \cdot 0,729 = 1,252$  cbm [s. Formel (12), S. 13].Nutzgefälle . .  $z' = 3,362$  m.

Pferdestärken der Wasserkraft ergeben sich [nach Formel (7), S. 27 und (2), S. 39] zu:

$$N_a = \frac{V \cdot z' \cdot 1000}{75} = \frac{1,252 \cdot 3,362 \cdot 1000}{75}$$

$$N_a = 56,12 \text{ PS.}$$

$$\left[ \text{Laut Versuch ist: } N_e = 45,78 \text{ PS, } \eta = \frac{45,78}{56,12} = 0,816. \right]$$

[s. Formel (8), S. 34 u. s. S. 51.]

An die Tabelle I ist der Übersicht halber die aus der Wassermessung folgende Rechnung bis zur Bestimmung des Nutzeffektes der Turbine  $\eta$  angefügt; dieselbe bedarf keiner näheren Erklärung.

Auf die Wassergeschwindigkeit und die Koeffizienten der Flügelgleichung soll hier etwas näher eingegangen werden. Die experimentelle Bestimmung der Gleichung [s. Formel (10), S. 12] für den Flügel direkt nach den Versuchen ergab:

$$v = 0,03 + 0,226 n$$

( $v$  = Wassergeschwindigkeit und  $n$  = Flügelumdrehungen pro Sekunde, siehe S. 12 u. 13).

Nach dieser Formel wurden die Geschwindigkeiten und Wassermengen bestimmt.

Zur Kontrolle der Richtigkeit der gefundenen Koeffizienten in obiger Gleichung wurde im Untergraben unmittelbar unterhalb der Turbine ein Überfall eingebaut und an diesem bei gleichzeitigen Flügelbeobachtungen im Obergraben die Wassermenge gemessen und berechnet. Aus der Wassermenge ermittelte sich die mittlere Geschwindigkeit im Obergraben; dieselbe wurde mit den nach obiger Gleichung gewonnenen Resultaten der Flügelmessungen verglichen. Die Versuche bezogen sich auf verschiedene Leitschaufelweiten und somit auf verschiedene Wassermengen und Geschwindigkeiten und zwar, um Wasserschwankungen nach Möglichkeit zu vermeiden, bei stillstehender Turbine.

Das Ergebnis der Kontrollversuche war, daß die erhaltenen Wassergeschwindigkeiten fast durchweg etwas niedrigere Werte zeigten als die nach obiger Gleichung gefundenen.

Um jedoch keine zu günstigen Annahmen zu machen, wurden die Koeffizienten obiger Gleichung für  $v$  für die Rechnung beibehalten.

Was die Bremsversuche betrifft, so sei bemerkt, daß sowohl über als unter der normalen Tourenzahl, welche für den Betrieb von besonderer Wichtigkeit ist, Messungen angestellt wurden (s. hierzu S. 52). Hierdurch sollte der Einfluß der in weiten Grenzen schwankenden Tourenzahl auf die Leistung ermittelt werden. Außerdem wurde die Wirkung variabler Leitschaufelweiten und Wassermengen auf den Nutzeffekt noch besonders untersucht.

Von den 69 Bremsversuchen wurden je eine Anzahl bei 10, 20, 30, 40, 50 und 60 mm Schaufelweiten durchgeführt und zwar für jede Schaufelweite bei möglichst verschiedenen Umdrehungszahlen.

Für die maximale Beaufschlagung bei 60 mm Schaufelweite reichte allerdings zur Zeit der Versuche die vorhandene Wassermenge nicht aus, um das normale Gefälle zu erhalten; es konnte daher aus den wenigen Messungen für volle Beaufschlagung keine Kurve gebildet werden.

In Tabelle II (S. 80 bis 83) sind die vollständigen Meß- und Berechnungsdaten zusammengestellt, geordnet nach Leitschaufelweiten und innerhalb dieser nach Umdrehungszahlen  $n$ .

In den letzten vier Kolonnen sind der Wagedruck  $G$ , die Umdrehungszahl  $n$ , die effektive Leistung  $N_e$  und die Wassermenge  $V$  pro Sekunde auf das normale Gefälle von 3,7 m umgerechnet.

Unter der Annahme, daß die genannten Größen in folgendem Verhältnisse mit dem Gefälle sich ändern:

1. Das Bremshebelgewicht  $G$  (Wagedruck) proportional mit dem Gefälle  $z$ ,

2. die Tourenzahl proportional der Quadratwurzel des Gefälles, und daß ferner
  3. die Leistung  $N_e$  proportional dem Wagedrucke und proportional der Tourenzahl  $n$ , und
  4. die Wassermenge  $V$  proportional der Tourenzahl ist,
- bestehen die Beziehungen:

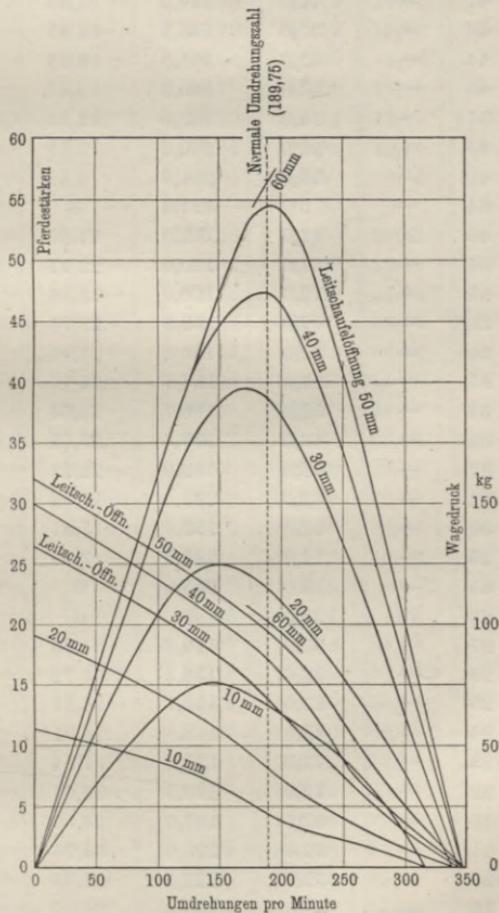
$$N_e^2 : z^3 : G^3 : V^6 : n^6 = Const \text{ [s. Formel (29), S. 50].}$$

$$\left( \text{Daraus: } \frac{G}{z} = const; \quad \frac{n}{\sqrt{z}} = const; \quad \frac{N_e}{n^3} = const; \quad \frac{V}{n} = const \right)$$

Der Übersichtlichkeit halber sind die Resultate der Tabelle II (S. 80 bis 83) in der graphischen Darstellung Fig. 54, 55 u. 56, in der die Werte des Wagedruckes und der effektiven Leistung in Abhängigkeit von der Tourenzahl aus den letzten vier Kolonnen der Tab. II aufgetragen, und zwar entsprechend den verschiedenen Leitschaufelweiten in je fünf Kurven.

Die Kurven sind naturgemäß durch Interpolation gewonnen, jedoch weichen die Werte der Tabelle wenig vom Verlaufe der Kurven ab. Sie stellen im wesentlichen analoge Kurven wie in Fig. 36 u. 37 (S. 48) dar und zeigen außerdem den Einfluß verschieden großer Wassermengen auf die Leistung. Bei mittleren Wassermengen entspricht der Kurvenverlauf für die Leistung ungefähr einer Parabel mit senkrecht stehender Achse; bei großen Wassermengen zeigt die untersuchte Turbine die Eigenschaft, daß mit zunehmender Tourenzahl die Leistung stärker ausfällt, als mit abnehmender Tourenzahl, während bei kleinen Wassermengen der umgekehrte Fall eintritt.

Fig. 54.



Tabelle

## Versuchs- und Rechnungsergebnisse nach Schaufel-

Bremshebellänge  $l = 1,978$  m.

$$N_1 = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n = \frac{G \cdot n}{362,08}$$

[s. Formel (31), S. 53].

Versuch Nr.	Leitschaufel- öffnung in mm	Versuchs-						
		Wagedruck $G$ in kg	Vorgelege- Min.-Um- drehung $n$	$N_1$	$N_2$	$N_1 + N_2$	$N_e$	Gefälle in m
41	10	59,0	0	0	0	0	0	3,800
47	—	42,0	119,0	13,80	0,39	14,19	14,76	3,810
46	—	37,0	145,3	14,85	0,47	15,32	15,93	3,810
44	—	32,0	161,0	14,23	0,52	14,75	15,34	3,810
45	—	27,0	180,6	13,47	0,59	14,06	14,62	3,810
57	—	24,0	183,0	12,13	0,60	12,73	13,23	3,820
43	—	22,0	200,0	12,15	0,65	12,80	13,31	3,810
42	—	12,0	254,0	8,42	0,83	9,25	9,62	3,810
64	—	0	321,0	0	0	0	0	3,850
40	20	77,0	102,0	21,69	0,33	22,02	22,91	3,730
37	—	67,0	120,0	22,21	0,39	22,60	23,50	3,760
39	—	72,0	120,0	23,86	0,39	24,25	25,22	3,730
38	—	62,0	138,9	23,79	0,45	24,24	25,20	3,750
36	—	62,0	140,0	23,97	0,45	24,43	25,40	3,770
35	—	57,0	153,7	24,20	0,50	24,70	25,69	3,770
34	—	52,0	166,7	23,94	0,54	24,48	25,46	3,770
33	—	47,0	177,6	23,05	0,58	23,63	24,58	3,770
32	—	42,0	192,0	22,27	0,62	22,90	23,81	3,790
31	—	32,0	222,0	19,62	0,72	20,34	21,16	3,790
30	—	22,0	252,0	15,31	0,82	16,13	16,78	3,800
29	—	12,0	289,0	9,59	0,94	10,53	10,95	3,810
65	—	0	345,0	0	0	0	0	3,810
28	30	130,0	0	0	0	0	0	3,660
27	—	97,0	119,3	31,96	0,39	32,35	33,64	3,660
26	—	92,0	134,3	34,12	0,44	34,56	35,94	3,670
25	—	87,0	150,7	36,21	0,49	36,70	38,17	3,670
24	—	82,0	163,0	36,91	0,53	37,44	38,94	3,670
23	—	77,0	175,6	37,34	0,57	37,91	39,43	3,680
22	—	72,0	183,6	36,51	0,60	37,11	38,59	3,690
55	—	67,0	187,0	34,60	0,61	35,21	36,62	3,640
21	—	62,0	203,0	34,76	0,66	35,42	36,84	3,690
20	—	52,0	222,0	31,88	0,72	32,60	33,91	3,700
19	—	42,0	243,3	28,22	0,79	29,01	30,17	3,710
18	—	32,0	258,0	22,80	0,84	23,64	24,58	3,720
66	—	0	345,0	0	0	0	0	3,790

## II.

## weiten und Umdrehungszahlen geordnet.

$$N_2 = 0,00325 \cdot n.$$

$$N_e = 1,04 (N_1 + N_2).$$

Versuchs-											umgerechnet auf $z = 3,7$ m			
Wasser- messung Nr.	$v$ (mittel) im Oberkanal in m/sec	Wasser- querschnitt in qm	Wasser- menge $Q$ in cbm	Pferde- stärken der Wasserkraft $N_d$	Nutzeffekt $\eta$	$G$ kg	Min.-Um- drehung $n$	$N_e$	$V$ cbm					
—	—	—	—	—	—	57,40	0	0	—					
—	—	—	—	—	—	40,74	117,21	14,09	—					
—	—	—	—	—	—	35,89	143,12	15,22	—					
—	—	—	—	—	—	31,04	158,59	14,66	—					
—	—	—	—	—	—	26,19	177,90	13,96	—					
XIII	0,147	2,611	0,384	19,60	0,670	23,25	180,11	12,61	0,378					
—	—	—	—	—	—	21,36	197,08	12,74	—					
—	—	—	—	—	—	11,66	250,40	9,22	—					
—	—	—	—	—	—	0	315,30	0	—					
—	—	—	—	—	—	76,28	101,60	22,63	—					
—	—	—	—	—	—	65,93	119,00	22,96	—					
—	—	—	—	—	—	71,32	119,50	24,92	—					
IX	0,278	2,505	0,696	34,85	0,724	61,09	137,87	24,65	0,691					
—	—	—	—	—	—	60,85	138,70	24,72	—					
—	—	—	—	—	—	55,94	152,30	24,99	—					
—	—	—	—	—	—	51,03	165,20	24,78	—					
VIII	0,255	2,540	0,648	32,60	0,750	46,04	175,77	23,84	0,641					
—	—	—	—	—	—	41,05	189,80	23,01	—					
—	—	—	—	—	—	31,22	219,20	20,38	—					
—	—	—	—	—	—	21,42	248,70	16,12	—					
—	—	—	—	—	—	11,65	284,78	10,48	—					
—	—	—	—	—	—	0	339,60	0	—					
—	—	—	—	—	—	131,43	0	0	—					
—	—	—	—	—	—	98,07	119,94	34,20	—					
—	—	—	—	—	—	92,88	134,90	36,46	—					
—	—	—	—	—	—	87,71	151,30	38,63	—					
—	—	—	—	—	—	82,67	163,70	39,41	—					
VII	0,427	2,364	1,009	49,58	0,796	77,31	176,00	39,67	1,011					
—	—	—	—	—	—	72,19	183,85	38,75	—					
XI	0,427	2,247	0,959	46,50	0,790	68,01	188,40	37,45	0,966					
—	—	—	—	—	—	62,05	203,10	36,88	—					
—	—	—	—	—	—	52,00	222,00	33,91	—					
—	—	—	—	—	—	41,84	242,80	30,00	—					
—	—	—	—	—	—	31,83	257,20	24,37	—					
—	—	—	—	—	—	0	341,00	0	—					

Tabelle

## Versuchs- und Rechnungsergebnisse nach Schaufel-

Bremshebellänge  $l = 1,978$  m.

$$N_1 = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n = \frac{G \cdot n}{362,08}$$

[s. Formel (31)].

Versuch Nr.	Leitschaufel- öffnung in mm	Versuchs-						
		Wagedruck $G$ in kg	Vorgelege- Min.-Um- drehung $n$	$N_1$	$N_2$	$N_1 + N_2$	$N_e$	Gefälle $z$ in m
8	40	145,2	0	0	0	0	0	3,650
17	—	107,0	121,5	35,91	0,39	36,30	37,75	3,600
13	—	112,0	126,0	38,98	0,41	39,39	40,96	3,680
14	—	107,0	137,3	40,58	0,45	41,03	42,66	3,670
11	—	102,0	143,5	40,42	0,47	40,89	42,53	3,640
12	—	97,0	155,5	41,67	0,50	41,18	43,87	3,630
15	—	92,0	168,3	42,76	0,55	43,31	45,04	3,650
10	—	92,0	171,0	43,45	0,56	44,00	45,77	3,650
16	—	87,0	178,3	42,85	0,58	43,42	45,16	3,620
56	—	82,0	188,3	42,65	0,61	43,26	44,99	3,590
9	—	82,0	195,0	44,16	0,63	44,79	46,59	3,670
7	—	72,0	209,0	41,57	0,68	42,25	43,94	3,650
6	—	62,0	225,7	38,59	0,73	39,32	40,90	3,670
5	—	52,0	241,0	34,70	0,78	35,48	36,91	3,680
4	—	42,0	255,5	29,63	0,83	30,46	31,69	3,720
3	—	32,0	273,0	24,09	0,89	24,98	25,97	3,730
2	—	22,0	300,0	18,23	0,97	19,20	19,97	3,740
1	—	12,0	319,0	10,57	1,04	11,61	12,08	3,760
67	—	0	348,0	0	0	0	0	3,770
61	50	149,1	0	0	0	0	0	3,430
60	—	103,6	147,0	42,06	0,48	42,54	44,24	3,530
54	—	102,0	154,5	43,53	0,50	44,03	45,79	3,485
62	—	93,6	169,0	43,69	0,55	44,24	46,01	3,380
53	—	97,0	175,7	47,07	0,57	47,64	49,55	3,505
63	—	83,6	188,0	43,49	0,61	44,10	45,78	3,360
52	—	92,0	192,3	48,86	0,62	49,48	51,47	3,560
51	—	87,0	206,3	49,57	0,67	50,24	52,25	3,620
50	—	82,0	213,0	48,24	0,69	48,93	50,89	3,640
49	—	77,0	222,3	47,28	0,72	48,00	49,92	3,645
48	—	72,0	230,0	45,74	0,74	46,48	48,35	3,660
68	—	0	348,6	0	0	0	0	3,762
58	—	102,0	183,0	51,54	0,59	52,13	54,23	3,660
59	—	97,0	190,0	50,90	0,62	51,52	53,58	3,570
69	—	0	347,4	0	0	0	0	3,760

## II.

weiten und Umdrehungszahlen geordnet (Fortsetzung).

$$N_2 = 0,00325 \cdot n.$$

$$N_e = 1,04(N_1 + N_2).$$

ergebnisse							umgerechnet auf $z = 3,7$ m			
Wasser- messung Nr.	$v$ (mittel) im Oberkanal in m/sec	Wasser- querschnitt in qm	Wasser- menge $Q$ in cbm	Pferde- stärken der Wasserkraft $N_d$	Nutzeffekt $\eta$	$G$ kg	Min.-Um- drehung $n$	$N_e$	$V$ cbm	
—	—	—	—	—	—	147,20	0	0	—	
—	—	—	—	—	—	109,82	123,09	39,26	—	
—	—	—	—	—	—	112,67	126,38	41,33	—	
—	—	—	—	—	—	107,78	137,80	43,13	—	
—	—	—	—	—	—	103,62	144,60	43,55	—	
—	—	—	—	—	—	98,84	156,95	45,09	—	
VI	0,508	2,376	1,207	58,71	0,768	93,31	169,48	45,99	1,215	
—	—	—	—	—	—	93,20	172,11	46,67	—	
—	—	—	—	—	—	88,87	180,17	46,61	—	
XII	0,541	2,164	1,171	56,00	0,800	84,61	191,29	47,17	1,189	
—	—	—	—	—	—	82,67	195,78	47,15	—	
—	—	—	—	—	—	72,88	210,25	44,75	—	
—	—	—	—	—	—	62,42	226,44	41,30	—	
V	0,439	2,388	1,048	51,49	0,717	52,15	241,40	37,08	1,049	
—	—	—	—	—	—	41,76	254,70	31,40	—	
—	—	—	—	—	—	31,70	271,90	25,66	—	
—	—	—	—	—	—	21,77	298,50	19,67	—	
IV	0,285	2,540	0,724	36,32	0,333	11,80	316,40	11,79	0,718	
—	—	—	—	—	—	0	345,00	0	—	
—	—	—	—	—	—	161,00	0	0	—	
I	0,640	2,070	1,324	61,96	0,714	109,19	150,90	47,88	1,359	
—	—	—	—	—	—	108,29	159,20	50,09	—	
II	0,691	1,847	1,276	57,51	0,800	102,31	176,69	52,58	1,334	
—	—	—	—	—	—	102,40	180,50	53,71	—	
III	0,729	1,718	1,252	56,12	0,816	91,79	197,00	52,58	1,313	
X	0,612	2,1996	1,346	64,00	0,800	95,62	196,03	54,53	1,372	
—	—	—	—	—	—	88,92	208,57	54,00	—	
—	—	—	—	—	—	83,36	214,75	52,15	—	
—	—	—	—	—	—	78,16	223,90	51,05	—	
—	—	—	—	—	—	72,79	231,20	49,14	—	
—	—	—	—	—	—	0	345,60	0	—	
—	—	—	—	—	—	103,12	184,00	55,12	—	
XIV	0,631	2,2113	1,395	66,50	0,810	100,53	193,43	56,55	1,420	
—	—	—	—	—	—	0	345,00	0	—	

Für den Besitzer bzw. Käufer der Turbine sind die Darstellungen in Fig. 55 und 56 wichtiger als diejenigen der Fig. 54.

In Fig. 55 sind zunächst die Leistungen  $N_e$  (aus Fig. 54 entnommen) als Funktion der Leitschaufelweiten für die normale Umdrehungszahl aufgetragen. Auf den gleichen Ordinaten wie die Pferdestärken wurden die Wassermengen eingetragen. Die Werte für dieselben sind der letzten Kolonne von Tabelle II (S. 80 bis 83) entnommen und — in Ermangelung einer anderen genügend zuverlässigen Methode — mit

Fig. 55.

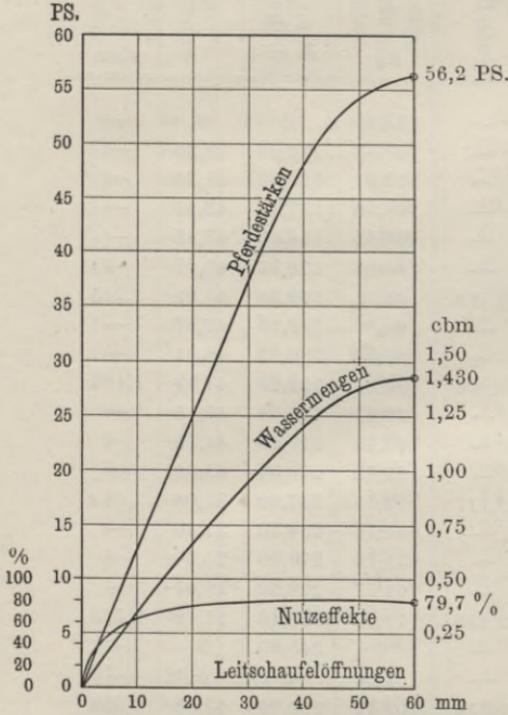
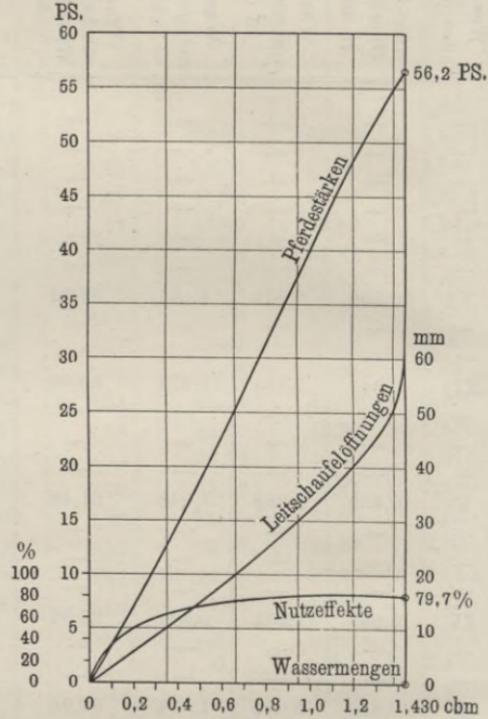


Fig. 56.



(Normales Gefälle 3,70 m, Umdrehungen der Vorgelegewelle 189,75.)

Hilfe von analogen Kurven, für eine andere Turbine gleichen Systems, bei deren Untersuchung ebensoviele (gleichzeitige) Wassermessungen wie Bremsversuche vorgenommen wurden, auf die normale Umdrehungszahl von 189,75 berichtigt. Die Kurven für die Pferdestärken und die Wassermengen stellen wiederum Interpolationslinien für die ermittelten Werte dar. Aus der Leistungskurve und der Wassermengenkurve ergaben sich neue Werte für den Wirkungsgrad (vgl. Tabelle II, S. 80 bis 83) und sind dieselben als Kurve in Fig. 55 eingezeichnet.

Fig. 56 ist lediglich eine andere Darstellung der Fig. 55, indem die Wassermengen als Abszissen und die Pferdestärken, Leitschaufelweiten und Nutzeffekte als Ordinaten eingeführt sind.



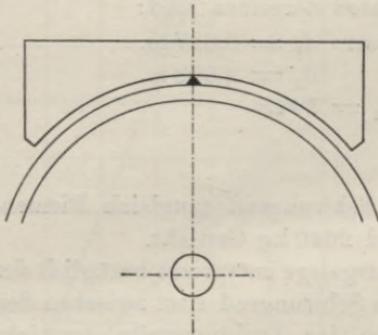
Lager-, Zahn- und Luftreibungsarbeit ermittelt und zu der gebremsten Leistung addiert werden (vgl. S. 52 u. f.).

Die Bremsrichtung entsprach der auf S. 57 beschriebenen und durch Fig. 42 (S. 58) dargestellten Anordnung. Der Hebel des Pronyschen Zaumes stützte sich demnach auf eine Dezimalwaage und war die verwandte Bremse selbst ein besonders empfindlicher, leicht zu bedienender Apparat. Die Brems Scheibe von 1250 mm Durchmesser wurde neben dem Schwungrade, also zwischen den Lagern ( $D_2$ ) und ( $D_3$ ) (s. Fig. 40, S. 55) aufgesetzt.

Die Waage wurde so hoch aufgestellt, daß der Bremsbalken genau horizontal gerichtet war.

Sowohl die Bremshebellänge als auch den toten Druck der Bremse auf die Waage bestimmte man vor und nach den Versuchen; die Mittelwerte derselben legte man der Rechnung zugrunde. Betreffs Er-

Fig. 57.



mittelung der letzteren Größe sei noch folgendes bemerkt. Der Bremsbalken wurde über der Welle etwas angehoben und mittels eines Dreieckseisens senkrecht über dem Wellenmittelpunkt unterstützt, wie Fig. 57 zeigt; hierdurch erzielte man eine reibungslose Lagerung der Bremse in der Vertikalen durch die Wellenmitte. Nachdem das freie Ende des Balkens um ein gleiches Stück wie die Bremse durch entsprechende Unterlagen gehoben war, konnte

der tote Druck der Bremse auf die Waage bestimmt werden.

Die Brems Scheibe wurde durch Wasser gekühlt; dasselbe floß aus einem höher stehenden Fasse durch einen Schlauch in den Einführungstrichter unter konstanter Druckhöhe, was man in der gleichen Weise erzielte, wie im Beispiele S. 74 beschrieben. Hierdurch wird ein ruhiges und sicheres Arbeiten der Bremse bedeutend gefördert.

### Berechnung der absoluten und gebremsten Pferdekräfte, sowie der Nutzeffekte.

Es bezeichne  $l$  die Länge des Bremshebels in Meter; dieselbe wurde im Mittel zu 3,024 m bestimmt;

$G$  den Wagedruck in Kilogramm abzüglich des Bremshebelgewichtes, welches 80 kg betrug;

und  $n$  die minutliche Umdrehungszahl der Vorgelegewelle, so besteht [nach Formel (31), S. 53] für die Bremspferde die Beziehung:

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,5} = 0,00422 G \cdot n \text{ Pferdestärken.}$$

Aus den jeweilig gefundenen Werten für  $G$  und  $n$  ergeben sich die in der Tabelle eingeschriebenen Zahlen für  $N_1$ .

Aus den einzelnen Berechnungen für  $N_2$  bis  $N_5$  sub a) bis d) und den Werten für  $N_1$  ergeben sich sodann die Werte für  $N_e$ . Die absoluten Pferdestärken resultieren aus der gefundenen Wassermenge  $V$  und der Beziehung [s. Formel (7), S. 27 und (2), S. 39]:

$$N_a = \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}.$$

Der Nutzeffekt der Anlage bzw. der Turbine ist aus der Relation  $\eta = \frac{N_e}{N_a}$  [s. Formel (8), S. 34 und s. S. 51] zu ermitteln.

Die einzelnen berechneten Werte finden sich in Tabelle II zusammengestellt.

### Bestimmung der Verluste durch Reibung.

Die Berechnung der Reibungsarbeiten geschah im einzelnen wie folgt:

a) Bestimmung des Lagerreibungsverlustes  $N_2$  durch das Gewicht der Vorgelegewelle und Zubehör. — Es betrug

das Gewicht der Vorgelegewelle . . . .	512 kg
" " " Bremsscheibe . . . .	943 "
" " des konischen Triebes . . . .	363 "
" " " Schwungrades . . . .	2640 "

Zusammen  $g_s = 4458$  kg

Die Lagerzapfen der Vorgelegewelle hatten die Durchmesser  $D_1 = 0,120$  m,  $D_2 = 0,140$  m,  $D_3 = 0,120$  m, woraus sich ein mittlerer Zapfendurchmesser von  $D_m = 0,126$  m ergibt. Der Zapfenreibungskoeffizient konnte für die verwendeten Ringschmierlager mit beweglichen Weißmetallscheiben zu  $\mu = \frac{1}{40}$  angenommen werden. Mit diesen Werten erhält man [nach Formel (32), S. 53] eine Lagerreibungsarbeit von

$$N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 76} = 4458 \cdot \frac{1}{40} \cdot \frac{0,126 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \sim 0,01 \cdot n.$$

b) Die Zahnreibungsarbeit  $N_3$  wird auf Grund der konstruktiven Daten der Zahnräder (s. S. 54) ermittelt; sie ist proportional der zu übertragenden Leistung ( $N_1 + N_2$ ). Der Reibungskoeffizient  $\mu_1$  werde gleich 0,075 gesetzt in Anbetracht der genauen Herstellung der Räder. Die Größe  $x$  der Formel (34 b), S. 54 berechnet sich zu 0,141. Demnach ist

$$N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) = 0,075 \cdot 0,141 \cdot (N_1 + N_2)$$

oder

$$N_3 = 0,0105 \cdot (N_1 + N_2) = \sim 0,01 (N_1 + N_2).$$

c) Die Reibungsarbeit  $N_4$  im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle infolge des Zahndruckes ergibt sich nach Formel (38 b), S. 55

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{n \cdot D_{1,2} + n' \cdot D_4}{d_1 \cdot n}.$$

Die einzusetzenden Werte sind hierbei:

mittlerer Zapfendurchmesser der Lager 1 und 2 . . . . .	$D_{1.2} = 0,130$ m
Halszapfendurchmesser . . . . .	$D_4 = 0,275$ „
Durchmesser des kleinen Rades . . . . .	$d_1 = 0,627$ „
$\mu = \frac{1}{40}$	$n' = \frac{1}{4} \cdot n$

Daher

$$N_4 = \frac{1}{40} \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{0,130 + \frac{0,275}{4}}{0,627}$$

oder

$$N_4 = 0,00793 \cdot (N_1 + N_2 + N_3).$$

Setzt man noch für  $N_3$  den unter b) (S. 87) gefundenen Wert ein, so wird

$$N_4 = 0,00793 \cdot 1,01 (N_1 + N_2) = 0,00801 (N_1 + N_2).$$

d) Aus analogen Versuchen konnte man den Wert für die Luftreibungsarbeit bei einer Tourenzahl von 130 pro Minute zu etwa 1,7 PS annehmen. Um sich des Vorwurfes, zu günstig gerechnet zu haben, zu beheben, wurde die Luftreibungsarbeit mit nur  $N_5 = 0,8$  PS in Rechnung gesetzt. — Die Summe der Verluste unter a) bis d) ergibt sich somit aus den Werten  $N_2 + N_3 + N_4 + N_5$  und die Gesamtleistung der Turbine ist

$$\begin{aligned} N_e &= N_1 + N_2 + 0,01 (N_1 + N_2) + 0,00801 (N_1 + N_2) + 0,8 \text{ PS} = \\ &= 1,01801 (N_1 + N_2) + 0,8 \text{ PS}. \end{aligned}$$

### Wassermessung.

Die Wassermessung erfolgte im Oberwassergerinne mittels des Woltmannschen<sup>1)</sup> Flügels mit elektrischer Zeichengebung (s. S. 12 u. 13). Die Gleichung für den Flügel war von der hydrometrischen Prüfungsanstalt an der Technischen Hochschule in München festgelegt. Das Meßprofil war von rechteckigem Querschnitt mit glatt zementierten Wänden. Die Seitenwände des Profils waren senkrecht. Die lichte Weite betrug 3,30 m.

Die Wassergeschwindigkeit wurde nach der Teichmannschen Methode in acht Punkten des Meßprofils (s. S. 7 u. f.) bestimmt. Für jeden Punkt wurden Beobachtungen bei 50 und 250 Umdrehungen des Flügels angestellt.

Zur Bestimmung der Wassertiefe wurde die Entfernung der Oberkante des Kanales und die Kanalsohle festgestellt; dieselbe betrug im Mittel 2,038 m. Durch Messung wurde die Entfernung  $h_m$  von Kanaloberkante bis zum Oberwasserspiegel ermittelt, so daß sich die Wassertiefe zu

$$2,038 - h_m$$

<sup>1)</sup> Die Woltmannsche Flügelmessung konnte hier mit Vorteil angewandt werden, da der Kanal einen regelmäßigen einfachen Querschnitt hatte und somit möglichst gleiche Geschwindigkeit der parallel liegenden Wasserfäden bestand.

berechnet, wobei die Höhe  $h_m$  als Mittelwert einer Anzahl — etwa alle zwei Minuten — erfolgter Beobachtungen eingesetzt wurde.

Für jede Wassermessung wurde eine Tabelle (s. S. 90) aufgestellt, aus welcher die mittlere Wassergeschwindigkeit  $v$  sich in bekannter Weise als  $v = \frac{v_1 + v_2 + \dots}{n}$  [s. S. 8, Formel (6)] ergab; hier bedeutet  $n$  die Anzahl der Messungen. Die Wassermenge resultierte somit [s. S. 4, Formel (12)] aus

$$V = 3,3 (2,038 - h_m) \cdot v \text{ cbm/sec.}$$

### Gefällebestimmung.

Durch gegenseitige Einnivellierung eines T-Eisens des Podiums direkt vor der Einlaßfalle und eines T-Eisens am Turbinenhaus direkt über dem Auslaufe wurde der Höhenabstand zu 1,224 m ermittelt. Die Tieflage des Ober- bzw. des Unterwasserspiegels unter dem T-Eisen sei zu  $H_o$  bzw.  $H_u$  durch Pegelbeobachtung ermittelt, so ist das Gefälle  $z = 1,224 - H_o + H_u$  (s. S. 19 u. 20).

Die Messungen des Nutzgefälles erfolgten während der ganzen Versuchszeit alle zwei Minuten.

### Versuchsergebnisse.

Bei der Wassermessung, Pegelbeobachtung und Bremsung waren mehrere Beobachter — mit gleichgerichteten Uhren behufs Zeitangabe der Notierungen — tätig. — Die Versuchsergebnisse der Wassermessung sind in Tabelle I (S. 90) und der absoluten Pferdestärken, Nutzeffekte usw. bei 25,50 und 80 mm Leitschaukelöffnung in Tabelle II (S. 91) zusammengestellt. — Die Versuche mußten bei geringerem Gefälle als normal durchgeführt werden, da der Untergraben noch nicht entsprechend erweitert war und sich das Wasser somit stark aufstaute; demzufolge wurde auch die Tourenzahl der Turbine herabgemindert, um entsprechende normale Betriebsverhältnisse für die Turbine zu erzielen. Bei 2 m Gefälle soll die Turbine 35,5 Touren machen; es war somit die Tourenzahl proportional den Quadratwurzeln aus den Gefällen verringert worden, d. h. bei 1,434 m ist die normale Tourenzahl

$$n = 35,5 \cdot \sqrt{\frac{1,434}{2}} = 30,$$

entsprechend  $4 \cdot 30 = 120$  Touren an der Vorgelegewelle.

Da das Wasser mit großem Gefälle zufließ, so mußte mit einer schweren Leerschütze die Höhe des Oberwasserspiegels fortwährend reguliert werden, um eine Überflutung zu vermeiden; es mußten somit häufige Beobachtungen angestellt werden, um sichere Mittelwerte für Gefälle und Tourenzahl zu erhalten, da beide Größen Schwankungen unterlegen waren. Beim Vergleich — bezüglich der Berechnung des

Tabelle I.

## Wassermessung.

Versuch I			Versuch II			Versuch III		
Profilpunkt	Ableseung der Sekunden für 50 bis 250 Flügelumdrehungen	Flügelumdrehungen pro Sekunde	Profilpunkt	Ableseung der Sekunden für 50 bis 250 Flügelumdrehungen	Flügelumdrehungen pro Sekunde	Profilpunkt	Ableseung der Sekunden für 50 bis 250 Flügelumdrehungen	Flügelumdrehungen pro Sekunde
1 oben	—	0,747	1 oben	38,0	1,224	1 oben	26,5	1,845
	68,0			80,0			53,0	
1 unten	129,0	1,030	1 unten	119,0	2,330	1 unten	81,0	3,470
	201,0			169,0			110,0	
2 unten	—	1,485	2 unten	22,0	2,810	2 unten	14,5	3,760
	33,0			36,0			26,5	
2 oben	68,0	0,865	2 oben	54,0	2,360	2 oben	40,0	3,210
	101,0			71,5			54,0	
3 oben	—	1,410	3 oben	89,0	3,125	3 oben	66,5	3,980
	35,5			21,5			12,0	
3 unten	71,0	1,800	3 unten	31,5	3,280	3 unten	24,5	4,420
	106,5			48,0			37,0	
4 unten	—	1,990	4 unten	63,5	3,380	4 unten	49,5	4,770
	28,5			15,5			11,5	
4 oben	25,0	2,030	4 oben	30,5	3,360	4 oben	22,5	4,550
	51,0			45,5			34,0	
4 unten	75,5	2,030	4 unten	61,0	3,360	4 unten	45,0	4,550
	—			76,2			56,6	
4 oben	—	2,030	4 oben	14,5	3,360	4 oben	10,5	4,550
	24,5			29,0			21,0	
4 unten	49,0	2,030	4 unten	44,5	3,360	4 unten	31,5	4,550
	74,0			58,5			42,0	
4 oben	—	2,030	4 oben	74,0	3,360	4 oben	52,5	4,550
	—			14,5			11,0	
4 unten	24,5	2,030	4 unten	29,5	3,360	4 unten	21,5	4,550
	49,0			44,0			33,0	
4 oben	74,0	2,030	4 oben	59,0	3,360	4 oben	44,0	4,550
	—			74,5			55,0	



Beaufschlagungsgrades der Turbine — mußten die Wassermengen auf gleiches Gefälle reduziert werden, wobei die Schluckfähigkeit proportional den Quadratwurzeln aus den Gefällen ist.

Bei Versuch III mit einem Gefälle von 1,434 m verarbeitet die Turbine voll beaufschlagt 4,750 cbm, während sie bei Versuch II mit 1,618 m Gefälle bei 50 mm Schaufelöffnung 3,510 cbm und bei voller Beaufschlagung  $V = 4,750 \sqrt{\frac{1,618}{1,434}} = 5,050$  cbm schlucken würde; die Beaufschlagung bei Versuch II beträgt somit  $\frac{3,510}{5,050} = 0,7$ .

Für die Turbine war bei 2 m Gefälle eine Maximalleistung von 109 PS garantiert. Der Nutzeffekt bei diesem Gefälle und bei 1,434 m Gefälle bleibt der gleiche, doch ist die benötigte Wassermenge eine größere; dieselbe berechnet sich zu:

$$V = 4,750 \cdot \sqrt{\frac{2}{1,434}} = 5,5 \text{ cbm.}$$

Der Nutzeffekt der Turbine bzw. der Gesamtnutzeffekt der Anlage beträgt laut den auf S. 91 tabellarisch zusammengestellten Messungs- und Rechnungsresultaten (Tabelle II) 82,0 bzw. 78,4 Proz. Es resultiert somit eine Leistung an der Turbinenwelle von

$$\frac{5,5 \cdot 2 \cdot 1000 \cdot 82}{75 \cdot 100} = 120 \text{ PS}$$

und eine Nutzarbeit von

$$\frac{5,5 \cdot 2 \cdot 1000 \cdot 78,4}{75 \cdot 100} = 115 \text{ PS.}$$

Die Messungswerte und Berechnungen, sowie Resultate über die Wassermenge und Bremsung sind aus Tabelle I u. II (S. 90 u. 91) zu ersehen.

Die für die Rechnung eingesetzten Reibungskoeffizienten sind niedrig und die Bremsung selbst, wie ersichtlich, genau durchgeführt. Die Nutzeffekte der Turbine ergaben sich zu (s. auch Tabelle II, S. 91):

79,5 Proz. bei 25 mm Schaufelöffnung oder ganzer Beaufschlagung.

86,0 " " 50 " " " " " "

82,0 " " 80 " " " " " "

Aus den einzelnen Berechnungen und Tabellenwerten geht somit hervor, daß die von der Firma J. M. Voith geleisteten Garantien bei weitem erfüllt sind.

Aus dem Versuch III (Tabelle I, S. 90) ergaben sich:

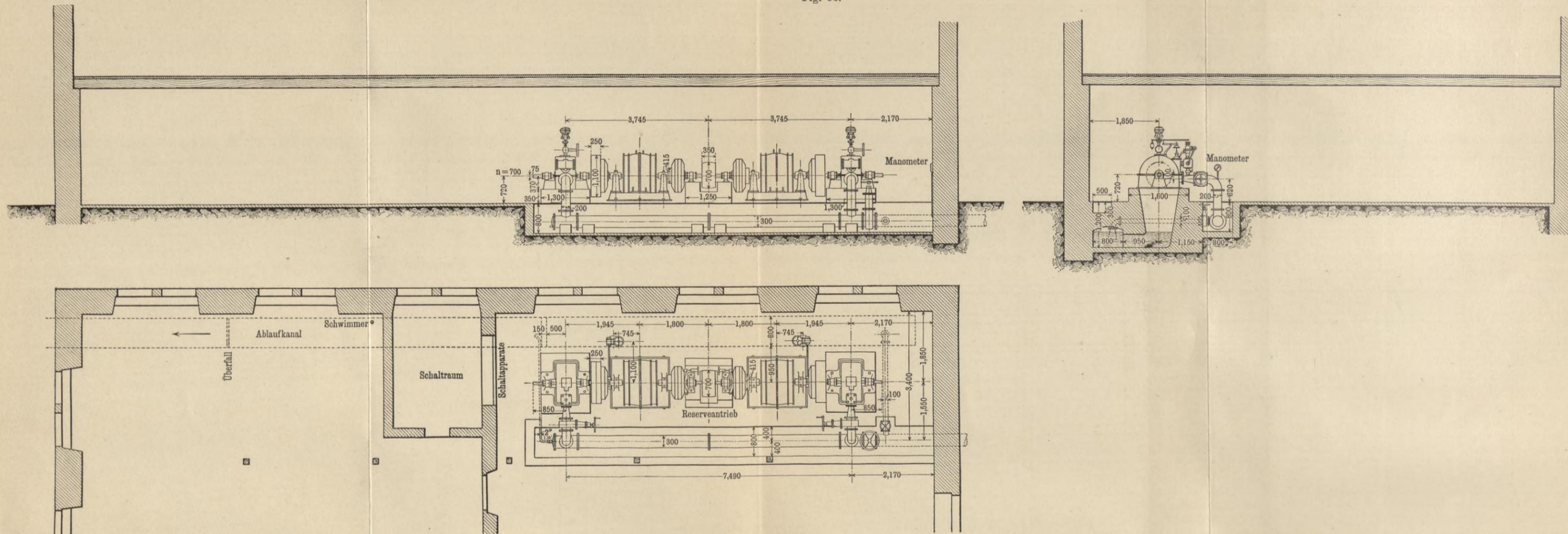
die mittlere Anzahl der Flügelumdrehungen pro Sek. zu  $\frac{30,005}{8} = 3,7506$ ,  
somit die mittlere Wassergeschwindigkeit [s. Formel (10), S. 13] zu

$$v_{III} = 0,33 + 0,226 \cdot 3,7506 = 0,8776,$$

die mittlere Wassertiefe zu 1,644 m.



Fig. 58.



Hieraus resultiert eine Wassermenge [s. Formel (12), S. 14]:

$$V_{III} = 3,3 \cdot 1,644 \cdot 0,8776 = 4,750 \text{ cbm.}$$

In analoger Weise erhielt man aus Versuchen II und I (S. 90) für die mittlere Anzahl der Flügelumdrehungen pro Sekunde:

$$\frac{21,869}{8} = 2,7336 \quad \text{bzw.} \quad \frac{11,357}{8} = 1,4196,$$

sowie für

$$v_{II} = 0,03 + 0,226 \cdot 2,7336 = 0,6478 \text{ m} \quad \text{und}$$

$$v_I = 0,03 + 0,226 \cdot 1,4195 = 0,3508 \text{ m} \quad [\text{s. Formel (10), S. 13}],$$

mittlere Wassertiefe . . . . 1,641 m und 1,688 m

und

$$V_{II} = 3,3 \cdot 1,641 \cdot 0,6478 = 3,510 \text{ cbm} \quad \text{und}$$

$$V_I = 3,3 \cdot 1,688 \cdot 0,3508 = 1,956 \text{ cbm} \quad [\text{s. Formel (12), S. 14}].$$

## Bremsversuche an der Turbinenanlage des Elektrizitätswerkes Grabs (Schweiz).

(Turbinen der Aktiengesellschaft vorm. J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

### Die wichtigsten Daten der Anlage.

Die hydraulische Anlage des Elektrizitätswerkes Grabs besteht aus zwei Hochdruckturbinen mit horizontaler Achse (System Pelton). Dieselben sind im unteren Teile des Laufrades durch einen Leitapparat von nur einer regulierbaren Zelle beaufschlagt. Die Turbinen nutzen ein außerordentlich hohes Gefälle von 220 m bei einer normalen Wassermenge von 0,052 cbm pro Sekunde aus. Das Wasser wird den Maschinen durch eine Rohrleitung zugeführt. Entsprechend dem hohen Gefälle und der verhältnismäßig kleinen Wassermenge, insbesondere aber mit Rücksicht auf den Antrieb der Stromerzeuger, wurde für die Turbinen eine Umdrehungszahl von 700 pro Minute gewählt. Die effektive Leistung der Turbinen ist je 110 PS.

Die Laufräder, sogenannte Löffelräder, haben einen äußeren Durchmesser von 850 mm; die Turbinen sind demnach sehr kompensiös gebaut. Die Beaufschlagung wird durch einen Zungenschieber, der eine Verengung der Leitradzelle ermöglicht, geregelt. (Die Gesamtanlage zeigt Fig. 58.)

Die Regulierung erfolgt durch einen Präzisionsregulator mit hydraulischer Wirkung, indem die Verstellung des Schiebers mittels Druckwasser erfolgt (vgl. S. 64 u. f.); dasselbe wird vor dem Absperrschieber der Hauptleitung entnommen und, bevor es in den Druckzylinder gelangt, durch ein Filter gereinigt. Die Regulierung erfolgt derart, daß das durch ein Federpendel beeinflusste Verteilungsventil den Wasserdruck in dem Steuerzylinder ändert; der Zylinderkolben, auf welchen

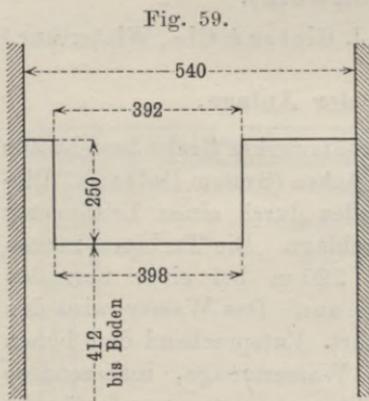
der Druck einwirkt, ist mit dem Zungenschieber verbunden und schließt bei zunehmendem Drucke und zunehmender Tourenzahl, öffnet dagegen bei vermindertem Drucke, entsprechend einer Tourenverringering.

### Versuchsordnung.

Die Bremsung erfolgte mittels eines Pronyschen Zaumes; derselbe wurde auf dem freien Wellenende der Turbine angebracht. Der Bremshebel drückte auf eine empfindliche Dezimalwaage. Die Länge des Hebels wurde vor und nach den Versuchen gemessen; sie betrug im Mittel 1,8 m. Die Belastung der Waage durch das Bremshebelgewicht ermittelte man ebenfalls am Anfang und am Ende der Versuche und führte den Mittelwert in die Rechnung ein.

Die Tourenzahl der Turbine wurde mittels eines Tachometers gemessen, und die Angaben desselben durch einen besonderen Vergleichsversuch mit einem Handtounenzähler auf ihre Richtigkeit geprüft.

Die Wassermessung erfolgte an einem Überfalle mit Seitenkontraktion, welcher im Unterwassergraben eingebaut war. Zur



Messung der Überfallhöhe  $h$  diente ein Schwimmer in einer Entfernung von 4 m oberhalb der Überfallkante. Die Maße des Überfalles kontrollierte man unmittelbar vor dem Versuche und sind dieselben aus Fig. 59 zu ersehen. Bezeichnet  $b$  die Breite des Überfalles, so lautet die Formel (14 b), S. 15, welche zur Bestimmung der Wassermenge  $V$  angewandt wurde:

$$V = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh},$$

wobei für den Koeffizienten  $\frac{2}{3} \cdot \mu = \mu'$  je nach der Überfallhöhe  $h$  die Werte 0,407 bis 0,420 gesetzt wurden<sup>1)</sup>. Eine besondere Messung ergab, daß das pro Sekunde verbrauchte Kühl- und Schmierwasser für die Bremse 0,0004 cbm, d. h. 0,4 Liter, betrug. Dasselbe kam jeweils von der Überfallwassermenge in Abzug.

Die Gefällsmessung erfolgte, wie dies bei solch hohen Gefällen mit Rohrzuführung üblich ist, mittels Manometers unmittelbar an der Turbine. Dem gemessenen Manometerdruck entspricht jeweils eine bestimmte Wassersäule von der Höhe, um welche der Oberwasserspiegel über der Maßstelle liegt. Allerdings wird hierbei nicht berücksichtigt, daß in der Rohrleitung Druck- bzw. Gefällsverluste durch die Reibung des Wassers während der Bewegung auftreten. Bei Außerachtlassung dieser Verluste, die eigentlich noch im Bereiche der maschinellen Anlage

<sup>1)</sup> Vgl. Wassermessung, S. 15 u. 16.

liegen, wird naturgemäß ein kleineres Gefälle berechnet, als es tatsächlich vorhanden ist. Auch sei erwähnt, daß das Gefälle von der Turbine bzw. dem Manometer aus bis zum Unterwasserspiegel bei obiger Messung vernachlässigt wird. Indes spielt dieser Wert gegenüber dem Gesamtgefälle keine große Rolle. — Die Angaben des Manometers wurden durch eine nachträglich vorgenommene Eichung kontrolliert und entsprechend korrigiert.

Was die Reibungsverluste anbelangt, so war schon im Verträge betreffend Garantieziffern die Bestimmung getroffen, daß die Reibungsverluste infolge des Gewichtes der Bremse, der Schwungräder und des auf der Turbinenwelle sitzenden Generatorankers in Abzug zu bringen seien. Der Berechnung derselben wurde ein Lagerreibungskoeffizient von 0,08 zugrunde gelegt<sup>1)</sup>. Außerdem wurde die Leergangsarbeit des Generators ohne Erregung der Turbine zugute gerechnet; dieselbe betrug, laut Angabe der Maschinenfabrik Oerlikon, etwa 3200 Watt oder 4,35 PS; sie wurde als konstante Größe betrachtet und jeweils zu obiger Reibungsarbeit addiert.

### Versuchsdaten und Ausrechnung derselben.

Zum Gang der Untersuchungen sei noch folgendes bemerkt: Die Bremsungen fanden für sieben verschiedene Leistungen statt und dauerten jeweils wenige Minuten.

Man legte hierbei jeweils ein bestimmtes Gewicht auf die Wage, welches ungefähr der gewünschten Belastung entsprach, und stellte alsdann die Beaufschlagung der Turbine von Hand ein, wobei naturgemäß der Geschwindigkeitsregulator abgestellt war. Sobald die Wage ruhig einspielte, wurden gleichzeitig die Ablesungen am Tachometer und Manometer, etwas später diejenigen am (Überfall-) Schwimmer vorgenommen. Bei jeder Belastung erfolgten mindestens drei derartige Gesamtablesungen, aus welchen die Mittelwerte für die Rechnung zur Verwendung kamen.

Die Zusammenstellung der Beobachtungen gibt nachstehende Tabelle (s. f. S.).

Die Resultate der Rechnung sind gleichfalls in die Tabelle eingetragen. Dieselben ergeben sich an Hand der früher abgeleiteten Formeln in einfacher Weise; für die maximale Belastung ist beispielsweise die Rechnung die folgende:

Die Bremsleistung ist laut Formel (31), S. 53:

$$N_1 = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n = \frac{62 \cdot 1,8}{716,2} \cdot 718 = 111,82 \text{ PS.}$$

Die Verlustarbeit beträgt  $N_r = 4,4074 \text{ PS.}$

Daraus: effektive Leistung  $N_e = 116,2274 \text{ PS.}$

<sup>1)</sup> Bezüglich der Berechnungsweise s. S. 52 u. f.

Versuch Nr.	Versuchsdauer	Effektives Bremsgewicht $G$ in kg	Tourenzahl $n$ der Turbine	Gefälle $z'$ in m	Überfallhöhe $h$ in m	Wassermenge $V$ in cbm	Gebremste Leistung $N_1$ in PS	Verluste $N_r$ in PS	Effektive Leistung $N_e$ in PS	Absolute Leistung $N_a$ in PS	Nutzeffekt
1	10'	19,5	700	221	0,087	0,018 15	34,280	4,4058	38,6858	53,480	72,320
2	3'	28,5	700	221	0,107	0,024 60	49,310	4,4058	53,7158	72,488	74,110
3	5'	13,0	700	222	0,067	0,013 35	22,859	4,4058	27,2648	39,516	68,990
4	5'	34,7	700	221	0,119	0,029 75	61,016	4,4058	65,7470	87,660	74,840
5	5'	42,0	707	220	0,136	0,035 70	74,590	4,4065	78,9965	104,720	75,43
6	5'	62,0	718	219	0,179	0,052 70	111,820	4,4074	116,2274	153,880	75,53
7	5'	31,0	700	221	0,111	0,026 80	54,510	4,4058	58,9158	78,970	74,60

Die absolute Leistung ist nach Formel (7), S. 27 u. Formel (2), S. 39:

$$N_a = \frac{V \cdot \gamma \cdot z' \cdot 1000}{75} = \frac{0,05270 \cdot 1 \cdot 219 \cdot 1000}{75} = 153,880 \text{ PS.}$$

Demnach ist der Nutzeffekt [s. Formel (8), S. 34 u. s. S. 51] der Turbinenanlage

$$\eta = \frac{116,2274}{153,8800} = 75,53.$$

Nach den gefundenen Resultaten schwankt der Nutzeffekt bei variabler Belastung äußerst wenig; von halber Belastung aufwärts ist er nahezu konstant (etwa 52 Proz.).

### Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

Die Anlage besteht aus zwei Francis-Turbinen von 1450 mm und 1300 mm Durchmesser. Dieselbe liefert die Betriebskraft für eine Papierfabrik. Die senkrecht stehenden Turbinenwellen treiben mittels konischer Räder die horizontale Vorgelegewelle, welche zugleich Hauptwelle der Fabrik ist, an, jedoch war die Einrichtung so getroffen, daß bei den Versuchen mit der einen Turbine das konische Räderpaar der anderen außer Eingriff gebracht werden konnte. Die Bremsscheibe von 600 mm Durchmesser war auf der horizontalen Vorgelegewelle angebracht. Es lief also während der Versuche die ganze Hauptwelle mit den darauf sitzenden Riemenscheiben mit, die Riemen aber waren abgelegt. Der Bremshebel wurde verschiedene Male, am Anfang, in der Mitte und am Ende der Versuche ausbalanciert und seine Länge gemessen. Das Mittel aus den verschiedenen Maßen der Hebellänge wurde den Berechnungen zugrunde gelegt und betrug 1,797 m. Das

Übergewicht des Bremshebels wurde ein für allemal durch einige Gegengewichtsstücke ausgeglichen, so daß als Bremsbelastung nur die auf der Wagschale liegenden Gewichte gelten. (Die Bremsanordnung zeigt Fig. 60.)

Die Tourenzahl der Hauptwelle konnte, weil verhältnismäßig niedrig, mit einem sogenannten Schnäpper und der Sekundenuhr nach dem Gehör bestimmt werden. Jede Bremsung wurde stets so lange fortgesetzt, als die dazu gehörige Wassermessung dauerte.

Die Versuche erstreckten sich auf Bestimmung der Nutzleistung und des Nutzeffektes für verschiedene Beaufschlagungen, und hieraus sollte gleichzeitig der Wirkungsgrad bestimmt werden. Die Resultate der Bremsung finden sich in der Tabelle zusammengestellt und berechnet sich hieraus die Größe der gebremsten Pferdestärken folgendermaßen.

Es sei

- $l$  die Länge des Bremshebels,
- $G$  der Wagedruck,
- $n$  die minutliche Umdrehungszahl der Welle,

so ist die Anzahl der gebremsten Pferdestärken [s. Formel (31), S. 53]

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ PS.}$$

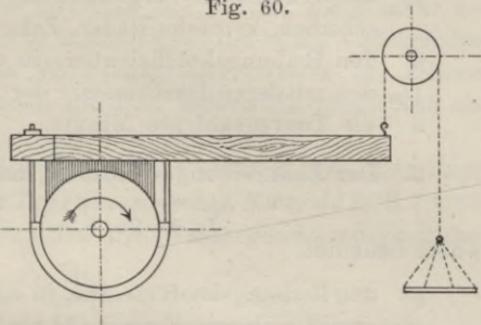
Um jetzt die effektive Leistung der Turbine zu finden, müssen zu dem berechneten Wert von  $N_1$  noch die Reibungsverluste, welche durch die Übersetzung, die Transmissionswelle u. dgl. entstehen, hinzu addiert werden. Diese Verluste setzen sich zusammen aus:

1. Lagerreibungsverluste  $N_2$ , hervorgerufen durch das Gewicht der Vorgelegewelle und der anderweitigen Gewichte nebst allem Zubehör usw.
2. Zahnreibungsverluste  $N_3$ .
3. Reibungsarbeit  $N_4$  im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle infolge des Zahndruckes und dem Gewichte der Zahnräder.

Der Widerstand der Luft ist, da wegen der kleinen Tourenzahlen zu gering, hier nicht mit in Betracht gezogen worden.

Die Reibungswiderstände werden berechnet nach den bekannten Formeln der Mechanik und nach den Dimensionen und Gewichten der in Betracht kommenden Teile der Turbine.

Fig. 60.



Im einzelnen berechnen sich:

1. Der Lagerreibungsverlust  $N_2$  nach der Formel (32), S. 53

$$N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- $g_s$  das Gewicht der Vorgelegewelle mit allem Zubehör, wie Riemenscheiben, konische Räder, Zahnräder, Bremscheibe usw.,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten, in diesem Falle = 0,08 zu setzen,  
 $D_m$  den mittleren Durchmesser der Lagerzapfen der Vorgelegewelle,  
 $n$  die Tourenzahl pro Minute.

2. Der Zahnreibungsverlust  $N_3$  nach der Formel (34 a), S. 54

$$N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- $\mu_1$  den Reibungskoeffizienten, in diesem Falle angenommen zu 0,1,  
 $x$  ergibt sich aus Formel (34 b), S. 54.

3. Die Reibungsarbeit, bedingt durch den Zahndruck im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle, nach der Formel (38 b), S. 55

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4}{d_1 \cdot n} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- $\mu$  den Reibungskoeffizienten,  
 $n$  die Tourenzahl der Vorgelegewelle pro Minute,  
 $D_{1.2}$  der mittlere Durchmesser der Lager 1 und 2 der Vorgelegewelle,  
 $D_4$  der Durchmesser des Turbinenhalszapfens,  
 $n'$  die Umdrehungszahl der Turbinenwelle,  
 $d_1$  den Radius des kleinen Zahnrades.

Wenn auf diese Weise die durch Reibung entstandenen Verluste gefunden sind, so ergibt sich die Größe der effektiven Arbeit der Turbine [nach Formel (30), S. 53]

$$N_e = N_1 + N_2 + N_3 + N_4.$$

Die Summe dieser Verluste  $N_2 + \dots + N_4$ , sowie die Werte der gebremsten und effektiven Pferdekräfte  $N_1$  bzw.  $N_e$  sind in der beifolgenden Tabelle (S. 100) zusammengestellt.

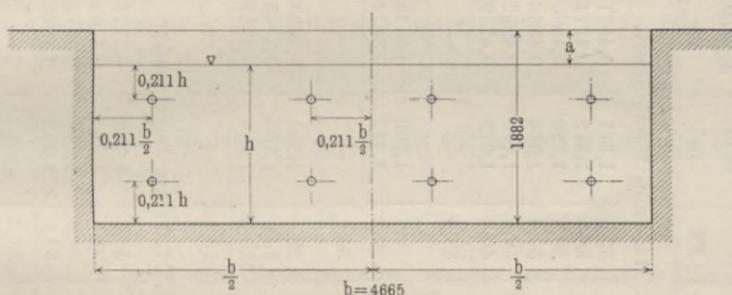
### Wassermessung.

Zur Wassermessung wurde ein Woltmannscher Flügel mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Umdrehungen benutzt. Das Profil des Kanales war zur Flügelmessung deshalb sehr gut geeignet, weil die

Sohle vollkommen glatt und wagrecht und die Seitenwände ebenso glatt und senkrecht ausgeführt waren. Ungünstig hingegen für die Messung war der Umstand, daß hierzu ein etwa 12 m vor der Turbine liegender Querschnitt in dem gemeinschaftlichen Zulauf für beide Turbinen genommen werden mußte, weil dann bei kleinen Beaufschlagungen einer Turbine sehr kleine Geschwindigkeiten im Meßprofil auftreten, bei welchen ein genaues Arbeiten des Flügels nicht mehr gewährleistet ist. Aus diesem Grunde können auch die in der beifolgenden Tabelle angeführten Werte des Wirkungsgrades, welche bei kleinen Wassergeschwindigkeiten gefunden wurden, keinen Anspruch auf absolute Richtigkeit erheben.

Die lichte Weite des Kanales betrug  $b = 4,665$  m. Die Einteilung des Meßprofils erfolgte nach der Teichmannschen Methode (s. S. 7 u. f.). Es wurde jedesmal in acht Punkten die Wassergeschwindigkeit be-

Fig. 61.



stimmt, sowie auch nach der jedesmaligen Messung die Höhe des Meßprofils festgestellt (s. hierzu Fig. 61). Letzteres geschah in der Art, daß einmal die Höhe des Kanales von seiner Oberkante bis zur Sohle gemessen wurde, diese betrug 1,882 m. Hiervon mußte dann, um die Wassertiefe zu erhalten, der Abstand  $h_m$  von der Kanaloberkante bis zum Wasserspiegel, welcher als Mittel einer Reihe von Beobachtungen bestimmt wurde, in Abzug gebracht werden. Die Höhe des Wasserprofils ergibt sich dann  $= 1,882 \text{ m} - h_m$ .

Für den in Anwendung gebrachten Flügel, welcher vorher von seinem Fabrikanten geeicht worden war, lautete Formel (11) (s. S. 13):

$$v = \frac{23,23}{t}, \quad \text{für } t < 61$$

oder

$$v = 0,030 + \frac{21,40}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

Hierbei bedeutet  $v$  die Wassergeschwindigkeit in Meter pro Sekunde und  $t$  die Zeit in Sekunden vom Aufhören des einen Signales bis zum Aufhören des nächsten.

Nr.	Beaufschlagung	Wagedruck inkl. Hebel- u. Schalen- gewicht kg	Minutliche Um- drehungszahl	N <sub>1</sub> PS	Gesamter Reibungs- verlust PS	N <sub>e</sub> PS	Mittlere Wasser- tiefe m	Mittlere Ge- schwin- digkeit m	Gefälle m	Wasser- menge Liter	N <sub>a</sub> PS	N <sub>1</sub> N <sub>a</sub> Proz.	N <sub>e</sub> N <sub>a</sub> Proz.
Turbine I. 1450 mm Durchmesser.													
1 a	voll	126	111,8	35,4	3,1	38,5	1,311	0,4571	1,329	2796	49,53	71,47	77,6
1 b	"	126	112	35,4	3,1	38,5	1,315	0,4571	1,337	2804	49,99	70,81	77,1
1 c	"	126	112	35,4	3,1	38,5	1,322	0,4680	1,336	2886	51,4	68,87	75,0
2 a	"	152	90	34,4	2,66	37,0	1,264	0,4866	1,265	2869	48,4	71,07	76,5
2 b	"	152	88,5	33,8	2,61	36,4	1,272	0,4989	1,247	2961	49,21	68,69	73,8
3	"	151	100	37,9	2,93	40,8	1,315	0,4759	1,340	2919	52,14	72,69	78,3
	Mittel			35,4	—	38,3	—	—	—	—	50,11	70,6	76,4
4 a	3/4	106,5	104,8	28,0	2,8	30,8	1,303	0,3615	1,275	2198	37,45	74,77	82,3
4 b	3/4	96	111,8	26,9	2,93	29,8	1,287	0,3674	1,248	2205	36,68	73,34	81,4
	Mittel			27,45	—	30,3	—	—	—	—	37,07	74,06	81,9
5 a	1/2	70	113,5	20,0	2,8	22,8	1,309	0,2658	1,375	1623	29,74	67,25	76,5
5 b	1/2	80	104,6	21,0	2,63	23,6	1,303	0,2743	1,349	1667	29,96	70,09	78,9
5 c	1/2	88,5	95,5	21,2	2,5	23,7	1,293	0,2753	1,325	1660	29,32	72,31	80,9
	Mittel			20,7	—	23,4	—	—	—	—	29,67	69,9	78,8
Turbine II. 1300 mm Durchmesser.													
6 a	voll	106	114,8	30,5	2,97	33,5	1,315	0,3727	1,325	2286	40,38	75,53	82,9
6 b	"	106	114,5	30,5	2,97	33,5	1,310	0,3960	1,318	2420	42,50	71,77	78,7
6 c	"	118	106,0	31,4	2,8	34,2	1,294	0,3872	1,311	2337	40,85	76,87	83,7
6 d	"	118	104,8	31,0	2,8	33,8	1,293	0,3815	1,307	2302	40,11	77,29	84,3
	Mittel			30,85	—	33,75	—	—	—	—	40,96	75,37	82,4
7	3/4	91	100,4	22,9	2,52	25,4	1,319	0,2641	1,362	1625	29,49	77,66	86,3
8	1/2	57	105	15,0	2,4	17,4	1,294	0,1605	1,416	969	18,31	81,92	95,2

Aus diesen Werten, nämlich Wassergeschwindigkeit und Profilquerschnitt, erhält man die Wassermenge, welche in einer Sekunde den Querschnitt durchfließt. Dieselbe ist gleich dem Produkt

$$b \cdot (1,882 - h_m) \cdot v \text{ [s. Formel (12), S. 14].}$$

Die Resultate dieser Messungen und Berechnungen sind in nebenstehender Tabelle angegeben.

### Gefälle.

Zur Messung des Gefälles, d. h. des Höhenunterschiedes zwischen Ober- und Unterwasserspiegel, waren mit Maßstab versehene Schwimmer eingebaut worden, deren Abstand von je zwei zu ihnen gehörigen festen Marken vor, nach und zwischen den Versuchen mehrfach bestimmt wurde. Betrug die Ablesung am Oberwasserschwimmer  $c$ , diejenige am Unterwasserschwimmer  $b$  und der Höhenunterschied der beiden festen Ablesemarken  $a$ , so ergibt sich das Gefälle  $z'$  zu [s. Fig. 15 und Formel (17), S. 19 u. 20]:

$$z = a + b - c.$$

In der Tabelle findet sich gleichfalls für jeden Versuch das mittlere Gefälle angegeben.

### Versuchsergebnisse.

Nachdem jetzt die Wassermenge, welche pro Sekunde den Profilquerschnitt durchfließt, sowie das Gefälle berechnet ist, findet man als Produkt beider die theoretische, absolute Leistung der Wasserkraft. Wenn man diese, welche mit  $N_a$  bezeichnet werden möge, in die eben durch Bremsung gefundene Leistung der Turbine  $N_1$  bzw. in die hieraus berechnete, effektive Leistung der Anlage  $N_e$  dividiert, so erhält man die gesuchten Wirkungsgrade der Turbine allein bzw. den effektiven Wirkungsgrad der Anlage.

Auch die Resultate dieser Rechnung finden sich in der nebenstehenden Tabelle.

## Bremsversuche an einer Spiralturbine <sup>1)</sup> der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim.

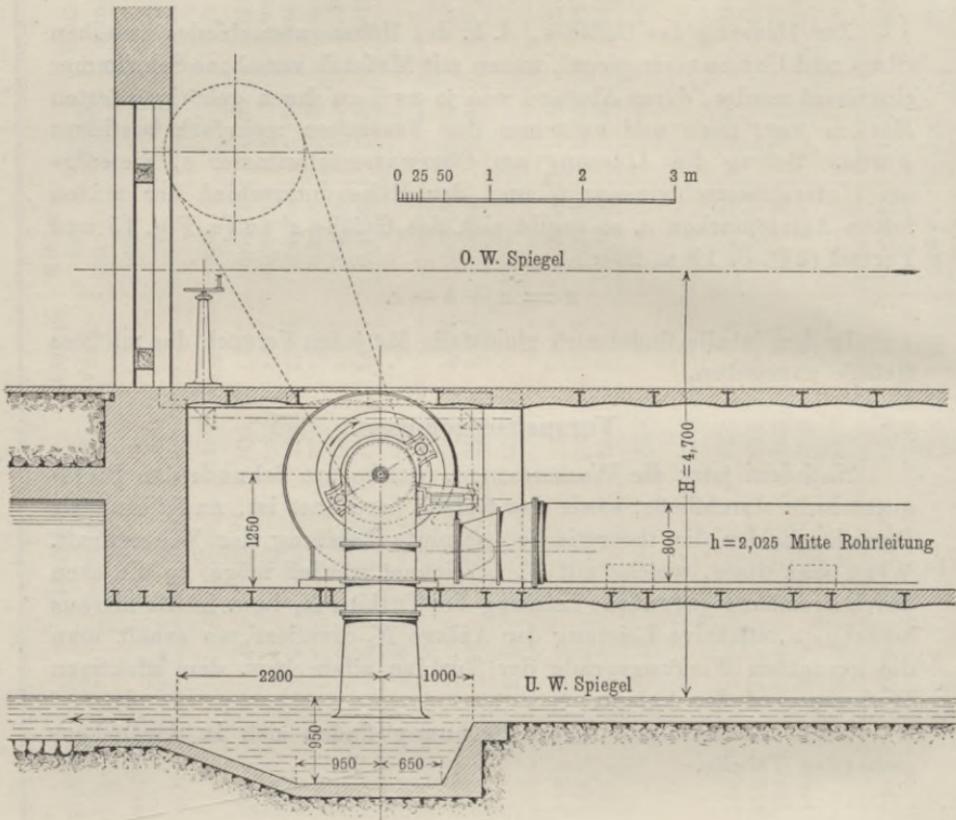
Nachfolgendes Beispiel hat besonderes Interesse in den Fällen, wo es sich darum handelt, in einem engen Raume eine einfache, zugängliche Turbinenanlage mit einfachem Antriebe zu bauen. Die lokalen Verhältnisse lagen im vorliegenden Falle so ungünstig, daß der für die Wasserkraftanlage verfügbare Platz sehr klein war. Die Anordnung

<sup>1)</sup> Siehe auch „Dingl. polytechn. Journ.“, Bd. 314, Heft 1 u. 2 (1899).

der Turbinenanlage ist aus Fig. 62 und 63 zu ersehen. Die Spiralturbine erwies sich im vorliegenden Falle als besonders zweckmäßig. Die Turbine selbst war eine Francis-Turbine mit liegender Welle im geschlossenen Gußgehäuse für folgende Daten gebaut:

- Maximale Wassermenge . . . . .  $V = 0,750 \text{ cbm}$ ,
- nützlich Gefälle . . . . .  $z' = 4,7 \text{ m}$ ,
- Tourenzah pro Minute . . . . .  $n = 162$ .

Fig. 62.



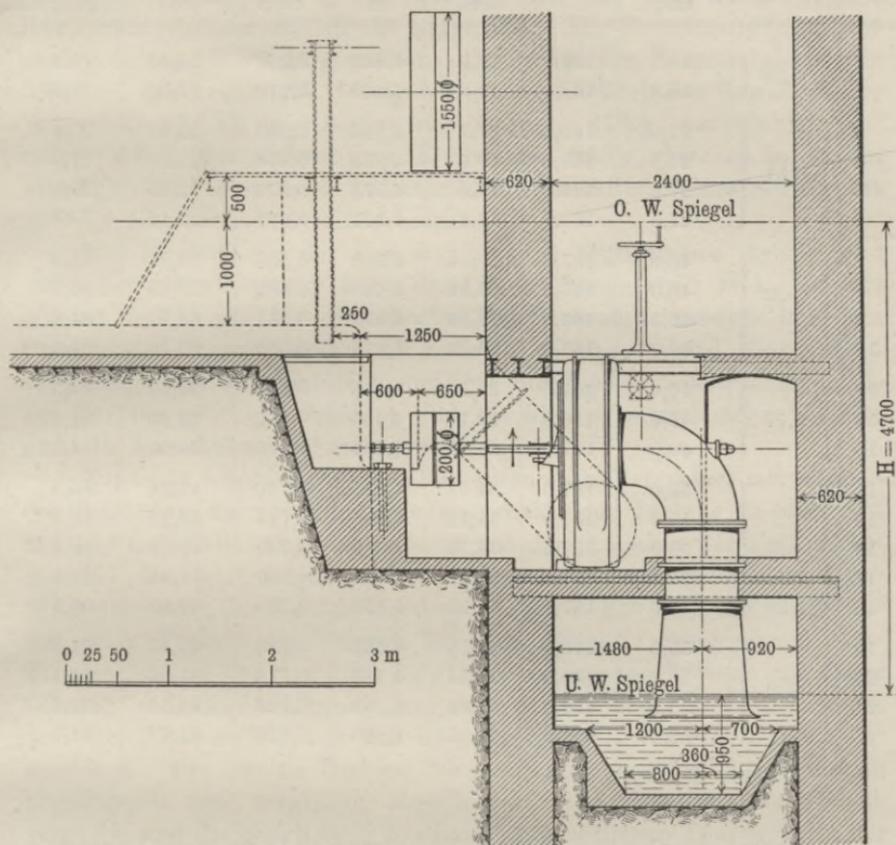
- 17,8 PS Leistung bei halber Beaufschlagung mit einem Nutzeffekt von . . . . . 76 Proz.
- 28,0 PS Leistung bei dreiviertel Beaufschlagung mit einem Nutzeffekt von . . . . . 80 „
- 37,0 PS Leistung bei voller Beaufschlagung mit einem Nutzeffekt von . . . . . 79 „

Für die Wassermessung kam die Verwendung eines scharfkantigen Überfalles mit Seitenkontraktion in Anwendung. Durch den Einbau des Überfalles trat eine Reduktion des Gefälles ein und mußte die Leistung

für 4,7 m Gefälle, bei welcher 37 PS garantiert waren, umgerechnet werden.

In der Tabelle I (S. 104) sind die Hauptresultate der Versuche zusammengestellt. Trotzdem die Verluste der Lagerreibung durch das Bremsgewicht und die Rohrreibung nicht berücksichtigt wurden, er-

Fig. 63.



gaben die bei den Versuchen gefundenen Werte für die Nutzeffekte höhere Werte, als garantiert waren.

Die Nutzeffekte dieser Francis-Turbine mit horizontaler Welle waren ebenso hoch, zum Teil noch höher, als wie dieselben bei Beispiel auf S. 85 u. f. der Francis-Turbine mit vertikaler Welle, und zwar am höchsten bei drei Viertel der maximalen Wassermenge; es ist somit die Ausnutzung der Francis-Turbine für die mittleren Wassermengen besser als wie für die maximalen. Ferner ergab sich, daß bei den Francis-Turbinen bei großer Abweichung der Tourenzahl von dem Normalwerte die Leistung wenig variierte.

Tabelle I.

Versuchs-Nr.	Beaufschlagung	Schaufel- öffnung etwa	Tourenzah pro Minute	Effektive Leistung	Gefälle	Wasser- menge	Absolute	Wirkungs- grad
		mm					Pferde- stärken	
1	0,38	18,3	162,0	11,9	4,649	0,272	16,80	70,9
2		18,3	162,0	11,9	4,643	0,276	17,00	70,9
3	0,51	27,5	161,0	17,7	4,551	0,385	23,30	75,9
4		27,5	160,0	17,6	4,576	0,376	22,80	77,0
5		27,5	160,0	17,6	4,578	0,376	22,80	77,0
6		27,5	160,5	17,6	4,577	0,379	23,10	76,3
7	0,77	40,0	167,0	28,54	4,500	0,565	33,90	83,9
8		40,0	167,0	28,54	4,486	0,562	33,60	84,9
9		40,0	167,0	28,54	4,478	0,565	33,70	84,6
10		40,0	167,0	28,54	4,476	0,565	33,70	84,6
11	0,77	40,0	157,0	28,75	4,465	0,572	34,00	84,5
12		40,0	156,0	28,75	4,465	0,572	34,00	84,0
13		40,0	157,0	28,75	4,464	0,575	34,20	84,1
14	voll	55,0	157,0	34,12	4,355	0,730	42,38	80,5
15		55,0	157,0	34,12	4,356	0,727	42,22	80,8
16		55,0	157,0	34,12	4,360	0,730	42,42	80,4
17		55,0	157,0	34,12	4,361	0,730	42,44	80,4
18		55,0	157,0	34,12	4,356	0,730	42,40	80,5
19	voll	55,0	170,0	34,04	4,385	0,716	41,85	81,3
20		55,0	170,0	34,04	4,383	0,716	41,84	81,3
21		55,0	170,0	34,04	4,363	0,724	42,11	80,8
22		55,0	166,0	34,05	4,360	0,716	41,62	81,8

### Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

Die untersuchte Anlage besteht aus einer vierfachen Zwillings-turbine (Doppelzwillingturbine) mit horizontaler Welle, ausgerüstet mit Zodels-Patent-Regulierschieber. Die vier Laufräder haben 750 mm Durchmesser und haben zu je zwei einen gemeinschaftlichen Ablaufkessel, der in ein in Beton ausgeführtes und in das Untergrabenprofil überführendes Saugrohr ausmündet. Der Regulierschieber gestattet die gleichzeitige Abschätzung von je zwei Leiträdern von voller Öffnung bis zum vollen Schluß.

Die horizontale Turbinenwelle ist mit der anzutreibenden Haupttransmission der Fabrik direkt gekuppelt. Vertragsmäßig soll jede der

beiden Zwillingsturbinen bei 4,25 m Gefälle und 175 Umdrehungen pro Minute 1875 Liter Wasser pro Sekunde verbrauchen und 85 PS leisten. Der Nutzeffekt jeder Zwillingsturbine soll bei voller bis dreiviertel Beaufschlagung 80 Proz. betragen.

### Bremsversuche.

Der Bremsapparat wurde auf die mit der Turbine gekuppelte Haupttransmissionswelle direkt aufgesetzt. Die Bremsanordnung war analog der auf S. 90 dargestellten. Die Länge des Bremshebels betrug 3,980 m, das reduzierte Hebelgewicht einschließlich des Gewichtes der Wagschale 81,5 kg (vor Beginn der Versuche 81 kg, nach Schluß derselben durch das aufgesogene Kühlwasser 82 kg, hieraus im Mittel 81,5 kg). Die minutliche Tourenzahl wurde mittels eines Schnäppers und der Uhr nach dem Gehör bestimmt.

Zur Ermittlung der von der Turbine abgegebenen Arbeit muß zur gebremsten Leistung noch die Lagerreibungsarbeit hinzu addiert werden, welche von der mitlaufenden Haupttransmissionswelle und dem Gewicht des Bremsapparates mit Zubehör verursacht wird. Das Kammzapfenlager der Turbinenwelle und ihre Stopfbüchse sollen dagegen als zur Turbine gehörig betrachtet und die hieraus entstehenden Verluste nicht in Anrechnung gebracht werden.

Zunächst wurde durch eine Reihe von sechs Versuchen mit steigender Belastung die vorteilhafteste Tourenzahl der Turbine zu etwa 173 bei 4,15 m Gefälle, übereinstimmend mit den Angaben der Fabrik, ermittelt. Die jetzt folgenden Bremsversuche wurden mit gleichzeitiger Wassermessung durchgeführt, jedoch konnte wegen Wassermangels nur mit einer Turbine ein Versuch bei 0,86 Öffnung, entsprechend einer Beaufschlagung von ungefähr 0,91, und ein zweiter Versuch mit voller Öffnung und Beaufschlagung vorgenommen werden. Ein Versuch mit dreiviertel Beaufschlagung ließ sich besonderer Umstände wegen nicht anstellen. Die zweite Turbine des Zwillingapparates wurde hierbei abgekuppelt und sorgfältig abgedichtet. Die Resultate der Bremsversuche und die gleichzeitig bestimmten minutlichen Tourenzahlen der Hauptwelle finden sich in der Tabelle I (S. 111) als Mittelwerte der Beobachtungen zusammengestellt. Man berechnet hieraus die Größe der gleichfalls in der Tabelle I angeführten gebremsten Pferdekräfte  $N_1$  in bekannter Weise nach der Formel (31) (s. S. 53)

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

$N_1$  die gesuchte, gebremste Pferdekraft,

$l$  die Länge des Bremshebels,

$G$  den Wagedruck, d. h. Gewicht des Bremshebels, einschließlich der Wagschale, und Gewicht der Bremsbelastung,

$n$  die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute.

Die Werte für  $N_1$  bei voller bzw. 0,91 Beaufschlagung berechnen sich zu (Versuch 1):

$$N_1 = \frac{(81,5 + 25) \cdot 3,98 \cdot 181,6}{716,2} = 107,47 \text{ PS,}$$

und (Versuch 2):

$$N_1 = \frac{(81,5 + 19) \cdot 3,98 \cdot 178}{716,2} = 99,41 \text{ PS.}$$

Zur Ermittlung der effektiven Leistung  $N_e$  der Turbine müssen, wie schon oben bemerkt, zu diesen gebremsten Pferdekraften die durch Reibung entstandenen Verluste hinzu addiert werden. Da die Verluste des Kammzapfenlagers und der Stopfbüchse hierbei nicht berücksichtigt werden sollen, so ist nur die Reibungsarbeit der Welle und diejenige des Bremsapparates zu ermitteln. Diese Berechnung vereinfacht sich für den vorliegenden Fall bedeutend. Denn, da nur gleiche Lagerbohrungen in Frage kommen und die Reibung erzeugenden Kräfte sämtlich senkrecht nach abwärts wirken, so läßt sich die Summe aller in Betracht kommenden Verluste durch eine einzige Rechnungsoperation bestimmen. Diese gesamte Lagerreibungsarbeit sei mit  $N_r$  bezeichnet, dann ist die effektive Arbeit der Turbine

$$N_e = N_1 + N_r.$$

Es bedeuten nun:

$G_r$  das Gesamtgewicht der Welle, einschließlich Riemenscheiben, Kuppelungen, Bremsapparat mit Zubehör u. dgl. in Kilogramm.

$n$  die Tourenzahl der Welle pro Minute,

$\mu$  den Koeffizienten der Lagerreibung,

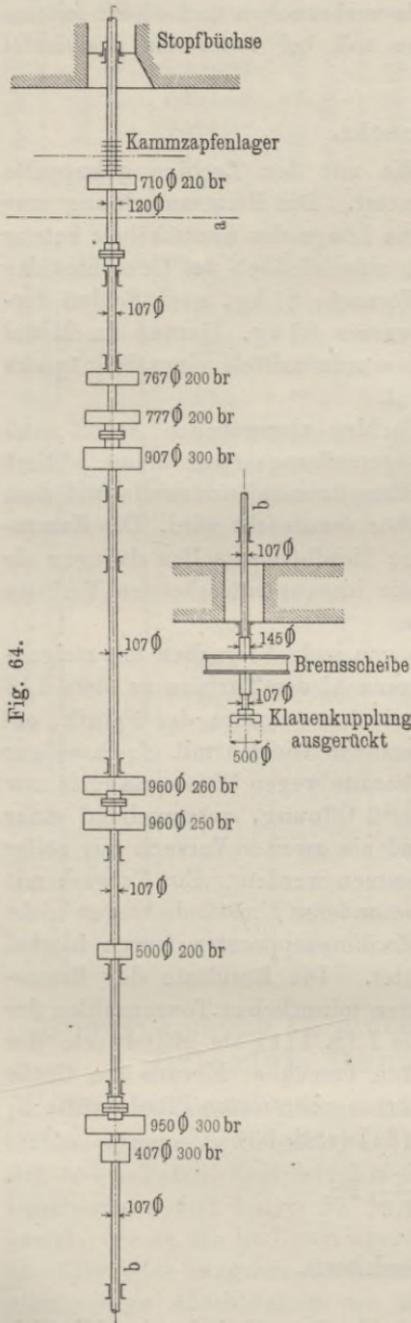


Fig. 64.

$D$  den Durchmesser der Welle in den Lagerstellen,

$P$  Wagschalenbelastung des Bremshebels,

so ist nach der Formel (39) auf S. 57:

$$N_r = \frac{(G_r + P)D\pi n \mu}{60 \cdot 75},$$

wobei in dem vorliegenden Beispiele

$$D = 107 \text{ mm,}$$

$$\mu = 0,06,$$

$$n = 181,6 \text{ bzw. } 178 \text{ (bei Versuch 1, bzw. Versuch 2),}$$

$$G_r = 4160 \text{ kg.}$$

Die Wagschalenbelastung betrug 25 kg bzw. 19 kg (bei Versuch 1 bzw. Versuch 2). Die Gesamtanordnung der Welle usw. zeigt Fig. 64, S. 106.

Die zwei Wertangaben für  $n$  und  $G_r$  beziehen sich je auf die beiden Versuche mit 0,91 (Versuch 2) bzw. voller Beaufschlagung (Versuch 1).

Die Werte für  $N_r$  bei Versuch 1 bzw. Versuch 2 ergeben sich zu:

$$N_r = \frac{(4160 + 25) \cdot 0,107 \cdot 3,14 \cdot 181,6 \cdot 0,06}{60 \cdot 75} = 3,338 \text{ PS}$$

und

$$N_r = \frac{(4160 + 19) \cdot 0,107 \cdot 3,14 \cdot 178 \cdot 0,06}{60 \cdot 75} = 3,316 \text{ PS.}$$

Auch diese so berechneten Werte für  $N_1$  und  $N_e$  finden sich in der Tabelle I angeführt.

### Wassermessung.

Die Wassermessung wurde im Oberwasserkanal und zwar kurz vor dem Rechen, wo der Kanal durch ein Holzgerinne von genau rechteckigem Querschnitt und glatten Wänden gebildet wurde, mittels eines Woltmannschen Flügels mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Umdrehungen durchgeführt. Die Wassergeschwindigkeit  $v$  berechnet sich mit Hilfe dieses Flügels und nach den Angaben der Fabrikanten nach den Gleichungen [s. Formel (11), S. 13]:

$$v = \frac{23,23}{t}, \quad \text{für } t < 61,$$

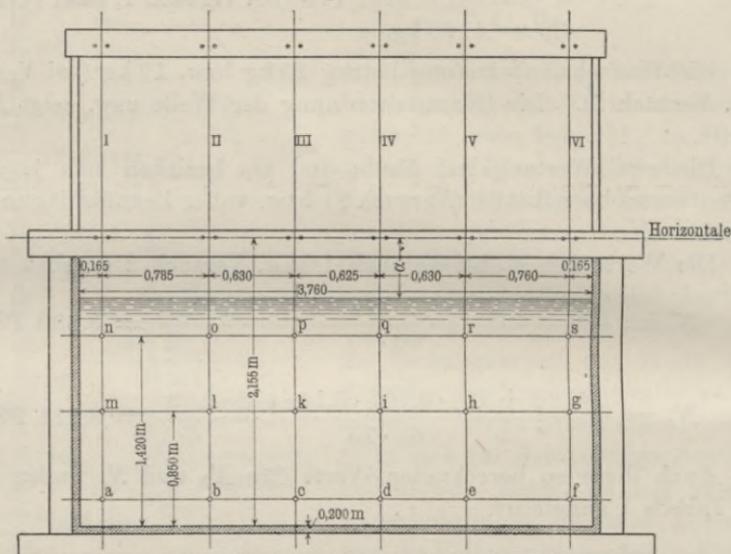
$$v = 0,030 + \frac{21,4}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

worin  $t$  die Zeit in Sekunden vom Aufhören des einen Signales bis zum Aufhören des nächsten ist. Auf diese Weise wurde bei jedem Versuche an 18 verschiedenen Punkten des Profiles (s. Fig. 65, S. 108) und zwar in drei verschiedenen Höhenlagen an je 6 Punkten die Wassergeschwindigkeit bestimmt und aus diesen 18 Werten auf graphischem Wege die mittlere Profilgeschwindigkeit folgendermaßen gefunden.

Die gewonnenen Wassergeschwindigkeiten, welche in der Tabelle II (S. 111) gegeben sind, werden, wie die Fig. 66 und 67 zeigen, in jedem Vertikalfelde als Abszissen aufgetragen und zwar mit denjenigen Höhen als Ordinaten, in welchen sich der Woltmannsche Flügel jeweils befand.

Die so gewonnenen Punkte sind durch Kurven (Fig. 66 u. 67) verbunden, welche nach dem Gefühl bis zum Oberwasserspiegel und bis zur Gerinnsoble verlängert wurden. Man erhält auf diese Weise je sechs Kurven, für jedes Vertikalfeld eine.

Fig. 65.



In eine jede dieser Kurven wurden nun in gleichmäßigen Abständen zehn neue Abszissen eingetragen, diese Abszissen gemessen und aus ihnen das arithmetische Mittel als Durchschnittsgeschwindigkeit für jedes Vertikalfeld genommen. Es ergaben sich so die Geschwindigkeiten  $v_I$ ;  $v_{II}$ ; ...  $v_{VI}$ . Diese letzteren wurden nun als Ordinaten mit den horizontalen Flügelabständen als Abszissen aufgetragen und wieder durch eine Kurve, welche bis zu den Gerinnewänden verlängert wurde, verbunden, wie die Fig. 67 zeigt.

In diese Kurve wurden jetzt zehn neue Ordinaten eingetragen und aus deren arithmetischem Mittel die mittlere Profilgeschwindigkeit berechnet.

Es sei hier bemerkt, daß die beiden Zeichnungen Fig. 66 und 67 sich nur auf die Bestimmung der Profilgeschwindigkeit bei voller bzw. 0,91 Beaufschlagung beziehen, jedoch ist das Verfahren bei anderer Beaufschlagung dem ersteren analog.

Gleichzeitig mit der Bestimmung der Profilgeschwindigkeiten, welche in Tabelle I (S. 111) angegeben sind, wurde die jeweilige Wassertiefe des Kanales auf folgende Weise gefunden:

Auf einem über dem Gerinne liegenden Querbalken wurde eine genaue Horizontallinie angerissen und von dieser aus zunächst die horizontale Lage des Gerinnebodens festgestellt, sowie sein Abstand von

Fig. 66.

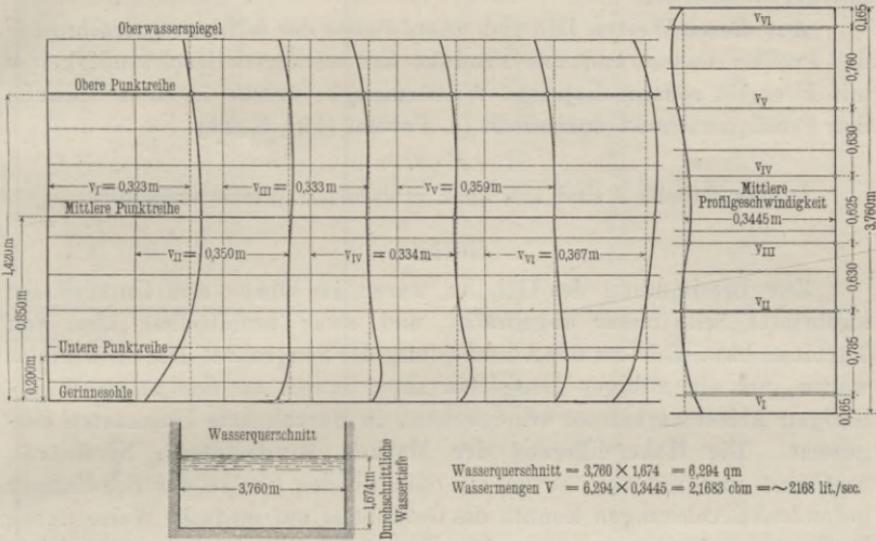
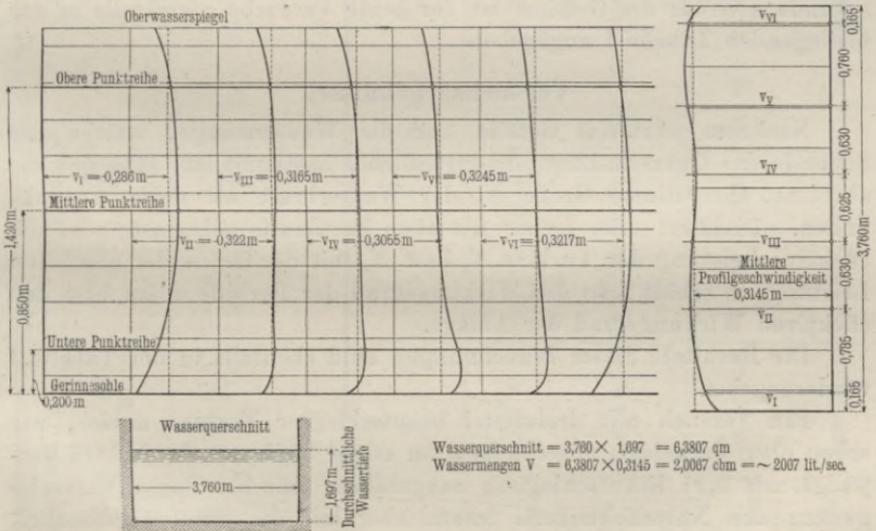


Fig. 67.



dieser Horizontallinie ein für allemal gemessen. Während eines jeden Versuches wurde dann gleichzeitig der Abstand des Oberwasserspiegels von der festen Horizontallinie an einem Maßstabe mittels eines Schwimmers als Mittelwert mehrerer Beobachtungen abgelesen, und

durch Subtraktion dieses Abstandes von der Entfernung des Gerinnekbodens von der Horizontallinie die jeweilige Wassertiefe gefunden.

Den entsprechenden Querschnitt des Profiles erhält man dann als Produkt der schon oben bestimmten lichten Weite des Kanales  $= b$  mit der Wassertiefe  $h$ .

Aus diesen Werten läßt sich dann wieder der mittlere Querschnitt  $F$  des Profiles finden und das Produkt der mittleren Geschwindigkeit  $v$  mit  $F$  ergibt sodann diejenige Wassermenge, welche in einer Sekunde den Profilquerschnitt durchfließt [s. Formel (12), S. 14]

$$F \cdot v.$$

In der Tabelle I sind alle eben erwähnten Werte angeführt.

### Gefälle.

Zur Bestimmung des Gefälles waren im Ober- und Unterwasser kalibrierte Schwimmer angebracht und zwar unmittelbar über den Turbinen bzw. dicht an der Ausmündung der Saugrohre. Die Schwimmer waren, um ein ruhiges Einspielen ihrer Skalen an den zu ihnen gehörigen Ablesemarken zu ermöglichen, in durchbohrte Holzkasten eingesetzt. Die Höhendifferenz der Marken wurde durch Nivellieren bestimmt und mit ihr, sowie aus den an den Skalen der Schwimmer gefundenen Ablesungen konnte die Gefällhöhe auf einfache Weise durch Rechnung gefunden werden. Um die größte Genauigkeit zu erzielen, wurde der Mittelwert von je etwa 20 Ablesungen genommen. Die gefundene Größe des Gefälles ist für beide Versuche gleichfalls in der beiliegenden Tabelle I angegeben.

### Versuchsergebnisse.

Nachdem jetzt das Gefälle und die Wassermenge, welche pro Sekunde das Querschnittsprofil durchfließt, bestimmt ist, läßt sich die absolute, theoretische Größe  $N_a$  der Wasserkraft als deren Produkt finden. Dividiert man ferner die oben bestimmte gebremste oder die effektive Leistung der Turbine  $N_1$  bzw.  $N_e$  mit der Größe der absoluten Leistung, so erhält man den Wirkungsgrad der Turbine allein bzw. den effektiven Wirkungsgrad der Anlage.

Die Resultate dieser Berechnungen sind ebenfalls in der Tabelle I wiedergegeben.

Ein Versuch mit dreiviertel beaufschlagter Turbine mußte, wie schon oben dargelegt, unterbleiben, an seiner Stelle wurde deshalb derjenige mit 0,91 Beaufschlagung ausgeführt. Die bei diesem Versuche gewonnenen Nutzeffektziffern lassen aber mit der größten Sicherheit erkennen, daß auch bei dreiviertel Beaufschlagung die garantierten Werte erreicht werden, um so mehr, als gerade bei dreiviertel Beaufschlagung die Turbine ihrem Schaufelplane nach den höchsten Nutzeffekt haben soll. Es folgt also hieraus, daß die für die Turbine gegebenen Garantieziffern in vollem Maße eingehalten worden sind.

Tabelle I.

Nr.	Beaufschlagung <sup>60</sup>	Wagedruck inkl. Hebel- u. Schalen- gewicht kg	Touren pro Minute	N <sub>1</sub>		Gesamter Reibungs- verlust N <sub>2</sub>		N <sub>e</sub>		Mittlere Wasser- tiefe		Profil- quer- schnitt		Mittlere Ge- schwin- digkeit		Mittleres Gefälle		Mittlere Wasser- menge		N <sub>a</sub>		N <sub>e</sub>	
				PS	PS	PS	PS	m	qm	m	m	Liter	PS	PS	Proz.	Proz.							
1	voll	108,5	181,6	107,47	3,338	110,858	1,674	6,2940	0,3445	4,555	2168	131,669	81,62	84,194									
2	0,91	100,5	178,0	99,41	3,316	102,726	1,697	6,3807	0,3145	4,600	2007	123,122	80,74	83,434									

Tabelle II.

Feld . . . . .	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	Mittlere Wasser- geschwindigkeit in Meter
Turbine voll beaufschlagt	83,2	67,0	65,3	64,2	60,0	68,2	60,0	65,2	71,5	71,4	66,0	67,3	72,0	66,5	73,5	73,5	68,5	61,5	0,3445
Turbine 0,91 beaufschlagt	94,2	72,0	70,3	68,2	68,0	78,3	69,0	72,5	80,0	73,5	72,0	77,1	82,0	74,2	78,3	83,0	77,4	74,0	0,3145

**Versuche<sup>1)</sup>**  
**in der Primärstation „Lauffen“ der elektrischen Kraft-**  
**übertragung Lauffen a. N. — Frankfurt a. M.,**  
 anlässlich der internationalen elektrotechnischen Ausstellung zu  
 Frankfurt a. M. 1891.

Die Lauffener elektrische Kraftanlage diente zur Übertragung der elektrischen Energie nach Frankfurt a. M., woselbst dieselbe in mechanische Energie zum Pumpenbetriebe umgesetzt und außerdem zur Lichterzeugung verwertet wurde. Die Hauptteile der Anlage waren: 1. in der Lauffener Zentrale: die 356 PS-Niederdruckturbine, die Dreiphasenwechselstromdynamo, welche die drei primären Wechselströme lieferte und dem primären Transformator unter der Spannung von 55 Volt zuführte. Der erzeugte Strom wurde dann mit einer 155- bzw. 160 mal höheren sekundären Transformatorenspannung in der sekundären Leitung fortgeführt. 2. In Frankfurt: der sekundäre Transformator, in welchem die drei eingeleiteten sekundären Ströme in tertiäre von je 65 Volt Spannung umgewandelt wurden. Letztere dienten dann teils zur Erzeugung mechanischer Arbeit, wie z. B. zum Antrieb einer Pumpenanlage, teils speisten sie das Leitungsnetz einer Beleuchtungsanlage. Zur Klarstellung der Gesamtdisposition und der einzelnen Teile der Anlage verweise ich auf den unten näher bezeichneten Bericht<sup>1)</sup>. Das Programm der Prüfungskommission umfaßte eingehende Untersuchungen sowohl der Gesamtanlage als auch einzelner Teile derselben. Leider konnte das Programm durch eine Reihe äußerer Umstände nicht in dem vollen Umfange und der beabsichtigten Genauigkeit durchgeführt werden.

Da die ganze Anlage und die an ihr vorgenommenen einzelnen Untersuchungen nicht nur ein historisches, sondern auch ein großes, allgemeines Interesse haben, so will ich nicht verfehlen, die hauptsächlichsten Versuche, welche in der Primärstation Lauffen sowohl an der Gesamtanlage, als auch an ihren einzelnen Teilen ausgeführt wurden, an dieser Stelle kurz darzulegen und zwar sollen die folgenden Kapitel behandelt werden:

- A. Bremsung der Turbine.
- B. Wirkungsgrad der Dynamo.
- C. Wirkungsgrad der Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Oerlikon-Aktien-Gesellschaft in Lauffen.
- D. Leerlaufverbrauch der Transformatoren in Lauffen.
- E. Wirkungsgrad der gesamten Arbeitsübertragung bei einer Spannung von etwa 25 000 Volt.

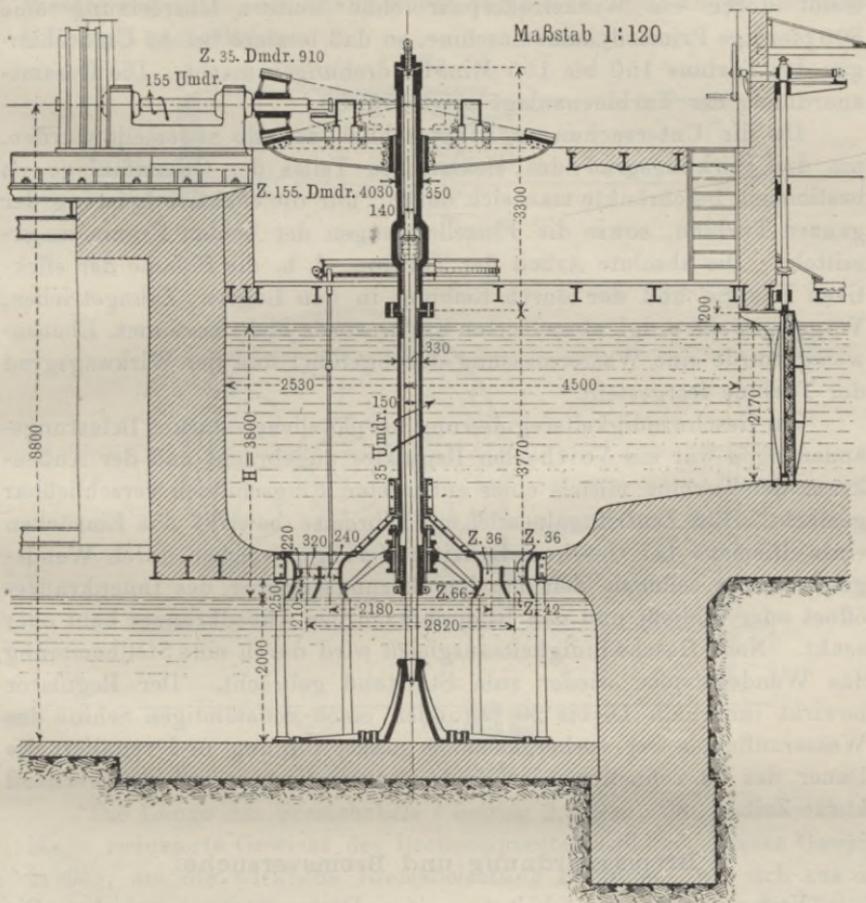
---

<sup>1)</sup> Die Prüfungsergebnisse sind dem „Offiziellen Berichte der Prüfungskommission der Elektrotechnischen Ausstellung in Frankfurt a. M. 1891“ entnommen, welcher der Verfasser als Assistent angehörte.

### A. Bremsung der Turbine.

Die Anlage besteht aus vier gleich gebauten Turbinen, von welchen jedoch nur eine untersucht worden ist. Diese war eine zweikränzige Kombinationsturbine mit einer garantierten Leistung von 304 PS bei 3,8 m Nutzgefälle, 8000 Liter Wasserverbrauch pro Sekunde und 35 Um-

Fig. 68.



drehungen pro Minute. Der äußere Schaufelkranz war als Reaktionsturbine System Jonval gebaut für 4000 Liter pro Sekunde und 3,8 m Gefälle. Dieses ergibt bei einem Wirkungsgrad von 75 Proz. und einer Tourenzahl von 35 pro Minute eine Leistung des äußeren Kranzes allein von 152 PS. Der innere Schaufelkranz war als Aktionsturbine gleichfalls für 4000 Liter in der Sekunde und 3,8 m Gefälle gebaut, und beträgt die Leistung des inneren Schaufelkranzes allein bei demselben Wirkungsgrade und derselben Tourenzahl wie oben gleichfalls 152 PS. Der innere Schaufelkranz war mit einer Schieberregulierung

versehen, derart, daß die Beaufschlagung von einem Sechstel zu einem Sechstel geändert werden konnte. Der äußere Schaufelkranz war durch einen Ringschützen verschließbar, so daß durch Verengung der Durchflußöffnung eine Verringerung der Beaufschlagung herbeigeführt werden konnte. Als Maß dieser Beaufschlagung galt demgemäß bei den späteren Versuchen die Höhe der Ringschützenöffnung in Millimeter.

Die Turbine hat einen Fontaineschen Oberwasserzapfen und betreibt durch ein Winkelräderpaar ohne weitere Übersetzung eine 300 pferdige Primärdynamomaschine, so daß letztere bei 35 Umdrehungen der Turbine 150 bis 155 Min.-Umdrehungen macht. Die Gesamtanordnung der Turbinenanlage zeigt Fig. 68.

Da die Untersuchungen hauptsächlich deshalb angestellt wurden, um den Wirkungsgrad des elektrischen Teiles der Gesamtanlage zu bestimmen, beschränkte man sich darauf, nur die effektive Leistung der ganzen Turbine, sowie die Einzelleistungen der beiden Kränze zu ermitteln. Die absolute Arbeit der Turbine, d. h. die Summe der effektiven Energie und der durch Reibung in den Lagern, Zahngetrieben, Vorgelegewelle u. dgl. absorbierten Kraft, wurde nicht bestimmt. Ebenso wenig wurde eine Wassermessung durchgeführt und der Wirkungsgrad der Turbine festgestellt.

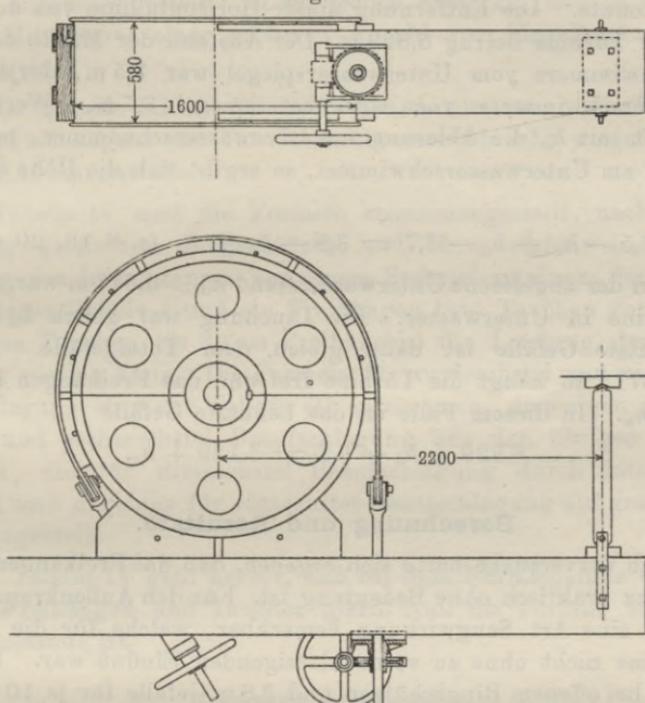
Zur Geschwindigkeitsregulierung bei plötzlichen starken Belastungsänderungen war ein Voithscher Regulator angebracht und der Außenkranz der Turbine mittels eines entlasteten Ringschützen verschließbar gemacht. Ein Zentrifugalpendel mit Ölbremse bewirkt das Einrücken eines Riemens bei Geschwindigkeitsänderung, welcher durch Wendetriebe zur selbigen Zeit die Regulierungsschieber des Innenkranzes öffnet oder schließt und den Ringschützen des Außenkranzes hebt oder senkt. Nach Geschwindigkeitsausgleich wird durch eine Stellhemmung das Wendetriebe wieder zum Stillstand gebracht. Der Regulator bewirkt innerhalb 16 bis 20 Sekunden einen vollständigen Schluß des Wasserzufflusses bei vorhergehender ganzer Öffnung und reguliert die Dauer des zu schnellen oder zu langsamen Ganges auf entsprechend kurze Zeit.

### Bremsanordnung und Bremsversuche.

Von der Zwischenschaltung eines Dynamometers zwischen die Turbine und Dynamomaschine zur Messung des Effektes, welcher von der Turbine auf die Dynamomaschine übertragen wurde, mußte wegen der unlösbaren Verbindung beider Maschinen und der Größe des Effektes Abstand genommen werden. Es blieb kein anderer Weg zur Bestimmung des übertragenen Effektes, als die Beaufschlagung und das Gefälle während des Normalbetriebes zu beobachten und vorher oder später unter tunlichst denselben Umständen den Effekt anstatt auf die Dynamomaschine auf ein Bremsdynamometer zu leiten und zu messen. Die Brems Scheibe wurde direkt auf der Welle der Dynamomaschine, da wo

gewöhnlich der Induktor sitzt, angebracht. Die Anordnung der Scheibe und des Bremshebels ist aus Fig. 69 zu ersehen. Der Hebel drückt mittels einer senkrechten Stütze auf eine Dezimalwage. Mittels Schraube und Schneckenrades erfolgte die Anspannung des Bremsbandes von Hand aus. Durch eingeschraubte Rohrstutzen in die Löcher der Bremsklötze wurde mittels Kautschukschläuchen aus einem über der Bremse mit Wasser aus der Wasserleitung gefülltem Fasse den Bremsklötzen Wasser zugeführt; der Zufluß wurde durch eine eigens hierzu bestimmte Hilfskraft geregelt.

Fig. 69.



Die Länge des Bremshebels  $l$  betrug 2,209 m, das auf die Hebel­länge reduzierte Gewicht des Bremsapparates 196 kg. Dieses Gewicht mußte, um die wirkliche Bremsbelastung zu finden, wie sich aus der Anordnung des Apparates ergab, und wie in der beifolgenden Tabelle geschehen, von dem Wagschalengewicht in Abzug gebracht werden.

Die Größe der gebremsten Arbeit der Turbine berechnet sich dann nach der Formel (31)

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ (s. S. 53),}$$

hierbei bedeutet

- $l$  die Länge des Bremshebels,
- $G$  die wirksame Bremsbelastung,
- $n$  die Umdrehungszahl der Welle pro Minute.

Die Anzahl der Umdrehungen wurde durch einfaches Zählen festgestellt, sowie außerdem mit einem Tachometer kontrolliert.

### Gefällebestimmung.

Zur Bestimmung des Gefälles dienten zwei Schwimmer, der eine im Oberwasser direkt über der Turbine, der andere in der Unterwassergasse hinter derselben. Die Schwimmer waren mit Stangen versehen und an diesen waren Marken angebracht, deren Abstand von einer gemeinsamen, festen Horizontallinie an einem Maßstabe abgelesen werden konnte. Die Entfernung dieser Horizontallinie von der Unterkante der Turbine betrug 6,829 m. Der Abstand der Marke des Unterwasserschwimmers vom Unterwasserspiegel war 7,5 m, derjenige des Oberwasserschwimmers vom Oberwasserspiegel 3,7 m. Werden nun bezeichnet mit  $h_o$  die Ablesung am Oberwasserschwimmer, mit  $h_u$  die Ablesung am Unterwasserschwimmer, so ergibt sich die Höhe des Totalgefälles

$$z = 7,5 - h_u + h_o - 3,7 = 3,8 - h_u + h_o \quad (\text{s. S. 19, 20 u. 39}).$$

Wenn der abgelesene Unterwasserstand  $h_u > 0,671$  m war, so taucht die Turbine in Unterwasser. Die Tauchung war gleich  $h_u - 0,671$ . Das benutzte Gefälle ist dann gleich dem Totalgefälle. Ist aber  $h_u < 0,671$ , so hängt die Turbine frei und das Freihängen ist gleich  $0,671 - h_u$ . In diesem Falle ist das benutzte Gefälle

$$6,829 + h_o - 3,7 = 3,129 + h_o.$$

### Berechnung und Resultate.

Durch Vorversuche hatte sich ergeben, daß das Freihängen für den Innenkranz praktisch ohne Bedeutung ist. Für den Außenkranz machte sich aber eine Art Saugwirkung bemerkbar, welche für die Leistung der Turbine nicht ohne zu vernachlässigenden Einfluß war. Es ergab sich, daß bei offenem Ringschützen und 3,8 m Gefälle für je 10 cm Freihängen (Tauchen als negatives Freihängen gerechnet) eine Zunahme (bzw. Abnahme) des Effektes von 4,68 PS stattfindet. Diese Zunahme findet aber nur in den Grenzen, in welchen sich die Versuche bewegten, nämlich zwischen 10 cm Tauchen und 30 cm Freihängen, mit genügender Sicherheit statt. Ob das Tauchen für den Innenkranz von Einfluß war, ist nicht untersucht worden.

Da sich das normale Gefälle von 3,8 m nicht einhalten ließ, so mußten die gefundenen Werte der Leistung der Turbine auf dieses Normalgefälle reduziert werden, um miteinander vergleichbare Resultate zu erzielen. Die Leistung der Turbine ändert sich aber mit der 1,5. Potenz des benutzten Gefälles, gemessen vom Oberwasserspiegel bis Unterkante Turbine bei Freihängen, bzw. vom Oberwasserspiegel bis Unterwasserspiegel bei Tauchung.

Die Formel für diese Rechnung lautet:

$$N_{3,8} = N_1 \left( \frac{3,8}{z} \right)^{1,5},$$

wobei bedeutet

$N_{3,8}$  die Leistung der Turbine bei dem Normalgefälle von 3,8 m.  
 $z$  das jeweilige Gefälle.

Alle beobachteten und berechneten Werte finden sich in den Tabellen zusammengestellt; es sei jedoch bemerkt, daß in denselben nur die Mittelwerte einer größeren Anzahl von Einzelbeobachtungen angeführt sind.

In der Tabelle III ist für beide Kränze zusammen die Korrektur bezüglich Freihängens oder Tauchens ebenso angebracht, wie in Tabelle II für den Außenkranz allein.

In Tabelle IV sind die Formeln zusammengestellt, nach welchen bei völlig geöffnetem Ringschützen und einer stufenweisen Beaufschlagung des Innenkranzes von einem Sechstel zu einem Sechstel für ein beliebiges Gefälle  $z$  und ein Freihängen bzw. Tauchen von  $f$  Meter (von 10 cm Tauchen bis 30 cm Freihängen) die Leistung der Turbine berechnet werden kann. Die Formeln für zweisechstel und viersechstel Beaufschlagung sind der Tabelle III entnommen, diejenigen für fünfsechstel und sechssechstel Beaufschlagung aus den übrigen Tabellen berechnet, die für dreisechstel Beaufschlagung durch Interpolation gefunden und diejenige für einsechstel Beaufschlagung auf graphischem Wege festgestellt.

Aus Tabelle IV geht hervor, daß bei dem Normalgefälle von 3,8 m und bei Freihängen und Tauchen gleich Null die Turbine 356 PS zu leisten imstande ist.

### Bremsung der Turbine.

Tabelle I. Innenkranz.

Nr.	Beaufschlagung	Touren der Dynamo- welle pro Minute	Belastung	Gemessene Leistung	Benutztes Gefälle	Reduktion auf Normal- gefälle = 3,8 m; Leistung
			kg	PS	m	PS
1	$\frac{6}{6}$	153,6	393,3	185,8	3,695	193,7
2	$\frac{5}{6}$	152,2	325,0	152,5	3,822	151,1
3	$\frac{4}{6}$	150,6	255,0	118,3	3,830	116,9
4	$\frac{3}{6}$	151,0	185,0	86,0	3,837	84,8

Tabelle II. Außenkranz.

Nr.	Höhe der Ring-schützen-öffnung mm	Touren der Dynamowelle pro Minute	Belastung kg	Gemessene Leistung PS	Benutztes Gefälle m	Freihängen mm	Tauchen mm	Reduktion auf Normal-gefälle = 3,8 m; Leistung PS
1	228,50	166,14	314,3	161,3	3,782	110,3	—	162,3
2	206,75	167,40	299,0	154,0	3,805	79,0	—	153,7
3	186,00	156,80	314,0	151,7	3,800	61,0	—	151,7
4	168,00	163,10	284,0	142,1	3,801	67,0	—	142,1
5	146,75	155,20	274,0	132,5	3,794	63,0	—	132,9
6	128,00	169,20	234,0	121,9	3,808	96,0	—	121,5

Tabelle III. Beide Kränze zusammen.

Nr.	Beaufschlagung (Ringschützen völlig geöffnet)	Touren der Dynamowelle pro Minute	Belastung kg	Gemessene Leistung PS	Benutztes Gefälle m	Freihängen mm	Tauchen mm	Reduktion auf Normal-gefälle = 3,8 m; Leistung PS
1	$\frac{2}{6}$	156,3	444	213,4	3,771	12	—	215,3
2	$\frac{4}{6}$	167,2	534	269,7	3,772	—	21	279,2

Tabelle IV. Wahrscheinliche Werte der Leistung der Turbine, bei völlig geöffneten Ringschützen des Außenkranzes und bei variabler Beaufschlagung des Innenkranzes.

$z$  = Gefälle.

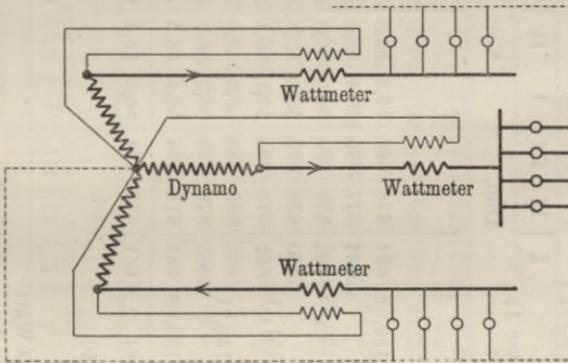
$f$  = Größe des Freihängens bzw. Tauchens der Turbine in Meter.

Beaufschlagung des Innenkranzes	Wahrscheinliche Leistung der Turbine in PS
$\frac{1}{6}$	$N_1 = 188,3 \left(\frac{z}{3,8}\right)^{1,5} + 46,8 \cdot f$
$\frac{2}{6}$	$N_1 = 215,3 \left(\frac{z}{3,8}\right)^{1,5} + 46,8 \cdot f$
$\frac{3}{6}$	$N_1 = 247,1 \left(\frac{z}{3,8}\right)^{1,5} + 46,8 \cdot f$
$\frac{4}{6}$	$N_1 = 279,2 \left(\frac{z}{3,8}\right)^{1,5} + 46,8 \cdot f$
$\frac{5}{6}$	$N_1 = 313,4 \left(\frac{z}{3,8}\right)^{1,5} + 46,8 \cdot f$
$\frac{6}{6}$	$N_1 = 356,0 \left(\frac{z}{3,8}\right)^{1,5} + 46,8 \cdot f$

### B. Wirkungsgrad der Dynamo.

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades der Dreiphasenwechselstromdynamo wurden die Angaben dreier in die primären Leitungen zwischen Dynamo und primärem Transformator eingeschalteten Wattmeter, deren Nebenschluß an je einer der drei Polklemmen der Dynamo und dem neutralen Punkte der letzteren endigen, festgestellt. Aus den aus der Eichung der Wattmeter bestimmten Konstanten und den Ablesungen während der definitiven Messungen wurde die gesamte Energieleistung, welche von der Dynamo auf den primären Transformator übertragen wurde, ermittelt. Das Verhältnis dieser Leistung zu dem aus der angewandten Beaufschlagung der Turbine und dem benutzten Gefälle gefundenen Leistung der Turbine liefert den Wirkungsgrad. Gleichzeitig mit obigen Angaben wurden die Stromstärken und Spannungen in den drei Zweigleitungen, der Erregerstrom, der Stand des Ober- und

Fig. 70.



Unterwasserspiegels, das totale und benutzte Gefälle und das Freihängen der Turbine durch entsprechende Messungen bzw. Beobachtungen bestimmt. Sämtliche elektrische Apparate sind vor und nach den Versuchen geeicht worden. Der für die Erregung verbrauchte Effekt ist entsprechend in Rechnung gezogen worden. Für die Belastung der Dynamo dienten 3000 Glühlampen und zwar entsprechend der Spannung der Dynamo Lampen von 65 Volt à 16 und à 10 Nk; dieselben wurden auf Brettern montiert und durch Kupferseile von 400 mm<sup>2</sup> Querschnitt mit der Dynamo verbunden. Das Schaltungsschema gibt Fig. 70.

Die gegebenen Mittel und die lokalen Verhältnisse gestatteten keine großen Unterschiede der Belastung und die höchst erreichbare Belastung betrug nur etwa 113 Kilowatt, d. h. etwa 50 Proz. der normalen Belastung; unter 36 Kilowatt Belastung konnte die Bremsung der Turbine nicht mehr korrekt durchgeführt werden; es mußte somit

Tabelle I.

Zeitdauer Min.	Von der Dynamo abgegebener Effekt			Stromstärke im Zweige			Spannung im Zweige			Tourenzahl	Erreger- strom Amp.	Turbinen- beanspruchung	Stand des Oberwassers m	Stand des Unterwassers m	Totales Gefälle m	Benutztes Gefälle m	Freihängen der Turbine m					
	Wattmeter I	Wattmeter III	Wattmeter II	I	II	III	I	II	III													
	Amp.			Volt																		
10	Beobachtungsreihe			1000 Ohm	150,68	150,98	661	676	696	56,3	56,3	55,4	149,0	12,5	Außen- kranz	0,464	0,483					
	142,17	141,95	149,33				149,21	661	677	695	56,1	56,3	55,4	149,5	12,3	ganz	0,465	0,485				
	142,21	142,14	149,13				149,40	662	678	694	56,5	56,3	55,5	149,0	12,4	offen;	0,465	0,483				
	142,40	142,24	148,91				149,28	660	678	693	56,3	56,4	55,3	149,0	12,5	Innen- kranz	0,464	0,485				
	142,07	142,05	148,97				149,62	662	680	693	56,3	56,5	55,1	149,5	12,4	ge- schlossen	0,465	0,484				
	142,20	142,00	149,11				149,54	661	678	694	56,4	56,5	55,2	149,0	12,3		0,466	0,485				
	Mittel	142,14					149,25		661	678	694	56,3	56,4	55,2	149,2	12,4		0,465	0,485	4,027	3,841	0,186
		$C = 0,2623$					$C = 0,2556$		$C = 0,2540$	Totales Gefälle:												
		Abgegebener elektr. Effekt = 37283 Watt					= 38148 Watt		= 38314 Watt	Benutztes Gefälle:												
										4,306 — Oberwasser												
						Bremsseffekt:																
						$156,0 \left( \frac{3,841}{3,800} \right)^{1,5} + 46,8 \cdot 0,186$																
						= 167,2 PS.																

Summe 113 745 Watt = 154,54 Pferdestärken

Tabelle I (Fortsetzung).

Zeitdauer Min.	Von der Dynamo abgegebener Effekt			Stromstärke im Zweige			Spannung im Zweige			Tourenzahl	Erreger- strom Amp.	Turbinen- beaufschlagung	Stand des Oberwassers m	Stand des Unterwassers m	Totales Gefälle m	Benutztes Gefälle m	Freihängen der Turbine m		
	Wattmeter I	Wattmeter III	Wattmeter II	I	II	III	Amp.	I	II									III	Volt
10	Beobachtungsreihe																		
	1000 Ohm																		
	142,21	141,95	148,66	148,65	151,05	150,60	662	679	695	56,4	56,5	55,2	149,5	12,3	Außen- kranz ganz	0,463	0,485		
	142,20	142,01	148,84	148,72	150,95	150,55	660	678	693	56,3	56,3	55,1	150,0	12,5	ganz	0,464	0,485		
	142,10	141,82	148,63	148,54	150,95	150,49	660	678	694	56,2	56,2	55,1	150,0	12,4	offen;	0,463	0,485		
	141,81	142,12	148,69	148,59	150,60	150,62	663	678	693	56,4	56,4	55,1	149,5	12,4	Innen- kranz ge-	0,463	0,485		
141,95	142,22	148,65	148,65	150,75	150,57	661	677	692	56,3	56,3	55,3	150,0	12,3	geschlossen	0,463	0,485			
Mittel	142,04	148,66	150,71																
$C = 0,2623$		$C = 0,2556$		$C = 0,2540$															
Abgegebener elektr. Effekt = 37257 Watt																			
Summe 113 534 Watt = 154,26 Pferdestärken																			
Totales Gefälle: 4,977 — (Oberw. + Unterw.) Benutztes Gefälle: 4,306 — Oberwasser Bremsseffekt: $156,0 \left( \frac{3,843}{3,800} \right)^{1,5} + 46,8 \cdot 0,186$ = 167,3 PS.																			

Tabelle II. Gesamtergebnisse der Untersuchungen an der Dynamo.

Turbinen- beaufschlagung	Benutztes Gefälle m	Frei- hängen der Turbine m	Touren- zahl der Dynamo	Brems- effekt PS	Gesamter Elektrischer Effekt an der Dynamo		Verlust = Brennstoffeffekt — elektrischer Effekt an der Dynamo	Strom- stärke Amp.	Spannung an der Dynamo Volt	Erreger- strom Amp.	Zur Erregung ver- braucher Effekt PS	Er- regungs- effekt: Brems- effekt
					PS	PS						
Außenkranz . . .	3,841	0,186	149,2	167,2	154,54	12,66	678	56,0	12,4	0,39	0,0023	
" . . .	3,843	0,186	149,8	167,3	154,26	13,04	677	55,9	12,4	0,39	0,0023	
Innenkranz . . . $\frac{5}{6}$	3,853	0,209	149,7	154,3	141,84	12,46	646	53,8	10,8	0,30	0,0020	
" . . . $\frac{5}{6}$	3,856	0,213	150,0	154,4	141,60	12,80	645	53,8	10,7	0,29	0,0019	
" . . . $\frac{4}{6}$	3,857	0,232	150,0	120,0	107,41	12,59	471	55,6	10,5	0,28	0,0023	
" . . . $\frac{4}{6}$	3,870	0,232	150,0	120,1	107,51	12,59	473	55,8	10,5	0,28	0,0023	
" . . . $\frac{5}{6}$	3,865	0,121	150,0	155,0	142,44	12,56	641	54,6	10,4	0,27	0,0017	
" . . . $\frac{5}{6}$	3,866	0,125	149,4	155,0	142,53	12,47	644	54,3	10,7	0,29	0,0019	
" . . . $\frac{5}{6}$	3,866	0,127	149,5	155,0	142,53	12,47	641	54,7	11,2	0,31	0,0020	
" . . . $\frac{4}{6}$	3,872	0,136	149,8	120,2	107,65	12,55	468	56,6	10,8	0,30	0,0025	
" . . . $\frac{4}{6}$	3,871	0,138	150,0	120,2	107,61	12,59	467	56,6	10,9	0,31	0,0025	
" . . . $\frac{3}{6}$	3,879	0,170	150,0	87,4	75,03	12,37	336	54,7	9,3	0,22	0,0026	
" . . . $\frac{3}{6}$	3,878	0,173	150,0	87,4	75,16	12,24	337	54,7	9,5	0,22	0,0026	
" . . . $\frac{2}{6}$	3,882	0,191	150,0	—	49,34	—	232	52,4	8,0	0,13	—	
" . . . $\frac{2}{6}$	3,883	0,194	149,7	—	49,46	—	232	52,4	8,0	0,13	—	

von der Feststellung des Energiebedarfes der leer laufenden, unerregten und der leer laufenden, erregten Dynamo aus den Brems- und Gefällmessungen Abstand genommen werden.

Zu einem anderen Verfahren zwecks Ermittlung dieser Größen reichte die zur Verfügung stehende Zeit nicht aus. Die Messungen wurden somit nur bei folgenden Belastungen durchgeführt:

Beaufschlagung der Turbine	Belastung der Dynamo
1. Außenkranz geschlossen; Innenkranz offen zu $\frac{2}{6}$	etwa 36 000 Watt
2. " " " " " $\frac{3}{6}$	" 55 000 "
3. " " " " " $\frac{4}{6}$	" 80 000 "
4. " " " " " $\frac{5}{6}$	" 105 000 "
5. " ganz offen; " geschlossen	" 113 000 "

Mit diesen angegebenen Belastungen wurde eine Anzahl Messungen angestellt. Um einen Überblick über die Art derselben zu gewähren, gebe ich die Mittelwerte zweier Messungsreihen unter der Belastung 5., d. h. 113 000 Watt, siehe Tabelle I (S. 120 u. 121).

In analoger Weise, wie Tabelle I zeigt, wurden noch 13 Beobachtungsreihen aufgestellt. Die Gesamtergebnisse derselben habe ich in Tabelle II (S. 122) zusammengestellt. Die Berechnung und Bedeutung der einzelnen Zahlen ist aus dem Vorhergehenden bekannt. In betreff der Erregerenergie sei hier bemerkt, daß der Widerstand der Erregerwindungen 1,86 Ohm beträgt. Für die Turbinenbeaufschlagung: Innenkranz  $\frac{2}{6}$ , ist der von der Turbine an die Dynamo übertragene Effekt nicht angegeben, weil derselbe nicht durch Bremsung, sondern auf einem anderen, ziemlich unsicheren Wege ermittelt worden war. Aus der Tabelle II habe ich aus den gleichwertigen Resultaten Mittelwerte gebildet und so die Tabelle III gefunden; aus derselben ermittelt sich der jeweilige Wert für den Wirkungsgrad als Verhältnis des  $\frac{\text{ges. el. Effektes}}{\text{Bremsseffekt}}$ .

Der Erregerseffekt ist in Anbetracht der kleinen Größe im Verhältnis zum Bremsseffekt und der Unsicherheit bei der Messung des letzteren unberücksichtigt gelassen. Die Übereinstimmung der einzelnen Resultate bei derselben Belastung ist eine sehr gute. Die gleichmäßige Zunahme des Verlustes: Bremsseffekt — elektrischer Effekt garantiert auch für Resultate ohne erhebliche Fehler.

Tabelle III. Mittelwerte.

Bremseffekt PS	Gesamter elektrischer Effekt PS	Verlust = Brems- effekt — elektr. Effekt PS
167,25	154,40	12,85
154,74	142,19	12,55
120,12	107,54	12,58
87,40	75,10	12,30

Die aus obiger Tabelle III erhaltenen Werte der totalen Verluste für konstante Tourenzahl und nahezu konstante Spannung bei variabler Belastung bestehen aus einer konstanten Verlustgröße  $V_{D(0)}$ , welche in der Nähe von 12 PS liegt, und aus einem mit der Belastung zunehmenden Werte, welcher durch die Größe  $c \cdot E_1^2$  gegeben ist. Die konstanten Werte  $V_{D(0)}$  und  $c$  aus der Relation:

$$V_D = V_{D(0)} + c \cdot E_1^2$$

werden aus den bekannten Werten für den totalen Verlust  $V_D$  und den totalen elektrischen Effekt  $E_1$  nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt.

Die unten folgende Tabelle IV enthält die Größe des Wirkungsgrades  $\eta_D$  der Dynamo, ohne Berücksichtigung des Erregereffektes, wie schon oben erwähnt, also lediglich als Verhältnis  $\frac{\text{gesamter elektr. Effekt}}{\text{Bremsseffekt}}$

Tabelle IV. Wirkungsgrad der Dynamo.

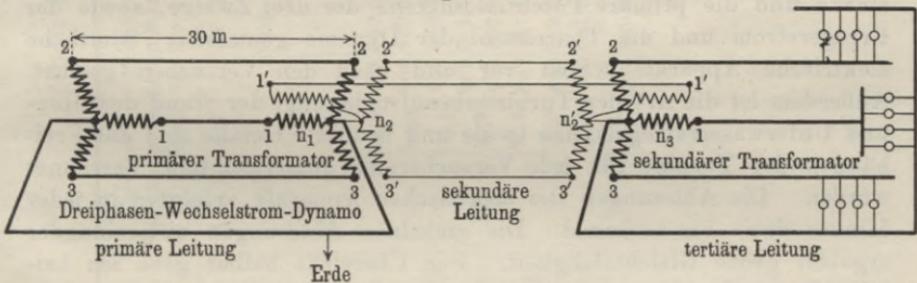
Gesamte elektrische Leistung PS	Verlust = Brems- effekt — elektr. Effekt PS	Wirkungs- grad $\eta_D$	Bremseffekt $N_1$ PS	Wirkungs- grad $\eta_D$
60	12,32	0,830	70	0,825
70	12,35	0,850	80	0,845
80	12,38	0,866	90	0,862
90	12,42	0,879	100	0,876
100	12,46	0,889	110	0,887
110	12,50	0,898	120	0,896
120	12,55	0,905	130	0,903
130	12,61	0,911	140	0,910
140	12,67	0,917	150	0,916
150	12,73	0,922	160	0,921
160	12,80	0,926	170	0,925
170	12,87	0,930	180	0,929
180	12,95	0,933	190	0,932
190	13,03	0,935	200	0,934

und zwar in Abhängigkeit von der Bremsleistung und der gesamten elektrischen Leistung. Die Größe des Bremseffektes variierte bei den Untersuchungen zwischen 78 und 197 PS, dementsprechend sind die Werte in der Tabelle für die Bremsleistung bzw. elektrische Gesamtleistung bis auf 200 bzw. 190 PS eingetragen, trotzdem die gemessenen Werte für die Dynamogrößen etwa 40 PS tiefer liegen. In Ermangelung genauerer Daten ist diese Ausnahme eingeführt worden. Die normale Leistung der Dynamo (300 PS) soll bei einer Tourenzahl 150 und einer Spannung von 55 Volt eintreten. Würde die oben abgeleitete Relation zwischen dem totalen Verluste und der gesamten elektrischen Leistung der Dynamo auch bei 300 PS Gültigkeit behalten, so wäre der normale Wirkungsgrad der Dynamo  $\eta_D = 0,954$ .

### C. Wirkungsgrad der Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft und der Oerlikon-Aktien-Gesellschaft.

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades der zwei Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft von je 100 Kilowatt Leistung, welche dazu dienten, die von der Dynamo in dieselben eingeführte Niederspannungsenergie als Hochspannungsenergie fortzuführen, wurde

Fig. 71.



folgende Schaltungsweise angewandt. Die drei Polklemmen der Dynamo wurden durch ein Kupferkabel von etwa 30 m Länge und 400 mm<sup>2</sup> Querschnitt mit den drei primären Klemmen eines Transformators und die sekundären Klemmen desselben mit den drei sekundären Klemmen des anderen Transformators auf kürzestem Wege verbunden. Die drei primären Klemmen des letzteren wurden mit einem Pole mittels dreier Zweige einer tertiären Leitung mit der Glühlampenbatterie verbunden, welche bereits bei den Untersuchungen an der Dynamo als Belastungswiderstand angewandt worden war; das andere Ende der Glühlampenbatterie war durch die neutrale Leitung mit dem neutralen Knotenpunkt des zweiten Transformators verbunden. Der neutrale Knotenpunkt des ersten Transformators war mit dem neutralen Knotenpunkt der Dynamo in Kontakt. Das Schema der Schaltung ist aus beifolgender Fig. 71 zu ersehen.

Es bezeichnen: 1, 2, 3 die drei Polklemmen der Dynamo bzw. die drei primären Klemmen des ersten bzw. die primären Klemmen des zweiten Transformators, 1', 2', 3' die sekundären Klemmen des ersten bzw. des zweiten Transformators.

Der Effekt in den Zuleitungskabeln von der Dynamo bis zum ersten Transformator bestimmte sich mittels Einschaltung je eines Wattmeters mit der Hauptleitung in je ein Zuleitungskabel bzw. mit der Nebenleitung an die Enden der zugehörigen Kabel und je eines Präzisionsampèremeters in die Zuleitungskabel zu

2,36 PS, 1,57 PS, 0,77 PS und 0,32 PS,

bei den mittleren Stromstärken in den primären Zuleitungskabeln von  
662 Amp. 540 Amp. 377 Amp. und 244 Amp.

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades der Transformatoren wurden die oben benutzten Wattmeter in die drei tertiären Leitungen mit festen Windungen direkt und mit der Wattmeternebenleitung — welche bei allen Messungen einen Gesamtwiderstand von 1000 Ohm besaß — an den Anfang des betreffenden Zweiges mit einem Ende und an den Anfang der neutralen Leitungen eingeschaltet. Die Voltmeter zur Feststellung der tertiären Spannung lagen an denselben Punkten wie die Wattmeternebenleitungen. Gleichzeitig wurde die primäre Stromstärke und die primäre Potentialdifferenz der drei Zweige, sowie der Erregerstrom und die Tourenzahl der Dynamo gemessen. Sämtliche elektrische Apparate waren vor und nach den Versuchen geeicht. Außerdem ist die Art der Turbinenbeaufschlagung, der Stand des Ober- und Unterwasserspiegels, das totale und benutzte Gefälle und das Freihängen der Turbine für jede Versuchsreihe gemessen bzw. berechnet worden. Die Ablesungen der elektrischen Apparate erfolgten in jeder Minute drei- bis sechsmal. Die einzelnen Ablesungen untereinander ergaben große Gleichmäßigkeit. Der Übersicht halber gebe ich beifolgend eine Messungsreihe, deren einzelne Werte Mittelwerte aus den für jede Minute erfolgten Ablesungen bedeuten (s. Tabelle I, S. 127). Auf diese Weise sind 16 Messungsreihen aufgestellt worden. Die durch dieselben enthaltenen Resultate finden sich in Tabelle II (S. 128). In derselben bezeichne:  $E'_1$  den auf den ersten Transformator von der Dynamo übertragenen Effekt — Unterschied zwischen dem von der Dynamo geleisteten und dem Energieverlust in den primären Zuleitungskabeln —,  $i_{1(m)}$  und  $e_{2(m)}$  die Mittelwerte der Stromstärke und Spannung in den drei primären Zweigen,  $e_3$  die an einem Zweige gemessene tertiäre Spannung,  $\Sigma(E_V)$  die Summe der Effektverluste in den zwei hintereinandergeschalteten Transformatoren und  $\eta'_T$  und  $\eta''_T$  die Wirkungsgrade der zwei Transformatoren. Eine Bremsung der Turbine bei der Beaufschlagung: Innenkranz zu  $\frac{2}{6}$  geöffnet, konnte nicht erfolgen; es konnten somit die Werte für den Bremsseffekt und den Wirkungsgrad der Dynamo in die IV. Versuchsgruppe nicht eingetragen werden. Die

Tabelle I.

Zeitdauer Min.	Vom zweiten A. E.-G.- Transformator ausgehender Effekt im Zweige			Tertiäre Spannung in d. 3 Gruppen			Primäre Stromstärke im Zweige			Primäre Potentialdiffe- renz im Zweige			Erreger- strom Amp.	Tourenzahl	Turbinen- beaufschlagung	Stand des Oberwassers m	Stand des Unterwassers m	Totales Gefälle m	Benutztes Gefälle m	Freihängen der Turbine m	
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III									
																					Volt
10	Widerstand der Nebenleitung 1000 Ohm																				
	117,83	117,85	121,07	120,92	126,02	126,01	56,0	666	660	662	58,1	58,3	58,6	18,7	149,8	0,500	0,499				
	117,94	117,87	120,88	120,97	126,18	126,22	56,0	666	660	661	57,9	58,2	58,2	18,4	150,0	0,499	0,502				
	117,85	117,81	120,97	121,02	126,11	126,10	56,1	666	661	660	57,9	58,1	58,4	18,9	150,2	0,494	0,508				
	117,99	117,94	120,96	120,99	126,22	126,21	55,8	667	657	660	58,2	58,1	58,3	18,7	150,2	0,495	0,510				
	117,79	117,89	120,78	120,90	126,03	126,15	55,8	666	661	660	58,0	58,3	58,4	18,8	150,5	0,496	0,506				
	Mittel	117,88	120,94	126,12	126,12	55,9	666	660	660	58,0	58,2	58,4	18,7	150,1	0,496	0,506	3,975	3,811	0,165		
<p>Unter Berücksichtigung der Eichungs- konstante betragen die Energien: 31108 Watt   31227 Watt   30950 Watt in Summa: 93285 Watt = 126,75 PS</p>																					
<p>Totales Gefälle: 4,977 — (Oberw. + Unterw.) Benutztes Gefälle: 4,306 — (Oberwasser) Bremsseffekt: <math>151,1 \begin{pmatrix} 3,811 \\ 3,800 \end{pmatrix}^{1,6} = 151,7 \text{ PS.}</math></p>																					



Bestimmung der Werte für die gesamte von der Dynamo geleistete elektrische Arbeit bei der oben erwähnten Beaufschlagung ist bei Untersuchung des Wirkungsgrades der Dynamo erfolgt. Die beobachteten Werte waren:

Turbinen-beaufschlagung	Tourenzahl	Benutztes Gefälle $z_b$ m	Freihängen der Turbine m	Von der Dynamo geleisteter Effekt $E_1$ PS
Innenkranz . . $\frac{2}{6}$	150,0	3,882	0,191	49,34
" . . $\frac{2}{6}$	149,7	3,883	0,194	49,46
Mittel . . . . .		3,8825		49,40

Unter der Versuchsgruppe IV bei Bestimmung des Wirkungsgrades der Transformatoren waren folgende Werte gefunden:

Turbinen-beaufschlagung	Tourenzahl	Benutztes Gefälle $z_b$ PS	Freihängen der Turbine m	Von der Dynamo geleisteter Effekt $E_1$ PS
Innenkranz . . $\frac{2}{6}$	149,9	3,863	0,228	(49,04)
" . . $\frac{2}{6}$	149,6	3,860	0,243	(48,98)
" . . $\frac{2}{6}$	150,0	3,862	0,243	(49,02)
" . . $\frac{2}{6}$	150,0	3,861	0,241	(49,00)

Für gleiche Tourenzahl und Beaufschlagung der Turbine besteht die Beziehung:

$$\frac{N_1'}{N_1''} = \left(\frac{z_b'}{3,80}\right)^{1,5} : \left(\frac{z_b''}{3,80}\right)^{1,5}$$

Ferner gilt für die Werte von  $z_b'$  und  $z_b''$ , welche so geringe Unterschiede der Werte von  $E_1'$  und  $E_1''$  ergeben, daß der Wirkungsgrad der Dynamo für beide denselben Wert beibehält, auch die Beziehung:

$$\frac{E_1'}{E_1''} = \left(\frac{z_b'}{3,80}\right)^{1,5} : \left(\frac{z_b''}{3,80}\right)^{1,5}$$

Aus dieser Beziehung sind die eingeklammerten Werte obiger Tabelle aus den Resultaten für  $z_b = 3,882$  und  $E_1 = 49,40$  PS bei der Dynamountersuchung gewonnen worden.

Innerhalb eines Intervalles der Belastung, in welchem der Wirkungsgrad auf einem längeren Bereiche der Belastung konstant bleibt, konnte der Wirkungsgrad des ersten Transformators, welcher den Effekt  $E_1'$  aufnimmt und den Effekt  $E_2$  abgibt, ohne merklichen Fehler gleich dem Wirkungsgrade des zweiten Transformators gesetzt werden; dieser letztere empfängt den Effekt  $E_2$  und leistet den Effekt  $E_3$  an die äußere

tertiäre Leitung. Die Änderung des Wirkungsgrades über halbe Voll-  
last hinaus ist sehr gering. Aus den Relationen

$$\eta'_T = \frac{E_2}{E_1} \quad \text{und} \quad \eta''_T = \frac{E_3}{E_2} \quad \text{erhält man} \quad \eta'_T \cdot \eta''_T = \frac{E_3}{E_1}.$$

Für den soeben erwähnten Fall, woselbst, wie aus den erhaltenen  
Resultaten erhellt,  $\eta'_T = \eta''_T = \eta_T$  gesetzt werden darf, ist also

$$\eta_T = \sqrt{\frac{E_3}{E_1}}.$$

Die Mittelwerte der einzelnen Resultate sind in der folgenden  
Tabelle III zusammengestellt:

Tabelle III.

Aufgenommener Effekt $E'_1$ PS	Abgegebener Effekt $E_3$ PS	Wirkungsgrad $\eta_T$	Effektverlust im zweiten Trans- formator $V''_T$
136,75	126,18	0,961	5,12
104,36	96,04	0,959	4,11
73,36	66,92	0,955	3,15
48,69	43,62	0,947	2,49

Für die Leistungen  $\frac{1}{2}(E_3 + E'_1)$ , d. h. für die Werte 46,1; 70,1;  
100,2 und 131,4 PS erhält man für  $\eta_T = 0,961; 0,959; 0,955$  und 0,947  
und für  $E_3 = 126,2; 96,0; 66,9$  und 43,6 erhält man für  $\eta_T = 0,961;$   
0,959; 0,955 und 0,946. Mit diesen letzteren Werten von  $\eta_T$  sind  
die Verluste  $V''_T$  des zweiten Transformators mittels der Beziehung  
 $V''_T = (E_3 : \eta_T) - E_3$  erhalten worden. Zur Ermittlung des Wirkungs-  
grades des Oerlikon-Transformators unter Benutzung der Resultate der  
A. E.-G.-Transformatoren ist es notwendig, für den zweiten A. E.-G.-  
Transformator die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der gelieferten  
Leistung  $E_3$  zu kennen. Der Gesamtverlust  $V_T$  setzt sich aus dem  
Kupferverlust  $V_{T(K)}$  — primären und sekundären Windungen — und  
aus dem Hysteresis- und Foucault-Verlust  $V_{T(H+F)}$  zusammen. Wie  
früher schon von mir <sup>1)</sup> dargetan, ist der zweite Teil des Verlustes bei  
konstanter primärer Spannung und Periodenzahl unabhängig von der  
Leistung des Transformators; hingegen steht der erste Teil des Ver-  
lustes nicht in so einfacher Beziehung zur Leistung  $E_3$ .

Nach der Fig. 71 bezeichnen  $n_1$  die Zahl der primären Windungen,  
 $n_2$  und  $n'_2$  die Zahlen der zu der sekundären Leitungsbahn vereinigten  
Windungen und  $n_3$  die Zahl der tertiären Windungen. Bei induktions-  
freien Leitungen bestehen zwischen der effektiven primären Stromstärke  $i_1$   
und sekundären  $i_2$  zu der tertiären Stromstärke  $i_3$  folgende Relationen:

<sup>1)</sup> Lehmann-Richter, „Prüfungen in elektr. Zentralen usw.“, S. 156,  
157 u. 160.

$$i_1^2 = i_{1,l}^2 + \left( \frac{n_3}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_1} \cdot i_3 \right)^2 + 2 \frac{n_3}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_1} \cdot i_3 \cdot i_{1,l} \cdot \sin(2\pi n x),$$

$$i_2^2 = i_{2,l}^2 + \left( \frac{n_3}{n_2} \cdot i_3 \right)^2 + 2 \frac{n_3}{n_2} \cdot i_3 \cdot i_{2,l} \cdot \sin(2\pi n x).$$

Es seien:  $R_1, R_2, R_3$  die Widerstände und  $L_1, L_2, L_3$  die Selbstinduktionskoeffizienten der primären, sekundären und tertiären Leitung,  $r_1, r_2, r_2'$  und  $r_3'$  die Widerstände der primären Wickelungen des ersten Transformators, der sekundären Wickelungen des ersten bzw. des zweiten Transformators, und die primären Wickelungen des zweiten Transformators,  $i_{1,l}$  und  $i_{2,l}$  die in den primären und sekundären Wickelungen auftretenden Leerlaufstromstärken und  $2\pi n x$  der Winkel der magnetischen Verzögerung. Ferner gelten die Annahmen, daß der Wert

$\frac{R_1}{2\pi n L_1}$  als verschwindend klein im Verhältnisse zu 1 ist und der Wert  $\frac{2\pi n L_3}{R_3}$  gegenüber dem Werte  $\frac{2\pi n L_2}{R_2}$  vernachlässigt werden kann.

Für den Kupferverlust der zwei Transformatoren bestehen die Werte  $(r_1 \cdot i_1^2 + r_2 i_2^2)$  und  $(r_2' i_2^2 + r_3' i_3^2)$  und da außerdem  $i_3 \cdot e_3 = E_3$  ist und für die großen Belastungen der Transformatoren die Gleichung

$i_2 = \frac{n_3}{n_2} \cdot i_3$ , ohne großen Fehler zu begehen, gesetzt werden darf, so

läßt sich  $V_{T(K)}$  durch

$$V_{T(K)} = \left( r_2' \cdot \frac{n_3^2}{(n_2)^2} + r_3' \right) i_3^2 = \frac{1}{e_3^2} \left( r_2' \cdot \frac{n_3^2}{(n_2)^2} + r_3' \right) \cdot E_3^2 = a \cdot E_3^2$$

ausdrücken.

Zwischen den Werten  $V_{T(H+F)}$ ,  $V_{T(K)}$  und  $V_T$  besteht die Gleichung:  $V_T = V_{T(H+F)} + V_{T(K)}$  oder  $V_T = V_{T(H+F)} + a \cdot E_3^2$ .

Aus den früher gefundenen Werten für  $V_T$  und  $E_3$  bei dem zweiten Transformator, nämlich

$$\begin{aligned} V_T &= 5,12, & 4,11, & 3,15, & 2,49 \text{ PS,} \\ E_3 &= 126,20, & 96,00, & 66,90, & 43,60 \text{ PS,} \end{aligned}$$

bestimmen sich nach der Methode der kleinsten Quadrate die Werte  $V_{T(H+F)}$  und  $a$  zu 2,26 und 0,000 185.

Die Differenz der gemessenen und berechneten Werte für  $V_T$  bei den betreffenden Belastungen  $E_3$  war so klein, daß die Formel

$$V_T = V_{T(H+F)} + a \cdot E_3^2$$

für die betreffenden Belastungsgrenzen durchaus anwendbar war.

Zum späteren Gebrauche seien die Werte für  $E_3$  von 40 bis 150 PS, des Verlustes  $V_T$  und der Wirkungsgrade  $\eta_T$  in einer Tabelle gegeben (s. S. 132 oben).

Ich gehe jetzt zu den Versuchen an dem Oerlikon-Transformator über. An Stelle des ersten Transformators der A. E.-G. im Schaltungs-

Leistung PS	Verlust PS	Wirkungs- grad	Bemerkungen
40	2,56	0,940	Bei normaler Belastung 100 Kilowatt $\sim$ 140 PS ist der Wirkungsgrad des A. E.-G.-Transformators also 96,0 Proz. Bei dem maximalen Wirkungsgrade von 96,1 Proz. sind die Eisen- und Kupferverluste gleich groß. Von $\frac{1}{2}$ -Normalbelastung bis zu 120 PS steigt der Wirkungsgrad nur von 95,7 bis 96,1 Proz., von da ab fällt derselbe auf 96,0 Proz. bei der normalen Belastung.
50	2,72	0,948	
60	2,92	0,954	
70	3,16	0,957	
80	3,44	0,959	
90	3,76	0,960	
100	4,11	0,960	
110	4,50	0,961	
120	4,92	0,961	
130	5,39	0,960	
140	5,89	0,960	
150	6,43	0,959	

schema Fig. 71 tritt der Oerlikon-Transformator. Die Entfernung der Verbindung zwischen der Dynamo und den primären Klemmen des Transformators wurde so klein gehalten (etwa 2 m), daß der Energieverlust in diesem starken Zuleitungskabel vernachlässigt werden konnte. Es wurden je drei Beobachtungsreihen mit einer Turbinenbeaufschlagung von  $\frac{5}{6}$  und  $\frac{4}{6}$  des Innenkranzes mit geschlossenem Außenkranz und je zwei mit einer Beaufschlagung von  $\frac{3}{6}$  und  $\frac{2}{6}$  des Innenkranzes und geschlossenem Außenkranz ausgeführt. Analog den vorhergehenden Untersuchungen seien ein Versuchsprotokoll (Tabelle IV, S. 133) und die Übersicht der Gesamtergebnisse tabellarisch (Tabelle V, S. 134) gegeben.

In der Tabelle bezeichnet  $\eta_{T(a)} = \frac{E_3}{E_2}$  den Wirkungsgrad des zweiten A. E.-G.-Transformators,  $\eta_{T(o)} = \frac{E_2}{E_1}$  den Wirkungsgrad des Oerlikon-Transformators,  $E_2$  den ausgegebenen Effekt des letzteren. Da  $\eta_{T(a)} = \frac{E_3}{E_2}$  und  $\eta_{T(o)} = \frac{E_2}{E_1}$  ist, so besteht die Relation:

$$\eta_{T(o)} \cdot \eta_{T(a)} = \frac{E_3}{E_1};$$

ferner ist, wie oben gezeigt, der Wert

$$\eta_{T(a)} = E_3 : (E_3 + 2,26 + 0,000185 E_3^2)$$

ableitbar.

Zur Bestimmung des Gesamtverlustes im Oerlikon-Transformator aus den Verlusten beider Transformatoren  $\Sigma(V)$  ist der Wert  $2,26 + 0,000185 E_3^2$  (s. Spalte 12 der Tabelle, S. 134) von  $\Sigma(V)$  in Abzug zu bringen. Die Mittelwerte des Gesamtverlustes  $E_1 - E_2$  und die anderen Werte findet man in folgender Zusammenstellung (S. 135):

Tabelle IV.

Zeitdauer	Vom zweiten A. E.-G.-Transformator abgegebener Effekt im Zweige			Tertiäre Spannung im Zweige		Primäre Stromstärke im Zweige			Primäre Potentialdifferenz im Zweige			Erregerstrom	Tourenzahl	Turbinen-beaufschlagung	Stand des Oberwassers	Stand des Unterwassers	Totales Gefälle $e'$	Benutztes Gefälle $e''$	Freihängen der Turbine		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II									III	Amp.
	= 1000 Ohm																				
10	119,18	119,51	122,65	123,93	126,31	127,86	54,6	660	643	649	56,4	57,6	57,6	15,6	152,0	0,499	0,524				
	119,30	119,51	123,50	124,13	127,21	127,57	54,5	661	648	652	56,9	57,8	57,8	15,3	150,2	0,470	0,537				
	119,51	119,30	123,00	123,95	127,90	127,60	54,5	660	650	654	57,0	57,7	57,6	15,8	149,5	0,461	0,547				
	119,66	119,68	124,08	123,81	128,34	127,73	54,4	661	648	654	56,8	57,7	57,6	15,9	149,5	0,470	0,553				
	119,96	119,65	123,93	123,80	128,36	127,65	54,5	660	651	652	57,0	57,8	57,7	15,9	150,0	0,474	0,541				
Mittel	119,53		123,68		127,65		54,5	660	649	652	56,8	57,7	57,6	15,7	150,2	0,474	0,543	3,960	3,832	0,128	

Totales Gefälle: 4,977—(Oberw. + Unterw.)  
 Benutztes Gefälle: 4,306 — Oberwasser  
 Bremsseffekt:  $151,1 \left( \frac{3,832}{3,800} \right)^{1,5} = 153,0$  PS.

Unter Berücksichtigung der Eichungskonstanten betragen die Energien:  
 $E_{3,1}$  |  $E_{3,2}$  |  $E_{3,3}$   
 = 31520 Watt = 31885 Watt = 31338 Watt  
 in Summa:  $E_3 = 94743$  Watt = 128,73 PS



$i_1$ Amp.	$E_1$ PS	$E_2$ PS	$E_1 - E_2$ PS	$\eta_{T(o)}$
654	140,42	134,16	6,26	0,956
480	105,78	99,67	6,11	0,942
341	73,61	68,32	5,29	0,928
234	48,79	44,40	4,39	0,910

Die Scheidung des Eisenverlustes von dem veränderlichen Kupferverluste drückt sich aus durch die Formel

$$V_T = E_1 - E_2 = V_{T(H+F)} + (r_1 \cdot i_1^2 + r_2 \cdot i_2^2).$$

Erinnern wir uns der früher gegebenen Beziehungen für große Belastungen der Transformatoren, so bestehen folgende Relationen:

$$i_1 = \frac{n_3}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_1} \cdot i_3, \quad i_2 = \frac{n_3}{n_2} \cdot i_3$$

und somit

$$i_2 = \frac{n_1}{n_2} \cdot i_1.$$

Es ist somit für  $V_T$  die Form

$$V_T = V_{T(H+F)} + b \cdot i_1^2$$

gestattet.

Aus den soeben gegebenen Werten für  $V_T$  und  $i_1$  ermitteln sich nach der Methode der kleinsten Quadrate die Werte

$$V_{T(H+F)} = 4,56 \quad \text{und} \quad b = 0,000\,004\,58.$$

Der Unterschied der beobachteten und der nach obiger Formel berechneten Werte für  $V_T$  ist so gering, daß die Anwendung der letzteren, ohne große Fehler zu begehen, gestattet ist; derselbe beträgt im Mittel 0,34 PS, allerdings sind in diesem Mittelwerte alle Fehler in der Bestimmung der Verluste der letzteren Transformatoren, bei welchen auch

Tabelle VI.

Leistung PS	Wirkungs- grad	Leistung PS	Wirkungs- grad	Bemerkungen
50	0,913	140	0,954	Bei der normalen Leistung von 207 PS entsprechend 152 Kilowatt betrug der Wirkungsgrad somit 95,7 Prozent.
60	0,923	150	0,955	
70	0,932	160	0,956	
80	0,938	170	0,957	
90	0,943	180	0,957	
100	0,946	190	0,957	
110	0,949	200	0,957	
120	0,951	210	0,957	
130	0,953	220	0,957	

Tabelle I. Versuche über den Leerlauf der Lauffener Trans-

formatoren der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.

Versuchsnummer	Zeit (Versuchsdauer) Min.	Mittlere Tourenzahl der Dynamomaschine (gezählt)	Turbinen- beauf- schlagung		Scheinbarer					
					Stromkreis I			Stromkreis II		
			Innenkranz	Außenkranz	Wattmeter I			Wattmeter II		
					Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt	Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	7	87,8	reguliert durch die Schützen	19/13	8,35	500	1180	9,04	500	1220
3	7	88,4			8,22	500	1170	9,12	500	1230
4	7	90,2			5,75	500	820	6,41	500	860
5	7	90,1			5,61	500	800	6,43	500	870
6	6	109,8			5,25	500	750	5,95	500	800
7	7	110,3			7,66	500	1090	8,51	500	1150
8	7	152,2			6,98	500	990	7,48	500	1010
9	8	150,7			4,54	500	650	5,19	500	700
10	7	94,7			9,54	500	1380	10,78	500	1460
11	6	93,5			9,48	500	1350	10,79	500	1460
12	6	108,6	11,32	500	1610	12,66	500	1710		
13	6	108,4	11,17	500	1590	12,69	500	1720		
14	7	114,8	9,38	500	1330	10,46	500	1410		
15	6	115,2	9,35	500	1330	10,49	500	1420		
16	5	149,8	8,68	500	1230	9,64	500	1300		
17	7	148,8	8,56	500	1220	9,57	500	1290		
18	6	153,8	10,25	500	1460	11,25	500	1520		
19	6	161,0	10,63	500	1510	11,85	500	1600		
20	6	119,3	10,75	500	1530	11,67	500	1580		
21	5	119,7	10,55	500	1500	11,92	500	1610		
22	7	104,1	11,16	500	1590	12,53	500	1690		
23	6	104,2	10,99	500	1560	12,47	500	1680		
24	6	117,0	8,49	750	1810	9,54	750	1930		
25	5	117,0	8,48	750	1810	9,54	750	1930		
26	6	138,5	7,76	750	1650	8,72	750	1770		
27	6	137,6	7,71	750	1640	8,55	750	1730		
28	4	162,4	7,40	750	1580	8,40	750	1700		
29	3	160,5	7,56	750	1610	8,48	750	1720		

Effekt				Summe der Effekte Watt	Erreger- stromkreis			Spannung am Schaltbrett			Mittlere Spannung am Schaltbrett	Bemerkungen
Stromkreis III			Volt		Amp.	Watt	Volt					
Wattmeter III							Stromkreis I	Stromkreis II	Stromkreis III			
Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt										
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
8,52	500	1160	3560	40,7	22,2	904	37,3	37,2	37,3	37,3	1. Der Stromkreis	
8,51	500	1160	3560	41,1	22,2	912	37,6	37,6	37,6	37,6	der Nebenspule	
5,78	500	790	2470	14,4	7,8	112	29,1	29,1	29,1	29,1	der Wattmeter	
5,99	500	820	2490	14,4	7,8	112	29,0	29,0	29,1	29,0	war an d. Schalt-	
5,52	500	750	2300	9,4	5,1	48	29,1	29,2	29,1	29,1	brett angeschlos-	
7,88	500	1070	3310	16,2	9,2	149	37,9	37,9	38,0	37,9	sen; das Cardew-	
7,19	500	980	2980	8,2	4,7	39	38,6	38,4	38,5	38,5	Voltmeter desgl.	
4,98	500	680	2030	6,0	3,5	21	29,1	29,1	29,3	29,2	2. Stromverhält-	
10,06	500	1370	4190	69,0	37,5	2590	42,6	42,7	42,7	42,7	nisse waren sehr	
10,02	500	1360	4170	69,6	37,0	2575	42,4	42,0	42,1	42,2	konstant.	
11,81	500	1610	4930	63,4	32,9	2080	48,9	48,9	48,8	48,9		
11,70	500	1590	4900	63,7	32,7	2080	48,5	48,5	48,6	48,5		
9,68	500	1320	4060	20,2	11,3	228	43,9	43,9	44,0	43,9	3. Die Nebenspulen	
9,63	500	1310	4060	20,6	11,5	237	44,0	44,1	44,0	44,0	der Wattmeter	
8,93	500	1220	3750	11,0	6,3	69	44,4	44,4	44,5	44,4	waren mit den	
8,91	500	1210	3720	11,1	6,6	73	44,1	44,0	44,0	44,0	primären Klem-	
10,50	500	1430	4410	13,0	7,5	98	49,6	49,4	49,7	49,6	men der Trans-	
11,03	500	1500	4610	13,2	7,7	102	51,7	51,8	52,0	51,8	formatoren in	
11,00	500	1500	4610	27,8	15,4	428	47,9	47,8	48,1	47,9	Verbindung. Das	
10,97	500	1490	4600	27,2	15,0	408	47,9	48,0	48,0	48,0	Cardew - Volt-	
11,19	500	1520	4800	76,8	40,0	3070	47,5	47,4	47,4	47,4	meter war wie	
11,27	500	1530	4770	76,8	30,5	3030	47,4	47,3	47,4	47,4	bisher an das	
8,60	750	1750	5490	80,0	39,1	3130	53,2	53,2	53,3	53,2	Schaltbrett an-	
8,60	750	1750	5490	79,8	38,8	3100	53,3	53,2	53,1	53,2	geschlossen.	
8,04	750	1640	5060	22,2	11,0	244	53,0	52,7	52,8	52,8		
7,99	750	1630	5000	21,6	10,9	235	52,2	52,2	52,3	52,2		
7,87	750	1600	4880	15,4	8,0	123	53,3	53,1	53,3	53,2		
7,90	750	1610	4940	15,8	8,0	126	53,4	53,4	53,4	53,4		

Tabelle II. Versuche über den Leerlauf des Lauffener

Versuchsnummer	Zeit (Versuchsdauer) Min.	Mittlere Tourenzahl der Dynamomaschine (gezählt)	Turbinen- beauf- schlagung		Scheinbarer					
					Stromkreis I			Stromkreis II		
			Wattmeter I			Wattmeter II				
			Innenkranz	Außenkranz	Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt	Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt
4	5	6	7	8	9	10	11			
1	2	3								
2	6	150,6	} ganz offen, reguliert durch die Schützen		4,09	750	870	4,65	750	940
3	5	148,6		4,07	750	870	4,60	750	930	
4	6	118,8		4,78	750	1020	5,37	750	1090	
5	4	119,0		4,80	750	1020	5,26	750	1070	
6	6	118,9		4,64	750	990	5,22	750	1060	
7	5	148,6		6,60	750	1410	7,38	750	1490	
8	5	148,8		6,53	750	1390	7,44	750	1510	
9	6	170,5		6,41	750	1370	7,32	750	1480	
10	5	170,5		6,30	750	1340	7,36	750	1490	

Tabelle III. Scheinbarer Leerlauffeffekt (Kilowatt) zweier in Reihe  
Gesellschaft bei variabler  
(Aus den Wattmeterangaben,

Spannung in Volt	Touren und Periodenzahl pro Minute							
	90	100	110	120	130	140	150	160
	1440	1600	1760	1920	2080	2240	2400	2560
16000	2,54	2,39	2,27	2,18	2,10	2,04	2,00	
16500	2,65	2,50	2,37	2,28	2,20	2,14	2,09	
17000	2,75	2,60	2,47	2,38	2,30	2,23	2,18	
17500	2,86	2,70	2,57	2,48	2,39	2,32	2,27	
18000	2,96	2,81	2,68	2,58	2,49	2,42	2,37	
18500	3,06	2,91	2,78	2,68	2,59	2,52	2,46	
19000	3,16	3,02	2,89	2,78	2,69	2,62	2,55	
19500	3,27	3,12	2,99	2,88	2,79	2,71	2,65	
20000	3,37	3,23	3,09	2,99	2,89	2,81	2,75	
20500	3,47	3,33	3,20	3,07	2,98	2,90	2,84	
21000	3,57	3,43	3,30	3,18	3,07	2,99	2,92	
21500	3,69	3,53	3,41	3,30	3,19	3,10	3,03	
22000	(3,85)	3,65	3,52	3,40	3,30	3,22	3,15	
22500		3,76	3,63	3,51	3,42	3,33	3,27	

Transformators der Maschinenfabrik „Oerlikon“.

Effekt			Summe der Effekte Watt	Erreger- stromkreis			Spannung am Schaltbrett			Mittlere Spannung am Schaltbrett Volt	Bemerkungen
Stromkreis III				Volt	Amp.	Watt	Volt				
Wattmeter III							Stromkreis I	Stromkreis II	Stromkreis III		
Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt									
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
4,45	750	910	2720	15,9	8,8	140	52,6	52,5	52,7	52,6	Schaltung der Watt- meter und des Cardew - Volt- meters wie in den Versuchsreihen Tabelle I.
4,30	750	880	2680	16,0	8,8	140	51,9	51,9	51,9	51,9	
4,95	750	1010	3120	53,8	28,7	1540	52,5	52,5	52,6	52,5	
4,95	750	1010	3100	53,8	28,5	1530	52,5	52,5	52,5	52,5	
4,90	750	1000	3050	50,9	24,7	1260	52,1	52,2	52,2	52,2	
6,85	750	1400	4300	76,0	38,8	2950	68,1	68,1	68,0	68,1	
6,85	750	1400	4300	75,9	38,1	2890	67,8	67,9	67,9	67,9	
6,85	750	1400	4250	33,0	17,1	560	71,1	71,1	71,2	71,1	
6,85	750	1400	4230	32,4	17,0	560	70,5	70,4	70,5	70,5	

geschalteter Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitäts-  
Spannung und Periodenzahl.  
Tabelle I, interpoliert.)

Spannung in Volt	Touren und Periodenzahl pro Minute							
	90	100	110	120	130	140	150	160
	1440	1600	1760	1920	2080	2240	2400	2560
23000		3,89	3,74	3,62	3,53	3,45	3,39	
23500		4,02	3,85	3,72	3,63	3,56	3,51	
24000		4,16	3,95	3,83	3,74	3,67	3,63	
24500	(4,65)	4,30	4,10	3,95	3,85	3,78	3,74	
25000		4,47	4,24	4,08	3,98	3,92	3,86	
25500		4,64	4,40	4,24	4,13	4,04	3,98	
26000		4,77	4,55	4,39	4,26	4,16	4,09	
26500			4,71	4,54	4,41	4,30	4,21	
27000	(5,40)	(5,40)	4,87	4,70	4,54	4,43	4,33	
27500			5,02	4,84	4,68	4,56	4,45	
28000			5,17	4,98	4,83	4,69	4,57	4,46
28500			5,32	5,14	4,98	4,82	4,69	4,58
29000				5,28	5,12	4,98	4,84	4,73
29500				5,43	5,27	5,13	5,01	4,91

die Verluste des Oerlikon-Transformators eine Rolle spielen, mit enthalten. Da für große Belastungen  $i_1$  proportional  $i_2$  ist und zwischen  $i_2$  und  $e_2$  (sekundäre Spannung) nur eine geringe Variation der Phasendifferenz besteht, so darf, ohne großen Fehler zu begehen, für  $b \cdot i_1^2$  der Ausdruck  $c \cdot E_2^2$  gesetzt werden.

Aus der Formel  $V_T = V_{T(H+F)} + c \cdot E_2^2$ , aus folgenden Werten

$$E_2 = 134,1 \quad 99,7 \quad 68,3 \quad 44,4$$

$$\text{und aus} \quad V_T = 6,26 \quad 6,11 \quad 5,29 \quad 4,39$$

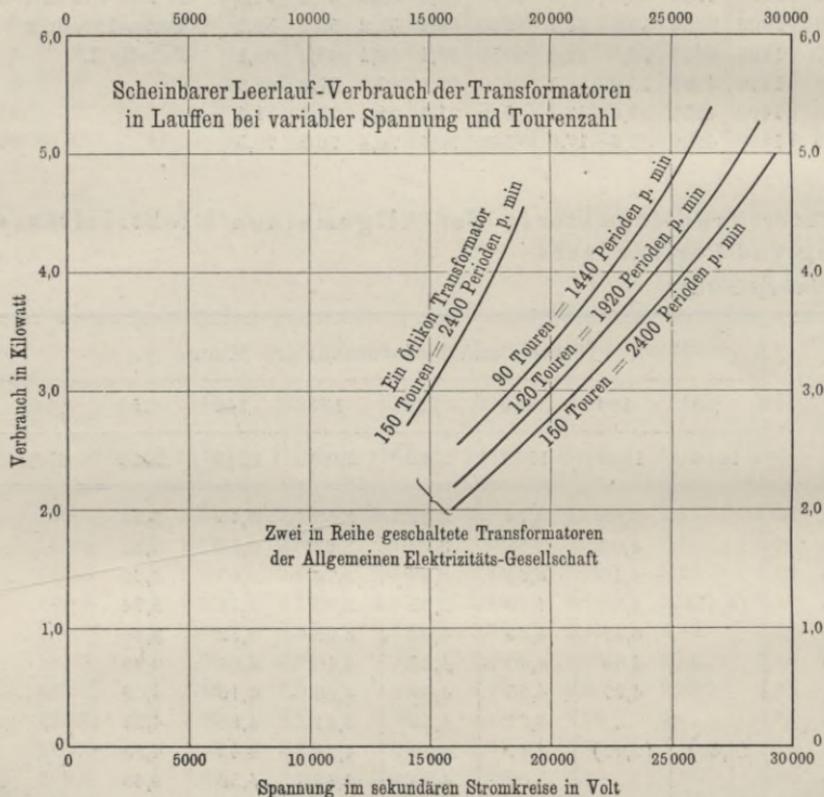
finden sich die Konstanten  $V_{T(H+F)} = 4,60$  und  $c = 0,0001075$ .

Die vorstehende Tabelle VI (S. 135) gibt die einzelnen Wirkungsgrade bei verschiedenen Belastungen.

#### D. Leerlaufverbrauch der Transformatoren in Lauffen a. N.

Da die Ermittlung der Leerlaufarbeit der Anlage und zwar besonders der Transformatoren in der Zentrale Lauffen zu interessanten

Fig. 72.



Ergebnissen führte, so gebe ich noch einen kurzen Überblick über diese Messungen, wengleich dieselben nicht in allen Teilen als einwandfrei wegen der Nichtberücksichtigung des Einflusses der Wirbelströme und

der Hysteresis im Eisen der Transformatoren, sowie der Abweichung der Gestalt der Stromkurve von der Sinuslinie zu betrachten sind. Bei diesen Versuchen wurden folgende Werte mittels geeichter Apparate bestimmt: Tourenzahl der Dynamo, scheinbarer Effekt und die Spannungen in den drei Stromkreisen von der Dynamo zu den Transformatoren mittels dreier Wattmeter, sowie aus diesen die Summe der drei Effekte, die Spannung und Stromstärke des Erregerstromkreises.

Die Resultate sind in den Tabellen I, II und III (S. 136 bis 139) zusammengestellt.

Wie schon oben gesagt, sind die sekundären Einflüsse bei Ermittlung der Effektverluste nicht berücksichtigt und die gefundenen Resultate als „scheinbarer Effekt“ in den Tabellen eingesetzt. Die Werte der Tabelle III (S. 138 u. 139) sind durch Interpolation aus den Tabellenwerten Nr. I graphisch gewonnen. Fig. 72 gibt einen Überblick über den scheinbaren Energieverbrauch der Lauffener Transformatoren für die Tourenzahlen 90, 120 und 150. Die Darstellung für die A. E.-G.-Transformatoren bezieht sich auf zwei in Reihe geschaltete und für den Oerlikon-Transformator auf nur einen. Aus der Tabelle III (S. 138 u. 139) und Fig. 72 ersieht man, daß der Leerlauf der Transformatoren bei konstanter Primärspannung mit der Periodenzahl abnimmt.

### **E. Wirkungsgrad der gesamten Arbeitsübertragung bei einer Spannung von etwa 25 000 Volt.**

Eine der Hauptarbeiten der „offiziellen Prüfungskommission“ war es, den Wirkungsgrad der Lauffener Übertragung bei der Betriebsspannung von etwa 25 000 Volt und einer normalen effektiven Nutzleistung in Frankfurt zu ermitteln. Zur Bestimmung des Wirkungsgrades dienten drei geeichte Wattmeter, mittels derer der verbrauchte Effekt an der Lampenbatterie in Frankfurt gemessen wurde, sowie die beobachteten Ober- und Unterwasserstände und die Umdrehungszahl der Welle, mittels derer der von der Turbine, mit Benutzung der Resultate der schon erfolgten Bremsversuche, abgegebene Effekt berechnet wurde. Außerdem waren geeichte Ampèremeter und Voltmeter vorhanden, welche die Stromstärken in den drei Hauptstromkreisen der Wechselstrommaschine und dem Erregerstromkreise der letzteren, sowie die Spannungen der Hauptstromkreise des Erregerstromkreises und der Nutzsparnungen in Frankfurt an der Lampenbatterie bestimmten. Für die erforderlichen Hochspannungsuntersuchungen benutzte man umstehende Schaltung (s. Fig. 73, S. 144). Aus derselben erhellt, daß die Maschine auf die parallel geschalteten Primärwickelungen zweier A. E.-G.-Transformatoren arbeitete und die Sekundärwickelungen der Transformatoren hintereinander geschaltet waren. Analog war die Schaltung der Transformatoren in Frankfurt mit der Fernleitung bzw. der Lampenbatterie.

Voruntersuchungen ergaben, daß man mit einer höheren Tourenzahl als 90 bei einer Spannung von 25 000 Volt, ohne die Primär-

Tabelle I. Lauffener Messungen

Versuchsnummer	Zeit (Versuchsdauer) Min.	Wechselstrommaschine								Tur-		
		Hauptstromkreise							Erregerstromkreis		Beaufschlagung	
		Ableesungen am Ampèremeter			Ableesungen am Cardew-Voltmeter				Ampère	Weston-Voltmeter	Innenkranz	Außenkranz
		I	II	III	Volt			Volt im Mittel				
					3	4	5		6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1 a	10	1275	1210	1270	38,08	37,78	38,59	38,15	8,0	15,0	4/12	voll
1 b	10	1270	1205	1270	38,02	37,81	38,55	38,13	8,1	15,2	4/12	"
2 a	10	1375	1300	1370	41,01	40,56	41,58	41,05	9,9	18,5	6/12	"
2 b	10	1370	1305	1370	41,14	40,83	41,87	41,28	10,1	19,0	6/12	"
3 a	4	1490	1400	1485	44,12	43,92	44,96	44,33	14,1	26,3	8/12	"
3 b	5	1500	1415	1485	45,26	44,61	45,76	45,21	14,1	26,5	8/12	"
3 c	5	1495	1405	1475	44,68	44,10	45,28	44,69	13,9	25,9	8/12	"
3 d	5	1495	1400	1470	44,33	43,94	44,94	44,40	13,8	25,9	8/12	"
3 e	5	1520	1425	1535	45,37	44,81	45,88	44,25	14,1	26,8	8/12	"
4 a	15	1485	1395	1475	44,62	44,09	45,30	44,67	13,9	26,3	8/12	"
4 b	10	1480	1395	1465	44,48	44,01	45,15	44,55	14,0	26,5	8/12	"
5 a	5	1475	1410	1450	48,00	47,92	48,96	48,29	15,0	28,7	6/12	"
5 b	5	1475	1410	1450	47,92	47,80	48,97	48,23	15,1	28,7	6/12	"
5 c	5	1480	1415	1455	47,94	47,72	48,86	48,17	15,0	28,8	6/12	"
5 d	5	1485	1415	1455	48,00	47,85	49,04	48,30	15,0	28,9	6/12	"

Messungen

Versuchsnummer	Zeit (Versuchsdauer) Min.	Nutzleistung in Frankfurt				
		Stromkreise Watt			Summe der Leistungen I + II + III	
		I	II	III	Watt	PS
1	2	3	4	5	6	7
1 a	10	31900	33020	31460	96380	131,0
1 b	10	31810	32820	31430	96060	130,5
2 a	10	36970	38000	36270	111240	151,1
2 b	10	36860	37620	36240	110720	150,4
3 a	4	42150	43660	43090	128900	175,1
3 b	5	43750	44980	43100	131830	179,1
3 c	5	43240	44360	43100	130700	177,6
3 d	5	42880	44040	42150	129070	175,4
3 e	5	44440	45570	43500	133510	181,4
4 a	15	43380	44690	42500	129570	176,0
4 b	10	42810	43830	42010	128650	174,8
5 a	5	37030	36550	34810	108390	147,3
5 b	5	37000	36440	34820	108260	147,1
5 c	5	36960	36540	34790	108290	147,2
5 d	5	37140	36500	34820	108460	147,4

Energieübertragung in Lauffen.

Versuchsnummer	Zeit (Versuchsdauer) Min.	Gefällshöhe				Tourenzahlder Dynamo		Effektive Leistung der Turbine PS		Bemerkungen
		Ableesungen		Benutztes Gefälle	Freihängen	gemessen	normal	bei normaler Tourenzahl	umgerechnet auf die gemessene Tourenzahl	
		Oberwasser	Unterwasser							
		14	15	16	17	18	19	20	21	
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1 a	10	0,539	0,589	3,767	0,082	92,15	159,3	216,4	178,0	Die Energieübertragung erfolgte mit zwei hintereinandergeschalteten A. E. - G. - Transformatoren. Am Versuchstage war die Witterung hell und trocken. Bei der Unterwasserablesung von weniger als 0,671 m hängt die Turbine frei und das nutzbare Gefälle beträgt 4,306 m. Die berechneten Turbineneffekte sub 21 enthalten einen Fehler von etwa 2,5 Proz. Bei Versuch 4 b waren größere Schwankungen im Wasserstand und in der Tourenzahl vorhanden.
1 b	10	0,558	0,598	3,748	0,073	92,19	158,9	214,3	176,6	
2 a	10	0,599	0,612	3,707	0,059	93,38	158,0	240,9	200,6	
2 b	10	0,615	0,608	3,691	0,063	92,00	157,7	239,5	197,9	
3 a	4	0,599	0,590	3,707	0,081	92,00	158,0	272,8	225,2	
3 b	5	0,548	0,573	3,758	0,098	91,38	159,1	279,2	228,6	
3 c	5	0,558	0,607	3,748	0,064	91,25	158,9	276,5	226,4	
3 d	5	0,570	0,619	3,736	0,052	91,25	158,6	274,6	225,0	
3 e	5	0,515	0,526	3,791	0,145	92,38	159,8	285,0	234,3	
4 a	15	0,549	0,626	3,757	0,045	91,25	159,1	276,6	226,3	
4 b	10	0,557	0,635	3,749	0,036	91,13	158,9	275,3	225,2	
5 a	5	0,553	0,617	3,753	0,054	89,38	159,0	245,0	198,0	
5 b	5	0,555	0,616	3,751	0,055	89,63	159,0	244,9	198,3	
5 c	5	0,556	0,606	3,750	0,065	89,63	158,9	245,3	198,6	
5 d	5	0,557	0,605	3,749	0,066	89,50	158,9	245,2	198,4	

in Frankfurt.

Versuchsnummer	Zeit (Versuchsdauer) Min.	Spannung am Schaltbrett				Bemerkungen
		Stromkreise			Mittel	
		I	II	III		
		8	9	10	11	
1	2	3	4	5	6	
1 a	10	51,2	51,8	49,7	50,90	Die angegebenen Werte sind Mittelwerte aus je 30 Ableesungen. — Die eingeschalteten Glühlampen flimmerten ziemlich stark, trotzdem Stromstärke und Spannung konstant waren. Dieses Flimmern erklärt sich durch die geringe Periodenzahl der stromgebenden Dynamo. Zweimal mußten die Messungen unterbrochen werden, weil Hauptbleicherungen im primären Stromkreise durchgeschmolzen waren. Der Versuch mußte auf Wunsch der Kgl. Württ. Generaldirektion der Verkehrsanstalten abgebrochen werden. — Bei der Effektberechnung (Rubrik 6 u. 7) wurde der Verlust in den Leitungen zwischen den sek. Klemmen der Transformatoren und der Schalttafel in Frankfurt a. M. nicht berücksichtigt. Die Witterung war dauernd gut (kalt und trocken).
1 b	10	51,0	51,7	49,6	50,77	
2 a	10	54,7	55,3	53,4	54,47	
2 b	10	54,7	55,5	53,3	54,50	
3 a	4	57,9	58,6	56,7	57,73	
3 b	5	59,0	59,8	57,5	58,77	
3 c	5	58,5	59,3	57,2	58,33	
3 d	5	58,5	59,0	56,9	58,13	
3 e	5	59,6	59,9	57,6	59,03	
4 a	15	57,1	59,4	57,3	57,93	
4 b	10	58,2	58,7	56,9	57,93	
5 a	5	66,1	67,5	65,2	66,27	
5 b	5	66,2	67,6	65,2	66,33	
5 c	5	66,2	67,6	65,3	66,37	
5 d	5	66,3	67,7	65,4	66,47	

maschine zu gefährden, keinen dauernden Betrieb aufrecht erhalten konnte. Da die normale Tourenzahl zu 160 bei 3,8 m Gefälle angenommen war, so mußten bei der Effektberechnung die gefundenen Resultate entsprechend durch folgende Relation:

$$E_x = E_n \cdot \frac{n_x}{n_n} \left( 2 - \frac{n_x}{n_n} \right)$$

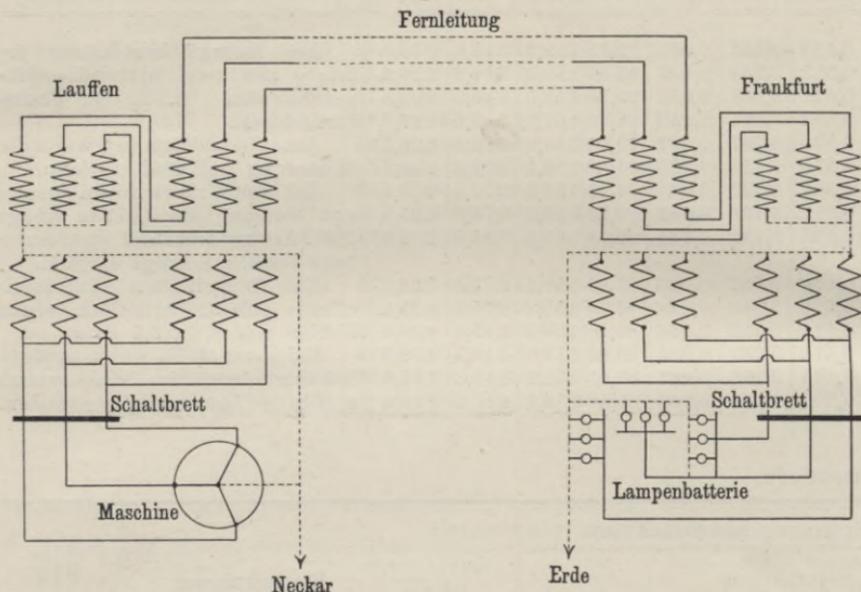
umgerechnet werden, in welcher

$E_n$  den Effekt bei normaler Geschwindigkeit  $n_n$  und

$E_x$  " " " einer Geschwindigkeit  $n_x$

bezeichnet.

Fig. 73.



Hierbei sei jedoch bemerkt, daß die früher beschriebenen Turbinenbremsungen mit Geschwindigkeiten (145 bis 175 pro Minute) erfolgten, welche zu weit von der Tourenzahl 90 entfernt liegen, so daß die Umrechnung durch die oben genannte Relation nicht einwandfrei ist<sup>1)</sup>. Da jedoch der hierdurch entstehende Fehler das Gesamtergebn der Untersuchung nicht sehr beeinflußt, so konnten die früher gefundenen Werte demnach in der oben angegebenen Weise verwertet werden. Die Beobachtungen in Lauffen und Frankfurt erfolgten (nach vorheriger telegraphischer Verständigung) gleichzeitig und zwar in kurzen und regelmäßig aufeinander folgenden Zwischenräumen; der Strom im Nebenschlusse der Wattmeter wurde hierbei kommutiert. Aus den jeweiligen Werten der mittleren Maschinenspannung  $e_{1(m)}$  und der mittleren Nutz-

<sup>1)</sup> Die genaue Kenntnis für  $n_n$  fehlt. Für die Tourenzahl zwischen 150 und 170 käme der Fehler kaum in Betracht. In obigem Falle bedingt diese Unsicherheit einen Fehler von etwa 2,5 Proz.

spannung in Frankfurt  $e'_{1(m)}$ , sowie aus den Übersetzungsverhältnissen der Transformatoren in Lauffen ( $1/160$ ) und in Frankfurt ( $1/123$ ) sind die Hochspannungen <sup>1)</sup> (s. Spalte 11 u. 12, Tab. II a. f. S.) unter Berücksichtigung der Relationen:  $e_{1(m)} \cdot 2 \cdot 160 \cdot \sqrt{3}$  und  $e'_{1(m)} \cdot 2 \cdot 123 \cdot \sqrt{3}$  gewonnen.

Aus Versuchsnummer 3 (Tabelle II) geht hervor, daß der größte Nutzeffekt von etwa 180 PS bei etwa 91,5 Umdrehungen pro Minute und 25 000 Volt Hochspannung übertragen wurde bei einem Wirkungsgrade von etwa 77,5 Proz.; hierbei ist der unter Rubrik 4 berechnete Turbineneffekt als richtiger Wert zugrunde gelegt. Zieht man die eventuell eintretenden Fehler mit in Rechnung, so kommt man demnach unter obigen Verhältnissen auf mindestens einen Wirkungsgrad von 75 Proz. Der Verlust im Erregerstromkreise beträgt bei obiger Belastung maximal nur 378 Watt, d. h. etwa 0,25 Proz. des Dynamoeffektes. Der Unterschied der Hochspannungen in Lauffen und Frankfurt kann durch den Einfluß der Kapazität der Fernleitung oder aber auch durch die Ungenauigkeit der Kenntnis der Transformationsübersetzung bedingt sein; inwieweit dieser Unterschied auf den einen oder anderen Umstand zurückzuführen ist, wurde nicht ermittelt.

Zur Kontrolle der durch Umrechnung gefundenen Turbineneffekte wurde die Belastung und Betriebsspannung der Versuchsreihe 3, Tabelle II (a. f. S.) in Frankfurt beibehalten und in Lauffen mittels dreier Wattmeter der von der Dynamo abgegebene Effekt gemessen. Aus dem Wirkungsgrade der Dynamo konnte man den Turbineneffekt berechnen und diesen Wert mit den gleichzeitig beobachteten Turbinenverhältnissen vergleichen. Wengleich die Berechnung des elektrischen Effektes, durch eventuelle Selbstinduktions- und Kapazitätswirkung beeinflusst, nicht ganz sicher schien, so konnten die so gefundenen Werte doch zum Vergleiche für die Berechnung der Turbineneffekte bei niedriger Tourenzahl dienen. Die wenigen durchgeführten Untersuchungen führten jedoch zu dem Schlusse, daß die in der Spalte 4, Tabelle II (a. f. S.) durch Umrechnung gefundenen Werte den wirklich abgegebenen Turbineneffekten möglichst gleich kommen. Der genaueste Weg zur Ermittlung der Turbineneffekte bei niedriger Tourenzahl wäre ja eine weitere Bremsung gewesen. Leider konnte dieselbe sowie die weiteren Untersuchungen, wie unter den „Bemerkungen“, Tabelle I (S. 142 u. 143) schon erwähnt, wegen der Betriebseröffnung des Heilbronner Elektrizitätswerkes und des Einspruches der Königl. Württembergischen Generaldirektion der Verkehrsanstalten nicht stattfinden.

<sup>1)</sup> Bei dieser Methode der Bestimmung der Hochspannungen ist allerdings die Streuung der Transformatoren nicht berücksichtigt und außerdem die Annahme gemacht, daß die eingeführten bzw. entnommenen Ströme in die bzw. aus den Transformatoren sinusförmig verlaufen. Wengleich also diese Methode Fehlerquellen enthält, so war man doch auf dieselbe angewiesen, da man damals noch keine Instrumente für Spannungen über 5000 Volt besaß.

Tabelle II. Lauffener Energieübertragung.  
Gesamtergebnisse.

Versuchs- nummer	Versuchs- dauer	Effekt in Frankfurt		Effekt der Turbine	Wir- kungs- grad	Effekt im Erreger- strom- kreis	Touren- zahl der Dynamo	Mittlere Strom- stärke Amp.	Mittlere Maschinen- spannung Lauffen $e_1 (m)$	Mittlere Nutz- spannung Frankfurt $e_2 (m)$	Hochspannung		
		PS	3								4	5	6
1	2												
1 a	10	131,0		178,0	73,7	120	92,15	1250	38,15	50,90	21100	21700	
1 b	10	130,5		176,6	73,9	123	92,19	1250	38,13	50,77	21100	21600	
2 a	10	151,1		200,6	75,4	183	93,38	1350	41,05	54,47	22800	23200	
2 b	10	150,4		197,9	76,0	192	92,00	1350	41,28	54,50	22900	23200	
3 a	4	175,1		225,2	77,8	371	92,00	1460	44,33	57,73	24600	24600	
3 b	5	179,1		228,6	78,9	375	91,38	1465	45,21	58,77	25100	25000	
3 c	5	177,6		226,4	78,5	360	91,25	1460	44,69	58,33	24800	24900	
3 d	5	175,4		225,0	78,0	357	91,25	1455	44,40	58,13	24600	24800	
3 e	5	181,4		234,3	77,4	378	92,38	1495	45,35	59,03	25100	25200	
4 a	15	176,0		226,3	77,8	365	91,28	1455	44,67	57,93	24800	24700	
4 b	10	174,8		225,2	77,6	371	91,13	1445	44,55	57,93	24700	24700	
5 a	5	147,3		198,0	74,5	430	89,38	1445	48,29	66,27	26800	28200	
5 b	5	147,1		198,3	74,3	433	89,63	1445	48,23	66,33	26700	28300	
5 c	5	147,2		198,6	74,1	432	89,63	1450	48,17	66,37	26700	28300	
5 d	5	147,4		198,4	74,2	434	89,50	1450	48,30	66,47	26800	28300	

## D a m p f t u r b i n e n .

**Allgemeiner Vergleich zwischen Dampfturbine und Dampfmaschine bezüglich Wirkungsweise, Dampfverbrauch usw. und Vergleich der Dampfturbinensysteme.**

Sowohl die Dampfmaschine wie die Dampfturbine haben die Aufgabe, die im Dampfe von mehr oder weniger hoher Spannung enthaltene Wärmeenergie zur Leistung von mechanischer Energie nutzbar zu machen. Dieses Ziel wird jedoch bei beiden Maschinenarten auf grundsätzlich verschiedenen Wegen erreicht. — Bei der Dampfmaschine<sup>1)</sup> wirkt der Dampf durch seinen statischen Druck auf den Dampfkolben, wobei derselbe sich bewegt und somit mechanische Arbeit leistet; während dieses Arbeitsvorganges erfolgt eine Expansion des Dampfes, vermöge deren die Spannung hinter dem Kolben sinkt. Die Arbeit der Kolbendampfmaschine ergibt sich zu:

$$(1) \quad . . . . . A_{DK} = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv.$$

Anders bei den Dampfturbinen<sup>1)</sup>: hier wird die in dem hochgespannten Dampfe erhaltene Energie, bevor der Dampf zur nutzbaren Arbeitsleistung gelangt, durch Expansion völlig in kinetische Energie verwandelt. Die Arbeit der Dampfturbine ergibt sich zu:

$$(2) \quad . . . . . A_{DT} = \int_{p_2}^{p_1} v \cdot dp.$$

Zwischen den Größen  $A_{DK}$  und  $A_{DT}$  besteht die Relation:

$$(3) \quad . . . . \int_{p_2}^{p_{af}} v \cdot dp = \int_{v_{af}}^{v_2} p \cdot dv + p_{af} \cdot v_{af} - p_2 \cdot v_2.$$

In den Formeln (1), (2) und (3) bezeichne:

$v$  bzw.  $p$  das jeweilige Volumen bzw. die jeweilige Spannung des Dampfes,  $v_{af}$  bzw.  $p_{af}$  das Volumen bzw. die Dampfeintrittsspannung am Ende des Füllungsweges und  $v_2$  bzw.  $p_2$  das Volumen bzw. die absolute Expansionsspannung am Ende der Expansion.

Die Strömungsenergie des expandierenden Dampfes ist somit nicht genau gleich der geleisteten Arbeit einer Kolbendampfmaschine.

Das Entstehen der Dampfturbine ist vor allem auf die Bemühungen, die Nachteile der Dampfmaschine bezüglich der hin und her gehenden Bewegung des Kolbens zu beseitigen und eine rotierende Bewegung direkt zu erzielen, zurückzuführen. Als eine der ersten Entwicklungsstufen der Dampfturbine sind sogenannte Kapselräder zu betrachten: Der Dampf

<sup>1)</sup> A. Stodola, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 47, 337 u. 338 (1903).

tritt in ein Gehäuse ein, in dem, möglichst dicht gegen die Wandungen schließend, ein Flügelrad von dem eintretenden Dampfe bewegt wird. Die praktische Verwendbarkeit solcher Räder scheidet vor allem an der Unmöglichkeit, das Flügelrad gegen die Wandungen genügend abzudichten, welcher Umstand bei dem hochgespannten Dampfe zu großen Dampfverlusten Veranlassung gibt; außerdem wird die Spannkraft des Dampfes nicht ausgenutzt, da derselbe während seiner Arbeitsperiode keine Gelegenheit zur Expansion hat, sondern erst nach seinem Austritt aus dem Motor die Überspannung gegen die Atmosphäre verliert. Ebenso könnte man jedes System der Wasserturbinen für den Dampfturbinenbetrieb benutzen; jedoch würde man auf diesem Wege nichts erreichen, da das Hauptaugenmerk bei den Wasserturbinen auf Tourenzahlvermehrung bei einem gegebenen kleinen Gefälle gerichtet ist, während bei den Dampfturbinen, entsprechend den normalen Tourenzahlen der Dynamos und zwar speziell der Wechselstromdynamos, auf Tourenzahlverminderung gesehen werden muß. Es kommen hier Tourenzahlen von 1500 bis 3000 pro Minute in Frage. Bei den Typen über 900 Kilowatt ist wegen des Ausgleiches der großen Massen und starken Belastung der Lager usw. keine Tourenzahl über 1500 Touren pro Minute zulässig.

Die einfachste Art der Umsetzung des ganzen Nutzgefälles in mechanische Arbeit in einem Rade mit nur einer Wirkung ist wegen des geringen hierbei zu erzielenden hydraulischen Wirkungsgrades der großen Leerlaufarbeit und Dimensionen (Raddurchmesser) bei den kleineren Tourenzahlen von 1500 pro Minute nicht angängig. Die Turbinen von Riedler-Stumpf und Zoelly arbeiten daher mit einer höheren Tourenzahl von 3000 pro Minute, während de Laval ein Zahnradvorgelege einschaltet und somit für die Turbine freie Wahl bezüglich der Tourenzahl erreicht. Die Curtis-Turbine besteht aus mehreren Laval-Turbinen in Hintereinanderschaltung; hierdurch wird eine Teilung des Gefälles bzw. der Geschwindigkeit des Dampfes erreicht und hiermit auch die Tourenzahl vermindert. Besonders vorteilhaft ist die Wirkung der vielstufigen Parsons-Reaktionsturbine<sup>1)</sup>; hier wird der Dampf durch etwa 60 hintereinandergeschaltete Räder geleitet.

Anders liegen die Verhältnisse bei der vielstufigen Rateau-Turbine; dieselbe ist eine Aktionsturbine<sup>1)</sup> und wird somit die Arbeit durch den Druck des Dampfes in den Rädern bewirkt.

Der Dampfverbrauch pro Stunde bei Dampfturbinen steht in einfacher Beziehung zur Belastung. Trägt man als Abszissen die verschiedenen Belastungen und als Ordinaten die für die verschiedenen Belastungen ermittelten Dampfmenge auf, so erhält man eine gerade Linie; diese Linie schneidet bei der Belastung Null die Ordinaten-

<sup>1)</sup> Siehe A. Stodola, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 47, 164 (1903).

achse. Das Stück der abgeschnittenen Ordinatenachse gibt den Dampfverbrauch beim Leerlauf. Die Relation für den Dampfverbrauch ist:

$$(4) \quad \dots \dots \dots y = a \cdot x + b.$$

In dieser Relation bezeichnet:  $y$  den Dampfverbrauch in Kilogramm pro Stunde,  $x$  die Belastung,  $a$  eine Konstante, welche bei einer und derselben Turbine von der Überhitzung und dem Dampfdrucke abhängt, und  $b$  den Dampfverbrauch bei Leerlauf mit Erregung. Durch diese Relation ist man imstande, aus drei Werten mit entsprechender Genauigkeit die Gleichung für den Dampfverbrauch für den ganzen Bereich der Belastung einer Maschine aufzustellen und ev. eingetragene Fehlerwerte sofort zu ermitteln. Siehe hierzu S. 193 u. 211 u. f.

Aus der einfachen Funktion  $y = f(x)$  läßt sich der Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde für jede Belastung ermitteln (siehe S. 211 u. f. und Fig. 126, S. 210).

Der Dampfverbrauch ist bei der Dampfturbine um so niedriger, je höher die Belastung ist, somit bei der maximalen Leistung am günstigsten; dies trifft bei der Kolbendampfmaschine nicht zu. Bei hohem Drucke und hoher Überhitzung<sup>1)</sup> und entsprechend hoher Leistung kommt man mit so geringen Wärmemengen pro indiziertem Pferde aus, welche man selbst mit den größten Dreifach-Expansionsdampfmaschinen nicht immer erreichen wird.

Der Verbrauch an Zylinderöl bei den Kolbendampfmaschinen, welches mit dem Kondensat verloren geht, fällt bei den Dampfturbinen weg; dieser Verbrauch ist bei den ersteren bei hoher Überhitzung bedeutend, außerdem kann nur sehr gutes, teures Schmiermaterial in Frage kommen und bedingt ein regulärer Betrieb eine fortdauernd gewissenhafte Überwachung der Schmierung. Wie hoch die Kosten für Schmiermaterial bei Kolbendampfmaschinen werden können, beweisen die Zahlen in der Elektrotechn. Ztg. 1904, Heft 34, S. 749.

Infolge der hohen Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf bei Dampfturbinen durch die Maschine strömt, erfolgt durch eine Belastungsänderung auch sofort durch den Regulator eine Änderung in der zugeführten Dampfmenge und wird somit eine hohe Gleichmäßigkeit des Ganges bei Belastungsänderungen erreicht. Bei der Kolbendampfmaschine hat der Dampf einen viel größeren Weg (Hochdruck — Mitteldruck — Niederdruck — Zylinder) zurückzulegen, bis die regulierende Wirkung auf den Gang der Maschine erfolgt; daher rührt zum Teil ihre geringere Gleichmäßigkeit des Ganges, als diejenige der Dampfturbine. Außerdem hat der Regulator bei der Dampfturbine infolge der indirekten Einwirkung auf das Steuerventil nur eine sehr kleine Arbeit zu verrichten und kann somit den geringsten Änderungen in der Tourenzahl direkt folgen. Näheres über Regulierung ist bei den Beschreibungen und Beispielen

<sup>1)</sup> E. Lewicki, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 47 (1903).

der einzelnen Dampfturbinentypen gegeben; außerdem siehe die Arbeiten von Prof. A. Stodola, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1903, S. 205 und andere.

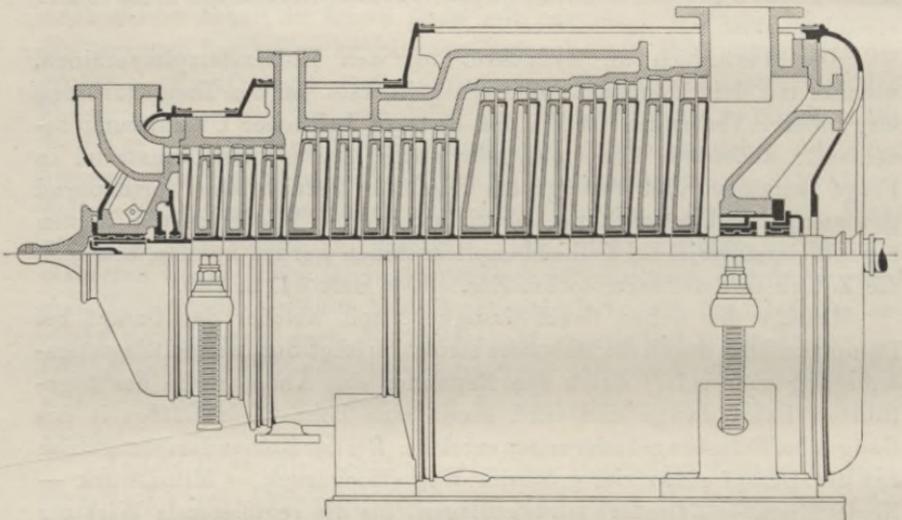
Die Raumerfordernis zur Aufstellung der Dampfturbinen ist eine wesentlich geringere, als wie bei Kolbendampfmaschinen. Man kann auf demselben Raume, auf welchem eine Kolbendampfmaschine Platz findet, eine Dampfturbine von etwa acht- bis neunfacher Leistung der Kolbendampfmaschine aufstellen.

Ich werde kurz die Hauptmerkmale der Rateau-, Stumpf-, Riedler-Stumpf-, Zoelly- und Curtis-Turbine im folgenden behandeln und dann zu einer näheren Beschreibung der Hauptvertreter der Dampfturbinen, nämlich der de Laval- und der Parsons-Turbine übergehen.

### Rateau-Turbine<sup>1)</sup>.

Die Rateau-Turbine (s. Fig. 74) ist, wie bereits oben gesagt, eine mehrzellige und mehrstufige, reine Aktionsturbine. Auf der Achse sitzen, getrennt durch Scheidewände, die Laufradscheiben. Diese bestehen aus Stahlblech, das am Rande umgebördelt ist. In diese Bördelung sind die

Fig. 74.



Laufschaufeln eingesetzt und fest vernietet. Die Leitschaufeln sind in den Umfang der Scheidewände eingebaut. Der Dampfdruck auf beiden Seiten eines jeden Laufrades ist der gleiche, der axiale Schub ist daher sehr unbedeutend und nur bedingt durch den Druck auf die vordere Fläche des Stirnzapfens. Das in dem Turbinendeckel eingebaute Hauptwellenlager wird durch Druckpumpe mit gekühltem Öl

<sup>1)</sup> Siehe auch Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 47, Nr. 10, S. 334 (1903).

versehen, so daß die Temperatur der Lagerflächen die zulässige Höhe nicht übersteigt. Getrennt von der Turbine ist das Niederdrucklager angebracht. Die Stelle, wo hier die Welle durch das Turbinengehäuse hindurch geführt ist, ist durch eine Buchse abgedichtet, in welche vermittelst Ringnut genügend Wasser eingeführt wird, wodurch ein gänzlicher Abschluß sich erreichen läßt. Die Regulierung der Turbine erfolgt mittels Federregulator und drosselndem Doppelsitzventil nach dem System „Denys“, bei welchem eine konstante Tourenzahl aufrecht erhalten wird. Neuerdings wird bei den von der Firma Sautter, Harlé u. Co. gebauten Rateau-Turbinen die Welle auch am Hochdruckende durch eine Stopfbüchse hinausgeführt, so daß kein Lager im Dampftraume liegt. Der Dampfverbrauch dieser Turbinen soll denjenigen guter Dreifach-Expansionsturbinen ungefähr gleichkommen.

### Stumpf-Turbine<sup>1)</sup>.

Auch die Stumpf-Turbine ist eine Aktionsturbine mit halbkreisförmigen Pelton-Schaufeln, welche in den verdickten Kranz des Turbinenrades eingefräst sind (siehe Fig. 75 u. 76). In der Trennungswand dieser Schaufelzellen ist bei *a* ebenfalls ein halbkreisförmiges, kleines

Fig. 75.

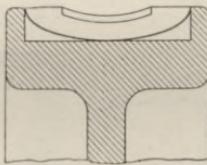
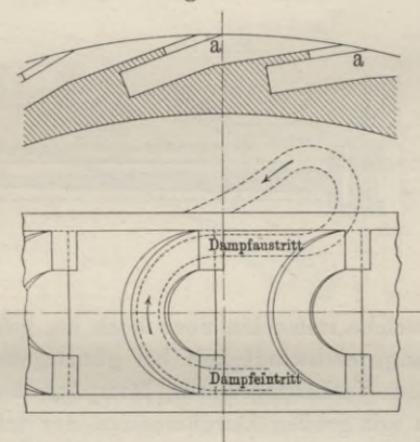


Fig. 76.



Stück ausgefräst. Durch die Form der Schaufeln wird der Dampfstrahl in kompakter Form zusammengehalten, und verläßt bei genügend großer Geschwindigkeit das Rad in radialer Richtung. Die Düsen haben einen rechteckigen Querschnitt und sind so dicht aneinander gesetzt, daß bei voller Belastung das Rad durch einen fast zusammenhängenden Dampfstrahl getroffen wird. Durch diesen Umstand werden Unterbrechungen in der Beaufschlagung des Laufrades vermieden. Die Regulierung geschieht durch allmähliches Zudecken der einzelnen

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 47, Nr. 8, S. 270 (1903).

Düsen mittels eines drehbaren Flachschiebers. Eine weitere Steigerung des Nutzeffektes soll dadurch erreicht werden, daß der aus den Schaufeln austretende Dampf, welcher noch eine bedeutende Geschwindigkeit besitzt, durch Leitschaufeln, welche am Gehäuse angebracht sind, wieder zurück und gegen die Seitenflächen des Rades geführt wird (s. Fig. 76). Da die Drehungsrichtung des Rades dieselbe ist, wie die Ausströmungsrichtung des zurückgeführten Dampfes, so soll hierdurch die Leerlaufarbeit der Turbine vermindert werden.

### Riedler-Stumpf-Turbine,<sup>1)</sup>

Bei der Riedler-Stumpf-Turbine ist der Ausbalancierung des Rades besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Schon bei den ersten Typen dieser Turbine war der Schwerpunkt der Räder nur um 0,01 mm gegen den Drehpunkt exzentrisch. Diese Genauigkeit war bei den von den Konstrukteuren angestrebten geringen Tourenzahlen Erfordernis, zumal man mit der Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes an eine untere

Fig. 77.

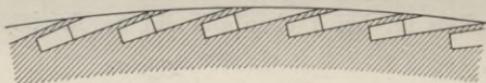


Fig. 78.

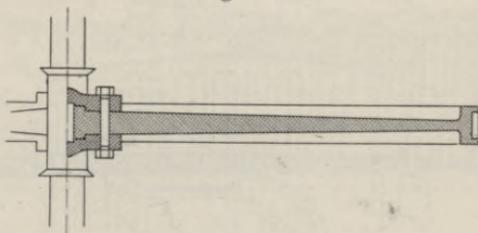


Fig. 79.



Grenze, welche immerhin noch hoch ist, gebunden war; da ferner auch die Umfangsgeschwindigkeit bei günstigem Dampfverbrauch in einem bestimmten Verhältnisse zur Dampfgeschwindigkeit stehen muß, so muß man mit großen Durchmessern der Schaufelräder rechnen. Außer der guten Ausbalancierung der bewegten Massen ist gutes Material ein Haupterfordernis. Es wurde hauptsächlich 10proz. Nickelstahl verwendet. Bei diesem wird auch ein Rosten, wodurch der Nutzeffekt herabgesetzt wird, möglichst vermieden. Die Schaufeln werden bei dieser Turbine in den Radkranz eingefräst. Die vorstehenden Fig. 77 bis 79 geben einen Schnitt sowohl in der radialen Richtung, als auch in der Richtung der Peripherie. Aus der letzteren Fig. 79 ersieht man, daß jede Schaufel eine Doppelschaufel ist. Der Dampf trifft

<sup>1)</sup> S. auch Zeitschr. f. Elektrotechnik u. Maschinenbau 7, Nr. 11 (1904).

durch Düsen in nahezu tangentialer Richtung (s. Fig. 81) auf das Schaufelrad auf. Die Düsen nehmen einen Raum von nur etwa einem Fünftel der Breite des Radkranzes ein, somit kann der Dampf sich in jeder Schaufelhälfte um  $180^{\circ}$  drehen und alsdann seitwärts entweichen. Er gelangt also in denselben Raum, in welchem sich auch die Düsen befinden. Eine Abbildung der Düsen, sowohl in der Aufsicht als im Schnitte, zeigt die Fig. 80. Dasselbe Prinzip wie beim Laufrade, nämlich die vollständige Wendung des Dampfes um  $180^{\circ}$ , ist nun auch bei den Leitschaufeln angewendet (wenn eine sogenannte zweifache Expansion stattfinden soll).

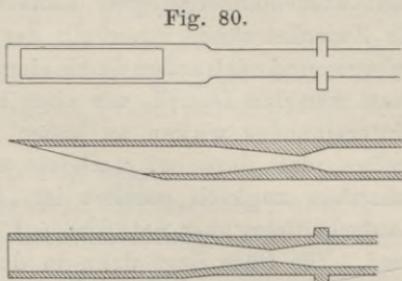


Fig. 80.

Fig. 81 zeigt eine Düse *a* in der Mitte zwischen zwei Leitschaufelsätzen *b*. Fig. 82 stellt die Ansicht einer Leitschaufel dar. Die Linien *ab* und *cd* in letzterer Figur sind die Begrenzungslinien des Laufrades. Oberhalb der Linie *fg* ist die Düse zu denken. Der aus der Düse ausströmende Dampf passiert die halb-

Fig. 81.

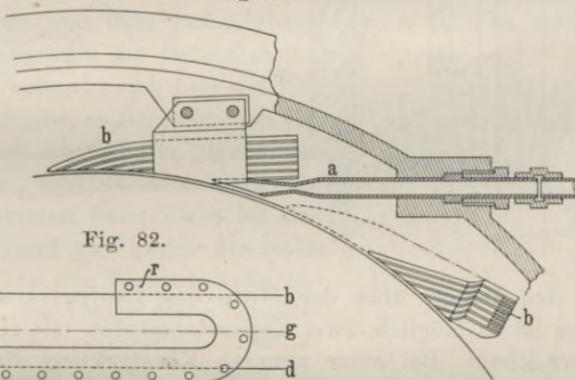
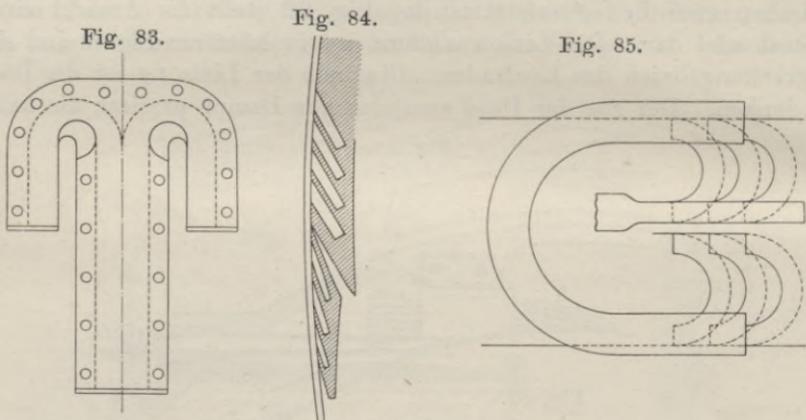


Fig. 82.

kreisförmigen Leitschaufeln, wobei er sich, wie oben schon gesagt, um  $180^{\circ}$  dreht und strömt, der Richtung der Leitschaufeln folgend, nach oben in das Innere des hufeisenförmigen Bogenstückes *r* hinein. Da nun beide Schenkel der hufeisenförmigen Leitschaufeln eine ungleiche Länge besitzen, wie Fig. 82 zeigt, so haben dieselben auch eine verschiedene Neigung gegen den Kranz des Laufrades (s. Fig. 81) und deshalb ist auch die Öffnung, mit welcher beide Schenkel den Laufrädern gegenüberstehen, verschieden groß. Es bedeckt der lange Schenkel ungefähr den doppelten Teil des Umfanges des Laufrades wie der kurze. Durch dieses Bogenstück wird nun der von dem einen Schaufelkranz ausströmende Dampf dem anderen Schaufelkranz zugeführt, wobei, wie aus den obigen Betrachtungen hervorgeht, gleich-

zeitig eine Volumenveränderung und dementsprechend eine Geschwindigkeitsänderung des Dampfes stattfinden muß. Die bogenförmigen Leitschaufeln bestehen, wie Fig. 81 im Schnitte zeigt, aus mehreren, meistens fünf übereinandergelegten Kanälen. Entsprechend gebogene Bleche als Zwischenwände innerhalb der Leitschaufeln sind nach innen umgebogen und nach außen durch eingelegte Flacheisenstücke abgeschlossen. Statt nun den Dampf, wie oben beschrieben, auf zwei Schaufelkränze hintereinander wirken zu lassen, kann man die Einrichtung auch so treffen, daß derselbe, nachdem er das erstmal durch beide Lauf-schaufeln zugleich passiert ist, dann zum zweitenmal auf dieselben Lauf-schaufeln, aber natürlich auf eine andere Stelle derselben geführt wird. Die Düse liegt dann in der Mitte des Kranzes. Infolgedessen wird der Dampf nach beiden Seiten gleichmäßig ausgestoßen, und deshalb sind zwei kurze Auffangschenkel des Leitapparates (s. Fig. 83) mit einem dazwischen liegenden langen Schenkel erforderlich, welcher



wiederum den Dampf über der Mitte des Laufrades ausstößt. Auf diese Weise ist es möglich, zwei Expansionsstufen mit einem Schaufelrade zu erreichen. Bei einer neueren Konstruktion dieser Turbinen werden zwei Laufkränze nebeneinander verwendet, von denen jeder einer Expansionsstufe entspricht. Die Dimensionen der Schaufeln beider Kränze sind aus diesem Grunde verschieden groß, wie Fig. 84 zeigt, auch ist die Neigung der Schaufeln gegen den Radumfang eine entsprechend verschiedene; Fig. 85 stellt eine Ansicht der Düse, der Leit- und Laufradschaufeln für diesen Fall dar.

### Zoelly-Turbine <sup>1)</sup>.

Die Zoelly-Turbine, welche gegenwärtig als Verbundmaschine ausgeführt wird, ist gleichfalls eine Aktionsturbine. Die Expansion des

<sup>1)</sup> Siehe auch Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 47, Nr. 8, S. 272 (1903) und Elektrotechn. Zeitschr., Heft 36, S. 788 (1904).

Dampfes vollzieht sich nur in den Schaufelzwischenräumen der Leiträder, wobei die gesamte potentielle Energie in kinetische umgesetzt wird. Vor und hinter einem Laufrade herrscht stets der gleiche Dampfdruck, woraus sich die Möglichkeit ergibt, den Spielraum zwischen Laufrädern und Gehäuse beliebig groß machen zu können, ohne daß hierdurch der Wirkungsgrad der Turbine beeinträchtigt wird. Aus demselben Grunde findet auch kein axialer Druck auf die Welle der Turbine statt.

Die Laufradscheiben (s. Fig. 86 bis 88), welche auf die Welle fest aufgekeilt sind, tragen an ihrem Umfang einen aufgenieteten Stahlring *s*. In dessen Peripherie ist eine schwalbenschwanzförmige Nute um den ganzen Umfang des Rades herum ausgefräst. Dieselbe dient dazu, die Laufradschaufeln *l*, sowie die entsprechenden Zwischenstücke *z*, welche die einzelnen Schaufeln voneinander getrennt halten, aufzunehmen. Hierdurch nehmen die Laufräder die der Zoelly-Turbine eigentümliche Form des sogenannten Strahlrades an. Zwischen je zwei Laufrädern sind feste Scheidewände angebracht, in welchen die Leitschaufeln eingebaut sind. Jedes Laufrad befindet sich also in einer besonderen Kammer. Diese Scheidewände bestehen aus einer kreisrunden, mit langer Nabe versehenen Scheibe, den am äußeren Rande angebrachten Leitvorrichtungen und dem Befestigungsringe *h* (s. Fig. 89 bis 92).

In diesen Leitapparaten der feststehenden Zwischenwände vollzieht sich nun die Expansion des Dampfes, es herrscht also vor der Scheidewand ein höherer Druck als hinter derselben, und daher müssen die Scheiben vollkommen dampfdicht im Gehäuse befestigt und gut gegen die Nabe des Laufrades bzw. die Turbinenwelle abgedichtet sein. Da ferner diese Scheidewände den ganzen einseitigen Dampfdruck aufzunehmen haben, werden sie meistens aus Stahlguß hergestellt. Die Leitapparate bestehen aus einer Anzahl eigentümlich geformter Schaufeln, da aber in den Hochdruckstufen die Beaufschlagung eine partielle ist, werden diese Leitschaufeln gruppenweise in den Leiträdern angeordnet. Zwischen die einzelnen Gruppen werden Stege *p* (s. Fig. 89) angebracht,

welche mit einer Nute und Feder um einen um die Schaufeln und Stege herumgelegten Kranz *h* eingreifen und wodurch der ganze Kranz die erforderliche Festigkeit erhält. Die Scheidewände sind, wie schon oben gesagt, einem gewissen Druck in axialer Richtung ausgesetzt. Mittels des vorspringenden Randes *k* des Ringes *h* (s. Fig. 92) legen sich aber

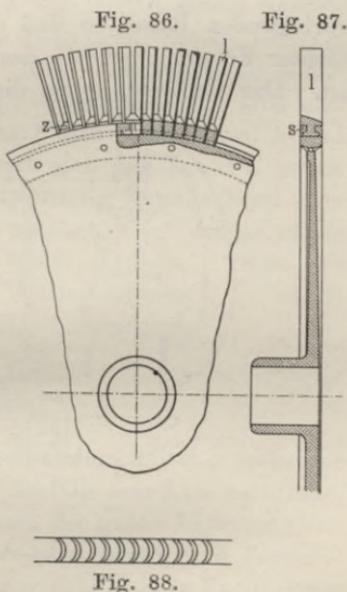


Fig. 88.

alle Wände fest aneinander, so daß der Druck, welcher auf diesen Zwischenwänden lastet, von einem auf das folgende Leitrad übertragen wird. Das letzte der Leiträder stützt sich auf einen im Gehäuse vor-

Fig. 89.

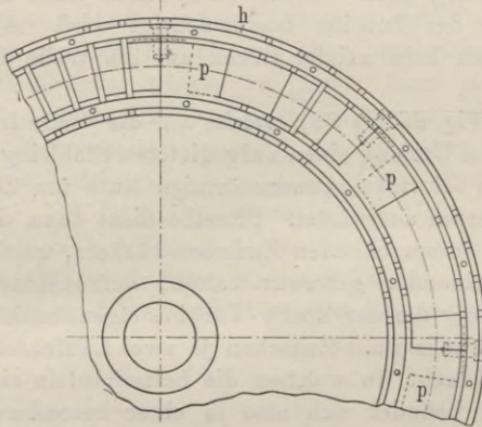
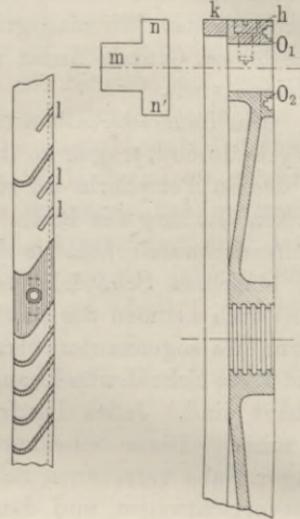
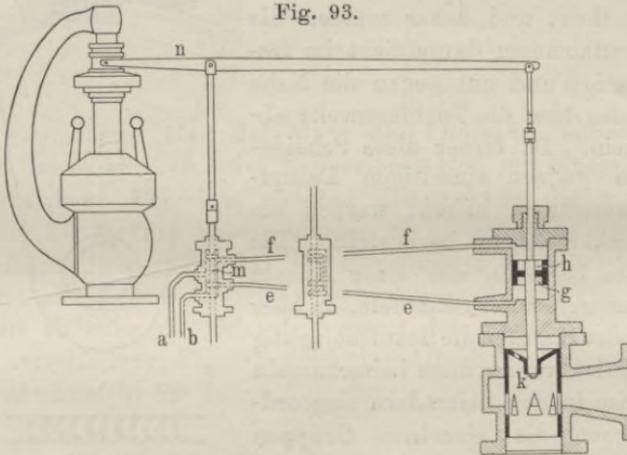


Fig. 90. Fig. 91. Fig. 92.



springenden Rand, so daß durch diese Anordnung ein völlig dampfdichter Körper innerhalb des eigentlichen Turbinengehäuses geschaffen ist. Das Gehäuse, sowie die mit demselben verschraubten Zwischen-

Fig. 93.



wände sind zweiteilig hergestellt, so daß beim Abheben der oberen Gehäusehälfte die oberen Hälften der Zwischenwände auch mit abgehoben werden und das Innere der Turbine zwecks Revision freigelegt werden kann. Die Befestigung der Schaufeln an den Leiträdern gestaltet sich folgendermaßen: In dem äußeren Rande der Zwischen-

wände sind Schlitze  $l$  (s. Fig. 90) eingefräst, in welche die Schaufeln (s. Fig. 91) mit ihrem einen Lappen  $n$  eingesetzt werden. Eben solche Schlitze sind in den äußeren Ring  $h$  eingefräst, in welche die anderen Lappen  $n'$  der Schaufeln  $m$  eingreifen. Außerdem werden die Schaufeln noch durch Ringe, welche in die Nuten  $O_1$  und  $O_2$  eingelegt und mit Schrauben befestigt sind, in ihrer Lage gehalten. Die Regulierung der Turbine beruht auf der Drosselung des Dampfes, es wird je nach Bedarf die Dampfspannung erhöht oder verringert. Der Regulator der Zoelly-Turbine besteht aus dem eigentlichen, sehr empfindlichen Zentrifugalpendelregulator (s. Fig. 93), einem Zwischenventil, dem eigentlichen Steuerventil und dem direkt mit diesem fest verbundenen Regulierventil. Der Regulator wirkt direkt auf den Steuerschieber  $m$  des Zwischenventils ein. An letzteres sind einerseits zwei Leitungen  $a$  und  $b$  angeschlossen, von denen  $a$  zu einem Reservoir für eine Druckflüssigkeit (Öl oder Wasser) führt, während  $b$  den Rücklauf der Flüssigkeit in das Saugreservoir bildet. Der erforderliche Druck wird mit Hilfe einer von der Turbinenwelle angetriebenen Rotationspumpe geliefert. Andererseits sind an das Zwischenventil die Rohrleitungen  $e$  und  $f$  angeschlossen, die in den Zylinder  $g$  des Steuerventils einmünden. Der Kolben  $h$  dieses Ventils und das Regulierventil  $k$  sind fest miteinander verbunden, so daß  $k$  jeder Auf- oder Abwärtsbewegung von  $h$  folgen muß. Wenn sich nun z. B. die Tourenzahl der Turbine aus irgend einem Grunde erhöht, so hebt sich der Zentrifugalregulator und mit diesem der Hebel  $n$ , sowie das Zwischenventil  $m$  nach oben. Hierdurch wird die Rohrleitung  $a$  mit  $f$  und die Rohrleitung  $b$  mit  $e$  verbunden. Es tritt also die Druckflüssigkeit von  $a$  durch das Rohr  $f$  über den Kolben  $h$  und drückt diesen nach unten. Hierdurch nähert sich das Ventil  $k$  seiner Schlußlage und dadurch wird die Dampfspannung entsprechend verringert. Bei einem etwaigen Sinken der Tourenzahl der Turbine würde sich der Reguliervorgang in umgekehrter Weise abspielen. Diese Art der Regulierung ist bereits seit langem bei Wasserturbinen in Gebrauch und bewährt sich gleichfalls bei Dampfturbinen vorzüglich.

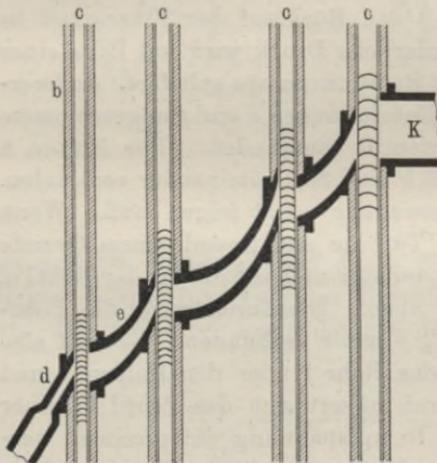
### Curtis-Turbine <sup>1)</sup>.

Die Curtis-Turbine ist als eine Hintereinanderschaltung mehrerer Lavalturbinen anzusehen, sie ist demnach gleichfalls eine Aktionsturbine. Der Konstrukteur ging von der Ansicht aus, die guten Eigenschaften der weiter unten ausführlicher zu besprechenden Laval- und Parsons-Turbinen in ihr zu vereinigen. Sie besitzt nur drei bis vier Expansionsstufen, und ist das Geschwindigkeitsgefälle für jede Stufe das gleiche. Die Beaufschlagung geschieht durch einen freien Dampfstrahl. An

<sup>1)</sup> Siehe The Electrician 1904 und Zeitschr. f. Elektrotechnik und Mechanik 7, Nr. 7, S. 121 u. f. (1904).

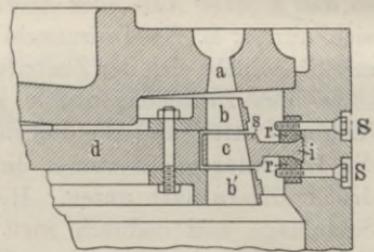
Hand der nachstehenden Fig. 94 sind die Vorgänge in der Turbine in ihren Grundzügen zu erkennen. Die Laufräder *c* sind auf die Welle fest aufgekeilt und jedes von einem Gehäuse *b* umschlossen. In das erste Gehäuse, welches mit einer Einströmdüse *d* versehen ist, mündet die Dampfleitung ein. Der in die Düse eintretende Dampf expandiert, ohne daß Reaktion stattfindet, bis auf die Spannung, welche im ersten Gehäuse während des Betriebes vorhanden ist. Alsdann strömt der Dampf durch die Schaufeln des ersten Rades und tritt durch die Leitung *e* in die an dieser angebrachten zweiten Düse ein. Hier findet die zweite Expansion statt und zwar so, daß die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in das zweite Laufrad ungefähr ebenso groß ist, wie diejenige beim Eintritt in das erste Laufrad. Diese Vorgänge wiederholen sich nun beim Durchströmen der weiteren Laufräder, bis der Dampf durch die Leitung *k* entweder zum freien Auspuff oder zum Kondensator geführt wird. Bei neueren Konstruktionen ist die Zahl der einer Expansionsstufe entsprechenden Schaufelräder erhöht worden, um

Fig. 94.



die Dampfgeschwindigkeit besser auszunutzen. Die Laufradschaufeln werden aus dem vollen Umfange einer Stahlscheibe herausgeschnitten, ein Metallstreifen wird um den Umfang des Rades herumgelegt, so daß Kanäle gebildet werden, die dem Dampfe den Durchgang nur in der Achsenrichtung gestatten, während die radialen Begrenzungsflächen geschlossen sind. Die Kanäle der Leitschaufeln haben die gleichen Abmessungen, wie die der entsprechenden Laufradschaufeln und unterscheiden sich von diesen nur durch ihre Krümmungsrichtung. Die Leitvorrichtungen werden als Segmente an das Turbinengehäuse von innen angeschraubt. Die Düsen einer jeden Stufe sind in einem gemeinsamen Gußstück ausgeschnitten. Zur Regulierung werden die Einströmöffnungen der Düsen der ersten Stufe von Ventilen überdeckt, diejenigen der folgenden Stufen mit Hilfe eines gemeinsamen Ringschiebers mehr oder weniger geschlossen.

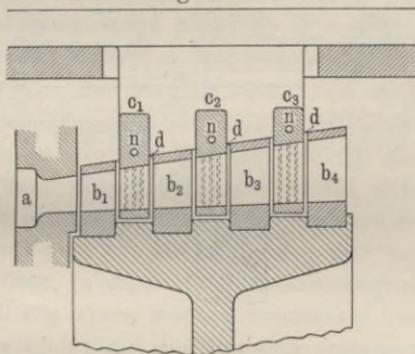
Fig. 95.



Es erübrigt jetzt noch, auf einige Einzelheiten der verschiedenen Konstruktionen etwas genauer einzugehen, wie sie die Curtis-Turbine

besonders durch die General Electric Co. in Amerika erfahren hat. In der Konstruktion von Bentley (s. Fig. 95) geht der Dampf durch die Öffnungen *a* zu den Arbeitsschaufeln *b*, von hier durch die Leitschaufeln *c* zu dem zweiten Schaufelsatz *b'*. Die Schaufeln *b, b'* sind an dem Rade *d* befestigt. Die Art der Befestigung und Einstellung der Leitschaufeln *c* ist aber besonders interessant und muß daher im folgenden etwas ausführlicher behandelt werden. Diese Leitschaufeln sind in einen Ring eingesetzt, der an seinem äußeren Umfange noch einen zweiten Ring von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt *i* trägt. Dieser Ring wird in eine Nute des Gehäuses eingelegt und hier durch die Muttern der Schraubenbolzen *S* gehalten. Diese Muttern haben, wie die Figur zeigt, eine schräge Fläche, welche sich der Schrägung *r* an dem schwalbenschwanzförmigen Ringe genau anpaßt. Je nachdem man nun den oberen oder unteren Kranz von Muttern mehr anzieht, schiebt man die Lage des Ringes und damit auch die Leitschaufeln mehr nach oben oder unten. Mehrere zwischen den Schrauben angebrachte Gucklöcher, welche durch Deckel verschlossen werden können, gestatten, die genaue Einstellung der Leitschaufeln zu kontrollieren. Bei einer ähnlichen Konstruktion von Junggren bilden die Leitschaufeln nicht einen vollen Ring, sondern umfassen die Arbeitsschaufeln nur in Segmenten. Um das Kondenswasser aus der Turbine fortzuschaffen, das nach den Angaben von Dodge bei 13 Atmosphären bis zu 13 Proz. Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes verursacht, nachdem er die ersten Schaufelsätze passiert hat, wendet der genannte Erfinder die folgende, gleichfalls von der General Electric Co. gebaute Vorrichtung an. Der Dampf tritt durch die Düse *a* (s. nebenstehende Fig. 96) in die ersten Laufradschaufeln *b<sub>1</sub>* und passiert abwechselnd die jetzt folgenden festen Leitschaufeln *c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>, c<sub>3</sub>*, sowie die übrigen Laufradschaufeln *b<sub>2</sub>, b<sub>3</sub>* und *b<sub>4</sub>*. Von hieraus gelangt er zu dem in der Figur nicht mehr gezeichneten Düsenansatz des zweiten Schaufelrades. Die einzelnen Leitschaufeln *c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>* und *c<sub>3</sub>* haben nun im Innern einen kleinen Hohlraum, der durch mehrere Schlitze *d* nahe der Dampfeintrittsstelle auf der Innenseite mit dem Raume zwischen je zwei Schaufeln in Verbindung steht. Das von den Arbeitsschaufeln mit dem Dampfe ausgestoßene Wasser schlägt sich vorwiegend an diesen Stellen nieder und wird durch den Dampfdruck in das Innere der Schaufeln eingepreßt. Auf diese Weise gelangt es in den Innenraum der Leitschaufeln, welcher durch eine Bohrung mit einem kleinen Kanal *n* in Verbindung steht. Eine Luftpumpe saugt dann das auf diese Weise

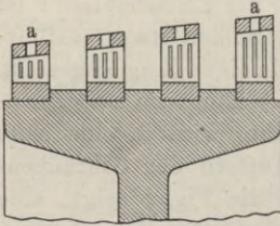
Fig. 96.



eintrittsstelle auf der Innenseite mit dem Raume zwischen je zwei Schaufeln in Verbindung steht. Das von den Arbeitsschaufeln mit dem Dampfe ausgestoßene Wasser schlägt sich vorwiegend an diesen Stellen nieder und wird durch den Dampfdruck in das Innere der Schaufeln eingepreßt. Auf diese Weise gelangt es in den Innenraum der Leitschaufeln, welcher durch eine Bohrung mit einem kleinen Kanal *n* in Verbindung steht. Eine Luftpumpe saugt dann das auf diese Weise

in den Hohlräumen der Leitschaufeln angesammelte Wasser ab. Die Entfernung des Kondenswassers ist aber nicht nur aus dem Raume zwischen je zwei Leitschaufeln erforderlich, sondern auch aus dem

Fig. 97.



Zwischenraume der Arbeitsschaufeln. Hier läßt sich natürlich keine Saugleitung anwenden, da die Verbindung derselben mit der in Ruhe befindlichen Saugpumpe umständlich und nicht betriebssicher sein würde. Dodge bediente sich hierbei der Zentrifugalkraft der rotierenden Laufradschaufeln. Das

in den Hohlräumen der Schaufeln auf dieselbe Weise, wie oben bei den Leitschaufeln beschrieben, angesammelte Kondenswasser wird bei der in Gang befindlichen Turbine durch kleine Öffnungen *a* (s. Fig. 97) ausgespritzt.

Was nun die Regulierung der Curtis-Turbinen anbetrifft, welche oben schon kurz erwähnt wurde, so wird es von Interesse sein, zwei dieser Konstruktionen etwas genauer zu besprechen. Die erste derselben rührt gleichfalls von Dodge her. Die Turbinenwelle trägt, wie Fig. 98 zeigt, den Fliehkraftregulator frei auf ihrem vorstehenden

Fig. 98.

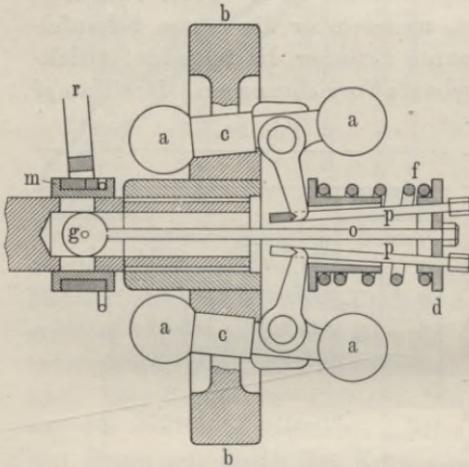
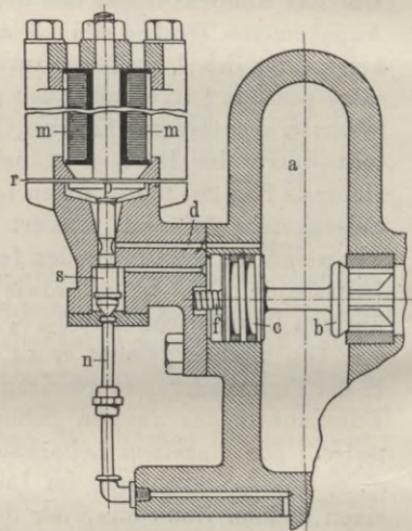


Fig. 99.



Ende. Dieser besteht im wesentlichen aus den Gewichtskugeln *a* und einer Schwungscheibe *b*. Die Hebel *c*, an denen sich die Kugeln *a* befinden, sind mit ihrem einen Ende durch in *b* befindliche Schlitze hindurchgesteckt. Dieselben pressen bei normalem Gange durch Zugstangen *p* und die Druckscheibe *d* die Belastungsfeder *f* zusammen und verschieben dadurch die in der Welle liegende Stange *o*. Der Kopf *g* derselben ist quer zur Figur durchbohrt und trägt hier

einen kleinen Stift, der mit geringem Spiel in die Muffe *m* eingreift. Dieses Spiel hat zur Folge, daß die Regulatormuffe sich nicht, jeder kleinen Bewegung der Zugstange folgend, verschiebt, sondern daß hierzu erst eine größere Verschiebung, welche auch eine größere Änderung in der Tourenzahl zur Voraussetzung hat, gehört. Es hat dieses seinen Grund darin, daß die Kraft, die einer kleinen Änderung der Tourenzahl entspricht, zu klein ist, um die Dampzufuhr sicher zu beeinflussen. Auf der Muffe *m* sitzt ein Ring, der an die Regulatorstange *r* angreift. Zur Schmierung des Regulators ist, wie in der Figur angedeutet, Ringschmierung angewendet.

Interessant ist ferner eine elektromagnetische Steuerung, wie sie Fig. 99 darstellt. Der Dampf tritt in den Kanal *a* ein. Von hier kann er bei geöffnetem Ventil *b* zu den Hochdruckdüsen gelangen. Dieses Ventil ist durch eine kleine Stange mit dem Kolben *c* verbunden, auf dessen Rückseite eine Feder *f* drückt. Gesteuert wird das Ventil *b* durch einen Elektromagneten *m*. Dieser ist ein sogenannter Arbeitsstrommagnet. Sobald Strom in die Wicklung des Elektromagneten *m* fließt, wird der Anker *p* desselben vom Magnetkern angezogen. Damit nun die Wicklung des Magneten nicht mit dem Dampfe in Berührung kommt, liegt zwischen dem Anker und dem Kern eine feine Bronzeplatte. An dem Anker *p* ist eine kleine Steuerstange befestigt, die den Ventilkörper *s* trägt. Dieser Ventilkörper verschließt in seiner Tieflage den kleinen Auspuff *n*, der zum Hochdruckdampfraum führt, so daß der auspuffende Dampf nicht verloren geht. In seiner höchsten Stellung öffnet *s* den kleinen Auspuff und verschließt den Kanal *d*, der mit *a* in Verbindung steht. Wenn nun durch die Magnetwicklung kein Strom fließt, dann steht *a* durch *d* mit der Hinterseite des Kolbens *c* in Verbindung, so daß er, die Feder *f* unterstützend, das Ventil *b* schließt. Ist aber der Magnet erregt, so wird der Anker *p* gehoben. Hierdurch wird *d* geschlossen, also die Dampzufuhr zur Rückseite des Kolbens *c* abgeschnitten und gleichzeitig der Auspuff *n* geöffnet, so daß der hinter *c* noch befindliche Dampf entweichen kann. Jetzt drückt der in *a* befindliche Dampf auf die Vorderseite des Kolbens *c* und öffnet so das Ventil *b*. Es kann also nur bei erregtem Magneten Dampf zu den Düsen gelangen. Der Elektromagnet erhält seinen Strom durch die Stellung eines Kontaktvoltmeters, so daß die Dampzufuhr direkt nach der Spannung der Dynamo gesteuert wird.

## Die de Laval'sche Dampfturbine.

### Prinzip.

Von dem auf S. 147 u. f. angeführten Gesichtspunkte ausgehend konstruierte de Laval eine Dampfturbine, bei welcher die Expansionskraft des Dampfes voll ausgenutzt wird. Die de Laval'sche Dampf-

turbine besteht, wie eine Wasserturbine, in der Hauptsache aus einem Laufrade mit gekrümmten Schaufeln und einem Leitapparate, welchen mehrere am Umfange des Laufrades verteilte Dampfdüsen bilden. Die Beaufschlagung des Rades ist demnach eine partielle.

Das Wesentlichste an der de Laval'schen Konstruktion ist in der Verwendung und der Bauart der Dampfdüsen zu suchen. Die Düsen, welche durch einen Dampfkessel gespeist werden, lassen den zuvor hochgespannten Dampf mit bedeutend reduzierter Spannung (entweder atmosphärischer, wie bei freiem Auspuff, oder Kondensationsspannung) und aus diesem Grunde mit außerordentlicher Geschwindigkeit in einem geschlossenen Strahle gegen die Schaufeln des Laufrades austreten. Da der Dampf keinen Überdruck über die Spannung im Turbinenraum mehr besitzt und eben deshalb einen Strahl bildet, wie weiter unten noch näher ausgeführt werden soll, so sind auch die Spaltverluste, d. h. Dampfverluste an der Übergangsstelle von Düsen und Laufradkranz, sehr gering. Beim Durchgang durch das Laufrad verliert der Dampf seine Geschwindigkeit zum größten Teile wieder und wird demnach die kinetische Energie des Dampfes zur Leistung mechanischer Arbeit verwendet.

Die außergewöhnliche Geschwindigkeit des arbeitenden Dampfes bedingt gleichfalls eine sehr hohe Geschwindigkeit der bewegten Maschinenteile (Laufrad), wohl das am meisten in die Augen springende und in konstruktiver Hinsicht das größte Interesse bietende Merkmal der Dampfturbinen. Soll die Bewegungsenergie des Dampfes möglichst vorteilhaft ausgenutzt werden, so darf derselbe nicht durch Stoß, durch welchen eine plötzliche Geschwindigkeitsverminderung bedingt wäre, wirken, sondern muß seine Geschwindigkeit, während er sich an den gekrümmten Schaufeln entlang bewegt, allmählich verlieren. Dies führt naturgemäß zu der Forderung, daß die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes in das Laufrad annähernd gleich der Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse sei. Theoretisch hat die gleiche Forderung auch für Wasserturbinen Geltung. Bei beiden Maschinenarten wird jedoch aus praktischen Gründen von der strengen Erfüllung obiger Bedingung abgegangen. Die Eintrittsgeschwindigkeit in das Leitrad wird bei den Wasserturbinen meist etwas kleiner gewählt als die Austrittsgeschwindigkeit; es tritt somit eine schwache Stoßwirkung auf. Bei den Dampfturbinen geht man hierin weiter als bei den Wasserturbinen, um die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades tunlichst zu reduzieren; die Bedingung des stoßfreien Eintrittes braucht hier um so weniger streng erfüllt zu sein, als der Dampf einen elastischen Arbeitskörper darstellt, dessen lebendige Kraft auch bei Stoß noch verhältnismäßig günstig ausgenutzt wird.

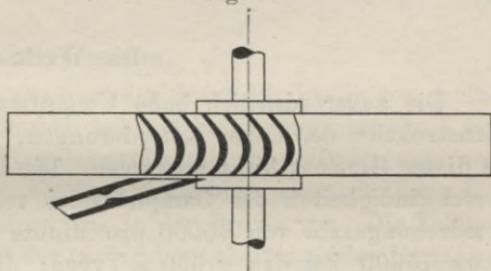
Im übrigen sind die Bedingungen für die vorteilhafteste Ausnutzung der dem Dampfe innewohnenden Energie hinsichtlich Ausbildung der Schaufelform dieselben wie bei den Wasserturbinen.

### Spezielles über die Düsenkonstruktion und die Dampfgeschwindigkeit.

Die Richtung, in welcher der Dampf durch das Turbinenrad tritt, ist im ganzen die axiale; die Düsen sind daher seitlich von der Rotations-ebene angebracht. Um das Wesen der von de Laval eingeführten Düsenkonstruktion zu verstehen, ist zunächst eine interessante Eigenschaft des Dampfes zu beachten, die sich auf das Ausströmen aus Düsen unter Spannung bezieht.

Sobald die letztere über 2 Atm. absolut beträgt, so ist die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes in die Atmosphäre bei einfacher Öffnung nicht mehr als rund 350 m/sec, unabhängig von der Höhe des Druckes im Innern des Dampfraumes, d. h. die dem Dampf inwohnende kalorische Energie wird nur bis zu einem gewissen Grade in Bewegungsenergie verwandelt, und der Dampf behält unmittelbar nach dem Austritt noch einen Überdruck, welcher um so höher ist, je größer die Spannung im Dampfraum war. Die Folge dieser Erscheinung ist, daß der Dampf nicht in einem geschlossenen Strahle, wie es für die Wirkung desselben auf das Laufrad wünschenswert wäre, aus der einfachen Öffnung austritt, sondern infolge der inneren Pressung der Dampfmasse nach allen Richtungen expandiert, d. h. zerstäubt. Dieses Zerstäuben vermeidet de Laval durch besondere Düsenkonstruktion. Der aus dem engen Düsenhals ausgetretene Dampf wird durch einen sich allmählich erweiternden Kanal noch auf eine Strecke hin geführt; hierbei ist der Dampf gezwungen, nach und nach auf die atmosphärische Spannung (bzw. bei Kondensation auf die Vakuumspannung) unter gleichzeitiger Vermehrung seiner Geschwindigkeit zu expandieren und auf diese Weise sein gesamtes Leistungsvermögen in Bewegungsenergie umzusetzen. Da nunmehr der Dampf keinen inneren Überdruck über den Turbinenraum mehr besitzt, so hat er auch nicht das Bestreben zu zerstäuben, sondern bildet beim Verlassen des Düsenrohres einen geschlossenen Strahl. Fig. 100 zeigt die Anordnung von Laufrad und Düsen einer de Laval'schen Dampfturbine.

Fig. 100.



Nach vorstehendem ist die Geschwindigkeit des austretenden Dampfstrahles mit der Höhe der Betriebsspannung veränderlich; für jede andere Betriebsspannung ist die Düsenform eine andere: für höhere Spannung kommt eine sich mehr erweiternde Düse in Anwendung als für geringere Spannung. Die Dampfgeschwindigkeit wird bei Anwendung

der de Laval-Düse von 350 m/sec auf rund 1100 m/sec gesteigert. Im einzelnen gibt folgende Tabelle den Zusammenhang der Dampfgeschwindigkeit mit der Kesselspannung, und zwar bei freiem Auspuff und bei Anwendung von Kondensation unter Annahme eines Vakuums von 92 Proz. des absoluten Luftdruckes.

Dampfspannung hinter der Düse in Atm. . . .	3	5	7	9	11	13	15	20
Geschwindigkeit des Dampfstrahles bei Aus- puff in m/sec . . . .	673	770	828	872	908	937*	960	1007
Geschwindigkeit des Dampfstrahles bei Kon- densation in m/sec . .	1070	1128	1165	1195	1218	1240	1252	1280

Als besonderer Vorteil der Dampfdüse ist noch hervorzuheben, daß der expandierende Dampf an derselben Stelle des Düsenkanales stets denselben Druck und dieselbe Temperatur besitzt, weshalb auch die Düsenwandungen im Beharrungszustande konstante Temperatur haben; ein nennenswerter Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wandung findet daher nicht statt, d. h. die Expansion des ersteren erfolgt adiabatisch, wie es dem idealen Vorgange im Carnot'schen Kreisprozeß entspricht. Gerade in dieser Hinsicht ist die Dampfturbine der Zylinderdampfmaschine weit überlegen, da bei letzterer ein beständiger periodisch wechselnder Wärmeaustausch zwischen Dampf und Zylinderwand sich vollzieht.

### Die Welle.

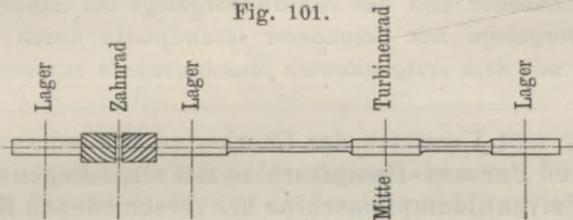
Die außerordentlich hohe Umlaufzahl der Turbine stellt an die Konstruktion der Lager Anforderungen, wie sie zuvor in der Technik in dieser Hinsicht nicht vorkamen. Die in obiger Tabelle angegebenen Geschwindigkeiten des Dampfstrahles verleihen dem Turbinenrad eine Umdrehungszahl von 30000 pro Minute bei kleineren Maschinen, bis etwa 15000 bei den größten Typen; die Umfangsgeschwindigkeiten bewegen sich entsprechend in den Grenzen von 170 m/sec bis etwa 400 m/sec.

Die Erfahrung hat nun gezeigt, daß es unmöglich ist, ein Turbinenrad vollkommen auszubalancieren; der Schwerpunkt desselben liegt auch bei sorgfältiger Bearbeitung und vorzüglichem Material nie ganz in der Achse. Dieser Umstand führt bei der enormen Umdrehungsgeschwindigkeit der Radscheibe zu sehr großen Zentrifugalkräften, die durch die Lager aufgenommen werden müßten. Beispielsweise würde auf jedes Kilogramm der rotierenden Masse bei  $\frac{1}{10}$  mm Exzentrizität

und 30000 Umdrehungen eine Zentrifugalkraft von  $\sim 100$  kg kommen <sup>1)</sup>. Bei der sonst üblichen Anwendung einer starren Welle würden die exzentrisch wirkenden Fliehkräfte notwendig die Zerstörung der Lager durch Klemmen, Heißlaufen und Anfressen zur Folge haben.

Um die gewaltigen Lagerdrucke zu vermeiden, verwertet de Laval eine bekannte Eigenschaft rotierender Körper in genialer Weise: ein frei rotierender Körper stellt sich stets auf die durch seinen Schwerpunkt gehende Hauptachse ein; bei Rotation um diese heben sich die Zentrifugalkräfte gegenseitig auf. Indem nun de Laval die Welle des Turbinenrades sehr dünn und biegsam wählt, gibt er dem letzteren nahezu die Eigenschaft eines frei rotierenden Körpers. Die Welle biegt sich bei rascher Umdrehungszahl durch und schwingt in einem flachen

Fig. 101.



Bogen um ihre natürliche Mittellage, während sich das Turbinenrad selbst mit seinem Schwerpunkte in die Achse der Lager einstellt und um diese rotiert.

Die Lager werden hierbei nur mit derjenigen Kraft beansprucht, welche zur Durchbiegung der schwachen Welle erforderlich ist.

Der Abstand der Lager von der Turbine ist verhältnismäßig groß. Die Lagerzapfen sind bedeutend stärker dimensioniert als die Welle, wie Fig. 101 darstellt.

### Übersetzungen.

Die Übersetzung ins Langsame erfolgt durch Pfeilräder von großer Breite und mit einem ungewöhnlich hohen Übersetzungsverhältnis von 1:10 bis 1:12, so daß die Vorgelegewelle mit einer Tourenzahl von 3000 und weniger, je nach der Größe der Turbine, umläuft; diese Geschwindigkeit kommt auch anderweitig in der Praxis vor. Die Teilung der Zahnräder ist in Anbetracht der geringen zu übertragenden Umfangskraft eine sehr feine. Um einen sichereren Betrieb zu gewährleisten, erfordern sie in der Bearbeitung die größte Sorgfalt und werden im Betriebe durch einen kontinuierlichen Ölstrom geschmiert. Das ganze

<sup>1)</sup> Die Rechnung ist die folgende:  $v$  bedeute die Geschwindigkeit im Schwerpunkt,  $r$  die Exzentrizität in Meter,  $m$  die Masse eines Kilogramms,  $m = \frac{\text{Gewicht } (G)}{\text{Beschleunigung } (g)}$ ,  $G = 1$  kg,  $n$  die Umdrehungszahl und  $K$  die Zentrifugalkraft; dann gilt:

$$K = m \frac{v^2}{r} = \frac{G}{g} \cdot \frac{r \cdot \pi^2 \cdot n^2}{30^2} = \frac{1}{9,81} \cdot \frac{1 \cdot \pi^2 \cdot 30000^2}{10000 \cdot 900} = \sim 100 \text{ kg.}$$

Zahnradgetriebe ist durch ein Gehäuse gegen die Umgebung abgeschlossen.

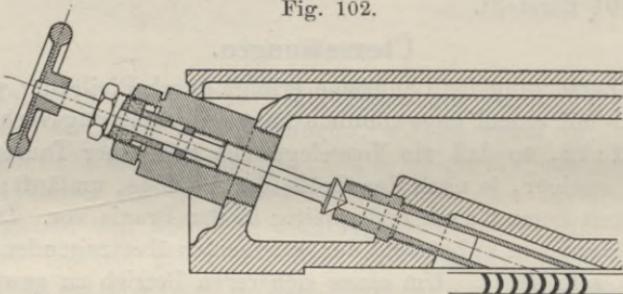
Vielfach, besonders bei größeren Typen, ist die Anordnung derart, daß das kleine Zahnrad in zwei große, einander gegenüberliegende Räder eingreift; auf diese Weise arbeitet die Dampfturbine auf zwei Vorgelegewellen. Insoweit die Vorgelegewellen nicht direkt mit anderen Maschinen gekuppelt sind, sind sie mit kleinen Riemenscheiben oder Seilgarnituren versehen, mittels deren die Arbeitsübertragung unter weiterer Tourenverminderung an Maschinen oder Transmissionen erfolgt.

Meistens wird die Turbine mit dem einfachen oder doppelten Vorgelege auf einer gemeinsamen Grundplatte montiert. Bei sehr großen Leistungen (mehrere hundert Pferdestärken) dagegen bilden nur die Turbine mit Zubehör und das Zahnradvorgelege ein Ganzes, während das Riemenvorgelege mit besonderer Grundplatte durch die Wellenkuppelungen mit dem erstgenannten Maschinenteile zusammenhängt.

### Regulierung und Vergleich der Geschwindigkeitsdiagramme der de Laval- und Parsons-Dampfturbine mit einer liegenden Kuhn-schen Tandemventildampfmaschine bei verschiedenen Belastungsänderungen.

Die Regulierung der de Laval-Turbine geschieht auf zweierlei Weise. Die Dampfzufuhr kann zunächst in größeren Stufen von Hand durch Abstellen einer oder mehrerer Düsen, welche meist in größerer Anzahl am Umfange des Turbinengehäuses verteilt sind, geregelt werden. Zu diesem Zwecke ist jede Düse mit einem konischen Absperrventil und einer Spindel mit Handrad versehen, wie aus Fig. 102 zu erkennen

Fig. 102.



ist. (Man ist naturgemäß mit dem Handrade auch imstande, den in die Düse eintretenden Dampf in beliebigem Grade zu drosseln.) Die feinere, kontinuierliche und selbsttätige Regulierung jedoch besorgt ein auf der Vorgelegewelle sitzender Achsenregulator, welcher auf ein Drosselventil im Dampfzufluß wirkt. Da die Drosselung des Dampfes in weiten Grenzen Dampfverluste zur Folge haben würde, so ist in der oben erwähnten Abstellung einzelner Düsen von Hand, d. h. der Regelung der Beaufschlagung der Turbine, eine vorteilhafte Ergänzung der

automatischen Regulierung zu erblicken. Der Achsenregulator ist sehr kompensiös konstruiert; er sitzt auf dem Wellenende des einen großen Zahnrades. Der Hub des Regulators ist ein axialer; ein Stift in der Verlängerung der Welle drückt auf einen nach dem Drosselventil führenden Hebel <sup>1)</sup>.

Die Regulierung ist sehr empfindlich und genügt auch bei bedeutenden Belastungsänderungen weitgehenden Anforderungen.

Fig. 103.

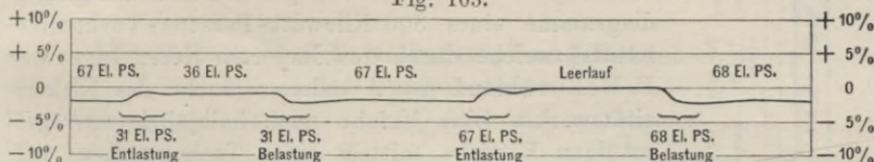


Fig. 104.

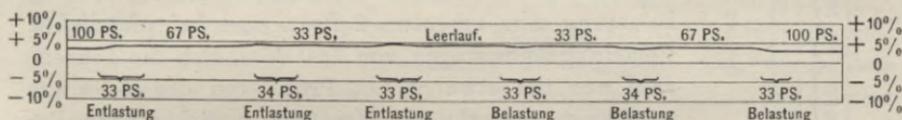


Fig. 105.

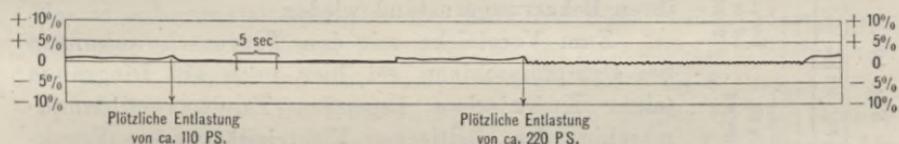


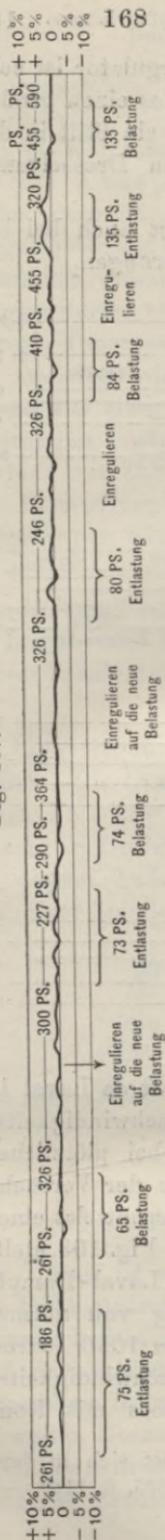
Fig. 106.



Die Ingenieure der Dampfturbinen-Aktiengesellschaft de Laval in Stockholm haben eine Reihe von Versuchen über die Geschwindigkeitsänderungen der de Laval-Dampfturbine im Betriebe bei plötzlicher Belastung oder Entlastung angestellt. Einige Resultate der Versuche geben beifolgende Diagramme (Fig. 103 u. 104), welche vermittelt eines Horn'schen selbsttätigen Tachographen gefunden sind. Fig. 103 stellt die beobachteten Geschwindigkeitsänderungen einer de Laval-Dampfturbinendynamo ohne Kondensation für eine Leistung von normal 135 elektrischen Pferdestärken und einer Tourenzahl von 1050 Touren pro Minute dar. Fig. 104 zeigt die Aufzeichnung der Geschwindigkeitsänderungen eines de Laval'schen Dampfturbinenmotors mit Kon-

<sup>1)</sup> Näheres über die Konstruktion des Regulators findet sich in dem Aufsätze von Klein, Zeitschr. des Vereins deutsch. Ingen. 1895, S. 1189.

Fig. 107.



densation und einer normalen Leistung von 100 PS und einer Tourenzahl von 1050 pro Minute. Bei der Dampfturbinendynamo beträgt die maximale Tourenschwankung bei plötzlicher Entlastung bzw. Belastung von etwa 68 PS rund 2 Proz., während beim Dampfturbinenmotor dieselbe bei plötzlicher Entlastung bzw. Belastung von etwa 34 PS sich auf 1 Proz. beläuft.

Fig. 105 u. 106 (a. v. S.) geben Geschwindigkeitsdiagramme eines 300 Kilowatt-Parsons-Turboalternators, welche durch den Experten Herrn Ingenieur F. Roß während der Abnahmeversuche des Elektrizitätswerkes Linz-Urfahr nach halbjährigem regelmäßigen Betriebe mittels eines Tachographen aufgenommen wurden. Aus dem Diagramm ersieht man, daß die Tourenzahl sich zwischen Leerlauf und Vollbelastung nur um etwa 2 Proz. und bei plötzlichen Belastungsänderungen von 100 Proz. sich die Tourenzahl nur um etwa  $\pm 1\frac{1}{2}$  Proz., von der Mitte aus gerechnet, ändert; die Maschine erreichte nach Belastungsänderungen von 100 Proz. schon nach  $3\frac{1}{2}$  sec ihren Beharrungszustand wieder.

Zum Vergleiche mit den Tourenschwankungen bei Dampfmaschinen sei hier noch ein Diagramm (einer Kuhn'schen liegenden Tandemventildampfmaschine des städtischen Elektrizitätswerkes Frankfurt a. M.), welches auch mittels des selbsttätigen Tachographen gefunden worden ist, gegeben. Die Maschine dient zum Betriebe einer Wechselstromdynamo und leistet normal 560 eff. PS und maximal 750 eff. PS. Die Stromspannung beträgt 3000 Volt, die normale Tourenzahl der Maschine ergibt sich zu 85 Touren pro Minute und der Gesamtwirkungsgrad von Dampfmaschine und Dynamo zu 80,05 Proz. bei Normal- und zu 81,9 Proz. bei Maximalbelastung. Fig. 107 stellt die beobachteten Geschwindigkeitsänderungen der Kuhn'schen Maschine bei verschiedenen Belastungen und Entlastungen dar.

Aus dem Geschwindigkeitsdiagramm geht hervor, daß beim regelmäßigen Betriebe unter irgend einer Belastung die Tourenschwankungen kaum bemerkenswert sind und daß sie bei einer Belastung bzw. Entlastung von 455 auf 590 PS, also um 135 PS, bzw. von 455 PS auf 320 PS, also um 135 PS, nur rund 2 bzw. rund 3 Proz. betragen. Bei einer Belastung von 326 PS auf 410 PS, also um 84 PS, bzw. bei

einer Entlastung von 326 PS auf 246 PS, also um 80 PS, ergeben sich Tourenschwankungen von 2,5 bzw. 2,3 Proz.

Bezüglich der Kuhn'schen Maschinen sei noch erwähnt, daß durch die seit einigen Jahren eingeführten Federregulatoren noch eine günstigere Regulierung erreicht wird.

Einen genauen Überblick über die Regelmäßigkeit des Betriebes unter verschiedenen Verhältnissen geben die graphischen Darstellungen Fig. 103 bis 107.

### Allgemeines über Betriebsdampf und Betriebssysteme der Dampfturbinen.

Wie schon mehrfach angedeutet, wird die Dampfturbine sowohl für Auspuff als auch für Kondensation gebaut. Sie kann mit jedem technisch gebräuchlichen Dampfdrucke bis zu 20 Atm. (vgl. Tabelle zu S. 172) arbeiten. Der Dampfverbrauch gestaltet sich um so günstiger, je größer das Druckgefälle ist. Dies weist darauf hin, wenn möglich, Kondensationsbetrieb zur Anwendung zu bringen. Der verwendete Betriebsdampf soll, wie auch bei Zylinderdampfmaschinen, möglichst trocken dem Turbinenrade zuströmen. Mit besonderem Vorteil wird hochüberhitzter Dampf benutzt. In dieser Hinsicht garantiert z. B. die Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk bei Köln, welche das Fabrikationsrecht der de Laval-Dampfturbine für Deutschland erworben hat, für je 50° Überhitzung eine Dampfersparnis von 5 bis 6 Proz.

Diese sogenannten Heißdampfturbinen werden in allen Größen für Betriebsspannungen bis 20 Atmosphären und eine Überhitzung bis zu 500°C gebaut. Der Betrieb durch Heißdampf mit so außerordentlichen Überhitzungsgraden bietet besonders aus dem Grunde keine Schwierigkeiten, weil der Heißdampf nicht als solcher in den Turbinenraum gelangt, so daß weder hinsichtlich der Dichtung noch hinsichtlich der Schmierung der Lager ein Betriebshindernis seiner Anwendung entgegensteht. Bekanntlich kann man bei Kolbendampfmaschinen höchstens bis zu Überhitzungstemperaturen von 380°C gehen.

Naturgemäß steht dem geringeren Dampfverbrauch bei Überhitzung ein größerer Brennmaterialverbrauch pro Kilogramm Dampf gegenüber. Immerhin hat die Verwendung von Heißdampf einen ökonomischeren Betrieb bezüglich Kohlenverbrauch pro Leistungseinheit im Gefolge. Die Vorteile des Heißdampfbetriebes können durch Ausnutzung der im heißen Austrittsdampf enthaltenen Wärme zu verschiedenen Heizzwecken noch erhöht werden.

Außer den Dampfturbinen für trocken gesättigten Dampf und den Heißdampfturbinen sei noch kurz einer besonderen Klasse, der „Niederdruckdampfturbinen“, Erwähnung getan.

Dieselben kommen in zweierlei Fällen zur Anwendung: 1. Zur Ausnutzung des Auspuffdampfes von Kolbendampfmaschinen, indem der Temperaturabfall des Dampfes vom atmosphärischen Druck bis zur

Kondensatorsspannung durch die Dampfturbine noch sehr vorteilhaft zur Leistung mechanischer Arbeit nutzbar gemacht wird.

2. Zur Einschaltung in eine vorhandene Kondensleitung einer Kondensationsdampfmaschine; hierbei wird der Dampf dem Niederdruckzylinder der Kolbendampfmaschine mit höherem Drucke entnommen als bei direkter Kondensation und das so entstehende kleine Druckgefälle zwischen der Kolbendampfmaschine und der Kondensationsanlage durch die Niederdruckdampfturbine zu mechanischer Arbeitsleistung verwertet. Die Leistung der Dampfmaschine wird hierbei naturgemäß verringert. Dem steht jedoch infolge der vorteilhaften Wirkungsweise der Niederdruckdampfturbine ein erheblich größerer Gewinn an mechanischer Arbeitsleistung gegenüber. Somit dient die Dampfturbine als eine Ergänzung und Vervollkommnung vorhandener Kondensationsanlagen.

### **Vorzüge und Verwendbarkeit der de Laval-Dampfturbine.**

Die Vorzüge der de Laval'schen Dampfturbine liegen vor allem in der einfachen Konstruktion und der gedrängten Bauart. Die Konstruktion, die allerdings in der Ausführung besonders des Turbinenrades und der Übersetzungsräder große Sorgfalt und Präzision erfordert, ist verhältnismäßig einfach, womit hinsichtlich Bedienung, Betriebssicherheit und Instandhaltung große Vorteile verbunden sind. Die Verpackung und Dichtung bietet keine Schwierigkeiten, da Dichtungsflächen nur an den kleinen Buchsen zu den Düsenspindeln vorkommen. Vor allem ist gegenüber den Zylinderdampfmaschinen der Fortfall des schwer zu dichtenden Kolbens von großer Wichtigkeit, wie überhaupt die rein rotierende Bewegung in mehrfacher Hinsicht eine bedeutende Vereinfachung darstellt. Der außerordentlichen Geschwindigkeit, mit der die Turbine betrieben wird, entsprechen kleine Maschinenabmessungen, somit eine große Material- und Raumersparnis. Infolge hiervon und besonders mit Rücksicht auf den Wegfall der Kurbelbewegung, welcher stoßfreien Gang zur Folge hat, können die Fundamente viel schwächer ausgeführt werden als bei allen übrigen Betriebsmaschinen; Dampfturbinen von bedeutenden Leistungen können auf Wandkonsolen und in Stockwerken aufgestellt werden, ohne dem Gebäude schädlich zu werden. Das Schwungrad ist entbehrlich, die Steuerung bei großer Einfachheit sehr empfindlich. Bezüglich des Dampfverbrauches sei auf den unten folgenden Abschnitt verwiesen.

Die hohe Geschwindigkeit der Dampfturbine macht sie in erster Linie für solche Betriebszwecke geeignet, bei welchen an und für sich hohe Umdrehungszahlen gefordert werden. Wenn sie auch für alle anderen Betriebszwecke bei geeigneten Übersetzungen ins Langsame durch Vorgelege brauchbar ist, so wird sie doch besonders da mit Vorteil verwandt, wo eine direkte Kuppelung der zu betreibenden Maschine mit der Welle des Zahnradvorgeleges möglich ist.

Hier ist vor allem der Betrieb der elektrischen Stromerzeuger zu

nennen. Bisher war in der Entwicklung des Dynamobaus die Tendenz zu erkennen, den Stromerzeuger bezüglich Umdrehungszahl immer mehr den gebräuchlichen langsam laufenden Betriebsdampfmaschinen anzupassen, indem man vom Riemenbetrieb und den Dynamos mit wenigen Polen zu dem der direkten Kuppelung und den vielpoligen Generatoren mit ungewöhnlich großen Ankerdurchmessern überging. Der Dampfturbinenbau kommt den Bedürfnissen der Elektrotechnik durch Einführung hoher Tourenzahlen entgegen und führt zu den ursprünglichen Formen der Dynamos mit zwei Polen zurück.

Die Turbinendynamos werden bis etwa 150 PS auf gemeinsamer Grundplatte montiert, während bei höheren Leistungen getrennte Grundplatten für Turbine und Dynamo in Anwendung kommen. Wegen der hohen Tourenzahl muß die Dampfturbinendynamo besonders kompensiös gebaut sein, d. h. sie erhält im Verhältnis zu ihrer Leistung sehr geringe Dimensionen, wodurch die Fabrikationskosten erheblich reduziert werden. Der durch die hohe Tourenzahl und die rein rotierende Bewegung bedingte gleichförmige Gang ist mit Rücksicht auf ein gleichmäßiges Licht als besonderer Vorzug der Dampfturbinendynamo hervorzuheben.

Zwei weitere Betriebsgebiete, auf welchen die Dampfturbine mit Rücksicht auf die hohe erforderliche Umdrehungszahl zweckmäßig verwandt wird, sind die Zentrifugalpumpen und Gebläse. Wie die Dynamos mit den Dampfturbinen, so werden auch die Pumpen und Gebläse mit den Dampfturbinenmotoren auf gemeinsamer Grundplatte montiert und führen in dieser Kombination die Namen „Dampfturbinenpumpen“ und „Dampfturbinengebläse“ bzw. „Dampfturbinenexhaustoren“. Die ersteren dieser drei Maschinengattungen haben auch speziell für elektrische Zentralstationen Interesse, da sie zur Beschaffung des erforderlichen Wassers für die Kesselspeisung und sonstige Zwecke in Frage kommen können.

### Dampfverbrauch.

In betriebsökonomischer Hinsicht ist der Dampfverbrauch eines Dampfmotors pro Pferdestärke für die Beurteilung desselben die ausschlaggebende Eigenschaft. Bei Dampfmaschinen ist es üblich, den Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft und Stunde anzugeben. Dieser Begriff ist für Dampfturbinen illusorisch und es wird daher in den Dampfgarantien der Dampfverbrauch auf die effektive Leistung, und zwar auf die an der Vorgelegewelle der de Laval-Turbine gebremste Pferdekraft und Stunde bezogen, weil das Rädervorgelege einen integrierenden Bestandteil der Dampfturbine bildet; die Arbeit für den Betrieb der Kondensation ist hierbei ausgeschlossen. Um daher die Dampfgarantien von Dampfturbinen mit denjenigen von Dampfmaschinen gleicher Leistung vergleichen zu können, muß der Dampfverbrauch der ersteren auf indizierte Pferdestärken umgerechnet werden; man legt bei dieser Umrechnung den Nutzeffekt zugrunde, welchen eine gute moderne Dampfmaschine von gleicher Nutzleistung aufweisen würde.

Nebensiehend sei eine Tabelle über die Dampfgarantien, welche die Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk bei Köln, bezüglich ihrer de Laval'schen Dampfturbinen leistet, wiedergegeben.

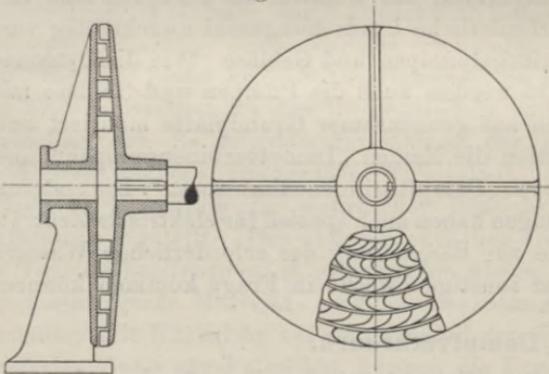
Die Tabelle gibt einen Überblick über den Dampfverbrauch für Maschinen von 3 bis 300 PS Leistung und für Admissionsspannungen von 3 bis 15 Atm. Überdruck.

Die Tabelle läßt erkennen, daß die de Laval-Dampfturbine bezüglich Dampfverbrauch den besten Kolbendampfmaschinen gleichwertig ist.

### Die Parsons'sche Dampfturbine <sup>1)</sup>.

Einen wesentlich anderen Weg als de Laval schlug Parsons, der Erfinder einer anderen Gattung von Dampfturbinen, bei der Konstruktion seines Motors ein. Anstatt den Dampf sein ganzes Druckgefälle auf einmal durchlaufen zu lassen, ehe derselbe zu nutzbarer Arbeitsleistung gelangt, schaltet Parsons eine Reihe von Leit- und Laufrädern hintereinander, wodurch ein stufenweises Durchfallen der ganzen Spannungshöhe bis zum atmosphärischen bzw. Kondensations-

Fig. 108.



drucke bedingt ist. Durch den geringen Spannungsabfall in einer Stufe wird eine allzu große

Dampfgeschwindigkeit vermieden und kann infolgedessen auch die Umfangsgeschwindigkeit der Dampfturbine eine bedeutend kleinere sein, als dies bei der de Laval'schen Konstruktion der Fall ist.

Der aus einem Laufradkranz austretende Dampf gelangt direkt in den folgenden Leitradkranz, die in demselben dem Dampf erteilte Geschwindigkeit wird im nächsten Laufrade wieder in Arbeit umgesetzt. Die Laufräder sind zu einem einzigen rotierenden, die Leitapparate entsprechend zu einem feststehenden Körper vereinigt.

Beim Durchströmen der Schaufelkränze findet eine allmähliche Druckverminderung und dementsprechend eine Volumvergrößerung des Dampfes statt.

Der Expansion des Dampfes kann bei den als Radialturbinen ausgeführten Dampfturbinen, s. Fig. 108, in einfacher Weise Rechnung getragen werden durch die Verbreiterung der Schaufelkanäle in axialer Richtung, zu welcher noch die natürliche Erweiterung der Kanäle durch

<sup>1)</sup> Siehe auch A. Stodola, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 47, 274 (1903) und Vortrag des Ingen. Sinell, 16. März 1902.

Dampfverbrauch der de Laval'schen Dampfturbine pro Stunde und effektive Pferdestärke.

Effektive Pferdestärke	Durchmesser des Schaufelrades	Dampfüberdruck in der Turbine in Kilogramm pro Quadratcentimeter																														Effektive Pferdestärke									
		3			4			5			6			7			8			9			10			11			12				13			14			15		
		Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm	Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm		Hochdruck	Kondensation 64 cm	Kondensation 70 cm						
3	100	35,0	—	—	31,5	—	—	29,0	—	—	27,3	—	—	26,0	—	—	25,0	—	—	24,2	—	—	23,7	—	—	23,2	—	—	22,7	—	—	22,2	—	—	21,7	—	—	21,3	—	—	3
5	100	35,0	19,0	17,3	31,5	18,2	16,8	29,0	17,7	16,3	27,3	17,3	16,0	26,0	17,0	15,7	25,0	16,7	15,5	24,2	16,4	15,3	23,7	16,2	15,2	23,2	16,0	15,1	22,7	15,8	15,0	22,2	15,6	14,9	21,7	15,4	14,8	21,3	15,2	14,7	5
10	150	31,0	16,0	14,6	28,7	15,4	14,1	27,0	15,0	13,6	26,0	14,6	13,2	25,0	14,3	12,9	24,0	14,0	12,7	23,0	13,8	12,5	22,0	13,6	12,4	21,0	13,4	12,3	20,0	13,2	12,2	19,0	13,0	12,1	18,0	12,8	12,0	17,5	12,6	11,8	10
15	150	28,5	15,5	14,0	26,2	14,9	13,4	25,0	14,5	13,0	23,8	14,2	12,7	22,8	13,9	12,5	21,8	13,6	12,3	20,9	13,3	12,1	20,1	13,1	11,9	19,4	12,9	11,8	18,7	12,7	11,7	18,0	12,5	11,6	17,3	12,3	11,5	16,8	12,1	11,4	15
20	225	31,0	13,6	12,2	27,5	13,0	11,8	25,5	12,6	11,4	23,8	12,2	11,0	22,5	11,9	10,8	21,5	11,7	10,6	20,5	11,5	10,4	19,7	11,3	10,3	18,9	11,2	10,2	18,2	11,1	10,1	17,5	11,0	10,0	17,0	10,9	9,9	16,5	10,8	9,8	20
30	225	28,0	13,2	11,9	24,5	12,5	11,4	22,8	12,0	11,0	21,3	11,6	10,7	20,3	11,4	10,5	19,5	11,2	10,3	18,7	11,0	10,1	18,1	10,8	9,9	17,7	10,7	9,8	17,3	10,6	9,7	16,9	10,5	9,6	16,5	10,4	9,5	16,1	10,3	9,4	30
50	300	28,0	12,4	11,3	24,5	11,9	10,8	22,0	11,5	10,5	20,5	11,2	10,3	19,5	10,9	10,1	18,7	10,7	9,9	18,2	10,5	9,7	17,7	10,4	9,5	17,2	10,3	9,4	16,8	10,2	9,3	16,4	10,1	9,2	16,0	10,0	9,1	15,7	9,9	9,0	50
75	300	26,5	12,1	11,0	23,0	11,6	10,6	21,0	11,2	10,3	19,5	10,9	10,1	18,5	10,7	9,9	17,7	10,5	9,7	17,2	10,3	9,5	16,7	10,2	9,3	16,2	10,1	9,2	15,8	10,0	9,1	15,4	9,9	9,0	15,0	9,8	8,9	14,7	9,7	8,8	75
100	500	(31,0)	11,3	10,0	(26,5)	10,8	9,5	23,5	10,4	9,2	(21,5)	10,1	8,9	(20,0)	9,8	8,7	(19,0)	9,6	8,5	(18,3)	9,4	8,4	(17,6)	9,2	8,3	(17,0)	9,1	8,2	(16,6)	9,0	8,1	(16,2)	8,9	8,0	(15,9)	8,8	7,9	(15,6)	8,7	7,8	100
—	400	26,5	12,1	11,0	22,5	11,6	10,6	20,0	11,2	10,3	18,5	10,9	10,1	17,3	10,7	9,9	16,5	10,5	9,7	16,0	10,3	9,5	15,5	10,2	9,3	15,0	10,1	9,2	14,6	10,0	9,1	14,2	9,9	9,0	13,9	9,8	8,9	13,6	9,7	8,8	—
150	500	28,0	10,8	9,7	24,0	10,4	9,2	21,0	10,1	8,8	19,3	9,8	8,6	18,0	9,5	8,4	17,0	9,3	8,3	16,3	9,1	8,2	15,8	8,9	8,1	15,3	8,8	8,0	15,0	8,7	7,9	14,7	8,6	7,8	14,4	8,5	7,7	14,1	8,4	7,6	150
—	400	25,0	—	—	21,5	—	—	19,3	—	—	17,6	—	—	16,4	—	—	15,7	—	—	15,2	—	—	14,8	—	—	14,3	—	—	13,9	—	—	13,5	—	—	13,2	—	—	12,9	—	—	—
225	620	28,0	10,7	9,5	24,0	10,2	8,9	21,0	9,8	8,5	19,0	9,4	8,3	17,5	9,1	8,1	16,5	8,9	7,9	16,0	8,7	7,7	15,5	8,6	7,6	15,0	8,5	7,5	14,5	8,4	7,4	14,2	8,3	7,3	13,9	8,2	7,25	13,6	8,1	7,2	225
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
300	760	34,0	10,2	8,7	28,0	9,8	8,3	24,5	9,5	8,0	22,0	9,2	7,8	20,5	8,9	7,6	19,5	8,7	7,4	18,5	8,5	7,25	17,7	8,3	7,15	17,0	8,1	7,05	16,5	8,0	6,95	16,0	7,9	6,85	15,6	7,8	6,8	15,2	7,7	6,75	300

Die Angaben über den Dampfverbrauch gelten unter folgenden Voraussetzungen:

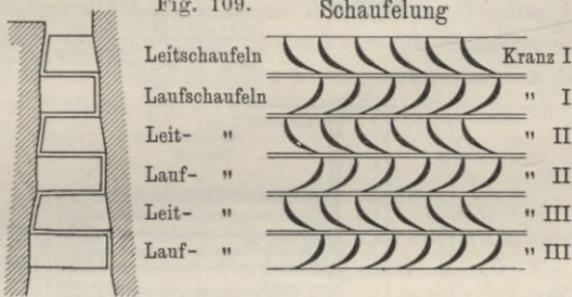
1. Der Dampf ist möglichst trocken.
2. Die Probe wird mit voller Belastung gemacht.
3. Die Arbeit für den Kondensator ist nicht mitgerechnet.

Letztere nimmt 4 bis 7 Proz. von dem vollen Effekt der Maschine in Anspruch.



den von den inneren nach den äußeren Kränzen hin zunehmenden Durchmesser kommt. Die radiale Bauart mit konzentrisch ineinanderliegenden Leit- und Laufradkränzen ist neuerdings zugunsten der axialen Anordnung der Kränze verlassen worden. Bei den Axialturbinen läßt sich die Vergrößerung des Durchflußquerschnittes für den expandierenden Dampf durch geeignete Variation in den radialen Abmessungen der einzelnen Radkränze sowie durch Vergrößerung der Radkranzdurchmesser erzielen. Dieses letztere Mittel ist beim Bau der neueren Parsons-Turbinen von Brown, Boveri & Co., Baden i. d. Schweiz, zur Anwendung gekommen.

Der Dampf durchströmt bei denselben mehrere, in der Regel drei, in einer Achse liegende Turbinen mit stufenweise vergrößerten Durch-



messern. Jede einzelne dieser Turbinen besteht aus mehreren hintereinander geschalteten Leit- und Laufradkränzen. Die Anordnung ist aus der Längsschnittskizze, Fig. 110, S. 174, zu ersehen.

An dieser Turbine lassen sich im wesentlichen fünf Hauptteile unterscheiden.

1. Die Laufspindel oder Welle, welche die Laufradkränze trägt.
2. Der die Laufspindel umgebende Zylinder mit den festen Leitschaufelkränzen.
3. Zwei Lager, in welchen die Turbinenspindel ruht.
4. Der Dampfeinlaßapparat.
5. Der Regulator.

Die Laufradkränze der Parsons-Turbine sind voll beaufschlagt; ohne weiteres kann man hieraus die Eigenschaft der Parsons-Turbine erkennen, daß sie sich für große Einzelleistungen eignet, weit mehr als die partial beaufschlagte de Laval-Turbine. In der Tat sind dieselben schon mehrfach für Leistungen von weit über tausend Pferdestärken ausgeführt worden.

Fig. 109 zeigt eine Reihe von Leit- und Laufradschaufeln im Schnitt. Die Schaufeln sind ähnlich denjenigen der Wasserturbinen geformt. Die Laufradspindel ist nur bei kleineren Maschinen massiv, bei größeren dagegen hohl ausgeführt.

Der Dampf, welcher bei *E* (s. Fig. 110, a. f. S.) in die Maschine tritt, gelangt an der Stelle *A* in den Schaufelraum und bewegt sich von

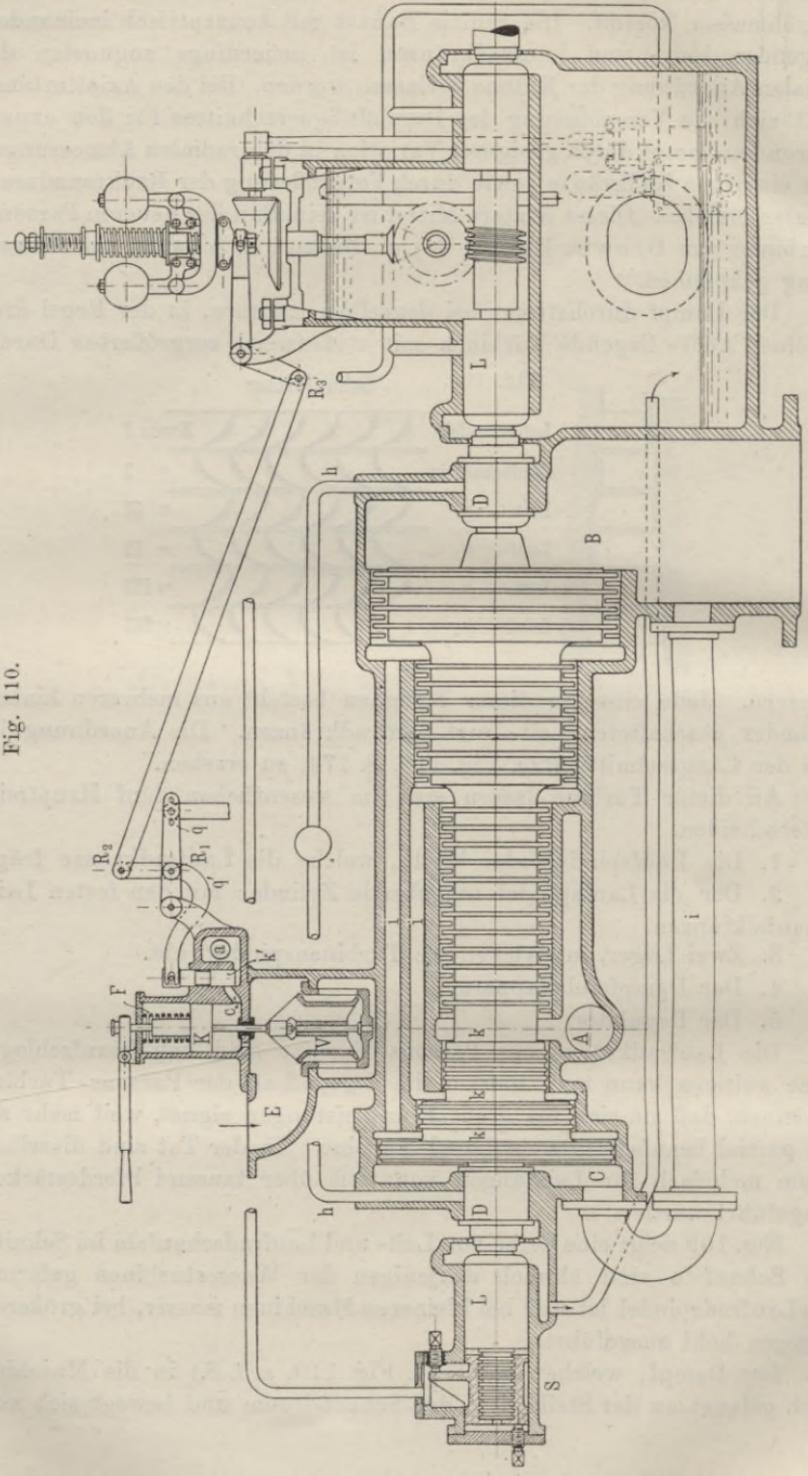


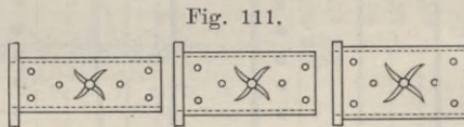
Fig. 110.

hier durch die einzelnen Schaufelkränze nach der Austrittsstelle *B*, welche entweder ins Freie oder nach dem Kondensator führt.

Der hierbei auftretende, bedeutende axiale Druck nach rechts wird durch drei Ausgleichskolben *k*, welche durch die Kanalverbindungen *i* entsprechende Gegendrucke erhalten, kompensiert. Hierzu sei noch insbesondere hervorgehoben, daß an den Stellen *B* und *C* gleicher Druck herrscht, welcher gegen die Atmosphäre höchstens um das Vakuum (bei Anwendung von Kondensation) differiert. Somit hat man an den Dichtungsstellen *D*, an welchen die Welle aus der Turbine tritt, mit keinen großen Überdrucken zu rechnen. Die Abdichtung an diesen Stellen erfolgt im Falle der Kondensation in bemerkenswerter Weise dadurch, daß denselben vermittelt der Röhren *h* Dampf zugeführt wird; hierdurch stehen die Lufträume an den Stellen *D* unter Druck, und es gelangen kleine Dampfmengen in das Vakuum; dasselbe wird durch den Eintritt der kleinen Dampfmengen nicht gestört, da sich dieselben sofort kondensieren, wohl aber wird der Eintritt von Luft durch die Dichtungsflächen vollkommen vermieden.

### Lagerung der Welle.

Wie wir gesehen haben, vermeidet Parsons die bei der de Laval-Turbine auftretende hohe Umdrehungszahl durch die Teilung des Spannungsgefälles. Immerhin beträgt auch bei der Parsons'schen Konstruktion die Tourenzahl noch mehrere tausend und erfordert die Lagerung der Turbinenwelle besondere Sorgfalt, da die Turbinenwelle, im Gegensatz zur de Laval'schen biegsamen Welle, starr ist. Die Lager befinden sich an den Stellen *L* in Fig. 110. Sie werden aus mehreren ineinandergeschobenen Büchsen gebildet; durch die Trennungsschichten der einzelnen Büchsen wird Öl gepreßt. Hierdurch wird eine sehr elastische und nachgiebige Lagerung geschaffen. Fig. 111 zeigt die ineinander zu schiebenden Büchsen.



Außer den genannten beiden Lagern befindet sich am linken Ende der Welle noch ein verstellbares Kammlager *S*, welches die präzise Einstellung der Turbinenspindel in axialer Richtung ermöglicht.

### Regulierung, Geschwindigkeitsdiagramme bei Belastungsänderungen. Indikatoridiagramm. Vergleich mit der Dampfmaschine bezüglich Regulierung.

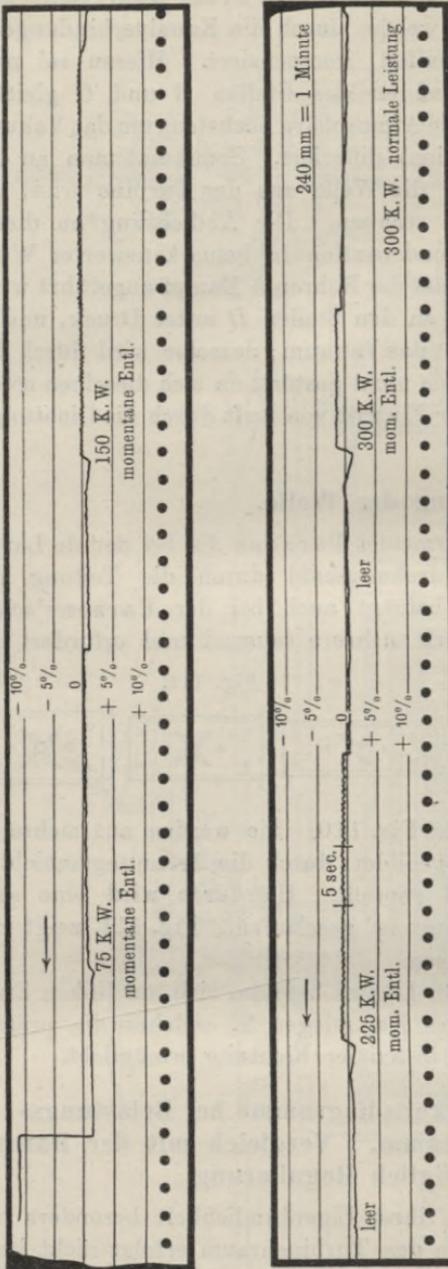
Die Regulierung ist wegen ihrer Eigentümlichkeit besonders beachtenswert. Der Dampfzufluß in den Turbinenraum erfolgt nicht kontinuierlich, sondern periodisch durch ein Doppelsitz-Einlaßventil *V* (Fig. 110). Die Zahl der Admissionen beträgt je nach der Größe der Turbine 150 bis 250 pro Minute; sie steht immer in einem konstanten

Verhältnis zur Umdrehungszahl, indem der Dampf einlaßapparat von der Turbinenwelle aus mittels Schneckengetriebes, Exzentrers und einer Hebelübertragung be-

tätigt wird; diese letzteren sind in dem Schema Fig. 110 nicht vollständig dargestellt. Das Hebelsystem für den Dampf einlaß steht außerdem unter dem Einflusse eines Regulators, welcher die Dauer einer jeden Ventilöffnung bestimmt; bei Entlastung und Tourenvermehrung wird die Zeitdauer der Öffnung vermindert, während bei Belastungszunahme und Tourenverminderung die Öffnungsdauer zunimmt.

Der Einlaßapparat sei hier kurz beschrieben. Das Öffnen und Schließen des Ventiles  $V$  wird durch einen kleinen Steuerkolben  $k'$  bewirkt, der sich in einem Zylinder auf und ab bewegt. Seine Bewegung erfolgt in der schon oben angedeuteten Weise von einem Exzenter aus periodisch. Nach Öffnung des (in der Figur nicht gezeichneten) Dampfabsperrentventiles tritt Dampf unter den Kolben  $K$  und wird infolgedessen das Doppelsitzventil gehoben und bleibt so lange geöffnet, als sich Dampf unter dem Kolben  $K$  befindet. Dieses ist der Fall, solange der periodisch auf und ab bewegte Kolben  $k'$  die Öffnung  $c$  verschließt. In gehobener Stellung von  $k'$  wird der Dampf unter dem Kolben  $K$  durch eine Rohrleitung  $a$  fortgeführt und das Doppelsitzventil  $V$  durch

Fig. 112.

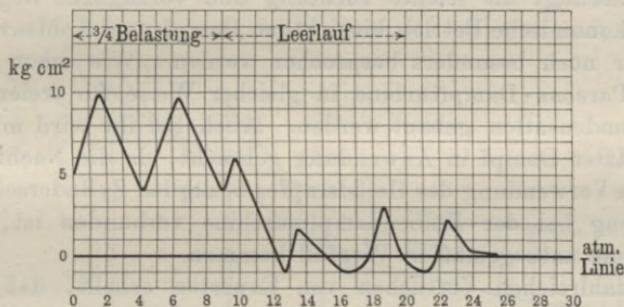


die Feder  $F$  niedergedrückt. Der im übrigen feste Drehpunkt  $R_3$  des Hebelsystems wird durch den Regulator je nach der Geschwindigkeit

der Turbinenwelle nach rechts verstellt, der Winkelhebel  $q'$  um einen gewissen Winkel gedreht und hierdurch eine höhere oder tiefere Hubbewegung des Steuerkolbens  $k'$  bewirkt. Auf diese Weise beeinflusst der Regulator mittelbar auch die Öffnungsdauer des Ventiles  $V$ .

Die hier beschriebene Regulierung ist eine sehr empfindliche und vollkommene. Sie beruht nicht auf Drosselung des Dampfes, sondern auf Veränderung der Füllung. Belastungsschwankungen werden fast momentan ausgeglichen. Die Gleichmäßigkeit des Ganges ist hier wie auch bei der de Laval-Dampfturbine durch das Fehlen des Kurbelmechanismus, d. h. durch die rein rotierende Bewegung gewährleistet. Das Verhalten der Parsons-Dampfturbine in bezug auf Regulierung und Gleichmäßigkeit des Ganges veranschaulicht die tachographische Kurve, welche Herr Ingenieur Roß, Wien, als Sachverständiger an einer 400 PS-Dampfturbine für das Elektrizitätswerk Linz-Urfahr aufgenommen hat, s. Fig. 112 (S. 176).

Fig. 113.



Die Dampfdurchströmung von Anfang bis zu Ende der Turbine erfolgt etwa innerhalb  $\frac{1}{3}$  Sekunde, so daß die Steuerungswirkung auf das Admissionsventil augenblicklich erfolgt. Beifolgendes Indikatorgramm <sup>1)</sup> (Fig. 113) gibt ein interessantes Bild über die Regulierung einer 600 pferdigen Dampfturbine bei plötzlicher Entlastung von 450 PS auf 0 PS. Hierbei betrug die maximale Schwankung in der Umdrehungszahl, welche an einem empfindlichen Tachometer beobachtet wurde, bei verschiedenen Versuchen 2,3, 2,5 und 2,6 Proz. Die Differenz dieser Zahlen hängt lediglich von dem Momente der plötzlichen Entlastung ab; hierbei spielt der Moment des Belastungsentzuges, ob derselbe zu Anfang oder nach Beendigung einer Füllung der Turbine erfolgte, eine besondere Rolle. Etwa 4 Sekunden nach der Entlastung war die neue Beharrungsgeschwindigkeit eingetreten. Aus obigem erhellt, daß bei gleicher Empfindlichkeit der Regulatoren die Schnelligkeit und Genauigkeit der Regulierung bei der Parsons-Turbine größer ist als wie z. B. bei der Dampfmaschine; bei letzterer sind meistens mehrere Umdrehungen

<sup>1)</sup> Siehe auch „Schweizerische Bauzeitung“, Bd. XXXIX, Nr. 22 u. 23. Lehmann-Richter, Prüfungen (Ergänzungsbd.).

notwendig, bis die Einwirkung der Steuerungsverstellung erfolgt. Der Ungleichförmigkeitsgrad ist ferner sehr gering, trotzdem die Dampfeinströmung unter Stoßwirkung erfolgt; derselbe ist kleiner als  $\frac{1}{300}$ . Die Praxis beweist, daß der Parallelbetrieb von Turbowechselstromgeneratoren mit anderen Generatoren, welche von Wasserturbinen oder Dampfmaschinen angetrieben werden, gut vonstatten geht. Die Bauart der von der Firma Brown, Boveri & Co. fabrizierten Wechselstromgeneratoren begünstigt dieses Zusammenarbeiten allerdings auch.

### Hauptvorzüge und Verwendbarkeit.

Die Parsons'sche Dampfturbine weist gegenüber der Kolbendampfmaschine in der Hauptsache die gleichen Vorzüge auf wie die de Laval'sche. Es sind dies: die rein rotierende Bewegung bei großer Umfangsgeschwindigkeit und somit der Fortfall eines Schwungrades, die leichte Konstruktion der Maschine und die große Raumersparnis, einfache Fundamentierung, die leichte Dichtung und vorzügliche Regulierung.

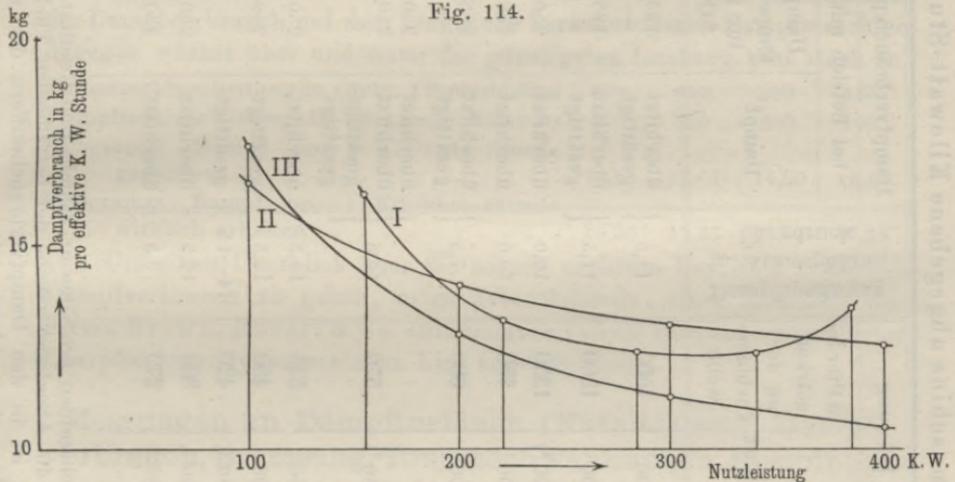
Der ökonomische Betrieb hinsichtlich Dampf- und Kohlenverbrauch wird später noch besonders besprochen werden. Wie schon erwähnt, kann die Parsons-Dampfturbine in gleicher Weise für freien Auspuff wie für Kondensation gebaut werden. Auch bei ihr wird mit Vorteil hochüberhitzter Dampf in Anwendung gebracht, da die Nachteile, mit welchen die Verwendung des Heißdampfes bezüglich Zylinderschmierung und Packung bei der Kolbendampfmaschine verbunden ist, bei der Dampfturbine naturgemäß in Wegfall kommen.

Aus zahlreichen Versuchen von Experten erhellt, daß die Anwendung von Überhitzungen um 50 bis 100°C Dampfersparnisse von etwa 1 Proz. für je 6° Überhitzung bewirken. Die Expansionsarbeit des Dampfes wird, wie schon früher erwähnt, bis zu den niedrigsten Kondensatorspannungen ausgenutzt. Der Wärmeaustausch zwischen dem Dampfe und den Metallwandungen, sowie eine Mischung des frischen Dampfes mit solchem niedriger Temperatur, welches bei einer Kolbendampfmaschine beim Hubwechsel im schädlichen Raume eintritt, fällt hier ganz weg; es ist somit der Dampf im Beharrungszustande nur mit Wandflächen gleicher Temperatur in Berührung. Aus diesem Vorteile und der guten Ausnutzung erklären sich obige günstige Ergebnisse.

Die Parsons-Turbine eignet sich bei einer Umdrehungszahl von 750 bis 4000 pro Minute zur direkten Kuppelung mit rasch laufenden Maschinen. Ihr Hauptanwendungsgebiet ist zurzeit der Betrieb elektrischer Stromerzeuger. (Eine Übersetzung ins Langsame ist hierbei nicht erforderlich.) Der Stromerzeuger wird, wie bei der de Laval'schen Konstruktion, mit der Dampfturbine auf gemeinsamer Grundplatte zusammen gebaut. In dieser Zusammenstellung führen die Stromerzeuger die Bezeichnungen Turbodynamo (für Gleichstromerzeugung) und Turboalternator (für Wechselstromerzeugung).

## Dampfverbrauch, Vergleich mit der Dampfmaschine bezüglich Dampfverbrauch.

Das gleiche wie für die de Laval-Dampfturbine (siehe S. 171) kann auch für die Parsons'sche Dampfturbine bezüglich der Ökonomie nach den bisherigen Erfahrungen festgestellt werden: daß nämlich der Dampfverbrauch sicher nicht höher ist als derjenige der besten Kolbendampfmaschine. Der Vergleich des Dampfverbrauches der Dampfturbinen und Dampfmaschinen ist, wie oben schon bemerkt, deshalb erschwert, weil bei den ersteren der Verbrauch stets auf die effektive oder auf die Kilowattleistung direkt bezogen, bei den letzteren dagegen meist die indizierte Leistung zugrunde gelegt wird. In Fig. 114 sind vergleichende Dampfverbrauchskurven eingetragen; dieselben sind einem Aufsätze von Ingenieur Emil Sinell über „Bauart und Dampfverbrauch der Dampf-



turbine System Brown-Boveri-Parsons“ entnommen. Kurve I stellt den Dampfverbrauch dar, wie er von einer Maschinenfabrik für Kolbendampfmaschinen mit einer Höchstleistung von 600 effektiven Pferdestärken garantiert worden ist. Die Linien II und III stellen den garantierten und den wirklichen Dampfverbrauch einer gleichwertigen Dampfturbine System Parsons, welche mit einem 400 Kilowatt-Drehstromgenerator gekuppelt ist, dar. In beiden Fällen ist der Dampfverbrauch auf die Kilowattleistung bezogen. Zu der Dampfmaschinenkurve sei noch bemerkt, daß die Werte derselben aus den Angaben über die indizierte Pferdekraft-Stunde und dem von der Maschinenfabrik angegebenen Wirkungsgrad der Dampfmaschine, sowie unter Annahme eines möglichst günstigen Wirkungsgrades eines direkt gekuppelten Drehstromgenerators berechnet sind. Die Kurve III bringt die Resultate eines von Prof. Dr. H. F. Weber, Zürich, vorgenommenen Versuches zum Ausdrucke.

Dampfverbrauchsziffern ausgeführter Parsons-Dampfturbinen<sup>1)</sup> pro effektive, von der angekuppelten Dynamomaschine abgegebene Kilowatt-Stunde.

Dampfturbine direkt gekuppelt mit Dynamomaschine, geliefert für:	Leistung		Dampfspannung in Atmosphären Übersch	Dampfverbrauch pro effektive Kilowatt-Stunde in Kilogramm						
	in Kilowatt	in Pferde- stärken an der Turbinen- welle		bei Betrieb mit		bei Belastung				
				Dampf- tempera- tur in °C	Dampf	4/4	3/4	2/4	1/4	
Städtisches Elektrizitäts- werk Elberfeld	1000	1500	11,5	überhitzt gesättigt	195	9,099 9,420	10,866 11,310	—	—	—
	1000	1500		überhitzt gesättigt	195	8,961 9,693	10,706 11,340	—	—	—
Société des Filatures de Schappe . . .	900 <sup>2)</sup>	1350	10,0	überhitzt	250	9,60	10,50	—	—	—
Schlieper & Baum, Elberfeld . . .	500	750	10,0	überhitzt	250	9,00	9,90	11,10	—	—
Konsolidierte Tschöpelner Braun- kohlen- und Tonwerke	400	600	7,5	überhitzt gesättigt	208	9,90 10,50	10,50 11,27	12,00 12,80	16,00 17,36	—
	380 <sup>2)</sup>	570		überhitzt überhitzt gesättigt gesättigt	250 250 — —	10,00 9,82 11,50 11,03	11,20 11,00 13,00 —	— — — —	— — — —	— — — —
Röchling'sche Eisen- und Stahl- werke, Diedenhofen	350	525	11,5	überhitzt	250	9,30	10,18	11,58	15,32	—
Zellulosefabrik Villach . . . . .	300	450	12,5	gesättigt	240	11,30	12,60	—	—	—
Services industriels der Stadt Neuchâtel	280	420	14—15	gesättigt	—	11,58	—	—	—	—
Werke der französischen Marine, Indret	200	300	12,5	überhitzt	250	9,59	10,03	10,77	—	—
Elektrizitätswerk der Stadt Chur . . .	180	270	9,5	überhitzt	230	11,30	11,50	12,50	—	—
Städtisches Elektrizitätswerk Heidelberg						(bei 180 K.-W.)	(bei 160 K.-W.)	(bei 100 K.-W.)		

<sup>1)</sup> Die **fettgedruckten** Dampfverbrauchszahlen pro Kilowatt-Stunde sind Resultate von Abnahmeversuchen. Die in dünner Schrift gehaltenen Zahlen sind Garantiewerte; die Abnahmeversuche der betreffenden Turbinen waren noch nicht durchgeführt.  
<sup>2)</sup> Die Arbeit für die Kondensation ist in den Dampfverbrauchsziffern der mit <sup>2)</sup> bezeichneten Turbinen nicht eingeschlossen, während sie bei den übrigen Turbinen eingeschlossen ist.

Wie aus den Kurven (u. der Tabelle unten) zu ersehen ist, lieferten die Versuche an der Dampfturbine weit günstigere Resultate bezüglich Dampfverbrauch, als garantiert war. Macht man nun auch für die Dampfmaschine die Annahme, daß tatsächlich vorgenommene Versuche zu einem günstigeren Ergebnis geführt hätten, d. h., daß die Kurve des wirklichen Dampfverbrauches der Dampfmaschine tiefer zu liegen käme als diejenige des garantierten Verbrauches, so dürfte vielleicht die Dampfmaschine bei ihrer günstigsten Belastung der Dampfturbine gleichwertig, möglicherweise auch überlegen sein. Dagegen ist, nach dem Verlaufe der Kurven I und III zu schließen, daß der Dampfverbrauch bei maximaler wie auch bei niedrigen Belastungen, von Leerlauf bis zu halber Belastung bei der Dampfmaschine höher ist als wie bei der Dampfturbine. Durch den Versuch an der Dampfturbine ist erwiesen, daß der Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde mit zunehmender Belastung der Maschine fortwährend abnimmt; der Dampfverbrauch der zum Vergleiche herangezogenen Dampfmaschine dagegen wächst über und unter der günstigsten Leistung sehr stark an.

Dampfturbinenleistung in effekt. Pferdestärken	600	450	300	165
Dampfturbinenleistung in effektiven Kilowatt	400	300	200	100
Kilogramm Dampf pro 1 Kilowatt-Stunde				
garantiert . . . . .	12,50	13,07	14,00	16,50
Kilogramm Dampf pro 1 Kilowatt-Stunde				
wirklich erhalten . . . . .	10,50	11,27	12,80	17,35

Um einen Überblick über die zurzeit erzielten Resultate bezüglich Dampfverbrauch zu geben, möge nebenstehende, einer Broschüre der Firma Brown, Boveri & Co. entnommene Tabelle (S. 180) ausgeführter Dampfturbinendynamoanlagen hier angeführt sein.

### Messungen an Dampfturbinen (Nutzleistung, Dampfverbrauch, Bremsung, Tourenschwankungen, Spannungsschwankungen).

Von Untersuchungen an Dampfturbinen interessieren in erster Linie diejenigen, welche für den Betrieb elektrischer Stromerzeuger unmittelbar in Betracht kommen.

Diese Untersuchungen sind gerade bei Dampfturbinen sehr einfacher Natur. Sowohl bei den Turbinen nach de Laval'schem wie nach Parsons'schem Prinzip sind die Stromerzeuger stets mit den Dampfturbinen direkt gekuppelt. Es kann somit stets die sogenannte „elektrische Bremsung“ stattfinden. Berücksichtigt man weiter, daß zurzeit die Dampfturbinendynamos immer als einheitliche Konstruktionen den Werkstätten einer Firma entstammen und somit nur eine Gesamtgarantie vom Besteller verlangt und von der Lieferantin geleistet wird, so ist zur Beurteilung der Vollkommenheit einer derartigen Maschine lediglich die Feststellung der elektrischen Nutzleistung und des Dampfverbrauches erforderlich.

Außer den Dampfturbinen für den Betrieb der Stromerzeuger

können in elektrischen Zentralstationen ev. noch Dampfturbinenpumpen zur Förderung des Speise- und Kondenswassers in Frage kommen. Die Untersuchung einer solchen würde sich analog auf die Bestimmung der pro Sekunde geförderten Wassermenge und des Dampfverbrauches erstrecken. Soll der Dampfverbrauch für die effektive Leistung in Pferdestärken der Dampfturbine ermittelt werden, so kann man durch entsprechende Umrechnung der elektrischen, nutzbaren Energie in Pferdestärken unter Berücksichtigung des Nutzeffektes der Dynamo denselben leicht ermitteln. Durch Division des Gesamtdampfverbrauches in die Anzahl der Pferdestärken multipliziert mit der Versuchsdauer ergibt sich der Dampfverbrauch pro effektive Pferdestärke und Stunde. Analog wird der Kohlenverbrauch pro effektive Pferdekraft-Stunde ermittelt. Der Wirkungsgrad der Dynamo ist meistens in der Fabrik bestimmt oder auch in der Zentrale nach einer der bekannten Methoden ermittelt worden. Bei einer Dampfmaschinendynamo kann man unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Gesamtaggregate den Dampfverbrauch pro Indikatorpferd und Stunde durch Umrechnung der nutzbaren Energie und des Gesamtdampfverbrauches ermitteln. Für den Besteller eines Dampfturbinen- oder Dampfmaschinendynamoaggregate ist die erstere Gewährleistung (Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde) viel wertvoller als die letztere (Dampfverbrauch pro effektive, bzw. indizierte Pferdekraft-Stunde), denn diese letzten Werte können speziell bei einer Dampfmaschinengruppe niedrig ausfallen, trotzdem sich der Dampfverbrauch für die Kilowatt-Stunde höher stellt, als die Rechnung unter Berücksichtigung der angegebenen Wirkungsgrade der Dampfmaschine und der Dynamo sich aus dem Verbrauche für die indizierte Leistung ergibt.

Bremsversuche an Dampfturbinen sind meistens nur dann vorzunehmen, wenn eine direkte Kuppelung mit einer arbeitverbrauchenden Maschine nicht vorliegt, wie etwa bei Dampfturbinen zum Antriebe von Transmissionen. Sollen Dampfturbinen mit direkter Kuppelung der Dynamos gebremst werden, so ist es ratsam, die Bremsdynamometer auf den Induktorwellen anzubringen. Wie wir auf S. 166 sahen, findet die de Laval-Turbine für derartige soeben erwähnte Betriebszwecke Verwendung, während die Parsons-Turbine so gut wie ausschließlich in Verbindung mit elektrischen Stromerzeugern angewandt wird. Bei der de Laval-Turbine wird somit, wenn dieselbe als einzelner Motor auftritt, eine Bremsung zur Feststellung der Leistung und der Ökonomie erforderlich. In diesem Falle wird die effektive Pferdestärkenleistung an der Triebwelle, welche durch Pfeilräder angetrieben wird, mittels Bremsdynamometer auf Bremscheiben, welche auf den Triebwellen angebracht werden, ermittelt. Sind zwei Pfeilräder vorhanden, so werden auf beiden (an Stelle der Riemenscheiben) Bremscheiben aufgesetzt. Der Dampfdruck muß mittels Kontrollmanometer mit Quecksilbersäule, welches in der Dampfleitung zwischen dem Regulatorventil und den Dampfdüsen der Turbine anzubringen ist, festgestellt werden. Zur

Messung der Tourenzahl dienen Tourenzähler, welche in der Mitte der Triebwellen anzubringen sind, sowie zur Kontrolle Tachometer, welche die Konstanz der Tourenzahl während des ganzen Versuches prüfen sollen. Bezüglich Regulierung<sup>1)</sup>, Gleichmäßigkeit des Ganges und Tourenschwankungen bei verschiedenen Belastungen ist auf S. 149, 166 ff. u. 175 ff., sowie bei den Beschreibungen der Dampfturbinen und der Beispiele das Erforderliche gesagt und sind daselbst viele Diagramme aufgenommen worden. Auch sind in einigen Beispielen direkt die beobachteten Spannungsschwankungen bei den im Betriebe vorkommenden Belastungsänderungen angegeben. Aus den Versuchen erhellt, daß die Spannungsschwankungen klein sind; beim Betriebe mit einer gleich großen Kolbendampfmaschine würden dieselben voraussichtlich größer sein. Bei sehr schwankenden Betrieben, bedingt durch große Motoren, Kräne usw. werden die Spannungsschwankungen meistens so groß, daß der Betrieb ohne Regulierungssysteme (mechanische oder elektrische) regulär nicht durchführbar ist. Der Dampfverbrauch selbst kann zweckmäßig mittels einer Düse, welche den Dampfdufen der Turbine ganz entspricht, gemessen werden. Durch diese Düse wird der Dampf unter einem konstanten Dampfdrucke während einer Zeit von etwa 15 Minuten in einen Wasserbehälter geleitet. Die Temperatur und das Gewicht des Wassers muß vor und nach dem Dampfzuflusse genau bestimmt werden. Diese Versuche sind häufiger unter denselben Verhältnissen zu wiederholen und der Mittelwert in Rechnung zu setzen. Die Durchströmungsquerschnitte der in Frage kommenden Düsen sind mittels Präzisionsinstrumenten festzustellen und untereinander zu kontrollieren; außerdem ist der Barometerstand, der Feuchtigkeitsgrad des Dampfes und das Vakuum in Millimeter Quecksilbersäule festzustellen. Die Versuche sind mit voller Belastung, sowie mit nacheinander abnehmender Düsenzahl, welche abgesperrt werden können, durchzuführen. Die Beobachtungen sind für jede Belastung eine Anzahl Male (etwa 5 bis 10) zu wiederholen. Weitere Angaben über die Bestimmungen des Dampfverbrauches finden sich unter den Versuchsanordnungen und Messungen bei den einzelnen Beispielen. — Bezüglich der Bremsversuche und der anderen erforderlichen Messungen, sowie der folgenden Prüfungsbeispiele selbst möge es genügen, auf die entsprechenden Abschnitte unter „Wasserturbinen“, sowie auf das Buch des Verfassers „Prüfungen in elektrischen Zentralstationen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb“ zu verweisen. Ich führe daher bei den nun folgenden Beispielen nicht mehr überall die einzelnen Messungs- und Berechnungswerte an, sondern gebe nur eine Beschreibung über die Art und Weise der Untersuchungen mit darauffolgenden Resultaten in tabellarischer Zusammenstellung und graphischer Darstellung. Aus denselben gewinnt man einen guten Überblick über die Prüfungen und Resultate an Dampfturbinen.

<sup>1)</sup> Siehe auch Aufsatz von Prof. A. Stodola, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1903, S. 205 und andere.

### Beispiel.

## Prüfungsbericht über eine de Laval-Dampfturbine von 300 effektiven Pferdestärken.

Nachfolgende Untersuchungen wurden von mehreren Ingenieuren der „Aktiengesellschaft de Laval“ durchgeführt; dieselben beziehen sich auf Leistungs- und Dampfverbrauchermittelungen sowie Regulierungsversuche für eine Dampfturbine mit Seiltrieb von 300 effektiven Pferdestärken.

### Leistung und Dampfverbrauch.

Die Bremsung zur Ermittlung der Leistung der Dampfturbine erfolgte mit dem Prony'schen Bremsdynamometer, welches auf einer der Triebwellen angebracht wurde.

Von den 9 an der Turbine befindlichen Dampf Düsen waren nur 7 bei der höchsten Belastung geöffnet. Die Versuche erfolgten bei 1, 2, 3, 4, 5, 6 und 7 geöffneten Düsen, und zwar sowohl mit gesättigtem als mit überhitztem Dampfe und wurden folgende Werte beobachtet bzw. gemessen: der effektive Dampfdruck vor den Düsen, die Temperatur am Einlaßventil der Turbine, das Vakuum in dem Abfluß des Turbinengehäuses, die Triebwellentourenzah, die Dynamometerbelastung, die Anzahl der geöffneten Düsen und die Ausströmungsöffnungen; die Durchmesser der letzteren waren beinahe gleich groß. Die Konstruktion der zur Feststellung des Dampfverbrauches benutzten Düse hatte einen Ausströmungsdurchmesser von 7 mm und war den übrigen Dampf Düsen identisch. Die zur Messung benutzte Düse lag in einer Zweigleitung zur Hauptdampfleitung der Turbine, und der die Düse durchströmende Dampf konnte in einen Kaltwasserbehälter oder ins Freie geleitet werden. Der Wasserbehälter war auf einer Wage plaziert, mittels welcher die Gewichtszunahme des Wassers durch den aus der Düse in den Behälter strömenden Dampf konstatiert wurde. Der Admissionsdruck, sowie der Dampfdruck vor der Düse wurde auf gleicher Höhe gehalten und jeder Ausströmungsversuch in den Wasserbehälter auf 6 Minuten ausgedehnt. Die Feststellung der Dampfmenge erfolgte unter verschiedenen Gegendrucke, und zwar bei gesättigtem und überhitztem Dampfe; die Dampfmenge war hierbei unabhängig von dem jeweiligen Gegendrucke, jedoch größer bei gesättigtem als bei überhitztem Dampfe. Der Dampfdruck im Kessel war im Mittel 15 Atm. hoch und der Barometerstand im Maschinenraume 785 mm. Die Resultate der Messungen sind in der später folgenden Tabelle zusammengestellt. Die Berechnung der einzelnen Werte ist aus meinen früheren Darlegungen bekannt. Behufs Feststellung der Güte der Regulierung wurde die Vollast von 307,8 Pferdestärken durch plötzliche Entlastung der zwei Bremsdynamometer aufgehoben; hierbei stieg die Tourenzahl von 750 auf 780, das entspricht einer Geschwindigkeits-

zunahme von 4 Proz.; das Vakuum im Turbinengehäuse fiel von 700 mm auf 615 mm, also um 12 Proz., der Abfall des Dampfdruckes bei den Dampfdufen betrug 55,5 Proz., und zwar fiel der Dampfdruck von 13,3 Atm. auf 6,0. Diese letzteren Versuche wurden mehrere Male unter gleichen Verhältnissen wiederholt und wurden immer gleiche Resultate gefunden.

Temperatur des Dampfes am Einlaßventil in °C	Vakuum im Ab- laß des Turbinen- gehäuses in mm Quecksilber	Zahl der geöffneten Dampfdufen	Dampfdruck vor den Dampfdufen in kg pro 1 qcm	Tourenzah der Triebwellen pro Minute	Gebremste Pferdekräfte	Dampfverbrauch pro effektive Pferdekraft und Stunde kg
234,3	693	7	13,55	772	307,8	6,33
225,0	702	6	13,80	762	259,0	6,56
227,0	700	5	13,80	767	219,9	6,44
225,0	702	4	13,80	775	175,0	6,48
219,0	707	3	13,40	777	123,3	6,68
199,0	713	2	13,80	775	75,2	7,72
198,0	725	1	15,00	773	31,9	9,66

### Beispiel.

#### Prüfungsbericht<sup>1)</sup> über eine de Laval'sche Dampfturbine von 150 Pferdestärken.

##### Probe der Leistung und des Dampfverbrauches.

Mittels Bremsdynamometern, welche auf Bremsscheiben der beiden Triebwellen angebracht und deren Dimensionen und Balancierung vorher genau ermittelt worden war, wurde die Leistung gemessen. Der für den Betrieb erforderliche Dampf wurde von einem Wasserrohrkessel der Firma Babcock & Wilcox mittels einer 30 m langen, isolierten und mit einem Wasserabscheider versehenen Dampfleitung der Turbine zugeführt. In der Dampfleitung waren zwei Kontrollmanometer zwischen dem Regulatorventil und den Dampfdufen der Turbine zur Bestimmung des Dampfdruckes angebracht. Die Konstanz der Tourenzah wurde mittels eines Tachometers während des ganzen Versuches bestimmt.

Zur Ermittlung des Dampfverbrauches diente eine Düse, welche den Dampfdufen der Turbine ganz identisch war. Der Dampf wurde unter einem konstanten Drucke von 8 kg während 10 Minuten in einen Behälter mit kaltem Wasser geführt, sowie das Gewicht und die Temperatur desselben vor und nach der Zuführung des Dampfes gemessen. Auf diese Weise wurde eine Anzahl Untersuchungen unter gleichen Ver-

<sup>1)</sup> Obige Versuche entstammen einem Protokollauszuge von Prof. Cederblom und dem Maschinen-Inspektor Isakson aus Stockholm.

hältnissen durchgeführt. Die gefundene Gewichts-*differenz* des Dampfes zweier Versuche betrug etwa  $\frac{1}{3}$  Proz. Sämtliche Düsen wurden auf ihren Durchströmungsquerschnitt mittels Präzisionsinstrumenten untersucht. Zur Kondensation diente ein Körting'scher Wasserstrahlkondensator und zur Beschaffung des Wassers eine Dampfturbinenpumpe, deren Leistung ( $7\frac{1}{2}$  Pferdestärken) genau bekannt war. — Die Dampffuchtigkeit, d. h. das Verhältnis der vom Dampfe aus dem Kessel mitgerissenen Wassermenge zur Dampfmenge wurde zu 1,8 Proz. festgestellt. Nähere Angaben über die Untersuchung und Berechnung der Dampffuchtigkeit, die Bremsleistung usw. finden sich in dem Buche des Verfassers „Prüfungen in elektrischen Zentralstationen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb“. — Während des Betriebes der Maschine wurden sechs Versuchsreihen (alle für Kondensation), und zwar unter voller Belastung (mit 7 Düsen), sodann mit 6, 5, 4, 3 und zuletzt mit nur 2 geöffneten Düsen angestellt. Die Ablesungen bzw. Messungen fanden alle 5 Minuten, und zwar fünf- bzw. dreimal für jede Versuchsreihe statt. Die Versuchsergebnisse sind in folgender Tabelle zusammengestellt. Aus der Tabelle ersieht man, daß der Dampfverbrauch pro Pferdekraft mit abnehmender Leistung zunimmt; dieses ist dadurch bedingt, daß die zu überwindenden Reibungswiderstände bei niedrigen Leistungen einen größeren Teil der Gesamtleistung der Maschine ausmachen. — Die Unregelmäßigkeiten in der Zunahme des Dampfverbrauches pro effektive Pferdestärke und in der Abnahme der Leistung bei Dampfzuflußverminderung sind zum Teil durch die Veränderlichkeit des Vakuums, welche durch Undichtigkeit der Stopfbüchse bedingt ist, hervorgerufen.

Nummer der Versuchsreihe	Anzahl der geöffneten Düsen	Barometerstand in mm	Vakuum in mm Quecksilbersäule	Dampfüberdruck in kg pro 1 qcm	Tourenzahl pro Minute	Gebremste Pferdestärken	Dampfverbrauch pro gebremste Pferdestärke u. Stunde
			Mittelwert von fünf bzw. drei Messungen				
1	7	743	670	8,00	1057,2	165,3	8,87
2	6	743	658	8,22	1054,4	140,3	8,16
3	5	743	666	8,00	1057,0	116,1	8,01
4	4	743	674	8,04	1058,8	89,5	8,36
5	3	743	685	7,90	1060,7	65,0	8,49
6	2	743	652	8,17	1057,0	38,0	9,98

### Beispiel.

#### Prüfungsbericht über eine de Laval-Dampfturbinendynamo von 50 Pferdestärken.

Die von den Herren Prof. Cederblom, Gewerbeinspektor Uhr und Assistent Andersson aus Stockholm angestellten Versuche bezogen

sich auf die Feststellung des Dampf- und Kohlenverbrauches pro effektive Pferdestärke und Stunde für die 50 PS-Dampfturbinendynamo. Während des 8stündigen Dauerversuches wurden 617,5 kg Yorkshirkohlen und 4,561 kg Speisewasser von + 15,4° C mittlerer Temperatur verbraucht. Zur Dampferzeugung diente ein Röhrenkessel mit Innenfeuerung und einem Kesseldampfdrucke von 8,6 kg pro Quadratcentimeter Überdruck. Der Motor war direkt neben dem Dampfkessel aufgestellt. Da der Nutzeffekt der Dynamo nicht genau bekannt war, so wurde die effektive Leistung mittels zweier auf den Induktorwellen angebrachten Bremsdynamometer gemessen, welche mit einer Tourenzahl von 1645 Umdrehungen pro Minute rotierten. Der Dampfdruck wurde mittels eines Kontrollmanometers zwischen dem Regulator und den Dampfdüsen der Turbine bestimmt; derselbe variierte zwischen 8,6 und 7,6 kg pro Quadratcentimeter Überdruck. Diese Veränderlichkeit des Dampfdruckes war von dem Regulator durch ungleichmäßiges Bremsen hervorgerufen. Der während des Versuches konstante Druck im Dampfablaß der Turbine betrug 0,12 kg absolut pro Quadratcentimeter oder 67 cm unter einer Atmosphäre. Der Abdampf wurde in einem Körting'schen Strahlkondensator, welcher mit Druckwasser von einer Zentrifugalpumpe gespeist wurde, kondensiert. Der Antrieb der Zentrifugalpumpe erfolgte von einem anderen Motor, welcher von einem anderen Kessel Dampf erhielt. Die Temperaturerhöhung des Kühlwassers war 9° C, und zwar von 7° auf 16° C. Während des 8stündigen Versuches leistete die Turbine konstant 63,7 effektive Pferdekräfte.

Der Dampfverbrauch pro Stunde und effektive  
 Pferdestärke beträgt also . . . . .  $\frac{4,561}{8 \cdot 63,7} = 8,95 \text{ kg}$

Der Kohlenverbrauch pro Stunde und effektive  
 Pferdestärke beträgt . . . . .  $\frac{617,5}{8 \cdot 63,7} = 1,21 \text{ „}$

Im folgenden gebe ich zunächst ein Beispiel eines genau durchgearbeiteten Versuches an einer Dampfturbinendynamo der Zentrale Elberfeld, sodann sollen eine Anzahl Messungsergebnisse in tabellarischer oder graphischer Darstellung an Parsons-Turbodynamos, die von Experten herrühren, und von Ingenieuren der Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Co. ermittelt wurden, folgen; zum Schlusse sind noch Prüfungsbeispiele an einer Westinghouse-Parsons-Turbine und an einigen Zoelly-Turbinen angeführt.

Beispiel.

**Dampfturbinenwechselstrommaschine mit einer Leistung von 1000 Kilowatt in der Zentrale Elberfeld.**

Das Maschinenaggregat sollte bei induktiver Belastung mit einer Phasenverschiebung bis herab zu  $\cos \varphi = 0,8$  bei 1500 Touren pro Minute, 4000 Volt Spannung und 50 Perioden 1000 Kilowatt leisten.

Ein mechanischer Zentrifugal- und ein elektrischer Regulator dienten zur Geschwindigkeits- und Spannungsregulierung. Für die Abnahmeversuche waren als Experten seitens der Stadt Elberfeld die Herren Baurat Lindley, Frankfurt a. M., Prof. M. Schröter, München, und Prof. Dr. H. F. Weber, Zürich, betraut. Über den Bericht derselben siehe auch Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure 44, 829 bis 834 inkl. und 882 bis 886 inkl. (1900).

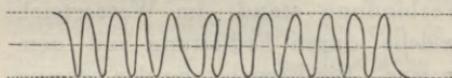
### Versuchsanordnungen und Messungen.

Die Prüfung erfolgte laut Vertrag in dem Versuchsraume der Lieferantin. Die Maschine war auf einem hölzernen Gerüste, welches dem 4 m hohen Fundamente der definitiven Aufstellung entsprechen sollte, mit den dazu gehörigen Rohrleitungen, der Luftpumpe, dem Kondensator usw. montiert. Ein Babcock & Wilcox-Kessel von 227 qm Heizfläche, zwei Schiffskessel von je 550 qm Heizfläche und ein Lokomobilkessel von 67 qm Heizfläche von etwa 10 Atm. lieferten den erforderlichen Dampf. In der Dampfleitung war ein Überhitzer mit eigener Feuerung von Babcock & Wilcox für die Überhitzung vorgesehen. Die zu den Versuchen benutzten Fabrikessel waren nicht mehr ganz dicht; es konnte daher eine genaue Messung des Speisewasserverbrauches bei voller Belastung der Turbine nicht durchgeführt werden, und der Dampfverbrauch wurde, nach dem günstigen Resultate eines Vorversuches, durch Messung der im Oberflächenkondensator niedergeschlagenen Dampfmenge bestimmt. Für einen Versuch bei halber Belastung konnte ein gut erhaltener Babcock & Wilcox-Dampfkessel benutzt werden; hierbei wurde der Speisewasserverbrauch direkt gemessen. Um das Verhältnis zwischen der kondensierten Dampfmenge und dem Speisewasserverbrauch festzustellen, wurde bei halber Belastung mit dem näher bezeichneten Kessel bei Abdichtung der Dampfleitung mittels Blindflanschen von allen anderen Verbindungen außer derjenigen, welche vom Dampfkessel durch den Überhitzer nach der Dampfturbine geleitet war, sowohl das Kondensat als auch die Speisewassermenge durch gleichzeitige Messung bestimmt. Dieser Versuch ergab nur einen sehr kleinen Unterschied bezüglich der Kondensatmenge und des Speisewasserverbrauches, welcher durch zwei kleine Undichtigkeiten in der Dampfleitung bedingt war; es konnte somit für die späteren Versuche für den Dampfverbrauch die Ermittlung der Kondensatmenge als maßgebend gelten. Eine Flügelradpumpe, welche von einem Elektromotor angetrieben wurde, förderte das Kühlwasser für die Kondensation aus einem Kondensationswasserteich; der Teich war mit Umlaufvorrichtungen eingerichtet, und das Kühlwasser wurde aus den kältesten Teilen gewonnen. Die Wassermenge wurde durch die Röhren des Oberflächenkondensators analog dem späteren definitiven Betriebe hindurchgeführt. Vor Eintritt bzw. bei Austritt des Kühlwassers aus dem Kondensator wurde die Temperatur desselben durch eine entsprechende

Vorrichtung, gemessen. Alle Röhrenverbindungen der Maschine, sowie alle elektrischen Leitungen, speziell des Haupt- und Erregerstromkreises, wurden vor den Versuchen geprüft, zur Beobachtung der Dampfspannung Manometer und Vakuummeter an den betreffenden Stellen montiert, zur Temperatur- und Tourenzahlmessung betreffend Bestimmung der Dampftemperatur und Umlaufzahl die erforderlichen Meßapparate angebracht. Ein Wasserwiderstand diente zur Belastung; derselbe setzte sich zusammen aus vier Elektroden, welche in vier eisernen, wassergefüllten Gefäßen angebracht waren und vier Variationen der Belastung, und zwar  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{2}{4}$ ,  $\frac{3}{4}$  der Normalleistung, sowie Vollast zuließen; entsprechend der Verdunstung wurde ein dauernder Wasserzufluß den Gefäßen zugeführt. Die zweite Elektrode bildeten die Wänden und Böden der isoliert aufgestellten Gefäße, welche je mit einer Hilfselektrode im Wasserteich in Verbindung stand; im Wasserteich war eine Erdplatte vorhanden, welche durch Erdleitung mit dem zweiten Pol der Maschine verbunden war. Die Regulierung der jeweilig gewünschten Belastung konnte durch Auf- oder Abwärtsbewegung, sowie durch Herausnahme der Elektroden aus dem Teiche bewirkt werden. Die zur Messung erforderlichen elektrischen Meßinstrumente, bestehend aus einem Präzisionswattmeter nebst den dazugehörigen Widerständen, sowie einem Ampèremeter, waren dem Laboratorium der Technischen Hochschule Zürich entnommen; dieselben standen unter Glasverschlag direkt neben der zu untersuchenden Wechselstrommaschine. — Das Ableitungsrohr der Luftpumpe führte in zwei schmiedeeiserne zylindrische Gefäße, an welchen mittels Wechselhahnes je nach Wunsch die Verbindung aufgehoben oder hergestellt werden konnte; somit war der Dampfverbrauch aus dem Kondensat genau zu bestimmen. Die Gefäße enthielten maximal 1134 kg und waren in fünf Abteilungen von je 500 Pfd. eingeteilt. Durch ein Wasserglas wurde die jeweilige Höhe des Wassers festgestellt, und bei Füllung eines Gefäßes wurde das eine abgestellt und das andere benutzt. Dieser Zeitpunkt entsprach jeweils einem Beobachtungsabschnitt, weil sodann auch ein gleicher Zustand in der Rohrleitung und im Gefäße bestand; derselbe wurde mittels Chronometers bestimmt. Gleichzeitig geschah bei jeder Leerung des Gefäßes eine Messung der Temperatur des Kondensats und des Kühlwassers; außerdem wurde bei längerer Versuchsdauer die Kühlwassertemperatur während des Versuches mehrere Male gemessen. Ferner wurden Beobachtungen über die Dampfspannung an verschiedenen Stellen, die Dampftemperatur beim Eintritt in die Turbine, die Tourenzahl und bei Prüfung der Regulierung, Aufnahmen von Tachogrammen bei momentanen Belastungsänderungen vorgenommen. Über die Dampfspannung vor dem Absperrventil orientierte man sich mit Hilfe eines Manometers, welches mit dem später erwähnten Indikator verglichen war unter Anschluß an dieselbe Dampfleitung, in welcher durch entsprechende Drosselung der gewünschte

Druck leicht bewirkt und erhalten werden konnte. Der definitiven Ablesung wurden die Prüfungen der Indikatorfeder im Laboratorium der Technischen Hochschule in München zugrunde gelegt. Am Eingang der Hochdruckseite in das erste Leitrad wurde die Dampfspannung mittels eines aus dem Laboratorium der Technischen Hochschule München stammenden Indikators von Dreyer, Rosenkranz & Droop ermittelt. Die Papiertrommel konnte von der Hand hin und her bewegt werden und wurden die Schwankungen der Dampfspannung, bedingt durch die Eigentümlichkeit der Einlaßsteuerung der Dampfturbine, graphisch, wie Fig. 115 zeigt, aufgezeichnet. Für eine konstante Belastung und Regulatorstellung waren die Schwankungen der Spannung innerhalb bestimmter Grenzen regelmäßige. Man konnte somit den Mittelwert der

Fig. 115.



Atm. Linie.

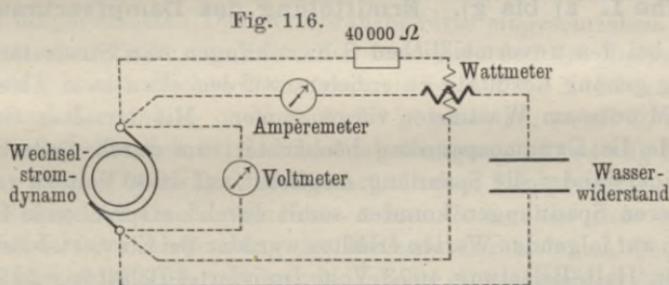
maximalen und minimalen Spannungen aus der Figur feststellen. Die spätere Prüfung ergab die Spannungen, welche tabellarisch unter Berücksichtigung des barometrischen Atmosphärendruckes als absolute Spannungen zusammengestellt sind; außerdem finden sich dort noch die Mittelwerte der maximalen und minimalen Druckgrenze.

An der Ausströmungsstelle aus dem letzten Laufrade der Hochdruckseite wurde die Spannung mittels eines Quecksilbervakuometers bestimmt; das auf dem Quecksilber stehende Wasser wurde nach Möglichkeit entfernt und die Restteile entsprechend berücksichtigt. In dem Teile direkt vor dem ersten Leitrade und hinter dem letzten Laufrade der Niederdruckseite erfolgten Dampfspannungsmessungen mittels Quecksilbervakuometers. Ein Kontrollquecksilbervakuometer, welches mit dem Kondensatorraume verbunden war, zeigte genau dieselben Werte wie das vorhergenannte an; es wurde somit von der Angabe der Werte in der Tabelle Abstand genommen. Direkt hinter dem Absperrventil, d. h. bei Eintritt in die Turbine, wurde mittels eines Quecksilberthermometers die Dampftemperatur bestimmt. Die Tourenzahlbestimmung erfolgte mit Hilfe der im Verhältnis 8:1 ins Langsame übersetzten Tourenzahl der Luftpumpe. Die Beobachtung geschah derart, daß mit einem Chronometer die Zeit für 100 Touren der Luftpumpe bis auf eine Fünftelsekunde festgestellt wurde; durch Umrechnung ergab sich hieraus die Tourenzahl der Turbine. Von elektrischen Größen wurden mittels Präzisionsapparaten die Spannung und Stromstärke des Erregerstromes, die Dynamobetriebsspannung von 4000 Volt und die Nutzleistung (Wattmeter mit einem induktionsfreien Widerstande von 40 000 Ohm) bestimmt. Die feste Spule des Wattmeters besaß drei 1 cm dicke, blanke Kupferwindungen, welche Ströme bis zu 400 Ampère zuließen. Einige Tage vor dem Transporte wurde im Laboratorium der

Technischen Hochschule Zürich für den benutzten Meßbereich des Instrumentes die Konstante gemessen; der Wert ergab sich zu 0,09011. Für die zu messende Leistung  $A$  resultierte bei einem Wattmeter-Winkel  $\alpha$  und einem Nebenleitungswiderstande von 40 000 Ohm die Relation:

$$A = 0,09011 \cdot 40000 \cdot \alpha \text{ Watt} = 3,6044 \alpha \text{ Kilowatt.}$$

Bei Rückkunft des Wattmeters nach Zürich wurde die Konstante abermals bestimmt. Die Abweichung war so klein, daß der dadurch entstandene Fehler in den Beobachtungsfehlerbereich gehörte und vernachlässigt werden konnte<sup>1)</sup>. Zur Bestimmung der Größe der Phasenverschiebung zwischen Spannung und Strom war noch ein Strommesser erforderlich, da die Leistung der Dynamo auch bei induktiver Belastung ( $\cos \varphi = 0,8$ ) vertraglich zu messen war; derselbe wurde ebenfalls vor dem Versande geeicht und die Korrekturen entsprechend berücksichtigt. Die Schaltung während der Messung ist aus beifolgender Fig. 116 zu ersehen. Aus der Schaltungsweise geht hervor, daß zu der Leistung  $A$  noch diejenige der in der Wattmeter-Nebenleitung verbrauchten Energie, nämlich  $\frac{e^2}{40\,000}$  Watt, zu addieren ist, um die Gesamtleistung der Dynamo zu erhalten; hierbei bezeichnet  $e$  die Dynamospannung. Diese



Korrektionsgröße ist klein und kann für alle im Betriebe eintretende Spannungen als gleich groß angesehen werden; dieselbe beträgt bei 4000 Volt 0,4 Kilowatt. Ferner wurde auf Wunsch der Lieferantin noch ein weiterer Energiemesser, nämlich eine Kelvin'sche Wage, welche mit der festen Spule des Wattmeters hintereinander geschaltet war und in deren Nebenleitung (Nebenleitungswiderstand des Wattmeters parallel geschaltet) ebenfalls 40 000 Ohm lagen, zur Messung benutzt; es betrug somit der Energieverbrauch beider Nebenleitungen 0,8 Kilowatt. Die Angaben der beiden Energiemesser waren nahezu gleich.

### Garantien.

Nach den im Vertrage festgelegten Garantien mußten folgende Prüfungen stattfinden:

<sup>1)</sup> Zur Bestimmung der Betriebsspannung der Dynamo diente ein Kelvin'sches elektrostatisches Voltmeter. Dasselbe wurde vor der Verpackung ebenfalls in dem Meßbereich von 3500 bis 4500 Volt von 105 zu 105 Volt mit dem Normalinstrument geeicht und entsprechend berichtigt.

- I. Ermittlung des Dampfverbrauches bei folgenden Belastungen:
  - a) Leerlauf ohne Erregung,
  - b) Leerlauf mit Erregung der Wechselstrommaschine;
  - c) Viertel-Belastung mit 250 Kilowatt;
  - d) halbe Belastung mit 500 Kilowatt;
  - e) dreiviertel Belastung mit 750 Kilowatt;
  - f) Vollast mit 1000 Kilowatt;
  - g) Überlastung mit 1200 Kilowatt.
- II. Ermittlung des Tourenzahlunterschiedes mit Zentrifugalregulator bei Leerlauf und bei voller Belastung.
- III. Ermittlung des Tourenzahlunterschiedes mit Zentrifugalregulator und elektrischem Regulator bei plötzlichen Belastungsänderungen.
- IV. Ermittlung des Spannungsabfalles: a) bei induktionsfreier und b) bei induktiver Belastung zwischen Leerlauf und Vollbelastung.
- V. Temperaturmessungen an der Wechselstrommaschine.

#### Versuche I. a) bis g). Ermittlung des Dampfverbrauches.

Um bei den unvermeidlichen Schwankungen von Stromstärke und Spannung genaue Resultate zu erzielen, wurden etwa zwei Ablesungen in einer Minute am Wattmeter vorgenommen. Mit derselben Genauigkeit wurde die Dynamospannung beobachtet, um durch Änderung des Wasserwiderstandes die Spannung möglichst auf 4000 Volt zu erhalten. Die mittleren Spannungen konnten somit durch entsprechende Regulierung auch auf folgenden Werten erhalten werden: Bei Einviertel-Belastung 4004 Volt, Halb-Belastung 4073 Volt, Dreiviertel-Belastung 3994 Volt, Normal-Belastung 3995 Volt und bei Überbelastung 4001 Volt. In den nun hier auf S. 194 u. f. und folgenden tabellarisch zusammengestellten Beobachtungen sind nur Mittelwerte aus einer großen Beobachtungsreihe eingetragen. Die Regulierung erfolgte bei sämtlichen Versuchen mittels des elektrischen Regulators. Die Werte des Dampfverbrauches pro Kilowatt-Stunde weichen bei den Versuchen unter I c) nur um  $\frac{1}{2}$  Proz. im Mittel voneinander ab. Dieses günstige Resultat erklärt sich aus dem 5 stündigen vorhergehenden Betriebe der Dampfturbine, wodurch ein vollkommener thermischer Beharrungszustand bestand, und aus der gleichmäßigen Belastung durch die Dynamo. Dieselbe Gleichmäßigkeit besteht für die gefundenen Werte des Dampfverbrauches pro Kilowatt-Stunde unter I e) und I g). Die Resultate der Abhängigkeit des Dampfverbrauches von der jeweiligen Größe der Nutzleistung ist aus folgenden Zahlenwerten zu ersehen (s. Tabelle a. f. S.).

Diese Zahlenwerte gelten nicht für gleiche Dampfspannung und gleiche Temperatur des überhitzten Dampfes und sind somit keine vergleichbaren Werte. Um diesen Vergleich zu bewirken, sind auf Grund

der Messungsergebnisse rechnerisch die Dampfverbrauchsdaten für die mittlere Überhitzung von 14,3° C entsprechend einer Dampftemperatur von 197,3° C gewonnen und unter Spalte 12, S. 195, tabellarisch zusammengestellt. Um auch einen Vergleich mit dem Dampfverbrauch

	Belastung	Nutzleistung in Kilowatt	Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde kg	Dampfverbrauch in 1 Stunde kg
Ia	Leerlauf ohne Erregung	0	—	1 183
Ib	Leerlauf mit Erregung	0	—	1 844
Ic	Viertel-Belastung	246,5	15,31	3 774
Id	Halb-Belastung	498,7	11,42	5 695
Ie	Dreiviertel-Belastung	745,3	10,12	7 542
If	Voll-Belastung	994,3	9,14	9 092
Ig	Über-Belastung	1 190,1	8,81	10 485

einer Kolbendampfmaschine mit gesättigtem Dampfe zu ermöglichen, wurden unter Spalte 13 der Tabelle S. 195 die auf 11 Atm. gesättigten Dampf umgerechneten Dampfverbrauchswerte eingeschrieben.

Aus einer Reihe von Versuchen fand sich, daß der Zusammenhang zwischen dem stündlichen Dampfverbrauche und der Nutzleistung durch die Formel  $d_n = d_e + a \cdot N - b \cdot N^2$  gegeben ist, wobei  $d_e$ , der stündliche Dampfverbrauch bei Leerlauf mit Erregung zu 1840 kg festgesetzt wurde. Ferner bezeichnet  $d_n$  den stündlichen Dampfverbrauch bei der Nutzleistung  $N$ ; die Koeffizienten  $a$  bzw.  $b$  ergaben sich aus obigen Messungen unter Anwendung der Methode der kleinsten Quadrate zu: 8,1178 bzw. 0,000769. Folgende Tabelle gibt Aufschluß über die Genauigkeit der Formelwerte:

N =	Stündlicher Dampfverbrauch $d_n$		Unterschied in Prozenten des gemessenen Wertes
	nach Umrechnung der gemessenen Werte (s. Spalte 12 der Tabelle S. 195)	nach der Formel	
0	1 840	1 840	0,00
246	3 774	3 790	+ 0,43
498	5 750	5 692	- 1,01
745	7 505	7 460	- 0,60
995	9 063	9 157	+ 1,04
1190	10 425	10 411	- 0,13

Aus diesen Zahlen erhellt, daß die Unterschiede der Dampfverbrauchsdaten sehr gering sind und somit die Anwendung der Formel

Beobachtete

Versuchsnummer	Belastung					
	Kilowatt	Mittlerer Dampfdruck kg/qcm	Entsprechende Temperatur von gesättigtem Dampfe °C	Mittlere Temperatur des überhitzten Dampfes am Einlaßventil °C	Überhitzung (Spalte 5 - 4) °C	Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde kg
1	2	3	4	5	6	7
Ia	Leerlauf ohne Erregung	10,49	181,0	194,5	13,5	pro Stde. 1183
Ib	Leerlauf mit Erregung	10,34	180,3	193,0	12,7	1844
Ic	246,5	10,14	179,4	196,4	17,0	pro K.-St. 15,31
Id	498,7	10,40	180,6	209,7	29,1	11,42
Ie	745,3	10,76	182,0	190,0	8,0	10,12
If	994,8	10,47	180,9	192,0	11,1	9,14
Ig	1190,1	10,11	179,3	189,5	10,2	8,81

Prüfung	Barometerstand	Versuchsdauer	Dampf-temperatur vor dem Absperrventil °C	Absolute Dampfspannung						
				in der Dampfkammer			Niederdruckseite			
				Max.	Min.	Mittel	am Ende der Hochdruckseite		am Austritt	
							cm Quecksilbersäule	cm Quecksilbersäule	cm Quecksilbersäule	cm Quecksilbersäule
Ia	750 = 1,02	34' 31"	194,5	10,49	—	—	0,599	7,34 = 1,00	5,33 = 0,072	2,68 = 0,037
Ib	752 = 1,02	36' 54"	193,0	10,34	—	—	1,115	10,3 = 0,140	7,7 = 1,05	3,20 = 0,043
Ic	757 = 1,03	1h 22' 53,0"	196,4	10,14	3,94	1,63	2,78	19,3 = 0,260	17 = 0,231	3,70 = 0,050
Id	757 = 1,03	3 58 54,5	209,7	10,40	6,04	2,61	4,32	26,4 = 0,360	24,4 = 0,330	3,40 = 0,046
Ie	760 = 1,03	2 14 56,5	190,0	10,76	7,59	3,76	5,67	33,4 = 0,450	31,7 = 0,431	4,00 = 0,054
If	760 = 1,03	1 52 17,0	192,0	10,47	8,62	4,78	6,70	40,5 = 0,551	38,7 = 0,526	3,90 = 0,053
Ig	760 = 1,03	1 4 51,5	189,5	10,11	8,86	6,76	7,81	49,0 = 0,666	46,9 = 0,638	4,65 = 0,063

Werte.

Gesamtwärme des Dampfes bei dem beobachteten Dampfdrucke		Gemessener Wärmeverbrauch pro Kilowatt-Stunde (Spalte 9 × Spalte 7)	Entsprechender Verbrauch an gesättigtem Dampfe (Spalte 10 / Spalte 8)	Entsprechender Verbrauch von Dampf von 11 Atm. absolute Spannung u. 14,3° Überhitzung (Ges.-Wärme 669,2)	Entsprechender Verbrauch von gesättigtem Dampfe von 11 Atm. absolute Spannung (Ges.-Wärme 662,3)
im gesättigten Zustande W.-E.	im überhitzten Zustande W.-E.				
8	9	10	11	12	13
661,7	668,2	pro Stunde 790 481	pro Stunde 1194	pro Stunde 1181	pro Stunde 1194
661,5	667,8	1 231 423	1861	1840	1859
661,2	669,4	pro Kilow.-St. 10 248	pro Kilow.-St. 15,50	pro Kilow.-St. 15,31	pro Kilo w.-St. 15,47
661,6	675,6	7 715	11,66	11,53	11,66
662,0	665,8	6 738	10,18	10,07	10,17
661,7	667,0	6 096	9,21	9,11	9,20
661,1	666,0	5 867	8,87	8,76	8,86

konden-siert. Dampf	Temperatur		Gesamt-wassermenge kg	Dauer der Füllung	Mittlere Nutzleistung der Dynamo Kilowatt	Nutzarbeit der Dynamo Kw.-Std.	Dampfmenge pro Kilowatt-Stunde kg	Tourenzahl	Erregung		Mittelwert der Dampfspannung Volt	
	Kühlwasser								Temperatur-erhöhung °C	Volt		Amp.
	Ein-tritt °C	Aus-tritt °C										
21,3	—	—	680,38	34' 31"	—	—	—	1504,5	—	—	—	
				somit in einer Stunde = 1182,5 kg								
25,0	—	—	1133,94	36' 54"	—	—	—	1488,3	94,8	110,40	3968	
				somit in einer Stunde = 1843 kg								
24,8	18,8	27,6	8,8	5216,25	2h 22' 53,0"	246,50	68,15	15,31	1485,0	95,8	111,70	4001
26,2	17,2	29,3	12,1	22678,80	3 58 54,5	498,70	99,30	11,42	1473,0	96,6	115,50	4013
30,3	15,3	30,6	15,3	17009,49	2 14 56,5	745,35	112,07	10,12	1469,9	93,0	118,13	3994
28,0	9,2	27,6	18,4	17009,49	1 52 17,0	994,80	124,10	9,14	1461,0	95,0	121,00	3995
32,8	10,9	31,6	20,7	11339,40	1 4 51,5	1190,10	128,64	8,81	1486,6	95,9	118,50	4001

völlig berechtigt ist. Nach derselben ergibt sich für die Leistungen (250, 500, 750, 1000 und 1250 Kilowatt) ein Dampfverbrauch:

Kilowatt	Kilogramm-Stunde	pro Kilowatt-Stunde in kg
250	3 821	15,28
500	5 707	11,41
750	7 496	9,99
1000	9 189	9,19
1250	10 786	8,63

Die Genauigkeit der Speisewassermessung aus dem Kondensat wurde, wie früher schon bemerkt, durch direkte Messung des Speisewassers verglichen. Zu diesem Zwecke wurde die Dampfleitung nur mit einem Kessel von Babcock & Wilcox verbunden und die Speisepumpe des Kessels von einem anderen Kessel betrieben. Vermittelt zweier Gefäße von nahezu gleichem, bekanntem Inhalt wurde die Speisewassermenge bestimmt, indem dieselben aus der Wasserleitung gefüllt und in einen Speisewasserbehälter abgelassen wurden. Am Anfange und Ende des Versuches wurden die Wasserstände im Kessel und im Speisewasserbehälter gleich hoch erhalten. Die Dampfleitung wurde auf Undichtigkeiten revidiert und dafür Sorge getragen, daß während der vierstündigen Versuchsdauer der Beharrungszustand ein guter war. Die auf diesem Wege ermittelte Speisewassermenge und deren Vergleich mit den Messungen des Kondensates enthält folgende Tabelle:

Versuchsdauer	Speisewasser- verbrauch durch direkte Messung pro Stunde kg	Dampfverbrauch nach der Kondensationsbestimmung pro Stunde kg	Unter- schied pro Stunde kg
2h . . . . .	5813,3	5779,8	33,5
2h 1' . . . . .	5682,2	5614,7	67,5
4h 1' . . . . .	5747,1	5695,8	51,3

Aus diesen Resultaten erhellt, daß der Unterschied zwischen dem Dampfverbrauch, im Speisewasser einerseits und im Kondensat andererseits, 0,69 bzw. 1,20 Proz. beträgt. Die ganze Versuchsdauer ergibt 0,9 Proz. Diese kleinen Unterschiede sind bedingt durch zwei kleine Undichtigkeiten. Die einzelnen Werte stimmen untereinander sehr gut überein und kann man ohne größere Fehler, als bei solchen Messungen erlaubt, die Bestimmungen des Dampfverbrauches durch Kondensatmessungen als genügend zuverlässig betrachten.

**Versuch II (Unterschied der Umlaufszahlen bei Leerlauf und bei voller Belastung).**

Die Dampfturbine wurde zunächst bei Leerlauf auf der normalen Umdrehungszahl eine Zeitlang erhalten und währenddessen die Zeit für 200 Umdrehungen des Rades der Steuerung und des Luftpumpen-antriebes entsprechend 1600 Umdrehungen der Turbinenwelle mittels des Chronometers eine Anzahl Male ermittelt; analog diesen Messungen wurden dieselben bei Vollast der Turbine durchgeführt und die Resultate in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Zeitdauer	Belastung K.-W.	Dampf- druck kg	Vaku- um mm	Spannung Volt	Umlaufszahl nach Zählung		Änderung der Umlaufszahl	Änderung in Proz.
					Leerlauf	Vollast		
1 Minute	0	68,04	—	3705	1482	—	—	—
1 "	1020	63,50	693	3960	—	(1433)	(-49)	(3,3)
1 "	1035	63,50	691	3950	—	1424	(-58)	3,9
2 "	0	68,04	712	3900	1486	—	+62	4,3
1 "	1040	65,77	696	4060	—	1429	-57	3,8
1 "	0	63,50	712	3880	1472	—	+43	3,0
1 "	960	63,50	698	4045	—	(1433)	-39	(2,6)
1 "	1058	63,50	693	4040	—	1429	-43	2,9
					Mittel 1480	Mittel 1427	Mittel 53	Mittel 3,6

**Versuch III (Unterschied der Umlaufszahlen bei pötzlicher Belastungsänderung).**

Durch einen entsprechend unterteilten Wasser-widerstand, welcher ein plötzliches stoßweises Ein-oder Ausschalten der be-treffenden Unterabteilungen gestattet, wurde eine Be-lastung bzw. Entlastung der Turbine um etwa 25 Proz. erzielt. Bei niedrigeren Be-lastungen ist die Belastungs-änderung zum Teil größer als  $\pm 25$  Proz. gewesen. Die Geschwindigkeitsänderung wurde mittels eines selbstregistrierenden Horn-schen Tachographen, wel-cher noch Abweichungen von der normalen Geschwin-

Fig. 117 u. 118.

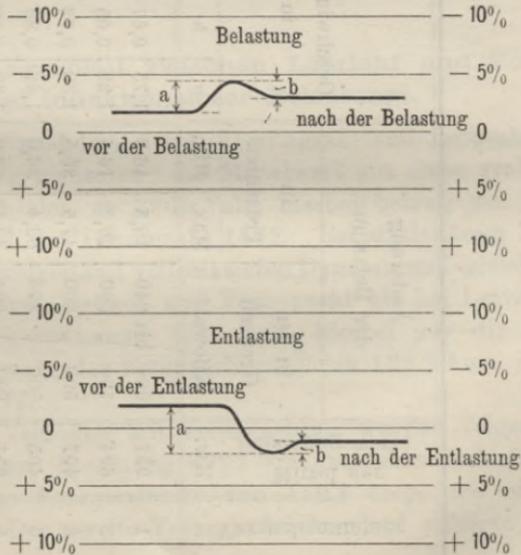


Tabelle.

Versuchsnummer	Mittel der Belastungswerte		Änderung der Belastung				Mittlere Geschwindigkeitsänderung				Änderung der Spannung			Änderung der Belastung im Mittel in Kilowatt von auf	Bemerkungen
	Kw.	in den Grenzen	in Prozenten		a	b	c	a — b	+	—	in Prozenten	in Volt			
			Max.	Min.											
1	957	1086 bis 840	19,5	16,3	1,75	0,67	—	1,08	1,29	1,20	50	1050	↔	864	Die mittlere Spannung beträgt 4000 Volt; die Änderung der Spannung 52 Volt = 1,3 Proz. der Ausgangsspannung.
2	694	790 " 590	26,7	16,4	1,28	0,65	—	0,63	1,19	1,35	51	766	↔	623	
3	497	590 " 400	47,5	30,5	1,36	0,73	—	0,63	1,32	1,28	53	590	↔	404	
4	405	500 " 306	63,4	36,0	1,62	0,86	—	0,75	1,35	1,41	56	490	↔	312	
5	251	292 " 204	43,1	26,9	1,37	0,63	—	0,74	1,34	1,29	51	292	↔	210	
									+	—				und zurück	
6	281	336 " 222	51,3	27,5	—	—	—	0,158	1,05	1,10	43	230	↔	332	Das Mittel der Spannungsänderung beträgt 44 Volt = 1,1 Proz. der Ausgangsspannung.
7	492	616 " 380	62,1	34,4	0,31	0,22	1,32	0,84	1,10	1,15	45	382	↔	601	
8	714	(900) " 580	55,2	12,2	0,24	0,20	1,29	0,99	1,11	1,10	44	611	↔	818	
9	900	1016 " 790	30,6	19,3	0,21	0,27	1,26	0,86	1,06	1,12	45	797	↔	1007	
														und zurück	

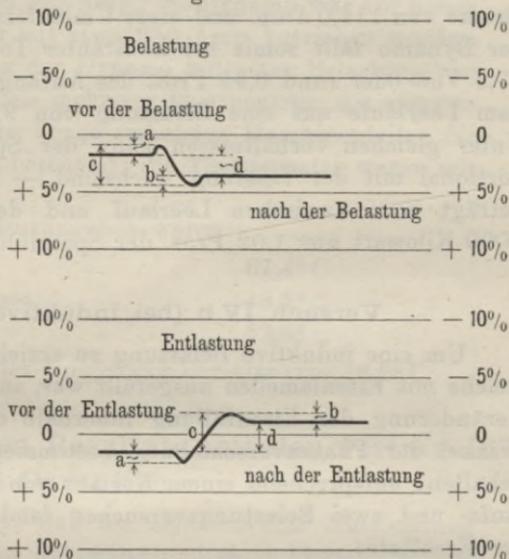
digkeit bis zu 10 Proz. vermerkte, bestimmt; vorstehende (Fig. 117 u. 118) graphische Darstellungen zeigen die Geschwindigkeitskurve bei Verwendung eines Zentrifugalregulators bei plötzlicher Belastung bzw. Entlastung. Der Übergang in den anderen Beharrungszustand erfolgt mit einmaliger Überschreitung der späteren Beharrungsgeschwindigkeit, im Maximum in 15 Sekunden.

In den Figuren bezeichne *a* bzw. *b* die größte Geschwindigkeitsänderung in Prozenten der vorhergehenden bzw. nachfolgenden Geschwindigkeit. In der Tabelle (S. 198) sind die Versuchsergebnisse gegeben.

Die Resultate Nr. 6 bis 9 sind mittels elektrischen Regulators gewonnen; dieselben zeigen große Verschiedenheiten von den Resultaten Nr. 1 bis 5. Der elektrische Regulator verkleinert die Geschwindigkeit bei abnehmender Belastung und umgekehrt; er wirkt

also in entgegengesetztem Sinne als der mechanische. Fig. 119 u. 120 geben ein Bild über den Verlauf der Geschwindigkeitsänderung bei größeren Anfangsbelastungen; bei kleinen Belastungsschwankungen ist der Unterschied der Geschwindigkeitsänderung sehr gering.

Fig. 119 u. 120.



#### Versuch IVa (Spannungsabfall zwischen Leerlauf und Vollbelastung, bei induktionsloser Belastung).

Bei Leerlauf wurde, nachdem der Beharrungszustand festgestellt worden war, die Spannung gemessen; der Mittelwert aus einer großen Anzahl Ablesungen ergab sich zu 3965 Volt; hierbei betrug der Erregerstrom 112 Amp. und die Tourenzahl 1475. Bei stationärem Zustande der durch Wasserwiderstand vollbelasteten Dynamo und gleichen Verhältnissen bezüglich Erregerstrom und Tourenzahl wie bei Leerlauf betrug der Mittelwert der Spannung 3911 Volt; hierbei war die Belastung gleich 907,6 Kilowatt, der Erregerstrom gleich 122,2 Amp. und die Tourenzahl gleich 1477.

Bei einem zweiten Versuche mit Vollbelastung wurden folgende Resultate erhalten: mittlere Spannung 3925 Volt bei einer Belastung von 960 Kilowatt, einem Erregerstrom von 110,9 Amp. und einer Tourenzahl von 1477. Der zweite Versuch bei Leerlauf erfolgte bei

einer mittleren Spannung von 3946 Volt, einem Erregerstrom von 110,0 Amp. und einer Umlaufzahl von 1477.

Die Mittelwerte der Resultate der vier Versuche sind:

Für Leerlauf ist die Spannung 3955,5 Volt bei einem Erregerstrom von 110 Amp. und einer Umlaufzahl von 1476. Für eine Belastung von 934 Kilowatt beträgt die Spannung 3918,0 Volt bei einem Erregerstrom von 111,0 Amp. und einer Umlaufzahl von 1477. Die Spannung der Dynamo fällt somit bei konstanter Tourenzahl und Erregung um 37,5 Volt oder rund 0,95 Proz. des Anfangswertes, wenn die Dynamo vom Leerlaufe auf eine Belastung von 934 Kilowatt gebracht wird. Unter gleichen Verhältnissen kann der Spannungsabfall — als proportional mit der Leistung wechselnd — berechnet werden; derselbe beträgt somit zwischen Leerlauf und der normalen Belastung von 1000 Kilowatt nur 1,02 Proz. der Spannung bei Leerlauf.

#### Versuch IV b (bei induktiver Belastung).

Um eine induktive Belastung zu erzielen, wurde eine große Spule, welche mit Eisenlamellen ausgefüllt war, in die Leitung gelegt. Durch Veränderung der Eisenfüllung innerhalb der Spule konnte man den Winkel der Phasenverschiebung bestimmen; derselbe wurde auf  $38^\circ$  gehalten, entsprechend einem Kosinus von etwa 0,78. Aus drei Leerlauf- und zwei Belastungsversuchen fand man folgende Mittelwerte der Resultate:

	Spannung Volt	Erregerstrom Amp.	Tourenzahl
Bei Leerlauf . . . . .	3919	110,0	1479
Bei Belastung mit 786 Kilowatt und $\cos \varphi$ = 0,778 . . . . .	3574	110,4	1476

Aus diesen Zahlen resultiert, daß der Spannungsabfall (zwischen Leerlauf und Vollast) 345 Volt, d. i. 8,80 Proz., der Spannung bei Leerlauf beträgt. Bei 1000 Kilowatt Belastung würde der Spannungsabfall auf 11 Proz. steigen.

Die durch Versuch IV a und IV b ermittelten Spannungsabfälle zwischen Leerlauf und Vollast bei induktionsfreier und induktiver Belastung sind im Vergleich mit anderen gefundenen Werten bei Wechselstrommaschinen gleicher Leistung und anderer Bauart sehr klein; man rechnet sonst mit Spannungsabfällen von etwa 6 bzw. 17 Proz. bei induktionsfreier bzw. induktiver Belastung mit  $\cos \varphi =$  etwa 0,80. Dieser geringe Spannungsabfall bei der Parsons-Wechselstrommaschine findet nur seine Erklärung durch einen sehr kleinen Widerstand bzw. Induktionskoeffizienten der Armaturwindungen bzw. der Armatur.

### Versuch V

(Temperaturbestimmung der einzelnen Teile der Dynamo).

Zur Ermittlung der Temperaturen der einzelnen Teile der Dynamo wurde Versuch If (S. 193) bezüglich der Belastung zugrunde gelegt. Bei demselben war die normale Dauerbelastung etwa 1000 Kilowatt, die mittlere Stromstärke betrug etwa 297 Amp., die Dynamo war vor dieser Belastung schon einige Stunden mit etwa 250 Amp. betrieben worden. Direkt nach Außerbetriebsetzung der Dynamo mit einer Belastung von etwa 1000 Kilowatt wurden mittels mehrerer Thermometer mit sicherer Berührung derselben mit den in Frage stehenden Maschinenteilen die Höchststände der Temperaturen bestimmt; die Thermometer waren mit Watte zugedeckt.

Die so ermittelten Temperaturangaben waren:

im Armatureisen . . . . .	67,4° C
im Erregermagneteisen . . . . .	48,5° „
in den Spulen . . . . .	52,6° „

hierbei betrug die Temperatur der Umgebung der Dynamo 18,9° C.

### Vergleich der gefundenen Resultate mit den vertraglichen Garantien.

Im Vertrage war festgelegt, daß die Dynamo eine Nutzleistung von 1000 Kilowatt bei induktiver Belastung und einer Phasenverschiebung von  $\cos \varphi = 0,80$ , 4000 Volt und 50 vollen Perioden in der Sekunde aufweisen sollte.

Die Resultate der Messungen ergaben, daß die Nutzleistung wesentlich höher ist und zwar leistet die Turbodynamo bei vollem (11 Atm. absolut) Dampfdrucke 1400 Kilowatt.

Bezüglich der Erwärmung war vertraglich bestimmt, daß nach sechsständigem Dauerbetriebe kein Teil des Generators bzw. des Erregers die Temperatur des Maschinenraumes um mehr als 40° C übersteigen soll. Die Temperaturerhöhung (über dieselbe des Maschinenraumes) ergab bei dem Versuch If nach einem Betriebe mit etwa 300 Amp. folgende Werte:

im Armatureisen . . . . .	etwa 48,5° C
im Erregermagneteisen . . . . .	„ 30,0° „
in den Erregermagnetspulen . . . . .	„ 34,0° „

Durch Vermehrung der Lüftung in der Armatur konnte die Bau-firma C. A. Parsons & Co. die vertragliche Bedingung betreffend Temperaturerhöhung im Armatureisen erfüllen.

Die Tourenzahländerung bei allmählichem Übergange vom Leerlauf zur Vollast oder umgekehrt und unveränderlichem Dampfdrucke war vertraglich auf maximal 4 Proz. normiert; die Messung ergab 3,6 Proz.

Durch den Zentrifugalregulator soll die Tourenzahländerung der Dampfturbine bei plötzlicher Belastungsänderung um 25 Proz. der jeweils vorhandenen Belastung nicht mehr als maximal 0,8 Proz. ergeben. Die Messungen zeigten bei plötzlicher Belastungsänderung von 16 bis 63 Proz. eine Tourenzahländerung von 1,0 bis 1,9 Proz. unmittelbar nach der Belastungsänderung und etwa 0,4 bis 1,3 Proz. für die dauernde Änderung; hierbei (plötzliche Belastungsänderung) zeigte die Spannung eine Abweichung von etwa 1,3 Proz. der Ausgangsspannung.

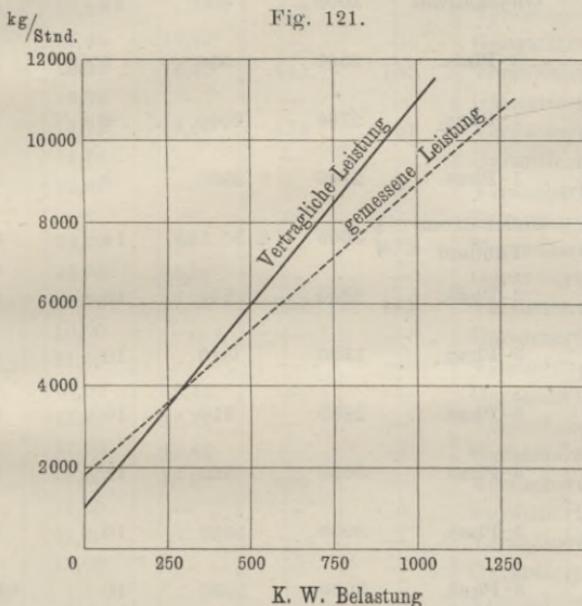
Von dem elektrischen Regulator wird verlangt, daß bei plötzlicher Belastungsänderung um 25 Proz. der jeweiligen Belastung die Spannung sich maximal nur um 1 Proz. ändern darf. Aus den Messungen resultierte, daß bei Belastungsänderungen von 12 bis 62 Proz. die Tourenzahl und entsprechend die Spannung durch den elektrischen Regulator derart reguliert wurde, daß der Mittelwert der Änderung der Spannung nicht mehr als 1,1 Proz. der Ausgangsspannung betrug.

Aus diesen Resultaten geht hervor, daß die Regulatoren gut und zweckentsprechend arbeiten und der Einfluß der momentanen Belastungsänderungen auf die Tourenzahl durch die Reguliervorrichtung sehr rasch übersetzt wird. Der Spannungsabfall darf vertraglich bei konstanter Tourenzahl und Erregung und induktionsfreier Belastung maximal 5 bis 6 Proz. zwischen Leerlauf und Vollast ergeben; durch die Versuchsergebnisse wurde gezeigt, daß sich derselbe zwischen Leerlauf und der normalen Belastung von 1000 Kilowatt nur auf 1,02 Proz. belief. Dieses ist ein sehr günstiges Resultat für das Arbeiten der Maschine. Ebenso ist der gefundene Spannungsabfall zwischen Leerlauf und Vollast bei induktiver Belastung zu 11 Proz. als gleich günstig zu bezeichnen.

Untenstehende Tabelle und Fig. 121 zeigen einen Vergleich der vertraglich festgelegten und der gefundenen Werte betreffend Dampf-

Be- lastung	Vertragl. Wert des Dampfverbrauches bei 50° Überhitzung		Messungsergebnisse betr. Dampfverbrauch bei 14,3°C mittlerer Überhitzung		Unterschied zwi- schen Vertragswert u. Messungsergebnis	
	pro Kilowatt- Stunde	der Tur- bine in 1 Stunde	pro Kilowatt- Stunde	der Turbine in 1 Stunde	kg/Std.	der Tur- bine in 1 Stunde
	kg	kg	kg	kg		
Kilowatt						
1250	—	—	8,63	10786	—	—
1000	11,0	11000	9,19	9189	— 1,81	— 1811
750	11,3	8475	9,99	7496	— 1,31	— 979
500	12,0	6000	11,41	5707	— 0,59	— 293
250	14,0	3500	15,28	3821	+ 1,28	+ 321
Leerlauf	—	1060	—	1840	—	+ 780

verbrauch. Bei den Versuchen betrug die Überhitzung  $14,3^{\circ}\text{C}$ , während vertraglich  $50^{\circ}\text{C}$  Überhitzung ausbedungen war; dementsprechend würde der Dampfverbrauch noch geringer, wie angegeben worden. Aus der graphischen Darstellung ersieht man, daß die Kurve des vertraglich genehmigten Dampfverbrauches sich mit derjenigen, welche sich aus den Messungswerten ergab, bei 370 Kilowatt zusammentrifft; somit ist der Dampfverbrauch unter dieser Leistung größer, als vertraglich bestimmt war und umgekehrt. Im normalen Betriebe wird man nur selten unter 370 Kilowatt Leistung kommen und hat somit das günstige



Resultat des Dampfverbrauches bei einer Leistung von über 370 Kilowatt praktisch nur Bedeutung; es können somit die gefundenen Dampfverbrauchsziffern als viel günstiger bezeichnet werden, als die vertraglich festgelegten.

Die nun folgenden tabellarischen und graphischen Darstellungen geben einen Überblick über die Dampfverbrauchszahlen pro Kilowatt-Stunde bei 18 verschiedenen Maschinentypen und -arten (Gleich- und Wechsel- bzw. Drehstrom) — unter verschiedenen Verhältnissen, z. B. Belastungen, Überhitzungen usw. — der Parsons-Turbogeneratoren.

Die unter Nr. 3, 6, 13, 15 und 16 (S. 204 u. 205) angegebenen Garantiezahlen und gemessenen Werte des Dampfverbrauches pro Stunde bzw. pro Kilowatt-Stunde der Brown-Boveri-Parsons-Dampfturbinen sind in den Fig. 122 und 126 zur graphischen Darstellung gebracht. Als Abszissen sind in den Figuren die Leistungen in effektiven Kilowatt-Stunden und als Ordinaten die totalen, garantierten, gemessenen und auf 90 Proz. Vakuum reduzierten Dampfverbrauchszahlen

Nr.	Leistung in Kilowatt	Stromart	Touren pro Minute	Spannung Volt	Dampfdruck Atm.	Vakuum bei Vollbelastung Proz.	Überhitzung °C
1	{ 380 } { 400 }	3-Phas.	3000	2000	7 1/2	90	{ — — —
2	300	Gleichstrom	3000	600	11	90	{ — — —
3	400	3-Phas.	2500	550	7 1/2	90	{ — — —
4	300	1-Phas.	2700	2000	9	90	{ — — —
5	300	1-Phas.	2700	2000	9	90	{ 250 — —
6	280 {	Gleichstrom-Tandem	3000	2 x 125	14	90	{ — — —
7	350	3-Phas.	3000	540	10	90	{ — — —
8	900	3-Phas.	1500	510	10	90	{ 250 — —
9	300	3-Phas.	2860	310	10	90	{ — — —
10	350	3-Phas.	3000	320	11 1/2	90	{ 250 — —
11	350	3-Phas.	3000	1000	10	90	{ 250 — —
12	350	3-Phas.	3000	1000	10	90	{ — — —
13	180	Gleichstrom	3500	230	9 1/2	90	{ 230 — —
14	200	Gleichstrom	3000	250	9	90	{ 280 — —
15	350—400	3-Phas.	2880	500	11	90	{ 250 — —
16	500	3-Phas.	3000	250	10	—	{ 250 — —
17	260	3-Phas.	3000	1000	7	Auspuff	{ — — —
18	260	3-Phas.	3000	1000	7	90	{ — — —

Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde bei Belastung				Dampfverbrauch pro Stunde		Bemerkungen
1/4	3/4	2/4	1/4	leer erregt	leer unerregt	
12,00	—	13,40	15,80	—	550	Garantiert.
10,50	11,27	12,80	17,35	—	920	Versuchsresultate.
11,30	—	12,60	—	—	—	Garantiert.
10,48	11,15	12,50	—	600	—	Versuchsresultate.
12,00	—	13,40	15,80	—	—	Garantiert.
10,50	11,30	13,20	16,45	915	735	Versuchsresultate.
11,70	—	13,20	—	—	—	Garantiert.
11,04	11,90	14,72	19,90	679	407	Versuchsresultate.
10,30	—	11,70	—	—	—	Garantiert.
9,70	—	12,40	—	—	—	Versuchsresultate.
11,50	—	—	—	—	—	Garantiert.
10,58	11,30	12,70	—	—	452	Versuchsresultate.
11,30	11,80	12,70	15,00	—	—	Garantiert.
10,20	11,30	12,70	17,40	650	443	Versuchsresultate.
9,60	—	10,50	—	—	—	Garantiert.
9,20	—	11,30	—	—	—	Versuchsresultate.
11,50	12,00	12,90	15,40	—	—	Garantiert.
11,50	12,10	13,80	18,40	—	—	Versuchsresultate.
10,00	10,50	11,20	13,40	—	—	Garantiert.
9,30	10,20	11,60	15,30	620	—	Versuchsresultate.
10,00	—	11,20	—	—	—	Garantiert.
9,82	—	11,00	—	—	—	Versuchsresultate.
11,50	—	13,20	—	—	—	Garantiert.
11,03	—	—	—	—	—	Versuchsresultate.
11,30	11,50	12,30	—	—	—	Garantiert.
10,90	11,40	12,80	—	387,5	—	Versuchsresultate.
11,85	—	13,00	—	—	—	Garantiert.
10,90	11,40	13,20	18,00	—	—	Versuchsresultate (bei kl. Bel. ungenau, weil Oberflächenkondensator undicht).
10,00	11,00	12,50	—	—	—	Garantiert.
9,00	9,40	10,30	—	505	—	Versuchsresultate.
10,50	11,30	12,10	18,00	—	—	Garantiert.
9,00	9,90	11,00	14,10	743	574	Versuchsresultate.
11,80	12,70	13,60	20,20	—	—	Garantiert (gesättigter Dampf).
21,00	—	26,00	—	—	—	Garantiert.
18,00	—	—	—	—	—	Versuchsresultate.
11,20	—	13,30	—	—	—	Versuchsresultate bei Kondensation inklusive Kondensationsenergie (10 Kilowatt).



Fig. 124.

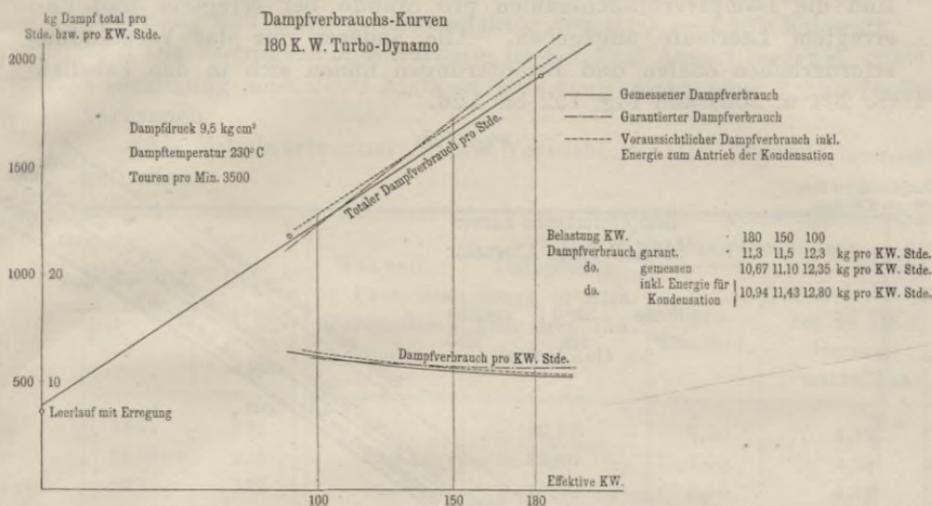
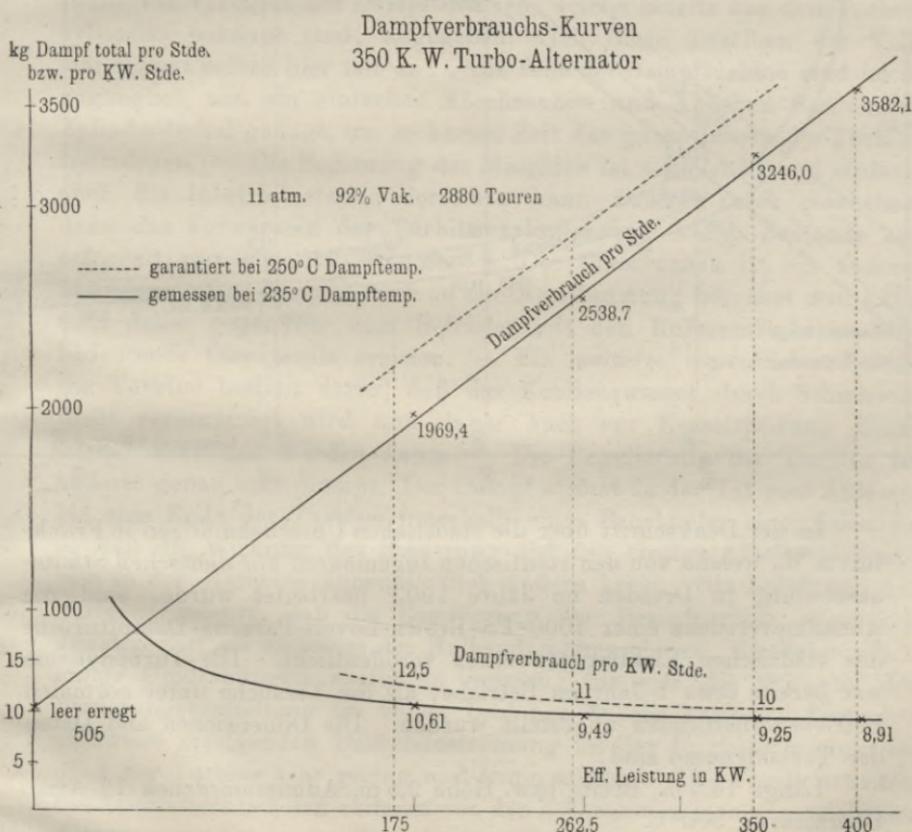


Fig. 125.





Die Leistung beträgt — bei 1360 Umdrehungen pro Minute 3000 Volt Spannung und einem Leistungsfaktor von 0,80 — 2600 Kilowatt.

Die vertragsmäßige Garantie ist bei 12,8 Atm. Überdruck, 300° C Überhitzung und 2600 Kilowatt Belastung nicht über 7,2 kg Dampfverbrauch.

Als Mittelwerte einer Anzahl Versuche wurden folgende Resultate gefunden:

Belastung in Kilowatt	Über- hitzung  ° C	Vakuum in Proz. des Barometer- standes	Dampfüber- druck in Atm. (vor dem Ein- laßwinkel)	Dampfverbrauch in kg	
				pro Kw.-Std.	pro ind. PS-Std. bei 84 Proz. Gesamt- nutzeffekt
1945	298	93,2	12,63	7,20	4,45
2518	295	91,8	12,80	7,09	4,38
2995	312	90,0	10,60	6,70	4,14

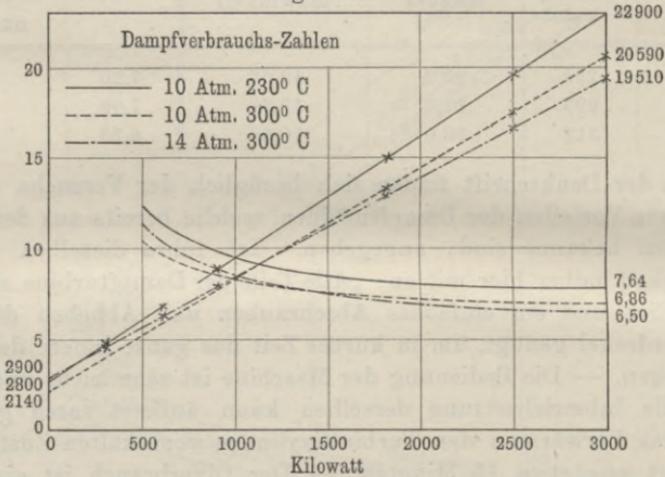
In der Denkschrift finden sich bezüglich der Versuche noch eine Reihe von Vorteilen der Dampfturbinen, welche bereits aus dem Vorhergehenden bekannt sind, angegeben. Ich führe dieselben der Vollständigkeit halber hier mit an: „Alle Teile der Dampfturbine sind leicht zugänglich und ein einfaches Abschrauben und Abheben der oberen Zylinderdeckel genügt, um in kurzer Zeit das ganze Innere der Turbine freizulegen. — Die Bedienung der Maschine ist sehr leicht und einfach, auch die Inbetriebsetzung derselben kann äußerst rasch geschehen, denn das Vorwärmen der Turbinenzylinder vom kalten Zustande aus erfordert nur etwa 15 Minuten. — Der Ölverbrauch ist ein äußerst geringer, indem derselbe nur von der Ölverdunstung herrührt und kann man daher gegenüber dem Betriebe mit den Kolbenmaschinen eine bedeutende Ölersparnis erzielen. — Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Turbine besteht darin, daß das Kondenswasser durch Schmieröle nicht verunreinigt wird und daher auch zur Kesselspeisung direkt wieder verwandt werden kann. — Die Regulierung der Turbine ist äußerst genau und prompt. Der Dampf strömt in der Tat vom Anfange bis zum Ende der Turbine innerhalb eines Bruchteiles einer Sekunde, so daß die Wirkung der Steuerung auf das einzige Admissionsventil sich in der Maschine augenblicklich äußern kann. Die Erfahrung hat übrigens gelehrt, daß die Regulierung der Dampfturbine wesentlich günstiger ist als diejenige der Kolbendampfmaschinen, die bekanntlich einige Umdrehungen ausführen müssen, bis sich die Wirkung der Steuerungsverstellung im vollen Umfange äußern kann. — Trotz der stoßweise erfolgenden Dampfeinströmung ist der Ungleichförmigkeitsgrad der Turbine sehr gering und kaum meßbar. Das Parallelarbeiten des Alternators mit den anderen von den Kolbenmaschinen angetriebenen Alternatoren hat in der Tat niemals Schwierigkeiten bereitet und voll-

zieht sich stets in vorzüglicher Weise. Dazu trägt auch die besondere Bauart des rotierenden Magnetfeldes bei, welches nach Art der Rotoren von asynchronen Motoren ausgeführt ist, eine Anordnung, welche überdies noch wesentliche Vorteile in mechanischer Hinsicht bietet.“

In der „Elektrotechnischen Zeitschrift“, Heft 34, S. 749 u. f. (1904) finden sich weitere Versuche an einem Turbogenerator von 3200 Kilowatt Leistung (des städtischen Elektrizitätswerkes Frankfurt) bezüglich Regulierungsfähigkeit, Dampf- und Ölverbrauch. Im nachfolgenden seien die Versuche auszugsweise wiedergegeben.

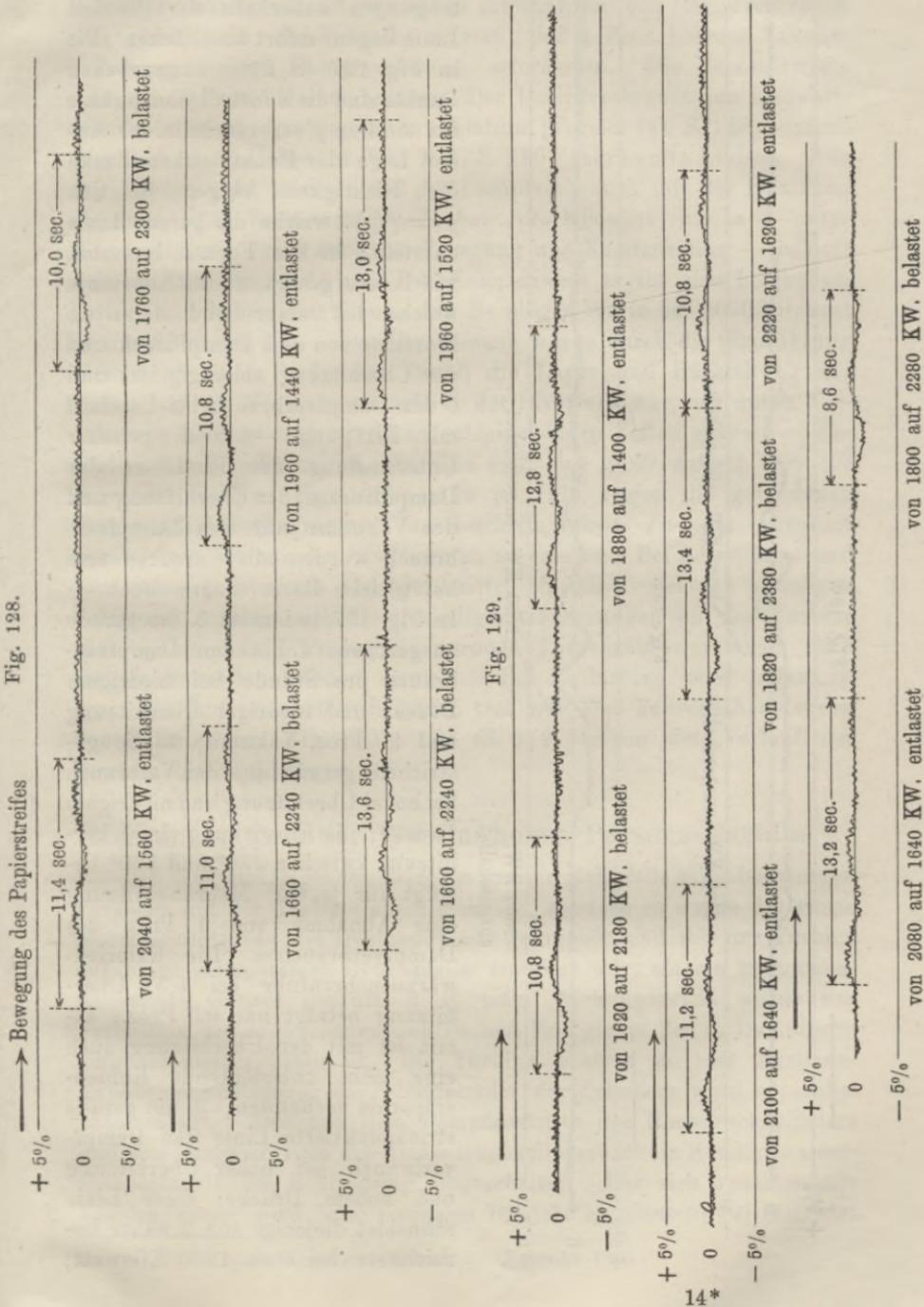
Das Kondensat, d. h. der im Oberflächenkondensator aus der Turbine ausströmende Dampf, kondensiert, ohne mit dem Kühlwasser in

Fig. 127.

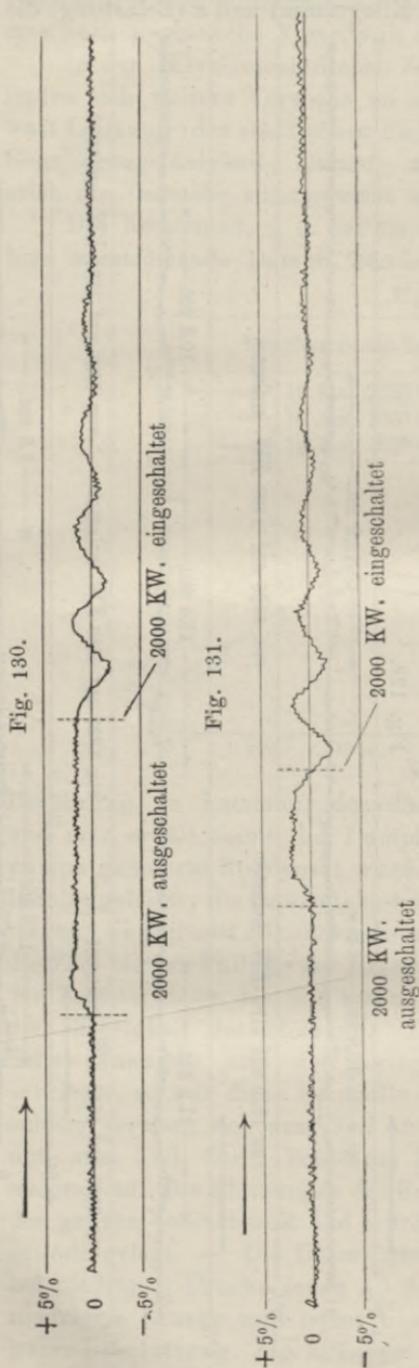


Berührung zu kommen; dasselbe wird aufgefangen und abgewogen und man erhält somit den Dampfverbrauch. Das von der Kondensatpumpe gelieferte Kondensat wurde in Reservoir von genau bekanntem Inhalte geleitet; die Gewichtsbestimmung erfolgte auf geeichten Dezimalwagen. Vermittelt Sekundenuhr mit Fünftel-Sekunden-Anzeiger wurde die Zeit bis zur Füllung der Reservoir bestimmt. Die Übereinstimmung der Zeitabschnitte bis zur Füllung der Reservoir ergab ein Maß für die Richtigkeit der Messung. Da die Kondensatpumpe infolge des hohen Vakuums und des geringen Gefälles zeitweise unregelmäßig arbeitete, so war diese Kontrolle notwendig. — Die nachfolgenden Resultate ergaben sich zum Teil aus dem normalen Betriebe der Turbine und zum Teil durch konstante Belastung derselben mittels Wasserwiderstand. Die Ablesungen der Belastung in Kilowatt erfolgten während der ganzen Versuchszeit und wurde der Mittelwert der Berechnung zugrunde gelegt. — Die Untersuchungen erstreckten sich auf Prüfungen bei niedrigem Drucke (etwa 10 Atm.) und niedriger Überhitzung, bei niedrigem Drucke und hoher Überhitzung und bei hohem Drucke und hoher Überhitzung. Fig. 127 zeigt die Ergebnisse der Untersuchungen in

graphischer Darstellung. Durch die Relation  $y = ax + b$  [s. S. 149 u. Formel (4), S. 149] erhält man unter Zugrundelegung je dreier Werte für  $y$  (Dampfverbrauch pro Stunde in Kilogramm) und  $x$  (Belastung) die



Gleichung für den Dampfverbrauch der ganzen Belastungsmöglichkeit einer Maschine. Aus der graphischen Darstellung (Fig. 127) lassen



sich alle Fehlerwerte, deren Eintragungen außerhalb der geraden Linie liegen, sofort überblicken. Die in Fig. 127 (S. 210) angegebenen Punkte sind die Konstruktionspunkte für die Dampfverbrauchslinien. Aus der Lage der Punkte erkennt man die Richtigkeit obiger Relation  $y = f(x)$ , welche die gerade Linie darstellt; in der Formel bedeutet, wie bereits gesagt,  $x$  eine Konstante welche bei einer und derselben Maschine von dem Dampfdruck und der Überhitzung abhängig ist, und  $b$  den Dampfverbrauch bei Leerlauf mit Erregung. — Nach genauer Untersuchung des Einflusses des Dampfdruckes, der Überhitzung und des Vakuums auf den Dampfverbrauch wurden alle Versuchswerte auf gleiche Basis umgerechnet. — In Fig. 127 bedeutet: 1. die gerade ausgezogene Linie den Dampfverbrauch pro Stunde bei niedrigem Drucke und niedriger Überhitzung und 90 Proz. Vakuum; 2. die gestrichelte gerade Linie den Verbrauch bei hoher Überhitzung und niedrigem Drucke; die Einwirkung der Überhitzung zwischen  $230^{\circ}$  und  $300^{\circ}$  beträgt für je  $6,5^{\circ}$  Mehrüberhitzung eine Abnahme von 1 Proz. des Dampfverbrauches. Die Kalorienwärmemehrfuhr bei  $6,5^{\circ}$  Überhitzung beträgt nur 0,5 Proz.; somit ist mit der Überhitzung auch eine nicht unbedeutende Kohlenersparnis verbunden; 3. die gerade strichpunktiierte Linie den Dampfverbrauch bei hoher Überhitzung und hohem Drucke; diese Linie schneidet diejenige sub 2 näher bezeichnete bei etwa 1250 Kilowatt;

unter diesem Belastungswerte ist es günstiger, mit hoher Überhitzung und niedrigem Drucke die Maschine zu betreiben; über diesem Belastungswerte ist hoher Druck vorteilhafter für den Betrieb. — Die Höhe des Vakuums wirkt, wie schon erwähnt, auf den Dampfverbrauch sehr günstig ein; die Versuche zeigten, daß 1 Proz. höheres Vakuum 2 Proz. geringeren Dampfverbrauch erforderten. Die Versuchswerte sind auf 90 Proz. Vakuum bezogen. Der Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde ist nach der gegebenen Relation [Formel (4), S. 149] einfach graphisch darzustellen, s. Fig. 127, S. 210 (gekrümmte Linien). Aus den Kurven geht hervor, daß der Dampfverbrauch mit der Belastung abnimmt. Der Verbrauch pro  $N_i$  bzw. pro Kilowatt-Stunde — unter Hinzurechnung von 2 Proz. für Erregung und Kondensation — beläuft sich auf 3,9 bzw. 6,63 kg. Der Kalorienwert ergibt sich bei hohem Drucke und hoher Überhitzung für die obigen Werte bei 3000 Kilowatt zu nur 2800 pro  $N_i$ . — Der Ölverbrauch wurde durch die Ölzuführung vermittelt einer Preßpumpe durch die Lager und Rückleitung zur Pumpe auf ein Minimum reduziert; der Ölverlust war nur durch Verdunstung bedingt und wurde zu entsprechenden Zeiten ersetzt. — Bezüglich der Regulierung der Turbine sind eine große Anzahl Versuche angestellt worden; Fig. 128 u. 129 (S. 211) zeigen die gefundenen Geschwindigkeitsdiagramme; eine Geschwindigkeits-Zu- oder -Abnahme von  $\frac{1}{2}$  Proz. ist aus den Diagrammen zu ersehen. Bei Belastungs- und Entlastungsänderungen von ein Drittel bis ein Viertel der jeweiligen Belastung ergaben sich Geschwindigkeitsänderungen an der Turbine von  $\frac{1}{2}$  bis max. 1 Proz.; die normale Tourenzahl war schon nach einigen Sekunden wieder erreicht. Bei Entlastung oder Belastung (vom Leerlauf) von 2000 Kilowatt trat nur eine Tourenzahländerung von 2 Proz. ein; Fig. 130 u. 131 (S. 212) zeigen den Verlauf der Tourenzahlschwankungen.

### Messungen an einer Westinghouse-Parsons-Turbine<sup>1)</sup>.

Bei dem jetzt folgenden Beispiele wurden gleichfalls keine besonderen Versuche mit der Turbine allein gemacht, sondern es wurde der ganze Maschinensatz, da die Dynamo direkt gekuppelt und mit der Turbine auf einer gemeinsamen Grundplatte montiert war, als ein zusammenhängendes Ganzes geprüft, d. h. beim Wirkungsgrade wurde das Verhältnis der abgegebenen elektrischen Energie zu der in Dampfform aufgenommenen bestimmt. Die Turbine gehörte zu den Zweifach-Expansionsmaschinen; die Schaufelräder des Zylinders werden parallel beaufschlagt. Zwischen dem Dampfaustritte des Hochdruckzylinders und dem Dampfeintritte des Niederdruckzylinders ist ein Kondenswasserabscheider in die Rohrleitung eingeschaltet. Das sich ansammelnde Kondenswasser wird beim normalen Betriebe abgelassen; bei den jetzt

<sup>1)</sup> Siehe auch *Electrical World*, 20. Februar 1904.

	Gesättigter, trockener Dampf bei 685 mm Vakuum <sup>1)</sup>							
Dampfdruck vor dem Drosselventil . . .	9,94	9,98	9,70	9,68	9,71	9,76	9,57	9,32
Vakuum am Auspuff des Niederdruckzylinders, bezogen auf 762 mm Luftdruck .	688	690	689	690	688	687	687	680
Überhitzung . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—
Dampfqualität . . . (Feuchtigkeit)	0,999	0,999	0,999	1,000	0,999	0,999	0,999	0,999
Tourenzahl pro 1 Min.	1201,1	1201,2	1199,4	1197,4	1295,6	1201,0	1200,0	1197,4
Leistung in Kilowatt	196,95	342,72	655,98	989,53	1321,46	1489,4	1713,5	1988,9
Kilogramm Dampf pro 1 Kilowatt-Stunde .	15,7	12,2	7,4	6,6	8,4	8,17	8,32	8,8
Prozentuelle Belastung	15,7	27,6	52,5	79,0	106	119	137	159

zu beschreibenden Versuchen aber wurde es sorgfältig in einem Reservoir, zusammen mit dem aus dem Auspuff gewonnenen Wasser, gesammelt, so daß der gesamte Dampfverbrauch bestimmt werden konnte. Die Regulierung der Turbine wird durch einen Zentrifugalregulator von hoher Empfindlichkeit bewirkt. Bei der untersuchten Maschine kam noch die alte Parson'sche Methode der Dampfzufuhr zur Verwendung, bei der der Dampf in periodischen Abständen eintritt; diese Perioden währen etwa  $2\frac{1}{2}$  Sekunden. Der Regulator bestimmt die Zeitdauer jedes eigentlichen Auspuffes. Es findet daher keine Drosselung statt, sondern der Dampf tritt fast mit der Kesselspannung ein; hierdurch wird die größte Ausbeute der Wärme erreicht. Durch Verstellen der Regulatorfeder von Hand kann während des Ganges die Tourenzahl bei jeder Belastung eingestellt werden; dieses ist für den Parallelbetrieb mit anderen Wechselstrommaschinen sehr wertvoll. Außer diesem Pendelregulator ist noch ein Sicherheitsregulator vorhanden, welcher durch Drosselung des Dampfes die Überschreitung einer bestimmten maximalen Geschwindigkeit verhindert. Dadurch, daß dem Niederdruckzylinder durch eine besondere Röhrenleitung hochgespannter Dampf direkt vom Kessel zugeführt werden kann, wird es ermöglicht, eine Überlastung der Turbine bis zu 50 Proz. zu erreichen. Die Schmierung aller Lager des ganzen Maschinenaggregates wird automatisch vermittelt einer kleinen, von der Hauptwelle angetriebenen Plungerpumpe bewirkt.

<sup>1)</sup> Die Versuche mit 685 mm Vakuum wurden angestellt, um sich von der Einhaltung der Garantiezahlen zu überzeugen; die Versuche mit 712 mm Vakuum dienten zum Vergleiche.

42° C überhitzt und 685 mm Vakuum <sup>1)</sup>					Gesättigter, trockener Dampf bei 712 mm Vakuum <sup>1)</sup>			42° C überhitzt, 712 mm Vakuum			
10,00	10,00	9,96	9,74	9,64	9,93	9,67	9,62	9,98	9,93	9,71	9,60
689	687	689	688	688	712	713	713	712	712	714	714
42	42,5	42,1	41,5	41,5	—	—	—	42	43,5	42	43,5
—	—	—	—	—	0,999	0,999	1,000	—	—	—	—
1201,0	1212,9	1209,0	1205,1	1200,6	1198,0	1200,6	1197,4	1217,0	1214,4	1203,8	1199,4
191,0	333,5	664,67	986,23	1293,9	334,78	972,0	1363,95	198,4	333,15	077,64	1274,2
15,2	11,9	9,18	8,36	7,98	11,98	8,60	8,10	13,70	10,97	8,10	7,62
15,3	26,7	53,1	79,0	103,8	26,8	77,8	109,1	15,9	26,6	78,0	102,0

Die Turbine war, wie schon oben gesagt, direkt gekuppelt mit einer sechspoligen Drehstromdynamo von 11 000 Volt und 60 Perioden. Ihre Tourenzahl betrug 1200 pro Minute und ihre normale Leistung 1250 Kilowatt, jedoch vermochte sie dauernd 25 Proz. und vorübergehend bis zu 50 Proz. mehr zu leisten.

Die Garantiezahlen für den ganzen Maschinensatz waren die folgenden: Bei 11 Atm. Admissionsdruck und einem Vakuum von 685 mm, gemessen mit einem Quecksilberbarometer, bei einem äußeren Luftdruck von 762 mm, soll der Dampfverbrauch bei verschiedenen Belastungen die in unten stehender Tabelle angegebenen Werte nicht erreichen:

Belastung Proz.	Trockener, gesättigter Dampf	40° C über- hitzter Dampf
	kg/PS	
100	6,66	5,85
75	7,04	6,20
50	7,72	6,86
25	9,85	8,80

Die Untersuchungen wurden in den Prüfräumen der Westinghouse-Gesellschaft mit den für diesen Zweck dort vorhandenen Instrumenten ausgeführt.

Bei der Prüfung mit überhitztem Dampf wurde die Überhitzung mit einem besonderen durch Gas geheizten Überhitzer erreicht. Der

<sup>1)</sup> Siehe Anmerkung S. 214 unten.

Auspuff wurde in einem Gegenstrom-Oberflächenkondensator niedergeschlagen, welcher sowohl kurz vor, als auch nach den Versuchen auf seine Dichtigkeit untersucht wurde, um die sich hieraus ergebenden Korrekturen bei der Berechnung des Dampfverbrauches anbringen zu können. Die Ablesungen aller Instrumente wurden in regelmäßigen Zwischenräumen von 5 Minuten vorgenommen. Der Strom der Dynamo wurde von 11 000 Volt durch Transformatoren auf 550 Volt umgeformt und in Wasserwiderstände geleitet. Alle Instrumente aber waren zwischen Dynamo und Transformator geschaltet. Zur Spannungsmessung dienten zwei Voltmeter, welche mit jeder der drei Phasen verbunden werden konnten.

Die Voltmeter waren an Reduziertransformatoren mit einem Übersetzungsverhältnis 100:1 angeschlossen. Ebenso kamen zwei Ampèremeter zur Verwendung. Außerdem war noch ein Siemens'sches Elektrodynamometer in die einzelnen Leitungen eingeschaltet. Bei geringer Belastung wurden nur die letzteren Apparate abgelesen, da die Ampèremeter dann keine genauen Ablesungen mehr gestatteten. Alle Instrumente wurden kurz vor und nach dem Gebrauch geeicht. Während einer jeden Messung wurden drei Ablesungen gemacht und die Mittelwerte in Rechnung gezogen. Bei den Wärmemessungen mit gesättigtem Dampf wurde, damit auch sicher ganz trockener Dampf zur Verwendung kam, bei jedem Versuch vorher bestimmt, wie weit der Überhitzer angewärmt werden mußte, um das in den Leitungen vor der Maschine sich bildende Kondensat wieder zu verdampfen. Die Tourenzahl wurde an der Ölpumpe ermittelt, die im Verhältnis 31:4 von der Welle angetrieben wurde.

Die Resultate der Versuche bezüglich Geschwindigkeitsschwankungen waren nun die folgenden:

Bei einer plötzlichen Belastung von 0 Kilowatt auf 1342 Kilowatt fand eine Änderung in der Tourenzahl von 2,20 Proz. statt, ebenso bei einer plötzlichen Entlastung von 1342 Kilowatt auf 0 Kilowatt eine Änderung von 2,07 Proz. Bei einer Tourenzahl von 1372 pro Minute, d. i. 14,35 Proz. Überschreitung der normalen Tourenzahl, funktionierte der Sicherheitsregulator sehr gut. Die übrigen Versuchsergebnisse sind in der vorstehenden Tabelle (S. 214 u. 215 oben) niedergelegt.

### Messungen an einer Zoelly-Turbine<sup>1)</sup>.

Im folgenden gebe ich die Resultate der Messungen, welche an einer Dampfturbine des Systems Zoelly in den Werkstätten der Firma Escher, Wyss & Cie. von Herrn Prof. Dr. Stodola gemeinschaftlich mit dem Direktor des städtischen Elektrizitätswerkes Zürich, Herrn Ingenieur Wagner, ausgeführt wurden. Der Bericht dieser Herren sei hier nur im Auszuge mitgeteilt.

<sup>1)</sup> Siehe auch Elektrotechn. Zeitschr., Heft 36, S. 788.

Die in Frage stehende Dampfturbine ist eine Aktionsturbine mit zehn Druckstufen. Ihre Normalleistung beträgt bei 10 Atm. und 3000 Umdrehungen pro Minute 500 PS. Direkt mit ihr gekuppelt war eine Drehstromdynamo von Siemens & Halske, Berlin. Da die Erregung dieser Dynamo von einer fremden Stromquelle erfolgte, so wurde diese Leistung später von der Bruttoleistung des Generators in Abzug gebracht. Die Kondensationsanlage, ein Oberflächenkondensator, wurde von einer besonderen Kraftquelle (Luftpumpe) angetrieben. Das Kühlwasser wurde teils dem städtischen Leitungsnetz, teils dem Brunnen der Fabrik entnommen, so daß eine Bestimmung des Kraftverbrauches für die Kondensationsanlage nicht gut möglich war. Aus diesem Grunde ist derselbe in den angegebenen Dampfverbrauchszahlen auch nicht berücksichtigt worden. Es wurde der Druck und die Temperatur des Dampfes an der Leitung kurz vor dem bei der Turbine befindlichen Wasserabscheider festgestellt, da aus örtlichen Gründen die Beobachtung vor dem Anlaß- bzw. Drosselventil unzulässig war. Bei den Versuchen mit Überhitzung ist auch vor dem Drosselventil ein Thermometer angebracht worden. Druck und Temperatur wurden unmittelbar vor dem ersten Leitrad am Turbinengehäuse und der Druck allein nochmals hinter dem ersten Laufrade gemessen, woraus eine Kontrolle der Speisewasserwägung abgeleitet werden kann. Außerdem sind der Druck am Zwischenrohr zwischen den Turbinenkörpern und Druck und Temperatur am Auspuffrohr beim Austritt aus der Turbine ermittelt worden. Zum Vergleich wurde das Vakuum auch am Kondensator selbst gemessen. Weitere Messungen ergaben Aufschluß über die Temperatur des Kühlwassers am Ein- und Austritt und die Temperatur des aus der Luftpumpe tretenden Kondensates. Die Kühlwassermenge ist zeitweilig durch einen Wassermesser, der bei Abstellung der Zirkulationspumpe in die städtische Leitung eingeschaltet war, festgestellt worden. Gezeichnete Manometer dienten zur Messung des Druckes. Das Vakuum bestimmte man direkt durch eine Quecksilbersäule, deren Höhe auf 0° C reduziert wurde. Die Kontrolle der Umdrehungszahl der Turbine geschah durch Handtourenzähler in Zwischenräumen von einigen Minuten. Eine Messung des Speisewassers ließ sich anderer, äußerer Umstände wegen nur auf die Art durchführen, daß eine Wägung des Kondensates aus der Luftpumpe vorgenommen wurde. Da man sich auf Ablesungen in zehnminütlichen Intervallen beschränken mußte, wurde die Tara der Wage nach jedesmaligem Ablesen aufs neue bestimmt. Der Beharrungszustand ergab sich einmal aus der Gleichheit der Kondensatlieferung, dann aber auch aus der Beständigkeit der Temperatur gewisser außen liegender Teile der Turbine. Die Belastung der Drehstromdynamo mit einer verketteten Spannung von 600 Volt erfolgte vermittelt eines Wasserwiderstandes. Wasserzu- und -abfluß bewirkte die Konstanthaltung der Belastung. Die erzeugte elektrische Energie wurde mittels Ampère- und Voltmeter von Siemens und Halske festgestellt. In



jeder Phasenleitung waren zwei Ampèremeter eingeschaltet, je einer bis 500 bzw. 600 Amp. und einer für die geringeren Belastungen, bis 250 bzw. 300 Amp. Die Ablesung der Spannung erfolgte durch zwei Voltmeter. Durch Umschaltung konnte die Ablesung der Spannung in allen drei Phasen vorgenommen werden. Die Leistung der fremden Energiequelle wurde gleichfalls mittels Ampère- und Voltmeter ermittelt. Sämtliche Instrumente wurden sowohl vor, als auch nach den Versuchen geeicht.

Die Turbine wurde anfangs mit mäßig beanspruchtem Überhitzer und Mischung des Dampfes mit den aus anderen zur Verfügung stehenden Kesseln, die keinen Überhitzer besaßen, betrieben, um trockenen, gesättigten Dampf zu gewinnen. Die kürzeste Versuchsdauer betrug 5 Minuten bei den Versuchen, wo nur die elektrische Energie gemessen wurde; die Ablesungen erfolgten sodann jede Minute. Bei gleichzeitiger Feststellung des Dampfverbrauches dauerten die Versuche mindestens 20, jedoch meistens 50 bis 60 Minuten. Bei Vollbelastung und trockenem, gesättigtem Dampfe betrug die Versuchsdauer 3 Stunden; bei den Versuchen mit überhitztem Dampfe war die Turbine den ganzen Tag in Betrieb, doch dauerte die eigentliche Beobachtung nur kurze Zeit.

In der nebenstehenden Tabelle sind die Resultate aller Versuche zusammengestellt. Die Versuche Nr. 1 bis 8 beziehen sich auf abnehmende Belastung bei möglichst konstanter Umdrehungszahl und konstantem Dampfdrucke. Mit dem Leerlauf beginnend und mit zunehmender Belastung ließ sich der Beharrungszustand nicht bzw. nur nach Verlauf von Stunden erreichen, wie z. B. der Versuch Nr. 8 zeigt. Bei diesem Versuche wurde die Maschine etwa 20 Minuten und mit halber Belastung betrieben, um versuchsweise kräftiger angewärmt zu werden, und da zeigte sich, daß die Temperatur der Maschine sowohl, als auch des Auspuffdampfes noch nach zwei Stunden im Sinken begriffen war. Für die Berechnung des Dampfverbrauches sind deshalb nur die letzten 35 Minuten benutzt worden.

Versuche Nr. 9, 10, 11 sind mit überhitztem Dampfe angestellt. Nr. 10 ist aber nur ein Teil des Versuches Nr. 9, da hier die höchste Temperatur von im Mittel  $258,5^{\circ}\text{C}$  herrschte. Versuch Nr. 9 ist also das Mittel aller dieser Versuche und begreift Nr. 10 in sich.

Alle Versuche verliefen ohne Störung. Die Erschütterungen der Turbinenwelle waren minimal. Die Lager wurden mit Öl von 30 bis  $35^{\circ}\text{C}$  Temperatur gespeist, welches mit 40 bis  $45^{\circ}\text{C}$  wieder abströmte.

### Beispiel.

#### **Dampfverbrauchsversuche an der Zoelly-Turbogleichstromdynamo im Elektrizitätswerke Mühlhausen in Thüringen.**

##### **Daten und Garantien einer Zoelly-Turbogleichstromdynamo.**

Die Dampfturbine mit einer Leistung von 600 PS bei 3000 Umdrehungen pro Minute ist direkt gekuppelt mit einer Gleichstromdynamo



Gründen. Bei den Dampfverbrauchsversuchen mit gesättigtem Dampfe wurden folgende Resultate und Ziffern erreicht:

Versuchsnummer . . . . .	1	2	3	4	5
Leistung ab Turbinenwelle in eff. PS	232,0	350,0	465,0	605,0	707,0
Nutzleistung in Kilowatt . . . . .	132,0	208,0	291,5	391,0	463,0
Tourenzahl . . . . .	3061	3050	3040	3030	3020
Abs. Druck in kg } vor dem Absperr- Temperatur °C } ventil }	8,63 172	8,48 172	8,51 172	8,50 172	8,53 172
Vakuum an der Turbine . . . . .	704	697	692	685	678
Vakuum vor dem Wechselventil . . .	702	698	693	687	682
Kühlwasserzulauf °C . . . . .	5	5	5	5	5
Kühlwasserablauf °C . . . . .	10,0	11,5	13,5	16,0	17,0
Kondensationstemperatur °C . . . .	14,0	17,0	20,0	23,0	25,0
Barometerstand . . . . .	740	740	740	740	740
Dampfverbrauch pro Stunde, total . .	1870	2482	3240	4156	4819
Dampfverbrauch pro eff. PS ab Welle	8,04	7,09	6,96	6,86	6,81
Dampfverbrauch pro nutzbare Kilowatt- Stunde . . . . .	14,14	11,90	11,10	10,60	10,40

Genauere Versuche der gleichen Turbinentypen an einem anderen Aufstellungsorte haben gezeigt, daß der Dampfverbrauch bei überhitztem Dampfe von 250° C Dampftemperatur nur 9,1 kg pro Kilowatt-Stunde beträgt.

**Ergebnis der Untersuchungen hinsichtlich Erfüllung der Garantien.**

Aus den Resultaten der Versuche geht hervor, daß die gegebenen Garantien des Dampfverbrauches bei gesättigtem Dampfe pro effektive Pferdestärke und Stunde zu 8,7, bzw. 8,2, bzw. 7,7 kg ohne Berücksichtigung der gewährten Toleranz nicht nur erreicht, sondern unterschritten sind.

**Beispiel.**

**Dampfverbrauchsversuche an der Zoelly-Turbodrehstromdynamo im Elektrizitätswerke Brakpan-Johannesburg (S.-A.).**

**Daten und Garantien einer Zoelly-Turbodrehstromdynamo.**

Die Dampfturbine von 600 PS bei 3000 Umdrehungen pro Minute ist mit einer 510 Kilowatt-Drehstromdynamo der Siemens-Schuckert-Werke für 750 Volt Spannung und einer Frequenz von 50 direkt gekuppelt. Die Gesamtanlage ist von den Siemens-Schuckert-Werken erbaut worden.

Die Leistungs- und Dampfverbrauchsgarantien sind:

1. Leistung: Die Leistung bei 11 Atm. und 90 Proz. Vakuum und  $\cos \varphi = 0,70$  beträgt 400 Kilowatt.

2. Dampfverbrauch:

a) Bei gesättigtem Dampfe:

Belastung in Kilowatt . . . . .	200	400.
Kilogramm Dampf pro Kilowatt-Stunde	13,0	10,8.

b) Bei überhitztem Dampf von 250° C:

Belastung in Kilowatt . . . . .	200	400.
Kilogramm Dampf pro Kilowatt-Stunde	11,5	9,5.

Auf diese Garantieziffern wird 5 Proz. Toleranz gewährt.

3. Reguliergarantien:

a) Bei gleichbleibender Belastung sollen die Umdrehungsschwankungen nicht mehr als  $\frac{1}{2}$  Proz. betragen.

b) Bei 50 bzw. 100 Proz. Entlastung soll die momentane Erhöhung der Umdrehungszahl 2 bzw. 4 Proz. nicht überschreiten.

### Messungen und Versuchsergebnisse.

Bezüglich der einzelnen Messungen verweise ich auf das früher Gesagte und die einzelnen Beispiele über Zoelly-Turbinen.

Die Versuche fanden bei einem Kesselüberdruck von 10,9 Atm. (gesättigter Dampf) bzw. 11,5 Atm. (überhitzter Dampf) und einem durch einen Oberflächenkondensator erzeugten Vakuum von 90 Proz. statt. Der Kraftverbrauch für die Kondensation beträgt etwa 3 Proz.; derselbe ist beim Dampfverbrauch der Turbine hier von früher mit berücksichtigt. — Die Belastung der Drehstromdynamo, welche mit einer verketteten Spannung von etwa 750 Volt arbeitete, wurde durch entsprechende Widerstände bewirkt. In jede Phasenleitung waren zwei Ampèremeter eingeschaltet; von diesen diente je einer zur Messung der kleinen Stromstärken und je einer für die großen Stromstärken; zur Spannungsmessung dienten Voltmeter. Sämtliche Instrumente

	Gesättigter Dampf		Überhitzter Dampf	
Mittlere Belastung in Kilowatt . .	202	415	198	402
Umdrehungszahl . . . . .	3040	3020	3040	3020
Dampfdruck absolut in kg . . . .	10,9	10,9	11,7	11,5
Dampftemperatur °C etwa . . . .	182	182	250	250
Vakuum an der Turbine . . . . .	683	670	682	672
Barometerstand . . . . .	723	723	723	723
Dampfverbrauch pro Kilowatt-Stunde in kg . . . . .	11,8	10,1	10,5	9,1

wurden vor und nach den Messungen geeicht. Die Leistung der Erregung wurde ebenfalls mittels Präzisionsapparaten bestimmt. Der Leerlauf ohne bzw. mit Erregung erfolgte (bei gesättigtem Dampfe) mit einem Dampfverbrauche pro Stunde von nur 295,4 bzw. 465,4 kg; bei den weiteren Dampfverbrauchsversuchen wurden vorstehende Ziffern (s. Tabelle a. v. S.) erreicht.

Die Versuche bezüglich der Regulierung ergaben folgende Werte:

Bei gleichbleibender Belastung waren die Umdrehungsschwankungen nicht größer als  $\frac{1}{2}$  Proz.

Bei 100 Proz. plötzlicher Entlastung war die momentane Erhöhung der Umdrehungszahl = 3,3 Proz., bei 50 Proz. Entlastung = 2 Proz.

#### Ergebnis der Untersuchungen hinsichtlich Erfüllung der Garantien.

Die Resultate beweisen, daß die gegebenen Garantien des Dampfverbrauches bei gesättigtem (13 bzw. 10,8 kg) und überhitztem (11,5 bzw. 9,5 kg) Dampfe und der Regulierung auch ohne Berücksichtigung der gewährten Toleranz nicht nur erreicht, sondern zum Teil bei weitem unterschritten sind.

Die Messungen und Versuche an anderen Dampfturbinen erfolgten in analoger Weise; es ist daher überflüssig, neben der großen Anzahl vorhandener Beispiele noch andere anzuführen.



## NAMEN- UND SACHREGISTER.

### A.

Abhängige, veränderliche Motoren 61.  
 Absolute Leistung von Wasserrädern 34.  
 Änderung der Turbinenleistung mit dem Gefälle 116.  
 Aktionsdampfturbine 148, 150, 151, 154, 157, 217.  
 Aktionswasserturbine 36.  
 Amsler 12.  
 Arbeit der Dampfturbine siehe unter Leistung.  
 — — Kolbendampfmaschine siehe unter Leistung.  
 Ausflußkoeffizient 15, 16, 17.  
 Axialturbinen 37.

### B.

Bazin 5.  
 Belastung der Dampfturbine siehe unter Leistung.  
 — — Kolbendampfmaschine siehe unter Leistung.  
 — — Wasserturbine s. unter Leistung.  
 Belastungsmoment 63.  
 Bentley 159.  
 Brauer 49, 67.  
 Bremsleistung von Wasserturbinen siehe unter Turbinen.  
 Bremsmoment 46, 49.  
 Bremsung von Dampfturbinen 182, 184.  
 — — Wasserrädern 34.  
 — — Wasserturbinen 52, 57, 74, 86, 94, 97, 105, 114.  
 Briegleb, Hansen & Co. 17, 96, 104.  
 Broschmann 102.  
 Brown, Boveri & Co. 173.

### C.

(Siehe auch unter K.)

Curtis, Dampfturbine 148, 157.

### D.

Dampfdruck 182, 184, 187, 189, 197, 204, 209, 212, 214, 217, 221.  
 Dampfdüsen 151, 153, 158, 162, 163, 166, 184, 185.  
 Dampfgeschwindigkeit siehe Dampfturbinen.  
 Dampfmaschine, Leistung 147.  
 —, Tourenschwankungen 168.  
 —, Vergleich mit Dampfturbine 147.  
 Dampfturbine, Allgemeines 147.  
 —, Arbeit siehe unter Leistung.  
 —, Belastung siehe unter Leistung.  
 —, Bremsen der 182, 184.  
 — von Curtis 148, 157.  
 —, Dampfgeschwindigkeit 148, 152, 154, 158, 162, 163, 172.  
 —, Dampfverbrauch 148, 151, 171, 178, 179, 181, 182, 183, 184, 185, 186, 189, 192, 193, 196, 203, 205, 209, 210, 212, 214, 221, 222.  
 —, doppelte Expansion 153.  
 —, Garantieziffern 187, 191, 204, 209, 214, 220, 222.  
 —, Geschwindigkeitsdiagramme 167, 168, 176, 177, 211, 212.  
 —, Heißdampf- 169, 178, 203, 208, 210, 212, 215, 218, 220, 222.  
 —, Indikator diagramm (plötzliche Entlastung) 177.  
 —, Kondensation 159, 189, 209, 210, 213, 217, 221, 222.  
 —, Laufrad 150, 151, 152, 153, 155, 158, 159, 162, 173.  
 — von de Laval 148, 161, 169, 184, 185, 186.  
 —, Leerlauf 149, 152, 193, 197, 199, 200, 223.  
 —, Leistung 147, 181, 184, 185, 186, 187, 193, 197, 202, 204, 214, 217, 220, 222.

Dampfturbine, Leitapparat 150, 153, 155, 158, 159, 162, 173.  
 —, Messungen 181, 184, 185, 186, 187, 188, 213, 216, 220, 222.  
 —, Niederdruck- 169.  
 —, Nutzeffekt siehe Wirkungsgrad.  
 — von Parsons 148, 168, 172, 187, 208.  
 — — Rateau 148, 150.  
 —, Raumerfordernis 150.  
 —, Reaktions- 148.  
 —, Regulierung 149, 151, 157, 158, 160, 161, 166, 175, 184, 192, 199, 202, 209, 213, 214, 222, 223.  
 — von Riedler-Stumpf 148, 152.  
 —, Schmierung 149, 150, 165, 209, 213, 214, 219.  
 — von Stumpf 151.  
 —, Touren 148, 152, 165, 183, 184, 185, 190, 197, 199, 201, 204, 221.  
 —, Tourenschwankungen 149, 166, 168, 175, 197, 199, 213, 216, 222.  
 —, Übersetzung 148, 165.  
 —, Umfangsgeschwindigkeit 152, 162, 164, 172.  
 —, Vergleich mit Dampfmaschinen 147, 175, 178, 179.  
 —, Verwendbarkeit u. Vorzüge 170, 178.  
 —, Welle 164, 175.  
 —, Wirkungsgrad 152, 213.  
 —, Wirkungsweise 147.  
 — von Zoelly 148, 154, 216, 219, 221.  
 Dampfturbinenexhaustor 171.  
 Dampfturbinengebläse 171.  
 Dampfturbinenpumpe 171, 182.  
 Dampfturbinensysteme, Vergleich 147.  
 Dampfverbrauch siehe unter Dampfmaschine und Dampfturbine.  
 Denys 151.  
 Direkt wirkende Regulatoren 60.  
 Dodge 159.  
 Doppelte Expansion 153.  
 Doppelschaufel 152, 213.  
 Drehbare Leitschaufeln 73.  
 Drehmoment 46, 50.  
 Druck des Wassers 23.  
 Düsen siehe unter Dampfmaschinen.  
 Durchlaßschützen 29, 30, 33, 34.

## E.

Effektive Leistung der Wasserturbinen siehe unter Leistung.  
 Escher, Wyss & Co. 216.  
 Eßlingen, Maschinenfabrik 73.  
 Expansion, doppelte 153.

Lehmann-Richter, Prüfungen (Ergänzungsbd.).

## F.

Flügel, Woltmannscher 7, 10, 12, 76, 77, 88, 98, 107.  
 Frankfurt a. M. — Lauffen a. N., Kraftübertragung 112.  
 Frese 17.

## G.

Ganguillet 5.  
 Garantieziffern für Dampfturbinen 187, 191, 204, 209, 214, 220, 222.  
 — — Wasserturbinen 73, 74, 85, 102, 105.  
 Gefälle 20, 50, 51, 89, 93, 94, 101, 110.  
 Gefällsverlust 40.  
 General Electric Co. 159.  
 Gerinneboden 17.  
 Geschwindigkeitsdiagramm für Dampfturbinen siehe unter Dampfturbine.  
 — (Tourenunterschiede) für Wasserturbinen 67, 69, 71.  
 Geschwindigkeitskurve 7, 9.  
 Geschwindigkeitswirkung des Wassers 23, 28, 35.  
 Gewichtswirkung des Wassers 23, 29, 31, 35.  
 Gieseler, E. 6.  
 Grashof 34.  
 Grundwerk 21.

## H.

Hansen 17.  
 Harlacher 12.  
 Heißdampfturbine 169, 178, 203, 208, 210, 212, 215, 218, 220, 222.  
 Henne 43.  
 Humboldt, Maschinenfabrik 169, 172.  
 Hydraulische Arbeit 46, 50.  
 Hydraulischer Radius 5.  
 Hydraulisches Moment 36, 50, 63.

## I.

Indirekte Methode zur Bestimmung der Nutzleistung von Wasserturbinen 51.  
 Indirekt wirkende Regulatoren 60.  
 Induktionsfreie Belastung 190, 200, 202.  
 Induktive Belastung 187, 200, 202.  
 Isogone Variationen 49.

## J.

Junggren 159.

## K.

Kanalbreite 16.  
 Kapselräder 147.

Kelvinsche Wage 191.  
 Kondensation 159, 189, 209, 210, 213,  
 217, 221, 222.  
 Kontraktion 15, 16, 17.  
 Kraftübertragung Lauffen a. N.—Frank-  
 furt a. M. 112.  
 Kropf 23.  
 Kropfräder 23, 29.  
 Kuhn, G., Maschinenfabrik 168.  
 Kulisseneinlauf 29, 30, 33, 34.  
 Kutter 5.

**L.**

Lagerreibungskoeffizient 53, 57, 75, 95,  
 106.  
 Lagerreibungsverluste 52, 53, 74, 87, 98,  
 106.  
 de Laval, Dampfturbine 148, 161, 169,  
 184, 185, 186.  
 Lauffen a. N.—Frankfurt a. M., Kraft-  
 übertragung 112.  
 Laufrad der Dampfturbinen 150, 151,  
 152, 153, 155, 158, 159, 162, 173.  
 — — Wasserturbinen 35, 41.  
 Leerlauf der Axialturbinen 45.  
 — — Dampfturbinen 149, 152, 193,  
 197, 199, 200, 223.  
 — — Radialturbinen 45.  
 — — Transformatoren 140.  
 Lehmann, Bernh. 45.  
 Leistung der Dampfturbinen 184, 185,  
 193, 214, 217.  
 — — Kolbendampfmaschinen 147.  
 — — Wasserturbinen 75, 79, 84, 88,  
 92, 97, 101, 111.  
 — — —, Änderung mit dem Gefälle  
 116.  
 Leitapparat der Dampfturbine 150, 153,  
 155, 158, 159, 162, 173.  
 — — Wasserturbine 35, 41.  
 Leitschaufeln, drehbare 73.  
 Lesbros 15, 16.  
 Lindley, W. H. 188.  
 Luftreibung bei Wasserturbinen 53, 56,  
 75, 88.

**M.**

Mechanische Verluste bei Wassertur-  
 binen siehe unter Turbinen, Reibungs-  
 verluste.  
 Messungen an Dampfturbinen 181, 184,  
 185, 186, 187, 213, 216, 219, 221.  
 — — Wasserturbinen 51, 56, 73, 85,  
 96, 101, 104, 112.  
 Moment, hydraulisches 46, 50, 63.

Moment, zusätzliches 63.  
 Mühlgraben 20.  
 Müller, W. 52, 57.

**N.**

Niederdruckdampfturbine 169.  
 Nutzeffekt von Dampfturbinen siehe  
 unter Wirkungsgrad.  
 — — Wasserrädern siehe unter Wir-  
 kungsgrad.  
 — — Wasserturbinen siehe unter Wir-  
 kungsgrad.

**O.**

Oberflächengefälle 5.  
 Oberflächenschwimmer 10.

**P.**

Parsons, Dampfturbine 148, 168, 172,  
 187, 208.  
 Partielle Beaufschlagung 72.  
 Patentregulierschieber von Zodel 104.  
 Pegel 6, 20, 58.  
 Pfarr 61, 65.  
 Phasenverschiebung 187, 191, 200, 222.  
 Pitot-Darcysche Röhre 7, 10, 11.  
 Poncelet 15.  
 Ponceletrad 28.  
 Profilfläche 4.  
 Profilgeschwindigkeit 5, 6, 107.  
 Profillinie 4.  
 Profilquerschnitt 4, 76, 88, 99.

**Q.**

Querschnittsbestimmung eines Wasser-  
 laufes 4.

**R.**

Radialturbine 37, 73.  
 Rateau, Dampfturbine 148, 150.  
 Rauigkeit d. wasserberührten Fläche 5.  
 Rauigkeitskoeffizient 6.  
 Raumerfordernis d. Dampfturbinen 150.  
 Reaktionsdampfturbine 148.  
 Reaktionswasserturbine 36, 73.  
 Regulator, periodischer 67.  
 — von Schmitthener 70.  
 — — Voith 69, 114.  
 — — Zodel 104.  
 Regulierung von Dampfturbinen 149,  
 151, 157, 158, 160, 161, 166, 175, 184,  
 199, 202, 209, 213, 214, 222, 223.  
 —, direkt wirkende 60.

Regulierung, indirekt wirkende 60.  
 —, natürliche 63.  
 —, ringförmige Schieber- 72.  
 —, Rollschützen- 72.  
 —, vertikale Schieber- 73.  
 — von Wasserrädern 32.  
 — des Wasserstandes 72.  
 — von Wasserturbinen 60, 64, 72, 73, 93.  
 — des Wasserzufflusses 72, 93.  
 Reibungsarbeit der Vorgelegewelle, experimentelle Bestimmung 54.  
 Reibungsverluste bei Wasserturbinen siehe unter Turbinen.  
 Reichenbach 11.  
 Riedler-Stumpf, Dampfturbine 148, 152.  
 Rieter, J. J. & Co. 93.  
 Ringförmige Schieberregulierung 72.  
 Röhre, Pitot-Darcysche 7, 10, 11.  
 Rollschützenregulierung 72.  
 Ross, F. 168, 177.  
 Rühlmann 6, 22, 36.

**S.**

Sautter, Harlé & Co. 151.  
 Schaufelwinkel 41.  
 Schieberregulierung, ringförmige 72.  
 —, vertikale 73.  
 Schmiermaterial 149, 150, 165, 209, 213, 214, 219.  
 Schmitthenner 69, 70.  
 Schnurgerinne 28.  
 Schröter 8, 188.  
 Schütze 21.  
 Schützenöffnung 14.  
 Schwimmer 7, 10.  
 Schwimmerpegel 19, 20.  
 Sinell, E. 179.  
 Spaltverluste 148, 162.  
 Spannschütze 33.  
 Spannung, elektr. (Spannungsschwankung = Abfall bei induktiver und induktionsloser Belastung) 181, 183, 188, 190, 192, 197, 199, 200, 202, 204.  
 Speisewassermessung 188, 196.  
 Stabschwimmer 10.  
 Stellhemmung von Pfarr 65.  
 Stodola, A. 150, 216.  
 Stoßwirkung des Wassers 23, 28, 32, 35.  
 Strahlrad 155.  
 Stromstärke, elektrische 190, 192.  
 Stromstrich 10.  
 Stumpf, Dampfturbine 151.

**T.**

Teichmannsche Methode 7, 76, 88, 99.  
 Temperaturbestimmung der einzelnen Teile der Dynamo 201.  
 Tourenschwankungen bei Dampfmaschinen 168.  
 — Dampfturbinen 149, 166, 168, 175, 197, 199, 213, 216, 222.  
 Tourenzahl bei Dampfturbinen 148, 152, 165, 183, 184, 185, 190, 197, 199, 201, 204, 221.  
 — Wasserturbinen 49, 50, 58, 78.  
 Transformatoren, Leerlauf 140.  
 Turbinen, Wasser-, Allgemeines 22, 32, 35.  
 —, Aktions- 36.  
 —, Axial- 37.  
 —, Belastungsmoment 63.  
 —, Bremsleistung 45, 49, 50, 51, 52, 58, 75, 86, 95, 97, 101, 105, 111.  
 —, Bremsversuche 74, 84, 93, 97, 104, 114.  
 —, Drehmoment 46, 50.  
 —, Druck- 36.  
 —, Einteilung 35, 36.  
 —, Garantieziffern 73, 74, 85, 102, 105.  
 —, Laufrad 35, 41.  
 —, Leitapparat 35.  
 —, Messungen 51, 56, 73, 85, 96, 101, 104, 112.  
 —, normale Verwendung 49.  
 —, Nutzeffekt siehe unter Wirkungsgrad.  
 —, Radial- 37, 73.  
 —, Reaktions- 36, 73.  
 —, Regulierung s. unter Regulierung.  
 —, Reibungsverluste, Lager- 52, 53, 74, 87, 98, 106.  
 —, —, Luft- 53, 56, 75, 88.  
 —, — durch Zahndruck im Halslager usw. 53, 55, 75, 87, 98.  
 —, —, Zahn- 52, 54, 75, 87, 98.  
 —, Tourenzahl, 49, 50, 58, 78.  
 —, Überdruck- 36.  
 —, Vergleich mit Wasserrädern 32.  
 —, Verhalten bei variabler Belastung 45 u. f.  
 —, Verluste, Gefälls- 40.  
 —, —, hydraulische 40 u. f.  
 —, —, mechanische siehe unter Turbine, Reibungsverluste.  
 —, —, Spalt- 40, 44.  
 —, Versuchsbedingungen 59.  
 —, Verwendbarkeit 35, 36.

Turbinen, Winkelgeschwindigkeit 46.  
 —, Wirkungsweise 35, 36.  
 Turboalternator 178.  
 Turbodynamo 178.

## U.

Überdruckturbine 36.  
 Überfall 14, 16, 17, 102.  
 Überfallschützen 29, 33.  
 Überregulieren 65, 71.  
 Übersetzung d. Dampfturbine 148, 165.  
 Ufermaterialien 6.  
 Umfang, benetzter 4.  
 Umfangsgeschwindigkeit der Dampfturbinen 152, 162, 164, 172.  
 Unabhängige veränderliche Motoren 61.

## V.

Variationen, isogone 49.  
 Vergleich der Dampfturbinensysteme 147.  
 — zwischen Dampfturbinen u. Kolbendampfmaschinen 147, 175, 178, 179.  
 — der Geschwindigkeitsdiagramme 167, 168.  
 Verluste, Gefälls- 40.  
 —, hydraulische 40.  
 —, mechanische, siehe unter Turbinen, Reibungsverluste.  
 —, Spalt- 40, 44.  
 Versuchsbedingungen bei Wasserturbinenmessungen 59.  
 Vertikale Schieberregulierung 73.  
 Verwendbarkeit der Wasserräder, der Wasserturbinen und der Dampfturbinen 32, 33, 35, 36, 170, 178.  
 Voith, J. M. 73, 85, 101.  
 Voithscher Regulator 69, 114.  
 Vorzüge der Dampfturbinen 170, 178.

## W.

Wage, Kelvinsche 191.  
 Wagner 112.  
 Wasser, Druckwirkung 23.  
 —, Geschwindigkeitswirkung 23, 28, 35.  
 —, Gewichtswirkung 23, 29, 31, 35.  
 —, Stoßwirkung 23, 28, 32, 35.  
 Wassergeschwindigkeit, mittlere 5, 6, 9, 76, 77, 78, 88, 107.  
 Wasserkraft, absolute Leistung 26.  
 Wasserkraftanlage mit Arbeitsüberschuß 61.  
 — ohne Arbeitsüberschuß 61.  
 — vereinigt mit Dampfkraft 62.

Wassermenge 4, 14, 50, 58, 78, 84, 93.  
 Wassermessung 4, 51, 58, 76, 78, 88, 94, 98, 107.

Wasserräder, Allgemeines 20, 22.

—, Bremsung 34.  
 —, halbschlächtinge 23, 29.  
 —, horizontale 22.  
 —, Leistung von 34.  
 —, mittelschlächtinge 23, 29.  
 —, Nutzeffekt s. unter Wirkungsgrad.  
 —, ober Schlächtinge 23, 30, 31.  
 —, Poncelet- 28.  
 —, Regulierung 33.  
 —, rückenschlächtinge 23, 29, 30.  
 —, tiefschlächtinge 29.  
 —, Umdrehungszahl 32.  
 —, unterschlächtige 23, 28.  
 —, Vergleich mit Turbinen 32.  
 —, vertikale 22.  
 —, Zuppinger- 30.

Wasserstand 14.

—, Regulierung 72.

Wasserturbinen siehe unter Turbinen.

Wasserzufluß, Regulierung 72, 93.

Weber, H. F. 179, 188.

Wehr 20.

Weisbach, J. 16, 41.

Welle der de Laval-Dampfturbine 164, 175.

Westinghouse-Parsons, Dampfturbine 213.

Winkelgeschwindigkeit 46.

Wirkungsgrad der Dampfturbinen 152, 213.

—, Dynamo 119, 124.

— der gesamten Kraftübertragung Lauffen a. N.—Frankfurt a. M. 141, 146.

— der Transformatoren (A. E.-G. und Oerlikon) 125 u. f.

— — Wasserräder 34.

— — Wasserturbinen 45, 51, 73, 84, 87, 92, 96, 101, 103, 111.

Woltmannscher Flügel 7, 10, 12, 76, 77, 88, 98, 107.

## Z.

Zahndruck 53, 55, 75, 87, 98.

Zahnreibrarbeit 52, 54, 75, 87, 98.

Zapfenreibungskoeffizient 53, 75.

Zodells Patentsteuerung 104.

Zoelly, Dampfturbine 148, 154, 216, 219, 221.

Zuppingerad 30.

## Druckfehlerverzeichnis.

---

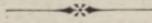
- S. 11, Zeile 18 lies: „ $v^u$ “ statt „ $c^u$ “.  
S. 14, Zeile 6 lies: „S. 6“ statt „S. 5“.  
S. 21, letzte Zeile lies: „3,14 m/sec“ statt „1,0 m/sec“.  
S. 22, Zeile 2 lies: „3,14<sup>2u</sup>“ statt „1<sup>2u</sup>“ und „133,33 PS“ statt „13,6 PS“.  
S. 27, Zeile 11 lies: „ohne großen Fehler“ statt „ohne Fehler“.  
S. 35, in Formel (9) lies: „ $-0,018 c_1^{2u}$ “ statt „ $= 0,018 c_1^{2u}$ “.  
S. 46, in Formel (12 b) lies: „ $v_4^u$ “ statt „ $v^u$ “.  
S. 50, in Formel (29) lies: „ $M^{3u}$ “ statt „ $N^{3u}$ “.  
S. 71, Zeile 29 lies: „Massenwirkung“ statt „Wasserwirkung“.  
S. 77, Zeile 22 u. 40 lies: „S. 13“ statt „S. 12“ und Zeile 27 lies: „S. 14“ statt „S. 13“.  
S. 79, Zeile 10 fehlt hinter der Zahl „56“ das Wort „gegeben“ und in Zeile 15 fehlt hinter dem Wort „aufgetragen“ das Wort „sind“.  
S. 88, Zeile 35 lies: „von der“ statt „und die“.  
S. 96, Zeile 17 von unten lies: „74 Proz.“ statt „52 Proz.“  
S. 105, Zeile 8 lies: „S. 97“ statt „S. 90“.  
S. 111, in der Tabelle lies: „ $N_r$ “ statt „ $N_g$ “.  
S. 126, Zeile 37 lies: „ $e_{1(m)}$ “ statt „ $e_{2(m)}$ “.  
S. 145, Zeile 6 lies: „nutzbare Effekt“ statt „Nutzeffekt“.  
S. 149, Zeile 14 lies: „Fig. 121 bis 127, S. 203 bis 210“ statt „S. 211 u. f. und Fig. 126, S. 210“.  
S. 184, sub Ib, Zeile 6 lies: „13,3“ statt „12,7“.  
S. 187, Zeile 4 lies: „4561 kg“ statt „4,561 kg“ und Zeile 18 lies: „670“ statt „67“.  
S. 196, Zeile 6 von unten lies: „0,60“ statt „0,69“.  
S. 200, Zeile 12 lies: „wachsend“ statt „wechselnd“.  
S. 203, Zeile 22 lies: „Fig. 121 bis 126“ statt „Fig. 122 und 126“.  
S. 206, Fig. 122 lies: „400 K. W.“ statt „500 K. W.“  
S. 209, Tabelle, IV. Rubrik lies: „Einlaßventil“ statt „Einlaßwinkel“.  
S. 212, Zeile 13 lies: „a“ statt „x“.  
S. 216, bei der Bemerkung unter dem Strich fehlt die Jahreszahl 1904.  
S. 222, Zeile 25 lies: „wie“ statt „von“.
-



# Auszüge aus einigen Urteilen der Fachpresse

über

## Dr. phil. E. W. Lehmann-Richter, Prüfungen in elektrischen Zentralen mit Dampfmaschinen- und Gasmotoren-Betrieb.



Es ist das Buch eines Praktikers, der aus seiner Praxis heraus der Allgemeinheit etwas mitteilt, eines Praktikers, der seinen Wirkungskreis und seine Ziele genau kennt und, den Fortschritten in seinem Fache folgend, aus der Literatur so viel entnimmt, wie er für seine Zwecke nötig hat. Das braucht nicht immer gerade das Neueste und Beste zu sein — das kann man nicht erwarten und nicht verlangen — aber es ist immer dem Zwecke entsprechend und führt zum Ziele. Es ist ein Spezialwerk, nicht spezialisiert nach einem Lehrgebiet, sondern nach dem Gebiete einer praktischen Tätigkeit, einem Erwerbsgebiet. Ein solches Buch muß immer besonderes Interesse erwecken, um so mehr, wenn es — wie das vorliegende — das einzige, also in seiner Fassung etwas wirklich Neues ist.

Die Schreib- und Darstellungsweise ist frisch und anregend, wie das ganze Buch einen flotten Eindruck macht. Der Verfasser wird sich wohl nicht lange mit Entwürfen für die Gliederung des Buches und mit Plänen darüber geplagt haben, was und wie viel er von theoretischen Betrachtungen bringen sollte. Er scheint kurzer Hand das gewählt zu haben, was er nach seinen besonderen Erfahrungen für wünschenswert hielt, Erklärungen gebracht zu haben über Dinge, die ihm aus irgend einem Grunde vielleicht von besonderem Interesse waren oder auch über solche, die ihm etwa besondere Schwierigkeiten zu bieten schienen.

Es ist ein verdienstvolles Buch, das der Verfasser geschrieben hat, und es gebührt ihm Dank dafür, daß er auf seinem Spezialgebiete ein Werk geschaffen hat, das niemand ohne Nutzen aus der Hand legen wird. **Elektrotechnische Zeitschrift 1904. Heft 39.**

Die technische Literatur der letzten Jahre hat mehrere Bücher aufzuweisen, die sich mit der Prüfung von elektrischen Maschinen und Apparaten beschäftigen. Nichtsdestoweniger füllt das vorliegende Werk eine empfindliche Lücke aus. Es gab bisher kein Werk, in dem die Theorie und Praxis der Prüfung von elektrischen Zentralanlagen und namentlich ihres mechanischen Teiles in ihrem Zusammenhange dargestellt wäre. Die für jeden projektierenden Ingenieur hochwichtigen Angaben über ausgeführte Abnahmeprüfungen sind in der Zeitschriftenliteratur selten, in den Büchern kaum überhaupt zu finden. Um so mehr zu begrüßen ist es, wenn ein angesehener Fachmann, der wohl in der Lage ist, alle Einzelheiten durch zahlreiche, meistens der eigenen Praxis entnommene Beispiele zu erläutern, es unternimmt, den wenig bearbeiteten Gegenstand zu behandeln.

In diesem Werke hat sich der Verfasser auf die Behandlung der Zentralen mit Dampf- und Gasbetrieb beschränkt. Die Prüfungen von Wasserrädern, Turbinen und Dampfturbinen sollen den Gegenstand eines Ergänzungsbandes bilden.

Das Buch bringt nahezu alles, was einem Ingenieur bei der Prüfung von mittleren und kleineren Zentralanlagen begegnet. Bei großen Zentralen kommen weitere, schwierigere Fragen, wie Parallelschaltung von Wechsel- und Drehstromerzeugern, Spannungsregulierung, Blitzschutz, Schaltbrettuntersuchungen usw. in Betracht. Vielleicht unternimmt es der Verfasser, in einem weiteren Bande auch diese wichtigen Fragen zu bearbeiten, damit sein Werk auch bei der Prüfung von großen Zentralen als Wegweiser dienen kann. Bei kleineren Anlagen erfüllt das Buch, da die Darstellung durchweg sehr übersichtlich und klar ist, seinen Zweck vollkommen. **Dingler's Polytechnisches Journal, 85. Jahrg. Heft 36.**

Da bisher noch kein Buch erschienen ist, welches Untersuchungen von Dampf- und Gasmotoren und elektrische Messungen in einem einzigen Bande behandelt hätte, so wird das Erscheinen dieses Werkes allen willkommen sein, welche sich als konsultierende Ingenieure mit Messungen befassen, oder auch, welche sich als Studierende an technischen Hochschulen in dieses Fach einführen wollen. Sehr anerkennenswert ist es, daß der Verfasser seine Abhandlungen mit so zahlreichen, vorzüglich gewählten Beispielen aus der Meßpraxis erläutert und zeigt, auf welche Weise wirklich gewissenhafte Messungen vorgenommen und die Resultate derselben in übersichtlicher Form zusammengestellt werden sollen. Der Verfasser stellt in seiner Vorrede eine Vervollständigung des Werkes durch das Erscheinen eines separaten Bandes, welcher die Messungen an hydraulischen Motoren behandeln wird, in Aussicht, was nur mit Freuden begrüßt werden kann.

**Zeitschr. d. österr. Ingenieur- u. Architekten-Vereines 1904. Nr. 34.**

In dem vorliegenden Werke erläutert der Verfasser das wesentlichste über Prüfungen in kleineren elektrischen Zentralen mit Dampf- und Gasbetrieb, wie solche bei Übernahme neuerrichteter Werke, bei Besitzwechsel, nach längerem Betriebe usw. erforderlich sind.

Zum Verständnis des inhaltreichen, aber kurzgefaßten Leitfadens genügen elementare Kenntnisse der Mathematik, der Physik (insbesondere des Magnetismus und der Elektrizität), der Maschinentechnik und der Elektrotechnik. Das Werk eignet sich besonders für junge, in der Praxis stehende Ingenieure sowie für Architekten und Besitzer von elektrischen Anlagen und Hausinstallationen und füllt eine längst empfundene Lücke in der technischen Literatur aus, da ein ähnliches Buch über diesen Gegenstand bisher nicht erschienen ist.

**Technisches Gemeindeblatt, VII. Jahrg. Nr. 12.**

Der Gedanke, ein Buch über jene Maßnahmen zu schreiben, welche bei der Abnahme von elektrischen Kraftzentralen zu beachten sind, ist sicherlich gut zu heißen. Der Verfasser erläutert die einzelnen Aufgaben, die bei der Prüfung von elektrischen Kraftzentralen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb zu beachten sind. Der Charakter des Buches ist durchweg ein sehr einfacher, da nur elementare Vorkenntnisse der Mathematik, Physik, Maschinen- und Elektrotechnik vorausgesetzt werden. Übrigens wurde jedes Kapitel mit theoretischen Erläuterungen versehen. Das Beste an dieser Arbeit sind jedenfalls die Beispiele, die der Verfasser für die Gesamtuntersuchungen von kleineren und größeren Zentralen, einschließlich der von ihnen gespeisten Leitungsnetze gibt. Dieser Teil des Buches wird wohl am meisten benutzt werden.

**Schweizerische elektrotechnische Zeitschrift 1904. Heft 11.**

Der vorliegende, kurz gefaßte Leitfaden kommt einem bereits dringend empfundenen Bedürfnis der Fachleute entgegen. Das interessante Werk wird sowohl für Studierende, Ingenieure, Techniker und Fabrikanten als auch für Architekten und Besitzer elektrischer Anlagen sowie sonstige Interessenten ein willkommener Führer sein.

**Elektrotechnischer Anzeiger, XXI. Jahrg. Nr. 50.**

Verfasser gibt in überaus klarer, nur die elementarsten Kenntnisse in Mathematik, Physik und Maschinentechnik voraussetzender Darstellung eine Zusammenstellung aller derjenigen Untersuchungen, welche bei kleineren elektrischen Zentralen zur Orientierung über richtige Anlage, fehlerfreies Funktionieren und Nutzeffekt erforderlich sind. Man findet dabei im Buche präzise und ausreichende Auskunft über die vorzunehmenden Messungen an den Dampfmaschinen und Gasmotoren, den Gleichstrom-, Ein- und Mehrphasenstrommaschinen, den Transformatoren, an den Akkumulatoren, den Leitungsnetzen und Elektrizitätszählern, sowie über die Vorschriften für die Installation. Den theoretischen Erörterungen der einzelnen Abschnitte sind stets vollständig durchgerechnete Beispiele von Prüfungen angefügt, welche an elektrischen Anlagen verschiedener Firmen ausgeführt wurden. Bei dieser überaus zweckmäßigen Anlage des Stoffes wird das Buch dem Studierenden der Elektrotechnik für seinen Eintritt in die Praxis, dem Ingenieur und dem Besitzer elektrischer Anlagen ein höchst willkommenes und bald unentbehrlicher Wegweiser für die vorzunehmenden Prüfungen sein.

**Hochschul-Nachrichten (1904). Heft 165.**

Das vorliegende Buch gibt eine gute Übersicht über alle Messungen und Prüfungen, die bei Abnahme einer Zentrale anzustellen sind, um ein sicheres Bild über Brauchbarkeit und Wirkungsgrad der Anlage zu haben. Da die Literatur auf diesem Gebiete bisher spärlich war, der Verfasser es zudem verstanden hat, durch Einfügung zahlreicher, tatsächlich aufgenommenen Abnahmeprotokolle, das Vorgetragene praktisch zu erläutern, kann das Buch allen, die sich über den einschlägigen Stoff im allgemeinen informieren wollen, empfohlen werden.

**Beiblätter zu den Annalen der Physik 1905. Nr. 2.**

Der Verfasser hat es — wie er im Vorwort schreibt — auf Wunsch Studierender und Fachgenossen unternommen, im vorliegenden Werke das Wesentlichste über Prüfungen in kleineren elektrischen Zentralen mit Dampf- und Gasbetrieb zu erläutern.

Das ganze Buch ist sehr anregend geschrieben und bietet in seiner Fassung etwas wirklich Neues. Jedem Kapitel sind vollständig durchgerechnete Beispiele angefügt, die dem Studierenden, für den vorzugsweise wohl das Buch bestimmt ist, von großem Nutzen sein werden.

Das Buch ist unbedingt ein verdienstvolles Werk, und es muß dem Verfasser dafür gedankt werden, daß derselbe aus seiner Praxis der Allgemeinheit etwas mitteilt. Es muß zum Studium daher angelegentlichst empfohlen werden.

**Technische Literatur. Januar 1905.**

Das Buch ist durch die Vielseitigkeit seines Inhalts und durch seine kurze brauchbare Form für den Theoretiker und Praktiker gleich empfehlenswert.

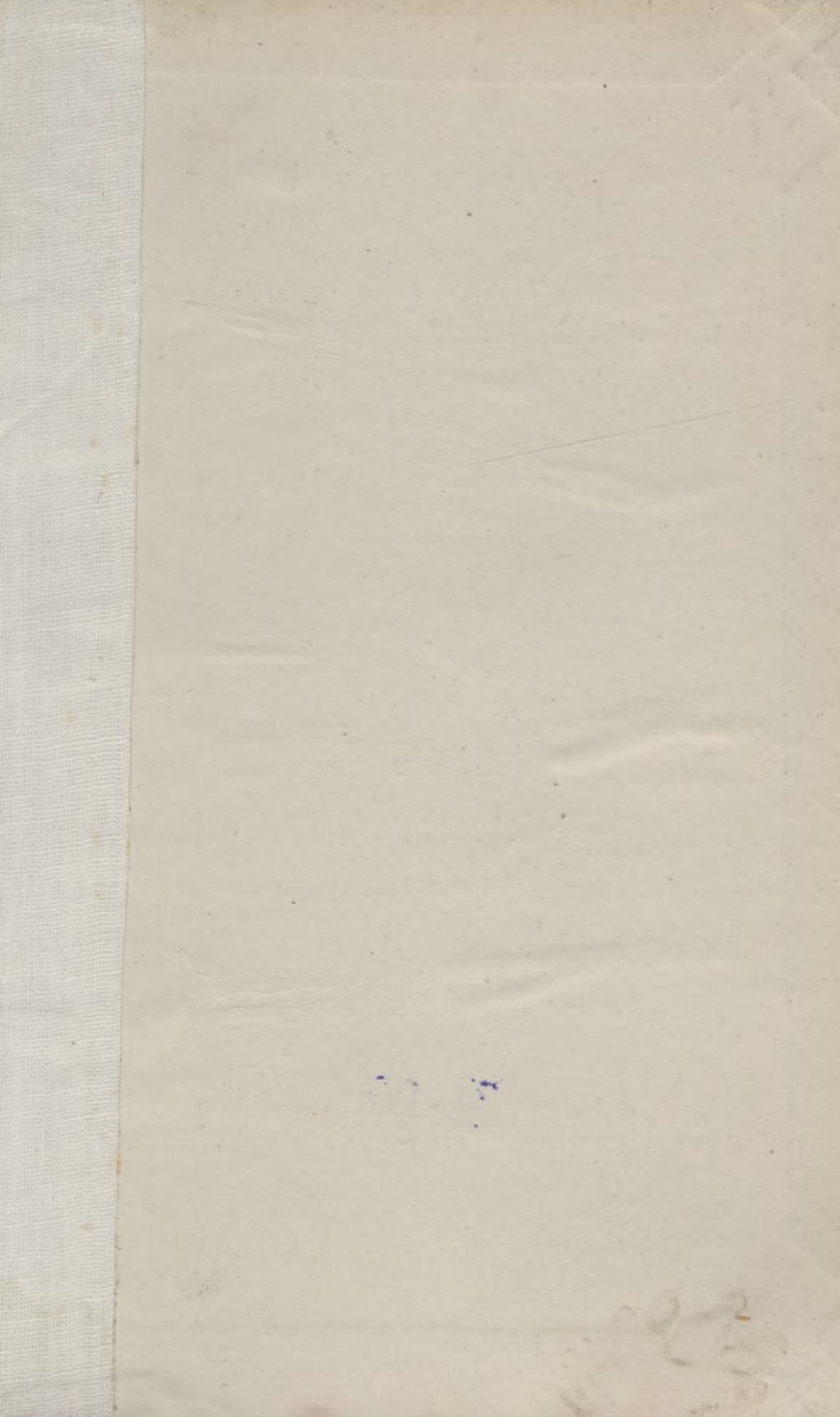
**Deutsche Techniker-Zeitung, 22. Jahrg. Nr. 32.**



40.00

S-96

S. 61



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-351657

Druk. U. J. Zam. 356. 10,000.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000294814