

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

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 Folgeerscheinungen der oben genannten wesentlichen Eigenschaften ¹⁾ ableiten.

¹⁾ 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 β (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 Laufradumfangs 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.

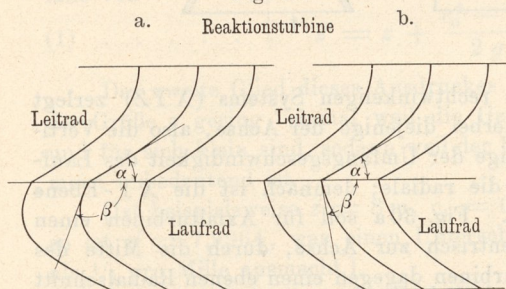
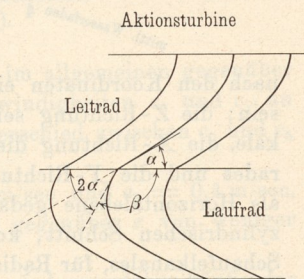


Fig. 29.



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.

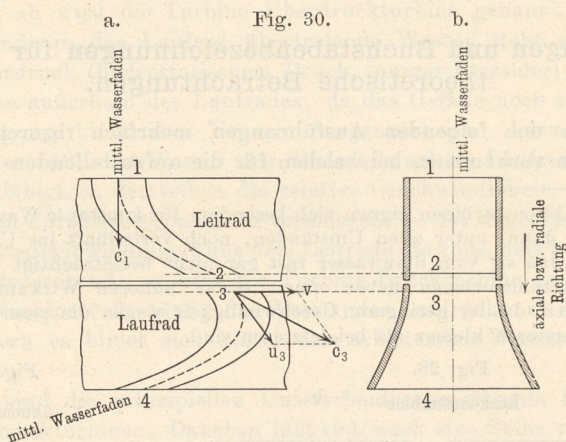
2. Bei partieller Beaufschlagung sind nur Druckturbinen zu empfehlen.

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 ¹⁾; 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.

¹⁾ 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 beigesetzt, 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 Kanals 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

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

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 Gefälles z' und des pro Sekunde zufließenden Wassers V cm drückt sich die verfügbare Leistung in Pferdestärken aus als

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

¹⁾ 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.

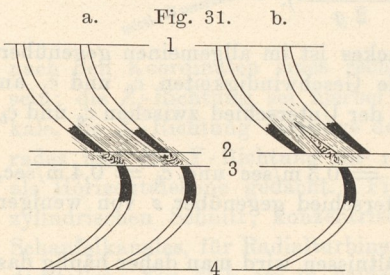
Dieselben sollen nachstehend in ihren Ursachen des näheren besprochen werden. Es ist naturgemäß bei Messung der Verluste bzw. des Wirkungsgrades einer Turbine im allgemeinen unmöglich, aber auch nicht erforderlich, die Einzelverluste zu ermitteln. In der Rechnung pflegt man den Einfluß der hydraulischen 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

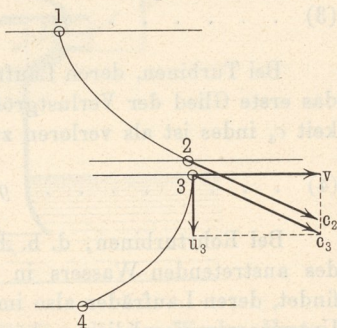
daher unter den Schaufeln eine Wirbelbewegung des Wassers ein (s. Fig. 31 a). Die vorüberbewegten Laufradschaufeln dagegen wirken auf Querschnittsverengung und hemmen den austretenden Strahl, es erfolgt ein Stoß gegen die Stirnfläche der Laufradschaufeln (s. Fig. 31 b). Diese beiden Vorgänge sind mit 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.

Fig. 32.



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 ¹⁾.

¹⁾ 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

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

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

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

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:

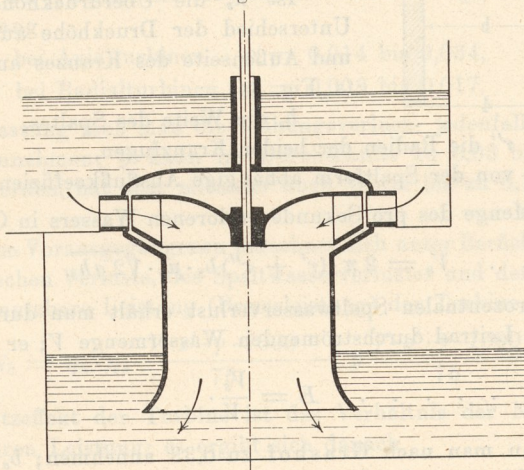
$$\eta_h = \frac{(z' - gv_a - gv_b - gv_c) V \cdot \gamma \cdot 1000}{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}$$

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 Konstruktionsverhältnissen¹⁾ 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:

$$\text{bei Druckturbinen} \quad \begin{cases} gv_a = 0,100 \cdot z', \\ gv_b = 0,040 \cdot z', \\ gv_c = 0,040 \cdot z', \end{cases}$$

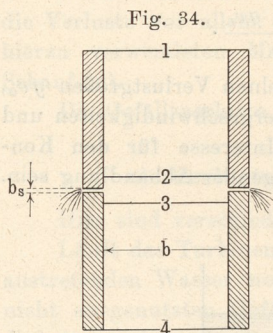
$$\text{bei Überdruckturbinen} \quad \begin{cases} gv_a = 0,065 \cdot z', \\ gv_b = 0,075 \cdot z', \\ gv_c = 0,040 \cdot z'. \end{cases}$$

¹⁾ 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 η_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.



Es leuchtet ohne weiteres ein, daß die Menge des Verlustwassers ¹⁾ 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,

μ_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 Spaltwasserverlust erhält man durch Vergleich mit der das Leitrad durchströmenden Wassermenge V ; er beträgt

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

μ_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.

¹⁾ 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

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

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 $q = 0,014$ bis $0,034$,

bei Radialturbinen $q = 0,008$ bis $0,017$.

Für Belastung muß man die Reibungsverluste jedenfalls beträchtlich höher annehmen; q 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:

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

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

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

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,

ω 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

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

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

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

[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:

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

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

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

oder

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

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

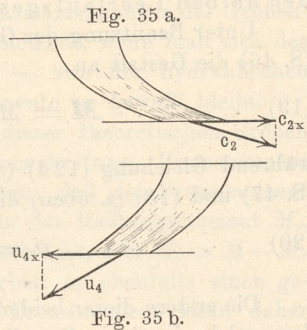
Gleichung (11) (s. oben) nimmt danach die Form an:

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

¹⁾ 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 ¹⁾ (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 ω 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, ω_1, M_1 ;

für Leerlauf ω_2, n_2 .

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

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

und

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

Diese beiden Gleichungen lassen sich vereinigen zu einer neuen Gleichung:

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

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 ω die Forderung

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

¹⁾ Siehe „Brauer, Turbinentheorie“, Kap. VII.

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

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

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:

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

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

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

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

Fig. 36.

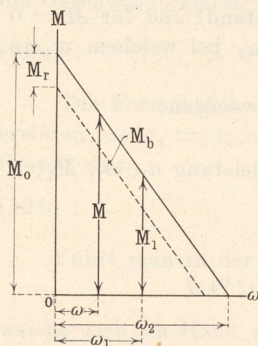


Fig. 37.

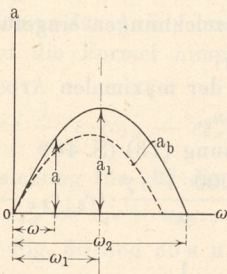
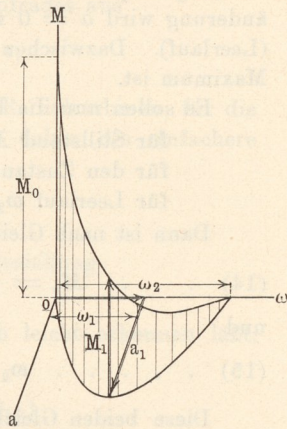


Fig. 38.



Die zweite Gleichung (20) stellt eine Parabel dar, welche in ein Koordinatensystem aus ω und a durch den Nullpunkt des Systems und auf der Abszisse ω 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

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

mißt (s. Fig. 37).

Zusammen stellen die Gleichungen (19) und (20) (s. oben) eine Raumkurve in einem Koordinatensystem aus ω , 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 (ω, a) als Grundkurve — mit einer Ebene — parallel zur a -Achse durch die Gerade (M, ω) 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 (ωM) -Projektion], die Bremsarbeit durch eine parabelartige Kurve [punktierte Kurve in der (ωa) -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.

Brauer¹⁾ 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.

¹⁾ 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 ideelle Geschwindigkeit c_i nach der Beziehung

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

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

Für einen beliebigen Querschnitt F des Laufrades ist die Wassermenge

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

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

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

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:

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

Daher:

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

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:

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

ausgedrückt werden; d. h. durch

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

Für das hydraulische Moment M gilt

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

oder

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

Diese Formeln lassen sich in die Gleichung

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

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 angewandt¹⁾. 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

¹⁾ 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 ¹⁾ 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 untunlich. 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 ;

¹⁾ 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 Bremsscheibe 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 „ μ “. — 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:

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

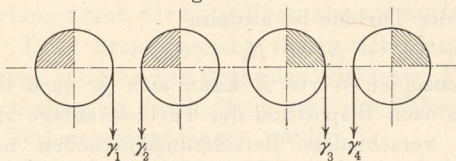
Der Zapfenreibungskoeffizient ist variabel, je nach der Beschaffenheit der Lager. Er kann z. B. für Ringschmierlager mit beweglichen Schalen zu etwa $\frac{1}{40}$ angenommen werden.

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 ¹⁾ bestimmt werden. Man schlingt bei ausgehobenem Turbinenkammrad 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

Fig. 39.



gleichförmig weiter dreht. 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 γ_4 die verschieden ermittelten Gewichtswerte. Der Mittelwert sei γ . Ist ferner h der Halbmesser der Scheibe, so ist das Moment der Reibungskräfte $\gamma \cdot h$ und die Reibungsarbeit

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

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

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

worin μ_1 den Reibungskoeffizienten (im Mittel = 0,16 für gußeiserne Räder) und x einen Koeffizienten bedeutet, der die Dimension der Räder berücksichtigt ²⁾. 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:

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

¹⁾ Siehe auch Pfarr, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1892, S. 798.

²⁾ x hat für Kegelhäder den Wert:

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

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, ε den

Eine einfache Überlegung lehrt, daß sich die Kräfte R und T zu-
einander 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 Zahn-
rades 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 Tur-
binenhalslager 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.

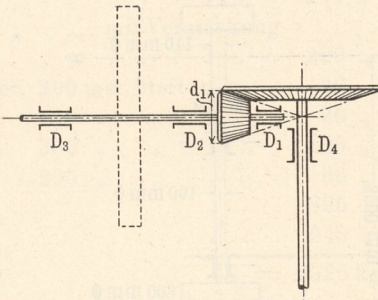
Evoluten-Verzahnung.

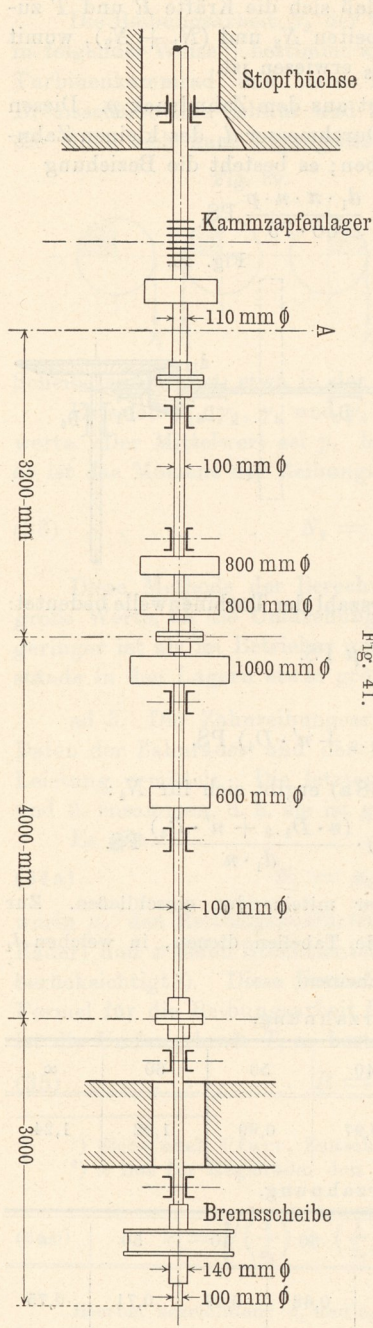
z	20	25	30	40	50	60	∞
$\frac{l}{t}$	0,84	0,90	0,92	0,97	0,99	1,02	1,24

Cykloiden-Verzahnung.

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

Fig. 40.





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 Bremscheibe 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 Bremscheibe und Zubehör, P die Wagschalenbelastung des Bremshebels, D der Zapfendurchmesser der Lager in Meter, μ der Lagerreibungs-

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

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

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

$$N_r = \frac{(2526 + P) \cdot 0,100 \cdot \pi \cdot n \cdot 0,075}{60 \cdot 75} = (2526 + P) n \cdot 0,000\,005\,24 \text{ PS.}$$

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

$$N_r = 2540 \cdot 180 \cdot 0,000\,005\,24 = 2,4 \text{ PS.}$$

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

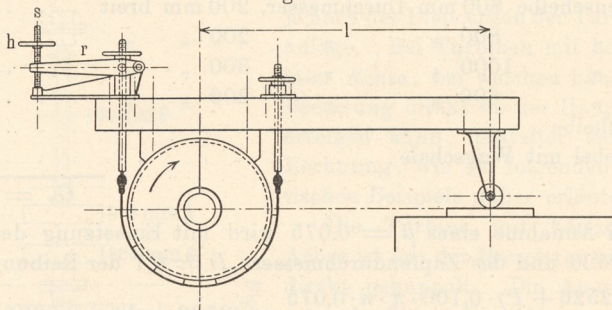
Die äußere Gegenkraft am Bremshebel wird häufig dadurch erzeugt, daß sich der Bremshebel auf eine Dezimalwage stützt, welche nach Erfordernis belastet wird. Eine derartige Einrichtung ist durch Fig. 42, S. 58 dargestellt.

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 Reguliertvorrichtung 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 Bremshebels 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 Auszuge¹⁾ eine Zusammenstellung solcher Versuchsbedingungen für eine seinerzeit ausgeführte Turbinenanlage:

¹⁾ 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. Pfarr¹⁾ 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

¹⁾ 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 möglichster 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 ω 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

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

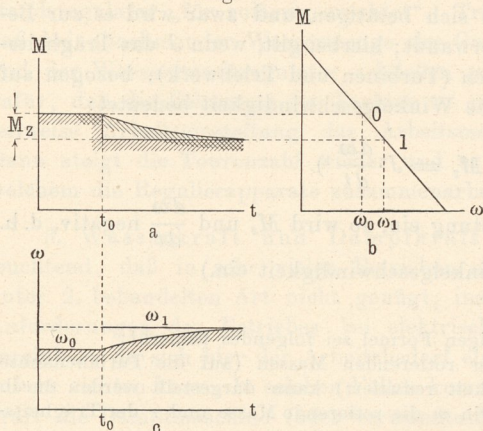
Entsprechend der zunehmenden Geschwindigkeit nimmt das Moment M ab, wie aus Fig. 36 (S. 48) und Fig. 43b hervorgeht, somit auch das überschüssige Moment M_z .

ω 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 ω dar (s. Fig. 43a, 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, ω) weist zwar eine Haupteigenschaft der Geschwindigkeitsregulierung auf, nämlich die, daß M als Funktion von ω 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.

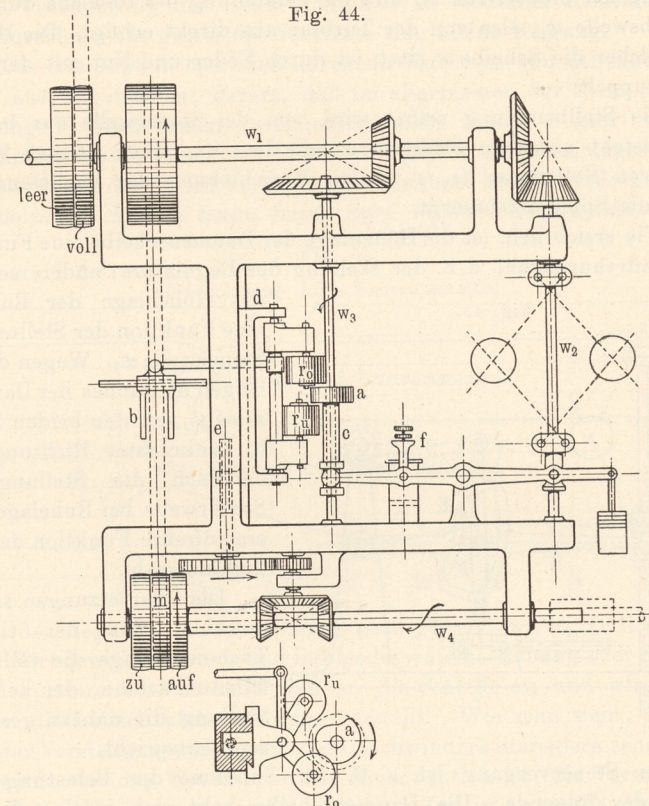
Es ist somit Aufgabe der künstlichen Regulierung, den Verlauf der Kurve (M, ω) so zu gestalten, daß in weiten Grenzen von M die Geschwindigkeit sich nur wenig ändert. In bezug auf den Verlauf der Kurven (ω, t) und (M, t) ist die natürliche Regulierung so vollkommen, wie es durch die künstliche Regulierung 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 Haupterfordernis, 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.

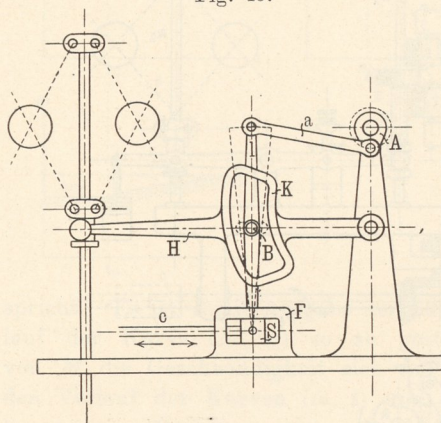
Von der Welle w_1 aus werden sämtliche Teile des Regulierapparates in Gang gesetzt: der Geschwindigkeitsregler mit der Welle w_2 , die rotierende Daumenscheibe a auf der Welle w_3 und die nach dem Turbinenrade führende Steuerwelle w_4 . Das Öffnen und Schließen der Leitradzellen wird mittels eines Riemenwendegetriebes 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,

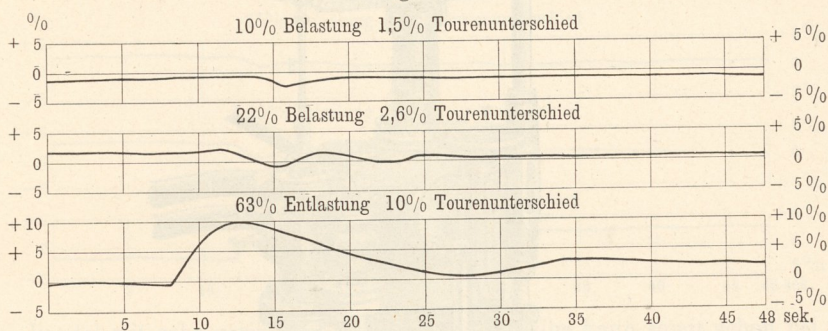
z. B. durch Verwendung von Druckwasser an Stelle des Riemenwendegetriebes (s. hierzu „Brauer, Turbinentheorie“). Ebenda findet sich auch ein Beispiel für periodische Einwirkung des Regulators.

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

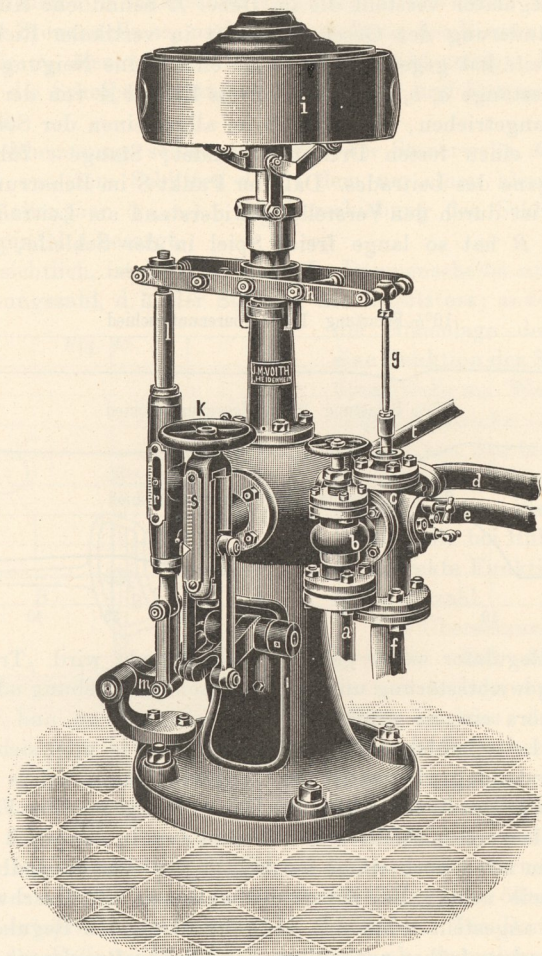
Fig. 46.



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

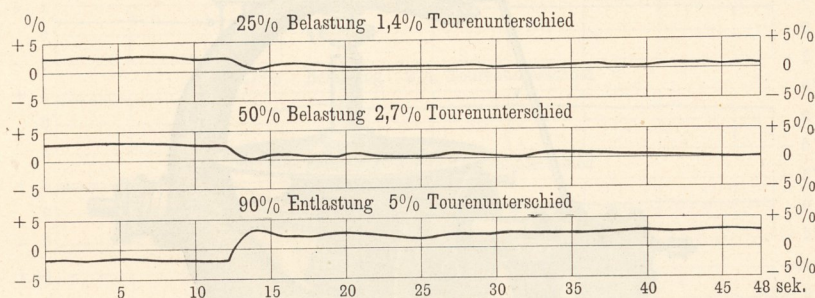
Fig. 47.



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 250pferdigen Zwillings-turbine 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-

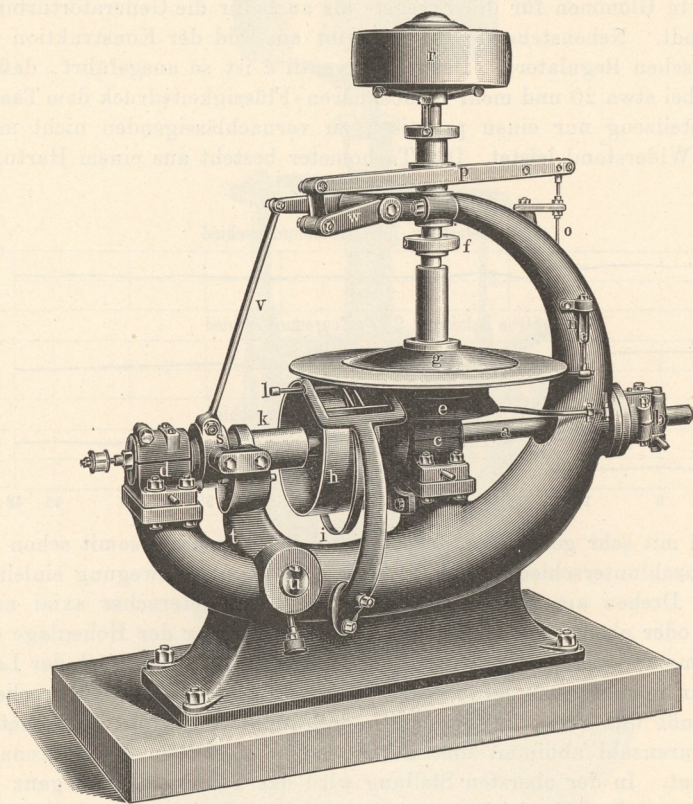
Fig. 48.



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 Obergeringenieur Schmitthenner 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

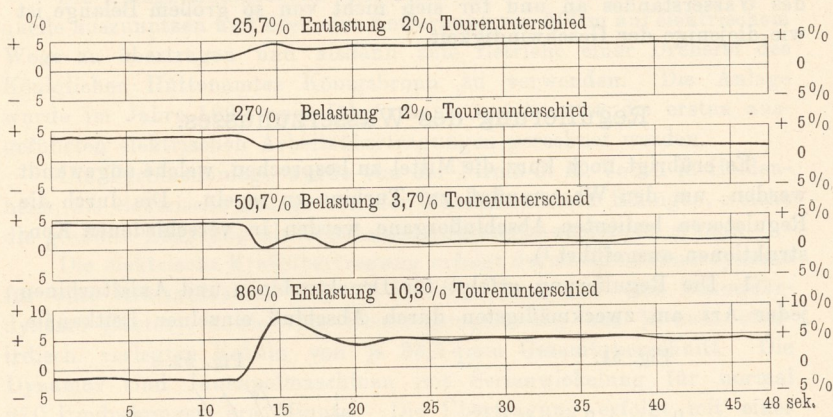
Fig. 49.



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 *e* 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 Wasserzuflusses.

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 ¹⁾.

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

Fig. 51.

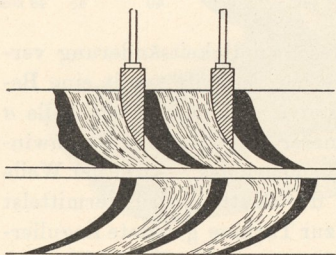
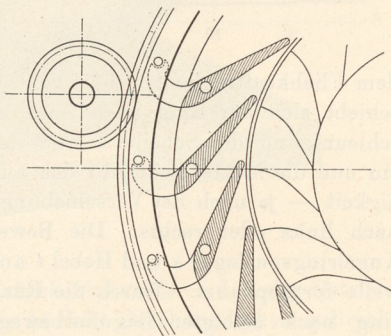


Fig. 52.



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.

¹⁾ Ausführliches hierüber findet sich in „Henne, Wasserräder und Turbinen“.

2. Die Verringerung des Wasserzuflusses 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 Königsbrunn ¹⁾.

Die Anlage Königsbrunn 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 Königsbrunn 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 Wasserzuflusses 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 Drehereitranmission	$75 \times 0,95 \times 0,77 \times 0,95 = \text{rd. } 51,5$ „

¹⁾ 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 (34a), 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 (38b), 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 μ 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:

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

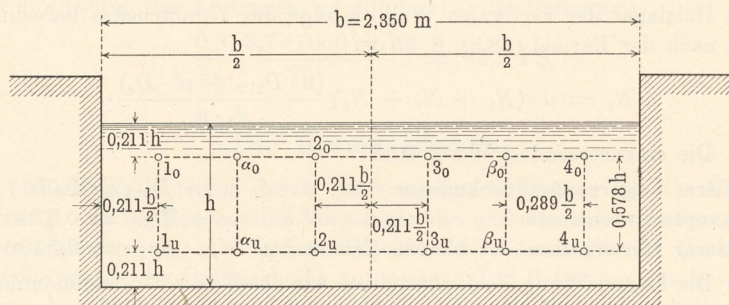
worin N_1 jeweils die gebremste Leistung und N_2 eine nur von der

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 Woltmann'schen 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 Profilverpunkte die Sekundennummer, 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 α_o , α_u , β_o und β_u bezeichneten Profilverpunkten 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 Meßprofil 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.

Leitschaufelöffnung 50 mm.

Zeit: 5 Uhr 26 Min. bis 6 Uhr.

Profilpunkte	1 _o	1 _u	2 _o	2 _u	3 _o	3 _u	4 _o	4 _u
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 η 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:

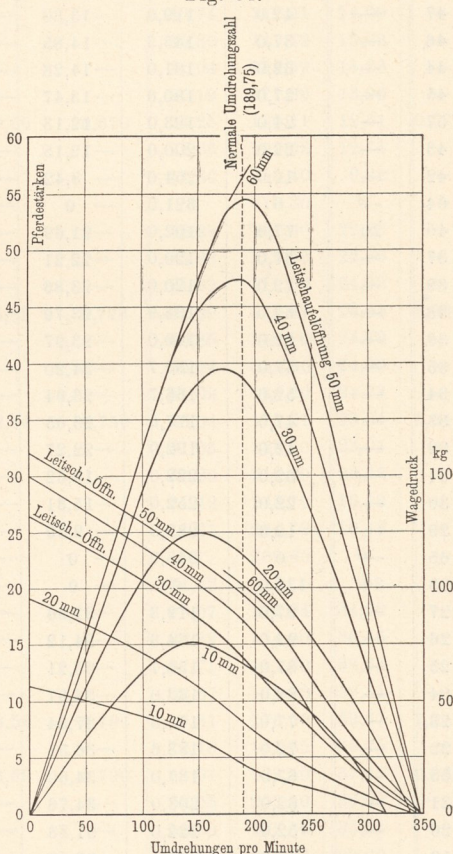
$$N_e^2 : z^3 : G^3 : V^6 : n^6 = \text{Const} \text{ [s. Formel (29), S. 50].}$$

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

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 $l = 1,978 \text{ m}$.

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

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

Versuch Nr.	Leitschaufel- öffnung in mm	Versuchs-							ergebnisse							umgerechnet auf $z = 3,7\text{ m}$			
		Wagedruck G in kg	Vorgelege- Min.- Um- drehung n	N_1	N_2	$N_1 + N_2$	N_e	Gefälle in m	Wasser- messung Nr.	$v(\text{mittel})$ im Oberkanal in m/sec	Wasser- querschnitt in qm	Wasser- menge Q in cbm	Pferde- stärken der Wasserkraft N_a	Nutzeffekt η	G kg	Min.- Um- drehung n	N_e	V cbm	
41	10	59,0	0	0	0	0	0	3,800	—	—	—	—	—	—	57,40	0	0	—	
47	—	42,0	119,0	13,80	0,39	14,19	14,76	3,810	—	—	—	—	—	—	40,74	117,21	14,09	—	
46	—	37,0	145,3	14,85	0,47	15,32	15,93	3,810	—	—	—	—	—	—	35,89	143,12	15,22	—	
44	—	32,0	161,0	14,23	0,52	14,75	15,34	3,810	—	—	—	—	—	—	31,04	158,59	14,66	—	
45	—	27,0	180,6	13,47	0,59	14,06	14,62	3,810	—	—	—	—	—	—	26,19	177,90	13,96	—	
57	—	24,0	183,0	12,13	0,60	12,73	13,23	3,820	XIII	0,147	2,611	0,384	19,60	0,670	23,25	180,11	12,61	0,378	
43	—	22,0	200,0	12,15	0,65	12,80	13,31	3,810	—	—	—	—	—	—	21,36	197,08	12,74	—	
42	—	12,0	254,0	8,42	0,83	9,25	9,62	3,810	—	—	—	—	—	—	11,66	250,40	9,22	—	
64	—	0	321,0	0	0	0	0	3,850	—	—	—	—	—	—	0	315,30	0	—	
40	20	77,0	102,0	21,69	0,33	22,02	22,91	3,730	—	—	—	—	—	—	76,28	101,60	22,63	—	
37	—	67,0	120,0	22,21	0,39	22,60	23,50	3,760	—	—	—	—	—	—	65,93	119,00	22,96	—	
39	—	72,0	120,0	23,86	0,39	24,25	25,22	3,730	—	—	—	—	—	—	71,32	119,50	24,92	—	
38	—	62,0	138,9	23,79	0,45	24,24	25,20	3,750	IX	0,278	2,505	0,696	34,85	0,724	61,09	137,87	24,65	0,691	
36	—	62,0	140,0	23,97	0,45	24,43	25,40	3,770	—	—	—	—	—	—	60,85	138,70	24,72	—	
35	—	57,0	153,7	24,20	0,50	24,70	25,69	3,770	—	—	—	—	—	—	55,94	152,30	24,99	—	
34	—	52,0	166,7	23,94	0,54	24,48	25,46	3,770	—	—	—	—	—	—	51,03	165,20	24,78	—	
33	—	47,0	177,6	23,05	0,58	23,63	24,58	3,770	VIII	0,255	2,540	0,648	32,60	0,750	46,04	175,77	23,84	0,641	
32	—	42,0	192,0	22,27	0,62	22,90	23,81	3,790	—	—	—	—	—	—	41,05	189,80	23,01	—	
31	—	32,0	222,0	19,62	0,72	20,34	21,16	3,790	—	—	—	—	—	—	31,22	219,20	20,38	—	
30	—	22,0	252,0	15,31	0,82	16,13	16,78	3,800	—	—	—	—	—	—	21,42	248,70	16,12	—	
29	—	12,0	289,0	9,59	0,94	10,53	10,95	3,810	—	—	—	—	—	—	11,65	284,78	10,48	—	
65	—	0	345,0	0	0	0	0	3,810	—	—	—	—	—	—	0	339,60	0	—	
28	30	130,0	0	0	0	0	0	3,660	—	—	—	—	—	—	131,43	0	0	—	
27	—	97,0	119,3	31,96	0,39	32,35	33,64	3,660	—	—	—	—	—	—	98,07	119,94	34,20	—	
26	—	92,0	134,3	34,12	0,44	34,56	35,94	3,670	—	—	—	—	—	—	92,88	134,90	36,46	—	
25	—	87,0	150,7	36,21	0,49	36,70	38,17	3,670	—	—	—	—	—	—	87,71	151,30	38,63	—	
24	—	82,0	163,0	36,91	0,53	37,44	38,94	3,670	—	—	—	—	—	—	82,67	163,70	39,41	—	
23	—	77,0	175,6	37,34	0,57	37,91	39,43	3,680	VII	0,427	2,364	1,009	49,58	0,796	77,31	176,00	39,67	1,011	
22	—	72,0	183,6	36,51	0,60	37,11	38,59	3,690	—	—	—	—	—	—	72,19	183,85	38,75	—	
55	—	67,0	187,0	34,60	0,61	35,21	36,62	3,640	XI	0,427	2,247	0,959	46,50	0,790	68,01	188,40	37,45	0,966	
21	—	62,0	203,0	34,76	0,66	35,42	36,84	3,690	—	—	—	—	—	—	62,05	203,10	36,88	—	
20	—	52,0	222,0	31,88	0,72	32,60	33,91	3,700	—	—	—	—	—	—	52,00	222,00	33,91	—	
19	—	42,0	243,3	28,22	0,79	29,01	30,17	3,710	—	—	—	—	—	—	41,84	242,80	30,00	—	
18	—	32,0	258,0	22,80	0,84	23,64	24,58	3,720	—	—	—	—	—	—	31,83	257,20	24,37	—	
66	—	0	345,0	0	0	0	0	3,790	—	—	—	—	—	—	0	341,00	0	—	

II.

weiten und Umdrehungszahlen geordnet.

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

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

Tabelle

Versuchs- und Rechnungsergebnisse nach Schaufel-

$$\text{Bremshebellänge } l = 1,978 \text{ m.} \quad N_1 = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n = \frac{G \cdot n}{362,08} \cdot n$$

[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 $z = 3,7 \text{ m}$			
Wasser- messung Nr.	$v(\text{mittel})$ im Oberkanal in m/sec	Wasser- querschnitt in qm	Wasser- menge Q in cbm	Pferde- stärken der Wasserkraft N_a	Nutzeffekt η		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.

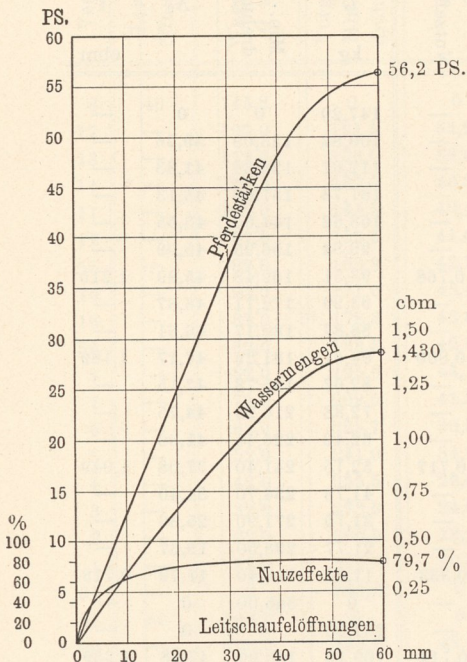
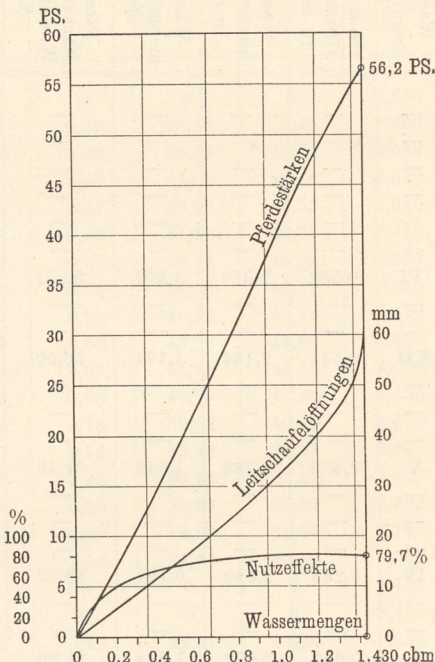


Fig. 56.



(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.

Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Maschinenfabrik von J. M. Voith in Heidenheim¹⁾.

Die vorliegende Anlage, bestehend aus zwei Francis-Turbinen, dient zum Betriebe elektrischer Stromerzeuger. Die senkrecht stehenden Turbinenwellen übertragen ihre Arbeit mittels konischer Räder auf horizontale Vorgelegewellen und diese mittels Riemen auf die Dynamos. Zur Zeit der hier zu besprechenden Bremsung war erst eine Turbine zur Aufstellung gekommen.

Die Turbine ist gebaut für:

- ein Nutzgefälle von $z' = 2$ m,
- eine sekundliche Wassermenge von $V = 5,2$ cbm,
- eine minütliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle von $n' = 35,5$,
- eine Nutzleistung von 109 PS.

Die konischen Räder übersetzen die Geschwindigkeit im Verhältnis 1:4 ins Schnelle. Die Konstruktionsdaten derselben sind:

Mittlerer Teilkreisdurchmesser: $d_1 = 0,627$ m,

" " $d_2 = 2,508$ m,

Zähnezahlen: $z_1 = 36$, $z_2 = 144$,

Teilung: $t = 61$ mm,

Zahnbreite: 200 mm.

Auf der Vorgelegewelle sitzt ein Schwungrad (zugleich Riemen-scheibe) von 3400 mm Durchmesser und 2640 kg Gewicht.

Die Anordnung von Turbine und Vorgelege entspricht bezüglich der Lagerung der Skizze Fig. 40, S. 55. Das Schwungrad sitzt zwischen den Lagern (D_2) und (D_3). Die Lagerung der Turbinenwelle geschieht durch einen Spurzapfen (Oberwasserzapfen) und ein Halslager (D_4).

Die Garantien bezüglich Nutzeffekt lauteten:

Für die an der Turbinenwelle abgegebenen Pferdestärken ein Nutzeffekt

- von 79 Proz bei voller Beaufschlagung,
- von 80 Proz bei dreiviertel Beaufschlagung,
- von 76 Proz bei halber Beaufschlagung.

Die Versuche hatten sich demnach auf Bestimmung der Nutzleistung und des Nutzeffektes für verschiedene Beaufschlagungen zu erstrecken.

Versuchsanordnung.

Zur Bestimmung der effektiven Leistung der Turbine wurden Bremsungen an der Vorgelegewelle vorgenommen. Um von der gebremsten Leistung N_1 auf die Effektivleistung N_e der Turbine zu schließen, mußten demnach die Verluste N_2 , N_3 , N_4 und N_5 durch

¹⁾ Vgl. hierzu Aufsatz von C. Schmitthenner in Dingl. polytechn. Journ. 1899, Heft 1 u. 2.

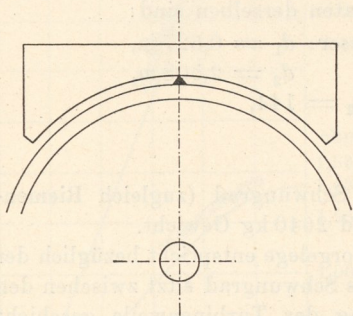
Lager-, Zahn- und Luftreibungsarbeit ermittelt und zu der gebremsten Leistung addiert werden (vgl. S. 52 u. f.).

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

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

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

Fig. 57.



mittlung der letzteren Größe sei noch folgendes bemerkt. Der Bremsbalken wurde über der Welle etwas angehoben und mittels eines Dreikanteisens senkrecht über dem Wellenmittel 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 Wage bestimmt werden.

Die Bremscheibe wurde durch Wasser gekühlt; dasselbe floß aus einem höher stehenden Fasse durch einen Schlauch in den Einführungs-trichter 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 Pferdekkräfte, 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 μ_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:

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

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 Woltmannschen¹⁾ 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 Kanals 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

$$2,038 - h_m$$

¹⁾ 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 zuflöß, 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	Ablesung der Sekunden für 50 bis 250 Flügel-umdrehungen	Flügel-umdrehungen pro Sekunde	Profilpunkt	Ablesung der Sekunden für 50 bis 250 Flügel-umdrehungen	Flügel-umdrehungen pro Sekunde	Profilpunkt	Ablesung der Sekunden für 50 bis 250 Flügel-umdrehungen	Flügel-umdrehungen pro Sekunde
1 oben	— 68,0 129,0 201,0 —	0,747	1 oben	38,0 80,0 119,0 169,0 205,0	1,224	1 oben	26,5 53,0 81,0 110,0 135,5	1,845
1 unten	— 47,0 96,5 147,5 —	1,030	1 unten	22,0 43,0 65,5 86,0 107,4	2,330	1 unten	14,5 29,0 43,0 56,5 72,0	3,470
2 unten	— 33,0 68,0 101,0 —	1,485	2 unten	18,0 36,0 54,0 71,5 89,0	2,810	2 unten	13,5 26,5 40,0 54,0 66,5	3,760
2 oben	— 51,7 110,0 173,5 —	0,865	2 oben	21,5 42,0 63,0 83,0 106,0	2,360	2 oben	14,5 29,0 44,5 62,0 78,0	3,210
3 oben	— 35,5 71,0 106,5 —	1,410	3 oben	16,0 31,5 48,0 63,5 80,0	3,125	3 oben	12,0 24,5 37,0 49,5 62,8	3,980
3 unten	— 28,5 56,0 83,5 —	1,800	3 unten	15,5 30,5 45,5 61,0 76,2	3,280	3 unten	11,5 22,5 34,0 45,0 56,6	4,420
4 unten	— 25,0 51,0 75,5 —	1,990	4 unten	14,5 29,0 44,5 58,5 74,0	3,380	4 unten	10,5 21,0 31,5 42,0 52,5	4,770
4 oben	— 24,5 49,0 74,0 —	2,030	4 oben	14,5 29,5 44,0 59,0 74,5	3,360	4 oben	11,0 21,5 33,0 44,0 55,0	4,550

Tabelle II.

Versuch u. Wasser- messung Nr.	Zeitdauer des Versuches	Leitschäufel- öffnung in mm	Wagedruck in kg	Minutliche Umdrehungen des Vorgelege	N_1 (Bremsleistung)	N_e	H_o m	H_u m	Gefälle $z = 1,224 - H_o + H_u$	Mittl. Wassertiefe $2,038 - h_m$	Mittlere Wasser- geschwindigkeit im Mebguerschnitt in m	Wassermenge V in cbm	Absolute Pferde- stärken $V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000$	$N_a = \frac{75}{\dots}$	Nutzeffekt der Turbine	Gesamtnutzeffekt der Anlage	Beaufschlagung
I	22	25	60	132			0,355	0,855				1,956	44,4	79,5	73,4		
				129			0,342	0,843									
				130			0,350	0,835									
				127			0,362	0,800									
				128			0,350	0,830									
				127			0,345	0,820									
				128			0,356	0,815									
				—			0,332	0,840									
im Mittel				128,7	32,6	35,3	0,349	0,8297	1,704	1,688	0,3508	1,956	44,4	79,5	73,4	0,38	
II	25	50	110	134			0,390	0,780									
				136			0,365	0,750									
				132			0,380	0,755									
				134			0,380	0,755									
				133			0,385	0,772									
				133			0,390	0,815									
				—			0,410	0,824									
				—			0,430	0,830									
				—			0,440	0,836									
im Mittel				133,7	62,1	65,4	0,3966	0,7908	1,618	1,641	0,6478	3,510	75,7	86,0	82,0	0,72	
III	19	80	140	124			0,395	0,607									
				119			0,382	0,604									
				120			0,405	0,605									
				121			0,397	0,600									
				118			0,385	0,600									
				121			0,388	0,604									
				—			0,403	0,605									
im Mittel				120,5	71,3	74,55	0,3936	0,6036	1,434	1,644	0,8775	4,750	91,0	82,0	78,4	voll	

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 Rechnungsergebnissen (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:

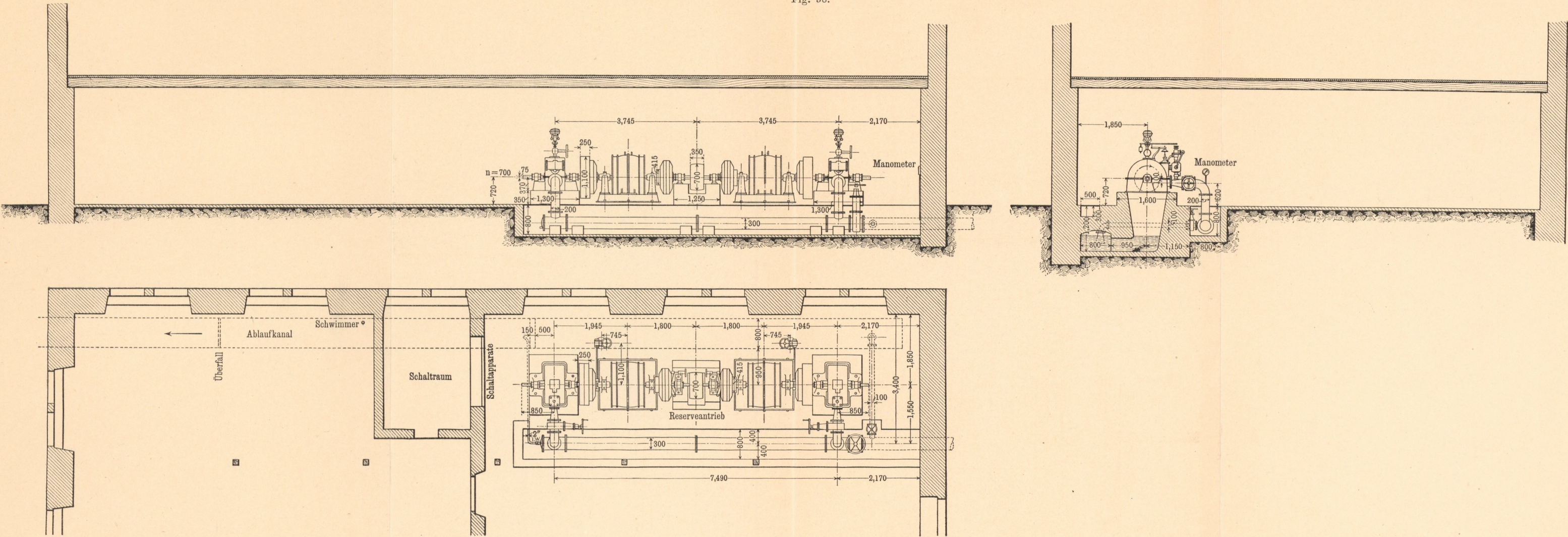
die mittlere Anzahl der Flügelumdrehungen pro Sek. zu $\frac{30,005}{8} = 3,7506$,

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

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

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

$$\text{mittlere Wassertiefe} \quad . \quad . \quad . \quad 1,641 \text{ m} \quad \text{und} \quad 1,688 \text{ m}$$

und

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

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

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 Wasserdruk 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 Tourenverringern.

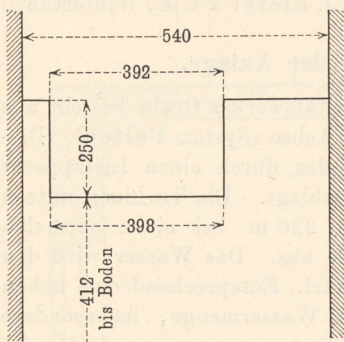
Versuchsanordnung.

Die Bremsung erfolgte mittels eines Pronyschen Zaumes; derselbe wurde auf dem freien Wellenende der Turbine angebracht. Der Bremshebel drückte auf eine empfindliche Dezimalwage. Die Länge des Hebels wurde vor und nach den Versuchen gemessen; sie betrug im Mittel 1,8 m. Die Belastung der Wage 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 Handtourengähler auf ihre Richtigkeit geprüft.

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

Fig. 59.



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 wurden¹⁾. 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

¹⁾ 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 Vertrage 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 gelegt¹⁾. 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 $N_e = 116,2274 \text{ PS.}$

¹⁾ 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]

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

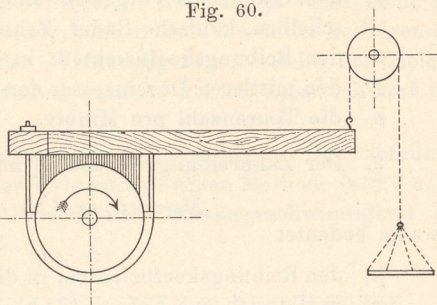
Um jetzt die effektive Leistung der Turbine zu finden, müssen zu dem berechneten Wert von N_1 noch die Reibungsverluste, welche durch die Übersetzung, die Transmissionswelle u. dgl. entstehen, hinzu addiert werden. Diese Verluste setzen sich zusammen aus:

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, Bremsscheibe usw.,
 μ 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

- μ_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

- μ 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 Pferdekkräfte N_1 bzw. N_e sind in der beifolgenden Tabelle (S. 100) zusammengestellt.

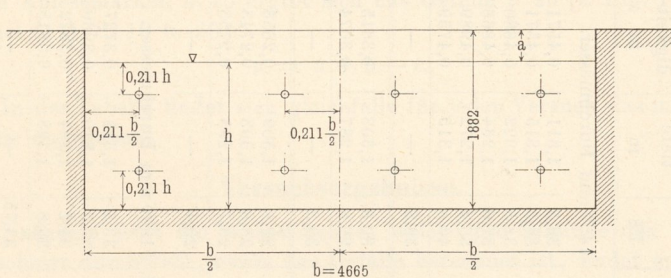
Wassermessung.

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 wagerecht 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_1	Gesamter Reibungs- verlust	N_e	Mittlere Wasser- tiefe	Mittlere Ge- schwin- digkeit	Gefälle	Wasser- menge	N_a	$\frac{N_1}{N_a}$	$\frac{N_e}{N_a}$
				PS	PS	PS	m	m	m	Liter	PS	Proz.	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	68,7	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	$\frac{3}{4}$	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	$\frac{3}{4}$	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	$\frac{1}{2}$	70	113,5	20,0	2,8	22,8	1,309	0,2658	1,375	1623	29,74	67,25	76,5
5 b	$\frac{1}{2}$	80	104,6	21,0	2,63	23,6	1,303	0,2743	1,349	1667	29,96	70,09	78,9
5 c	$\frac{1}{2}$	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	$\frac{3}{4}$	91	100,4	22,9	2,52	25,4	1,319	0,2641	1,362	1625	29,49	77,66	86,3
8	$\frac{1}{2}$	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_t 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 Spiralturbine¹⁾ der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim.

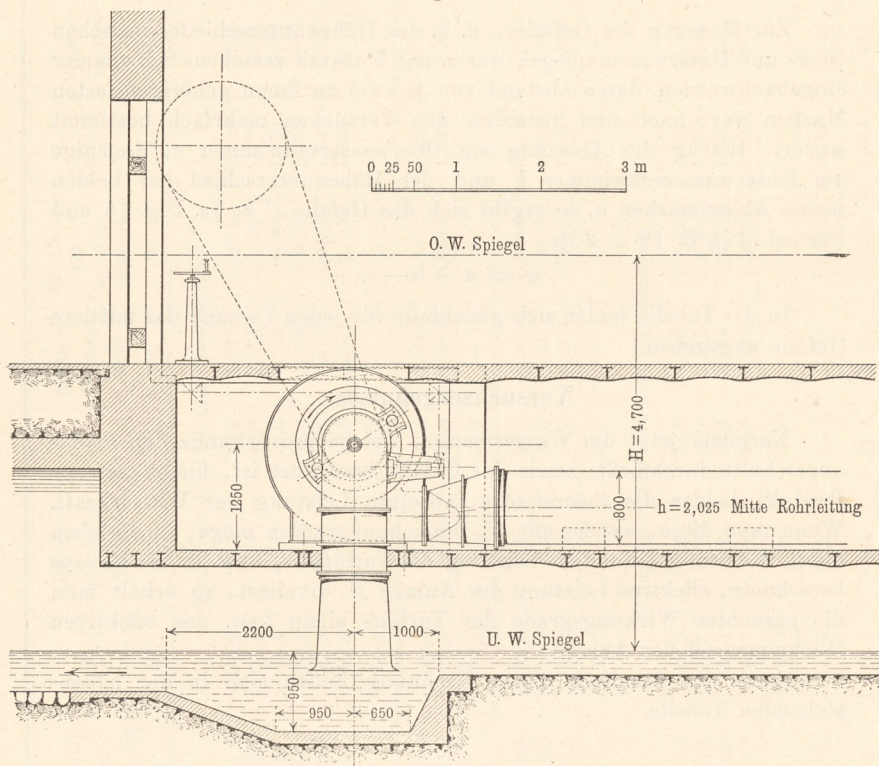
Nachfolgendes Beispiel hat besonderes Interesse in den Fällen, wo es sich darum handelt, in einem engen Raume eine einfache, zugängliche Turbinenanlage mit einfachem Antriebe zu bauen. Die lokalen Verhältnisse lagen im vorliegenden Falle so ungünstig, daß der für die Wasserkraftanlage verfügbare Platz sehr klein war. Die Anordnung

¹⁾ 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 . . . $V = 0,750 \text{ cbm}$,
 nützliches Gefälle . . . $z' = 4,7 \text{ m}$,
 Tourenzahl pro Minute . . . $n = 162$.

Fig. 62.



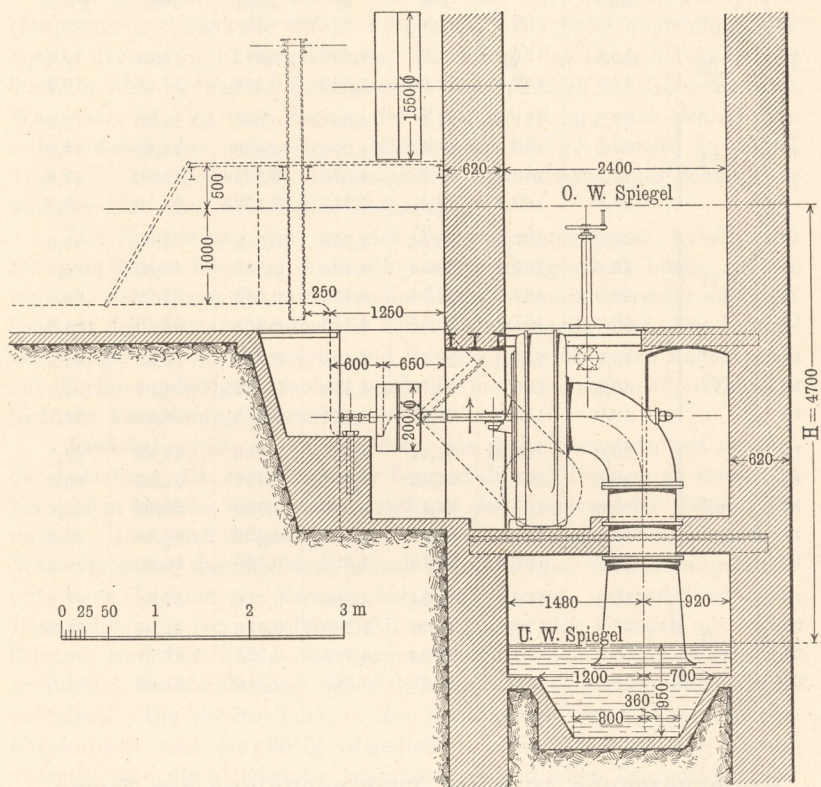
17,8 PS Leistung bei halber Beaufschlagung mit einem Nutzeffekt von	76 Proz.
28,0 PS Leistung bei dreiviertel Beaufschlagung mit einem Nutzeffekt von	80 „
37,0 PS Leistung bei voller Beaufschlagung mit einem Nutzeffekt von	79 „

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, ungerechnet 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	Schaufelöffnung etwa mm	Tourenzahl pro Minute	Effektive Leistung PS _e	Gefälle m	Wassermenge cbm	Absolute Pferdestärken PS _a	Wirkungsgrad Proz.
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 Zwillingsturbine (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 Zwillingsapparates 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,

μ den Koeffizienten der Lagerreibung,

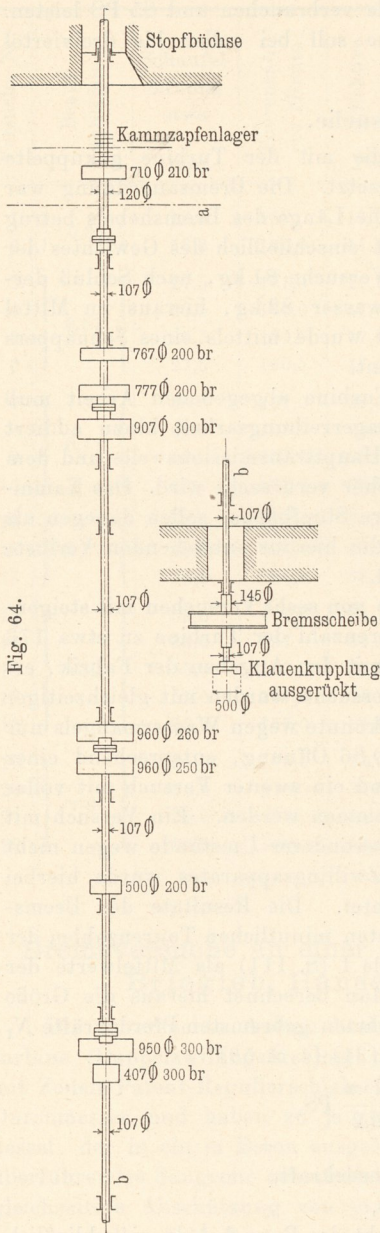


Fig. 64.

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]:

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

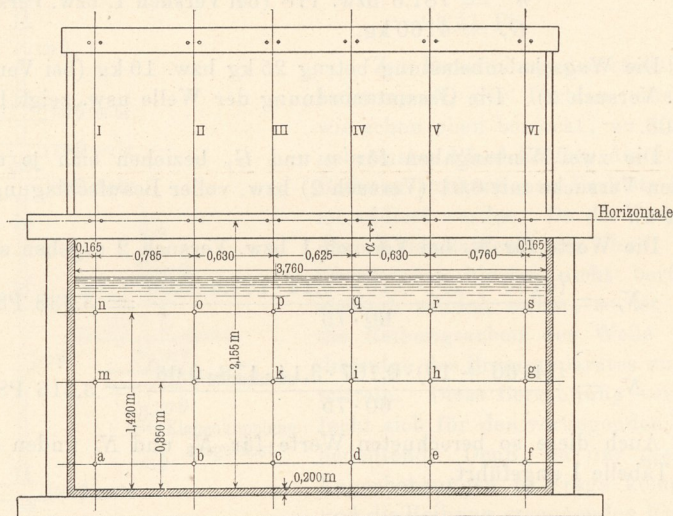
$$v = 0,030 + \frac{21,4}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

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 Profils (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 Gerinnssole 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 $v_i; v_{ii}; \dots v_{vi}$. 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 Kanals 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 Gerinneboden festgestellt, sowie sein Abstand von

Fig. 66.

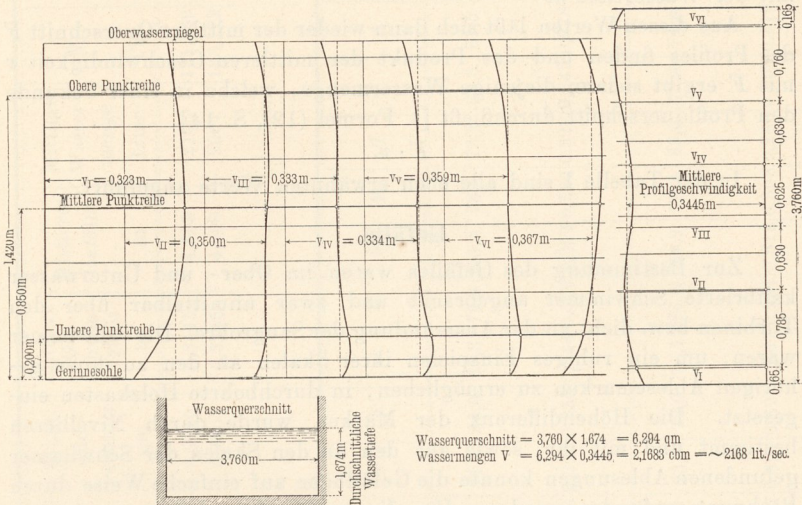
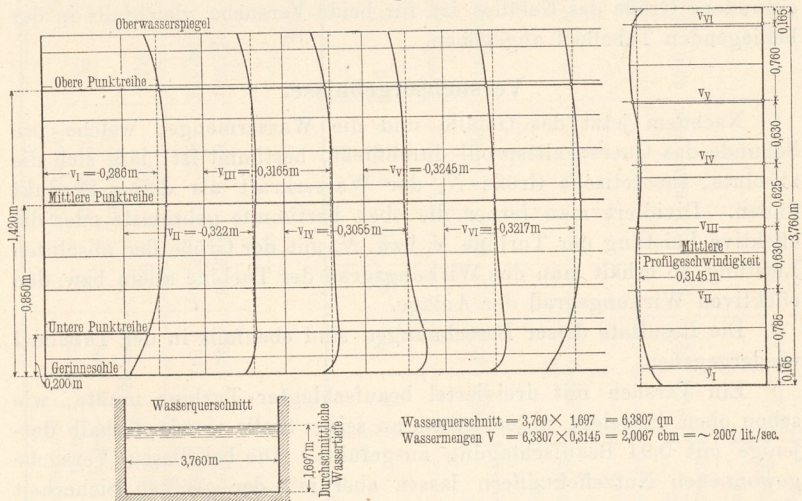


Fig. 67.



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 Gerinnebodens von der Horizontallinie die jeweilige Wassertiefe gefunden.

Den entsprechenden Querschnitt des Profils 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 Profils 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	Wagedruck inkl. Hebel- u. Schalen- gewicht kg	Touren pro Minute	N_1 PS	Gesamter Reibungs- verlust N_2 PS	N_e PS	Mittlere Wasser- tiefe m	Profil- quer- schnitt qm	Mittlere Ge- schwin- digkeit m	Mittleres Gefälle m	Mittlere Wasser- menge Liter	N_a PS	$\frac{N_1}{N_a}$ Proz.	$\frac{N_e}{N_a}$ 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	Zeit in Sekunden } Wasser- geschwindigkeit in Meter }	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	68,5	61,5	
		0,286	0,350	0,357	0,363	0,386	0,344	0,386	0,358	0,330	0,329	0,355	0,348	0,327	0,352	0,322	0,342	0,378	0,3445
Turbine 0,91 beaufschlagt	Zeit in Sekunden } Wasser- geschwindigkeit in Meter }	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	83,0	77,4	74,0	
		0,257	0,327	0,334	0,344	0,345	0,303	0,340	0,325	0,297	0,321	0,327	0,307	0,291	0,318	0,288	0,306	0,319	0,3145

Versuche¹⁾
 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 Bericht¹⁾. 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:

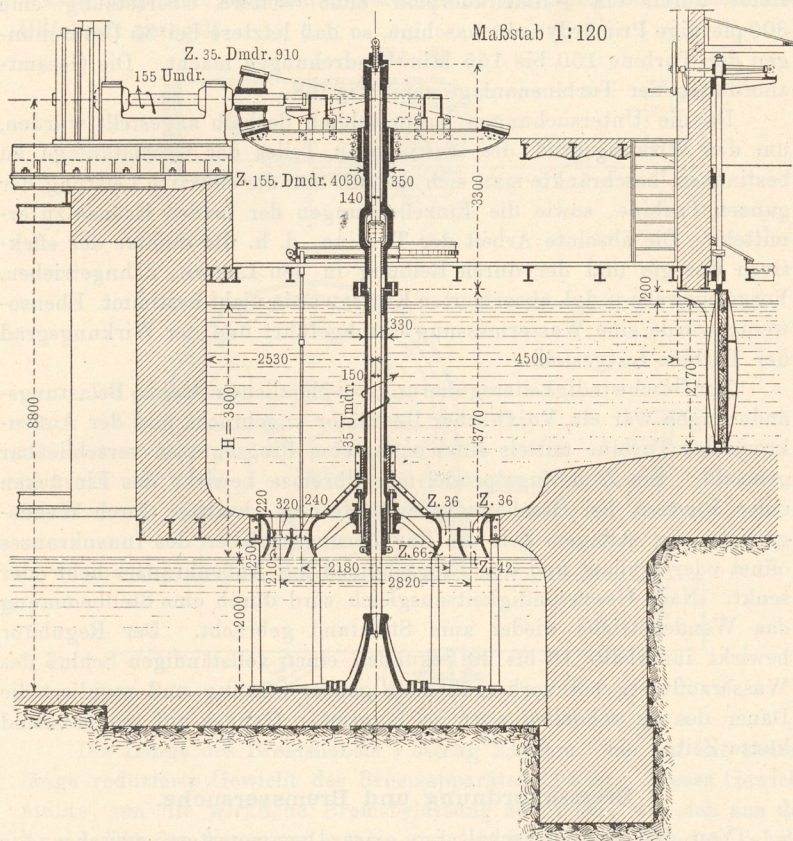
- A. Bremsung der Turbine.
- B. Wirkungsgrad der Dynamo.
- C. Wirkungsgrad der Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Oerlikon-Aktien-Gesellschaft in Lauffen.
- D. Leerlaufverbrauch der Transformatoren in Lauffen.
- E. Wirkungsgrad der gesamten Arbeitsübertragung bei einer Spannung von etwa 25 000 Volt.

¹⁾ 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 Verengerung 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.

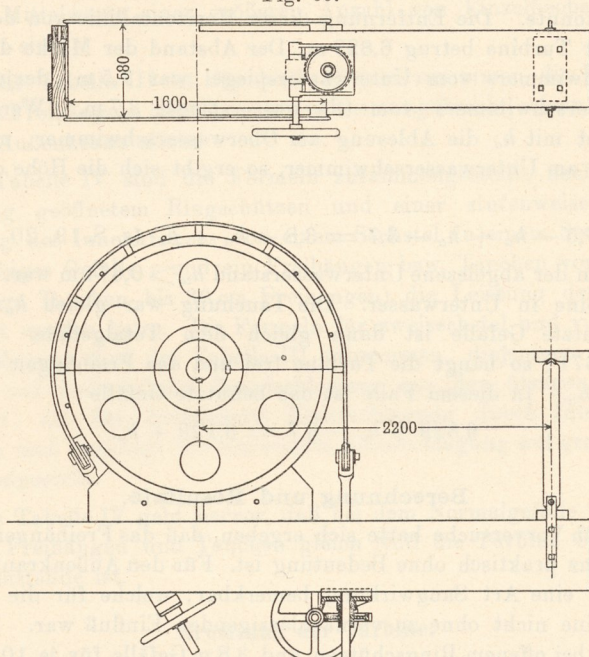
Zur Geschwindigkeitsregulierung bei plötzlichen starken Belastungsänderungen war ein Voithscher Regulator angebracht und der Außenkranz der Turbine mittels eines entlasteten Ringschützen verschließbar gemacht. Ein Zentrifugalpendel mit Ölbremse bewirkt das Einrücken eines Riemens bei Geschwindigkeitsänderung, 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 Wasserzuflusses 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 Bremsscheibe 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 Hebel-
länge 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)

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \quad (\text{s. S. 53}),$$

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

$$z = 7,5 - h_u + h_o - 3,7 = 3,8 - h_u + h_o \text{ (s. S. 19, 20 u. 39).}$$

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 kg	Gemessene Leistung PS	Benutztes Gefälle m	Reduktion auf Normal- gefälle = 3,8 m; Leistung 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.

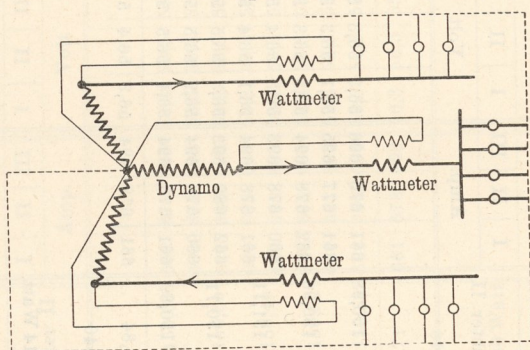
 z = Gefälle. f = Größe des Freihängens bzw. Tauchens der Turbine in Meter.

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 Frei-
hängen der Turbine durch entsprechende Messungen bzw. Beobachtungen
bestimmt. Sämtliche elektrische Apparate sind vor und nach den Ver-
suchen 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 mm² 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	Von der Dynamo abgegebener Effekt				Min.	
	Wattmeter I		Wattmeter II			
	Wattmeter I	Wattmeter III	Wattmeter II			
10	Beobachtungsreihe 1000 Ohm					
	142,17	141,95	149,33	149,21	150,68	150,98
	142,21	142,14	149,13	149,40	150,63	150,96
	142,40	142,24	148,91	149,28	150,71	151,11
	142,07	142,05	148,97	149,62	150,80	150,71
	142,20	142,00	149,11	149,54	150,90	150,89
	Mittel	142,14	149,25		150,84	
	$C = 0,2623$		$C = 0,2556$	$C = 0,2540$		
	Abgegebener elektr. Effekt = 37283 Watt		= 38148 Watt	= 38314 Watt		
	Summe 113 745 Watt = 154,54 Pferdestärken					

Stromstärke im Zweige		Spannung im Zweige		Tourenzahl	Erreger- strom	Turbinen- beaufschlagung	Stand des	Stand des	Totales	Benutztes	der Turbine
I	II	III	Amp.				Amp.	Gefälle	Gefälle	m	m
661	676	696	56,3	56,3	55,4	149,0	12,5	Außen- kranz	0,464	0,483	
661	677	695	56,1	56,3	55,4	149,5	12,3	ganz offen;	0,465	0,485	
662	678	694	56,5	56,3	55,5	149,0	12,4	Innen- kranz	0,465	0,483	
660	678	693	56,3	56,4	55,3	149,5	12,5	ge- schlossen	0,464	0,485	
661	678	694	56,1	56,4	55,0	149,0	12,4		0,465	0,484	
662	680	693	56,3	56,5	55,1	149,2	12,3		0,466	0,485	
660	678	694	56,2	56,5	55,0				0,465	0,485	
661	678	694	56,4	56,5	55,2				0,465	0,485	
661	678	694	56,3	56,4	55,2				0,465	0,485	
Totales Gefälle : 4,977 — (Oberw. + Unterw.) 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.											

Tabelle I (Fortsetzung).

Zeitdauer	Von der Dynamo abgegebener Effekt				Stromstärke im Zweige		Spannung im Zweige			Tourenzahl	Erregerstrom	Turbinen- beaufschlagung	Stand des Oberwassers	Stand des Unterwassers	Totales Gefälle	Benutztes Gefälle	Freihängen der Turbine			
	Wattmeter I		Wattmeter III		Wattmeter II		I	II	III									I	II	III
	Amp.																			
Min.																				
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	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 offen ;	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	Innen- kranz	0,463	0,485			
	141,81	142,12	148,69	148,59	150,60	150,62	663	678	693	56,4	56,3	55,2	149,5	12,4	ge- schlossen	0,463	0,486			
	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		0,463	0,485			
	Mittel	142,04	148,66	150,71	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.															
Abgegebener elektr. Effekt = 37257 Watt																				
Summe 113 534 Watt = 154,26 Pferdestärken																				

Tabelle II. Gesamtergebnisse der Untersuchungen an der Dynamo.

Turbinen- beaufschlagung	Benutztes Gefälle	Frei- hängen der Turbine	Touren- zahl der Dynamo	Brems- effekt	Gesamter elektrischer Effekt an der Dynamo		Verlust = Bremsseffekt — elektrischer Effekt an der Dynamo	Strom- stärke	Spannung an der Dynamo	Erreger- strom	Zur Erregung ver- braucher Effekt	Er- regungs- effekt: Brems- effekt
					PS	Amp.						
Außenkranz . . .	3,841	0,186	149,2	167,2	154,54	678	12,66	678	56,0	12,4	0,39	0,0023
" . . .	3,843	0,186	149,8	167,3	154,26	677	13,04	677	55,9	12,4	0,39	0,0023
Innenkranz . . . ^{5/6}	3,853	0,209	149,7	154,3	141,84	646	12,46	646	53,8	10,8	0,30	0,0020
" . . . ^{5/6}	3,856	0,213	150,0	154,4	141,60	645	12,80	645	53,8	10,7	0,29	0,0019
" . . . ^{4/6}	3,857	0,232	150,0	120,0	107,41	471	12,59	471	55,6	10,5	0,28	0,0023
" . . . ^{4/6}	3,870	0,232	150,0	120,1	107,51	473	12,59	473	55,8	10,5	0,28	0,0023
" . . . ^{5/6}	3,865	0,121	150,0	155,0	142,44	641	12,56	641	54,6	10,4	0,27	0,0017
" . . . ^{5/6}	3,866	0,125	149,4	155,0	142,53	644	12,47	644	54,3	10,7	0,29	0,0019
" . . . ^{5/6}	3,866	0,127	149,5	155,0	142,53	641	12,47	641	54,7	11,2	0,31	0,0020
" . . . ^{4/6}	3,872	0,136	149,8	120,2	107,65	468	12,55	468	56,6	10,8	0,30	0,0025
" . . . ^{4/6}	3,871	0,138	150,0	120,2	107,61	467	12,59	467	56,6	10,9	0,31	0,0025
" . . . ^{3/6}	3,879	0,170	150,0	87,4	75,03	336	12,37	336	54,7	9,3	0,22	0,0026
" . . . ^{3/6}	3,878	0,173	150,0	87,4	75,16	337	12,24	337	54,7	9,5	0,22	0,0026
" . . . ^{2/6}	3,882	0,191	150,0	—	49,34	232	—	232	52,4	8,0	0,13	—
" . . . ^{2/6}	3,883	0,194	149,7	—	49,46	232	—	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 η_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.

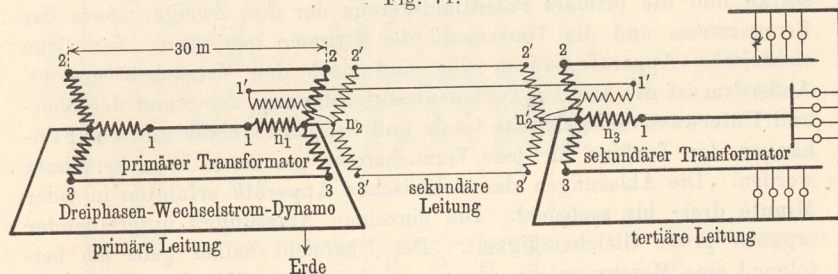
Gesamte elektrische Leistung PS	Verlust = Brems- effekt — elektr. Effekt PS	Wirkungs- grad η_D	Bremseffekt N_1 PS	Wirkungs- grad η_D
60	12,32	0,830	70	0,825
70	12,35	0,850	80	0,845
80	12,38	0,866	90	0,862
90	12,42	0,879	100	0,876
100	12,46	0,889	110	0,887
110	12,50	0,898	120	0,896
120	12,55	0,905	130	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 mm² 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 η'_T und η''_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 Bremseffekt und den Wirkungsgrad der Dynamo in die IV. Versuchsgruppe nicht eingetragen werden. Die

Tabelle II.

Versuchsgruppe	Turbinenbeaufschlagung.	Tourenzahl der Dynamo	St Bremsseffekt N_1	Wirkungsgrad der Dynamo η_D	Gesamter elektrischer Effekt der Dynamo E_1	Verlust in den Zuleitungen PS	Dynamoleistung — Verlust in PS den Zuleitungen E_1	Mittelwert der Stromstärke in den 3 primären Zweigen $i_1(m)$	Mittelwert der Spannung in den 3 primären Zweigen $e_1(m)$	Terminale Spannung eines Zweiges e_2	Terminale abgegebener Effekt E_2	Summe der Effektverluste $\Sigma(E_v)$	$\eta' \cdot \eta'' = \frac{E_1}{E_2}$	$\eta''' = \sqrt{\eta' \cdot \eta''}$
I	$\frac{5}{6}$	149,5	151,6	0,917	139,02	2,36	136,66	660	58,0	55,6	125,76	10,90	0,9202	0,959
	$\frac{5}{6}$	149,5	151,8	0,917	139,20	2,36	136,84	662	58,0	55,7	125,80	11,04	0,9193	0,959
	$\frac{5}{6}$	150,0	151,7	0,917	139,11	2,36	136,75	662	58,1	55,8	126,42	10,33	0,9245	0,962
	$\frac{5}{6}$	150,1	151,7	0,917	139,11	2,36	136,75	662	58,2	55,9	126,75	10,00	0,9269	0,963
II	$\frac{4}{6}$	150,2	117,7	0,894	105,22	1,57	103,65	540	55,2	53,2	96,13	7,52	0,9274	0,963
	$\frac{4}{6}$	149,7	117,7	0,894	105,22	1,57	103,65	540	55,2	53,0	96,16	7,49	0,9277	0,963
	$\frac{4}{6}$	150,1	119,2	0,895	106,68	1,57	103,11	538	54,8	52,7	96,01	9,10	0,9134	0,956
	$\frac{4}{6}$	149,8	119,1	0,895	106,59	1,57	105,02	540	54,8	52,8	95,87	9,15	0,9129	0,955
III	$\frac{3}{6}$	150,0	86,6	0,856	74,13	0,77	73,36	377	53,5	52,7	66,79	6,57	0,9104	0,954
	$\frac{3}{6}$	150,1	86,6	0,856	74,13	0,77	73,36	377	53,5	52,7	66,95	6,41	0,9126	0,955
	$\frac{3}{6}$	150,1	86,6	0,856	74,13	0,77	73,36	377	53,6	52,8	66,94	6,42	0,9125	0,955
	$\frac{3}{6}$	149,9	86,6	0,856	74,13	0,77	73,36	377	53,6	52,8	66,99	6,37	0,9132	0,956
IV	$\frac{2}{6}$	149,9	—	—	(49,04)	0,32	48,72	244	55,1	54,7	48,59	5,13	0,8947	0,946
	$\frac{2}{6}$	149,6	—	—	(48,98)	0,32	48,66	244	54,9	54,6	48,60	5,06	0,8960	0,947
	$\frac{2}{6}$	150,0	—	—	(49,02)	0,32	48,70	243	55,0	54,7	48,66	5,04	0,8965	0,947
	$\frac{2}{6}$	150,0	—	—	(49,00)	0,32	48,68	244	55,2	54,7	48,65	5,03	0,8967	0,947
											43,62	5,06		0,947

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 ge- leisteter 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 ge- leisteter 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 η_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 η_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 ¹⁾ 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:

¹⁾ 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

$$V_T = 5,12, \quad 4,11, \quad 3,15, \quad 2,49 \text{ PS,}$$

$$E_3 = 126,20, \quad 96,00, \quad 66,90, \quad 43,60 \text{ PS,}$$

bestimmen sich nach der Methode der kleinsten Quadrate die Werte $V_{T(H+F)}$ und a zu 2,26 und 0,000185.

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 η_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.
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	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.
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 abgebener Effekt im Zweige						Tertiäre Spannung im Zweige			Primäre Stromstärke im Zweige			Primäre Potentialdiffe- renz im Zweige			Erreger- strom	Tourenzahl	Turbinen- beaufschlagung	Stand des Oberwassers	Stand des Unterwassers	Totales Gefälle z'	Benutztes Gefälle z	Freihängen der Turbine		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III													
				Volt			Amp.			Volt			Amp.												
Min.	= 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	650	654	56,8	57,8	57,6	15,7	150,0	0,470	0,553								
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					
Unter Berücksichtigung der Eichungs- konstanten 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																									
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.																									

Tabelle V.

Versuchs- gruppe	Turbinen- beaufschlagung	Innenkranz	Tourenzahl der Dynamo	Bremseffekt N_1	Wirkungsgrad der Dynamo	E_1	$i_1(m)$	$e_1(m)$	e_3	E_3	$\Sigma(V)$	Verlust im A. E.-G. 2. Trans- formator	PS	Verlust im Öerlikon- Trans- formator	$\eta_{T(a)} \cdot \eta_{T(o)} = \frac{E_1}{E_3}$	$\eta_{T(a)}$	$\eta_{T(o)}$
I	$\frac{5}{6}$	{	150,2	153,0	0,917	140,30	654	57,4	54,5	128,73	11,57	5,33	6,24	0,9175	0,960	0,956	
			150,2	153,2	0,917	140,48	654	57,4	54,1	128,77	11,71	5,33	6,38	0,9166	0,960	0,955	
			149,5	153,2	0,917	140,48	655	57,4	54,6	129,00	11,48	5,33	6,15	0,9183	0,960	0,957	
										128,83			6,26		0,956		
II	$\frac{4}{6}$	{	152,9	118,4	0,895	105,97	475	56,5	53,9	95,96	10,01	3,95	6,06	0,9056	0,960	0,943	
			149,9	118,3	0,895	105,88	482	56,7	54,3	95,86	10,02	3,95	6,07	0,9054	0,960	0,943	
			150,3	118,0	0,894	105,49	483	56,7	54,2	95,34	10,15	3,95	6,20	0,9038	0,960	0,941	
										95,72			6,11		0,942		
III	$\frac{3}{6}$	{	149,8	85,9	0,855	73,44	342	55,7	53,9	65,18	8,26	3,04	5,22	0,8872	0,956	0,928	
			150,1	86,2	0,856	73,78	340	56,1	54,1	65,38	8,40	3,04	5,36	0,8861	0,956	0,927	
										65,28			5,29		0,928		
IV	$\frac{2}{6}$	{	149,8	—	—	48,79 ¹⁾	234	53,4	51,5	41,86	6,95	2,58	4,37	0,8583	0,942	0,911	
			150,0	—	—	48,79 ¹⁾	235	53,5	51,6	41,81	6,98	2,58	4,40	0,8569	0,942	0,910	
										41,83			4,39		0,910		

1) Diese Zahlenwerte sind in derselben Weise wie diejenigen in Abschnitt C, Tabelle 2, IV ermittelt. Da bei den Messungen Ableitung des Wirkungsgrades der Dynamo gefunden wurde:

für die Verhältnisse		Touren- beaufschlag. Innenkranz	Touren- zahl	Gefälle		Frei- hängen d. Turbine m	so resultirt:
E_1	PS			z_b	m		
49,34	48,79	{	{	3,882	3,850	0,209	48,79
49,41	48,79			3,883	3,850	0,207	
49,37		$\frac{2}{6}$		3,825			

i_1	E_1	E_2	$E_1 - E_2$	$\eta_{T(o)}$
Amp.	PS	PS	PS	
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						Effekt				Summe der Effekte Watt	Erreger- stromkreis			Spannung am Schaltbrett			Mittlere Spannung am Schaltbrett	Bemerkungen
					Stromkreis I			Stromkreis II			Stromkreis III								Volt				
			Wattmeter I			Wattmeter II			Wattmeter III				Stromkreis I	Stromkreis II		Stromkreis III							
			Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt	Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt	Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt	Volt					Amp.	Watt					
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		18	19	20	21	22	23		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
2	7	87,8	reguliert durch die Schützen	12/12	8,35	500	1180	9,04	500	1220	8,52	500	1160	3560	40,7	22,2	904	37,3	37,2	37,3	37,3	1. Der Stromkreis der Nebenspule der Wattmeter war an d. Schaltbrett angeschlossen; das Cardew-Voltmeter desgl.	
3	7	88,4			8,22	500	1170	9,12	500	1230	8,51	500	1160	3560	41,1	22,2	912	37,6	37,6	37,6	37,6		
4	7	90,2			5,75	500	820	6,41	500	860	5,78	500	790	2470	14,4	7,8	112	29,1	29,1	29,1	29,1		
5	7	90,1			5,61	500	800	6,43	500	870	5,99	500	820	2490	14,4	7,8	112	29,0	29,0	29,1	29,0		
6	6	109,8			5,25	500	750	5,95	500	800	5,52	500	750	2300	9,4	5,1	48	29,1	29,2	29,1	29,1		
7	7	110,3			7,66	500	1090	8,51	500	1150	7,88	500	1070	3310	16,2	9,2	149	37,9	37,9	38,0	37,9		
8	7	152,2			6,98	500	990	7,48	500	1010	7,19	500	980	2980	8,2	4,7	39	38,6	38,4	38,5	38,5		
9	8	150,7			4,54	500	650	5,19	500	700	4,98	500	680	2030	6,0	3,5	21	29,1	29,1	29,3	29,2		
10	7	94,7			9,54	500	1360	10,78	500	1460	10,06	500	1370	4190	69,0	37,5	2590	42,6	42,7	42,7	42,7		
11	6	93,5			9,48	500	1350	10,79	500	1460	10,02	500	1360	4170	69,6	37,0	2575	42,4	42,0	42,1	42,2		
12	6	108,6			11,32	500	1610	12,66	500	1710	11,81	500	1610	4930	63,4	32,9	2080	48,9	48,9	48,8	48,9		
13	6	108,4			11,17	500	1590	12,69	500	1720	11,70	500	1590	4900	63,7	32,7	2080	48,5	48,5	48,6	48,5		
14	7	114,8	ganz offen reguliert durch die Schützen		9,38	500	1330	10,46	500	1410	9,68	500	1320	4060	20,2	11,3	228	43,9	43,9	44,0	43,9	3. Die Nebenspulen der Wattmeter waren mit den primären Klemmen der Transformatoren in Verbindung. Das Cardew-Voltmeter war wie bisher an das Schaltbrett angeschlossen.	
15	6	115,2			9,35	500	1330	10,49	500	1420	9,63	500	1310	4060	20,6	11,5	237	44,0	44,1	44,0	44,0		
16	5	149,8			8,68	500	1230	9,64	500	1300	8,93	500	1220	3750	11,0	6,3	69	44,4	44,4	44,5	44,4		
17	7	148,8			8,56	500	1220	9,57	500	1290	8,91	500	1210	3720	11,1	6,6	73	44,1	44,0	44,0	44,0		
18	6	153,8			10,25	500	1460	11,25	500	1520	10,50	500	1430	4410	13,0	7,5	98	49,6	49,4	49,7	49,6		
19	6	161,0			10,63	500	1510	11,85	500	1600	11,03	500	1500	4610	13,2	7,7	102	51,7	51,8	52,0	51,8		
20	6	119,3			10,75	500	1530	11,67	500	1580	11,00	500	1500	4610	27,8	15,4	428	47,9	47,8	48,1	47,9		
21	5	119,7			10,55	500	1500	11,92	500	1610	10,97	500	1490	4600	27,2	15,0	408	47,9	48,0	48,0	48,0		
22	7	104,1			11,16	500	1590	12,53	500	1690	11,19	500	1520	4800	76,8	40,0	3070	47,5	47,4	47,4	47,4		
23	6	104,2			10,99	500	1560	12,47	500	1680	11,27	500	1530	4770	76,8	30,5	3030	47,4	47,3	47,4	47,4		
24	6	117,0			8,49	750	1810	9,54	750	1930	8,60	750	1750	5490	80,0	39,1	3130	53,2	53,2	53,3	53,2		
25	5	117,0			8,48	750	1810	9,54	750	1930	8,60	750	1750	5490	79,8	38,8	3100	53,3	53,2	53,1	53,2		
26	6	138,5			7,76	750	1650	8,72	750	1770	8,04	750	1640	5060	22,2	11,0	244	53,0	52,7	52,8	52,8		
27	6	137,6			7,71	750	1640	8,55	750	1730	7,99	750	1630	5000	21,6	10,9	235	52,2	52,2	52,3	52,2		
28	4	162,4			7,40	750	1580	8,40	750	1700	7,87	750	1600	4880	15,4	8,0	123	53,3	53,1	53,3	53,2		
29	3	160,5			7,56	750	1610	8,48	750	1720	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
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
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				
Wattmeter III				Volt	Amp.	Watt	Stromkreis I	Stromkreis II	Stromkreis III		
Mittlere Ablesung	Widerstand im Nebenschluß	Watt									
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
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

$$E_2 = 134,1 \quad 99,7 \quad 68,3 \quad 44,4$$

$$\text{und aus} \quad V_T = 6,26 \quad 6,11 \quad 5,29 \quad 4,39$$

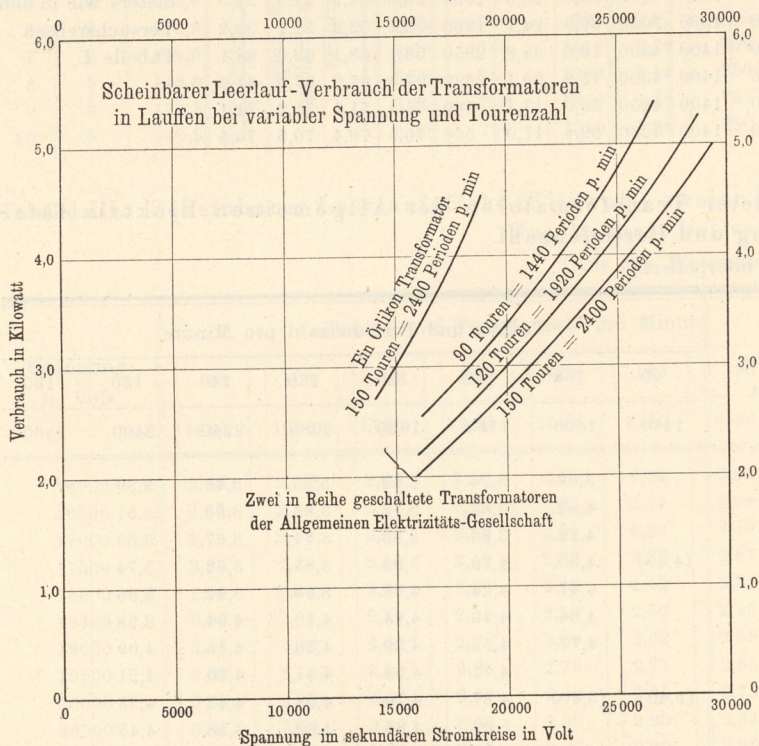
finden sich die Konstanten $V_{T(H+F)} = 4,60$ und $c = 0,0001075$.

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, wenngleich dieselben nicht in allen Teilen als einwandsfrei 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 Nutzspannungen 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)	Wechselstrommaschine									Tur-	
		Hauptstromkreise							Erreger- stromkreis		Beauf- schlagung	
		Ablesungen am Ampèremeter			Ablesungen am Cardew-Voltmeter				Ampère	Weston- Voltmeter	Innenkranz	Außenkranz
					Volt			Volt im Mittel				
		I	II	III	I	II	III					
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	$\frac{4}{12}$	voll
1 b	10	1270	1205	1270	38,02	37,81	38,55	38,13	8,1	15,2	$\frac{4}{12}$	"
2 a	10	1375	1300	1370	41,01	40,56	41,58	41,05	9,9	18,5	$\frac{6}{12}$	"
2 b	10	1370	1305	1370	41,14	40,83	41,87	41,28	10,1	19,0	$\frac{6}{12}$	"
3 a	4	1490	1400	1485	44,12	43,92	44,96	44,33	14,1	26,3	$\frac{8}{12}$	"
3 b	5	1500	1415	1485	45,26	44,61	45,76	45,21	14,1	26,5	$\frac{8}{12}$	"
3 c	5	1495	1405	1475	44,68	44,10	45,28	44,69	13,9	25,9	$\frac{8}{12}$	"
3 d	5	1495	1400	1470	44,33	43,94	44,94	44,40	13,8	25,9	$\frac{8}{12}$	"
3 e	5	1520	1425	1535	45,37	44,81	45,88	44,25	14,1	26,8	$\frac{8}{12}$	"
4 a	15	1485	1395	1475	44,62	44,09	45,30	44,67	13,9	26,3	$\frac{8}{12}$	"
4 b	10	1480	1395	1465	44,48	44,01	45,15	44,55	14,0	26,5	$\frac{8}{12}$	"
5 a	5	1475	1410	1450	48,00	47,92	48,96	48,29	15,0	28,7	$\frac{6}{12}$	"
5 b	5	1475	1410	1450	47,92	47,80	48,97	48,23	15,1	28,7	$\frac{6}{12}$	"
5 c	5	1480	1415	1455	47,94	47,72	48,86	48,17	15,0	28,8	$\frac{6}{12}$	"
5 d	5	1485	1415	1455	48,00	47,85	49,04	48,30	15,0	28,9	$\frac{6}{12}$	"

Messungen

Energieübertragung.
in Lauffen.

bine				Tourenzahl der Dynamo		Effektive Leistung der Turbine PS		Bemerkungen
Gefällshöhe				gemessen	normal	bei normaler Tourenzahl	umgerechnet auf die gemessene Tourenzahl	
Ablesungen		Benutztes Gefälle	Freihängen					
Ober- wasser	Unter- wasser							
14	15							
18	19	20	21	22				
0,539	0,589	3,767	0,082	92,15	159,3	216,4	178,0	Die Energieübertragung erfolgte mit zwei hintereinander geschalteten A. E. - G. - Transformatoren.
0,558	0,598	3,748	0,073	92,19	158,9	214,3	176,6	
0,599	0,612	3,707	0,059	93,38	158,0	240,9	200,6	
0,615	0,608	3,691	0,063	92,00	157,7	239,5	197,9	
0,599	0,590	3,707	0,081	92,00	158,0	272,8	225,2	Am Versuchstage war die Witterung hell und trocken.
0,548	0,573	3,758	0,098	91,38	159,1	279,2	228,6	
0,558	0,607	3,748	0,064	91,25	158,9	276,5	226,4	Bei der Unterwasserablesung von weniger als 0,671 m hängt die Turbine frei und das nutzbare Gefälle beträgt 4,306 m.
0,570	0,619	3,736	0,052	91,25	158,6	274,6	225,0	
0,515	0,526	3,791	0,145	92,38	159,8	285,0	234,3	
0,549	0,626	3,757	0,045	91,25	159,1	276,6	226,3	
0,557	0,635	3,749	0,036	91,13	158,9	275,3	225,2	Die berechneten Turbineneffekte sub 21 enthalten einen Fehler von etwa 2,5 Proz.
0,553	0,617	3,753	0,054	89,38	159,0	245,0	198,0	
0,555	0,616	3,751	0,055	89,63	159,0	244,9	198,3	Bei Versuch 4 b waren größere Schwankungen im Wasserstand und in der Tourenzahl vorhanden.
0,556	0,606	3,750	0,065	89,63	158,9	245,3	198,6	
0,557	0,605	3,749	0,066	89,50	158,9	245,2	198,4	

in Frankfurt.

Versuchs- nummer	Zeit (Ver- suchs- dauer) Min.	Nutzleistung in Frankfurt					Spannung am Schaltbrett				Bemerkungen
		Stromkreise Watt			Summe der Leistungen I + II + III		Stromkreise			Mittel	
		I	II	III	Watt	PS	I	II	III		
		3	4	5	6	7	8	9	10		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 a	10	31900	33020	31460	96380	131,0	51,2	51,8	49,7	50,90	Die angegebenen Werte sind Mittelwerte aus je 30 Ablesungen. — Die eingeschalteten Glühlampen flimmerten ziemlich stark, trotzdem dem 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	31810	32820	31430	96060	130,5	51,0	51,7	49,6	50,77	
2 a	10	36970	38000	36270	111240	151,1	54,7	55,3	53,4	54,47	
2 b	10	36860	37620	36240	110720	150,4	54,7	55,5	53,3	54,50	
3 a	4	42150	43660	43090	128900	175,1	57,9	58,6	56,7	57,73	
3 b	5	43750	44980	43100	131830	179,1	59,0	59,8	57,5	58,77	
3 c	5	43240	44360	43100	130700	177,6	58,5	59,3	57,2	58,33	
3 d	5	42880	44040	42150	129070	175,4	58,5	59,0	56,9	58,13	
3 e	5	44440	45570	43500	133510	181,4	59,6	59,9	57,6	59,03	
4 a	15	43380	44690	42500	129570	176,0	57,1	59,4	57,3	57,93	
4 b	10	42810	43830	42010	128650	174,8	58,2	58,7	56,9	57,93	
5 a	5	37030	36550	34810	108390	147,3	66,1	67,5	65,2	66,27	
5 b	5	37000	36440	34820	108260	147,1	66,2	67,6	65,2	66,33	
5 c	5	36960	36540	34790	108290	147,2	66,2	67,6	65,3	66,37	
5 d	5	37140	36500	34820	108460	147,4	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:

$$E_x = E_n \cdot \frac{n_x}{n_n} \left(2 - \frac{n_x}{n_n} \right)$$

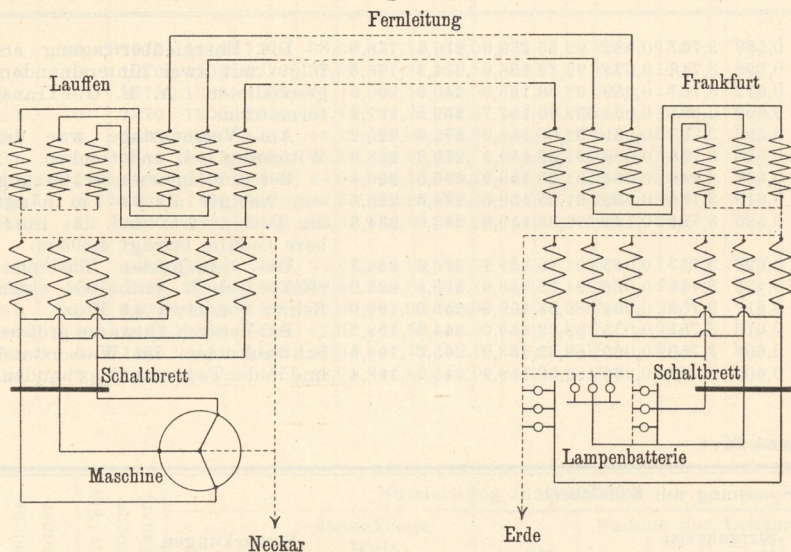
umgerechnet werden, in welcher

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 ist¹⁾. 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-

¹⁾ 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 ¹⁾ (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. Wenngleich 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.

¹⁾ 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. Wenngleich 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.
Gesamtresultate.

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 $e'_1 (m)$	Hochspannung	
										Lauffen	Frankfurt
		PS	PS	Proz.	Watt	7	8	9	10	Spannungsdifferenz zwischen 2 Leitern	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
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