

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

~~26~~

schen

rbinen

Von

Dipl.-Ing. P. Holl

II

Die Überdruckturbinen
Die Wasserkraftanlagen

Mit 102 Abbildungen

542



Sammlung

Böfchen

Unser heutiges Wissen
in kurzen, klaren,
allgemeinverständlichen
Einzeldarstellungen

Jeder Band gebunden **1 Mark**

G. J. Böfchen'sche Verlagshandlung
G. m. b. H. Berlin W 10 und Leipzig

Zweck und Ziel der „Sammlung Böfchen“ ist, in Einzeldarstellungen eine klare, leichtverständliche und übersichtliche Einführung in sämtliche Gebiete der Wissenschaft und Technik zu geben; in engem Rahmen, auf streng wissenschaftlicher Grundlage und unter Berücksichtigung des neuesten Standes der Forschung bearbeitet, soll jedes Bändchen zuverlässige Belehrung bieten. Jedes einzelne Gebiet ist in sich geschlossen dargestellt, aber dennoch stehen alle Bändchen in innerem Zusammenhange miteinander, so daß das Ganze, wenn es vollendet ist, eine zusammenfassende Darstellung

Ausführlich

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297965

ematische
dürfte.

hienenen

Sammlung Göschen

Die Wasserturbinen

Von

Dipl.-Ing. P. Holl

II

Die Überdruckturbinen
Die Wasserkraftanlagen

Mit 102 Abbildungen

Neudruck



Berlin und Leipzig

G. J. Göschen'sche Verlagshandlung G. m. b. H.

1914

542



~~I 26~~

Alle Rechte, namentlich das Übersetzungsrecht,
von der Verlagshandlung vorbehalten

I 301421



Druck
der Spamerschen
Buchdruckerei in Leipzig

AKG. Nr.

~~5371/50~~

BPK - B - 1/2014

Inhaltsverzeichnis.

I. Abschnitt. Die Überdruckturbinen.

Die Francisturbine.

	Seite
§ 1. Der Arbeitsprozeß der Francisturbine	5
§ 2. Dimensionierung der Francisturbine	25
§ 3. Konstruktive Ausführung des Laufrads der Francisturbine	37
§ 4. Konstruktive Ausführung des Leitapparats der Francisturbine	47
§ 5. Das Saugrohr der Francisturbine; Grenzwerte des Sauggefälles	59
§ 6. Die verschiedenen Bauarten der Francisturbine hinsichtlich des Wirkungsgradverlaufs	64
§ 7. Mehrfache und mehrstufige Francisturbinen	73
§ 8. Die verschiedenen Aufstellungsmöglichkeiten der Francisturbinen; Schachtturbinen, Gehäuseturbinen	78
§ 9. Wasserschloßausrüstung und Druckrohrleitung	88
§ 10. Geschwindigkeits- und Rohrdruckregulierung, Zubehör der Francisturbine	91
§ 11. Das Anwendungsgebiet der Francisturbine und ihr Verhalten innerhalb desselben	99

II. Abschnitt. Die Wasserkraftanlagen.

Projektierung, Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen.

§ 12. Die zur Wasserkraftprojektierung erforderlichen Unterlagen	109
§ 13. Projektierung von Flußanlagen und Untersuchung ihrer Wasserwirtschaft	121

	Seite
§ 14. Projektierung von Stausee- und Talsperranlagen und Untersuchung ihrer Wasserwirtschaft	136
§ 15. Projektierung von hydraulischen Akkumulierungs- anlagen und Untersuchung ihrer Wasserwirt- schaft	151
§ 16. Untersuchung der Rentabilität einer Wasserkraftanlage	162
§ 17. Bemerkungen zum Bau und Betrieb von Wasser- kraftanlagen	168
Literaturverzeichnis	176
Sachregister	178

I. Abschnitt.

Die Überdruckturbinen.

Die Francisturbine.

§ 1. Der Arbeitsprozeß der Francisturbine.

Die Francisturbine (Fig. 1) ist eine vollbeaufschlagte äußere Überdruckturbinen (vgl. S. 34 und 39 Bd. I). Sie ist wie die in Bd. I § 21 behandelte innere Freistrahlturbine eine Radialturbine; in ihrem Arbeitsprozeß kommt demnach auch wieder der Einfluß der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeiten u_1 am Laufradeintritt und u_2 am Laufradaustritt zur Geltung. Ferner kommt durch den inneren Überdruck im Spalt zwischen dem Laufrad und dem das Laufrad ringförmig umschließenden Leitapparat, der hier zur Abkürzung auch Leitrad genannt wird, ein wesentliches neues Moment hinzu. Der Zweck dieses Überdrucks ist auf S. 37 Bd. I

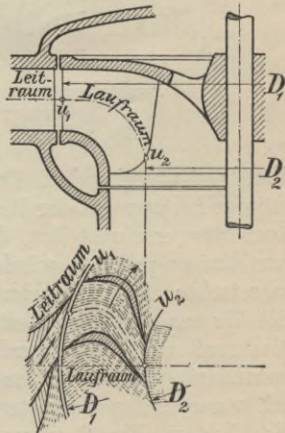


Fig. 1. Francisturbine.

erläutert. Zu seiner Erzeugung und Aufrechterhaltung bedarf es besonderer Vorkehrungen, denn aus dem für sich allein aufgestellten Leitapparat der Francisturbine würde das Wasser genau so mit der Freistrahlschnelle, also ohne inneren Überdruck ausströmen, wie dies bei den in Bd. I betrachteten Leitapparaten der Pelton- und Schwamkrugturbine der Fall war. Zunächst ist der Austrittsquerschnitt des Leitapparates so groß zu bemessen, daß zur Lieferung der für die Turbine in

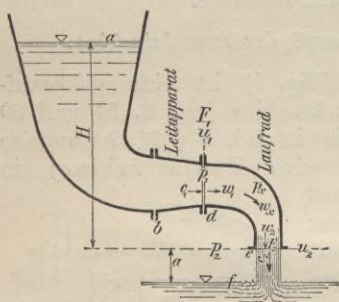


Fig. 2.

Rechnung gesetzten sekundlichen Wassermenge Q unter dem Gefälle H nicht die Freistrahlschnelle c_f notwendig ist, sondern bereits eine erheblich geringere Schnelligkeit c_1 genügt; denn nur wenn c_1 kleiner als c_f ist, ist die Möglichkeit des Entstehens eines inneren

Überdrucks vorhanden. Daraus folgt nun aber sofort, daß der Leitapparat der Francisturbine einen so großen Austrittsquerschnitt hat, daß, wenn es dem austretenden Wasser gelingen würde, die von ihm naturgemäß angestrebte Freistrahlschnelle zu erreichen, viel zu viel Wasser aus dem Leitapparat ausströmen würde. Dies muß verhindert werden, und es wird dadurch verhindert, daß man das Laufrad als einen konisch sich verengenden Fortsatz des Leitapparates ausführt, wie dies in Fig. 2 schematisch dargestellt ist. Das Laufrad wirkt dann wie ein konisches Düsenmund-

stück, dessen Austrittsquerschnitt F_2 so stark verjüngt ist, daß das Gefälle H nicht mehr als die normale Durchflußmenge Q hindurchdrücken kann; am größeren Eintrittsquerschnitt F_1 , d. h. an der Leitradmündung, kann dann auch nicht mehr Wasser durchtreten als Q , und es muß sich also hier, dem größeren Querschnitt entsprechend, eine bestimmte Wassergeschwindigkeit kleiner als C_f einstellen, wie dies gefordert war. Den Austritt des Wassers aus dem Francislaufrad kann man mit der Entleerung eines menschen erfüllten Saales durch eine enge Türe hindurch vergleichen. Wie dort die Menschen an der Türe sich aufstauen und dadurch die nachfolgenden zu langsamem Vorwärtsschreiten zwingen, so stauen sich hier die Wasserteilchen gegen den Laufradaustritt zu auf und zwingen die Wasserteilchen am Laufradeintritt und an der Leitradmündung, langsamer zu strömen, als der Freistrahlschnelle entspricht. Nach Escher bezeichnet man daher die Überdruckturbinen auch als „Stauturbinen“.

Durch die Rotation des Laufrades werden nun allerdings die vorstehend geschilderten Verhältnisse etwas verschleiert. Die im Laufrad vor sich gehende Kombinierung der Absolutbewegung des Wassers mit der Rotationsbewegung des Laufrades bewirkt, daß die Tatsache des stetigen Ansatzes der Laufkanäle an die Leitkanäle und die konische Düsenform des Laufrades in den Querschnitten und Schaufelwinkeln nicht zum Vorschein kommt, und es kann auch vorkommen, daß der Austrittsquerschnitt des ruhenden Laufrades rechnermäßig nicht die engste Stelle im Wasserdurchfluß ist; er wird aber für das Wasser zur engsten Stelle und die Laufkanäle bilden tatsächlich einen stetigen Anschluß

an die Leitkanäle, sobald das Laufrad unter dem Antrieb des Wassers mit seiner normalen Umdrehungszahl rotiert. Die Laufradaustrittschnelle c_2 des Wassers ist natürlich nicht die Freistrahlschnelle, wie dies der Fall wäre, wenn das Laufrad nur eine Düse nach Fig. 2 wäre; sie ist vielmehr infolge der energieabsorbierenden Wirkung des Laufrades eine erheblich kleinere.

Da nach Obigem die dem Wasser am Leitradaustritt vom rotierenden Laufrad aufgezwungene Schnelligkeit c_1 der Freistrahlschnelle c_f gegenüber durch geeignete Wahl der Querschnitte beliebig stark vermindert werden kann, so ist an der Leitradmündung, wie beabsichtigt, erst ein bestimmter Bruchteil der disponiblen Energie des Wassers in kinetische verwandelt. Der Rest muß als potenzielle Energie in Form von innerem Überdruck: Spaltüberdruck p_1 (gemessen in Meter Wassersäule) vorhanden sein. Der Energiegrad der im Spalt vorhandenen kinetischen Energie ist c_1^2 ; der Energiegrad der gleichzeitig vorhandenen potenziellen Energie ist nach Bd. I, S. 44:

$$c_{pi}^2 = \frac{p_1}{H}.$$

Die Summe der beiden Energiegrade $c_1^2 + c_{pi}^2$ muß gleich sein dem Energiegrad c^2 der gesamten disponiblen Energie abzüglich des Energiegrades der Energieverluste im Leitrad. Bezeichnet man den Grad dieser verlorenen Energie wie früher mit c_v^2 , so hat man:

$$c^2 - c_v^2 = c_1^2 + c_{pi}^2 \quad . \quad . \quad (1)$$

und daraus

$$\begin{aligned} c_1^2 &= c^2 - c_v^2 - c_{pi}^2 = 1 - c_v^2 - c_{pi}^2 \\ c_1 &= \sqrt{1 - c_v^2 - c_{pi}^2} \quad . \quad . \quad (2) \end{aligned}$$

Die Gl. (2) gibt an, welchen Wert die Laufradeintritts-
 eintritts- c_1 haben muß, damit der Spaltüber-
 druck einen bestimmten Be-
 trag c_{p1}^2 erreicht. Mit Rück-
 sicht auf den Zweck des Spalt-
 überdrucks: tunlichste Vermin-
 derung der sichtbar in Er-
 scheinung tretenden kineti-
 schen Energie (vgl. Bd. I S. 38),
 wird man die Spaltdruck-
 energie möglichst groß wählen.
 Nähere Untersuchungen dar-
 über, wie weit man hierin
 gehen kann, ergeben, daß der
 mit guten Arbeitsprozessen
 maximal erreichbare und zu-
 gleich günstigste Wert für c_{p1}^2
 ungefähr $\frac{1}{3}$ ist, d. h. im
 Spalt ist von der Gesamtenergie
 des Wassers ungefähr die
 Hälfte als Druckenergie und
 der nach Abzug der Leitrad-
 energieverluste verbleibende
 Rest als Strömungsenergie
 vorhanden. Man kann jedoch
 diesen günstigsten Wert für
 c_{p1}^2 nicht immer aufrechter-
 halten und muß damit gelegent-
 lich bis auf $\frac{1}{3}$ zurückgehen.
 Francisturbinen mit noch
 geringerem Spaltüberdruck
 (die sogenannten Grenztur-
 binen) sind jedoch zu verwer-
 fen.

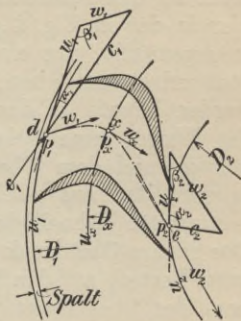


Fig. 3.

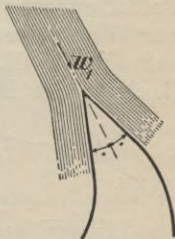


Fig. 4.

Aus der absoluten Eintritts- c_1 ergibt sich
 in bekannter Weise die am Laufradeintritt sich ab-
 spielende Umsetzung von c_1 in die relative Ein-
 tritts- w_1 nach dem Eintrittsdreieck (Fig. 3). Infolge

der verhältnismäßigen Kleinheit der Schnelligkeit w_1 und infolge des Vollaufens der ganzen Spaltringfläche kann an den materiellen Schaufelspitzen, welche man hier in der in Fig. 4 gezeichneten Weise dem Wasser entgegenstellt, nur ein geringer zu vernachlässigender Stoßverlust entstehen, so daß hier $w_1' = w_1$ gesetzt werden kann. In den Laufkanälen beginnt demnach das Wasser seine Relativströmung mit der Schnelligkeit w_1 und dem Überdruck p_1 ; am Kanalende tritt es vom Rad aus gesehen in den Abflußraum mit einer bestimmten Schnelligkeit w_2 mit dem Druck p_2 aus. Der innere Überdruck muß also längs der Kanalachse vom Wert p_1 auf den Wert p_2 abnehmen. Der Energiegrad des Überdrucks sinkt dabei vom Wert c_{p1}^2 auf den Wert c_{p2}^2 unter energieumsetzender Beschleunigung der Relativbewegung, während gleichzeitig infolge der Abnahme der kinetischen Energie der Bahnpunkte vom Energiegrad u_1^2 auf den kleineren Wert u_2^2 (Radialbewegung von außen nach innen) eine wattlose Verzögerung der Relativbewegung eintreten muß. Nach Gl. (13) (Bd. I, S. 40) ergibt sich die Gleichung der Relativbewegung:

$$(w_2^2 - u_2^2) - (w_1^2 - u_1^2) = c_{p1}^2 - c_{p2}^2,$$

daraus

$$w_2^2 = w_1^2 - u_1^2 + u_2^2 + c_{p1}^2 - c_{p2}^2. \quad (3)$$

Mit Rücksicht auf die Reibungs- und Krümmungsverluste im Laufrad, deren Energiegrad wie früher mit w_v^2 bezeichnet werden möge, ist diese Gleichung wie folgt abzuändern:

$$w_2^2 = w_1^2 - u_1^2 + u_2^2 + c_{p1}^2 - c_{p2}^2 - w_v^2$$

oder etwas abgekürzt:

$$w_2^2 = w_1^2 - u_1^2 + u_2^2 + c_p^2 - w_v^2 \quad (4)$$

worin bedeutet:

$$c_p^2 = c_{p1}^2 - c_{p2}^2 \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

analog setzt man weiterhin:

$$p_1 - p_2 = p \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Man kann aus Gl. (4) w_2 berechnen, sobald u_2 bekannt ist. Wenn man zunächst der Sachlage von Fig. 2 entsprechend das Laufrad als in die freie Luft ausgießend annimmt, so wird p_2 und c_{p2}^2 gleich Null.

Für eine beliebige Stelle x zwischen Ein- und Austritt (Fig. 3) ergibt sich analog die folgende Gleichung für die Relativschnelle:

$$w_x^2 = w_1^2 + (c_{p1}^2 - c_{px}^2) - (u_1^2 - u_x^2) - w_{vx}^2, \quad (7)$$

worin u_x die Umfangschnelle an der Stelle x , c_{px}^2 den Energiegrad des an der Stelle x noch vorhandenen inneren Überdrucks und w_{vx}^2 den Energiegrad der vom Laufradeintritt bis zur Stelle x durch Reibung verlorenen Energie bedeutet. Für die Abnahme des Überdrucks längs der Kanalachse kann man nun irgend ein Gesetz vorschreiben und wird am zweckmäßigsten gleichmäßige Abnahme anstreben. Eine über der ausgestreckten Kanalachse verzeichnete Kurve des Überdrucks (Fig. 5) wird also zu einer Geraden Ee und man kann mit dieser Drucklinie für jede beliebige Stelle x den zweckmäßigen Druck p_x entnehmen, den dazugehörigen Energiegrad c_{px}^2 berechnen und nach

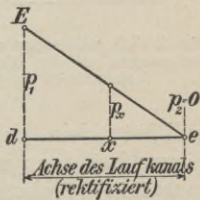


Fig. 5.

oberer Gleichung die Schnelligkeit w_x bestimmen. Man bekommt so einen bestimmten Verlauf der Relativschnelle w_x zwischen Ein- und Austritt. Gibt man nun dem Laufradkanal an jeder Stelle x (x variabel) genau diejenige lichte Durchflußweite, welche zur Abführung der normalen sekundlichen Durchflußmenge pro Laufradkanal mit der Schnelligkeit w_x erforderlich ist, so erreicht

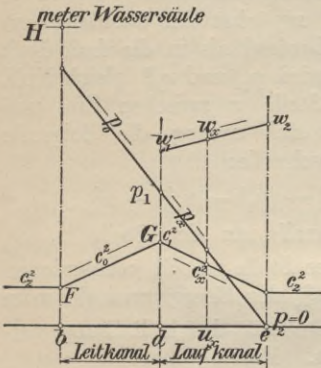


Fig. 6. Längsdiagramm der Zustandsänderungen in der Francisturbine. (Schematisch dargestellt.)

man dadurch im Betriebe eine zwangsweise Ausbildung des gewünschten Verlaufs von Überdruck und Relativschnelle und man hat nun weiter nur in den Laufradkanal einen solchen Richtungsverlauf einzulegen, daß der an Hand von Schnelligkeitsdreiecken aus Relativschnelle und Umfangschnelle zu bestimmende Verlauf der Absolutschnelle einen möglichst gleichmäßigen Abfall des Energiegrads c_1^2 über c_x^2 auf einen tunlichst klein gehaltenen Wert c_2^2 ergibt. Das Wasser hat dann nicht nur wie in den bis jetzt betrachteten Freistrahlturbinen die dem Energiegrad $c_1^2 - c_2^2$ entsprechende Arbeit am Laufrad geleistet, sondern gleichzeitig ist auch die Druckenergie c_p^2 unter sekundärer Bildung von kinetischer Energie als Zwischenform, durch die Laufschaufeln in Nutzarbeit verwandelt worden. Fig. 6 stellt schematisch das

Längsdiagramm¹⁾ dieses Arbeitsprozesses, über den rektifizierten Achsen von Leitkanal bd und Laufkanal de verzeichnet, dar. Die Kurven c_0^2 und p_0 über der Leitkanalstrecke bd zeigen, wie im Leitkanal der Überdruck p_0 allmählich auf den Wert p_1 abnimmt und wie die kinetische Energie c_0^2 des Wassers im Leitkanal allmählich auf den Wert c_1^2 ansteigt. Im Punkte d (Laufradeintritt) beginnt die Relativbewegung mit der Schnelligkeit w_1 und wird teils durch den Überdruck p_1 beschleunigt, teils infolge der Radialbewegung wattlos verzögert, wobei jedoch die Beschleunigung überwiegt, so daß die Relativströmung durch eine von w_1 auf w_2 ansteigende Kurve w_x dargestellt wird. Gleichzeitig sinkt der Überdruck p_1 nach der Kurve p_x auf den Wert Null und die absolute kinetische Energie c_1^2 nach der Kurve c_x^2 auf den Wert c_2^2 . Die wattlose Verzögerung der Relativbewegung ist eine wertvolle Eigenheit der Francisturbine, weil sie der vom Überdruck p_1 angestrebten Vergrößerung der Relativschnelle in günstiger Weise entgegenwirkt, so daß also auch im Laufrad das Prinzip der tunlichsten Verminderung der sichtbar in Erscheinung tretenden kinetischen Energiemengen Berücksichtigung findet. In Fig. 6 sind die Geschwindigkeits- und Druckkurven schematisch durch gerade Linien dargestellt. Diese Darstellung soll jedoch nur eine ganz rohe Andeutung sein. In Wirklichkeit sind diese Linien mehr oder weniger stark gekrümmt; auch der in Fig. 5 verzeichnete geradlinige Druckabfall im Laufrad läßt sich nicht immer einhalten; außerdem müssen, genau wie früher (Bd. I, S. 54), am Laufrad-

¹⁾ Vgl. Bd. I, S. 56.

eintritt und am Laufradaustritt kurze neutrale Kanalstrecken vorgesehen werden.

Die Gl. (6) läßt sich noch wie folgt umformen. Zeichnet man Eintrittsdreieck und Austrittsdreieck zusammen (Fig. 7), so erhält man das Schnelligkeits-

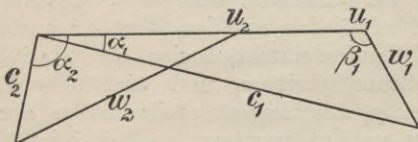


Fig. 7. Schnelligkeitsdiagramm der Francisturbine.

diagramm der Francisturbine. Wendet man auf die beiden Dreiecke den allgemeinen pythagoreischen Lehrsatz an, so erhält man:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2$$

Mit Benützung des Wertes für w_2^2 aus Gl. (4) ergibt sich daraus: $w_2^2 =$

$$u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 - u_1^2 + u_2^2 + c_p^2 - w_v^2$$

und daraus:

$$2u_1c_1 \cos \alpha_1 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 = c_1^2 + c_p^2 - c_2^2 - w_v^2$$

Mit Verwendung von Gl. (1) (S. 8) folgt, vorerst für $p_2 = 0$, also $c_{p1}^2 = c_p^2$:

$$2u_1c_1 \cos \alpha_1 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 = c^2 - c_v^2 - w_v^2 - c_2^2$$

und

$$c_1 \cos \alpha_1 = \frac{c^2 - c_v^2 - w_v^2 - c_2^2}{2u_1} + \frac{u_2}{u_1} c_2 \cos \alpha_2. \quad (8)$$

Zur Abkürzung schreibt man wieder wie früher (Bd. I, S. 69):

$$c^2 - c_v^2 - w_v^2 = c_e^2 \quad . . . \quad (9)$$

und hat dann

$$c_1 \cos \alpha_1 = \frac{c_e^2 - c_2^2}{2u_1} + \frac{u_2}{u_1} c_2 \cos \alpha_2 \quad . \quad (10)$$

Diese letzte Gleichung drückt das Abhängigkeitsverhältnis zwischen den Absolutgeschwindigkeiten c_1 und c_2 aus, welches durch das in Gl. (4) enthaltene Gesetz der Relativbewegung geschaffen wird. Sie ermöglicht es, die Eintrittsverhältnisse beim Entwurf des Arbeitsprozesses so zu wählen, daß brauchbare Austrittsverhältnisse resultieren; sie ist deshalb sehr wertvoll, denn in der Francisturbine hat man für die Wahl der Eintrittsverhältnisse im Gegensatz zu den im Eintritt mit der Freistrahlschnelle arbeitenden Freistrahlturbinen zunächst gar keine Handhabe.

Es ist zu beachten, daß die Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Laufradaustritt, welche in Gl. (4) und (10) auftritt, nicht für alle Wasserfäden gleich ist, sondern sich im allgemeinen längs der Austrittslinie $a-i$ (Fig. 8) von Punkt zu Punkt ($u_2^a \dots u_2^i \dots u_1^i$) ändert. Infolgedessen ändert sich auch das Austrittsdreieck von Punkt zu Punkt und man müßte jeden einzelnen Wasserfaden unter Anwendung der Gl. (4) und (10) für sich untersuchen. Man beschränkt sich jedoch auf

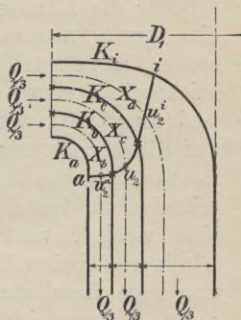


Fig. 8.

Laufräumunterteilung durch gedachte Zwischenkränze.

eine kleinere Anzahl von mittleren Wasserfäden (X_b , X_c , X_d) für gedachte Teilturbinen, welche dadurch entstehen, daß man sich den Laufraum der Francisturbine (vgl. Fig. 1), der durch die Laufradkränze K_a und K_i begrenzt wird, durch Zwischenkränze unterteilt denkt. Diese Zwischenkränze sind auch wieder Rotationsflächen wie die Hauptkränze selbst; sie hinterlassen im Axialschnitt (Fig. 8) der Turbine die Schnittkurven K_b , K_c , welche einen stetigen Übergang von K_a auf K_i darstellen.

Für die Lösung der Gl. (4) und (10) lassen sich eine große Anzahl graphischer Konstruktionen aufstellen, mit deren Hilfe man im Schnelligkeitsdiagramm zeichnerisch vom Austrittsdreieck zum Eintrittsdreieck und umgekehrt und ferner von einem Austrittsdreieck auf die übrigen Austrittsdreiecke längs der Austrittskante übergehen kann. Die zwischen Ein- und Austrittsdreieck bestehenden geometrischen Beziehungen sind weniger wertvoll, da sie auf dem Zeichenbrett häufig auch bei größter Sorgfalt infolge schiefer Schnitte ungenaue Resultate ergeben, während die Zahlenrechnung, die man sich durch Benutzung spezieller Rechentafeln sehr erleichtern kann, die genauen Resultate in ebenso kurzer Zeit liefert. Dagegen besteht zwischen den verschiedenen Austrittsdreiecken längs der Austrittskurve ein sehr einfacher und für die Praxis nützlicher geometrischer Zusammenhang. Schreibt man nämlich die Gl. (4) in der Form:

$$w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 + c_p^2 - u_1^2 - w_v^2,$$

so ergibt sich, sofern w_v^2 als für alle Wasserfäden konstant angenommen wird, was allerdings nicht genau zutrifft, der Satz: Der Wert $w_2^2 - u_2^2$ und somit auch der Wert

$\sqrt{w_2^2 - u_2^2}$ ist konstant für alle Austrittsdreiecke. In Fig. 9, in welcher das $\triangle ABC$ irgendein Austrittsdreieck darstellen möge, ist die Größe $\sqrt{w_2^2 - u_2^2}$ in der Strecke AF in einfachster Weise durch Schlagen eines Kreisbogens um B mit BC graphisch ermittelt. Da nun AF konstant sein soll, so muß man, wenn man mit irgendeinem anderen Austrittsdreieck ebenso verfährt, immer auf denselben Punkt F kommen. Der Punkt F ist also ein Fixpunkt für sämtliche Austrittsdreiecke, und wenn man ihn aus einem Aus-

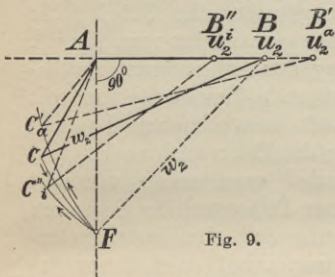


Fig. 9.

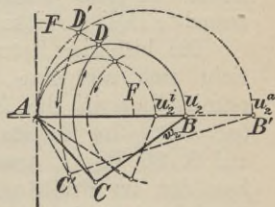


Fig. 10.

trittsdreieck bestimmt hat, kann man ihn benutzen, um die übrigen Austrittsdreiecke zu finden. In Fig. 9 z. B. erhält man für einen Austrittspunkt mit der Umfangsgeschwindigkeit u_2^a (AB') durch einen Kreis um B' mit Radius $B'F$ einen geometrischen Ort, auf dem die noch fehlende Spitze C' des gesuchten neuen Austrittsdreiecks $AB'C'$ beliebig angenommen werden kann; ebenso erhält man für die Umfangsgeschwindigkeit u_2^i (AB'') durch einen Kreisbogen um B'' mit Radius $B''F$ einen Ort für die Spitze des entsprechenden Austrittsdreiecks $AB''C''$. Die vorstehende Regel nennt man den Satz vom Fixpunkt. In den seltenen Fällen, wo w_2 kleiner als u_2 wird (Fig. 10), versagt sie und an ihre Stelle tritt die

folgende Regel vom Fixkreis: Halbkreis über u_2 und Kreisbogen um B mit w_2 ergibt D und damit

$$AD = \sqrt{u_2^2 - w_2^2} = \text{konst.}$$

Der Kreis um A mit Radius AD ist dann der Fixkreis der Austrittsdreiecke. Für einen Punkt der Schaufelkante mit der Umfangschnelle u_2^a ergibt sich jetzt das Austrittsdreieck, indem man durch Halbkreis über u_2^a zuerst den Punkt D' des Fixkreises aufsucht und um B' mit Radius $B'D'$ einen Kreisbogen schlägt. Dieser Kreisbogen ist dann wieder der geometrische Ort für die gesuchte Dreieckspitze C' . Analog verfährt man für u_2^i .

Die bisherige Betrachtung des Arbeitsprozesses bezieht sich auf eine freihängende Francisturbine mit unmittelbar in die freie Luft ausgießendem Laufrad ($p_2 = 0$). Im Kapitel über die Peltonturbine ist nun auf S. 86 Bd. I erwähnt, daß man schon versucht hat, den im Freihängen einer Peltonturbine liegenden Gefällsverlust durch Anordnung eines den Unterwasserspiegel unter Vakuumherzeugung anhebenden Saugrohrs zu vermindern. Die Vorrichtung ist dort als eine mangelhafte bezeichnet worden, weil sie die Gefahr in sich birgt, daß das Unterwasser bis in das Turbinenlaufrad heraufsteigt, so daß das Peltonlaufrad zuletzt im wassererfüllten Raum rotieren müßte, wodurch sowohl Leitapparat als Laufrad in ihren Funktionen gestört würden. Das arbeitende Francislaufrad (Fig. 11) stellt nun im Gegensatz zum Peltonlaufrad einen vollständig mit Wasser erfüllten Körper dar, welcher in einem wassererfüllten Raum ohne jede Störung des Arbeitsprozesses rotieren kann. Die Anwendung eines Saugrohrs führt also hier nicht zu Unzuträglichkeiten. Man bemißt den Saugraum so,

daß sein Eintrittsquerschnitt dem wirksamen Austrittsquerschnitt des Laufraumes gleichkommt. Bei der Inbetriebsetzung bildet sich, wie die Erfahrung gezeigt hat, selbsttätig infolge der durch das erste abfallende Wasser bewirkten Luftabfuhr aus dem Saugraum allmählich das den Unterwasserspiegel ansaugende Vakuum. Sobald der Unterwasserspiegel das Laufrad erreicht hat, schmiegt er sich dem rotierenden Laufradkörper unter vollständiger Verdrängung der Luft an. Das dem Laufrad entströmende Wasser füllt nun den Saugraum gerade vollständig aus. Luft zum Absaugen ist nirgends mehr vorhanden; infolgedessen kann auch das Vakuum nicht weiter steigen. Es bleibt konstant; das Unterwasser dringt

nicht weiter ins Laufrad vor und stört somit den Arbeitsprozeß in keiner Weise. Ein eigentlicher Unterwasserspiegel besteht aber jetzt im Saugrohr nicht mehr. Der Saugraum bildet vielmehr für das Wasser eine stetige Fortsetzung des Laufraumes. Das am Laufradaustritt entstehende Vakuum entspricht — in Meter Wassersäule ausgedrückt — genau dem Nettowert der Gefällstrecke ef (Fig. 11), die man als Sauggefälle H_s bezeichnet. Der Gefällszuwachs durch das Vakuum (vgl. Bd. I, S. 86) ersetzt also gerade den Gefällsverlust

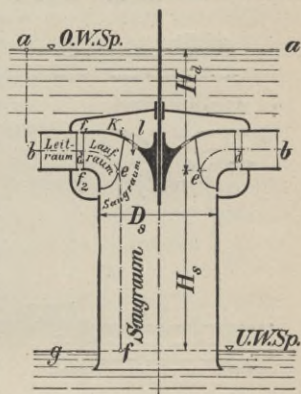


Fig. 11. Francisturbine mit zylindrischem Saugrohr.

durch Freihängen. Man spricht daher bei Francisturbinen überhaupt nicht von Freihängen. Man verlangt vielmehr allgemein, daß jede Francisturbine auch die Gefällsstrecke vom Laufradaustritt bis zum Unterwasserspiegel nutzbar macht. Bei der Berechnung des Nettogefälles H aus dem Bruttogefälle darf daher kein

Betrag für Freihängen in Abzug gebracht werden, sobald es sich um Francisturbinen handelt. Nach Fig. 11 ist also

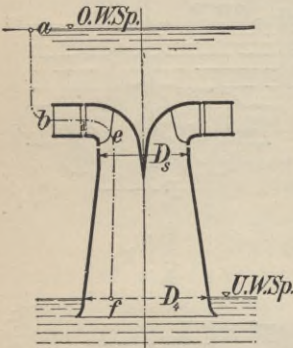
$$H = H_d + H_s, \quad (11)$$

wobei in den Werten H_d (Druckgefälle) und H_s (Sauggefälle) alle durch die Wasserbewegung entstehenden Energieverluste mit Ausnahme derjenigen, welche in den Bereich von Lauf- und Leitrad fallen, von den entsprechenden geodätischen

Fig. 12. Francisturbine mit konisch erweitertem Saugrohr.

Höhenunterschieden in Abzug gebracht sind. Wenn allerdings das Betriebswasser abnormal gashaltig ist (Luft, Kohlensäure), was manchmal vorkommt, so erreicht das entstehende Vakuum seinen Sollwert H_s infolge des durch das Vakuum verursachten Auftretens von Gasblasen in der Saugwassersäule nicht. (Vergl. Bd. I, S. 88.) An Stelle von H_s tritt dann ein etwas kleinerer Wert H'_s , der bei Projekten geschätzt werden muß und bei Untersuchung fertiger Turbinen an einem am Saugrohranfang angebrachten Vakuummeter abgelesen wird.

Andererseits gelingt es aber dadurch, daß man das



Saugrohr nach unten konisch erweitert (Fig. 12), nach bekannten hydraulischen Grundsätzen ein zusätzliches Vakuum hinter dem Laufrad zu erzeugen, so daß — normale Wasserbeschaffenheit vorausgesetzt — das am Vakuummeter angezeigte Vakuum H'_s jetzt größer wird als der dem Sauggefälle H_s entsprechende Wert. Das konisch erweiterte Saugrohr wirkt somit als Gefälls- und Leistungsvermehrer. Der Gefälls- und Leistungsvermehrung entspricht eine durch die Querschnittserweiterung im Saugrohr hervorgerufene Verlangsamung des Wasserabflusses. Der Leistungszuwachs stellt somit einen Rückgewinn eines Teils des Austrittsverlustes dar. Die Gefällsvermehrung kann je nach dem Erweiterungsgrad des Saugrohrs 1 bis 2 % und mehr des Gesamt-Nettogefälles betragen. Man müßte demnach die Francisturbinen streng genommen nicht mit dem Werte H von Gl. (11), sondern je nach der Sachlage bald mit einem etwas kleineren, bald mit einem etwas größeren Wert H'

$$H' = H_d + H'_s = k_n H \quad . \quad . \quad (12)$$

durchrechnen. Im allgemeinen sieht man aber davon ab, weil die Wirkung auf die Dimensionierung gering ist und setzt als Nettogefälle den Wert von Gl. (11) ein; nur für die Leistungsberechnung und für die wissenschaftliche Untersuchung fertiger Turbinen wird der tatsächliche Gefällswert H' aus Summe von H_d und dem beobachteten Wert H'_s bestimmt.

Da das Francislaufrad, wie oben erwähnt, imstande ist, auch im wassererfüllten Raum zu arbeiten, so ist es möglich, die Francisturbine nach Fig. 13 beliebig tief unterhalb des Unterwasserspiegels aufzustellen, ohne den Arbeitsprozeß dadurch zu stören. Man sagt dann: Die Turbine „watet“ im Unterwasser. Eine

Zwischenstufe zwischen Saugrohrturbine und watender Turbine ist die mit dem Laufrad auf dem Unterwasserspiegel aufsitzende Turbine, Fig. 14. Ferner ergibt sich aus dem Umstande, daß durch das Saugrohr eine vollständig geschlossene Wasserleitung zwischen Ober- und Unterwasserspiegel unter Zwischenschaltung der Turbine geschaffen ist, die Möglichkeit, diese Wasserleitung nach Heberart, Fig. 15, auszubilden. Man kommt so auf die noch über dem Oberwasserspiegel aufgestellte

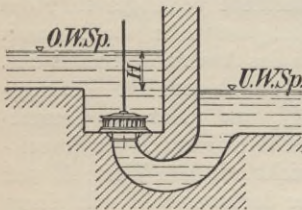


Fig. 13. Im Unterwasser watende Turbine.

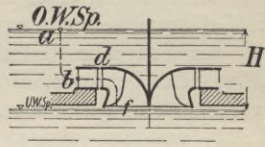


Fig. 14. Auf dem Unterwasser aufsitzende Turbine.

„Heberturbine“, Fig. 16, welche im Betrieb ihr Wasser genau wie ein Heber selbsttätig ansaugt¹⁾).

Die bisherigen Betrachtungen über den Arbeitsprozeß der Francisturbine gelten zunächst nur für eine auf dem Unterwasser aufsitzende und frei in einen Raum mit Atmosphärendruck ausießende Turbine. Die quantitativen Druckänderungen längs Leit- und Laufkanal und die von ihnen hervorgerufenen Schnelligkeitszustände sind aber in Saugrohrturbinen, Heberturbinen, watenden Turbinen bei zylindrischem Saug- bzw. Abflußrohr

¹⁾ Das Heberprinzip ist auf Francisturbinen von der Firma Escher, Wyß & Co. in größerem Maßstab mit bestem Erfolg in der Zentrale Amperwerk, München, angewendet worden.

($H_s = H_s'$) genau gleich wie in aufsitzenden Turbinen. Die vorhergehenden Betrachtungen gelten daher allgemein. Man hat nur zu beachten, daß der Verlauf der ab-

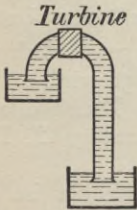


Fig. 15.

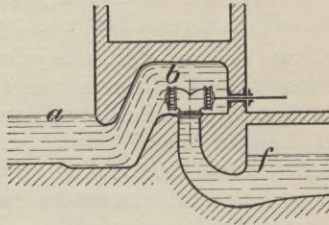


Fig. 16. Heberturbine.

soluten Drücke in den 4 Fällen verschieden ist, wie in Fig. 17 durch die Linienzüge I (watende Turbine),

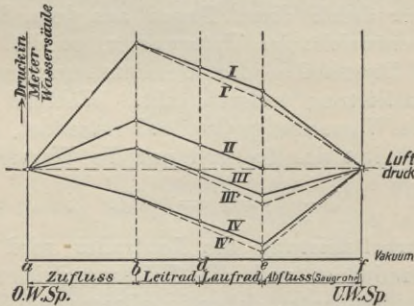


Fig. 17. Schematische Darstellung der Druckverhältnisse in Francisturbinen bei den verschiedenen möglichen Aufstellungsarten.

II (aufsitzende Turbine), III (Saugrohrturbine), IV (Heberturbine) schematisch dargestellt ist; ferner ist jetzt durchweg daran festzuhalten, daß als Spaltüber-

druck p entsprechend Gl. (6), S. 11 die Druckdifferenz $p_1 - p_2$ zwischen Spalt und Laufradaustritt in Betracht kommt.

Wenn H_s nicht gleich H_s' ist, so ändern sich die Geschwindigkeitsverhältnisse entsprechend dem Unterschied von \sqrt{H} und $\sqrt{H'}$, was jedoch für gewöhnlich wie oben gesagt, in der Praxis vernachlässigt wird.

In Fig. 17 ist die Abweichung des Druckverlaufs bei H_s' größer als H_s durch die Linienzüge I', III', IV' schematisch dargestellt.

Eine Folgeerscheinung des Spaltüberdrucks ist der sogenannte Spaltwasserverlust. Der Spaltraum steht, wie Fig. 11, S. 19, erkennen läßt, durch zwei offene kreisförmige Fugen f_1 und f_2 mit Räumen in Verbindung, in welchen erheblich niedrigere Pressungen als im Spaltraum herrschen. Infolgedessen strömt das Wasser durch diese Fugen aus dem Spaltraum aus und entweicht ins Unterwasser, so daß ein bestimmter Bruchteil q der Gesamtwassermenge Q für die Arbeitsleistung verloren geht. Während also das Leitrad die Wassermenge Q m³/sek entsendet, empfängt und verarbeitet das Laufrad nur die Wassermenge

$$Q - q = Q' = k_q \cdot Q. \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Die Arbeitsleistung des Laufrades wird dadurch etwas vermindert und die Leistungsgleichung einer Francisturbine lautet daher in allgemeiner Form:

$$N_{welle}(PS) = \frac{1000(Q - q) \cdot (H_d + H_s')(1 - c_v^2 - w_v^2 - c_2^2)}{75} \cdot \eta_{mech} \quad (14)$$

oder mit Gl. (12) und (13):

$$N_{\text{welle}}(PS) = \frac{1000Q \cdot H}{75} \cdot [k_q k_h (1 - c_v^2 - w_v^2 - c_2^2)] \cdot \eta_{\text{mech}} \quad (15)$$

Der Klammerausdruck muß nach Bd. I, S. 59 den hydraulischen Wirkungsgrad η_h darstellen, somit ist:

$$\eta_h = k_q k_h (1 - c_v^2 - w_v^2 - c_2^2) \quad (16)$$

Der Koeffizient k_q ist dabei immer kleiner als eins. Die Größe k_h , die man als Wirkungsgrad des Saugrohres bezeichnen kann, kann sowohl etwas größer als 1 (konisches Saugrohr) als auch etwas kleiner als 1 (schlechtes Vakuum und schädliche Wirbelbildung im Saugrohr) werden.

§ 2. Dimensionierung der Francisturbine.

Die Dimensionierung der Francisturbine baut sich auf den Austrittsverhältnissen des Laufrades auf. Man wählt zunächst den Austrittsverlust c_2^2 im allgemeinen zwischen 3 und 6⁰/₀, d. h.

$$c_2^2 = 0,03 \div 0,06.$$

Für Turbinen mit hohem Gefälle kann man unter Umständen bis auf 1⁰/₀ heruntergehen; für Turbinen mit kleinem Gefälle und großer Wassermenge dagegen muß man unter Umständen bis auf 13⁰/₀ und mehr heraufgehen. Aus c_2^2 berechnet man die absolute Austrittschnelle c_2 . Der Richtungswinkel α_2 derselben wird in den modernen regulierbaren Francisturbinen nicht genau gleich 90⁰, wie man nach dem auf S. 53, Bd. I, Gesagten annehmen sollte, sondern aus besonderen später zu erörternden Gründen meist etwas größer etwa zu 100⁰ gewählt. Aus der axialen Komponente von c_2 , d. h. aus der Schnelligkeit $c_2 \sin \alpha_2$ (Fig. 18) entsteht

diejenige Schnelligkeit, welche für die Betrachtung der Fortleitung des Wassers im Saugrohr maßgebend ist. Man bezeichnet diese Schnelligkeit als Saugrohrschnelle c_s . c_s ist infolge der Querschnittserweiterung, welche das

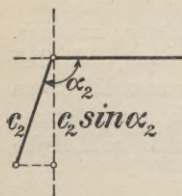


Fig. 18.

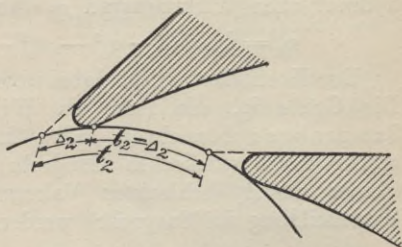


Fig. 19.

Wasser durch das Aufhören der Laufschaufeln am Anfang des Saugraumes vorfindet, etwas kleiner als $c_2 \sin \alpha_2$:

$$c_s = k_2 c_2 \sin \alpha_2 \quad . . . ; \quad (17)$$

hierin ist nach Fig. 19

$$k_2 = \frac{t_2 - \Delta_2}{t_2} \quad , \quad (18)$$

Für kleine Turbinen wird k_2 etwa gleich 0,85; je größer aber die Laufräder sind, um so mehr nähert sich k_2 der Einheit.

Für diese Schnelligkeit c_s sind die Abmessungen des Saugraumes unmittelbar hinter dem Laufraum zu bemessen. Das Wasser braucht hier eine nutzbare Durchtrittsfläche:

$$F_s = \frac{Q'}{c_s \sqrt{2gH}} \quad (19)$$

somit ergibt sich für den Saugrohrdurchmesser D_s (Fig. 11 und 12)

$$\frac{\pi D_s^2}{4} = F_s$$

Da man im allgemeinen damit rechnen muß, daß in der Kreisfläche $\frac{\pi D_s^2}{4}$ raumversperrende Gegenstände (durchlaufende Turbinenwellen, Tragkonstruktionen und dergl.) vorhanden sind, so schreibt man besser allgemeingültig:

$$k_s \frac{\pi D_s^2}{4} = F_s \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

worin k_s einen diese Raumversperrung berücksichtigenden Verminderungskoeffizienten darstellt, der im allgemeinen kleiner als 1 und nur für völlig versperrungsfreie Saugrohre gleich 1 wird. Für D_s hat man demnach aus Gl. (17) bis (20):

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi k_s} \cdot F_s} = \sqrt{\frac{4 Q'}{\pi k_s k_2 c_2 \sin \alpha_2 \sqrt{2gH}}} \quad (21)$$

Die Eintrittsfläche des Saugraums unmittelbar hinter dem Laufraum ist nach der Guldinschen Regel gleich $b_2 \pi D_2$ (Fig. 20). Auch diese Fläche muß der Gleichheit der Wassergeschwindigkeit halber gleich F_s sein. Man hat also

$$b_2 \pi D_2 = F_s \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

Hierin bedeutet b_2 die Länge der Spur der den Saugraum vom Laufraum trennenden Rotationsfläche. Man nennt diese Spur auch die Austrittskurve des Laufraums. Die zur Vervollständigung des Austritts-

dreiecks noch fehlende Größe u_2 hängt ganz von der Lage dieser Spur ab. Für den mittleren Austrittsdurchmesser D_2 hat man bei n Umdr/min die mittlere Austrittschnelle u_2 :

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60 \sqrt{2gH}} \quad \dots \quad (23)$$

Man muß nun den Axialschnitt Fig. 20 vorbehaltlich einer späteren Korrektur schätzungsweise ent-

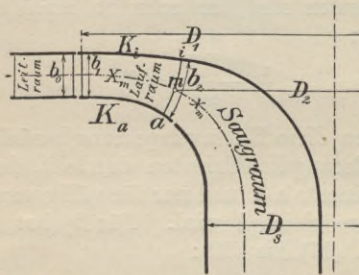


Fig. 20. Schmale Francisturbine.

werfen, nach Gl. (22) die Spur b_2 berechnen und einlegen, D_2 daraus entnehmen und nach Gl. (23) u_2 berechnen. Damit ist das Austrittsdreieck in Fig. 21 vorläufig vollständig bekannt und man kann nun mit Hilfe der Gl. (10) (S. 15):

$$c_1 \cos \alpha_1 = \frac{c_e^2 - c_2^2}{2 u_1} + \frac{u_2}{u_1} c_2 \cos \alpha_2$$

zum Eintrittsdreieck übergehen.

Der Wert c_e^2 in dieser Gleichung ist nach Versuchsergebnissen zu schätzen und liegt, je nach den Verhältnissen, zwischen 0,82 und 0,90; die Eintritts-

umfangschnelle u_1 ist so zu wählen, daß ein guter Arbeitsprozeß zustande kommt. Eine nähere Untersuchung ergibt, daß man mit den Umfangsgeschwindigkeiten $u_1 = 0,43 \div 0,49$, welche in den Freistrahlturbinen zu guten Arbeitsprozessen geführt haben (vergl. Bd. I, S. 148), im Francissystem auf unbrauchbare Verhältnisse kommt. Man muß hier u_1 erheblich höher wählen. Der beste Wert liegt etwa bei 0,65. Je nach der Sachlage muß man jedoch von diesem Wert,

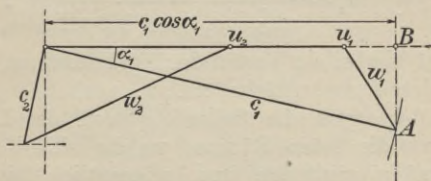


Fig. 21. Schnelligkeitsdiagramm einer schmalen Francisturbine.

wie später ausgeführt wird, nach oben oder unten abweichen.

Nachdem $c_1 \cos \alpha_1$ aus der obigen Gleichung berechnet ist, hat man im Schnelligkeitsdiagramm für die Spitze A des Eintrittsdreiecks (Fig. 21) einen geometrischen Ort in der Vertikalen BA gefunden. Für c_1 selbst hat man die Gl. (2) Seite 8

$$c_1 = \sqrt{1 - c_v^2 - c_p^2}.$$

c_v^2 ist wieder nach Versuchsergebnissen zu schätzen; c_p^2 kann frei gewählt werden und soll nach Seite 9 womöglich etwa 0,50 betragen.

Mit c_1 und $c_1 \cos \alpha_1$ läßt sich das Eintrittsdreieck graphisch oder rechnerisch vervollständigen und man kann nun auch die Eintrittsquerschnitte des Lauf-

raumes bestimmen. Zunächst hat man für den Eintrittsdurchmesser wie früher (Gl. (30) Bd. I, Seite 70)

$$D_1 = 84,6 u_1 \frac{\sqrt{H}}{n} \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

und für die Eintrittsbreite b_1 des Laufraumes ergibt sich, wenn man den Durchtritt des Wassers durch diese Zylinderfläche $\pi D_1 b_1$ in Betracht zieht:

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 k_1 c_1 \sin \alpha_1 \sqrt{2 g H}} \quad . \quad (25)$$

k_1 ist hierbei ein Verminderungskoeffizient, welcher die in der Zylinderfläche $\pi D_1 b_1$ vorhandene Raumversperrung durch die Schaufelspitzen des Laufrades und durch die toten Räume, welche sich hinter den Leitschaufeln ausbilden und gelegentlich bis in den Laufraum erstrecken können, berücksichtigt. k_1 ist, wenn die Laufschaufeln gut zugeschärft und die Leitschaufeln zweckmäßig ausgebildet sind, nahezu gleich 1. Doch rechnet man vorsichtigerweise mit $k_1 = 0,93 \div 0,98$.

Die Leitradbreite b_0 ist genau wie die Laufradbreite, nach Gl. (25) aber mit Q statt Q' zu berechnen.

Nachdem die Hauptabmessungen der Turbine: D_s , b_2 , D_2 , D_1 und b_1 bestimmt sind, kann man ihren Axialschnitt genauer aufzeichnen und hat damit die drei Räume: Saugraum, Laufraum, Leitraum (Fig. 20) festgelegt. Man muß aber dabei kontrollieren, ob die früher geschätzte Lage der Austrittskurve b_2 und die daraus berechnete, dem Schnelligkeitsdiagramm zugrunde gelegte mittlere Austrittsschnelle u_2 definitiv beibehalten werden kann. Zeigt sich, daß dies nicht der Fall ist, so muß die ganze Rechnung mit einem

nunmehr richtiger geschätzten Wert von u_2 wiederholt werden.

Der bisher betrachtete Axialschnitt (Fig. 20) zeigt eine Turbine, deren Saugrohrdurchmesser D_s erheblich kleiner ist als der Eintrittsdurchmesser D_1 . In solchen Fällen wird immer auch b_1 klein gegenüber D_1 , so daß eine sogenannte schmale Turbine entsteht, deren Laufkanäle eine sehr einfache röhrenähnliche Form bekommen. Die Bewegungen der verschiedenen Wasserfäden im Innern solcher Kanäle können mit genügender Genauigkeit als unter sich gleich angesehen werden, so daß man berechtigt ist, die Untersuchung der Wasserbewegung wie vorstehend auf den mittleren Wasserfaden zu beschränken. Da nun aber die Bestimmungen von D_s (Gl. (21)) und D_1 (Gl. (24)) ganz unabhängig voneinander vor sich gehen, so kann das Verhältnis von D_s zu D_1 :

$$\mathfrak{D}_s = \frac{D_s}{D_1} \quad (\text{Durchmesserverhältnis}) \quad . \quad (26)$$

ganz verschiedene Werte annehmen. Während \mathfrak{D}_s in Fig. 20 ziemlich klein ist, kann es wie in Fig. 22 erheblich größer werden und nach Fig. 23 sogar den Wert 1 stark überschreiten, ohne daß in hydraulischer Hinsicht, abgesehen von der in Fig. 23 etwas eigentümlichen äußeren Kranzprofilierung, auf die später noch eingegangen werden wird, am Charakter der Turbine etwas Wesentliches geändert würde. Hand in Hand mit der Zunahme von \mathfrak{D}_s geht, wie die Figuren zeigen, eine Verbreiterung der Austrittskurve b_2 gegenüber der Eintrittsbreite b_1 des Laufraumes. Eine Turbine nach Fig. 22 bezeichnet man als eine Turbine mit mäßiger Austrittsverbreiterung. Fig. 23 zeigt eine

Turbine mit starker Austrittsverbreiterung. Infolge der Austrittsverbreiterung verlieren die Laufkanäle die röhrenartige Form, und die einzelnen Wasserfäden eines Laufkanales weisen untereinander so große Form- und Geschwindigkeitsunterschiede auf, daß man dieselben nicht mehr vernachlässigen kann. Man unterteilt dann, wie auf S. 16 ausgeführt, den Laufraum durch gedachte Zwischenkränze, so daß lauter schmale

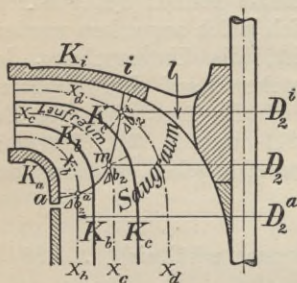


Fig. 22.

Mäßig erbreiterte Francisturbine.

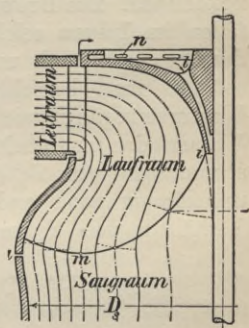


Fig. 23.

Stark erbreiterte Francisturbine.

Teilturbinen entstehen, welche auf Grund ihres mittleren Wasserfadens beurteilt werden können. Die wirksamen Austrittsbreiten Δb_2 dieser Teilturbinen dürfen, wie die Fig. 22 und 23 zeigen, nicht einfach längs der Austrittskurve gemessen werden, sondern müssen durch senkrecht zur Wasserströmung liegende Bogenelemente ersetzt werden. Die Gleichung zur Bestimmung der Länge der Austrittskurve lautet jetzt:

$$\Sigma(\Delta b_2 \pi D_2) = F_s \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

und die Länge b_2 selbst ist nicht mehr eine tatsächlich vorhandene Strecke, sondern nur noch die Summe der einzelnen Werte Δb_2

$$b_2 = \Sigma \Delta b_2 \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

Die Austrittsnelles u_2 ändert sich sehr stark längs der Austrittskurve $a-m-i$ (Fig. 22 und 23). Infolgedessen tritt an die Stelle des einen Austrittsdreiecks im Schnelligkeitsdiagramm der schmalen Turbine (Fig. 21) nunmehr eine ganze Reihe von verschiedenen Austrittsdreiecken, denn jede Teilturbine

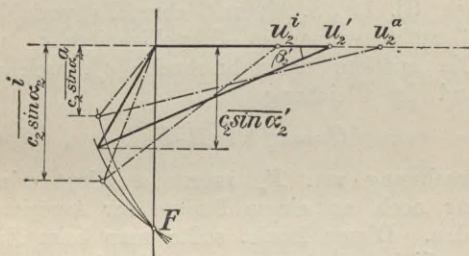


Fig. 24.

hat ihr eigenes. Die Größen des ersten nach S. 30 beim Entwurf schätzungsweise festgelegten Austrittsdreiecks und die damit zusammenhängenden Größen k_2 und c_s sollen von jetzt ab zur Unterscheidung von den übrigen mit dem Index „Strich“ — u_2' , k_2' , c_2' — versehen werden. Alle Austrittsdreiecke hängen nach dem Satz vom Fixpunkt (S. 17) untereinander zusammen. In Fig. 24 sind beispielsweise für eine Turbine nach Fig. 22 außer dem u_2' -Dreieck, das sich auf den Punkt m bezieht, noch die Austrittsdreiecke für die Punkte a und i mit den Umfang-

schnelligkeiten u_2^a und u_2^i eingezeichnet. Die Lage des Fixpunktes F wird durch die Wahl von u_2' bestimmt; der Fixpunkt liefert mit den bekannten Kreisbögen geometrische Örter für die Spitzen der übrigen Austrittsdreiecke, welche letztere so zu legen sind, daß sie in ihrer Gesamtheit tunlichst geringe, sich gegenseitig möglichst ausgleichende Abweichungen vom u_2' -Dreieck aufweisen.

Die axialen Geschwindigkeitskomponenten am Austritt variieren nun, wie Fig. 24 zeigt, auch erheblich längs der Austrittskurve und dementsprechend auch die nach Gl. 17 (S. 26) mit ebenfalls variablem k_2 (Gl. 18) zu berechnenden Schnelligkeiten c_s (c_s' , c_s^a , c_s^i). Die mittlere Saugrohrschnelle c_s' , welche entsprechend der Gleichung

$$Q = c_s' \sqrt{2gH} \cdot F_s \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

der Berechnung von F_s zugrunde gelegt wird, ist nun nur noch an einem Punkte der Austrittskurve vorhanden. Diesen Punkt sollte man beim Entwurf des Schnelligkeitsdiagramms ungefähr kennen, damit der nach S. 30 zu schätzende Wert von u_2' , auf den sich das ganze Schnelligkeitsdiagramm gründet, nicht gar zu sehr von dem richtigen Wert abweicht. Die Abschätzung von u_2' scheint nun zunächst fast unmöglich zu sein, da man ja beim Entwurf die Form der Austrittskurve nicht kennt und nicht weiß, auf welche von den unendlich vielen möglichen Laufradprofilformen (schmale, mäßig breite, stark verbreiterte) man hinauskommen wird. Man muß daher ein Mittel zur Vorausbestimmung der zu erwartenden Laufradprofilform suchen. Ein solches Mittel gibt es tatsächlich, wie später gezeigt wird, und man kann damit

nicht nur u_2' , sondern auch die übrigen Größen des Schnelligkeitsdiagramms mit hoher Annäherung an die Richtigkeit im voraus abschätzen. Immerhin ist aber eine nachträgliche Kontrolle darüber, ob die Wahl von u_2' und damit die Lage des Diagrammfixpunktes F (Fig. 24) richtig war und ob die Spitzen der übrigen Austrittsdreiecke auf ihren von F ausgehenden geometrischen Örtern passend gewählt sind, unerlässlich. Diese Kontrolle besteht außer in der selbstverständlichen Prüfung der Austrittskurve nach Gl. (27):

$$\Sigma(\Delta b_2 \cdot \pi D_2) = F_s$$

noch in der Prüfung, ob die an der entworfenen Turbine sich tatsächlich einstellende mittlere Saugrohrschnelle mit dem Sollwert c_s' , von dem die Rechnung ausging, übereinstimmt. Wäre dies nicht der Fall, so würde die Austrittsfläche des Laufraumes der Rechnung nach entweder eine zu große oder zu kleine Wassermenge in den Saugraum entsenden, d. h. der Laufraumaustritt würde mit dem Laufraumeintritt nicht zusammenstimmen, was natürlich nicht zulässig ist. Die zu erfüllende Forderung kann man daher auch wie folgt ausdrücken: Es muß die Summe der Wasserlieferungen der Teilturbinen gleich Q' werden:

$$\Sigma(\Delta b_2 \pi D_2 c_s \sqrt{2gH}) = Q' \quad \dots (30)$$

Mit Gl. (29) ergibt sich daraus die Bedingungs-gleichung:

$$\Sigma(c_s D_2 \Delta b_2) \equiv \frac{c_s' \cdot F_s}{\pi} \quad \dots (31)$$

oder auch

$$\frac{\Sigma(c_s D_2 \cdot \Delta b_2)}{b_2} \equiv \frac{c_s' \cdot F_s}{\pi b_2} \quad \dots (32)$$

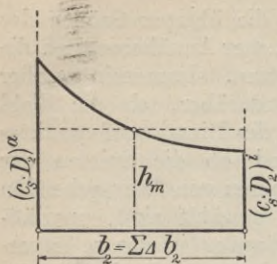


Fig. 25.

Auf der linken Seite dieser letzten Gleichung steht nichts anderes als die mittlere Höhe h_m eines Diagramms nach Fig. 25, dessen Basis die der Reihe nach aneinander gelegten Werte Δb_2 und dessen Ordinaten die Werte $(c_s \cdot D_2)$ der Teilturbinen bilden, denn es ist nach Fig. 25:

$$b_2 h_m \equiv \Sigma (c_s D_2 \Delta b_2),$$

somit wird Gl. (32):

$$h_m \equiv \frac{c_s' F_s}{\pi b_2} \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad (33)$$

Die Gl. (33) schreibt dieser mittleren Höhe h_m einen ganz bestimmten Wert vor. Man muß nun ein Diagramm nach Fig. 25 für die entworfene Turbine an Hand von Schnelligkeitsdiagramm und Axialschnitt aufzeichnen und dessen mittlere Höhe bestimmen. Wenn der sich dabei ergebende Wert mit dem Sollwert h_m der Gl. (33) nicht übereinstimmt, so muß so lange geändert und die Rechnung wiederholt werden, bis Übereinstimmung erzielt wird. Zunächst wird man versuchen, durch Verlegung der Dreieckspitzen auf ihren Kreisbögen (Fig. 24) Abhilfe zu schaffen. Wenn hierdurch der Fehler aber nicht behoben werden kann, so ist das ein Beweis, daß u_2' falsch gewählt war. Man muß dann u_2' ändern, womit aber auch der Diagrammfixpunkt F und die Eintrittsbreite b_1 und damit das Laufräumprofil eine Änderung erfährt. Es ist also eine Handinhandkorrektur von Diagramm und

Axialschnitt mit schrittweiser Annäherung an die Richtigkeit vorzunehmen.

Nachdem Leitraum und Laufraum, wie vorstehend erörtert, in ihren Hauptabmessungen festgelegt sind, hat man nur noch in diese Räume die Schaufelungen so einzulegen, daß in den Leitkanalachsen das Wasser dem Laufrad unter dem Winkel α_1 gegen die Umfangstangente zuströmt, daß ferner in den mittleren Wasserfäden der zwischen den Laufschaufeln entstehenden Laufkanäle anfangs die Richtung β_1 vorhanden ist und daß diese Richtung β_1 gegen den Laufradaustritt hin stetig in die Richtung β_2 (β_2^a , β_2' , β_2^i) übergeht. Dabei ist zu kontrollieren, ob die Leit- und Laufkanäle einen solchen Querschnittsverlauf besitzen, daß sie einen guten Arbeitsprozeß mit brauchbarem Druck- und Geschwindigkeitsverlauf erzwingen.

§ 3. Konstruktive Ausführung des Laufrades der Francisturbine.

Für die Anzahl z_1 der Laufschaufeln hat man als ungefähren Anhalt die empirische Formel:

$$z_1 = D_2 \sqrt{\frac{2}{b_2}} \div D_2 \sqrt{\frac{2,5}{b_2}} \quad . \quad (34)$$

(D_2 und b_2 in cm einzusetzen).

Die Formgebung der Laufschaufel ist für schmale Turbinen (Fig. 26) sehr einfach. Man führt einen ebenen Schnitt X_m senkrecht zur Turbinenachse durch die Mitte des Laufraumes und muß nun zunächst in den dadurch erhaltenen Kreisring zwischen den Kreisen D_1 und D_2 (Fig. 27) die Laufradschaufelung einzeichnen. Der Laufkanal besteht aus dem neutralen Anfangsstück I, der Arbeitsstrecke II und dem neutralen End-

stück III. Er wird nach Fig. 27 begrenzt durch die Vorderschaufel $efgh$, welche den Arbeitsdruck des Wassers aufnimmt, durch die Rückschaufel $abcd$ und durch die ebenen Kränze K_i und K_a (Fig. 26). Die Kurven $abcd$ und $efgh$ legen die Kanalachse mn fest,

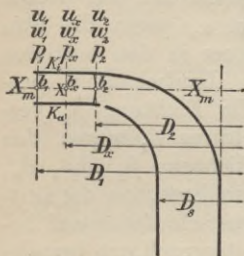


Fig. 26.

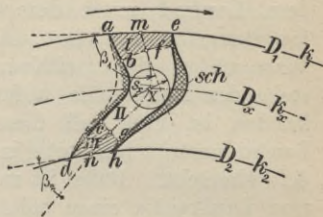


Fig. 27. Laufradschaufelung einer schmalen Francisturbine.

welche mit dem Diagrammwinkel β_1 beginnen und mit dem Diagrammwinkel β_2 aufhören muß. In den neutralen Stücken hat man die Forderung zu erfüllen, daß sowohl die Absolutgeschwindigkeit als der Druck im Wasser konstant bleiben. Mit Hilfe des Schnelligkeitsdiagramms läßt sich der hierzu erforderliche Richtungs- und Relativschnelligkeitsverlauf in den Kanalstücken I und III ohne Schwierigkeit bestimmen. Soweit in diesen Kanalstrecken das Wasser nur einseitig gefaßt ist, übernimmt die Rückschaufel mit den Strecken ab und cd die Führung. Durch die Anordnung der neutralen Kanalstrecken wird erreicht, daß sowohl die Entnahme des Wassers aus dem Spaltraum, als die Abgabe desselben in den Saugraum störungslos vor sich geht. Die Kanalachse in der Arbeitsstrecke II muß sich dem Anfangsstück in I und dem End-

stück in III stetig anschließen und im übrigen dem diagrammgemäßen Richtungsverlauf entsprechen. Die Kurven fg und bc werden zunächst schätzungsweise aufgezeichnet und müssen wie folgt daraufhin kontrolliert werden, ob sie auch dem Kanal den zum diagrammgemäßen Durchfluß notwendigen Querschnittsverlauf geben. Dieser Querschnittsverlauf ergibt sich aus dem diagrammgemäßen Geschwindigkeitsverlauf. Diesen letzteren legt man durch Aufzeichnung des Längsdiagramms (Fig. 6) nach den auf S. 12 erörterten Gesichtspunkten fest. An einer beliebigen Stelle X des Kanals (Fig. 27) ist nun normal zur Relativschnelle w_x die Kanalweite s_x und die Kanalbreite b_x , also der Querschnitt $s_x \cdot b_x$ vorhanden. Durch diesen Querschnitt muß die Wassermenge $\frac{Q'}{z_1}$ mit der Schnelligkeit w_x hindurchtreten. Es muß also sein:

$$s_x b_x w_x \sqrt{2gH} = \frac{Q'}{z_1},$$

daraus

$$s_x = \frac{Q'}{b_x w_x \sqrt{2gH} \cdot z_1}.$$

w_x entnimmt man für den Punkt X aus dem Längsdiagramm und kann somit s_x berechnen und kontrollieren, ob dieser Wert in der Entwurfszeichnung des Laufkanals tatsächlich vorhanden ist; nötigenfalls ist eine Korrektur der Schaufelkurven vorzunehmen. Mit dem Punkt X rückt man längs der ganzen Kanalachse II vor und erhält so die endgültige Form der Schaufelkurven $abcd$ und $efgh$. Diese beiden Kurven ad und eh bestimmen, wenn sie mit Anfangs- und End-

punkten aufeinander gelegt werden, den materiellen Schaufelquerschnitt *sch* (Fig. 27). Es zeigt sich, solange β_1 größer als 90° ist, die Notwendigkeit, die spitz beginnende und spitz endigende Laufschaufel in ganz bestimmtem Maße von den Enden her gegen die mittlere Partie zu verstärken. Beim Übergang von den schmalen Turbinen zu den Turbinen mit mäßiger und starker Austrittsverbreiterung wird β_1 immer kleiner; dabei verschwindet allmählich die Schaufelverstärkung und man erhält schließlich Schaufeln

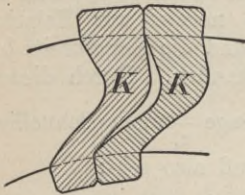


Fig. 28.

Kernstücke zur Herstellung der Laufradgießform.

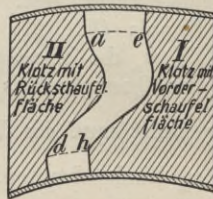


Fig. 29.

Kernbüchse zur Herstellung der Laufradkerne.

mit konstanter Schaufelstärke. Die Schaufelflächen ergeben sich in den schmalen Turbinen nach Fig. 26 einfach dadurch, daß man durch die Umrißlinien des Schaufelquerschnitts *sch* Regelflächen mit Mantellinien parallel zur Turbinenachse legt. Die Eintrittskante und die Austrittskante der Laufschaufel werden hier Gerade parallel zur Achse, und die Schaufeln können ihrer Formgebung wegen nur durch Gießen hergestellt werden; sie werden mit den Schaufelkränzen K_i und K_a zusammengegossen. Zur Anfertigung der Gießform braucht man Kernstücke *K* (Fig. 28), die man mittels einer Kernbüchse (Fig. 29) herstellt; die letztere be-

steht aus einem Schaufelklotz I (aus Holz) mit der Vorderschaufelfläche eh und einem zweiten Schaufelklotz II mit der Rückschaufelfläche ad ; beide Schaufelklötze lassen zwischen sich gerade den durch die Kernstücke K (Fig. 28) auszufüllenden Hohlraum $abcdhgfe$ der Fig. 27 frei.

Für Turbinen mit mäßiger und starker Austrittsverbreiterung (Fig. 20, 22 und 23, S. 28 und 32) läßt sich die Schaufelung nicht mehr wie in Fig. 26 und 27 auf einer ebenen Kreisringfläche entwerfen. An die

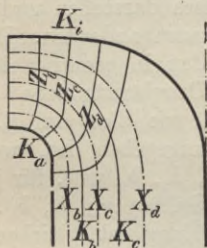


Fig. 30.



Fig. 31.

Stelle des ebenen Kreisrings als Träger der Schaufelung tritt hier in einer Turbine nach Fig. 20 die Rotationsfläche X_m und in Turbinen nach Fig. 22 und 23 die Flächenschar X_b, X_c, X_d, \dots (Fig. 30 und 31). Die Schaufelflächen werden jetzt ziemlich kompliziert, namentlich für die letzteren Turbinenarten, in welchen nach S. 32 eine Unterteilung des Laufraumes durch die Zwischenkränze K_b, K_c, \dots erforderlich ist. Im Prinzip ist hier jede Unterturbine genau so zu behandeln wie die schmalen Turbinen (Fig. 26).

Eintritts- und Austrittskante der Schaufel legt man, um der Werkstatt die Herstellung zu erleichtern, mit

Vorliebe in Meridianebenen, doch ist dies nicht absolut erforderlich und es wird tatsächlich auch häufig die Eintrittskante aus Gießereirücksichten schräg zur Laufradachse gestellt; ferner führt man, um eine weitere Gesetzmäßigkeit und dadurch Erleichterung in der zeichnerischen Behandlung der Schaufelfläche zu bekommen, noch eine zweite Schar von Hilfsrotationsflächen $Z_b, Z_c, Z_d \dots$ ein (Fig. 30 und 31), welche in ihrer Gesamtheit eine stetige Umbildung der zylindrischen Eintrittsfläche des Laufraumes in die Austrittsrotationsfläche des Laufraumes darstellen und das Vorrücken des Wassers im Laufraum andeuten. Diese Rückungsflächen $Z_b, Z_c \dots$ werden in genau gleicher Weise auf Richtigkeit ihrer Durchtrittsfläche und Durchtrittswassermenge geprüft, wie dies auf S. 35 für die Austrittsrotationsfläche angegeben ist, wobei nur an die Stelle der Größen p_2, k_2, b_2 usw. für jede Rückungsfläche bestimmte neue Größen $p_b, k_b, b_b \dots p_c, k_c, b_c$ usw. treten; diese Prüfung ist gleichzeitig eine Kontrolle der Kranzprofilierung (K_i, K_a) des Laufraumes auf ihre Richtigkeit. In jeder Rückungsfläche herrscht, ähnlich wie in der Eintrittsfläche und in der Austrittsfläche, annähernd konstanter Druck; man nennt sie daher auch Niveauflächen.

Auf die vorbeschriebene Weise wird im Laufraum vom Eintritt an zielbewußt auf die am Austritt verlangten Verhältnisse hingearbeitet, und man ist sicher, daß das Wasser nur in zweckdienlicher, diagrammgemäßer Weise durch das Laufrad vorrücken und keinerlei Nebenwege einschlagen kann. Die zeichnerische Darstellung der Schaufelflächen (Vorderfläche und Rückfläche) hat, da es sich um Darstellung unabwickelbarer gekrümmter Flächen handelt, nach den Prinzipien der Kartographie so weit zu erfolgen, daß

die Herstellung eines Schaufelmodells (Schaufelklotz) hiernach möglich ist. Da man, wie schon erwähnt, in Turbinen mit Austrittsverbreiterung mit konstanter Schaufelstärke auskommen kann (Fig. 32), so können die Laufschaufeln dieser Turbinen einzeln aus Blech mittels einer nach dem Schaufelklotz herzustellenden Schaufelpresse hergestellt werden.

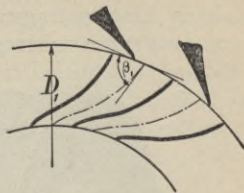


Fig. 32.
Laufrad mit Blechschaufeln.

Die genaue Ausarbeitung einer Francis-schaufel ist nach vorstehendem eine ziemlich langwierige Arbeit. Die Unsicherheit, welche durch die mangelhafte Kenntnis des Verlaufs der Energieverluste in den Turbinen-

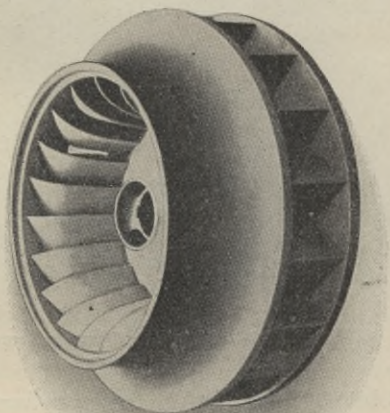


Fig. 33. Schmales Laufrad (Briegleb, Hansen & Co.).

kanälen und durch die unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Raumversperrungskoeffizienten in die Untersuchung hineingetragen wird, hat dazu geführt, daß man die Francisturbinen, um sicherzugehen, meist für

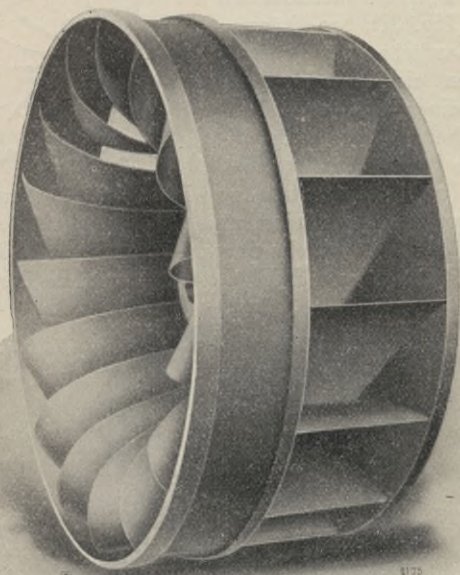


Fig. 34. Laufrad mit mäßiger Austrittsverbreiterung.
(Amme, Giesecke & Konegen.)

eine um 5 bis 10% größere Wassermenge durchrechnet als die vorgeschriebene, wobei man den Unterschied zwischen der Leitradwassermenge Q und der Laufradwassermenge Q' ohne weiteres vernachlässigt.

Als Material kommt für die schmalen, aus einem Stück gegossenen Laufräder (Fig. 33) Gußeisen oder Bronze oder Stahlguß in Betracht, je nachdem es sich um reines oder unreines Betriebswasser oder um Laufräder für hohen Druck und große Leistungen handelt. Die aus Eisenblech oder Stahlblech hergestellten Schaufeln der Turbinen mit Austrittsverbreiterung werden

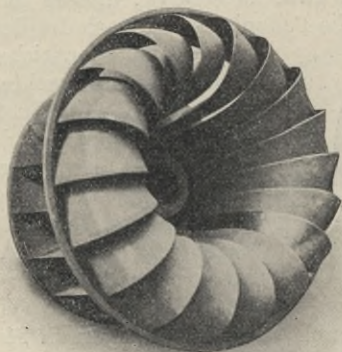


Fig. 35. Laufrad mit starker Austrittsverbreiterung (Voith).

in die gußeisernen Kränze eingegossen. Fig. 34 zeigt ein solches Laufrad mit eingegossenen Blechschaufeln für eine Turbine mit mäßiger und Fig. 35 für eine Turbine mit starker Austrittsverbreiterung. Um die Auswechslung abgenutzter Laufräder möglichst einfach und billig bewerkstelligen zu können, führt man häufig die Nabe des Laufrades als ein Stück für sich aus, an welchem das eigentliche Laufrad als Schaufelkranz durch eine Ver-

schraubung sicher befestigt ist. Alle Laufschaufeln müssen an der Eintrittskante sorgfältig zugescharft werden, und auch an der Austrittskante ist möglichst dünne Endigung anzustreben, damit der Wert k_2 in Gl. 21 (S. 27) für den Saugrohrdurchmesser möglichst groß und damit der Saugrohrdurchmesser selbst zwecks Materialersparnis möglichst klein werde. Um einen absolut ruhigen Lauf zu erzielen, müssen die Francislaufräder wie die Peltonlaufräder nach der Bearbeitung

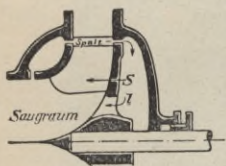


Fig 36.

zur Behebung ungleicher Massenverteilung ausgewuchtet werden. Die Nischen n in Fig. 23 dienen dabei zur Aufnahme des Bleies, welches bei etwa vorhandener Massenungleichheit zur Auswuchtung am Laufrad einseitig angebracht werden muß. Am inneren Laufradkranz K_i (Fig. 11, 22, 23) sind ferner möglichst große Öffnungen l vorzusehen, durch welche das nach S. 24 in den dem Kranz K_i anliegenden Raum austretende Spaltwasser abfließen kann. Die Abführung dieses Spaltwassers ist deshalb notwendig, weil sich sonst der genannte Raum mit rotierendem, unter vollem Spaltdruck stehendem Wasser anfüllen würde, wodurch eine unzulässig große Schubkraft S (Fig. 36) hervorgerufen würde, welche durch Spurlager aufgenommen werden müßte. Ganz gelingt allerdings die Beseitigung des Axialschubes auf die Dauer nicht, trotzdem zu diesem Zweck schon viele sinnreiche Vorrichtungen, z. B. ein Gegenspalt g und die Rotation des Wassers verhindernde Rippen r (Fig. 41, S. 50) überall dort angebracht werden, wo die Laufradform dies zuläßt.

4. Konstruktive Ausführung des Leitapparates der Francisturbine.

Dem Leitrad gibt man gewöhnlich etwas mehr Schaufeln als dem Laufrad, damit die Leitkanäle kleinere Lichtweite bekommen als die Laufkanäle. Es wird dadurch der Gefahr der Laufradverstopfung durch die im Wasser anschwimmenden Fremdkörper wirksam vorgebeugt, denn alle Fremdkörper, welche ihrer Größe wegen im Laufrad stecken bleiben müßten, werden schon in dem der Reinigung leichter zugänglichen Leitrad zurückgehalten.

Die Anforderungen, welche das Laufrad an den Leitapparat stellt, sind folgende. Die Leit-schaufelendigung ist so auszubilden, daß erstens die Kanalwandungen in

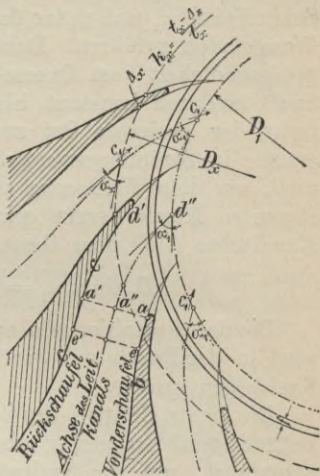


Fig. 37.

dem letzten das Wasser von allen Seiten umschließenden Querschnitt $a-a'$ des Leitkanals (Fig. 37) eine gut ausgeführte Düsenmündung darstellen, welche das Wasser ohne Kontraktion entsendet. Diese Forderung bedingt, daß im Querschnitt $a-a'$ die Vorderschaufel b des Leitkanals auf eine kurze Strecke ea parallel mit der Rückschaufel c ($e'a'$) verläuft. Zweitens muß von diesem Querschnitt

$a—a'$ ab die Rückschaufel c die Führung des Wasserstrahls in der Weise übernehmen, daß, wie die Fig. 37 zeigt, die sämtlichen Wasserstrahlen des wasserspeierenden Ringes sich nach Verlassen des Leitapparates im Spalt zwanglos aneinander schmiegen und das Wasser dem Laufradeintrittskreis D_1 rings herum mit der Schnelligkeit c_1 und unter dem Winkel α_1 im mittleren Wasserfaden zuführen. Dabei soll die absolute Wassergeschwindigkeit vom Querschnitt $a—a'$ ab durch den Spalt hindurch konstant bleiben, denn der Spalt ist nicht der geeignete Ort zur Umsetzung von Druckenergie in Strömungsenergie. Die Rückschaufel $a'—d'$ muß, um diese Forderung zu erfüllen, nach einer bestimmten Kurve derart gekrümmt werden, daß die Kanalachse $a''d''$ dem Gesetz folgt:

$$D_1 \sin \alpha_1 k_1 = D_x \sin \alpha_x k_x.$$

Die dabei resultierende evolventenartige Kurve $a'd'$ wird in der Praxis mit genügender Genauigkeit durch Kreisbögen ersetzt.

Die lichte Breite f des Spaltes zwischen Lauf- und Leitrad wird so gering als möglich (0,5 bis 1 mm) ausgeführt, um die Spaltwasserverluste tunlichst zu reduzieren. Auch der radiale Abstand zwischen dem D_1 -Kreis und den Leitschaufelendigungen ist so gering als möglich zu bemessen, um dadurch dem Wasser die Möglichkeit falscher Bewegungen in dem für die Wasserteilchen ein Interregnum darstellenden Spalt tunlichst zu benehmen. Zu weit darf man hierin allerdings nicht gehen, weil es sonst vorkommen kann, daß Fremdkörper zwischen Lauf- und Leitrad unter Beschädigung der Lauf- und Leitschaufeln zermahlen werden.

Für die weitere Formgebung der Leitschaufeln sind die zwei Fälle Fig. 38 und 39 zu unterscheiden. Die Schaufelform Fig. 38 kommt in Betracht, wenn

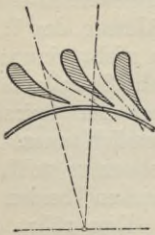


Fig. 38.

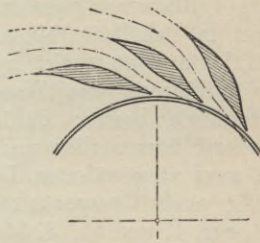


Fig. 39.

die Turbine in einem größeren Behälter zur Aufstellung kommt, aus welchem das Wasser dem Leitrad von allen Seiten gleichmäßig, also im großen ganzen radial zuströmt. Die Leitschaufel muß hier entsprechend Fig. 38 außen so ausgebildet werden, daß die Achse des Leitkanals radial beginnt. Die zweite Schaufelform (Fig. 39) gilt für den Fall, daß das Wasser dem Leitapparat durch einen besonderen spiralförmigen Zulaufkanal (Fig. 40) zugeführt wird. Die Leitschaufeln werden hier dem nahezu tangential zuströmenden Wasser entgegen gekrümmt

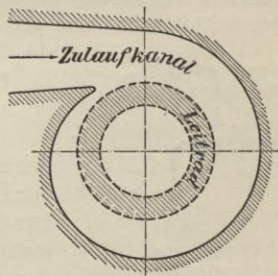


Fig. 40. Zuführung des Wassers zum Leitrad durch spiralförmigen Zulaufkanal.

und endigen mit scharfer Kante zwecks Vermeidung eines Wasserstoßes. Da für Turbinen nach Fig. 38 die Behälterdimensionen in der Praxis selten so groß gemacht werden können, daß sich tatsächlich ein allseitig vollkommen gleichmäßiger Wasserzufluß einstellt, so ist in Behälterturbinen die Zuführung des Wassers zum Leitapparat meist hydraulisch nicht einwandfrei. Die Zuführung des Wassers durch Spiralkanäle ist hydraulisch besser; dafür ist aber der Spiralkanal schwierig herzustellen und daher ziemlich teuer. Außer den zwei vorerwähnten Leitschaufelformen trifft man häufig auch Übergangsformen zwischen beiden (vgl. z. B. Fig. 47 und 51, S. 54 und 56). Dies rührt daher, daß man vielfach auch in Behälterturbinen durch verschiedene Mittel den Wasserzufluß zum Leitapparat angenähert spiralig zu gestalten sucht. In allen Fällen muß der zwischen je zwei Leitschaufeln entstehende Leitkanal von außen nach innen eine stetige Querschnittsabnahme zeigen, damit sich im Leitkanal

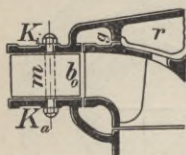


Fig. 41.

Leitapparat mit Dreh-schaufeln.

die Umsetzung von Druckenergie in Strömungsenergie allmählich vollziehen kann.

Wie in der Pelton- und Schwamkrugturbine wird auch in der Francisturbine der Leitapparat zur Regulierung der Durchflußmenge (Füllung) benutzt. Von der großen Anzahl von Regulier-

vorrichtungen, welche im Lauf der Zeit hierfür entworfen und ausgeführt worden sind, hat sich nur eine, die Finksche Drehschaufelregulierung, Fig. 41, 42 und 43, in der Praxis erhalten. Die Leitradkränze K_i und K_a , welche die Fort-

setzung der entsprechenden Laufradkränze bilden, werden im Finkschen Leitapparat als ebene und parallele Kreisringflächen ausgeführt. Zwischen ihnen sind die Leitschaufeln, deren Vorder- und Rückflächen Regelflächen mit Mantellinien parallel zur Turbinenachse sind, um Drehbolzen m drehbar angeordnet. Wenn man nun sämtliche Leitschaufeln gleichmäßig im Sinne der Pfeile, Fig. 42, dreht, so ergibt sich zuletzt eine Stellung nach Fig. 43 mit vollständigem Abschluß des Leitraums gegen den Laufraum und dementsprechend mit der Wasserlieferung null. Die parallel zur Turbinenachse verlaufenden Austritts-



Fig. 42.

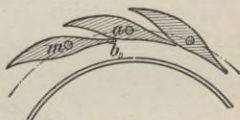


Fig. 43.

kanten b_0 der Leitschaufeln kommen sämtlich gleichzeitig zum Anliegen an bestimmte Mantellinien a der Rückschaufelflächen. Die unendlich vielen Zwischenstellungen zwischen Fig. 42 und 43 ermöglichen es, den Leitapparat auf jede beliebige Wassermenge zwischen Q und null einzustellen und man erkennt außerdem, daß es möglich ist, durch Drehung der Leitschaufeln entgegen den Pfeilen in Fig. 42 die Öffnung der Leitkanäle über das normale Maß hinaus zu vergrößern und dadurch bei entsprechender Laufraddimensionierung zeitweise eine größere Wassermenge als normal zu verarbeiten, d. h. die Turbine überlastbar zu machen. Der Drehpunkt m (Fig. 42) ist so zu wählen, daß das an den Leitschaufeln entlangströmende

und dabei auf ihre Vorder- und Rückflächen ungleich drückende Wasser von sich aus möglichst geringe

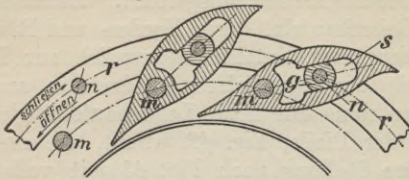


Fig. 44. Gleitsteinregulierung.

Drehbewegungstendenzen an den Leitschaufeln hervorruft.

Für den Antrieb der Drehschaufeln ist eine große Anzahl von Mechanismen erfunden worden, von denen

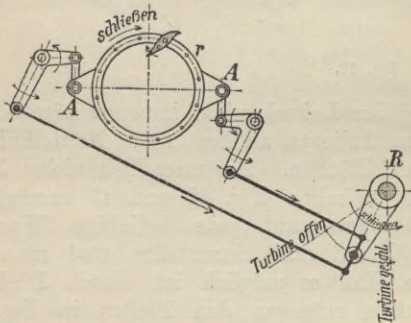


Fig. 45. Antrieb des Regulierings.

die für die Praxis wichtigsten nachstehend kurz beschrieben sind.

In Figur 44 ist die sogenannte Gleitsteinregulierung dargestellt: *m* ist wieder der in den Leit-

radkränzen fest gelagerte Drehbolzen der Leitschaufel; n ist ein in einem beweglichen Ring r (Regulerring) befestigter Mitnehmerstift, der die Schaufel bei einer Bewegung des Regulierings mitnimmt und dadurch um ihren Drehpunkt m dreht. Der Mitnehmerstift n greift dabei in einen Schlitz s der Leitschaufel ein. Da er sich beim Bewegen der Schaufel inner-

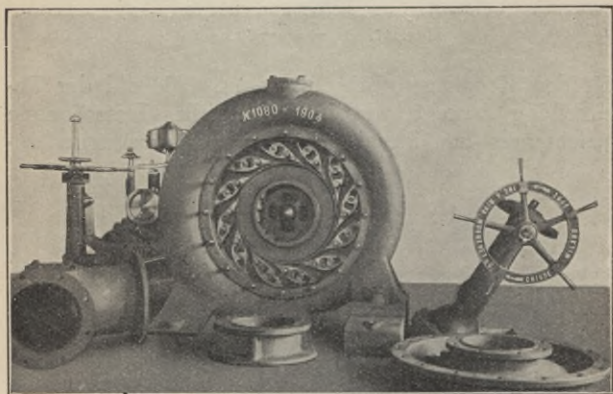


Fig 46. Francisturbine mit Gleitsteinregulierung.
(Ing. A. Riva, Monneret & C.)

halb dieses Schlitzes auf und ab bewegen muß, so ist er von einem Gleitstein g umschlossen. Der Regulerring r wird in einem der beiden Leitkränze drehbar untergebracht und erhält zur Vermeidung des Eckens eine womöglich ein reines Drehmoment erzeugende Antriebsvorrichtung mit zwei radial entgegengesetzten Angriffspunkten A und einem von der Regulierwelle R aus bewegten Gestänge, das in Fig. 45 in einer der

verschiedenen möglichen Ausführungsformen schematisch dargestellt ist. (Vergl. hierüber auch Fig. 73, S. 80, in welcher eine andere Antriebsvorrichtung



Fig. 47. Laschenregulierung.

für den Regulierring abgebildet ist.) Sobald der Regulierring bewegt wird, werden alle Leitschaufeln gleichmäßig von ihren Mitnehmerbolzen verstellt, wo-

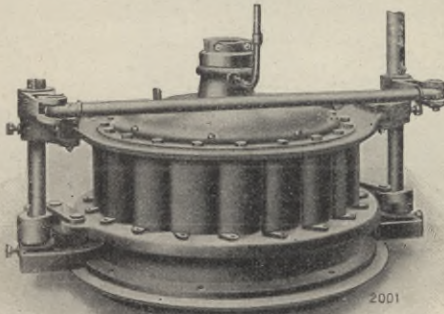


Fig. 48. Laschenregulierung mit offenen Laschen
(Amme, Giesecke & Konegen.)

durch der Leitapparat der Turbine geschlossen, bzw. geöffnet wird. Fig. 46 zeigt das Innere einer Francisturbine mit einer solchen Gleitsteinregulierung.

In Fig. 47 ist die sogenannte Laschenregulierung dargestellt. Jede Leitschaufel ist hier mit dem Regulierring r durch eine Lasche l verbunden. Die Wirkung beim Bewegen des Regulierings ist die gleiche wie oben. Die Fig. 48 und 49 zeigen die konstruktive Ausführung einer solchen Laschenregulierung. In Fig. 48 sind die Laschen deutlich sicht-

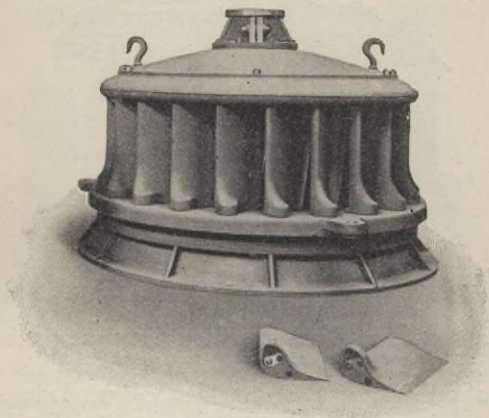


Fig. 49. Laschenregulierung mit verdeckten Laschen (Voith).

bar; in der Konstruktion Fig. 49 sind sie durch die schuhartigen Erweiterungen unten an den Leitschaufeln überdeckt, um das Eindringen von Sand in die Gelenke tunlichst zu verhindern.

Eine mit der Laschenregulierung im Prinzip identische Regulierung ist die früher häufig angewendete, jetzt aber fast verschwundene Stangenregulierung, Fig. 50. Der Regulierring hat hier einen so kleinen

Durchmesser, daß für den Anschluß der Leitschaufeln an den Ring statt der kurzen Laschen längere Stangen erforderlich werden.

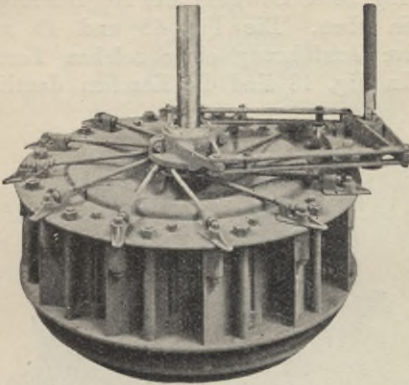


Fig. 50. Stangenregulierung (J. J. Rieter & Cie., Winterthur).

Die Fig. 51 und 52 zeigen die Kettenregulierung von Foresti. Die einzelnen Leitschaufeln sind hier unter sich so verbunden, daß um den ganzen Leitapparat

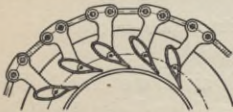


Fig. 51. Kettenregulierung von Foresti.

herum eine den Regulierring ersetzende geschlossene Gelenkkette entsteht. Die Störungen im Wasserzufluß, welche diese Kette verursacht, sind, wie die Praxis gezeigt hat, solange es sich um niedere Gefälle handelt, belanglos.

Für höhere Gefälle und stark sandhaltiges Wasser wird die sogenannte Außenregulierung, Fig. 53, welche sich ihrer Vorzüge halber in neuerer Zeit immer mehr einbürgert, verwendet. Im Gegensatz zu

den vorerwähnten Reguliervorrichtungen liegen hier die Antriebsteile der Leitschaufeln außerhalb des Wassers und sind der Schmierung zugänglich. Die Leitschaufeln werden mit den Drehbolzen *m* der Fig. 41 aus einem Stück hergestellt. Diese Bolzen treten an einer Seite des Leitapparats durch den Leitkranz mittels Stopfbüchsen nach außen und sind hier je

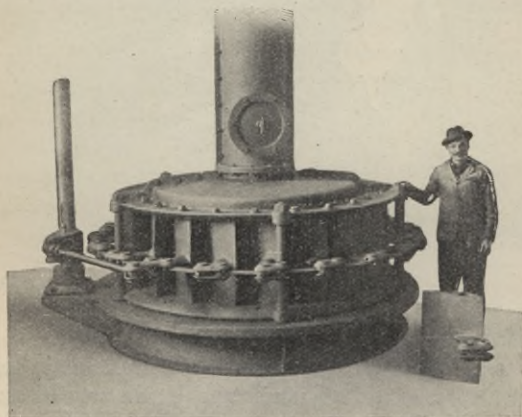


Fig. 52. Kettenregulierung von Foresti (Ing. A. Riva, Monneret & C.).

mit einer kleinen Kurbel versehen (vergl. die einzelnen Leitschaufeln in Fig. 53 unten). Jede Kurbel greift mittels Gleitsteins in einen außen an der Turbine gelagerten Regulierring ein. Eine Drehung des Regulier rings bewirkt demnach auch hier eine gleichmäßige Verstellung sämtlicher Leitschaufeln und damit Öffnung bzw. Schließung des Leitapparates.

Bezüglich der Herstellung des Leitapparates ist

Die Francisturbine.

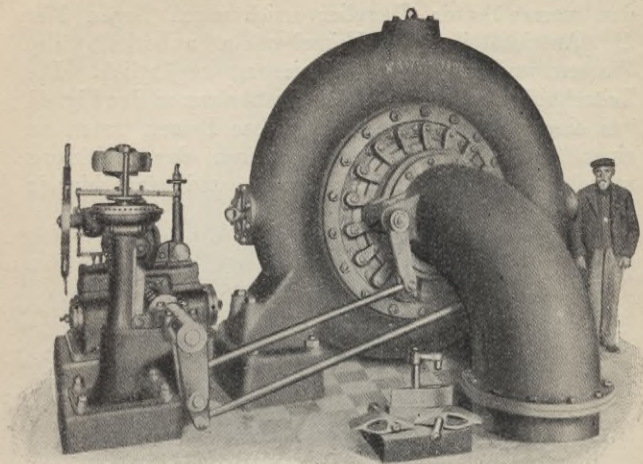


Fig. 53. Francisturbine mit Außenregulierung.
(Ing. A. Riva, Monneret & C.)

noch zu bemerken, daß die Leitschaufeln je nach Gefälle, Wasserbeschaffenheit und Größe aus Gußeisen, Bronze oder Stahlguß gegossen oder aus Schmiedeeisen im Gesenk geschmiedet werden. Zwecks dichten

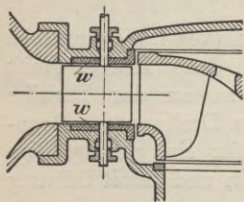


Fig. 54. Leitapparat mit auswechselbaren Leitradwänden.

Schlusses sind die Schaufelendigungen und die Stellen *a*, Fig. 43, der Schaufelrücken, an welchen die Schaufelspitzen beim Schließen anschlagen, mit besonderer Sorgfalt zu bearbeiten. Für sandhaltiges Wasser ordnet man auswechselbare Leitradwände *w*, am besten

aus Bronze, in den Leitradkränzen an (Fig. 54), damit im Falle von Beschädigungen der Leitradwände durch Korrosionen der Schaden durch einfache Auswechslung dieser Wände behoben werden kann.

§ 5. Das Saugrohr der Francisturbine; Grenzwerte des Sauggefälles.

Das Saugrohr ermöglicht nach Früherem (Seite 19) die Höherstellung der Francisturbine gegenüber dem Unterwasserspiegel, ohne daß dadurch ein Gefällsverlust durch Freihängen entsteht. Es wird im allgemeinen durchweg mit konischer Erweiterung ausgeführt und zwar entweder als schmiedeisernes oder gußeisernes, bald gerades, bald gekrümmtes Rohr (Fig. 55) oder als ein an der Innenfläche mit Glattstrich versehener und auf die ganze Länge sorgfältig gegen das Eindringen von Außenluft gedichteter, gekrümmter Betonkanal (vergl.

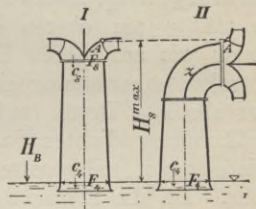


Fig. 55.

Fig. 8, Bd. I, S. 13). Seine Ausmündung muß unter sicherem Wasserverschluß stehen, wie dies Fig. 55 und Bd. I Fig. 8 zeigen. Würde der Wasserspiegel so tief sinken, daß die untere Öffnung des Saugrohrs frei wird, so würde das Saugrohr „Luft schnappen“, d. h. die äußere Luft würde von unten eindringen und dadurch das Vakuum hinter dem Laufrad zerstören, so daß die Saugwassersäule abreißen und die Turbine nur noch mit dem Druckgefälle H_d und mit dementsprechend verminderter Schluckfähigkeit, schlechterem Wirkungsgrad und

starkem Leistungsabfall arbeiten würde, was man natürlich vermeiden muß.

Die Überhöhung der Turbine über den Unterwasserspiegel bezweckt hochwasserfreie Lage der Turbine und Antriebsmaschine. Das zulässige Maß dieser Überhöhung unterliegt jedoch gewissen Beschränkungen. Der größte zulässige Vertikalabstand H_s^{\max} (Fig. 55) vom Laufradausguß bis zum Unterwasserspiegel hängt nämlich von der Größe des Luftdrucks am Aufstellungsort der Turbine, ferner von dem Grade der Saugrohrerweiterung und in geringerem Maße von Erdschwere, Wasserbeschaffenheit und Beschaffenheit der Saugrohrwände ab. Würde z. B. dieser Abstand gleich dem Barometerstand H_B , ausgedrückt in Meter Wassersäule¹⁾ gemacht, so müßte am oberen Ende A der Saugwassersäule genau wie am oberen Ende der Quecksilbersäule des Quecksilberbarometers ein vollkommenes Vakuum, also der absolute Druck null entstehen, jedoch nur bei vollkommen dichten Saugrohrwänden, gasfreiem Betriebswasser, reibungsfreiem und zylindrischem Saugrohr. Da die konische Erweiterung des Saugrohrs an sich schon vakuumbildend wirkt, so wird das vollkommene Vakuum im konisch erweiterten Saugrohr schon bei einer etwas kleineren Überhöhung $H_B - H(c_s^2 - c_4^2)$ erreicht. Hierin bedeutet

$$c_4 = c_s \cdot \frac{F_s}{F_4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

die Saugrohr Austritts schnelle und der Wert $H(c_s^2 - c_4^2)$ stellt das durch die Konizität des Saugrohrs erzeugte zusätzliche Vakuum in Meter Wassersäule dar. Eine Überschreitung der obigen auf vollkommenes Vakuum

¹⁾ 1 cm Quecksilbersäule ist gleich 0,136 Meter Wassersäule.

führenden Überhöhung könnte eine weitere Druckverminderung hinter dem Laufrad nicht mehr hervorbringen und es würde also in diesem Falle im Saugrohr hinter dem Laufrad zunächst eine Strecke mit konstantem Druck null folgen, welche für die Arbeitsleistung genau wie ein Freihängen verloren wäre. Eine zu hohe Lage der Turbine muß man also vermeiden. Die Vakuumherzeugung darf man nun aber überhaupt nicht bis zum absoluten Druck null steigern, weil das Wasser bekanntlich unter niederem Druck zu sieden beginnt¹⁾. Durch die Dampfentwicklung würde der Abfluß des Wassers im Saugrohr dermaßen gestört, daß ein geordneter Betrieb der Turbine nicht aufrecht erhalten werden könnte. Man bleibt daher mit H_s^{\max} in der Praxis um 20 bis 25⁰/₀ unter dem oben gefundenen Ausdruck und setzt:

$$H_s^{\max} = (0,8 \div 0,75) [H_B - H (c_s^2 - c_4^2)]. \quad (36)$$

Durch diese Einschränkung wird die Gefahr der Dampfbildung sicher vermieden und gleichzeitig werden damit auch die Einflüsse von Gasgehalt des Betriebswassers, Rauigkeit der Saugrohrwände, Krümmung der Saugrohrachse, welche ebenfalls die Überhöhungsmöglichkeit vermindern, ausreichend berücksichtigt.

Für mäßige Saugrohrerweiterung und für die Meereshöhe null ($H_B = 10,33$ Meter) liegt demnach das praktische Maximum von H_s etwa bei 7 bis 7,5 Meter. Starke Saugrohrerweiterung und hohe Lage der Turbine über dem Meer reduzieren das zulässige Sauggefälle nach obiger Gleichung. Über die Ab-

¹⁾ Wasser von 0⁰ 10⁰ 20⁰ 30⁰ 40⁰ Celsius siedet bei einem absoluten

Druck von 0,06 0,12 0,24 0,43 0,75 Meter Wassersäule.

hängigkeit von Barometerstand und Meereshöhe gibt Fig. 56 mit für die vorliegenden Zwecke hinreichender Genauigkeit Aufschluß. Falls eine Turbine aus besonderen Gründen noch höher über den Unterwasserspiegel gesetzt werden muß, als nach vorstehendem äußerst zulässig, so bleibt nichts anderes übrig, als den Unterwasserspiegel um die Saugrohrmündung herum so hoch aufzustauen, daß das zulässige Saug-

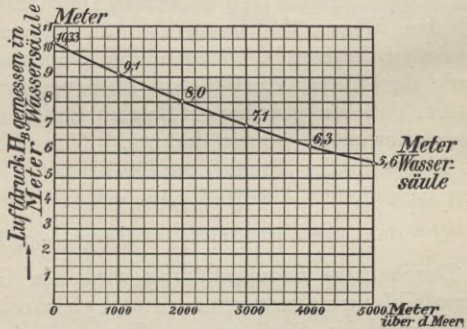


Fig. 56. Barometerkurve.

gefälle nicht überschritten wird. Damit ist natürlich ein Gefällsverlust verbunden.

Für das zulässige Sauggefälle der Heberturbine Fig. 57 gelten die gleichen Regeln wie oben und der Wert H_s^{\max} bestimmt in der aus der Figur ersichtlichen Weise die höchste zulässige Lage der Heberturbine über ihrem Oberwasserspiegel:

$$H_o^{\max} = H_s^{\max} - H \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

(vergl. hierüber auch das Druckdiagramm, Fig. 17, S. 23). Zur Inbetriebsetzung einer reinen d. h. voll-

ständig frei über dem Oberwasserspiegel aufgestellten Heberturbine ist eine auf der luftabsaugenden Wirkung des Wassers beruhende Vorrichtung zur Evakuierung der Turbinenkammer notwendig. Aus Gl. 37 folgt, daß das Anwendungsgebiet dieser reinen Heberturbine auf ganz niedere Gefälle beschränkt ist; doch kann man, wenn die Höhe H_o^{\max} der Gleichung 37 zur Höhenentwicklung h der Turbinenkammer (Fig. 58) nicht ausreicht, die Heberturbine in den Oberwasserspiegel eintauchen und erhält so die tauchende Heberturbine. Die Zugänglichkeit der Turbine wird, wenn wie gewöhnlich ein Absperrorgan (Schütze) vor der Kammer angebracht ist

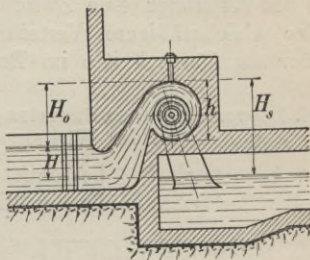


Fig. 57. Reine Heberturbine.

nicht ausreicht, die Heberturbine in den Oberwasserspiegel eintauchen und erhält so die tauchende Heberturbine. Die Zugänglichkeit der Turbine wird, wenn wie gewöhnlich ein Absperrorgan (Schütze) vor der Kammer angebracht ist

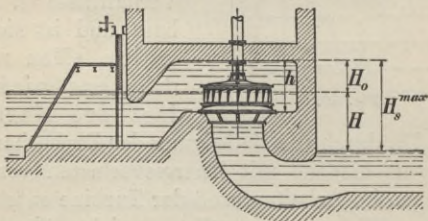


Fig. 58. Tauchende Heberturbine.

durch das Tauchen nicht beeinträchtigt, dagegen aber wird hierdurch ihre Inbetriebsetzung und die Evakuierung der Kammer bedeutend erleichtert.

Bezüglich der Saugrohre mit gekrümmter Achse

(Fig. 55, II) ist noch zu bemerken, daß der Saugrohrwirkungsgrad k_h derselben bei großen Lichtweiten erheblich dadurch verbessert werden kann, daß man in den Krümmer eine Zwischenwand z einbaut, welche eine gleichmäßigere Verteilung der Wasserströmung über die Querschnitte im Bogenstück bewirkt.

§ 6. Die verschiedenen Bauarten der Francisturbine hinsichtlich des Wirkungsgradverlaufs.

Eine nach § 2 berechnete Francisturbine läßt bei voller Leitschaufelöffnung die normale Wassermenge

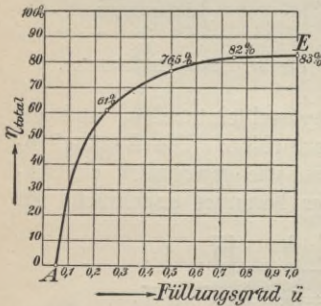


Fig. 59.

Q hindurchtreten und ihre Drehschaufelregulierung dient nur dazu, die sekundliche Durchflußmenge je nach Bedürfnis unter das normale Maß zu verkleinern. Die Turbine ist für die normalen Verhältnisse Q, H, n gebaut und ist nicht überlastbar. Man nennt sie daher eine „nicht überlastbare Normalturbine“.

Da durch die Betätigung der Drehschaufelregulierung verschiedene mit Energieverlusten verbundene Änderungen im Arbeitsprozeß der Turbine entstehen, so sinkt der Wirkungsgrad dieser nicht überlastbaren Normalturbine mit abnehmender Füllung. Die Wirkungsgradkurve, welche in Fig. 59 für die besten hydraulischen Verhältnisse (Laufräder mit $u_1 = 0,65$ und Durchmesser Verhältnis 0,8) dargestellt ist, fällt also von ihrem Endwert E an mit kleiner werdendem

Füllungsgrad \ddot{u} ständig ab. Das Wirkungsgradoptimum liegt am Endpunkt der Wirkungsgradkurve.

Wie auf Seite 51 bemerkt, kann aber die Drehschaufelregulierung auch dazu benützt werden, die sekundliche Durchflußmenge gelegentlich auch über das normale Maß Q hinaus zu vergrößern. Von dieser Möglichkeit wird wie bei den Peltonturbinen (vergl. Bd. I S. 78) dann Gebrauch gemacht, wenn überlastbare Turbinen verlangt werden. Man kommt damit auf

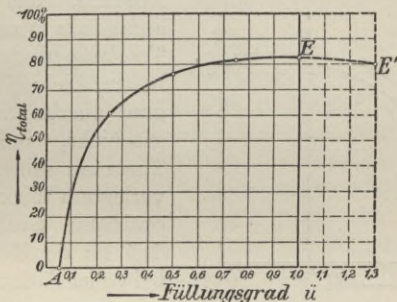


Fig. 60.

die „überlastbaren Normalturbinen“. Die Wirkungsgradkurve Fig. 60 erhält nun eine Verlängerung um ein Stück EE' . Sie sinkt dabei auch wieder, weil die Überfüllung gerade so wie die Unterfüllung unrichtigen Arbeitsprozeß und damit Energieverluste mit sich bringt. Das Wirkungsgradoptimum ist also hier vom Endpunkt E' der Wirkungsgradkurve nach rückwärts verschoben. Diese Rückwärtsverschiebung des Wirkungsgradoptimums läßt sich auch auf die nicht überlastbare Turbine anwenden und man erhält dadurch eine Turbinenbauart,

welche im Turbinenbau eine besondere Bedeutung erlangt hat, weil sie sich den Wasserkraften an natürlichen Flußläufen im allgemeinen in besonders vorteilhafter Weise anpaßt.

Die in der Natur an Flußläufen vorkommenden Wasserkraften haben nämlich meist stark veränderliche Wassermengen. In den Hochwasserperioden hat man einen Überschuß an Wasser, während in der Trockenzeit Wassermangel eintritt. Man steht dann vor der

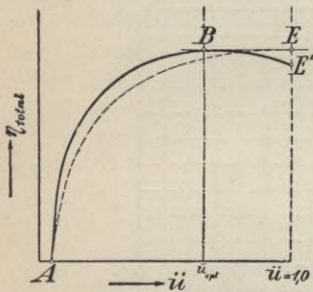


Fig. 61.

Aufgabe, das spärlich anfallende Wasser dieser Trockenperioden mit bestmöglichem Wirkungsgrad auszunützen. Dies geschieht, indem man Turbinen mit rückwärts verlegtem Wirkungsgradoptimum baut, derart, daß sie das Hochwasser bei voller Füllung ($\ddot{u}_0 = 1$) mit gerade noch annehmbarem Wirkungsgrad

konsumieren und dagegen die Niederwassermenge mit geringerer Füllung \ddot{u}_1 , aber mit bestem Wirkungsgrad verarbeiten. Wenn außerdem noch Gefällschwankungen mit einem den Wassermengenschwankungen entgegengesetzten Verlauf vorhanden sind, wenn also dem Hochwasserzustand des Flußlaufes ein Minimalwert H_0 des Nettogefälles und dem Niederwasserzustand des Flusses ein Maximalwert H_1 des Nettogefälles entspricht, wie dies in Flußanlagen mit Francisturbinen fast immer zutrifft, so ist dies, wie die folgende Rechnung zeigt, ein weiterer Grund dafür, die Turbinen, auch wenn man von

Überlastungsfähigkeit ganz absieht, mit starker Rückverschiebung des Wirkungsgradoptimums (Fig. 61) zu bauen. Wenn nämlich eine Turbine während der Hochwasserperiode unter dem Nettogefälle H_o die sekundliche Wassermenge Q_o konsumiert, so würde sie bei gleicher Öffnung unter dem größeren Gefälle H_i der Trockenzeit die größere Wassermenge Q_i'

$$Q_i' = Q_o \frac{\sqrt{H_i}}{\sqrt{H_o}} \dots \dots \dots (38)$$

konsumieren, weil die Wassermenge in gleichem Maße wächst, wie die Wassergeschwindigkeiten in der Turbine, also proportional dem Wert $\sqrt{2gH}$, d. h. proportional der Quadratwurzel aus dem Gefälle. Da nun aber die tatsächliche Niederwassermenge Q_i schon kleiner als Q_o ist, so ist sie in noch viel höherem Maße geringer als Q_i' und man muß also, um die Schluckfähigkeit der Turbine dem tatsächlichen Zufluß anzupassen, den Leitapparat bis auf den oft ziemlich kleinen Füllungsgrad \ddot{u}_i

$$\ddot{u}_i = \frac{Q_i}{Q_i'} = \frac{Q_i \sqrt{H_o}}{Q_o \sqrt{H_i}} \dots \dots \dots (39)$$

schließen. Je nach den im speziellen Fall gerade maßgebenden Rücksichten wird man nun das Wirkungsgradmaximum entweder gerade auf die nach Gl. (39) berechnete Füllung \ddot{u}_i oder aber zwischen \ddot{u}_i und \ddot{u}_o legen. Die dem besten Wirkungsgrad entsprechende Füllung bezeichnet man mit \ddot{u}_{opt} . Die Turbinen mit zurückverlegtem Wirkungsgradoptimum nennt man „frühkulminierende Turbinen“, weil ihre Wirkungsgradkurve ABE'' , Fig. 61, ihr Maximum B früher

erreicht als die Normalturbine, deren Wirkungsgradkurve AE zum Vergleich in Fig. 61 wiederholt ist.

Im Francisturbinenbau hat man nun nach Vorstehendem drei Bauarten zu unterscheiden:

I. Normalturbinen; für Betriebe, in denen sowohl der Kraftbedarf als die Wasserkraft konstant oder annähernd konstant ist. Die Turbinen sind für die gegebenen Normalwerte Q , H , n zu berechnen und

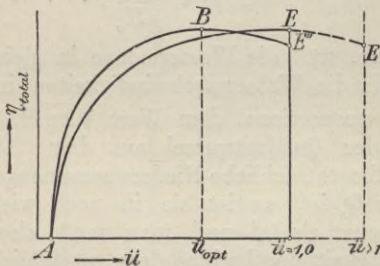


Fig. 62.

genau nach den Rechnungsergebnissen zu dimensionieren (Wirkungsgradkurve AE (Fig. 62).

II. Überlastbare Normalturbinen; hauptsächlich zu verwenden in Talsperrenanlagen. Die Turbinen sind zunächst zu berechnen für Q , H und n ; Leit- und Laufrad sind jedoch so abzuändern, daß die sekundliche Durchflußmenge Q bis auf den der verlangten Überlastungsfähigkeit entsprechenden Wert Q_{max} steigen kann (Wirkungsgradkurve $AE'E'$, Fig. 62).

III. Frühkulminierende Turbinen; hauptsächlich zu verwenden in Flußanlagen mit starken Schwankungen in Gefälle und Wassermenge. Die Turbinen

sind zu berechnen einerseits für Q_0 , H_0 , $\ddot{u}_0 (= 1)$ und andererseits für Q_i , H_i , \ddot{u}_i . Aus den aus diesen beiden Berechnungen sich ergebenden zwei verschiedenen Turbinenformen ist für die Ausführung eine vermittelnde Form derart zu bilden, daß beim gewünschten Wert \ddot{u}_{opt} die Wirkungsgradverluste ein Minimum werden (Wirkungsgradkurve ABE'' , Fig. 62).

Man muß in jedem einzelnen Falle sich darüber schlüssig machen, welche von den drei Bauarten man nehmen will. Ein innerer Unterschied zwischen Bauart II und III besteht natürlich nicht. Man kann jede frühkulminierende Turbine als überlastbare Normalturbine bezeichnen, wenn man die Füllung \ddot{u}_{opt} als Normalfüllung auffaßt. Spezielle Unterarten der frühkulminierenden Turbinen sind die Turbinen, welche bei Dreiviertel füllung ihren besten Wirkungsgrad ergeben. Man nennt diese Art kurzweg Dreiviertel füllungsturbinen; ähnlich spricht man von Zweidrittel füllungsturbinen, Achtzehntel füllungsturbinen usw.; Turbinen, welche ihr Wirkungsgradoptimum bei Dreiviertelöffnung bzw. Dreiviertelbelastung erreichen, heißt man Dreiviertelöffnungsturbinen bzw. Dreiviertellastturbinen usw. Im praktischen Turbinenbau hat sich allmählich die Regel herausgebildet, jede Turbine, die für bestimmte Werte Q , H , n bestellt wird, als Dreiviertel füllungsturbine zu bauen. Wenn man daher eine andere Bauart braucht, so muß man dies von den Turbinenfirmen ausdrücklich verlangen. Statt der Dreiviertel füllungsturbine bauen einige Firmen auch vorzugsweise Dreiviertelöffnungsturbinen und andere wieder Dreiviertellastturbinen. Infolge der im Francis-

system ziemlich starken Unterschiede im Verlaufe von Füllungsgrad \ddot{u} , Öffnungsgrad \ddot{o} und Leistungsgrad l

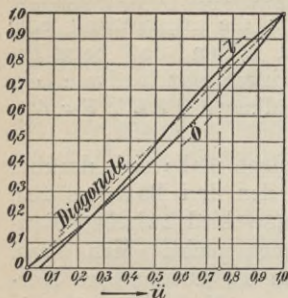


Fig. 63.

sind diese drei Turbinenarten ziemlich stark verschieden voneinander. Das Diagramm (Fig. 63) zeigt beispielsweise den Verlauf der Größen \ddot{o} und l in Funktion von \ddot{u} , wie er an einer ausgeführten Dreiviertelöffnungsturbine festgestellt wurde. Die Abweichungen der beiden Kurven von der punktierten geraden Diagonallinie drücken die Abweichungen

der Begriffe \ddot{o} bzw. l vom Begriff \ddot{u} dem Sinne und der Größe nach aus. Das Diagramm hat natürlich keine allgemeine Gültigkeit, doch kann man daraus entnehmen, daß eine Dreiviertelöffnungsturbine im Bestzustand ungefähr mit

$$\begin{aligned}\ddot{u}_{opt} &= 0,75 \\ \ddot{o}_{opt} &\cong 0,69 \\ l_{opt} &\cong 0,78\end{aligned}$$

arbeitet. Faßt man den Bestzustand als Normalzustand auf, so wäre diese Turbine gegenüber diesem Zustande überlastbar um $\frac{100 - 78}{78} \cdot 100$, d. h. ca. 28%.

Für eine Dreiviertelöffnungsturbine dagegen würde sich unter den vorliegenden Verhältnissen etwa ergeben:

$$\begin{aligned}\ddot{o}_{opt} &= 0,75 \\ \ddot{u}_{opt} &\cong 0,81 \\ l_{opt} &\cong 0,85.\end{aligned}$$

Die Überlastbarkeit gegenüber dem Bestzustand würde ca. 18⁰/₀ betragen.

Für eine Dreiviertellastturbine endlich hätte man:

$$\begin{aligned} l_{opt} &= 0,75 \\ \dot{u}_{opt} &\cong 0,71 \\ \ddot{o}_{opt} &\cong 0,65 \end{aligned}$$

Überlastbarkeit gegenüber dem Bestzustand = 33¹/₃ ⁰/₀.

Man sieht aus dieser Gegenüberstellung, welche allerdings nur für einen bestimmten speziellen Fall gilt, wie notwendig es ist, im Francissystem die drei Begriffe Füllungsgrad, Öffnungsgrad, Leistungsgrad auseinanderzuhalten. Man muß daher bei Wirkungsgradangaben der Turbinenfirmer genau darauf achten, ob Füllungsgrad, Öffnungsgrad oder Leistungsgrad zugrunde gelegt ist; und wenn es sich um Anstellung von Vergleichen handelt, ist häufig erst eine Umwertung zur Herstellung vergleichbarer Angaben notwendig.

Es ist von Interesse, die um 25⁰/₀ überlastbare Normalturbine näher zu untersuchen, weil diese Turbine am besten zu den gewöhnlich ebenfalls um 25⁰/₀ überlastbaren Generatoren der hydroelektrischen Zentralen paßt. Allgemeingültige Angaben lassen sich hierüber nicht machen; man kann sich jedoch als ungefähren Anhalt merken, daß man zur Erzielung von 25⁰/₀ Überlastungsfähigkeit ca. 31⁰/₀ Überfüllungsmöglichkeit und ca. 43⁰/₀ Überöffnungsmöglichkeit braucht. Die Überlastbarkeit ist bei den Turbinen natürlich eine dauernde, sofern die erforderliche Wassermenge vorhanden ist; bei den Generatoren erstreckt sie sich allerdings meist nur auf einige Stunden.

Im Anschluß an die vorstehende Betrachtung der

verschiedenen Bauarten der Francisturbine ist noch der Einfluß der Bauart auf die Wahl des absoluten Austrittswinkels α_2 beim Entwurf der Turbine (vgl. S. 25) zu erwähnen. Dieser Winkel α_2 spielt in Beziehung auf den Wirkungsgrad der eigentlichen Turbine (Leitrad und Laufrad) keine Rolle, dagegen hat er einerseits laut Gl. 21 (S. 27) einen Einfluß auf die erforderlichen Saugrohrdimensionen, denn für den Saugrohrdurchmesser D_s erhält man unter sonst gleichen Verhältnissen ein Minimum für $\sin \alpha_2 = 1$, d. h. für $\alpha_2 = 90^\circ$. Die Forderung geringstmöglichen Materialverbrauchs führt also wieder zur bekannten Forderung, daß die absolute Austrittsrichtung senkrecht zur Umfangsrichtung stehen, d. h. in eine Meridianebene fallen soll. Andererseits hat der Winkel α_2 Einfluß auf den Wirkungsgrad k_h des Saugrohrs (vgl. S. 25). Der Bestwert für k_h wird ebenfalls mit $\alpha_2 = 90^\circ$ erzielt. Eine Abweichung der Austrittsrichtung von 90° — eine sogenannte Austrittschiefe — hat infolge der sich dabei einstellenden schraubenförmigen Bewegung der Wasserteilchen im Saugrohr eine Verschlechterung des Saugrohrwirkungsgrades zur Folge. Zweckmäßigerweise müßte man nun nach vorstehendem alle Francisturbinen mit $\alpha_2 = 90^\circ$ entwerfen. Für Normalturbinen verfährt man tatsächlich so; in den frühkulminierenden Turbinen dagegen läßt sich eine Austrittschiefe nicht vermeiden. Die Schließung des Leitapparates, welche zur Einstellung geringerer Füllungen im Betrieb dieser Turbinen häufig erforderlich ist, hat nämlich, wie eine einfache Überlegung zeigt, eine Verkleinerung des sich am Laufradaustritt einstellenden Winkels α_2 zur Folge. Wenn nun der Winkel α_2 bei voller Füllung 90° beträgt, so wird er bei Verminderung der

Füllung kleiner als 90° . Je geringer die Füllung wird, um so schiefer würde das Laufrad ausgießen und um so schlechter würde das Saugrohr arbeiten, was dem Prinzip der frühkulminierenden Turbine widerspricht. Diesem Übelstand hilft man in der Weise ab, daß man die Laufräder der frühkulminierenden Turbinen bei voller Füllung \ddot{u}_0 von vornherein schief, aber mit α_2 größer als 90° ausgießen läßt und beim Entwurf dafür sorgt, daß beim Übergang von \ddot{u}_0 auf \ddot{u}_{opt} der Winkel α_2 sich gerade bis auf 90° reduziert, so daß die Turbine im Bestzustand wieder senkrecht ausgießt. Man erhält durch die von vornherein angenommene Austrittschiefe (Fig. 18, S. 26) bei der Durchrechnung der Turbine für Q_0 , H_0 ein etwas weiteres Saugrohr, als für senkrechten Austritt erforderlich wäre; man legt sich damit also beim Bau der Turbine das Opfer einer geringen Erhöhung der Saugrohrkosten auf und erzielt aber dafür im Betriebe mit geringerer Füllung bessere Wirkungsgrade.

§ 7. Mehrfache und mehrstufige Francisturbinen.

Ähnlich wie man im Peltonsystem nicht immer mit einem einzigen Strahl die vorgeschriebene Wassermenge Q verarbeiten kann und deshalb zu einer Teilung der Wassermenge auf zwei oder mehr Leitapparate schreiten muß, muß man auch im Francissystem häufig die Wassermenge auf zwei oder mehr Leiträder, welche hier je mit besonderem Laufrad versehen sein müssen, verteilen. Auf diese Weise entstehen die mehrfachen Francisturbinen (zweifache, dreifache, vierfache, fünffache . . .), von denen in erster Linie die zweifache für die Praxis von Bedeutung ist. Sie wird entweder nach Fig. 64 als Zwillingturbine mit zwei voll-

ständig getrennten Leit- und Laufrädern und gemeinsamem Saugrohr oder nach Fig. 65 als Doppelturbine mit zusammengerückten und konstruktiv vereinigten Lauf- und Leiträdern und zwei getrennten Saugrohren gebaut; die beiden Saugrohre vereint man manchmal auch unterhalb der Turbine zu einem einzigen. Die Doppel- und Zwillingturbinen haben die wertvolle Eigenschaft, nahezu frei von dem auf

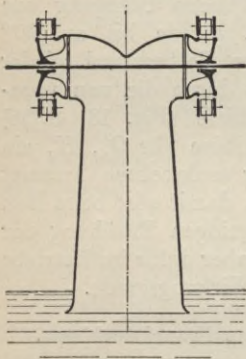


Fig. 64.
Zwillingsfrancisturbine.

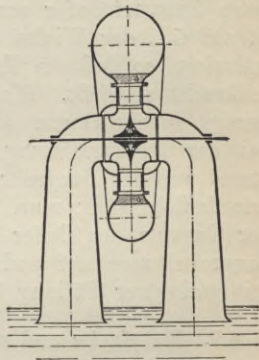


Fig. 65.
Doppelfrancisturbine.

S. 46 erwähnten Axialschub zu sein, da die axialen Drücke der beiden Laufräder theoretisch sich gegenseitig aufheben. Die Turbinenwelle braucht daher bei horizontaler Anordnung nur noch gegen axiale Verschiebungen durch Bunde gesichert zu werden, welche die bei Störung der Symmetrie durch Werkstattungenauigkeiten möglicherweise doch entstehenden geringen Axialkräfte aufzunehmen vermögen. Für Laufräder mit Austrittsverbreiterung empfiehlt sich in erster

Linie die Zwillingsanordnung; Turbinen mit schmälere
 Laufrädern können sowohl in Doppel- als auch
 in Zwillingsanordnung konstruiert werden.
 Dreifache Turbinen (Fig. 66) haben wieder
 den gleichen Axial Schub wie die einfachen und
 werden daher ziemlich selten gebaut. Die
 vierfachen Turbinen (Doppelzwillingssturbi-
 nen, Fig. 67) dagegen sind theoretisch schub-
 frei und werden für niedere Gefälle und
 große Leistungen häufiger angewendet, allerdings ihrer
 Kompliziertheit wegen nur dann, wenn eine einfachere
 Bauart nicht möglich ist. Die noch kompliziertere
 fünffachen Turbinen, welche wiederum mit Axial-
 schub behaftet sind, werden womöglich vermieden,
 und über die fünffache Unterteilung hinaus
 geht man heute kaum mehr; früher ist man
 allerdings bis auf acht-
 fache Unterteilung ge-
 gangen. Als mehrfache Turbinen sind auch die in
 Fig. 68 und 69 skizzierten Konstruktionen aufzu-

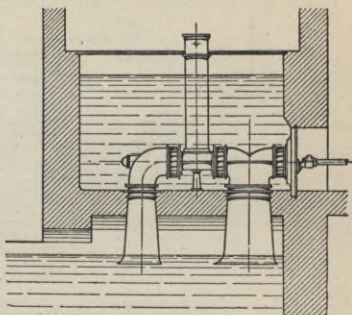


Fig. 66. Dreifache Francisturbine.

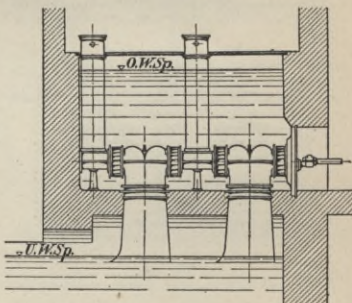


Fig. 67. Vierfache Francisturbine.

Fig. 68 und 69 skizzierten Konstruktionen aufzu-

fassen. Hier sitzen die einzelnen Laufräder nicht auf einer gemeinsamen Turbinenwelle, sondern arbeiten

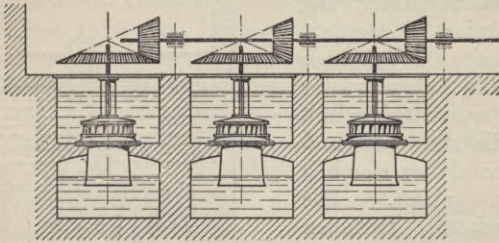


Fig. 68.

mittels Kegelräder- bzw. Stirnräderübersetzung auf eine gemeinsame Vorgelegewelle. Die einzelnen Leit- und Laufräder einer m -fachen Turbine sind in die

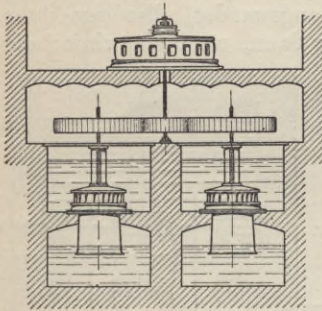


Fig. 69.

Wasserströmung parallel zueinander eingeschaltet; sie sind je für das ganze Gefälle H und die Wassermenge $\frac{Q}{m}$ zu berechnen.

Eine besondere Eigentümlichkeit der Francisturbine ist die, daß man nicht nur die sekundliche Wassermenge Q , sondern auch das Ge-

fälle H unterteilen kann. Diese letztere Unterteilung führt auf die mehrstufigen Francisturbinen. Die wichtigste derselben ist wieder die durch Zweiteilung entstehende zweistufige Francisturbine, nach Pfarr Verbundturbine

genannt. Fig. 70 stellt eine solche Verbundturbine schematisch dar. Die Turbine hat zwei Leit- und Laufräder, welche je für die volle Wassermenge, aber

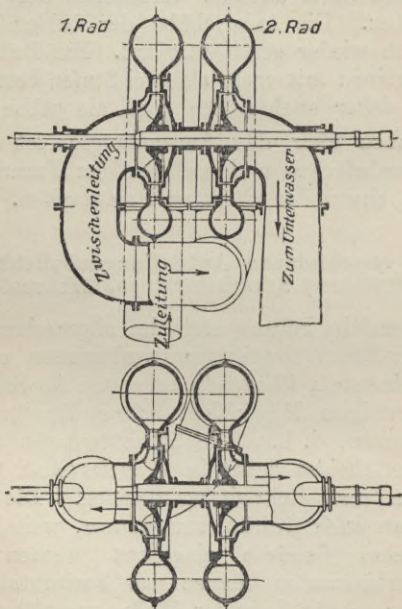


Fig. 70. Verbundturbine¹⁾.

für das halbe Gefälle berechnet und im Wasserdurchfluß hintereinander geschaltet sind, so daß das Wasser Q zuerst Leit- und Laufrad der ersten Stufe durch-

¹⁾ Die Figur ist der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure entnommen.

läuft und dabei die Hälfte des Gefälles H verarbeitet; das aus dem Laufrad der ersten Stufe entströmende Wasser fließt durch eine Umleitung dem Leit- und Laufrad der zweiten Stufe zu und verarbeitet dort den Rest des Gefälles. Die Axialschübe der beiden Laufräder heben sich wieder gegenseitig auf. Ein Bedürfnis für Stufenturbinen mit mehr als zwei Stufen besteht nicht. Es sind daher auch solche noch nie gebaut worden.

Angaben über das Anwendungsgebiet von einfachen, mehrfachen und mehrstufigen Francisturbinen folgen in einem der nächsten Paragraphen.

§ 8. Die verschiedenen Aufstellungsmöglichkeiten der Francisturbinen; Schachtturbinen, Gehäuseturbinen.

Während im Peltonsystem im allgemeinen nur Anlagen mit Druckrohrleitungen vorkommen, ergibt sich im Francissystem häufig die im ersten Abschnitt Bd. I, S. 14 erwähnte Möglichkeit, ohne Druckrohrleitung auszukommen, d. h. offene Schachtanlagen zu bauen. Man unterscheidet daher im Francissystem Schachtturbinen und Rohrleitungsturbinen. Die letzteren nennt man auch Gehäuseturbinen, weil sie in ein geschlossenes Gehäuse eingebaut werden müssen. Beide Turbinenarten können mit horizontaler, vertikaler oder schräg liegender Welle ausgeführt werden. Die gewöhnliche Lage ist aber wie im Peltonsystem die horizontale; doch gibt es Fälle, in denen die vertikale Welle schlechterdings nicht vermieden werden kann.

Das hauptsächlichste Anwendungsgebiet der Schachtturbinen sind naturgemäß die Anlagen mit niederem Gefälle bis etwa 20 Meter. Bei höheren Gefällen

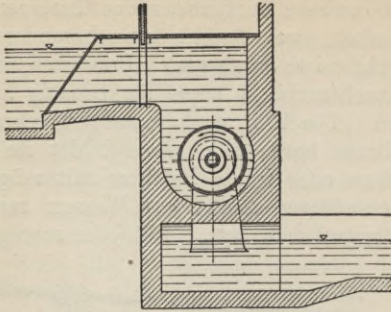


Fig. 71. Schachtturbine mit horizontaler Welle.

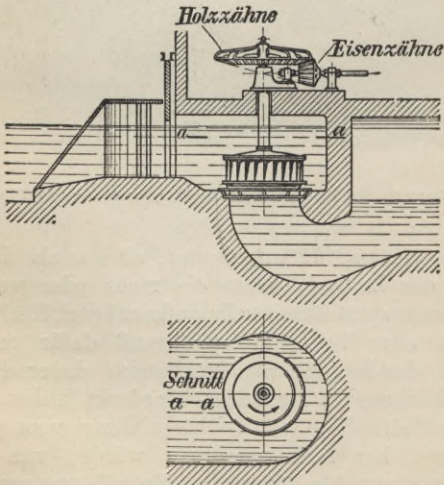


Fig. 72. Schachtturbine mit vertikaler Welle.

macht die bauliche Ausführung des Turbinenschachtes Schwierigkeiten, wenn nicht ganz besonders günstige Geländeverhältnisse vorliegen. Prinzipiell kann man jedoch Schachtturbinen auch für beliebig höhere Gefälle bauen. Die Turbinenkammern werden gewöhnlich aus Beton hergestellt. Man bildet sie entweder als viereckige oder runde Behälter mit möglichst allseitig gleichmäßigem Zufluß des Wassers zum Leitrad aus (Behälterturbinen, vgl. S. 49) oder man gibt ihnen,

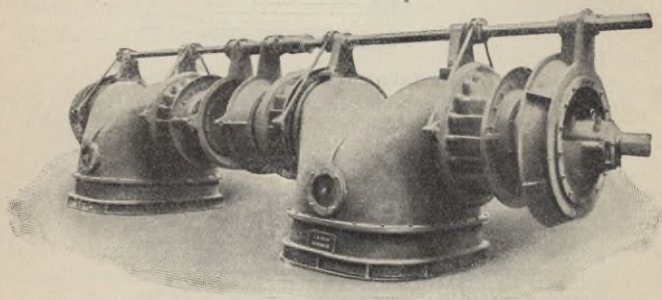


Fig. 73. Vierfache Turbine zum Einbau in offenen Schacht (Voith).

wie in Fig. 71 und 72 angedeutet, eine solche Form, daß um das Leitrad herum ein mehr oder weniger vollkommener spiralförmiger Zulaufkanal (vgl. S. 49) entsteht. In allen Schachtanlagen muß dafür gesorgt sein, daß der Leitapparat im Betrieb dauernd mit einer reichlichen Wasserschicht überdeckt bleibt, weil sonst das Leitrad unter Trichterbildung vom Oberwasserspiegel her Luft einsaugen würde, was eine Wirkungsgradverschlechterung zur Folge hätte; namentlich erfordern Leiträder in offenen Spiralen, wie in

Fig. 72 gezeichnet, sehr starke Wasserüberdeckung und müssen, wenn diese nicht erzielt werden kann, vollständig mit einer tauchenden Betondecke überdeckt werden.

Eine Schachtturbine mit horizontaler Welle (Zwillingsfrancisturbine) ist in Bd. I, Fig. 8 (S. 13) dargestellt. In den früheren Fig. 66 und 67 sind drei- bzw. vierfache Schachtturbinen skizziert. Die Abbildung Fig. 73 zeigt ebenfalls eine vierfache horizontal gelagerte Schachtturbine. An größeren Einheiten müssen die im Wasser liegenden Lager durch Einsteigschächte oder unterirdische Gänge zugänglich gemacht werden.

Die Anwendung vertikaler Wellen kann entweder dadurch erzwungen werden, daß in Anlagen mit stark schwankendem Oberwasserspiegel eine hochwasserfreie Aufstellung der von der Turbine direkt angetriebenen Maschine, z. B. Elektrogenerator, verlangt wird, oder dadurch, daß bei sehr kleinem Gefälle und großer Wassermenge die Wassertiefe in der Turbinenkammer nicht ausreicht, um das hier meist sehr große Leitrad selbst bei Anwendung einer Kammer mit Heberzulauf (Fig. 58, S. 63) aufrecht, d. h. mit horizontaler Welle einzubauen. In diesen Fällen ergeben sich außerdem noch meistens so niedere Umdrehungszahlen an der Turbinenwelle, daß direkter Antrieb der Kraftverbraucher durch die Turbine nicht mehr möglich ist. Man muß dann zwischen Turbinenwelle und Arbeitsmaschine eine Geschwindigkeitsübersetzung einschalten, wofür sich die Anwendung von Kegelrädern (Fig. 72) besonders empfiehlt, weil man damit gleichzeitig den Übergang von der vertikalen Welle auf eine horizontale Vorgelegewelle vollziehen kann. Leistung und Wirkungsgrad der Turbine wären hier, wenn man

Turbine, Kegelräder und Vorgelegewelle als Ganzes auffaßt, wie dies dem Standpunkte des Turbinenkäufers entspricht, an der Vorgelegewelle zu messen. Die Energieverluste im Spurlager, in den Kegelrädern und in der Lagerung der Vorgelegewelle wären also noch der Turbine anzurechnen. Die Turbinenfirmer tun dies allerdings manchmal nicht; doch empfiehlt es sich, darauf zu bestehen, da ja die für die Vorgelegewelle gültigen Werte für den Betrieb viel wichtiger sind als die auf die vertikale Turbinenwelle bezogenen Werte, welche in der Hauptsache nur ein theoretisches Interesse besitzen. Wenn das auf der Turbinenwelle sitzende große Kegelrad oberhalb des kleinen Kegelrades der Vorgelegewelle angeordnet wird (Fig. 72), so sagt man, die Kegelräder arbeiten mit Obergriff; im umgekehrten Falle (Fig. 68) spricht man von Untergriff. Der Obergriff ist im allgemeinen zweckmäßiger und wird daher dem Untergriff vorgezogen, wenn nicht besondere Gründe zur Anwendung des Untergriffs zwingen. Die großen (treibenden) Kegelräder bekommen eingesetzte Holzzähne. Die kleinen (angetriebenen) Räder bestehen ganz aus Gußeisen. Die Zähne müssen an beiden Rädern sorgfältig gehobelt werden. Als Verzahnung wird gewöhnlich Zykloidenverzahnung gewählt.

Die Schachtturbinen haben den großen Vorteil, daß ihre Regulierung nicht durch die auf S. 128 Bd. I erwähnten Massenwirkungen des dem Leitapparat zuströmenden Wassers erschwert wird. Die Wassergeschwindigkeit v ist hier vor dem Leitapparat so gering und der in Betracht kommende Zuflußweg L ist so kurz, daß beim raschen Schließen des Leitapparates nur eine geringe Druckanschwellung ΔH

(Gl. 41, Bd. I, S. 123) entstehen kann, welche gewöhnlich nur ein vorübergehendes schwaches Ansteigen des Wasserspiegels in der Turbinenkammer zur Folge hat und den Verlauf des Reguliervorgangs wenig beeinflusst. Ein Nachteil der Schachtturbinen ist, daß sie im Winter leicht vereisen.

Die Gehäuseturbinen sind in erster Linie für

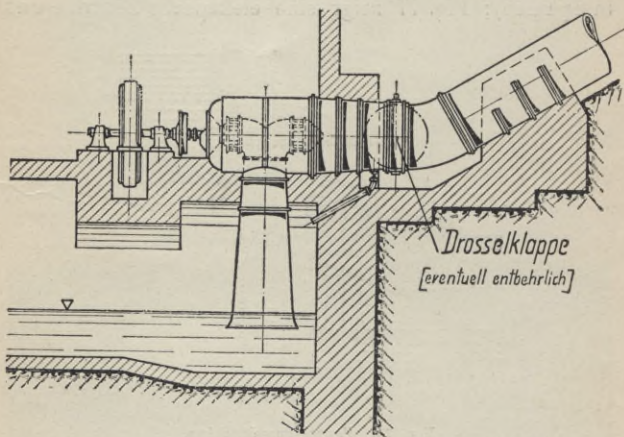


Fig. 74. Stirnkesselturbine (Voith).

höhere Gefälle bestimmt. Da sie aber in heizbaren Räumen, also frostsicher aufgestellt werden können, so verwendet man sie gelegentlich in kalten Ländern bis herunter zu 5 Meter Gefälle. Man muß auch hier wieder Turbinen mit angenähert radialem und Turbinen mit angenähert tangentialem Wasserzufluß zum Leitapparat unterscheiden. Da die Gehäuse der ersteren Art kesselartige Form bekommen, so nennt

man diese Turbinen auch Kesselturbinen, und zwar Stirnkesselturbinen (Frontalkesselturbinen), wenn der Kessel nach Fig. 74 mit einer Stirnseite an die Druckrohrleitung angeschlossen wird, oder Zentralkesselturbinen, wenn der Eintritt des Wassers in das Gehäuse nach Fig. 75 zentral erfolgt. Fig. 76 zeigt eine ausgeführte Stirnkesselturbine (Zentrale Molinar in Spanien); Fig. 77 zeigt eine elektrische Zentrale mit

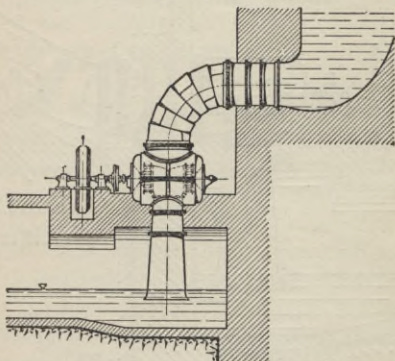


Fig. 75. Zentralkesselturbine.

Zentralkesselturbinen (Zentrale Vigevano, Oberitalien). Die Kessel werden aus Gußeisen oder aus Schmiedeeisen mit Verwendung gußeiserner Schilde hergestellt. In die Kessel werden die Turbinen genau wie im offenen Schacht eingebaut. Während man aber im offenen Schacht mit der Anzahl der Laufräder auf einer Turbinenwelle nicht beschränkt ist, geht man im Kessel gewöhnlich nicht weiter als bis zur zweifachen Turbine; drei- und vierfache Turbinen sind allerdings

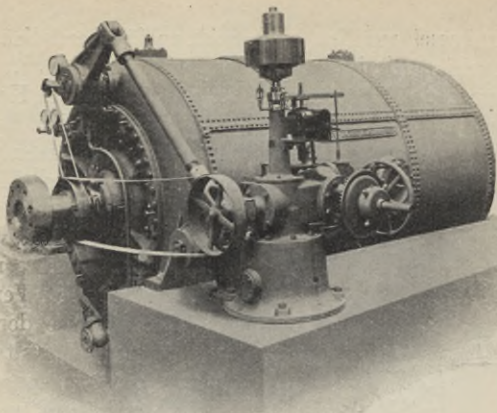


Fig. 76. Stirnkesselturbine der Zentrale Molinar (Voith).

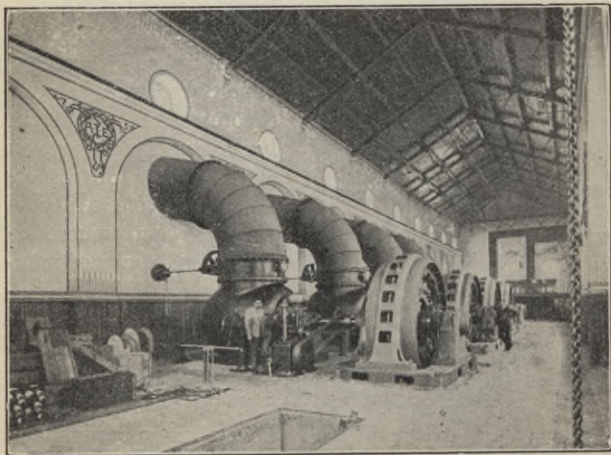


Fig. 77. Zentrale Vigevano (Ing. A. Riva, Monneret & C.).

im Stirnkessel zur Not auch noch ausführbar. Zentral-kesselturbinen sind ausnahmslos Zwillingturbinen. Die Zuführung des Wassers zum Leitapparat läßt in Kesselturbinen manches zu wünschen übrig; man darf daher, um nicht zu große Druckverluste zu bekommen, die Wassergeschwindigkeit am Eintritt in diese Kessel

nicht über 2 bis 2,5 m/sek steigern und bleibt, wenn irgend möglich, noch weit unter diesen Werten.

Die Gehäuse der geschlossenen Spiralturbinen, die sogenannten Spiralgehäuse, werden je nach Gefällsdruck und Größe aus Gußeisen, Schmiedeeisen oder Stahlguß hergestellt. Da man sich in ihrer Formgebung ohne Schwierigkeiten der theoretisch richtigen Form der Spirale genau anschließen kann, so erfüllen sie alle Anforder-

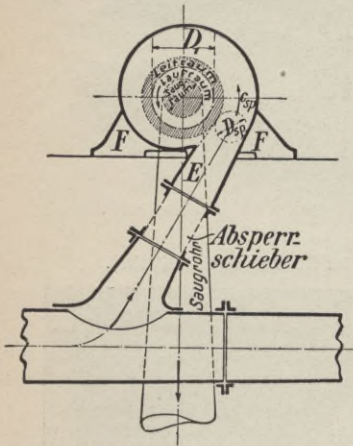


Fig. 78. Spiralgehäuseturbine.

ungen an richtige Wasserführung, und man erzielt daher mit Spiralgehäuseturbinen die bestmöglichen Wirkungsgrade im Francissystem. Eine Spiralgehäuseturbine und deren Anschluß an die Druckrohrleitung zeigt Fig. 78; ferner sind Spiralgehäuseturbinen in den früheren Fig. 46 (S. 53), 53 (S. 58) und 65 (S. 74) abgebildet. Lage und Form des Einlaufstutzens *E* und der Füße *F* können in mannigfacher Weise gegenüber Fig. 78 abgeändert und den ört-

lichen Verhältnissen angepaßt werden. An Spiralgehäusen für hohe Drücke und große Abmessungen werden an der offenen ringförmigen Austrittsfläche Stützschaufeln s (Fig. 65 S. 74) oder Distanzbolzen angebracht, um das Aufklaffen der Spirale zu verhindern.

In Spiralgehäuseturbinen kann man im Hinblick auf die vorzügliche Führung des Wassers ziemlich hohe Wassergeschwindigkeiten zulassen, deren Wahl zweckmäßig so getroffen wird, daß das Wasser in der Spirale die Schnelligkeit $c_{sp} = 0,20 \div 0,25$ (\div höchstens 0,28) hat. Hiernach ist in Gußgehäusen mit kreisrundem Spiralenquerschnitt der Anfangsdurchmesser D_{sp} (Fig. 78) des sich spiralg um das Leitrad herumwindenden Wasserkörpers zu bestimmen. Die Eintrittsflansche ist kreisförmig oder rechteckig, je nach der Form der Gegenflansche des anschließenden Absperrschiebers; in schmiedeeisernen Gehäusen hat der Wasserkörper gewöhnlich durchweg rechteckige Form. An großen Turbinen wird die Spirale mit einer Zwischenwand Z (Fig. 79) versehen, welche die Gefahr ungleicher Beaufschlagung des Leitapparats infolge von Störungen, welche die Zentrifugalkraft im spiralg gekrümmten Wasserkörper hervorruft, beheben soll; es ist dies eine ähnliche Maßnahme wie die auf S. 64 bezüglich der Saugrohrkrümmer erwähnte. Die

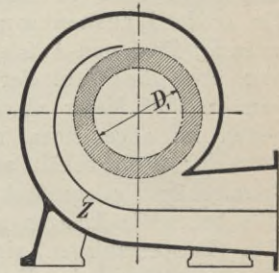


Fig. 79.

Spiralgehäuse mit Zwischenwand.

Spiralgehäuseturbinen werden gewöhnlich nur als Einfach-, Doppel- und Zwillingturbinen ausgeführt.

Aus Vorstehendem folgt, daß bei höheren Gefällen für ein und dieselbe Turbine das Spiralgehäuse der größeren zulässigen Wassergeschwindigkeit wegen kleiner und leichter und trotz der schwierigeren Herstellung billiger wird als das Kesselgehäuse. Infolgedessen werden die Francisturbinen für höhere Gefälle ausschließlich als Spirlturbinen gebaut. Dies gilt bis herab auf etwa 65 Meter. Unterhalb 65 Meter ist für große Einheiten sowohl Kessel- als Spirlturbine zulässig; Preis und Aufstellungsrücksichten entscheiden hier über die Wahl der Gehäuseform. Für Gefälle von etwa 30 Meter abwärts kommen für große Einheiten im allgemeinen nur noch Kesselturbinen in Betracht; doch behält man für kleine Turbinen das Spiralgehäuse gelegentlich noch für ganz niedere Gefälle bei. Für Anlagen mit stark schwankendem Gefälle (Talsperranlagen) eignen sich Kesselturbinen weniger gut, weil der Kessel sich unter verschiedenen Drücken verschieden deformiert, was den Betrieb der Turbine, die ja ganz in diesen Kessel einmontiert ist, unter Umständen erschweren kann.

In elektrischen Zentralen mit Gehäuseturbinen können die Aggregate entweder als Vierlageraggregate oder als Dreilageraggregate ausgeführt werden. Die Gründe, welche die allgemeine Anwendung der naturgemäß billigeren Dreilageraggregate erschweren, sind Bd. I S. 84 angeführt.

§ 9. Wasserschloßausrüstung und Druckrohrleitung.

Die Wasserschloßausrüstung der Francisanlagen besteht aus denselben Bestandteilen wie die der Pelton-

anlagen (vgl. Bd. I, S. 94). Zu bemerken ist hier nur noch, daß am Rechen die Lichtweite zwischen den Rechenstäben etwas kleiner gemacht werden soll als die lichte Weite der dreiviertelgeöffneten Leitkanäle, so daß die den Rechen passierenden Fremdkörper im Leit- und Laufrad wenigstens bei Betrieb zwischen Dreiviertelöffnung und Vollöffnung in der Turbine nicht stecken bleiben können.

Bezüglich der Druckrohrleitungen gilt das auf S. 88, Bd. I, im Kapitel über die Peltonturbine Gesagte. In Verteilungsleitungen ist besonders auf gute Formgebung der Abzweigungen von der Hauptleitung zu achten (vgl. Fig. 78). Gefällsverluste durch schlechte Wasserführung in Haupt- und Verteilungsleitung fallen um so mehr ins Gewicht, je kleiner das Gefälle an sich ist.

Als Absperrorgan zwischen Rohrleitung und Gehäuseturbine kommt außer dem Wasserschieber (Bd. I, S. 90) noch eine andere Vorrichtung, die Drosselklappe, in Anwendung. Die Drosselklappe (Fig. 80) besteht aus einem Gehäuse *a* und einer kreisrunden, um eine diametrale Achse drehbaren Scheibe *b*. Je nachdem diese Scheibe in die Lage *b* oder in die Lage *b'* gebracht wird, ist die Drosselklappe geschlossen oder geöffnet. Der Antrieb der Scheibe erfolgt gewöhnlich von Hand, in ganz großen Einheiten auch durch Wasser- oder Druckölservomotoren oder durch

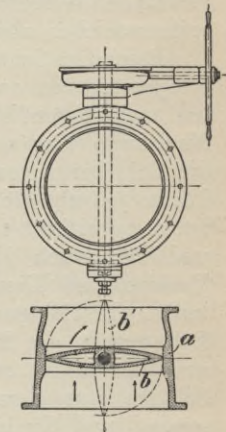


Fig. 80. Drosselklappe.

Elektromotoren. Die Drosselklappe kann natürlich nicht so dicht schließen wie ein Wasserschieber. Da sie jedoch bedeutend leichter beweglich und billiger herzustellen ist als ein Wasserschieber, so wendet man sie für niedere Gefälle fast ausschließlich an. Das an der Peripherie der geschlossenen Klappe *b* durchsickernde Wasser wird durch einen kleinen Sickerwasserschieber abgeleitet.

Besondere Schwierigkeiten bietet die Schaffung von Absperrorganen an großen Kesselturbinen mit 2 bis 3 und mehr Meter Eintrittsdurchmesser am Kesselgehäuse. Man kann hier nur Drosselklappen verwenden, weil die Schieber zu schwer beweglich und zu teuer werden. Wenn jedoch die Rohrleitung nicht besonders lang ist, so verzichtet man auf diese riesigen Drosselklappen und läßt nach Fig. 75 das Absperrorgan zwischen Turbine und Druckrohrleitung ganz weg. Während kurzer Betriebspausen schließt man dann nur den Leitapparat der Turbine; für längere Betriebspausen und für die Vornahme von Reparaturen wird die Schütze vor dem Rohreinlauf gesenkt und Rohrleitung und Turbinenkessel durch den Entleerungsschieber entleert. Elektrischer Schützenantrieb mit Steuerung vom Maschinenraum aus ist in diesem Fall sehr zu empfehlen.

In Anlagen mit Schachtturbinen fallen ebenfalls die besonderen Absperrorgane vor der Turbine weg; es bleibt also auch hier nur die Einlaufschütze vor der Turbinenkammer als Absperrorgan übrig. An reinen Heberturbinen nach Fig. 57 sind auch diese Einlaufschützen entbehrlich. Wie die Druckrohrleitungen müssen auch die Turbinenkammern der Schachtturbinen mit Entleerungsvorrichtungen versehen werden.

§ 10. Geschwindigkeits- und Rohrdruckregulierung, Zubehör der Francisturbine.

Die Geschwindigkeitsregulierung und die Schwungmassenbeschaffung, ferner die Rohrdruckregulierung, sofern eine solche erforderlich ist, erfolgen im Francis-system nach denselben Grundsätzen wie im Pelton-system (vgl. Bd. I, § 13 bis 18). Es gibt auch hier wassersparende und wasserverschwendende Regulierungen; auch die in § 17 (Bd. I) angeführten Regulierungen für besondere Fälle wiederholen sich hier. Die weitaus wichtigste Regulierung ist aber die den Drehschaufelleitapparat benutzende wassersparende; die wasserverschwendende beruht auf der gegenläufigen Kombinierung eines Drehschaufelleitapparates mit einem Synchronschieber durch ein starres Gestänge (vgl. die schematische Fig. 96, Bd. I, S. 118). Zur automatischen Betätigung der Regulierorgane werden dieselben Druckölregler verwendet wie bei den Pelton-turbinen. Wegen der bedeutenden Bewegungswiderstände der Drehschaufelleitapparate bekommen dieselben meist ein ziemlich großes Arbeitsvermögen, auch ist häufig namentlich an Vertikalturbinen zwischen dem Regulierring des Leitrades und dem Regulierhebel des Druckölreglers ein längeres Verbindungsgestänge notwendig, welches äußerst kräftig und möglichst ohne Spiel ausgeführt werden muß, weil Spiel und Deformationen im Gestänge die Reguliergenauigkeit beeinträchtigen. Etwa vorhandene Öffnungs- oder Schließungstendenzen der Leiträder müssen durch Gegengewichte ausgeglichen werden, weil sonst das Öl des Geschwindigkeitsregulators infolge des andauernden Arbeitens zu heiß würde.

In privaten Fabrikbetrieben mit schwankendem Gefälle empfiehlt es sich, den Geschwindigkeitsregulator so einzurichten, daß man die Umdrehungszahl, welche der Regulator der Turbine aufzwingt, den Gefällschwankungen entsprechend ändern kann. Eine Turbine, welche für ein normales Gefälle H und die Umdrehungszahl n konstruiert ist, muß bei einem anderen Gefälle H' mit der Umdrehungszahl n' :

$$n' = n \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H}} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (40)$$

umlaufen, damit der Arbeitsprozeß unter dem neuen Gefälle richtig verläuft. In Flußanlagen z. B. muß man also bei Hochwasser (Minimalgefälle) die Turbinen bedeutend langsamer laufen lassen als bei Normalwasser, wenn man das Wasser bestmöglich ausnützen will. In Dreh- und Wechselstromzentralen mit direkt gekuppelten Aggregaten kann hievon allerdings gewöhnlich kein Gebrauch gemacht werden; hier bleibt, weil die Periodenzahl eingehalten werden muß, nichts anderes übrig, als auch bei schwankendem Gefälle die Drehzahl der Turbinen konstant zu halten und also von dem nach Gl. (40) sich ergebenden Sollwert abzuweichen. Die Turbinen arbeiten dann mit Störungen im Arbeitsprozeß und demnach mit Verminderungen im Wirkungsgrad, über die man sich zweckmäßig vom Turbinenlieferanten eine Garantietabelle geben läßt, die von letzterem auf Grund von Bremsprotokollen über ähnliche ausgeführte Turbinen aufgestellt wird. Eine Anpassung der Turbinendrehzahl an die Gefällschwankungen läßt sich nur dann in Dreh- und Wechselstromzentralen einigermaßen ermöglichen, wenn die Generatoren von den

Turbinen mittelst Geschwindigkeitsübersetzungen (Zahnradtrieb, Riementrieb usw.) angetrieben werden, deren Übersetzungsverhältnis vermöge einer speziellen Ausbildung der Getriebe nach Bedarf verschärft oder vermindert werden kann.

Bezüglich der Rohrdruckregulierung im Francis-system ist dem in § 14 (Bd. I) Gesagten noch hinzuzufügen, daß die Durchleitung der Kraft zum Betrieb des Rohrdruckregulators durch die Regulierwelle des Geschwindigkeitsregulators (Bd. I, S. 122)

in Fällen, in denen es sich um Bewältigung großer Wassermengen handelt, nicht zugänglich ist. Man verwendet hier ein sogenanntes hydraulisches Relais, d. i. eine Hilfsvorrichtung (Fig. 81), durch welche diese Durchleitung der Rohrdruckregulierungskraft durch das Geschwindigkeitsregulierungsgestänge vermieden wird.

Das hydraulische Relais ist nichts anderes als eine Kopie des Geschwindigkeitsregulators

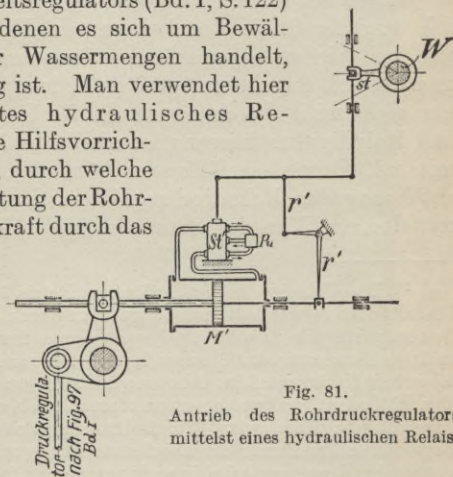


Fig. 81.

Antrieb des Rohrdruckregulators mittelst eines hydraulischen Relais.

Fig. 83, Bd. I, S. 96). An die Stelle der steuernden Pendelmuffe tritt ein auf der Regulierwelle W des Geschwindigkeitsregulators befestigter Steuerhebel st , der nur für ganz geringe Kräfte zu bemessen sein braucht. Steuerventil St' , Servomotor M' , Rückführung r' usw. ist auch hier genau wie im

Turbinenregulator vorhanden. Der Servomotor M' wird genau so von der Ölpumpe des Regulators gespeist wie der Servomotor M des Geschwindigkeitsregulators (Fig. 83, Bd. I). Durch diese Vorrichtung wird nun, wie man leicht einsieht, erreicht, daß die Welle W' des Rohrdruckregulators jede Bewegung der Regulierwelle W des Geschwindigkeitsregulators genau so nachahmt, als ob W und W' durch ein starres Getriebe verbunden wären. Die Kraft jedoch, die in W' disponibel gemacht werden kann, hängt ausschließlich von der Größe des Servomotors M' ab und kann also beliebig groß gemacht werden, nur muß die Ölpumpe des Regulators genügend leistungsfähig sein, um gleichzeitig die Servomotoren für Geschwindigkeits- und Rohrdruckregulierung innerhalb der kurzen Schließzeit mit Drucköl anfüllen zu können¹⁾. Die Wasserabführung des Rohrdruckregulators darf nicht in unmittelbarer Nähe des Saugrohrs geschehen, da sonst

¹⁾ Das Prinzip des hydraulischen Relais kann mit Vorteil überall dort verwendet werden, wo man durch einen schwachen Bewegungsimpuls eine diesem Impuls proportional nachgebildete kräftige Bewegung auslösen will; so z. B. zum Bewegen von schweren Schützentafern, Absperrschiebern und dergl. mittelst Drucköl- oder Druckwasserservomotoren durch einfache Drehung eines kleinen Handrads. Durch Drosseln des Ölzuflusses zum Servomotor kann man die abgeleitete Bewegung gegenüber der steuernden Bewegung beliebig verlangsamen. Die Proportionalität der Wege bleibt dabei trotzdem erhalten. Erwähnt sei hier noch das D. R. P. Korn, Merseburg, nach welchem in elektrischen Zentralen die Regulierbewegung zum Einstellen des richtigen Erregerstroms nach Belastungsänderungen ebenfalls durch ein hydraulisches Relais von der Regulierbewegung des Geschwindigkeitsregulators abgeleitet wird, wodurch die Spannung in Zentralen ohne Bedienungspersonal selbsttätig konstant gehalten wird.

leicht das Unterwasser so sehr aufgepeitscht wird, daß das Saugrohr Luft schnappt.

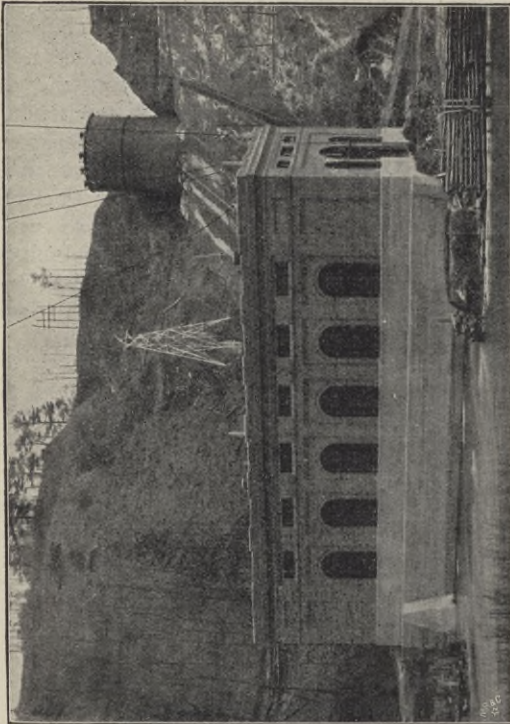


Fig. 82. Francisturbinenanlage mit Staudrohr (Zentrale am Moosic River der Schenectady Power Comp.).

In Niederdruckanlagen mit Turbinen für großen Wasserkonsum werden Druckregulatoren der resultierenden großen Abmessungen wegen vermieden. Man muß daher beim Projektieren von Niederdruckanlagen

besonders darauf achten, daß die Relativrohrlänge nicht zu groß wird. Verkürzungen ungünstiger Relativrohrängen durch Standrohre, Fig. 82 (vgl. Bd. I, S. 133) kommen im Francissystem der kleineren Gefälle wegen häufiger vor als im Peltonsystem. Die Standrohre müssen aber sehr reichlich bemessen werden, damit sie auch wirklich eine die Wasserstöße mildernde, die Regulierung verbessernde und schwingmassensparende Wirkung haben. Zur Bemessung der Schwungmassen im Francissystem ist noch allgemein zu bemerken, daß hierfür nicht nur die Druckrohrlänge wie im Peltonsystem, sondern die Summe von Druckrohrlänge und Saugrohrlänge in Betracht kommt; für die Berechnung der Wasserstöße ΔH (Bd. I, S. 123) dagegen ist die Druckrohrlänge und das Druckgefälle H_d maßgebend.

Für die Festsetzung der Reguliervorschriften für Francisturbinen kann man sich merken, daß unter günstigen Verhältnissen — offene Schachtanlagen — sich ungefähr folgende Reguliergarantien erzielen lassen:

x_e	x_b	z_e	z_b	y_e	y_b
0/0	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0
25	25	1,5	1,5	0,5	0,5
50	50	3	3	1,0	1,0
100	100	7	7	2,0	2,0

(Bezeichnungen wie auf Seite 125 Bd. I.)

Unter ungünstigen Verhältnissen (schlechte Relativrohrlänge, Rohrdruckregulierung) dagegen erreicht man ungefähr nur:

x_e	x_b	z_e	z_b	y_e	y_b
0/0	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0
25	25	4	5,5	0,5	0,5
50	50	7	11	1,0	1,0
100	100	15	—	2,0	2,0

Die Gefahr des Versagens des Geschwindigkeitsregulators infolge Leitapparatverstopfungen ist im Francissystem noch größer als im Peltonsystem; auch kann es hier vorkommen, daß säurehaltiges Wasser den Leitapparat — von außen unmerklich — derartig angreift, daß die Bewegung der Drehschaufeln plötzlich unüberwindlichen Schwierigkeiten begegnet. Francisanlagen müssen daher ebenfalls entweder schleudersicher oder mit Sicherung gegen das Durchgehen gebaut werden. Die Schleuderdrehzahl hängt einerseits von der Laufradform und andererseits von den Schwankungen im Gefälle ab. Schmale Laufräder haben normal auch etwa $80 \div 85\%$ Schleuderung wie die Pelton-turbinen; Laufräder mit starker Austrittsverbreiterung schleudern etwas weniger (60 bis 70%). Wenn aber eine Turbine, welche unter ihrem normalen Gefälle H die Schleuderung $s_{normal}\%$ erreicht, unter einem höheren Gefälle H' durchgeht, so erreicht sie nunmehr eine höhere Schleuderung s_{max}

$$s_{max} = s_{normal} \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H}}$$

Infolge dieses Umstandes kann in Talsperranlagen, welche im allgemeinen mit ganz besonders starken Gefällschwankungen behaftet sind, die Schleuderung einen weitaus höheren Betrag als $80 \div 85\%$ erreichen,

was in Anlagen ohne Durchgangsicherung im Bau der Turbinen, der Antriebsmaschinen und eventuell der Elektromotoren im Netze nicht übersehen werden darf. Zweckmäßig läßt man sich auch hier die maximale Schleuderdrehzahl in jedem einzelnen Falle vom Turbinenlieferanten unter Garantie für Nichtüberschreitung angeben.

Bezüglich der Durchgangsicherungen, welche nach Bd. I, S. 139 nur in Betracht kommen, wenn der Ausbau auf Schleudersicherheit technisch unmöglich ist, ist zu erwähnen, daß von den vier auf S. 140 (Bd. I) aufgeführten Vorrichtungen im Francissystem nur die Schnellschlußvorrichtung und unter günstigen Umständen die Peltonbremsturbine verwendbar ist. Die Anwendung der Bremsturbine hat zur Voraussetzung, daß Gefälle, Leistung und Umdrehungszahl der Hauptturbine so liegen, daß als Bremsturbine eine ein- oder höchstens zweidüsige Peltonturbine resultiert, denn nur dann bekommt der ganze Apparat die zur Betriebssicherheit erforderliche Einfachheit. Die Schnellschlußvorrichtung wird naturgemäß in Anlagen mit großer Rohrlichtweite unverhältnismäßig teuer. Solange letztere kleineres Gefälle und geringere Umdrehungszahlen haben, baut man sie daher besser schleudersicher. In Schachtanlagen sind Durchgangsicherungen überhaupt unmöglich; hier kommt daher von vornherein nur der Ausbau auf Schleudersicherheit in Frage.

Das Zubehör der Francisturbinen ist im großen ganzen das gleiche wie das der Peltonturbinen. Zu den auf S. 144 (Bd. I) erwähnten Meßinstrumenten zur Betriebskontrolle kommt nur noch ein Vakuummeter für jedes Saugrohr hinzu, an dem der hydrostatische Sollwert des Vakuums durch roten Strich markiert

ist; das Vakuummeter ist so anzubringen, daß es tatsächlich auch den mittleren Wert des Vakuums anzeigt. Wenn Auslaufbremsen gewünscht werden, so baut man sie in Schachtturbinen und Kesselturbinen als im Wasser liegende Klotzbremsen. Eine energische Auslaufbremsung läßt sich in Niederdruckanlagen auch dadurch erzielen, daß man durch Öffnen eines Luftventils am Saugrohr die Saugsäule zum Abreißen bringt. Gegen Beschädigung durch ungewolltes Festbremsen bei voller Leitradöffnung muß auch die Francisturbine dadurch gesichert sein, daß Laufrad, Welle, Kuppelung usw. für das doppelte Drehmoment konstruiert werden.

Als Ersatzteile kommen für Francisturbinen hauptsächlich ein Satz Leitschaufeln mit Zubehör und eventuell ein Ersatzlaufrad, ferner Lagerschalen, ev. Spurringe und eine Lederpresse für Stopfbüchsendichtungen in Betracht; außerdem sind noch für den Regulator die auf S. 145 (Bd. I) aufgeführten Ersatzteile erforderlich.

§ 11. Das Anwendungsgebiet der Francisturbine und ihr Verhalten innerhalb desselben.

Die Grenzen des Anwendungsgebietes der Francisturbine werden durch zwei Faktoren bestimmt. Der eine Faktor ist das Verhältnis der Eintrittsbreite b_1 zum Eintrittsdurchmesser D_1 . Man bezeichnet dieses Verhältnis als Breitenverhältnis oder Relativbreite \mathfrak{B}_1 :

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{b_1}{D_1} \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

Der andere Faktor ist das auf S. 31 erwähnte Durchmesser Verhältnis \mathfrak{D}_s :

$$\mathfrak{D}_s = \frac{D_s}{D_1} \quad . \quad . \quad . \quad , \quad (42)$$

das man auch als Relativsaugrohrdurchmesser bezeichnen kann.

\mathfrak{B}_1 bestimmt die untere, \mathfrak{D}_s die obere Grenze des Verwendungsbereiches der Francisturbine. \mathfrak{B}_1 darf nämlich einen bestimmten Minimalwert \mathfrak{B}_1^{min} , der erfahrungsgemäß etwa bei $1/30$ liegt, nicht unterschreiten, sonst wird die Turbine unausführbar schmal (Fig. 83); \mathfrak{D}_s dagegen darf einen bestimmten Maximalwert \mathfrak{D}_s^{max} nicht überschreiten, sonst würden, wie eine nähere Untersuchung zeigt, Laufradformen nach Fig. 84 resultieren, welche an der Stelle $x-x$ dem Wasser nicht genügend Durchtrittsquerschnitt darbieten können. \mathfrak{D}_s^{max} ergibt sich nach diesem Gesichtspunkte zu rund 1,6. Für die Größe \mathfrak{B}_1 läßt sich nun unter Vernachlässigung des Spaltwasserverlustes mit Hilfe der Gl. 25 und 24 (S. 30) und der Gl. 45, Bd. I (S. 147) folgender Ausdruck aufstellen:

$$\begin{aligned}
 \mathfrak{B}_1 &= \frac{b_1}{D_1} = \frac{1}{D_1} \cdot \frac{Q}{\pi D_1 k_1 c_1 \sin \alpha_1 \sqrt{2gH}} \\
 &= \frac{n^2}{84,6^2 u_1^2 H} \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}} \cdot \frac{1}{\pi k_1 c_1 \sin \alpha_1 \sqrt{2g}} \\
 &= \left(\frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \right)^2 \frac{1}{84,6^2 u_1^2 \pi k_1 c_1 \sin \alpha_1 \sqrt{2g}} \\
 &= \frac{S^2}{99586 u_1^2 k_1 c_1 \sin \alpha_1} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (43)
 \end{aligned}$$

Es tritt also auch hier wieder die bekannte Größe S (vergl. Bd. I S. 148) auf und es ergibt sich für dieselbe:

$$S = 315,57 u_1 \sqrt{k_1 c_1 \sin \alpha_1} \mathfrak{B}_1 \cdot \cdot \cdot \quad (44)$$

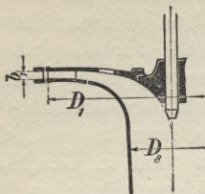


Fig. 83.

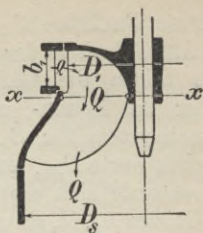


Fig. 84.

Für \mathcal{D}_s erhält man, wenn man zunächst zur Abkürzung die Gl. 21 (S. 27) in folgender Form schreibt:

$$D_s = a_s \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}} \dots \dots \dots (45)$$

wobei

$$a_s = \sqrt{\frac{4}{\pi k_s k_2 c_2 \sin \alpha_2 \sqrt{2g}}} \dots \dots \dots (46)$$

$$\mathcal{D}_s = \frac{D_s}{D_1} = \frac{a_s \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}} \cdot \frac{n}{84,6 u_1 \sqrt{H}} = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \cdot \frac{a_s}{84,6 u_1},$$

$$\mathcal{D}_s = \frac{S \cdot a_s}{84,6 u_1} \dots \dots \dots (47)$$

Daraus folgt für S noch ein zweiter Ausdruck:

$$S = \frac{84,6 u_1 \mathcal{D}_s}{a_s} \dots \dots \dots (48)$$

Die Gl. (43) und (47) für \mathcal{B}_1 und \mathcal{D}_s zeigen die Tatsache, daß auch im Francissystem die drei Bestimmungselemente Q , H , n nur durch die zusammen-

gesetzte Funktion S einen Einfluß auf die Struktur des Axialschnittes der Francisturbine besitzen; andererseits zeigen die Gl. (44) und (48) für S , daß wie früher im Pelton- und Schwamkrugsystem auch im Francissystem für S unüberschreitbare Minimal- und Maximalwerte S_{min} und S_{max} existieren müssen, deren Zahlenwerte sich ergeben, wenn man in Gl. (44) für die Größen u_1 , $c_1 \sin \alpha_1$, \mathfrak{B}_1 die kleinstmöglichen Werte und in Gl. (48) für u_1 , \mathfrak{D}_s , $\frac{1}{a_s}$ die größtmöglichen Werte einsetzt. Der auf den besten Spaltüberdruck führende Wert von u_1 ist, wie schon früher angegeben, 0,65. Im Interesse der Ausdehnung des Anwendungsgebietes der Francisturbine weicht man aber zweckmäßig, um den Unterschied zwischen S_{min} in Gl. (44) und S_{max} in Gl. (48) möglichst groß zu machen, von diesem günstigsten Wert nach unten bis auf 0,54 und nach oben bis auf 0,90 ab. Mit diesen Grenzwerten der Umfangschnelle u_1 lassen sich noch brauchbare, allerdings mit vermindertem Spaltüberdruck arbeitende Francisturbinen konstruieren. Mit den dabei sich ergebenden Minimalwerten von $c_1 \sin \alpha_1$ und a_s erhält man:

$$S_{min} \cong 12 \quad \text{und} \quad S_{max} \cong 104.$$

Die einfache Francisturbine ist also brauchbar, sofern der aus $Q^{m^3/s}$, H^{Meter} und n berechnete Wert der Systemziffer zwischen 12 und 104 liegt. Die an der unteren Grenze liegenden Turbinen bezeichnet man als „schmale Langsamläufer“ (geringste Umfangschnelligkeit, kleinste Relativbreite), die an der oberen Grenze liegenden als „breite Schnellläufer“ (größte Umfangschnelligkeit, größte Austrittsverbreite-

zung)¹⁾. Die Zwischenwerte von S entsprechen Zwischenformen. Für zweifache, dreifache, vierfache . . . Turbinen sind die obigen Grenzwerte, wie man leicht einsieht, mit $\sqrt{2}$, $\sqrt{3}$, $\sqrt{4}$. . . zu multiplizieren. Für Stufenturbinen mit zwei, drei . . . unter sich gleich großen Druckstufen wären die Grenzzahlen mit $\sqrt[4]{2^3}$, $\sqrt[4]{3^3}$. . . zu dividieren.

Eine Eigentümlichkeit der Schnellläuferturbinen besteht darin, daß infolge der großen Umfangschnelle u_1 und infolge des dem Schnellläuferdiagramm eigentümlichen großen Winkels α_1 (Fig. 85) ein derart kleiner Winkel β_1 resultiert, daß nahezu geradlinige Laufschaufeln oder gar Schaufeln mit konvexer Krümmung gegen die Rotationsbewegung entstehen (Fig. 86). Diese

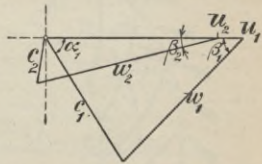


Fig. 85. Schnellläuferdiagramm.

Schaufelform scheint dem Prinzip der Arbeitsleistung des Wassers durch Zentrifugaldruck (Bd. I S. 22) zu widersprechen. In Wirklichkeit verläuft aber auch hier der absolute Wasserweg a mit konkaver Krümmung, so daß das Wasser trotz der konvexen Form der Vorderschaufel auf die Vorderschaufel drückt und so seine Energie wie sonst abgibt.

Eine weitere Abweichung des Schnellläufers vom gewöhnlichen Bild der Francisturbine liegt in der Formgebung der Einlaufkante (Fig. 87). Das Natur-

1) Die Begriffe Langsamläufer und Schnellläufer sind hier relativ zu nehmen; sie beziehen sich nicht auf die absolute Größe der minutlichen Umdrehungszahl.

daher Schnellläuferturbinen im allgemeinen nur als Schachtturbinen oder Kesselturbinen bauen, und zwar mit Blehschaufeln im Laufrad, um die Raumversperrung im Querschnitt $x\dots x$ tunlichst gering zu halten.

Eine gegenteilige Beschränkung besteht bezüglich der Stufenturbine. Zur Stufenbauart eignen sich Schnellläuferturbinen ihrer starken Austrittsverbreiterung wegen schlecht. Das Anwendungsgebiet der Stufenturbine beschränkt sich daher auf diejenigen Fälle, in welchen Laufräder mit mäßigem Breiterever-

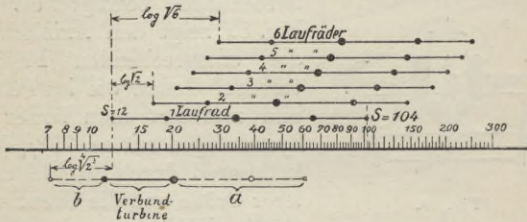


Fig. 88. Systembild der Francisturbine.

hältnis (0,6 bis 0,8), wie sie für Einbau in Spiralgehäuse geeignet sind, resultieren.

Um einen raschen Überblick über das Verwendungsgebiet von einfachen, mehrfachen und mehrstufigen Francisturbinen zu bekommen, stellt man das Francis-system in gleicher Weise wie früher das Pelton- und Schwamkrugsystem bildlich dar, indem man über einer logarithmischen Basis S zunächst die einfache Francisturbine als Systemstrecke von $S=12$ bis $S=104$ und dann darüber in der vom Peltonsystem her bekannten Weise die Systemstrecken der mehrfachen und darunter die Systemstrecken der von

gemäß wäre eine Ausbildung des Außenkranzes nach der gestrichelten Linie K'_a . In Wirklichkeit wird jedoch der Kranz nach der voll gezeichneten Linie K_a ausgeführt. Der Grund hierfür liegt darin, daß der Querschnitt $x-x$ bei einer Kranzföhrung nach K'_a zu klein würde zur Durchföhrung der Wassermenge Q , für welche der Eintritts- und Austrittsquerschnitt des Laufrades berechnet ist. Diese abnorme Ausbildung der Eintrittskante paßt sehr schlecht zum Drehschaufel-

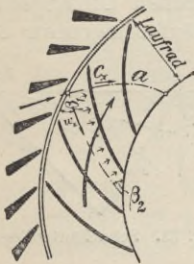


Fig. 86. Schaufelschnitt einer Schnellläuferturbine.

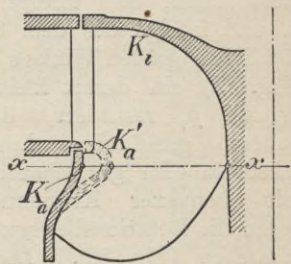


Fig. 87.

leitapparat der Francisturbine und hat zur Folge, daß ein Teil des Wassers nahezu föhrungslos ins Laufrad einströmt. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, daß dieser Übelstand auf Turbinen mit niederem Gefälle verhältnismäßig wenig Einfluß hat und bis zu 20, ausnahmsweise auch noch für 30 Meter Gefälle unbedenklich in Kauf genommen werden kann. Für höhere Gefälle dagegen lassen sich Schnellläuferturbinen nicht verwenden; auch ist zu beachten, daß es ziemlich schwierig und oft unmöglich ist, Schnellläuferturbinen mit Spiralgehäusen zu versehen. Man kann

den mehrstufigen allein in Betracht kommenden zwei-stufigen (Verbund-) Turbine verzeichnet (Fig. 88). Um ferner das Verhalten der Francisturbine innerhalb ihres Systembereichs in dieser Darstellung einigermaßen zu kennzeichnen, sucht man wieder auf den, dank der logarithmischen Basis für alle Francisturbinenarten vollständig gleich ausfallenden Systemstrecken (Systemzügen) der Fig. 88 die Systemlagen mit bestem Wirkungsgrad (auch hier ca. 83% bei vollgeöffneter Normalturbine) auf und markiert sie wie früher durch „große“ Punkte. Die Systemziffer dieser besten

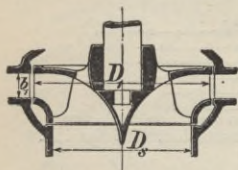


Fig. 89.

Systemlage beträgt ca. 34; Fig. 89 zeigt den Axialschnitt der entsprechenden Francisturbine. Genau wie im Peltonbild markiert man ferner die Systemlagen mit ca. 79% Wirkungsgrad durch Punkte mittlerer Größe und die Grenzlagen (75% Wirkungsgrad) durch

kleine Punkte. Man kann nun aus dem so entstandenen Systembild in bekannter Weise (Bd. I, S. 155) für jedes beliebige Projekt nach Bestimmung von S aus Q , H und n ablesen, wie sich die einfache, die mehrfache und die Verbundturbine im gegebenen Fall in Beziehung auf Wirkungsgrad und fernerhin auch in Beziehung auf die Struktur des Axialschnittes verhalten, denn je mehr sich die Systemlage der oberen Grenze nähert, um so mehr nähert sich der Axialschnitt der Schnellläuferform (Fig. 84), und je mehr sich die Systemlage der unteren Grenze nähert, um so mehr nähert sich der Axialschnitt der schmalen Form (Fig. 83). Im großen ganzen kann man sagen,

daß auch hier wie bei der Pelton-turbine, jedoch in noch höherem Maße, an jedem Systemzug die obere Hälfte für niedere Gefälle (Schacht- und Kesselturbinen) und die untere Hälfte für höhere Gefälle (Spiral-turbinen) verwendet wird. Doch ist dies durchaus keine strenge Regel. Die Grenzlagen sind auch hier wie im Peltonsystem möglichst zu meiden. Am Systemzug der Verbundturbine sind zwei Teile *a* und *b* punktiert gezeichnet. Der Teil *a* eignet sich wegen der hier vorhandenen Austrittsverbreiterung des Laufrades, wie früher erwähnt, nicht gut zur Stufenbauart; der Teil *b* ist des geringeren Wirkungsgrades wegen nicht empfehlenswert; außerdem bieten sich sowohl für die Strecke *a* als für die Strecke *b* andere Turbinenarten dar, so daß man diese Teile am Verbundsystemzug ganz weglassen kann.

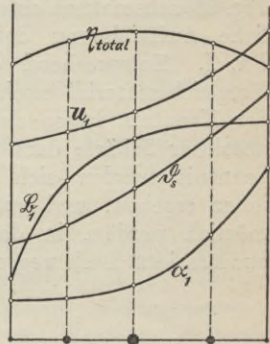


Fig. 90.
Dimensionierungsdiagramm
der Francisturbine.

Über dem Francissystemzug läßt sich wieder das sowohl für die einfache Turbine als für sämtliche Unterarten gültige Dimensionierungsdiagramm (Fig. 90) verzeichnen. Die Kurve u_1 dieses Diagramms gibt den Übergang von $u_{1min} = 0,54$ (untere Grenze) über den besten Wert 0,65 (am großen Punkt) zum Maximalwert $u_{1max} = 0,90$ an der oberen Grenze. Ferner ist eine Kurve α_1 verzeichnet, welche einen zweckmäßigen Übergang des absoluten Eintrittswinkels vom Minimalwert an der unteren Grenze zum Maximalwert an der

oberen Grenze darstellt. Auf Grund der Kurven u_1 und α_1 sind ferner die den Verlauf des Breitenverhältnisses und des Durchmesserverhältnisses anzeigenden Kurven \mathfrak{B}_1 und \mathfrak{D}_s berechnet; die Kurve η_{total} endlich zeigt den erzielbaren Maximalwirkungsgrad, der je nach der Bauart bei voller Füllung oder bei einer kleineren Füllung liegt. Die Kurven sind in Fig. 90 schematisch eingezeichnet; über eine maßstäbliche Aufzeichnung derselben vergl. Fußnote S. 153 Bd. I. Entsprechend dem heutigen aus Mangel an Vergleichsmaterial noch nicht ganz gefestigten Stand der Kenntnis lassen sich die Kurven noch nicht mit absoluter Schärfe darstellen. Mit fortschreitender Erkenntnis werden sich vielleicht Verbesserungen an ihnen ergeben, und im Laufe der Zeit wird es auch möglich werden, in das Diagramm eine Reihe von anderen jetzt noch weggelassenen Größen aufzunehmen.

II. Abschnitt.

Die Wasserkraftanlagen.

Projektierung, Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen.

§ 12. Die zur Wasserkraftprojektierung erforderlichen Unterlagen.

Zur Ausarbeitung von Wasserkraftprojekten sind erforderlich:

1. Für Flußanlagen:

- a) Angaben über die sekundliche Wasserführung Q_{fl} des Flusses, über die Beschaffenheit des Wassers, Geschiebeführung, Sandgehalt, Eisverhältnisse, chemische Eigenschaften des Wassers, zeitweises Auftreten von Pflanzen und Laub im Wasser;
- b) Angaben über etwaige behördliche Vorschriften bezüglich Belassung einer bestimmten Minimalwassermenge im alten Flußlauf; Angaben über ein etwaiges Abhängigkeitsverhältnis vom Ober- oder Unterlieger hinsichtlich Wasserzuluß und Wasserabfluß, wie z. B. bei Kraftwerken in Hintereinanderschaltung an einem und demselben Werkkanal, Talsperren u. dgl.; etwaige Rechte Dritter auf zeitweise Wasserentziehung für Bewässerungszwecke u. dgl.;
- c) Angaben über das erzielbare natürliche Gefälle H_{nat} (Differenz der Höhenkoten des Flußwasser-

spiegels am Anfang und Ende der auszunutzenden Flußstrecke); Angaben über Spiegelgang von Ober- und Unterwasser und über die Möglichkeit eines Gefällsgewinnes durch Einbau eines Stauwehres in den Fluß an der Wasserentnahme oder Senkung des Flußwasserspiegels von der Rückgabestelle abwärts (durch Flußkorrektion) zur Berechnung von H_{roh} ;

- d) Angaben über die Art der Kraftverbraucher und ihr Schwungmoment; Drehzahl, Drehrichtung und Lage der anzutreibenden Welle, falls hierüber Vorschriften bestehen; Betriebsverhältnisse und zahlenmäßige Formulierung einzuhaltender Reguliervorschriften; Angabe, ob die Wasserkraft soweit als irgend möglich und mit bestem Wirkungsgrad oder ob nur ein Teil derselben mit möglichst einfachen Mitteln ausgenutzt werden soll. Wenn eine Turbine zunächst ohne Geschwindigkeitsregulator projektiert werden soll, so ist anzugeben, ob spätere Anbringung eines Geschwindigkeitsregulators vorzusehen ist oder nicht; zur Projektierung des motorischen Teils elektrischer Zentralen sind außerdem erforderlich: Kenntnis der Stromart, damit die Drehzahl hierfür passend gewählt werden kann, Unterlagen zur Projektierung der meist erforderlichen Filteranlage am Wasserschloß und des Reinwasserrohrnetzes in der Schaltanlage, erforderliche Tragkraft und Höhenlage des Maschinenhauskrans zur Generatormontage usw.;
- e) möglichst genauer Lageplan mit Höhenlinien über die ganze auszunutzende Flußstrecke und

das anliegende Gelände in tunlichst großem Maßstab mit Angaben über die Eigentumsverhältnisse, Wegerechte, bestehende Fähren, vorhandene alte Wasserkraftanlagen, Schiffsmühlen u. dgl., Bodenart, Bebauungsart (Wald, Wiese, Acker usw.) und Grundwasserstand in dem für Werkkanal und Maschinengebäude in Betracht kommenden Gebiet; Höhenlage der Baustelle über dem Meer;

- f) Angaben über einen etwaigen Flößereibetrieb auf dem Fluß; größte behördlich zugelassene Floßbreite oder Vorschriften über die lichte Weite der Floßgasse; Häufigkeit der Flöße; jährlicher Erlös aus Floßgeldern;
- g) Angaben über behördliche Vorschriften bezüglich Anbringung von Fischpässen und bezüglich der maximal zulässigen Lichtweite zwischen den Stäben des Turbinenrechens;
- h) Angaben über Ladeprofile, Bahnfrachtsätze und wenn erforderlich Seefrachtsätze und Zollsätze für Auslands- und Überseelieferungen, größte zulässige Ladegewichte und Ladelängen der für den Maschinentransport von der Werkstätte bis zu der, der Baustelle zunächst gelegenen Eisenbahnstation in Betracht kommenden Bahnen und Reedereien;
- i) Angaben über die Anfuhrverhältnisse von der letzten Eisenbahnstation bis zur Baustelle; Tragkraft etwaiger zu passierender Brücken; größtes zulässiges Einzelbruttogewicht der Frachtgüter bei diesem Überlandtransport;
- k) Angaben über Preise von Baumaterialien und Arbeitslöhne für Erd-, Maurer-, Zimmerarbeiter,

- Hilfsarbeiter an der Baustelle; Angaben über etwa erforderliche Erstellung von Baracken und Kantinen zur Unterbringung der Bauarbeiter;
- l) notariell festgelegter Kaufpreis der zur Erstellung der Anlage zu erwerbenden Grundstücke und abzulösenden Wasserrechte;
 - m) Angaben über die Anlage- und Betriebskosten einer mit der geplanten Wasserkraftanlage eventuell konkurrierenden Wärmekraftanlage, Preise von Kohlen und sonstigen Betriebsmitteln für eine etwa erforderliche Wärmekraftreserve;
 - n) Angaben, ob eine spätere Erweiterung der Anlage zu berücksichtigen ist und ob diese Erweiterung nur als Reserve- oder als Betriebsanlage dienen soll;
 - o) zur Erweiterung einer bestehenden Anlage mit Druckrohrleitungen sind erforderlich: genaue Angaben über die vorhandenen Druckrohrleitungen und das Wasserschloß und Angaben, wie viele Turbinen nach der Erweiterung gleichzeitig im Betrieb sind und gleichzeitig abgeschaltet werden können, damit hiernach das erforderliche Schwungmoment der Erweiterungsturbinen berechnet werden kann.

Zu den vorstehend aufgeführten Unterlagen können in Spezialfällen natürlich noch neue hinzukommen. Der Lageplan ist besonders für die Projektierung von Turbinenanlagen mit Druckrohrleitung wichtig, weil hier die Anordnung der Turbinen ganz davon abhängt, in welcher Weise die Druckrohrleitungen an das Maschinengebäude herantreten; auch muß man an Hand

des Lageplanes erst kontrollieren, ob die Relativrohrlänge der Anlage sich mit den gestellten Regulierforderungen vereinigen läßt. Wenn ein Lageplan nicht beigebracht werden kann, was bei Überseeprojekten manchmal der Fall ist, so müssen wenigstens nähere Angaben über die Druckrohreführung ins Maschinenhaus und über die Abführung des Betriebswassers aus dem Maschinenhaus gemacht werden; außerdem muß dann aber die Druckrohrlänge genau angegeben sein, da ohne Kenntnis derselben keine Rohrleitungsturbinenanlage richtig projektiert werden kann. Bei Überseeprojekten bedingen häufig beschränkte Lademaße und Ladegewichte auf Eisenbahn oder Schiff, ferner schwierige Landtransportverhältnisse in Gebirgsgegenden eine weitgehende Unterteilung der Maschinenorgane, damit die ganze Lieferung in kleinen, leicht transportablen Kisten verpackt werden kann.

Die Feststellung der Daten Q_{fl} und H_{nat} ist häufig ziemlich schwierig, weil diese Werte sich in den natürlichen Flußläufen oft täglich ändern. Wenn ein solcher Fall vorliegt, muß man den Flußlauf längere Zeit beobachten und zunächst den Charakter der auszunutzenden Flußstrecke durch Aufstellung einer graphischen Charakteristik nach Fig. 91 feststellen. An der Wasserentnahme- und Wasserrückgabestelle muß zu diesem Zweck je ein Pegel angebracht und in der Nähe der Entnahmestelle im Fluß ein gleichmäßiges Querprofil ausgemessen und für laufende Wassermessung eingerichtet werden, so daß dauernd Wassermessungen und gleichzeitig Pegelablesungen an diesen beiden Pegeln vorgenommen werden können. Auf diese Weise wird es möglich, die beiden Kurven I und II des Diagramms (Fig. 91), welche den Zu-

sammenhang zwischen der sekundlichen Wasserführung des Flusses und den Pegelständen an Entnahme- und Rückgabestelle darstellen, aufzuzeichnen. Der Vertikalabstand zwischen den beiden Kurven gibt für jede beliebige Wasserführung des Flusses das vorhandene natürliche Gefälle H_{nat} an. In dieses Diagramm trägt man nun noch die Stauhöhe der erzielbaren dauernden Stauberechtigung am Kanaleinlauf (horizontale Linie III), und wenn die Möglichkeit einer Senkung des Unterlaufs gegeben ist, eine weitere diese Senkung berück-

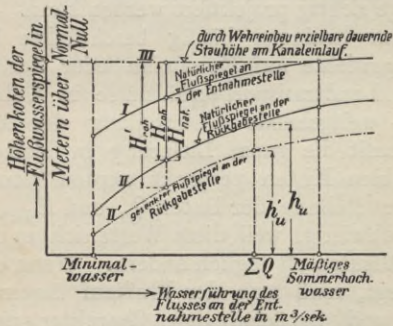


Fig. 91. Charakteristik einer Flußstrecke.

sichtigende Linie II' ein und hat dann im Vertikalabstand der Linien III—II bzw. III—II' das Rohgefälle H_{roh} bzw. H'_{roh} der Anlage für jeden beliebigen Zustand des Flußlaufes. Das Meßprofil zur Aufstellung der Charakteristik der Flußstrecke darf nur innerhalb einer geradlinigen Flußstrecke gewählt werden, längs welcher das Flußbett im Laufe der Zeit sich nicht wesentlich ändert und an welcher auch keine den Zusammenhang zwischen Pegelablesung und Wasser-

führung verschleiernde Stauungen durch Eis u. dgl. vorkommen. Wildbäche, welche im Sommer ihr Bett dauernd ändern und im Winter Eisstauungen aufweisen, sind hierfür nicht geeignet; doch kann man hier meistens die zur Aufstellung der Charakteristik erforderlichen Wassermessungen an einem in den Bach eingebauten Meßüberfall in einfachster Weise vornehmen¹⁾.

Weiter muß man sich für eine möglichst lange Reihe von Jahren Wassermengenbeobachtungen nach folgender Tabelle 1 verschaffen:

Tabelle 1
(für eine Reihe von Jahren aufzustellen).

Wassermengenbeobachtungen
im Jahre 1901.

Datum	Jan.	bis	Dez.	
1		Wassermengen im Fluß an der Entnahmestelle in m ³ /sek		
2				
3				
4				
5				
.				
.				
.				
29				
30				
31				
Mittel:				

¹⁾ Über Wassermessungen vgl. Sammlung Göschen, Bd. Hydraulik.

In Ländern mit hydrologischen Beobachtungsstationen kann man sich meistens hierzu von den Flußbaubehörden Angaben einholen, so daß man über mehrere Jahre rückwärts, womöglich über eine ganze Dekade für jeden Monat Mittelwerte der Wasserführung ausrechnen kann (unterste Horizontalspalte der Tabelle 1). Bei Ausrechnung dieser Mittelwerte dürfen

Tabelle 2.

Zusammenstellung der einzelnen Jahre
von 1901 bis 1910.

1		Januar	Februar	März	April	Mai	Juni	Juli	August	Septbr.	Oktober	November	Dezember
2	1901												
3	1902												
4	1903	Mittlere Wassermengen im Fluß an der Entnahmestelle in m ³ /sek											
.	.												
.	.												
10	1909												
11	1910												
12	Mittel:												
13	$H_{roh} =$												

Mittel. Jahr

Die extremsten Abweichungen vom mittleren Jahr während der Beobachtungszeit waren:

$$Q_{fl}^{max} = \dots \quad Q_{fl}^{min} = \dots;$$

dazu gehören laut Charakteristik die Gefällswerte:

$$H_{roh}^{min} = \dots; \quad H_{roh}^{max} = \dots$$

jedoch Hochwassermengen nicht mit ihrem vollen Wert, sondern nur mit dem Wert der voraussichtlich maximal in der projektierten Anlage verarbeitbaren Wassermenge in Rechnung gesetzt werden, weil in Flußanlagen die großen Wassermassen der Hochwasserwellen doch nicht ausgenutzt werden können. In Tabelle 2 werden diese mittleren Monatswerte zusammengestellt und aus ihnen ein mittleres Jahr zunächst hinsichtlich der Wasserführung berechnet, wie diese Tabelle in Horizontalspalte 12 erkennen läßt. Die Werte H_{roh} der Horizontalspalte 13 werden für die verschiedenen Wassermengen der Horizontalspalte 12 aus der Charakteristik (Fig. 91) entnommen, jedoch für die hochwasserreichen Monate unter Vornahme einiger Reduktionen, welche die in den Wasserwerten nicht mehr zum Ausdruck kommenden Hochwasserzeiten berücksichtigen. Damit ist das mittlere Jahr auch hinsichtlich des Gefällsverlaufs bekannt. Für dieses mittlere Jahr ist die Anlage zu projektieren, doch müssen in der Wahl der Maschinengrößen und einer etwaigen Wärmekraftreserve auch die extremsten Abweichungen von diesem mittleren Jahr berücksichtigt werden.

2. Talsperranlagen.

Zur Projektierung von Talsperranlagen sind im allgemeinen erforderlich:

- a) Angaben über Ausdehnung und Beschaffenheit des nach der Sperrstelle hin abwässernden Niederschlagsgebiets und Größe des die gesamten Wasserverluste durch Versickerung und Verdunstung berücksichtigenden Abflußkoeffizienten;

Tabelle 3.

Messungen der monatlichen Regenhöhen
im Jahre 1901

(für eine Reihe von Jahren aufzustellen).

Datum	Januar	Febr.	bis						Novbr.	Dezbr.
1.—10.			Beobachtete Regenhöhen in mm							
11.—20.										
21.—Ende										
Summe:										

Tabelle 4.

Berechnung der monatlich disponiblen
Wassermengen
im Jahre 1901

(für eine Reihe von Jahren aufzustellen).

Einzugsgebiet: km².

	Monatliche Regenhöhe beobachtet mm	Abfluß- koeffizient geschätzt	Monatliche Abflußhöhe berechnet mm	Disponiblen Wassermenge im Monat Mill. m ³	Summe der dis- poniblen Wassermengen v. Jahresanfang bis Ende Monat Mill. m ³
Jan.					
Febr.					
März					
.					
.					
.					
Dez.					

Tabelle 5.

Zusammenstellung der jährlichen Wassermengen.

	Disponibile Wassermenge im Jahr Mill. m ³	Summe der disponiblen Jahreswassermengen vom Beginn der Beobachtungszeit bis Ende Jahr
1901		
1902		
1903		
.		
.		
.		
1909		
1910		

- b) vieljährige regelmäßige Regenmessungen im Niederschlagsgebiet (Tabelle 3), aus welchen für eine Reihe von Jahren rückwärts eine zuverlässige Tabelle der monatlichen disponiblen Wassermengen (Tabelle 4) berechnet werden kann. Wenn die Regenbeobachtungsstellen nicht im Einzugsgebiet der Talsperre selbst, sondern nur in der Nähe liegen, so müssen die Messungsergebnisse der Regenstationen erst den Verhältnissen entsprechend umgewertet werden. Die einzelnen Jahresergebnisse werden nach Tabelle 5 zusammengestellt;
- c) topographische Karte des zu überstauenden Gebietes, aus welcher eine Kurve des Stauseeeinhalts in Funktion der Wassertiefe an der Sperrmauer oder in Funktion der Höhenlage des Stauseespiegels (Fig. 92) aufgestellt werden kann;

- d) Angaben über den Verlauf des zu erwartenden Kraftverbrauchs in Monatswerten über ein Betriebsjahr (Tabelle 6);
- e) Angaben über die geologischen Verhältnisse des Staugebiets und über die Tragfähigkeit des Baugrundes an der Sperrstelle; Querprofil der Sperrstelle.

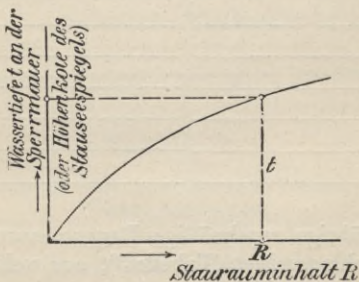


Fig. 92. Staurauminhaltskurve.

Die weiteren erforderlichen Angaben allgemeiner Natur sind die gleichen wie bei den Flußanlagen. Die Angaben a und b dienen zur Bestimmung der monatlich anfallenden Nettowassermengen, welche an der Sperrstelle zur Krafterzeugung disponibel werden; sie können vorteilhaft auch durch direkte Messungen des Wasserabflusses an der Sperrstelle ersetzt werden; dabei sind aber jetzt die Hochwässer im Gegensatz zum Verfahren bei Flußanlagen mit ihrem vollen Wert in Rechnung zu setzen. Die Angaben c und d dienen zur Aufstellung des später zu erörternden Betriebs- und Wasserwirtschaftsplanes der Talsperre.

Tabelle 6.

Monatlicher Kraftverbrauch in einem Betriebsjahr.

	Januar	Februar	März	April	Mai	Juni	Juli	August	Septbr.	Oktober	Novber.	Dezember
PS . . .												
Betriebsstunden im ganzen Monat .												
PS - Stunden im ganzen Monat . .												

§ 13. Projektierung von Flußanlagen und Untersuchung ihrer Wasserwirtschaft.

An Hand der Angaben über den Charakter der auszunützensden Flußstrecke und unter Berücksichtigung der erworbenen wasserrechtlichen Konzessionen ist auf Grund der Ergebnisse vergleichender Rentabilitätsuntersuchungen zu entscheiden, für welche maximale Schluckfähigkeit ΣQ die Anlage gebaut werden soll. Für diese Wassermenge ist zunächst die in § 2 (Bd. I) beschriebene Wassertransportanlage zu entwerfen und das nach Abzug der Transportverluste verbleibende Nettogefälle zu berechnen. Mit Nettogefälle und sekundlicher Wassermenge ist sodann die Turbinenanlage zu projektieren und Hand in Hand damit die Wasserwirtschaft der Anlage zu untersuchen.

Wassertransportanlage.

Wasserfassung mit Zubehör (vgl. Bd. I, S. 7), Oberwasserkanal, Wasserschloß, Stollen und Druckrohrleitungen, wenn solche erforderlich, Unterwasserkanal sind unter Zugrundlegung frei wählbarer angemessener Wassergeschwindigkeiten v_k im Werkkanal, v_{st} im Stollen, v_{ro} in den Druckrohrleitungen zu bemessen und hiernach die obigen Transportverluste zu berechnen.

Der Querschnitts- und Sohlenverlauf des Oberwasserkanals ist sehr einfach zu bestimmen, weil

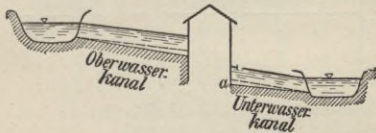


Fig. 93.

der Wasserspiegel am Kanaleinlauf mittels der im Stauwehr meist vorhandenen Reguliervorrichtungen dauernd annähernd konstant gehalten wird. Es ist zunächst der Kanaleinlauf unter Berücksichtigung der erreichbaren Wassertiefe, welche etwas geringer als die Wassertiefe im Fluß ist (vgl. Fig. 93), so zu be-

messen, daß der Wasserquerschnitt $F = \frac{\sum Q}{v_k}$ vorhan-

den ist; sodann ist unter Beibehaltung dieser Wasserquerschnittsfläche die weitere Querprofilform des Kanals (Rechteck oder Trapez) zu bestimmen und seine betriebsmäßige Spiegellinie aus Wassergeschwindigkeit, Querschnittsform und Rauheitsgrad des Bettes zu be-

rechnen (vgl. hierüber Sammlung Göschen, Hydraulik). Die rechnungsmäßige Sohlenlinie folgt aus der berechneten Spiegellinie durch Antragung der an den einzelnen Stellen erforderlichen Wassertiefe, welche letztere aus dem Querschnittsverlauf zu entnehmen ist.

Der Unterwasserkanal hat im Gegensatz zum Oberwasserkanal einen mit dem Wasserstand im Fluß ständig wechselnden Wasserquerschnitt. Zu seiner Dimensionierung wird derjenige Zustand herausgegriffen, bei welchem der Fluß an der Entnahmestelle gerade die Wassermenge ΣQ führt. Die in diesem Moment an der Rückgabestelle im Fluß vorhandene Wassertiefe läßt sich aus der Höhenkote der Flußsohle und der Unterwasserspiegelkote h_u bzw. h_u' , welche man aus dem Diagramm (Fig. 91) bei der Abszisse ΣQ abliest, leicht bestimmen. Die gleichzeitig erreichbare Wassertiefe des Kanals an der Mündungsstelle, die sogenannte Mündungstiefe, ist um etwa 20 bis 30 cm geringer als die Flußwassertiefe, weil die Kanalsole am Auslauf ähnlich wie die Einlaufschwelle am Kanaleinlauf etwas höher gelegt werden muß als die Flußsohle (vgl. Fig. 93), um dadurch der Gefahr der Verlagerungen der Kanalmündung durch Geschiebe vorzubeugen. Aus dieser Mündungstiefe folgt nun ohne weiteres die erforderliche Mündungsbreite, nachdem wieder mit der Wassermenge ΣQ und der für den Unterwasserkanal angenommenen Wassergeschwindigkeit v_k' der notwendige Wasserquerschnitt

$F' = \frac{Q}{v_k'}$ bestimmt ist. Von dem damit festgelegten

Endquerschnitt ausgehend ist der weitere betriebsmäßige Spiegel- und Querschnittsverlauf des Unterwasserkanals rückwärts bis zum Maschinenhaus zu bestimmen. Die

Spiegelinie steigt dabei natürlich gegen das Maschinenhaus zu an; die Sohle kann jedoch je nach der Sohlenhöhe a am Turbinenausguß (Fig. 93) bald nach Fig. 93 ebenfalls ansteigend, bald aber auch horizontal, oder schließlich (in Niederdruckanlagen mit kurzem Unterwasserkanal) auch vom Fluß gegen das Maschinenhaus zu abfallend verlaufen. Sohlen- und Spiegelverlauf bestimmen den Wassertiefenverlauf und aus letzterem folgt durch einfache Rechnung der zur Erreichung des Wasserquerschnitts erforderliche Breitenverlauf des Unterwasserkanals. Schroffe Übergänge im Sohlen- und Breitenverlauf sind streng zu vermeiden, da sie nur tote Räume und dementsprechend Kanalstrecken mit Gefällsverlust erzeugendem Querschnittsdefizit zur Folge hätten.

Druckrohrleitungen sind mit möglichst geradliniger und möglichst gleichförmig abfallender Trasse zu projektieren. Wasserschloß und Maschinenhaus sind so nahe als möglich zusammenzurücken, damit die Relativrohrlänge einen möglichst kleinen Wert bekommt. Die Leitungen sind sowohl gegen Wasserstöße als gegen Vakuum widerstandsfähig zu dimensionieren und standsicher zu verankern. In größeren Anlagen muß sich die Rohranlage mit möglichst guter Form zwischen Wasserschloß und Turbinenhaus einlegen. Bei der Wahl der Mittenabstände der Rohreinlaufkammern im Wasserschloß muß daher Rücksicht auf die Mittenabstände der Turbineneinheiten genommen werden.

Die üblichen Wassergeschwindigkeiten in der Wassertransportanlage liegen für v_k und v'_k zwischen 0,5 und 1 m/sek, je nachdem das Kanalbett in geringerem oder höherem Maße widerstandsfähig gegen

die Angriffe strömenden Wassers ausgeführt wird. In ausbetonierten Stollen geht man bis zu 1,5 und 2 m/sek. Starker Sandgehalt im Wasser bedingt die Anordnung von Sandfängen im Oberwasserkanal. Diese Sandfänge sind so anzuordnen, daß die Wassergeschwindigkeit im ganzen Wasserquerschnitt auf 0,3 bis 0,2 m/sek zurückgeht, so daß die Sinkstoffe zu Boden sinken und sich in den Sandfängen ablagern müssen, von wo sie von Zeit zu Zeit durch Spülshützen entfernt werden. In Druckrohrleitungen richtet sich die zulässige Wassergeschwindigkeit nach der zunächst abzuschätzenden Größenordnung der Rohrlichtweite, ferner der Relativrohrlänge, den Regulierforderungen und der Turbinenart. Große Lichtweite, günstige Relativrohrlänge, laxe Reguliervorschriften erlauben bei Peltonturbinen und Spiralfancis-turbinen die Verwendung von Wassergeschwindigkeiten bis zu 4 m/sek. Im Falle von kleinen Lichtweiten, schlechter Relativrohrlänge, scharfen Reguliervorschriften, schlechter Wasserzuführung zu den Turbinen (Kesselturbinen) dagegen muß man mit mäßigeren Wassergeschwindigkeiten arbeiten und manchmal bis auf 0,5 m/sek heruntergehen; im Mittel rechnet man mit 2 m/sek.

Die Lichtweite der Rohrleitungen läßt man häufig von der Mitte der Leitungen nach oben stufenweise zunehmen und nach unten stufenweise abnehmen, so daß also die Leitungen aus einzelnen abgestuften, durch konische Schüsse miteinander verbundenen Durchmesserzonen bestehen, ähnlich wie ein ausgezogenes Fernrohr. Dieses Verfahren würde theoretisch die beste Materialausnützung ergeben, wenn man die Wandstärke durchweg rechnermäßig, d. h. nach

Gl. (38) bzw. (39) (Bd. I, S. 88) ausführen könnte. Da in der Praxis die oberen Zonen nie mit der rechnungsmäßig dünnen Wandstärke hergestellt werden können, so wird allerdings dieses Moment als Grund für die Vornahme einer Durchmesserabstufung meistens hinfällig. Dagegen hat die Durchmesserabstufung den Vorteil, daß man die einzelnen Rohrschüsse der verschiedenen Zonen wie die Glieder eines Fernrohrs ineinanderschieben und so den Transport zur Baustelle erleichtern und häufig auch bedeutend verbilligen kann (vgl. die Angaben über Seefrachtberechnung S. 161). In der untersten Zone werden dabei die sämtlichen Rohrschüsse der nach oben folgenden Zonen untergebracht. Zum Ineinanderstellen und Verkeilen der Rohrschüsse sind verhältnismäßig große Durchmesserdifferenzen erforderlich; bei langen Leitungen mit großer Zonenzahl wird daher leicht die Abweichung der Anfangslichtweite und der Endlichtweite von der zunächst berechneten mittleren Lichtweite unzulässig groß. In solchen Fällen nimmt man geringere Durchmesserdifferenzen, muß aber dann beim Ineinanderstellen einer Rohrzone in die andere immer eine oder zwei oder drei . . . zwischenliegende Zonen überspringen. Der Schwungmassenbedarf der Turbinen richtet sich in Anlagen mit abgestufter Rohrlichtweite nach der mittleren Wassergeschwindigkeit v_{ro} . Der Rohrreibungsverlust dagegen muß als Summe der Einzeldruckverluste der verschiedenen Zonen berechnet werden.

Für wichtige Kanäle und Rohrleitungsanlagen dürfen die Wassergeschwindigkeiten nicht frei gewählt werden. Es muß hier vielmehr die zweckmäßigste Wassergeschwindigkeit durch Aufstellung einer Betriebskostenberechnung so festgestellt werden, daß die

Summe der gesamten Jahresausgaben für die Kanal- bzw. Rohrleitungsanlage zuzüglich des Wertes der kapitalisierten jährlichen Energieverluste in derselben ein Minimum wird.

An Meßvorrichtungen in der Wassertransportanlage sind vorzusehen: Pegel zur Kontrolle des tatsächlichen Spiegelgefälles im Werkkanal, Manometer zur Kontrolle des betriebsmäßigen Druckverlustes in den Rohrleitungen, ferner Meßstellen im Werkkanal bzw. in den Rohrleitungen zum Messen des Wasserverbrauchs der einzelnen Turbinen.

Turbinenanlage.

Mit dem Nettogefälle H und der Wassermenge ΣQ läßt sich die Turbinenanlage zunächst vorläufig vorbehaltlich einer etwa erforderlich werdenden späteren Korrektur so durchprojektieren, daß sie sich sowohl den zu erwartenden Schwankungen in Wassermenge und Gefälle, als dem Kraftbedarf, nötigenfalls unter Hinzufügung einer Wärmekraftreserve¹⁾, welche die Deckung der die Wasserleistung bei Trockenzeit und bei Hochwasser übersteigenden Belastungsspitzen übernimmt, vorteilhaft anpassen kann. Die Untersuchung der Wasserwirtschaft und des Betriebes der Anlage geschieht durch Aufstellung eines Betriebsplanes nach folgender Tabelle 7, ausgehend von Tabelle 2 (S. 116). In dieser Tabelle 7 ist beispielsweise eine Flußwasserkraftanlage mit Dampfreserve vorausgesetzt.

¹⁾ Dampfmaschine, Dieselmotor, Gasmaschine oder Dampfturbine, Gasturbine usw. Wärmekraftreserven mit Kolbenrieb sollen in hydroelektrischen Anlagen womöglich keinen schlechteren Ungleichförmigkeitsgrad haben als 1/300.

Tabelle 7.

Betriebsplan für eine hydroelektrische Flußanlage mit Dampfreserve.

Der hydraulische Teil der Maschinenanlage besteht aus:

Die Dampfreserve besteht aus:

Die verwendete Kohlenart hat WE. pro kg und kostet Mark pro Tonne frei Kesselhaus.

Die von der Zentrale verlangten Leistungen sind (beispielsweise):

von 6 Uhr morgens bis 6 Uhr abends PS,

von 6 Uhr abends bis 8 Uhr abends PS,

von 8 Uhr abends bis 6 Uhr morgens PS.

(Im Spezialfall für die einzelnen Tages- und Jahreszeiten näher auszuführen.)

	Monat:	Januar	bis	Dezember
Sekundliche Wassermengen Q_H im Fluß, m ³ /sek				
Nettogefälle H in Metern (unter Berücksichtigung der zu erwartenden Störungen durch Hochwasser, Eisgang, Flößerei usw.)				
In der Zentrale verarbeitbare Wassermenge ΣQ (unter Berücksichtigung von Nettozufluß und Schluckfähigkeit) m ³ /sek . .				
Totalwirkungsgrad der Turbinen, geschätzt %				
Mögliche Wasserleistung, PS				
Verwertbare Wasserleistung in PS				
Verwertbare Wasserleistung in PS-Stunden im ganzen Monat				
Von 6 Uhr morgens				

bis 6 Uhr abends	Dampfleistung in PS				
	Dampfleistung in PS-Stunden im ganzen Monat				
	Kohlenverbrauch im ganzen Monat (unter Berücksichtigung des Anheizens) kg . . .				
Von 6 Uhr abends b. s. 8 Uhr abends	Verwertbare Wasserleistung in PS				
	Verwertbare Wasserleistung in PS-Stunden im ganzen Monat				
	Dampfleistung in PS				
	Dampfleistung in PS-Stunden im ganzen Monat				
	Kohlenverbrauch im ganzen Monat (unter Berücksichtigung des Anheizens) kg . . .				
Von 8 Uhr abends bis 6 Uhr morgens	Verwertbare Wasserleistung in PS				
	Verwertbare Wasserleistung in PS-Stunden im ganzen Monat				
	Dampfleistung in PS				
	Dampfleistung in PS-Stunden im ganzen Monat				

Wasserleistung im ganzen Jahre = PS-Stunden = Kilowattstunden.
 Dampfleistung im ganzen Jahre = PS-Stunden = Kilowattstunden.
 Kohlenverbrauch im ganzen Jahre = kg = Mark.

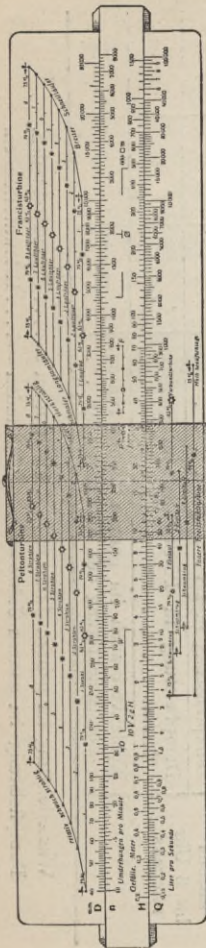


Fig. 94. Turbinenrechenchieber.

Beim Einsetzen der Werte in die Horizontalspalten „Nettogefälle“ und „verarbeitbare Wassermenge“ darf die Berücksichtigung von Gefälls- und Wasserverlusten durch Flößereibetrieb, Eisgang, Schmiereisstörung, Fischpaß, eventuell Rohdruckregulierung und Wasserabgabe in das alte Flußbett nicht vergessen werden.

Bezüglich Brutto- und Nettogefälle hat man zweierlei Werte zu unterscheiden: nämlich „Totalbruttogefälle und Totalnettogefälle“, wenn es sich um Saugrohrturbinen (Francis), und „Freihangbruttogefälle und Freihangnettogefälle“, wenn es sich um Freihangturbinen (Pelton) handelt. Die letzteren Gefällswerte entstehen bekanntlich aus den zunächst zu berechnenden ersteren durch Abzug des Freihängens. Es muß nun bei jedem Projekt zuerst entschieden werden, ob die Anlage mit Francissaugrohrturbinen oder Peltonfreihangturbinen ausgerüstet werden wird. Die Entscheidung dieser Frage, welche eng mit der Wahl der Anzahl der Einheiten und der Umdrehungszahl n der Turbinenwellen zusammenhängt, läßt sich

sehr einfach mit dem Turbinenrechenschieber (Fig. 94) vornehmen. Der Turbinenrechenschieber enthält eine Zusammenstellung der drei logarithmischen Systembilder: Pelton (Bd. I, S. 108), Francis (S. 105) und Schwamkrug (Bd. I, S. 166)¹). Er ermöglicht die mechanische Bestimmung der Systemziffer S

$$S = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

für beliebige Werte von Q , H und n mit einer einzigen Schiebereinstellung, welche nach dem Prinzip des gewöhnlichen Rechenschiebers die algebraische Summe:

$$\log S = \log n + \log \sqrt{Q} - \log \sqrt[4]{H^3}$$

auswertet. Er gibt für jede beliebige Kombination von ΣQ und H (H zunächst mit dem Totalnettowert eingesetzt) an, wie viele Einheiten und welche Umdrehungszahlen am vorteilhaftesten zu wählen sind und ob Pelton- oder Francissystem und welche spezielle Unterart in Frage kommt. Ergibt sich, daß die Systemziffer auf Peltonturbinen führt, so muß das Freihängen

¹) Diese Zusammenstellung liefert den Beweis für die im ersten Abschnitt (Bd. I, S. 39) erwähnte Tatsache, daß das Peltonsystem und das Francissystem einander ablösen. Zwischen der oberen Grenze des in der Praxis verwertbaren Anwendungsbereiches der Peltonturbinen (vierstrahlige Turbinen mit noch guter Systemlage) bleibt allerdings eine kleine Lücke bis zu dem Systempunkt, an dem die einfache Francisturbine praktisch brauchbar zu werden beginnt. Diese Lücke wird aber durch die Verbundturbinen vollständig ausgefüllt. Eine Notwendigkeit, Schwamkrugturbinen zu bauen, besteht überhaupt nicht mehr.

vom Totalnettogefälle in Abzug gebracht werden. Dazu muß zuerst die Höhenlage des Maschinenhausflurs festgelegt werden, und zwar so, daß der Maschinenhausflur möglichst nahe über dem Unterwasser, aber noch hochwasserfrei liegt. Hiernach ist dann die ungefähre Höhenlage der Düsen zu ermitteln und damit das Freihängen als Vertikalabstand der Düsenmündung vom Unterwasserspiegel zu berechnen. Da

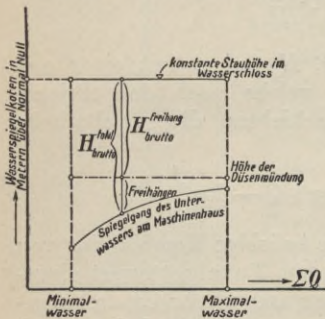


Fig. 95.

das Freihangbrutto- und Freihangnettogefälle von den Schwankungen des Unterwassers unabhängig ist (vgl. Fig. 95), so folgt daraus, daß Peltonfreihanganlagen mit ziemlich konstantem Nettogefälle arbeiten; allerdings schwankt dafür hier meistens die Wassermenge stark (Wildbäche und Gebirgsflüsse). Francisanlagen müssen sich

ebenfalls häufig Schwankungen in der Wassermenge gefallen lassen und müssen sich außerdem noch den vom Spiegelgang des Unterwassers herrührenden Schwankungen im Totalnettogefälle anpassen. Das Anpassungsvermögen an wechselnde Betriebsverhältnisse ist nun bei Wasserturbinen ziemlich groß, namentlich wenn man mit der Umdrehungszahl den Gefällschwankungen folgen kann. Ist dies nicht möglich, so muß man bei Betrieb mit unrichtigem Gefälle und demnach nicht ganz richtigem Arbeitsprozeß einen Wirkungsgradverlust in Kauf nehmen (vgl. S. 92).

Die normalen Fabrikate der Turbinenfirmen sind heute meist in sogenannte „Serien“ eingeteilt. Aus diesen Serien müssen die Turbinen beim Projektieren, wenn irgend möglich, gewählt werden, damit man die vorhandenen Modelle verwenden kann. Sämtliche Turbinen einer Serie sind im großen ganzen unter sich ähnliche Raumgebilde; sie sind dem Laufraddurchmesser nach in verschiedenen Größen abgestuft und sind in hydraulischer Hinsicht dadurch gekennzeichnet, daß ihre Systemziffer S einen und denselben Wert hat. In den Systembildern und im Turbinenrechenschieber bekommt also jede Serie einen ganz bestimmten Punkt auf dem ihr zukommenden Systemzug, und man kann nach Markierung der sämtlichen Serien einer Turbinenfabrik durch Punkte in den Systembildern mit Leichtigkeit feststellen, welche Serie und welche Nummer der Serie in einem gegebenen Projekt in Betracht kommt. Neben den Betriebsturbinen wird gewöhnlich noch eine Reserveturbine aufgestellt. Bei vorläufig teilweisem Ausbau muß auf die spätere Erweiterung Rücksicht genommen werden; Maschinenhaus, Wasserschloß, Kanalanlage müssen dabei gewöhnlich schon beim ersten Ausbau voll ausgebaut werden, wenn man Betriebsstörungen beim späteren Ausbau vermeiden will.

Wenn die Schwankungen in den Turbinendaten gar zu groß sind, so müssen Spezialkonstruktionen mit erhöhter Anpassungsfähigkeit an wechselnde Verhältnisse verwendet werden. Im Peltonsystem, wo es sich der Hauptsache nach nur um Wassermengenschwankungen handelt, kommt hierfür die Anordnung einer möglichst großen Düsenzahl, von denen bei eintretender Wasserklemme eine nach der andern durch

Absperrschieber vollständig geschlossen wird, in Betracht. Ähnlich kann man mehrfache Francisturbinen so bauen, daß zur Zeit des Wassermangels einzelne Laufräder vollständig abgeschaltet werden können. Beispielsweise werden Schachtturbinen in Zwillingsanordnung so gebaut, daß jedes der beiden Laufräder in einem besonderen Schacht steht und für sich durch eine Schütze vom Wasserzufluß abgesperrt werden kann; mehrfache Turbinen nach Art der Fig. 68 (S. 76) werden mit Abschaltvorrichtung im Kegeltriebwerk, z. B. mit Vorrichtung zum Senken des großen Kegelrades (Senkspurlager), versehen. Als Mittel gegen die starke Gefällsminderung in Niederdruckfrancisanlagen bei Hochwasser und die damit verbundene unangenehme Verminderung der Schluckfähigkeit der Turbinen gerade dann, wenn am meisten Wasser vorhanden ist, kommen in neuerer Zeit sogenannte Gefällsvermehrer in Vorschlag. Das Prinzip dieser Gefällsvermehrer ist, ähnlich wie das der konischen Saugrohrerweiterung, die Erzeugung eines zusätzlichen, den hydrostatischen Sollwert übersteigenden Vakuums im Saugraum hinter dem Turbinenlaufrad. Zu dieser Vakuumerzeugung werden ejektorartige Saugapparate in den Wasserablauf eingebaut (Herschels Gefällvermehrer¹⁾, Saugeysche Ejektorenschützen²⁾), deren Betätigung durch Druckwasser erfolgt, das man aus dem Oberwasserkanal, wo ja zur Hochwasserzeit Wasser in großer Menge überflüssig ist, entnimmt. Bezüglich der Konstruktion dieser Gefällsvermehrer sei auf die Literaturangaben hingewiesen. Ein anderes Mittel,

¹⁾ Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1909, S. 176; Zeitschrift „Die Turbine“ 1910, S. 225.

²⁾ Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1907, S. 185.

um den Rückgang der Schluckfähigkeit der Niederdruckfrancisanlagen bei Hochwasser zu beheben, besteht darin, daß man in größeren Anlagen eine oder mehrere der Einheiten als Hochwasserturbinen, speziell für ein vermindertes Gefälle und vergrößerte Schluckfähigkeit baut. Der Nachteil bei diesem Vorgehen liegt in der verminderten Ausnutzungsmöglichkeit des in den Hochwasserturbinen, die bei Trockenzeit kaum in Betrieb genommen werden können, investierten Kapitals. Man kann sich daher den Luxus einer Hochwasserturbine im allgemeinen nur dann leisten, wenn die Anlage eine Dampfreserve besitzt, so daß ohne großes Risiko statt einer Reserveturbine eine Hochwasserturbine gebaut werden kann.

Eine hier noch zu erwähnende Eigentümlichkeit der Wasserkraftanlagen mit starkem zeitweisem Rückgang der Wassermenge ist die manchmal neben der Geschwindigkeitsregulierung zur Anwendung kommende Wasserstandsregulierung. Diese Regulierung bezweckt eine selbsttätige Schließung der Turbinen, sobald und solange der Wasserspiegel im Wasserschloß und Oberwasserkanal infolge zu geringen Wasserzuflusses die Tendenz hat, unter seine normale, konzessionierte Lage zu sinken. Die Kraftverbrauchstellen müssen in einem solchen Falle rechtzeitig durch ein Signal von dem Wassermangel benachrichtigt werden, damit sie ihren Bedarf einschränken, sonst würden natürlich die Turbinen allmählich stehen bleiben.

Wasserstandsregulatoren, welche einerseits die Turbinen schließen bei Sinken des Oberwasserspiegels und andererseits dieselben öffnen bei steigendem Oberwasserspiegel, kommen endlich auch an größeren elektrischen Anlagen vor, wenn nämlich zwei oder mehrere

parallel arbeitende Dreh- oder Wechselstromzentralen am gleichen Werkkanal in so kurzer Entfernung hintereinander geschaltet liegen, daß die Anbringung von Ausgleichsweihern zwischen den Zentralen nicht möglich ist. In solchen Fällen muß die oberste Zentrale allein die Geschwindigkeitsregulierung übernehmen; die übrigen arbeiten im normalen Betrieb nur mit der erwähnten selbsttätigen, auf Steigen und Sinken des Oberwasserspiegels reagierenden Wasserstandsregulierung.

§ 14. Projektierung von Stausee- und Talsperranlagen und Untersuchung ihrer Wasserwirtschaft.

Die häufig zu beobachtende und leicht erklärliche Tatsache, daß in Flußelektrizitätswerken, welche auf öffentliche Stromnetze arbeiten, fast täglich Stunden vorkommen, in welchen Wasser ungenutzt am Überlauf oder am Wehr abstürzt, hat dazu geführt, daß man die Wasserkraftelektrizitätswerke überall dort, wo es möglich ist, mit Staubehältern (Stauweihern, Talsperren) versieht, in welchen das zeitweise überschüssige Wasser zu späterer Verwendung zurückgehalten wird.

Die beim Entwurf solcher Stauweiher- und Talsperranlagen zu lösenden Probleme sind

entweder: Projektierung der Turbinenanlage für eine vorgeschriebene Kraftabgabe unter Prüfung, ob die Leistungsvorschriften sich mit Hilfe eines praktisch ausführbare Dimensionen aufweisenden Staubeckens einhalten lassen, Bestimmung des erforderlichen zur Wasserausgleichung nutzbaren Stauraums und der erforderlichen Sperrmauerhöhe;

oder: Aufstellung eines Planes über die mögliche Kraftabgabe für einen durch äußere Verhältnisse gegebenen Stausee (Talsperre) mit bekannten hydraulischen Verhältnissen und Bemessung der zu dieser Kraftabgabe erforderlichen Turbinenanlage.

Beide Probleme werden durch Aufstellung des Wasserwirtschaftsplanes des Stausees gelöst. Man

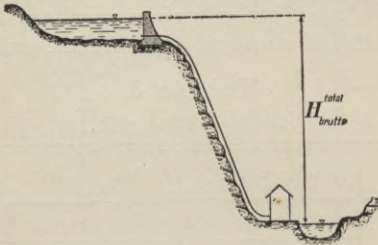


Fig. 96.

hat hierbei zwei Fälle zu unterscheiden: erstens, das Gefälle der Anlage besteht neben der Wassertiefe an der Sperrmauer — dem sogenannten variablen Becken-

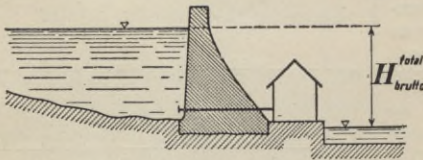


Fig. 97.

gefälle — noch zum weitaus größeren Teil aus einer zweiten, durch Stollen oder Druckrohrleitung gewonnenen konstanten Gefällstrecke (z. B. nach Fig. 96), und

zweitens, das Gefälle der Anlage wird der Hauptsache nach nur durch das variable Beckengefälle dargestellt (Fig. 97, Talsperre mit unmittelbar an die Sperrmauer angebauter oder in die Sperrmauer eingebauter Zentrale). Die Untersuchung des ersteren Falles gestaltet sich insofern einfacher, als hier die Schwankungen des Wasserspiegels, mit welchen der Stausee behaftet ist und behaftet sein muß, wenn er richtig bemessen ist, in der Betriebsaufstellung weniger stark zur Wirkung kommen, so daß man zunächst mit einer mittleren Spiegellage und demnach mit einem mittleren Gefälle rechnen kann.

Tabelle 8.
Betriebstabelle.

	Jan.	bis	Dez.
PS			
H (geschätzt)			
η_{total} "			
ΣQ liter/sek .			
ΣQ m ³ /st . .			
Betriebsstunden im ganzen Monat .			
Wasserverbrauch im ganz. Monat			
Wasserverbrauch von Anfang des Betriebsjahres bis Ende Monat . .			

Unter Zugrundlegung dieses mittleren Nettogefälles ist im Falle, daß für die Zentrale eine Leistungsvorschrift (S. 136 unten) ähnlich wie in Tabelle 7 (S. 128) vorliegt, eine Berechnung des monatlichen Wasserverbrauches nach nebenstehender Tabelle 8 vorzunehmen.

Die Ziffern der letzten Horizontalspalte dieser Tabelle 8 und die Ziffern der letzten Vertikalspalte der

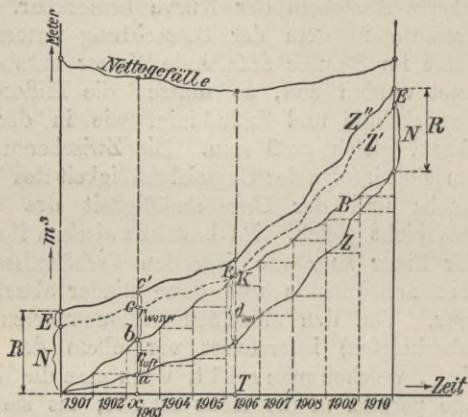


Fig. 98. Wasserwirtschaftsdiagramm.

Tabellen 4 und 5 (S. 118 und 119) trägt man nach Fig. 98 über einer Zeitabszissenachse als Ordinaten an und erhält so zwei Kurven *B* (Entnahmelinie oder Betriebslinie) und *Z* (Zuflußlinie), welche für jeden beliebigen Zeitpunkt erkennen lassen, wieviel Wasser vom Beginn der Beobachtungszeit ab zusammen einerseits verbraucht und andererseits dem Stausee nutzbar zugeflossen wäre, wenn die Anlage mit Beginn der

Beobachtungszeit in Betrieb genommen worden wäre. Die den Wasserverbrauch anzeigende Betriebslinie B steigt periodisch an, wenn sich der Verbrauch von Jahr zu Jahr in gleicher Weise wiederholt. Die Zuflußlinie Z dagegen verläuft für die verschiedenen Jahre verschieden. Gute (wasserreiche) und schlechte (wasserarme) Jahre machen sich hier durch steileres bzw. allmählicheres Ansteigen der Kurve bemerkbar. Wenn das gesamte in dem der Betrachtung unterzogenen Zeitraume im Stausee anfallende Wasser nutzbringend verwertet werden soll, so müssen die Endordinaten von Betriebslinie und Zuflußlinie, wie in der Figur gezeichnet, gleich groß sein. Die Zwischenordinaten dagegen sind infolge der Ungleichmäßigkeit des Wasserverbrauchs und der Unregelmäßigkeit des Wasserzuflusses nicht gleich. Es besteht zwischen ihnen bei den der Figur zugrunde liegenden Verhältnissen eine zunächst zunehmende und dann wieder abnehmende Differenz. Von den einzelnen Differenzwerten (Ordinatenabschnitten) interessiert vor allem der Größtwert d_{max} , welchen man erhält, wenn man die Kurve Z so lange parallel in die Höhe schiebt, bis sie in der Lage Z' die Betriebskurve B in einem Punkte K zur Zeit T von oben berührt. Die Kurve Z' schneidet auf der Anfangsordinate des Diagramms einen gewissen Rauminhalt N Kubikmeter ab. Nimmt man an, daß der Stausee der Anlage zum Beginn der Beobachtungszeit bis zu diesem Inhalt N mit Wasser gefüllt sei, so geben die Ordinaten der Kurve Z' für jeden beliebigen Zeitpunkt diejenige Wassermenge an, welche der See enthalten würde, wenn kein Wasser verbraucht würde. Da aber dem See tatsächlich Wasser entsprechend der Verbrauchslinie B entnommen wird, so enthält der

See zu einer beliebigen Zeit x nicht die Wassermenge xc , sondern die Wassermenge $xc - xb$ (Fig. 98) gleich bc , d. h.: Der Ordinatenabschnitt zwischen den Kurven Z' und B gibt den jeweiligen Wasserinhalt des angenommenen Stausees an. Dieser Wasserinhalt nimmt, wie die Figur zeigt, von der Größe N allmählich ab bis auf den Wert Null zur Zeit T (Trockenzeit) und dann wieder zu bis auf seinen Anfangswert N , den er am Ende der Beobachtungszeit wieder erreicht. Der als vorhanden vorausgesetzte Stausee mit dem Anfangswassergehalt $N = d_{max}$ würde also gerade genügen, um dem Betrieb über die Trockenperiode T durch Hergabe seines letzten Tropfens hinwegzuhelfen. Der Ordinatenabschnitt d_{max} gibt somit den zum Ausgleich von Wasserzufluß und Wasserverbrauch mindestens erforderlichen nutzbaren Stauraum N des Stausees an. In Wirklichkeit muß man den Staurauminhalt noch etwas größer vorsehen, damit der See zur gefährlichen Zeit T nicht ganz leer läuft, sondern noch einen gewissen eisernen Bestand E (Fig. 98) an Wasser behält. Zieht man im Abstand E eine zweite Kurve Z'' parallel zu Z , so stellt nunmehr der jeweilige Ordinatenabschnitt zwischen den Kurven B und Z'' (z. B. bc' zur Zeit x) den tatsächlichen augenblicklichen Wasserraum r_{wasser} dar, während die Ergänzungsstrecke (z. B. ba zur Zeit x) den augenblicklich mit Luft erfüllten Teil r_{luft} des gesamten Stauraums $R = N + E$ angibt. Aus der Art, wie die innerhalb des Flächenstreifens ZZ'' verlaufende Betriebslinie B diesen Flächenstreifen teilt, läßt sich also der Verlauf der Stauseefüllung ablesen. Der Stausee wäre demnach im vorliegenden Falle voll gefüllt in Betrieb zu nehmen; bis zur Zeit T muß er

Wasser zuschießen und leert sich dabei allmählich bis auf den eisernen Bestand; von der Zeit T ab überwiegt der Wasserzufluß über den Verbrauch, und der Stausee hat dadurch Gelegenheit, sich bis zum Ende der Beobachtungsperiode wieder vollständig aufzufüllen, so daß sich sofort eine neue gleich oder ähnlich verlaufende Periode anschließen kann. In der Praxis kann die Beobachtungsperiode natürlich auch einen anderen Verlauf nehmen. Wenn z. B. die Zuflußlinie und die Betriebslinie sich kreuzen (Fig. 99), so muß man, um den nötigen Nutzstauraum N zu erhalten, einerseits wieder eine Linie Z' , welche parallel zur Kurve Z verläuft und die Linie B von oben in Punkt K berührt, und andererseits eine zweite Parallel-Linie Z'' , welche die Linie B von unten im Punkt K'

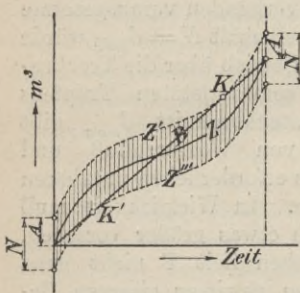


Fig. 99.

berührt, ziehen. Der Vertikalabstand der beiden Kurven $Z'—Z''$ ist nun der nötige Nutzstauraum N , und die Strecke A an der Anfangsordinate stellt abgesehen vom eisernen Bestand die nunmehr erforderliche Anfangsfüllung dar, mit welcher der Betrieb zu eröffnen wäre und welche am Ende der Beobachtungsperiode wieder in die anschließende Periode übernommen werden würde.

Aus der Staurauminhaltskurve (S. 120) ergibt sich die für Erzielung des nötigen Gesamtstauraums R erforderliche Wassertiefe an der Sperrmauer bzw. die höchste Lage des Stauseespiegels und damit die Höhe der Sperrmauer selbst; aus der topographischen Karte des

Stauseegebietes läßt sich nunmehr die Länge der Stau-
 mauer, die Uferlinie und die Flächenausdehnung des
 vollgefüllten Stausees ermitteln. Ferner kann man an
 Hand der Staurationinhaltskurve für jeden Zeitpunkt
 aus dem Wasserraum r_{wasser} (Fig. 98) die Wassertiefe
 an der Sperrmauer, d. h. das variable Beckengefälle
 entnehmen, hieraus das Nettogefälle der Turbinen be-
 rechnen und den zeitlichen Verlauf desselben durch
 eine Kurve in Fig. 98 darstellen. Wenn der so
 resultierende Gefällsverlauf von dem eingangs ge-
 schätzten zu stark abweicht, so ist eine Korrektur-
 rechnung mit Wiederholung des ganzen Verfahrens
 vorzunehmen. Beim baulichen Entwurf der Staumauer
 ist auf die Abführung von längere Zeit andauerndem,
 auf ein vollgefülltes Becken treffendem Katastrophen-
 hochwasser durch Anordnung von Überläufen und
 Hochwasserablaßvorrichtungen Rücksicht zu nehmen.

Nachdem auf vorstehende Weise die Ausführbarkeit
 des Stausees und die Möglichkeit der Einhaltung der
 Leistungsvorschriften festgestellt ist, sind die Turbinen
 wie sonst aus ihrer ΣPS -Zahl bzw. ΣQ -Zahl und ihrem
 Nettogefälle H zu entwerfen, nur werden sie zweck-
 mäßig im Gegensatz zu Flußturbinen überlastbar ge-
 macht.

Wenn der zweite Fall der Stauseeanlagen — Kraft-
 werk unmittelbar an der Sperrmauer — vorliegt, so ge-
 staltet sich die Untersuchung bei vorgeschriebenem
 Leistungsplan schwieriger, weil man den Verlauf des
 hier ganz besonders starken Schwankungen unter-
 worfenen Gefälles zum voraus nicht kennt und daher
 beim Aufzeichnen der Wasserverbrauchslinie B zunächst
 auf rohe Schätzung und spätere Korrekturrechnung
 angewiesen ist. Für solche Anlagen ist aber die Sach-

lage meistens so, daß, wie auf S. 137 oben erwähnt ist, bestimmte Betriebsvorschriften hinsichtlich der Leistung nicht vorliegen, dagegen Lage, Größe und Wasserzufluß des Stauraums mit Rücksicht auf örtliche Verhältnisse von vornherein in ziemlich engen Grenzen festgelegt sind, so daß die Entwurfstätigkeit sich darauf beschränkt, zu prüfen, ob die gegebenen Daten einen brauchbaren Betriebsplan für die in Betracht kommenden Kraftabnehmer (Industrie, Haus- oder Land-

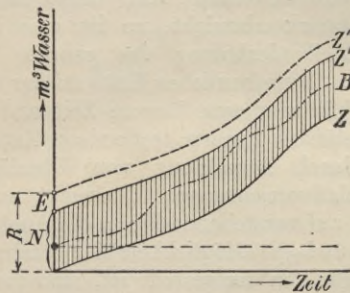


Fig. 100.

wirtschaft) ermöglichen, und bejahendenfalls die Anzahl der zweckmäßig zu installierenden PS zu bestimmen und die Turbinen zu projektieren.

Man zeichnet zu dem Zweck in bekannter Weise zunächst die Zuflußlinie Z auf und zieht im Vertikalabstand des Stauraums R die Parallellinie Z'' (Fig. 100). Der Stauraum R zerfällt wieder in den eisernen Bestand E , der hier zur Vermeidung einer zu starken Verminderung des Beckengefalles bedeutend größer gewählt werden muß als in einer Stauweiheranlage der ersten Kategorie, und in den für die Wassermengen-

ausgleichung verwertbaren Nutzraum N . Im Abstand N zieht man wieder eine Parallellinie Z' parallel zu Z und muß nun in den ansteigenden Flächenstreifen $Z—Z'$ eine Betriebslinie B so einzeichnen, daß sie auf einen brauchbaren Betrieb führt. Das Ablesen des Betriebes aus der zunächst schätzungsweise eingezeichneten Betriebslinie geschieht durch Rückwärtsausrechnung der Tabelle 8 (S. 138) für die verschiedenen Jahre. Der Verlauf des Nettogefälles H , den man in dieser Rechnung benötigt, ergibt sich wie

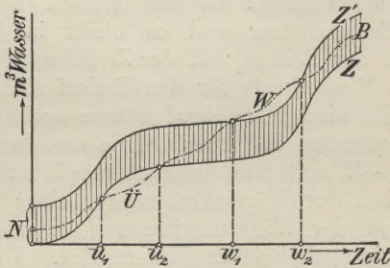


Fig. 101.

früher aus der Staurauminhaltskurve und dem Verlauf des Wasserinhalts des Stausees, den das Diagramm erkennen läßt.

Wenn der Streifen $Z—Z'$ sehr ungleichmäßig in die Höhe steigt (Fig. 101), so kann es vorkommen, daß alle die innerhalb des Streifens möglichen Betriebslinien auf eine derart ungleichmäßige Stromabgabe führen, daß diese mit dem Konsum nicht in Einklang gebracht werden kann. Man müßte in einem solchen Falle den Flächenstreifen $Z—Z'$ verbreitern, d. h. den Stauraum vergrößern, damit die Betriebslinie mit dem

wünschenswerten gleichförmigeren Verlauf zwischen die Linien Z und Z' eingelegt werden kann. Wenn aber die Stauraumvergrößerung nicht möglich ist, so muß man eben die Betriebslinie B zeitweise aus dem Flächenstreifen $Z—Z'$ heraustreten lassen. In Fig. 101 z. B. tritt sie auf der Strecke U nach unten und auf der Strecke W nach oben aus. Das bedeutet: zur Zeit \ddot{u}_1 ist das Staubecken bis zum Rande voll und beginnt überzulaufen; der Überlauf tritt in Tätigkeit und wirft überschüssiges Wasser ab bis zur Zeit \ddot{u}_2 ; zur Zeit w_1 dagegen ist das Becken bis auf den eisernen Bestand leer und es bleibt in diesem Zustande bis zur Zeit w_2 ; in der Zwischenzeit reicht die anfallende Wasserkraft für den Bedarf nicht aus und muß durch eine Wärmekraftreserve ergänzt werden. Das Heraustreten der Betriebslinie aus dem Flächenstreifen $Z—Z'$ muß man demnach möglichst vermeiden.

Zwischen der Wärmekraftreserve einer Talsperreanlage und der Wärmekraftreserve einer Flußanlage besteht ein prinzipieller Unterschied. Die letztere muß einfach so groß gemacht werden, daß sie den Unterschied zwischen extrem großem Spitzenbedarf des Netzes und extrem kleiner Wasserleistung sicher, wenn auch mit äußerster Überlastung der Wärmemotoren, decken kann; sie arbeitet mit häufigen Unterbrechungen, oft nur stundenweise, bald schwach belastet, bald überlastet, also mit schlechter Ausnutzung des Brennstoffes und mit oftmaliger Wiederholung der Inbetriebsetzungsverluste (Anheizen usw.). In einer Talsperreanlage mit Wärmekraftreserve dagegen übernimmt die Wasserturbinenanlage die Deckung der Belastungsspitzen, weil sie ja aus der Sperre auf kurze Zeit unter Zuhilfenahme von Reservemaschinen

und Überlastungsfähigkeit eine ihre gewöhnliche Leistung bedeutend übersteigende Leistung entnehmen kann; die Wärmekraftreserve dagegen kann über die ganze Trockenzeit, in der die Sperre mit Erschöpfungszuständen zu kämpfen hat, nach einmaliger Inbetriebsetzung gleichmäßig mit günstigster Belastung, Tag und Nacht, höchstens mit den für die Bedienung erforderlichen Unterbrechungen, so lange durcharbeiten, bis die Sperre sich infolge Eintretens neuer Niederschläge im Einzugsgebiet wieder von selbst zu füllen beginnt. Die Größe der als Wärmekraftreserve zu installierenden Maschinenleistung hat also hier mit dem Spitzenbedarf gar nichts zu tun; sie ergibt sich vielmehr einfach durch Division der aus dem Betriebsdiagramm resultierenden gesamten als Zuschuß während der Trockenperiode erforderlichen Pferdekraftstunden mit der Stundenzahl dieser Trockenperiode abzüglich der kurzen Stillstandsperioden zum Reinigen der Wärmekraftmaschinen. Die Wärmekraftreserve einer Talsperranlage wird daher bedeutend kleiner als die einer dieselbe Rohwasserkraft ausnutzenden Flußanlage und ist also dieser gegenüber sowohl hinsichtlich des Anlagekapitals als der Betriebskosten erheblich im Vorteil.

Die Bemessung der in einer Talsperrzentrale zu installierenden Wasserturbinenanlage richtet sich, wenn die Sperre wie vorstehend von gegebenen hydraulischen Verhältnissen aus durchprojektiert wird, nach dem Maximum der PS-Zahl in dem durch Rückwärtskalkulierung der Tabelle 8 aufgestellten Betriebsplan, jedoch ist gegebenenfalls hierin noch ein Zuschlag zu machen, der die täglichen Belastungsspitzen berücksichtigt, welche letztere in dem mit Monatsmittelwerten arbeitenden Betriebsplan nicht zum Ausdruck kommen.

Die Maschinenanlage wird in einem Kraftwerk, welches eine bestimmte Flußstrecke als Talsperre ausnutzt, naturgemäß größer und teurer als in einer dieselbe Strecke ausnutzenden Flußanlage; doch ist dafür im ersten Falle der jährliche Ertrag an Pferdekraftstunden bedeutend größer als im zweiten. Die Gefällsschwankungen verlaufen in Talsperranlagen umgekehrt wie in Flußanlagen. Zur Trockenzeit hat man hier das kleinste Gefälle und bei Hochwasser das größte. Dies rührt daher, daß durch das Abarbeiten (Abmahlen) des Stauseeeinhalts bis auf den eisernen Bestand ein Stück ab (Fig. 102) der ganzen erworbenen Fluß-



Fig. 102.

strecke ac für die Gefällsgewinnung verloren geht. Es ist dies ein nicht zu übersehender Nachteil der Talsperranlagen. Eine Flußanlage mit Wasserfassung bei a und Kraftwerk bei c würde das Gefälle g der Strecke ab auch zur Trockenzeit noch ausnutzen, wäre also in dieser Hinsicht der Talsperranlage gegenüber im Vorteil.

Die mehrfach erwähnte Überlastbarkeit der Talsperrturbinen wird gewöhnlich auch noch bei Betrieb mit kleinstem Gefälle gefordert. Infolgedessen haben die Talsperrturbinen bei voller Öffnung unter dem Maximalgefälle meist eine derart große Schluckfähigkeit, daß sie in diesem Zustand eine die Aufnahmefähigkeit des angetriebenen Elektrogenerators weit übersteigende Leistung erzeugen

würden, wobei außerdem das Drehmoment der Turbinen eine die Festigkeit und Betriebsicherheit der Laufräder und der sonstigen Kraftübertragungsorgane gefährdende Größe erreichen würde. Es muß daher dafür gesorgt werden, daß die Turbinen bei größerem Gefälle nie weiter aufgemacht werden, als bis ihre mechanische Leistung den zulässigen Höchstwert erreicht hat. Für jedes Gefälle zwischen H_{min} und H_{max} existiert also ein nicht zu überschreitender Füllungs- bzw. Öffnungsgrad. Es empfiehlt sich, an der in der Praxis meist nach Öffnungsgraden tarierten Betriebsskala des Geschwindigkeitsregulators neben der Skala der Öffnungsgrade noch eine Skala des zulässigen Gefälles oder Wasserstandes im Stausee anzubringen, so daß der Maschinenwärter in einfachster Weise ablesen kann, wie weit er die Turbinen bei Vorhandensein eines bestimmten Gefälles oder Wasserstandes im Staubecken höchstens öffnen darf¹⁾. Wenn diese Hilfsskala fehlt, so muß durch Blick auf die elektrischen Leistungsmeßinstrumente dauernd kontrolliert werden, ob die augenblickliche Leistung das zulässige Maß nicht übersteigt. Die Wirkungsgradgarantien läßt man sich für Talsperrturbinen nach umstehender Tabelle 9 vom Turbinenlieferanten geben²⁾.

Die Anwendung automatischer Rohrverschlüsse zum Verhindern des Auslaufens des Stauseeinhalts bei Rohrbruch ist, wie auf S. 93 Bd. I erwähnt, zu empfehlen. Die automatischen Verschlüsse fallen natürlich weg, wenn das Maschinenhaus sich direkt an die Sperrmauer an-

1) Dieses Verfahren empfiehlt sich auch bei vielen Flußanlagen mit schwankendem Gefälle.

2) Die Aufstellung einer ähnlichen Wirkungsgradtabelle ist häufig auch für Flußturbinen zweckmäßig.

schließt und die Druckrohrleitung vollständig in die Mauer eingebettet ist.

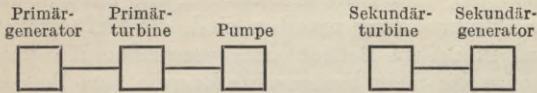
§ 15. Projektierung von hydraulischen Akkumulierungsanlagen und Untersuchung ihrer Wasserwirtschaft.

Die hydraulischen Akkumulierungsanlagen bezwecken ähnlich wie die Stauwerke der Stauseeanlagen die Beseitigung des schon früher erwähnten Übelstandes, daß in Flußanlagen, welche elektrischen Strom für öffentliche Stromverteilungsnetze erzeugen, häufig Wasser ungenutzt abgeworfen werden muß, weil der Bedarf des Netzes stundenweise stark, oft sogar bis auf Null zurückgeht. Um dieses überschüssige Wasser zu verwerten, hält man in Zentralen, die mit hydraulischer Akkumulierung versehen sind, die Flußturbinen dauernd in vollem Betrieb und verwendet die vom Netz zeitweise nicht verbrauchte Energie zum Betrieb von eigens aufgestellten Pumpen, meist Zentrifugalpumpen, welche Wasser in einen möglichst hoch gelegenen Behälter pumpen. Das Wasser wird in Schachtanlagen gewöhnlich aus dem Oberwasserkanal, bei Druckrohranlagen aus der Druckrohrleitung entnommen; in manchen Fällen muß allerdings mit Rücksicht auf wasserrechtliche Verhältnisse das Akkumulierungswasser anderweitig beschafft werden, worauf später eingegangen wird. Das in dem Hochbehälter aufgespeicherte Wasser läßt man in den Stunden größten Stromkonsums wieder ab und benutzt es zum Betrieb von besonderen Turbinenaggregaten, welche in die Stromerzeugung der Flußturbinen unterstützend eingreifen. Gepumpt wird hauptsächlich nachts, ferner mittags während der Mittagspause der Fabriken, endlich Sonntags, solange überschüssiger Strom zur Ver-

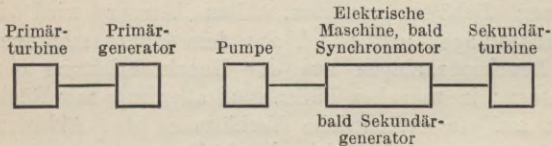
fügung steht. Die Wasserentnahme aus dem Hochbehälter erfolgt gewöhnlich in den Abendstunden zur Deckung der Belastungsspitzen.

Eine Wasserkraftzentrale mit hydraulischer Akkumulierung besteht nach vorstehendem zunächst aus der Primärturbinenanlage (Flußturbinen), ferner aus der Hochdruckpumpenanlage mit Antriebsvorrichtung, und drittens aus einer sekundären Turbinenanlage, deren Turbinen zweckmäßigerweise überlastbar gebaut werden. Je nach den Verhältnissen sind hierbei die drei nachstehend schematisch skizzierten Maschinenanordnungen möglich:

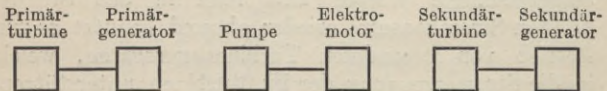
Fall I.



Fall II.



Fall III.



Im Fall I wird die Energie von der Primärturbine auf die Pumpe mechanisch übertragen, in den beiden

Fällen II und III geschieht dies elektrisch. Der Energieverlust ist natürlich in den beiden letzteren Fällen größer als im ersten; trotzdem hat die Praxis bis jetzt meistens die Anordnungen II und III bevorzugt. Die Verwirklichung des Falles I — direkter Antrieb der Hochdruckpumpe durch die Primärturbine — ist nämlich einerseits nur unter selten vorkommenden Umständen einwandfrei möglich, und andererseits ergibt die Trennung der Sekundäranlage von der Primäranlage unter Zwischenschaltung elektrischer Kraftübertragung größere Freiheit im Betriebe und ermöglicht außerdem die Ausnutzung des überschüssigen Stromes einer ganzen Reihe zerstreut liegender Wasserkraftzentralen in einer einzigen Akkumulierungsanlage. Bezüglich des Dreimaschinenaggregates im Fall II:

Pumpe — Elektrische Maschine — Sekundärturbine, in welchem alle drei Maschinen direkt, aber leicht lösbar gekuppelt sind und in welchem die elektrische Maschine bald als Synchronmotor die Hochdruckpumpe antreibt, bald von der Sekundärturbine angetrieben wird und als Generator Strom ins Netz liefert, ist zu bemerken, daß die Sekundärturbine mit einer kräftigen Auslaufbremse (eventuell Brems-turbine) ausgerüstet sein muß, damit man beim Übergang vom Turbinenbetrieb zum Pumpbetrieb rasch die Turbinenwelle und die mit ihr rotierende Welle der elektrischen Maschine stillsetzen und die Pumpe, welche beim Turbinenbetrieb gewöhnlich abgekuppelt ist, zukuppeln und so auch kurze Stromüberflußperioden ohne Zeitversäumnis ausnutzen kann. Voraussetzung für die Dreimaschinenaggregate ist natürlich, daß die Umdrehungszahlen der

Sekundärturbine, der elektrischen Maschine und der Hochdruckpumpe in Einklang gebracht werden können. Wenn die Sekundärturbine eine Francisturbine ist, so ist dies meist ohne Schwierigkeiten möglich, es resultieren dabei auch einfach gebaute Hochdruckpumpen. Wenn die Sekundärturbine eine Peltonturbine ist, so muß man meist zu vielstufigen Hochdruckpumpen greifen, um mit der Pumpendrehzahl auf die Turbinendrehzahl herunterzukommen¹⁾, und wenn sich hierbei eine unausführbar große Stufenzahl ergibt, so bleibt nichts anderes übrig, als die Anordnung II zu verlassen und zu der allerdings erheblich teureren Anordnung III mit besonderen selbständigen Pumpenaggregaten und besonderen Sekundärturbinenaggregaten überzugehen.

Der örtliche Zusammenbau von Primäranlage und hydraulischer Akkumulierungsanlage ist dann möglich, wenn in unmittelbarer Nähe der Primärzentrale ein möglichst hoher und möglichst steil ansteigender Berg sich befindet, auf dessen Gipfel ein genügend großer Hochbehälter so angelegt werden kann, daß die Verbindungsrohrleitung zur Zentrale eine gute Relativrohrlänge (höchstens 3 bis 4) bekommt. Der letztere Punkt ist sehr wichtig, da man in solchen Anlagen Rohrdruckregulatoren zur Behebung der aus schlechter Relativrohrlänge herrührenden Wasserstöße der Wasserverschwendung halber nicht verwenden darf. Ist ein Berg unmittelbar an der Zentrale nicht vorhanden, so muß ein passender in der Umgebung gesucht werden und es muß dann die hydraulische Ak-

¹⁾ Aufschluß hierüber gibt in einfacher Weise der früher S. 130 erwähnte Turbinenrechenchieber, mit dem auch Zentrifugalpumpen projiziert werden können.

kumulierung räumlich getrennt von der Primäranlage aufgestellt werden, wobei natürlich nur Fall II oder III in Anwendung kommen kann. Wenn die zeitweise Entziehung von Wasser aus dem Flußlauf zur Aufspeicherung im Hochbehälter behördlicherseits nicht genehmigt wird, so muß außer dem Hochbehälter noch ein gleichgroßer Tiefbehälter unmittelbar am Maschinenhaus der Akkumulierungsanlage angelegt werden, so daß es nach einmaliger Beschaffung der erforderlichen Wassermenge möglich ist, die Akkumulierungsanlage zu betreiben, ohne den Fluß in Anspruch nehmen zu müssen.

Der Wirkungsgrad der hydraulischen Akkumulierungsanlagen ist im günstigsten Falle bei Anordnung I ungefähr 59% und bei Anordnung II und III ungefähr 50%. Mit Rücksicht auf die Wasserverluste durch Verdunstung und Versickerung im Hochbehälter, durch Anlaufperioden, durch gelegentliche Entleerung der Druckrohrleitung usw. darf man aber in der Betriebsberechnung nur mit etwa 50% im Fall I und 40% im Fall II und III rechnen. Diese Wirkungsgrade sind bedeutend schlechter als die Wirkungsgrade elektrischer Gleichstromakkumulierungen mit Bleiakkumulatoren; trotzdem zieht man in Dreh- und Wechselstromzentralen die hydraulische Akkumulierung der elektrischen der bequemerer Bedienung, größeren Zuverlässigkeit und geringeren Unterhaltungskosten wegen vor.

Die Anordnung einer hydraulischen Akkumulierung an einer Flußanlage vermindert deren Bedarf an Wärmekraftreserve. Ob die letztere ganz entbehrt werden kann, hängt vom Ergebnis einer näheren Betriebsuntersuchung ab, die man nach folgendem Schema vornehmen kann:

Tabelle 10.

Betriebsplan für eine hydroelektrische Flußanlage mit hydraulischer Akkumulierung.

Verlangte Leistungen: von 6 Uhr morgens bis 6 Uhr abends PS,
 von 6 Uhr abends bis 8 Uhr abends PS,
 von 8 Uhr abends bis 6 Uhr morgens PS.

(Im Spezialfall für die einzelnen Tages- und Jahreszeiten näher auszuführen.)

	Monat:	Januar	bis	Dezember
Sek. Wassermenge Q_H im Fluß m^3/sek . . .				
Nettogefälle H der Primäranlage in Metern (unter Berücksichtigung der zu erwartenden Störungen durch Flößerei usw.) . . .				
In der Primäranlage verarbeitbare Wassermenge ΣQ (unter Berücksichtigung von Nettozufluß und Schluckfähigkeit)				
Totalwirkungsgrad der Primärturbinen ca. %				
Mögliche Wasserleistung der Primäranlage, PS				

	PS	PS- Stdn.	PS	PS- Stdn.	PS	PS- Stdn.	PS	PS- Stdn.
Von 6 Uhr morgens bis 6 Uhr abends	Wasserleistung der Primäranlage ab Primär- turbinenwelle							
	Erforderlicher Zuschuß der Sekundäranlage ab Sekundärturbinenwelle							
Von 6 Uhr abends bis 8 Uhr abends	Wasserleistung der Primäranlage ab Primär- turbinenwelle							
	Erforderlicher Zuschuß der Sekundäranlage ab Sekundärturbinenwelle							
Von 8 Uhr abends bis 6 Uhr morgens	Wasserleistung der Primäranlage ab Primär- turbinenwelle							
	Wasserleistung der Sekundäranlage ab Sekun- därturbinenwelle							
	Betrieb der Akkumulierungsanlage.							
Von 6 Uhr morgens bis 6 Uhr abends	Mögliche Aufnahme, gemessen an der Primär- turbinenwelle							
	Erforderliche Abgabe, gemessen an der Se- kundärturbinenwelle							

(Fortsetzung nächste Seite.)

Ergeben sich hierbei in der letzten Horizontalspalte ein Minuswert oder mehrere, so folgt daraus, daß in den mit negativen Beträgen behafteten Monaten doch noch außer der hydraulischen Akkumulierung eine Wärmekraftreserve mitarbeiten muß, deren zu installierende Maschinenleistung und jährlicher Brennstoffverbrauch aus den obigen Minusbeträgen leicht herausgerechnet werden kann. Der Charakter der Wärmekraftreserve ist hier ein ähnlicher wie in Talsperranlagen (vgl. S. 146).

Die Bestimmung des erforderlichen Nutzrauminhalts des Hochbehälters und die Bemessung der Maschinenanlage der hydraulischen Akkumulierung geschieht nach demselben Prinzip wie die graphische Untersuchung eines Stausees; nur muß man hier statt mit Monaten und Jahren mit Tagen und Stunden rechnen und die Untersuchung auf je eine Woche der zwölf Monate des Jahres ausdehnen. Den größten der aus diesen zwölf Diagrammen resultierenden Nutzraum-inhalte legt man der Dimensionierung des Hochbehälters zugrunde. Der eiserne Bestand kann hier ziemlich gering bemessen werden. Die Wasserentnahmeverrichtung des Hochbehälters versieht man auch hier aus dem auf S. 93, Bd. I, erwähnten Grunde zweckmäßig mit einem Rohrbruchventil.

Es ist noch von Interesse, den Wert des im Hochbehälter aufgespeicherten Wassers zu kennen. Bezeichnet man den Wirkungsgrad der Sekundärturbinen-anlage mit η_{turb} und den Wirkungsgrad der Sekundär-generatoranlage mit η_{gen} , so ergibt sich bei einem mittleren Nettogefälle der Sekundärturbinen von H^{meter} die Gleichung:

$$\begin{aligned}
 1 \text{ cbm Wasser im} & \quad \frac{1000 H^{\text{meter}}}{60 \cdot 60 \cdot 75} \text{ Pferdekraft-} \\
 \text{Hochbehälter} & \quad = \eta_{\text{turb}} \cdot \text{stunden ab Turbinenwelle} \\
 & \quad = \eta_{\text{turb}} \cdot \eta_{\text{gen}} \cdot \frac{0,736 \cdot 1000 H^{\text{meter}}}{60 \cdot 60 \cdot 75} \text{ Kilo-} \\
 & \quad \text{wattstunden ab Generatorwelle.}
 \end{aligned}$$

Mit $\eta_{\text{turb}} = 0,77$ und $\eta_{\text{gen}} = 0,90$ bekommt man beispielsweise für Überschlagsrechnungen:

$$\begin{aligned}
 1 \text{ cbm Wasser im} & \quad \frac{H^{\text{meter}}}{390} \text{ Pferdekraftstunden ab} \\
 \text{Hochbehälter} & \quad \text{Turbinenwelle} \\
 & \quad = \frac{H^{\text{meter}}}{530} \text{ Kilowattstunden} \\
 & \quad \text{ab Generatorwelle.}
 \end{aligned}$$

Diese Ergebnisse gelten natürlich auch für gewöhnliche Stauweiher und Talsperren.

Schlußbemerkung zur Turbinenprojektierung: Man kann häufig für ein und dasselbe Wasserkraftprojekt eine Reihe von verschiedenen, in technischer Hinsicht annähernd gleichwertigen Ausführungsvorschlägen machen. Die Entscheidung über die vorzuziehende Alternative liegt dann im Kostenpunkt; man muß also die Preise einander gegenüberstellen. Dabei genügt es nicht, die Turbinenpreise allein zu vergleichen. Man muß vielmehr für alle vorliegenden Entwürfe die Summe der Preise von Turbinen mit Zubehör (z. B. Rohrleitungen usw.), Antriebsmaschinen und Maschinenhaus bilden und kann erst an Hand dieser Endsummen entscheiden, welcher von den Alternativvorschlägen pekuniär der vorteilhafteste ist. Für die Maschinenanlage samt Zubehör ist dabei jeweils

der verbindliche Endpreis für die betriebsfertig aufgestellte Lieferung einzusetzen, weil sich die verschiedenen Alternativen gewöhnlich auch hinsichtlich der Fracht- und Montagekosten unterscheiden.

Im Fall von Überseeanlagen ist zur Berechnung eines sicheren Preises für die oft bedeutende Seefracht und den anschließenden Landtransport eine genaue Liste der sämtlichen Frachtstücke mit Angabe von Gewicht und Abmessungen jedes einzelnen Stückes erforderlich. Diese Listen bilden bei Überseeprojekten einen wesentlichen Bestandteil der Kostenanschläge; sie dürfen daher durchaus nicht als etwas Nebensächliches behandelt werden. Es muß vielmehr in einer Frachtstückliste für jede einzelne Kiste und für jeden einzelnen ohne besondere Verpackung zum Versand gelangenden Gegenstand das Bruttogewicht in Tonnen und der Rauminhalt in m^3 angegeben sein. Die erste Zahl gibt die Wasserverdrängung in m^3 an, welche das aufs Schiff verladene Frachtstück hervorruft. Die zweite Zahl stellt den Schiffsraumbedarf des Frachtstückes dar, bei dessen Bestimmung abgerundete Gegenstände entsprechend der Berechnungsweise der Reedereien durch umschriebene Parallelepipede ersetzt zu denken sind. Maßgebend für die Seefrachtberechnung ist bei Verrechnung nach dem gewöhnlichen Tarif die sogen. Frachttonnensumme, d. h. diejenige Summe, welche man erhält, wenn man für jedes einzelne Frachtstück die größere Zahl von Tonnenzahl und Kubikmeterzahl auswählt und alle diese ausgewählten Zahlen addiert. Die Frachttonnensumme muß im Turbinenangebot angegeben sein; ihre Richtigkeit muß mit einer angemessenen Toleranz für Ungenauigkeiten (gewöhnlich $10^0/0$) garantiert werden. Für

Druckrohrleitungen kommen manchmal Spezialtarife mit Seefrachtberechnung rein nach Gewicht in Betracht, und es bietet dann wenig Vorteil, die Leitungen mit Durchmesserabstufungen (vgl. S. 126) zu projektieren; wenn jedoch auch hier nach dem gewöhnlichen Seefrachttarif gerechnet wird, so muß man Durchmesserabstufungen anwenden und womöglich so viel Rohrschüsse ineinanderstellen, daß die Tonnenzahl der einzelnen Frachtstücke ihre Kubikmeterzahl erreicht oder besser noch übersteigt. Die Dimensionierung von Druckrohrleitungen für Überseeanlagen ist also in hohem Maße vom Seefrachttarif abhängig.

§ 16. Untersuchung der Rentabilität einer Wasserkraftanlage.

Man begegnet häufig bei Laien der Ansicht, daß Wasserkraftanlagen sich von vornherein immer gut rentieren müßten, weil man ja hier das Betriebsmittel — das Wasser — umsonst erhält, während die konkurrierenden Wärmekraftanlagen ihr Betriebsmittel — die Brennstoffe — einkaufen müssen. Da nun aber die gesamten Anlagekosten einer Wasserkraftanlage gewöhnlich bedeutend höher sind als die einer gleichgroßen Wärmekraftanlage, so sind auch die Jahresausgaben für Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals der Wasserkraftanlagen gewöhnlich erheblich höher als die der kalorischen Anlagen und können die Jahresausgaben für Verzinsung, Tilgung und Brennstoff einer gleichgroßen kalorischen Anlage bei den heutigen Brennstoffpreisen wohl gelegentlich übersteigen. Die Rentabilität der Wasserkraftanlagen ist also durchaus nicht von vornherein gegeben. Es gibt im Gegenteil viele Wasserkraften, namentlich solche mit kleinem

schwankenden Gefälle, stark schwankender Wassermenge und entsprechend starkem Bedarf an Wärmekraftreserve, die sich heute nicht rentieren und deren Ausbau sich also heute noch nicht lohnt. Wenn allerdings einmal die auf der Erde vorhandenen Kohlen und sonstigen Betriebsmittel der Wärmekraftmaschinen zur Neige gehen werden, dann wird, wenn kein neuer Konkurrent auftritt, jede Wasserkraft ein Objekt von sicherer Rentabilität werden. Vorerst aber muß man Wasserkraftanlagen vor Inangriffnahme des Baues scharf auf ihre Rentabilität prüfen, wenn man nicht Gefahr laufen will, das oft große Anlagekapital nutzlos zu verschleudern; und wenn ein Projekt keine klare Rentabilität ergibt, so muß man es ohne Zaudern über Bord werfen, es sei denn, daß es sich um Projekte von bedeutendem Nutzen für das Allgemeinwohl (wie z. B. Talsperren) handelt, für deren Verwirklichung Staatsbeihilfe zu gewärtigen ist, oder daß es sich um Wasserkraften handelt, welche bei Gelegenheit der vom Staate im öffentlichen Interesse vorgenommenen Flußbauten (Korrekturen, Schiffbarmachungen mit Schleusenanlagen u. dgl.) nebenbei abfallen.

Die Vornahme der Rentabilitätsberechnung soll nachstehend in den Hauptumrissen kurz skizziert werden. Es muß dazu beigebracht werden:

I)

Eine genaue und umfassende Zusammenstellung der gesamten entstehenden Auslagen vom Beginn der Inangriffnahme der Projektarbeiten bis zur betriebsfertigen Aufstellung der ganzen Anlage einschließlich etwa erforderlicher Wärmekraftreserve, einschließlich der Unkosten der Kapitalbeschaffung und der Bau-

zinsen, welche unter Zugrundlegung einer mit Rücksicht auf Baubehinderung durch Hochwasser u. dgl. reichlich bemessenen Bauzeit zu kalkulieren sind. An die Stelle der Bauzinsen treten bei gepachteten Wasserkraften die während der Bauzeit verfallenden Pachtzinsraten. Zu den Baukosten gehören auch alle Auslagen für Vorarbeiten, Vermessungen, Einholung der Stauberechtigung und behördlichen Bauerlaubnis, Grunderwerb, eventuell Kosten des Enteignungsverfahrens, Ablösung von alten Wasserrechten, Brückenneubauten über Werkkanal und alten Flußlauf, welche letztere erforderlich werden, wenn ein im alten Flußlauf vorhandener Fährbetrieb durch die Wasserentziehung gestört wird, Kosten der Behebung der vermutlichen Hochwasserschäden an den Wasserbauten während des Baues oder Versicherung der Bauten gegen Hochwasserbeschädigungen, Herstellung bzw. Verbesserung der Zufahrtstraßen, etwa erforderlich werdende vorübergehende Verstärkungen von bestehenden Brücken, welche bei der Anfuhr der schweren Maschinenteile passiert werden müssen, eventuell Herstellung einer Zufahrtsbahn für den Transport der Maschinenbestandteile, eventuell Seilbahn oder Rollbahn für die Montage von Druckrohrleitungen und Herstellung des Rohrbettes von Druckrohranlagen, die gesamte Maschinenanlage samt allem Zubehör, Hilfswerkzeuge, Rechenreinigungsgeräte usw., Anfuhr, Montage, behördliche Abnahme, Abnahmeversuche einschließlich Schmier- und Putzmaterial, letzter Anstrich der Maschinen, Schützen usw. nach der Montage, erste Ölfüllung für Lager und Regulatoren, Maschinenhauskran, eventuell kleine Reparaturwerkstätte und Lagerräume für Ersatzteile, Öl und Putzmaterial, Tief- und Hoch-

bau mit Bureau- und Wohnräumlichkeiten samt Zubehör; im Falle elektrischer Zentralen: Generatoren, Erregeranlage, Transformatoren, Schaltanlage mit Schaltgebäude, Filteranlage für Rein- und Kühlwasser einschließlich Verteilungsrohrnetz, Telefonanlage; ferner Herstellung von Meßüberläufen bzw. Ausbildung einer Kanalstrecke als Meßkanal für die Messung des Wasserverbrauchs der einzelnen Turbinen, Anbringung der erforderlichen Pegel zum Ablesen der Spiegelstände am Anfang und Ende von Ober- und Unterwasserkanal; Ausrodung von etwa vorhandenen Wäldern auf dem Gelände von Werkkanal, Stausee, Maschinenhaus; Berasung und sonstige Bepflanzung von Ufergelände und Böschungen, Bauleitung, Eröffnungsfeierlichkeiten usw. Der Holzwert von abgehauenen Bäumen und sonstiger Erlös aus dem Baugelände während der Bauzeit sind als das Anlagekostenkonto entlastende Beträge einzusetzen. Zur Endsumme muß noch je nach der Übersichtlichkeit des ganzen Objektes eine mehr oder weniger große Summe für Unvorhergesehenes zugeschlagen werden.

II)

Eine genaue und umfassende Berechnung der jährlichen Betriebsauslagen für:

1. Verzinsung des gesamten unter I. berechneten Anlagekapitals;
2. Tilgungsrate zur allmählichen Tilgung des gesamten unter I. berechneten Anlagekapitals;
3. Rücklage für Neuanschaffung von:
 - a) Wasserbau und Hochbau, soweit erforderlich,
 - b) Turbinen, Schützen, Rechen, Rohrleitungen, Wärmekraftmaschinen der Reserveanlage usw.,

- c) Generatoren, Transformatoren, Freileitung usw., wenn es sich um elektrische Zentralen handelt;
4. Unterhaltung der ganzen Anlage in gutem Zustande, eventuell unter der ungünstigen Annahme, daß an den Wasserbauten Hochwasserbeschädigungen zu reparieren sind und das Wasser in den Turbinen Ausschleifungen und Korrosionen verursacht;
 5. Kosten der in der Wärmekraftreserve in einem Betriebsjahr verbrauchten Brennstoffmenge;
 6. Ausgaben für Schmier- und Putzmaterial;
 7. Kosten der Verwaltung: Löhne, Gehälter, Heizung, Beleuchtung, Steuern, Feuerversicherung, Rücklagen für Beamten- und Arbeiterwohlfahrt, Anlegung eines Reservefonds;
 8. jährliche Fischpachtrate für die ausgenutzte und trockengelegte Flußstrecke.

Als das Betriebskonto entlastende Beträge kommen in Betracht die Erlöse aus Fischereiverpachtung im Werkkanal oder im Stausee, aus Grasnutzung u. dgl. an den Werkkanalufern und etwaige Floßgelder aus dem Flößereibetrieb. Zur Endsumme ist auch hier ein je nach Sachlage zu bemessender Betrag für Unvorhergesehenes hinzuzufügen. Die Kapitiltilgungsquote und der Prozentsatz für die Bemessung der Rücklage für Neuanschaffungen (Beträge 2 und 3), richten sich nach der Zeitdauer, in welcher das Kapital getilgt bzw. das Geld für Neuerwerbungen bereit liegen muß, und ergeben sich nach Festsetzung dieser Zeitdauer aus einer einfachen Zinseszinsrechnung unter Zugrundlegung eines Zinsfußes von 4% wie folgt:

	5	10	15	20	30	50 Jahre	
	18	8	4,8	3,2	1,7	0,6%	vom Kapital.

Für die Maschinenanlage setzt man im Mittel etwa 15 Jahre Lebensdauer in Rechnung. Die Tilgungszeit des Kapitals hängt von der Art der Kapitalbeschaffung ab. Für Neuanschaffungen im baulichen Teil (3a) braucht im allgemeinen kein Betrag vorgesehen zu werden; ausnahmsweise können jedoch auch hierfür Beträge dadurch erforderlich werden, daß zunächst einzelne Bauwerke provisorisch erstellt werden (z. B. hölzerne Wehre und Brücken), in der Absicht, dieselben im Laufe der Jahre durch solidere Konstruktionen zu ersetzen.

III)

Eine genaue und umfassende Berechnung der in der Wasserkraftanlage erzeugbaren und nutzbringend verwertbaren Pferdekraftstunden bzw. Kilowattstunden pro Jahr. Als Unterlage hierfür soll womöglich eine mindestens zehnjährige, gute und schlechte Jahre umfassende Beobachtungsperiode über die tatsächlichen Nettowasserleistungen der Anlage dienen, damit man sicher ist, daß die späteren Betriebsergebnisse im Mittel mit dieser Berechnung übereinstimmen werden.

Aus den Endwerten von II und III läßt sich nun durch Division der Selbstkostenpreis der Pferdekraftstunde bzw. der Kilowattstunde berechnen. Wenn dieser Selbstkostenpreis höher ist als der entsprechende Preis, welcher sich für eine gedachte oder vorhandene konkurrierende reine Wärmekraftanlage gleicher Leistung ergeben würde, so ist die projektierte Wasserkraftanlage unrentabel, und man wird an ihrer Stelle besser eine reine Wärmekraftanlage bauen. Ist der obige Preis dagegen bei der Wasserkraftanlage niedriger als bei der Wärmekraftanlage, so ergibt sich eine hier-

nach leicht berechenbare und in Prozenten des Anlagekapitals ausdrückbare Rentabilität des Unternehmens.

§ 17. Bemerkungen zum Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen.

Die beim Bau und Betrieb von Wasserkraftanlagen vom Standpunkte des Unternehmers hauptsächlich zu beachtenden Gesichtspunkte sind folgende:

Bauzeit. Damit die Baukosten den in der Rentabilitätsberechnung angesetzten Betrag nicht überschreiten, ist es erforderlich, daß die Wasserkraftanlage, nachdem ihr Bau beschlossen ist, tatsächlich auch innerhalb der der Bauzinsenberechnung zugrunde liegenden Bauzeit betriebsfertig erstellt wird. Da nun die verschiedenartigen Lieferungen und Leistungen zur Erstellung einer Wasserkraftanlage: Turbinen mit Zubehör, Antriebsmaschinen, Tiefbau, Hochbau, Kanalbau, Brückenbau usw. an ganz verschiedene Firmen vergeben werden, welche zur Ausführung der bei ihnen bestellten Teile verschieden lange Zeit brauchen, so muß vor Inangriffnahme des Baues ein Arbeitsplan aufgestellt und von allen Beteiligten anerkannt werden, in welchem die Anlieferungstermine für Bauzeichnungen, die Fertigstellungstermine für die einzelnen Bauobjekte und der Termin für die Beendigung der Maschinenmontage festgesetzt sind. Hält einer der Beteiligten seinen Termin nicht ein, so verursacht er dadurch eine Verzögerung in der Fertigstellung der Anlage, was für den Bauherrn zunächst eine unerwartete Vergrößerung der Bauzinsen bedeutet und außerdem für ihn noch weitere Schädigungen mit sich bringen kann. Es ist daher gerechtfertigt und allgemein üblich,

daß der Bauherr sich die Einhaltung der im Arbeitsplan vereinbarten Termine unter Festsetzung einer den täglichen Bauzinsen mindestens gleichkommenden Verzugsentschädigung für jeden Tag Terminüberschreitung garantieren läßt. Folgerichtig ist es dann auch nicht mehr als billig, daß im Falle der Fertigstellung und Inbetriebnahme der Anlage vor dem angesetzten Termin der Bauherr den Lieferanten eine Prämie in Höhe der gesparten Bauzinsen gewährt. Da zur rechtzeitigen Inbetriebnahme von Talsperranlagen außer der rechtzeitigen Fertigstellung der Bau- und Maschinenanlagen auch eine angemessene Beckenfüllung gehört, so muß der Sperrbau so eingerichtet werden, daß während des Emporwachsens der Sperrmauer auch schon mit der Einstauung von Wasser durch Zurückhaltung von Hochwässern begonnen werden kann.

Bauausführung. Wehr und Kanaleinlauf mit Grobrechen, Einlaufschützen, Hochwasserschutzwand usw. müssen äußerst solide gebaut werden, da diese Bauten schutzlos den Angriffen von Hochwasser und Eisgang ausgesetzt sind. Der Werkkanal muß ein glattes und wasserundurchlässiges, am besten vollständig ausbetoniertes Bett haben, damit einerseits die gesamte betriebsmäßige Spiegelsenkung im Werkkanal ein Minimum, d. h. der Wirkungsgrad der Kanalanlage ein Maximum wird und damit andererseits keine Wasserverluste durch seitliches Abströmen im Oberwasserkanal und keine Gefällsverluste durch unnötige, den Abfluß erschwerende seitliche Zuströmungen im Unterwasserkanal auftreten können; Wasserabströmungen aus dem Oberwasserkanal könnten außerdem zu Beschwerden und Schadenersatzprozessen wegen Versumpfung der anliegenden Grundstücke führen. Der Querschnitts-

verlauf von Ober- und Unterwasserkanal muß möglichst konstant sein. Unvermeidliche Querschnittsveränderungen sind, namentlich wenn es sich um Erweiterungen handelt, ganz allmählich vorzunehmen. Die Kanalsohle läßt man sowohl im Ober- als im Unterwasserkanal etwas unterhalb der der Rechnung nach erforderlichen Linie verlaufen (vgl. Fig. 93, S. 122), um sicher zu sein, daß das Wasser im Betriebe auch dann noch überall den nötigen Wasserquerschnitt vorfindet, wenn die sich tatsächlich einstellenden Spiegellinien im Werkkanal unterhalb der berechneten verlaufen sollten. Das letztere tritt ein, wenn in der Ausführung der Rauheitsgrad des Bettes im Oberwasserkanal schlechter und im Unterwasserkanal besser ausfällt, als in der Rechnung angenommen war. Die Kanalufer des Oberwasserkanals sind so hoch zu führen, daß die Rückstauwelle, welche nach plötzlicher Schließung sämtlicher Turbinen im Kanal auftritt, keine Uferüberschwemmungen verursacht. Falls die Möglichkeit einer späteren Stauerhöhung am Wehr vorhanden ist, empfiehlt es sich, diese Stauerhöhung in der Bemessung der Uferdämme von vornherein zu berücksichtigen. Manchmal ist auch eine spätere Senkung des Unterwasserspiegels zu erwarten, wenn z. B. alte im Unterlauf liegende, Rückstau verursachende Wehre beseitigt werden oder wenn später der Unterlauf des Flusses von der Wasserrückgabestelle ab korrigiert wird. In diesem Falle muß der Unterwasserkanal zur Vermeidung von späteren Schwierigkeiten bzw. Umbauarbeiten an seiner Ausmündung von vornherein mit so reichlicher Breite ausgeführt werden, daß er auch nach Senkung seiner Spiegellinie der Betriebswassermenge ΣQ den zur Er-

zielung einer brauchbaren, mäßigen Wassergeschwindigkeit nötigen Austrittsquerschnitt darbietet.

Der Überlauf muß imstande sein, die gesamte Wassermenge ΣQ selbsttätig, gefahrlos und ohne übermäßige Aufstauung des Wasserspiegels im Oberwasserkanal abzuwerfen. An Anlagen mit kurzem Oberwasserkanal kann er wegfallen, wenn die Ufer so hoch geführt und die Turbinenschützen so hoch gemacht werden, daß horizontale Einstellung des Kanalwasserspiegels vom Wehr bis zum Wasserschloß zulässig ist. An Anlagen mit langem Oberwasserkanal dagegen schützt oft ein einziger Überlauf am Kanalende die Ufer nicht ausreichend vor Überschwemmungen; es müssen dann längs des Oberwasserkanals noch ein oder mehrere Zwischenüberläufe angeordnet werden. Da das Wasser am Ende des Oberwasserkanals um so höher steht, je langsamer das Wasser in ihm fließt, so ist die Höhenlage der Überlaufkante vom Überlauf im Wasserschloß und von etwaigen Zwischenüberläufen so zu wählen, daß das Wasser bei Betrieb mit der Minimalwassermenge gerade bis an diese Kanten ansteht, ohne jedoch überzuffließen. In Anlagen mit zu tief gelegter Überfallkante fließt das Wasser zu früh über und man muß dann am Kanaleinlauf durch Eintauchen der Einlaufschützen eine Drosselung hervorrufen, so daß hinter den Einlaufschützen das Wasser etwas tiefer steht als im Fluß, was natürlich ein unerwünschter Gefällsverlust ist.

Die Leerschütze im Wasserschloß soll, wenn zugänglich, so bemessen sein, daß sie ein Vielfaches der normalen Wasserführung des Kanals durchlassen kann, damit nach ihrem Aufziehen sich eine zur selbsttätigen Spülung ausreichend große Wassergeschwindigkeit im

Oberwasserkanal einstellt. An großen Kanälen kommt man allerdings nach diesem Prinzip auf praktisch un- ausführbar große Leerschützen und muß sich mit kleineren Schützen begnügen und dafür die spülende Wirkung des Wassers durch mechanische Nachhilfe unterstützen. Die Schützentafel der Leerschütze muß durch eine horizontale Teilfuge in zwei getrennte Teile geteilt sein, und das Getriebe muß so ausgeführt sein, daß der obere Teil nach Bedarf gesenkt werden kann (Senkschütze), um schmutziges Oberflächenwasser, schwimmende Fremdkörper, Holz, Laub, Eisschollen und dgl. ohne große Wasserverluste aus dem Wasserschloß beseitigen zu können.

Für hölzerne Schützentafeln darf nur bestes luft-trockenes Kiefernkerholz verwendet werden, und die Tafeln müssen doppelt mit Karbolineum gestrichen werden. Um etwaige spätere Reparaturen oder Um- bauten an den Schützengestellen vornehmen zu können, müssen vor jeder Schütze Dammfalze zur Herstellung einer Abdämmung vorgesehen werden (vgl. Fig. 7, Bd. I). Für Leerschützen an Niederdruckanlagen und für die Kanal- einlaufschützen an größeren Anlagen sind auch hinter den Schützengestellen Dammfalze vorzusehen, damit man die Leerschütze und jede einzelne Kanaleinlauf- schütze auch während des Betriebs in bequemer Weise trocken legen kann.

Das Rohrbett der Hochdruckanlagen (vgl. Fig. 9, S. 15 und Fig. 77, S. 89, Bd. I) ist gewöhnlich an ziem- lich steilen Bergabhängen anzulegen; es liegt daher die Gefahr nahe, daß das abstürzende Regenwasser Unter- waschungen der Auflagerungs- und Verankerungsklötze verursacht. Um dieser Gefahr vorzubeugen, wird für größere Druckrohranlagen das ganze Rohrbett aus-

betoniert und mit Regenwasserrinnen versehen. In die Auflagerungsklötze werden, wenn es sich um schwere Rohre handelt, Auflagerungsschienen aus gebogenem U-Eisen einbetoniert. Eine Verlegung der Rohre in gemauerten, begehbaren Rohrkanälen ist früher häufig angewendet worden. Es ist dies natürlich die beste, aber auch teuerste Bauweise. Unterirdische Verlegung der Rohre mit einfacher Einbettung in das Erdreich hat den Nachteil, daß die Rohre der ständigen Kontrolle ihres Zustandes entzogen sind, und kommt daher nur bei untergeordneten Objekten vor.

Für den Bau des Maschinenhauses ist im Falle von Saugrohrturbinen die Kenntnis der Höhenlage des tiefsten, bei Stillstand der Turbinen auftretenden Unterwasserspiegels am Maschinenhause in einem extrem trockenen Jahre (eventuell unter Berücksichtigung einer späteren Senkung des Unterwassers) von größter Wichtigkeit, da sich hiernach die Tauchtiefe der nach früherem (S. 59) unter Wasserverschluß zu haltenden Saugrohre richten muß. Betonsaugrohre sind innen mit ganz besonders gutem luftdichtem Verputz zu versehen, damit keine Luft von außen eindringen kann. In Hochdruckanlagen mit Rohrdruckregulatoren oder wasserverschwendender Regulierung muß der Unterbau des Maschinenhauses vor Beschädigungen durch das mit der Freistrahlschnelle aus den Regulierorganen ungenützt abströmende Wasser durch Polsterung mit einbetonierten Eisenbahnschienen und dgl. oder durch Auspanzerung mit Stahlblech geschützt werden. In Schachtanlagen mit Vertikalturbinen und Kegelradübersetzung ist dafür zu sorgen, daß der vom Wasser aufsteigende feuchte Dunst durch Zwischenböden vom Maschinenraum abgehalten wird, da sonst die Holzzähne der

Kegelräder und bei Elektrizitätswerken auch die elektrischen Maschinen notleiden würden.

Die Turbinen müssen so gebaut sein, daß sie sich mit etwaigen späteren Gefällsänderungen durch nachträgliche Stauerhöhung oder Unterwasserspiegel-senkung noch gut abfinden können. Auf Schutz vor Frost, gute Zugänglichkeit der Lager, Regulatoren, Stopfbüchsen, Flanschen, leichte Demontierbarkeit zwecks Revision und Reinigung der Laufräder und Leitapparate ist besonders zu achten, ebenso auf Austauschbarkeit aller dem Rosten ausgesetzten Teile. Zur Erleichterung der Revision der inneren Teile von großen Maschineneinheiten in Wasserkraftelektrizitätswerken empfiehlt sich die Anbringung einer Drehvorrichtung zum Umdrehen der Aggregatwelle von Hand oder mit Hilfe eines Elektromotors.

Betrieb. Der Betrieb der Wasserkraftanlagen ist gegenüber dem Betrieb von Wärmekraftanlagen äußerst einfach. Die Turbinen erfordern außer der mit Sorgfalt vorzunehmenden dauernden Reinigung und Instandhaltung des Turbinenrechens nur einen zeitweisen Neuanstrich der wasserführenden und mit Wasser in Berührung kommenden Teile mit Rostschutzfarbe. Besonderes Augenmerk ist auf die Verhütung von Durchgangskatastrophen zu richten. Die Antriebsorgane der Geschwindigkeitsregulatoren (Riemen, Kegelräder usw.) müssen sorgfältig ausgesucht, schonend behandelt und rechtzeitig erneuert werden. Abtropfen von Schmieröl auf die Riemscheibe eines Pendelantriebes und dergleichen Nachlässigkeiten dürfen nicht vorkommen. Die Federn in den Zentrifugalpendeln der Geschwindigkeitsregulatoren sind von Zeit zu Zeit zu prüfen, da ein Federbruch im Pendel bei vielen

Regulatorkonstruktionen auch eine Durchgangskatastrophe hervorrufen kann. Kegelräder und Stirnräder zur Kraftübertragung sind der Holzzähne wegen besonders gut zu schmieren. Wehr- und Kanalanlage muß fortlaufend scharf beobachtet werden, damit etwaige Angriffe des Wassers im Anfangsstadium bemerkt und ihre Ursachen behoben werden können. Wenn im Kanal Ablagerungen stattfinden, so muß er zeitweise durch Ziehen der Leerschütze gespült werden. Querschnittverengende Ablagerungen am Kanaleinlauf und Kanalauslauf müssen durch Ausbaggern entfernt werden. Eisstauungen vor dem Wehr müssen durch Öffnen der Kiesschleußen beseitigt werden. Vor Eintreten des Eisganges in Flußanlagen muß das ganze Wehr rechtzeitig geöffnet werden, wozu meist ziemlich viel Bedienungspersonal erforderlich ist, wenn nicht elektrischer Antrieb vorgesehen ist. Auch zum Offenhalten des Feinrechens vor den Turbinen benötigt man im Winter, wenn der Werkkanal Schmiereis führt, viel Personal und muß also sorgen, daß man in solchen Fällen den für gewöhnlich in einer Wasserkraftanlage ziemlich geringen Personalbestand rasch ergänzen kann. Eine fortlaufende Registrierung von Wassermenge und Gefälle in graphischer Darstellung ist sehr zweckdienlich. Man kann aus ihr auch einigermaßen auf die nächste Zukunft schließen und rechtzeitig die Wärmekraftreserve in Betrieb setzen, ehe Wassermangel eintritt¹⁾.

¹⁾ Über die Wasserbauten an Wasserkraftanlagen und deren Berechnung, Herstellung und Kostenermittlung, Konzessionsverfahren usw. vergleiche die in der Sammlung Göschen erschienenen beiden Bändchen über „Wasserkraftanlagen“.

Literaturverzeichnis.

A. Hydraulische Grundlagen.

- Flamant, Hydraulique. Paris 1900.
Hauber, Hydraulik. Sammlung Göschel, Leipzig 1908.
Lamb, Lehrbuch der Hydrodynamik.
Lueger, Lexikon der gesamten Technik.
Weyrauch, Hydraulisches Rechnen.

B. Hydrologie, Wasser- und Gefällsmessung, Wasserrecht.

- Beiträge zur Hydrographie des Großherzogtums Baden.
Karlsruhe.
Brauer, Grundzüge der praktischen Hydrographie.
Gugenhan, Die hydrologischen Beobachtungen und Messungen
in Württemberg. Z. d. V. d. I., 1899.
Harlacher, Die Messungen in der Elbe und Donau, die hydro-
metrischen Apparate und Methoden derselben.
Holz, Wasserverhältnisse in Ost- und Westpreußen.
Intze, Die bessere Ausnützung der Gewässer und Wasserkräfte.
Jahrbuch für die Gewässerkunde Norddeutschlands, heraus-
gegeben von der preußischen Landesanstalt für Gewässer-
kunde.
Mattern, Die Ausnützung der Wasserkräfte.
Mattern, Der Talsperrenbau und die deutsche Wasserwirtschaft.
Miller, O. v., Die Wasserkräfte am Nordabhang der Alpen,
Z. d. V. d. I., 1903.
Wassergesetzgebung, Preussische: Nieberding, Berlin 1889.
Sächsische: A. F. Meyer, Leipzig 1910.
Württembergische: Bierer, Ulm 1902.
Bayrische: v. Pözl, Erlangen 1880.
Badische: Wiener, Karlsruhe 1900.
Werkmeister, Vermessungskunde I u. II. Sammlung Göschel.

C. Wasserturbinen und Turbinenanlagen.

- Allievi, L., Allgemeine Theorie über die veränderliche Be-
wegung des Wassers in Leitungen.

- Brauer, E. A., Grundriß der Turbinentheorie.
 Braun, Einfluß der Rohrleitung auf die Regulierung von Wasserturbinen. Oldenbourg, München.
 Budau, Die Geschwindigkeitsregulierung der hydraulischen Motoren. Fromme, Wien.
 Dubislav, Wasserkraftanlagen in Norwegen. Oldenbourg, München.
 Escher, Theorie der Wasserturbinen. Springer, Berlin.
 Gelpke, Turbinen und Turbinenanlagen. Springer, Berlin.
 Holl, Die Projektierung von Wasserkraftanlagen mittelst des Turbinenrechenschiebers. Oldenbourg, München.
 Honold und Albrecht, Francisturbinen. Mittweida.
 Oesterlen, F., Zur Theorie der Francisturbinen. Springer, Berlin.
 Oesterlen, F., Die Turbinenversuchsanstalten und die Wasserkraftwerke mit Wasserkraftspeicher der Firma Voith. Springer, Berlin.
 Pfarr, Versuche über die Druckverteilung in den Laufzellen arbeitender Reaktionsturbinen.
 Pfarr, Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. Springer, Berlin.
 Prásil, Untersuchungen an Reaktionsniederdruckturbinen. Rascher & Co., Zürich.
 Reichel, E., Die Turbinen auf der Weltausstellung in Paris 1900.
 Thoma, Zur Theorie des Wasserschlosses bei selbsttätig geregelten Turbinenanlagen. Oldenbourg, München.
 Thomann, Die Wasserturbinen. Wittwer, Stuttgart.
 Wagenbach, Neuere Turbinenanlagen. Springer, Berlin.
 Zeuner, Vorlesungen über die Theorie der Turbinen.
 Zodel, Große moderne Turbinenanlagen. Rascher & Co., Zürich.

D. Wasserbau (Projektierung, Baukostenberechnung, Bauausführung).

- Brennecke, Der Grundbau.
 Franzius, Wasserbau.
 Köhn, Ausbau von Wasserkraften.
 Köster, Hydroelectric Developments and Engineering.
 Osthoff, Kostenberechnung für Ingenieurbauten.
 Rehbock, Das Murgtalsperrenprojekt.
 Rößle, Eisenbetonbau. Sammlung Göschen.
 Sonne und Esselborn, Elemente des Wasserbaues.
 Ziegler, Talsperrenbau.

Sachregister.

- Akkumulierungsanlagen 151.
Anwendungsgebiet der Francisturbine 99.
Arbeitsprozeß der Francisturbine 5.
Außenregulierung 56.
Austrittsbreite, wirksame 32.
Austrittschiefe 72.
Austrittschnelle 33.
Austrittsdreieck 28.
Austrittskante 40.
Austrittskurve des Laufraums 27.
Austrittsverbreiterung 32.
Austrittsverlust 21, 25.
Auswuchtung der Laufräder 46.
Axialschnitt 16.
Axialschub der Francislaufräder 46.
- Barometerkurve 62.
Behälterturbinen 49, 80.
Betriebsplan 127.
Blechschaufeln 43, 45.
Breiteverhältnis 99.
- Charakteristik eines Flußlaufes 113.
- Diagrammfixpunkt 35.
Dimensionierung der Francisturbine 25.
Dimensionierungsdiagramm der Francisturbine 107.
Doppelfrancisturbine 74.
Drehschaufelregulierung 50.
Dreifache Francisturbine 75.
- Dreimaschinenaggregat 153.
Drosselklappe 89.
Druckgefälle 20.
Druckrohrleitung 89, 124.
Durchgangsicherungen 98.
Durchmesser Verhältnis 31, 99.
- Eintrittsbreite 30.
Eintrittschnelle, absolute 6, 8.
— relative 9.
Eintrittsdreieck 10, 29.
Eintrittsdurchmesser 30.
Eintrittskante 40.
Ejektorenschützen 134.
Energiegrad des Spaltdrucks 8.
- Francisturbine 5.
Frontalkesselturbinen 84.
Füllungsgrad 67, 70.
- Gefällsvermehrer 134.
Gehäuseturbinen 83.
Geschwindigkeitsregulierung 91.
Gleitsteinregulierung 52.
- Heberturbine 22, 63.
Hochwasserturbinen 135.
- Kanalachse 11.
Kanalstrecke, neutrale 14.
Kegelgetriebe 81.
Kesselturbinen 83.
Kettenregulierung 56.
Kranzprofilierung 42.
- Längsdiagramm der Francisturbine 12.
Laschenregulierung 54.
- Laufkanal 9, 11.
Laufrad der Francisturbine 37.
Laufradkränze 16.
Laufradprofilform 34.
Laufradschaufelung der Francisturbine 38.
Laufraum 5, 16, 35.
Leerschütze 172.
Leistungsgleichung der Francisturbine 24.
Leistungsgrad 70.
Leitapparat der Francisturbine 47.
Leitkanal 47.
Leitrad 5.
Leitradbreite 30.
Leitraum 5, 37, 43.
- Mehrfache Francisturbinen 73, 76.
- Oberwasserkanal 122.
Öffnungsgrad 70.
- Projektierung von Wasserkraftanlagen 127.
- Querschnittsverlauf im Laufradkanal 39.
- Reguliergarantien 97.
Regulierung 53.
Regulierungsvorschriften 96.
Relais, hydraulisches 93.
Relativbewegung 10.
Relativbreite 99.
Rentabilität von Wasserkraftanlagen 162.
Rohrbett 172.
Rohrdruckregulierung 92.
- Satz vom Fixkreis 18.
— vom Fixpunkt 17.

- Sauggefälle 19, 59.
 Saugraum 26.
 Saugrohr 18, 59.
 Saugrohrschnelle 26.
 Schachtturbinen 79.
 Schaufelklotz 41.
 Schaufelverstärkung 40.
 Schaufelzahl im Laufrad 37.
 Schleuderdrehzahl 97.
 Schnelligkeitsdiagramm der Francisturbine 14, 29.
 Seefrachtberechnung 161.
 Senkspurlager 134.
 Spaltdruck 5, 8.
 Spaltdruckenergie 9.
 Spaltwasserabführung 46.
 Spaltwasserverlust 24.
 Spiralförmige Wasserzuführung zum Leitapparat 49.
 Spiralgehäuse 86.
 Standrohr 95.
 Stangenregulierung 56.
 Stauturbinen 7.
 Stirnkesselturbinen 84.
 Stufenturbine 76.
 Systembild der Francisturbine 105.
 Systemziffer 100.
 Tiigungsquote 166.
 Turbinenrechenschieber 130.
 Turbinenserien 133.
 Überdruck 6.
 Überfüllung 65.
 Überlauf 171.
 Umfangschnelle 16, 29, 107.
 Unterfüllung 65.
 Unterturbinen 41.
 Unterwasserkanal 123.
 Verbundturbine 76.
 Versagen des Geschwindigkeitsregulators 97.
 Verzögerung, wattlose 10.
 Vierfache Francisturbine 75.
 Wärmekraftreserve 146.
 Wasserschloßausrüstung 88.
 Wasserstandsregulierung 135.
 Wasserwirtschaftsdiagramm einer Talsperre 139.
 Watende Turbine 21.
 Wirkungsgrad des Saugrohrs 25.
 Wirkungsgradgarantien 149.
 Wirkungsgradkurve 65.
 Wirkungsgradverlauf 64.
 Zentralkesselturbinen 85.
 Zwilling francisturbine 73.
 Zwischenkränze 16, 32.

Amme, Giesecke & Konegen, A.-G.,



Braunschweig



Wir bauen

**Hochdruck-Rundstrahl-Turbinen D. R. P.
Geschwindigkeits-Regulatoren D. R. P.
Druck - Regulatoren D. R. P.**

Ingenieurbesuche und Projektausarbeitungen kostenlos

A. O. T. T

Kempten (Bayern)

Hydro-
metrische

Selbst-
registrierende

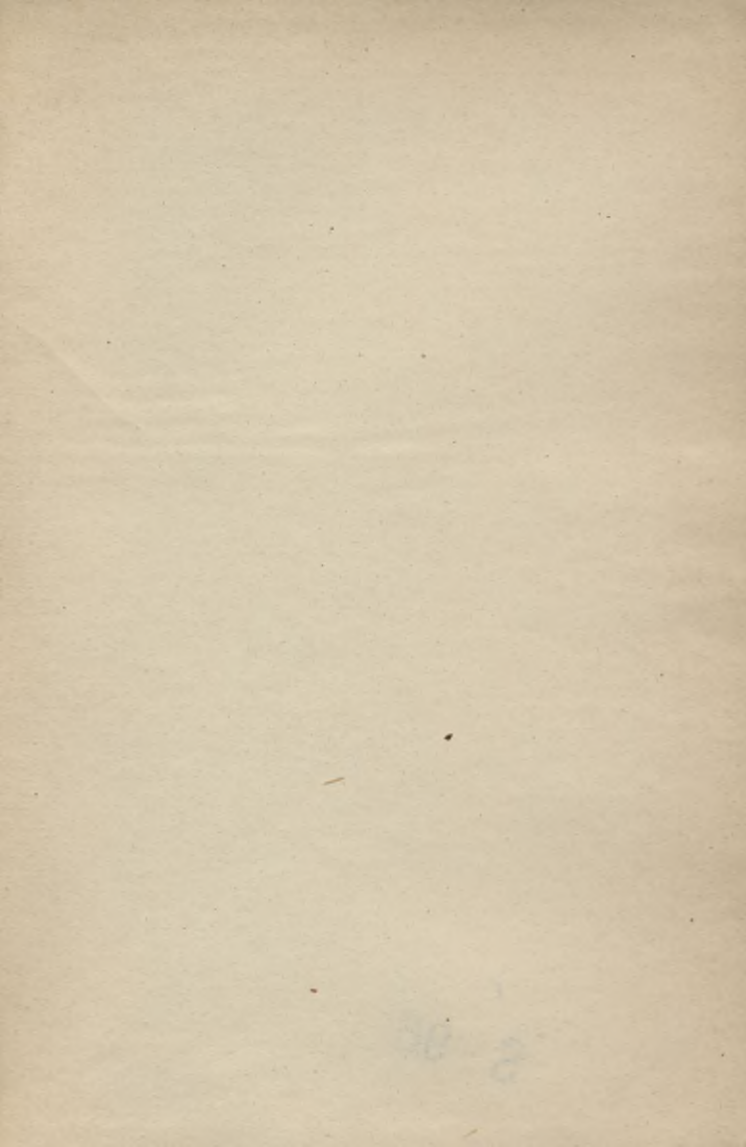
Flügel

Pegel

und alle
sonsti-
gen
Gerät-
schaften
für
Wasser-
messun-
gen.



für alle
vorkom-
menden
Zwecke
und
Wasser-
stands-
verhält-
nisse.



S-96

~~6.~~
Dart. M. 26/25.

31/10. 950.

3 -

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



I-301421



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297965