

Wasserkraftmaschinen

Von

Dipl.-Ing. L. Quantz

Stettin

Dritte Auflage



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

Wasserkraftmaschinen

Eine Einführung
in Wesen, Bau und Berechnung neuzeitlicher
Wasserkraft-Maschinen und -Anlagen

Von

Dipl.-Ing. L. Quantz

Stettin

Dritte, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 164 Textfiguren



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1920

ISBN 978-3-662-27972-4
DOI 10.1007/978-3-662-29480-2

ISBN 978-3-662-29480-2 (eBook)

Alle Rechte, insbesondere das der
Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten

Vorwort.

Das Erscheinen der dritten Auflage nach nicht langer Zeit scheint mir ein Beweis dafür, daß auch jetzt noch neben der inzwischen stark angewachsenen Turbinenliteratur ein kleineres Buch Berechtigung besitzt, welches in beabsichtigter Kürze nur das Wesentliche über das gesamte Gebiet (Wasserkraftanlagen, Turbinentheorie, Bau und Berechnung neuzeitlicher Turbinen und Wasserräder, Turbinenregulierung und Klassifikation) unter Weglassung alles Veralteten zusammenfaßt.

Das Werkchen soll eine gründliche Einführung in diese Gebiete jedem bringen, der sich nicht mit hohen Theorien befassen will und entspricht etwa dem Stoffumfange, wie er an den staatlichen technischen Lehranstalten gebracht wird. Beibehalten wurde von mir in der vorliegenden Auflage einerseits die elementare Behandlung, welche für die Grundlagen der Turbinentheorie vollkommen ausreicht, und andererseits die Theorie der vereinfachten Wasserströmung in der Turbine, also die sogenannte „Stromfadentheorie“, trotz der ihr anhaftenden Willkürlichkeit. Ich glaube aber hierzu um so mehr Berechtigung zu besitzen, als die meisten bestehenden Fabriken ihre Turbinenlaufräder nach der Stromfadentheorie entwerfen und sehr gute Resultate damit erzielen. Ein entsprechender Hinweis auf die neueren Theorien und ihre Literatur wird dem Leser eine Einarbeitung auch in diese Anschauungen ermöglichen, falls er sich hiermit eingehender vertraut zu machen wünscht. Als richtig erschien mir ferner beizubehalten, daß bei Anführung von Beispielen ausgeführter Turbinenanlagen häufig auf die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure hingewiesen wird, da diese führende Zeitschrift überall zu finden ist, und es dem technisch Gebildeten daher leicht sein dürfte, das ihm wissenschaftlich wertvoll erscheinende nachzulesen.

Als Neuerung gegenüber der zweiten Auflage ist zu erwähnen, daß die von Prof. Dr. Camerer, München, vorgeschlagenen und inzwischen überall eingeführten Bezeichnungen für Winkel und Geschwindigkeiten übernommen wurden. Neuerungen zeigen ferner die erweiterten Betrachtungen aus der Hydrodynamik sowie das Kapitel: Tangentialräder, wobei auf die neueren Bauarten einschließlich der Regulierungsmethoden und auf die neuesten Forschungsergebnisse Bezug genommen wurde. Damit der Umfang des Buches hierbei nicht wesentlich erweitert werde, sind veraltete Abschnitte stark beschnitten oder gänzlich beseitigt worden. Demjenigen meiner Leser, welcher sich später in einem oder dem anderen Gebiete eingehenderen Studien widmen will, gebe ich am Schluß des Buches ein Literaturverzeichnis an die Hand.

So übergebe ich auch die dritte Auflage der Öffentlichkeit im Vertrauen auf eine gleich günstige Aufnahme wie sie den beiden vorhergehenden Auflagen beschieden war!

Stettin, im Januar 1920.

L. Quantz.

Inhaltsverzeichnis.

Erstes Kapitel. Wasserkraftanlagen.		Seite
1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten. — Bewertung einer Wasserkraft		1
2. Wassermessung		6
A) Allgemeines		6
B) Messung durch Überfall.		7
C) Messung mittels des Woltmannschen Flügels		8
D) Schirmmessung		10
3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen.		11
A) Wehre		11
B) Offene Zuleitungen zu Kraftanlagen		13
C) Rohrleitungen		18
4. Schützen und Rechen		21
A) Schützen, ihre Konstruktion und Berechnung		21
B) Rechen		25
Zweites Kapitel. Allgemeines über Turbinen.		
5. Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen		27
6. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen		30
7. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydrodynamik		33
8. Die Arbeitsleistung des Wassers in den Turbinen.		39
A) Die Turbinen-Hauptgleichung		39
B) „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“.		42
9. Arten der Turbinen		46
A) Überdruckturbinen		46
B) Strahlurbinen		48
Drittes Kapitel. Francis-Turbinen.		
10. Entwicklung der Konstruktionsformen		51
11. Wahl der Schaufelwinkel usw. bei Francisturbinen		54
12. Berechnung einer Francis-Turbine. — Beispiel		57
13. Konstruktion der Leitrad-schau-fel.		62
14. Konstruktion der Laufradschau-fel		64
A) Schichtlinien und Schaufelform		65
B) Modellschnitte und Schaufelklotz, sowie Einbau der Schaufeln		70
C) Besonderheiten in den Schaufelkonstruktionen		71
15. Regulierung der Francis-Turbinen		75
A) Drehbare Leitschau-feln oder Finksche Regulierung		75
B) Regulierung durch Spaltschieber		78
C) Anmerkung über Berechnung regulierbarer Turbinen		79
D) Antrieb der Regulierung		80

	Seite
16. Zapfenkonstruktionen	81
A) Volle Spurzapfen	82
B) Ringspurzapfen	83
Berechnung der Spurzapfen	85
Zwischenlager	86
17. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen	88
A) Stehende Welle. — Offene Oberwasserkammer	88
B) Liegende Welle. — Offene Oberwasserkammer	90
C) Liegende Welle. — Rohrzuleitung	97

Viertes Kapitel. — Tangentialräder.

18. Allgemeines. — Aufbau und Regulierung	102
19. Berechnungen und Konstruktionsannahmen	112
20. Berechnungsbeispiel	116

Fünftes Kapitel. Verwendungsgebiet der Turbinen. — „Spezifische“ Größen.

21. Verwendungsgebiet der Turbinen	118
22. Spezifische Größen	120
A Spezifische Umlaufzahl n_I	120
B Spezifische Wassermenge Q_I	121
C Spezifische Leistung N_I	121
D Spezifische „Drehzahl“ n_S	122
E Benutzung der spezifischen Drehzahl n_S bei der „Projek- tierung“ von Turbinen	124
I Laufradserien	125

Sechstes Kapitel. Wasserräder.

23. Beschreibung der Arten. — Grundlegende Rechnungs- größen	127
A) Oberschlächtige Wasserräder	127
B) Mittelschlächtige Wasserräder	129
C) Unterschlächtige Wasserräder	131
24. Berechnung und Konstruktion der Überfall- oder Kropfräder (Beispiel).	132
Literaturverzeichnis	135

Erstes Kapitel.

Wasserkraftanlagen.

1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten. — Bewertung einer Wasserkraft.

„Wasserkräfte“, d. h. in Gewässern aufgespeicherte Energien, stehen uns überall zur Verfügung, denn jedes Gewässer, ob stehend oder fließend, ließe sich durch Stauung und Ableitung zur Arbeitsleistung heranziehen. Vielfach werden aber im Vergleich zu der erzielten Arbeitsleistung die Anlagekosten derart hohe, daß sich die Ausnutzung nicht lohnen würde.

Dies tritt vor allen Dingen bei Flüssen des Flachlandes auf, weil hier zwar in der Regel große Wassermengen vorhanden sind, aber vielfach das Gefälle zu gering ist, so daß umfangreiche Wehr- und Kanalbauten notwendig werden und doch nur geringe Leistungen herausgeschlagen werden können. Trotzdem sind aber im Tieflande viele wirtschaftlich günstige Anlagen zu finden. Erwähnt seien z. B. nur einige pommersche Kraftwerke, wie z. B. in Rathsdamnitz an der Schottow, Varzin und Beßwitz an der Wipper, letzteres mit 500 P. S., sowie das Kraftwerk Glambocksee bei Stolp mit 3000 P. S. Ferner: ein größeres Überlandkraftwerk in Straschin-Prangschin an der Radaune bei Danzig, welches mit 1400 P. S. Leistung den Kreis Danziger Höhe mit elektrischem Strom versorgt. Schließlich ist hier beachtenswert ein großes Wasserkraftelektrizitätswerk von ungefähr 9500 P. S. in Hemelingen bei Bremen, welches in einer zur Weserkorrektur notwendigen Wehr- und Schleusenanlage errichtet wurde und dadurch Energien ausnützt, welche sonst verloren gegangen wären.

Gebirgige Gegenden sind natürlich reicher an ausnutzbaren Wasserkraften, so z. B. Mittel- und Süddeutschland, die Schweiz, Österreich, vor allem aber Schweden und Norwegen sowie die Vereinigten Staaten von Nordamerika. In der Schweiz stehen noch ungezählte Kraftquellen zur Verfügung, und dies kommt dem Lande um so mehr zugute, als es keine Kohleschätze aufzuweisen hat. Südbayern

verfügt noch, besonders im Isar- und Lechgebiet, über ungefähr 1 900 000 P. S. Rohwasserkräfte. Die noch freien Kräfte in Schweden und Norwegen werden auf 14 000 000 P. S. geschätzt, und es stellen sich dort vielfach Anlage- und Betriebskosten so gering, daß sich der in solchen Anlagen erzeugte elektrische Strom mitunter auf nur 1 Pf. pro Kilowattstunde stellt.

Die Frage, ob sich eine Wasserkraftanlage in einem bestimmten Falle lohnt, ist natürlich nicht ohne weiteres zu beantworten. Es müssen die Anlagekosten erst aufgestellt werden, und hierbei ist wohl die obere Grenze für lohnenden Ausbau auf durchschnittlich 1000 Mk.¹⁾ pro Pferdestärke festzulegen. Wird eine solche Anlage an sich dann auch wesentlich teurer als eine Dampfkraftanlage, so ist doch vor allem zu beachten, daß die reinen Betriebskosten (also Ausgaben für Löhne, Schmier- und Putzmaterial, Reparaturen, Versicherungen, aber ohne Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitals) nachher nur außerordentlich gering sind. Im Durchschnitt wird man diese bei einer 1000 pferdigen Wasserkraftanlage zu $\frac{1}{4}$ Pf. pro P. S.-Stunde annehmen können, während die allerbeste Heißdampfverbundmaschine von 1000 P. S. bei normalen Kohlenpreisen allein für 1 Pf. Kohlen pro P. S.-Stunde verbraucht, so daß sich deren reine Betriebskosten infolge der Kesselbedienung auf mindestens 1,5 Pf. belaufen.

Die Kosten für ausgeführte Wasserkraftanlagen schwanken aber bedeutend. Während 1700 Mk. pro Pferdestärke (Werk bei Lyon) vielleicht als oberste Grenze zu gelten hat, so wäre für Deutschland 180 Mk. pro Pferdestärke, für die Schweiz dagegen 70 Mk. (Vallorbes, Neuchatel), für Kalifornien 50 Mk. pro Pferdestärke als unterste Grenze zu setzen. In letzterem Falle können also auch außerordentlich geringe Stromkosten erzielt werden.

Um nun eine „Wasserkraft“ ausnutzen zu können, muß das betreffende Gewässer in der Regel durch ein Wehr aufgestaut werden. Der Obergraben, unter Umständen auch ein Rohr, führt dann das Wasser der Wasserkraftmaschine zu; der Untergraben leitet dasselbe weiter unterhalb wieder in das Flußbett zurück. Eine derartige Gesamtanlage in ideeller Gestaltung zeigt Fig. 1, über deren Einzelheiten folgende allgemeine Gesichtspunkte zunächst aufgestellt werden können:

Das Wehr wird zweckmäßig senkrecht zum Flußlauf eingebaut und der Obergraben nicht unmittelbar davor, sondern ungefähr 20 m oberhalb abgezweigt, damit nicht Treibholz, Eis, Kies usw. direkt dem Graben zutreiben und diesen zusetzen oder gefährden. Auch wird aus diesem Grunde der Einlaufquerschnitt zwei- bis dreimal so groß als der eigentliche Grabenquerschnitt gemacht und am besten dem Flußlaufe parallel gelegt. Der Einlauf selbst ist durch einen sogenannten Grob- oder Eisrechen sowie eine Haupt-Einlaßschütze, welche

¹⁾ Den Angaben liegen die Friedenswerte vor 1914 zugrunde.

bis über Hochwasser reichen muß, abzuschließen (s. unter 4). Im Obergraben befindet sich unmittelbar hinter dem Einlaß ein sogenannter Kiesfang, in welchem sich Sand und Schlamm absetzen, die durch eine seitliche, von der sogenannten Kiesschütze verschlossene Öffnung ausgespült werden können.

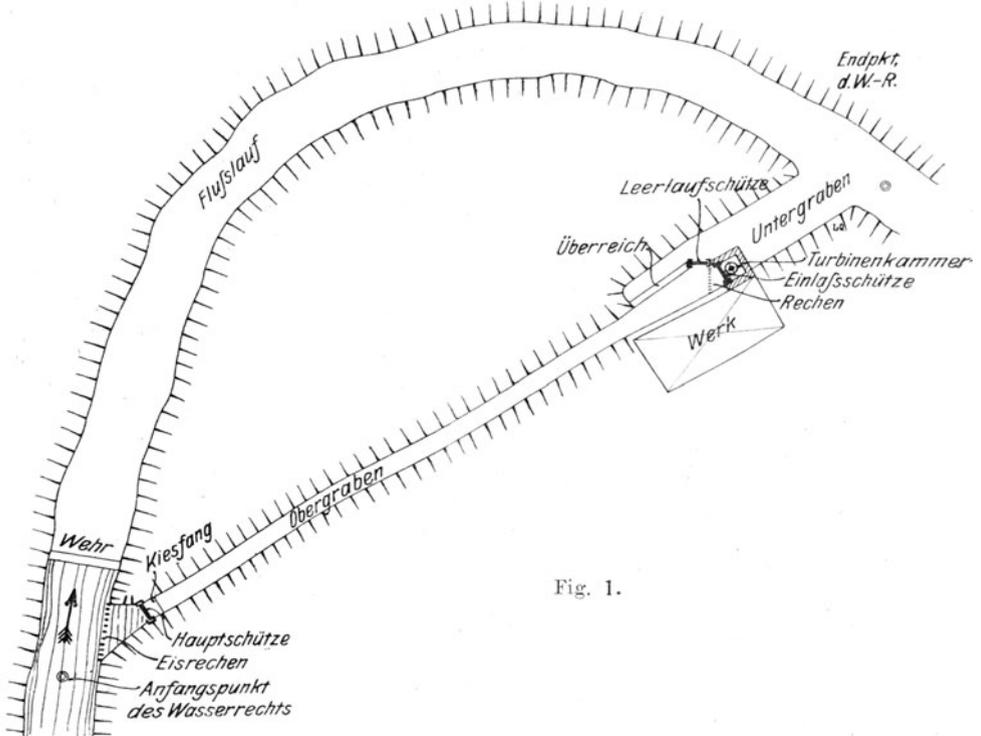


Fig. 1.

Das Maschinenhaus liegt in der Regel ziemlich am Ende der ganzen Anlage, da der Untergraben, weil er mit seiner Sohle sehr tief liegt, meist viel teurer herzustellen ist wie der Obergraben. Letzterer erhält das rechnungsmäßige Sohlengefälle, während der Untergraben auch mit wagerechter Sohle, die in den tiefsten Punkt des Flußbettes einmündet, ausgeführt wird, wie dies in Fig. 2 angedeutet ist. Die Dammkrone des Obergrabens wird, falls zugänglich, wagerecht vom Einlaufe an ausgeführt, damit bei abgestellter Maschine das Wasser nicht am Maschinenhaus über den Damm läuft, sobald sich der Wasserspiegel in der Ruhe horizontal einstellt. Ist dies aber nicht möglich, so wird zweckmäßig ein Überfall oder Übereich angeordnet, über welchen überschüssiges Wasser ständig abfließen kann.

Der Einlauf in die Maschinenkammer wird nochmals durch einen Rechen sowie eine Schütze gesichert. Unmittelbar daneben befindet

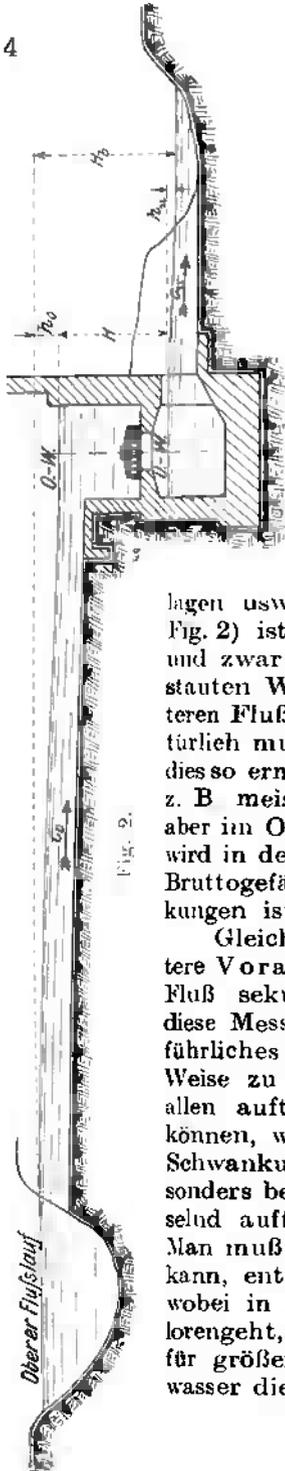


Fig. 2.

sich eine Leerlaufschütze, durch welche das Wasser aus dem Obergraben, den Leerlauf oder Freifluter durchströmend, direkt in den Untergraben gelangen kann.

Bevor jedoch zum Ausbau einer derartigen Anlage geschritten wird, sind folgende **Vorarbeiten** in sorgfältigster Weise auszuführen.

Zunächst ist das natürliche oder **Brutto-Gefälle** des Flusses zwischen Anfangs- und Endpunkte des für die Ausnutzung des Flusses zu erwerbenden Wasserrechts festzustellen. Man hat sich darüber klar zu sein, bis um welchen Betrag der Wasserspiegel über seine normale Höhe am Anfangspunkt des Wasserrechts aufgestaut werden darf, ohne daß schädigende Wirkungen auf Anlieger, benachbarte Wasserkraftanlagen usw. auftreten. Das **Brutto-Gefälle** H_b (vgl. Fig. 2) ist mittels der Nivellierinstrumente zu messen, und zwar als Höhenunterschied zwischen dem aufgestauten Wasserspiegel und dem Wasserspiegel des unteren Flußlaufes am Endpunkte des Wasserrechts. Natürlich muß genau festgestellt werden, in welcher Weise dies so ermittelte Gefälle schwankt. Hochwasser erzeugt z. B. meist Rückstau im Unterlauf des Flusses. Da aber im Oberlauf keine weitere Stauung möglich ist, so wird in der Regel gerade bei Hochwasser ein geringeres Bruttogefälle vorhanden sein. Allen derartigen Schwankungen ist aber große Beachtung zu schenken.

Gleichzeitig mit dieser Höhenmessung ist eine weitere **Vorarbeit** nötig: die Bestimmung der durch den Fluß sekundlich zugeführten Wassermenge. Auch diese Messung, über welche ihrer Wichtigkeit halber Ausführliches unter 2 enthalten ist, hat in sorgfältigster Weise zu jeder Jahreszeit zu erfolgen, und zwar um allen auftretenden Möglichkeiten Rechnung tragen zu können, womöglich einige Jahre hindurch vorher. Den Schwankungen der Wassermenge entsprechend, die besonders bei Hochgebirgsflüssen mit der Jahreszeit wechselnd auftreten, läßt sich dann die Anlage ausbilden. Man muß, falls kein Ausgleichbehälter angelegt werden kann, entweder nur einen Teil des Wassers ausnutzen, wobei in Hochwasserzeit eine große Menge Arbeit verlorengeht, oder man muß von vornherein die Anlage für größere Wassermenge einrichten und bei Niedrigwasser dieselbe teilweise stillsetzen bzw. geringer beauf-

schlagen, je nachdem sie aus mehreren Turbinen oder nur aus einer einzigen besteht. Damit die Gesamtleistung auf gleicher Höhe erhalten bleibt, erhält eine derartige Anlage eine durch Dampf- oder Gaskraft betriebene Reservemaschine, die zu Zeiten des Niedrigwassers in Tätigkeit tritt.

Die Aufgabe, welche nun eine gute Wasserkraftanlage zu erfüllen hat, ist: bestmögliche Ausnützung des natürlichen Gefälles sowie der verfügbaren Wassermenge!

Die Graben- oder Kanalanlage muß daher so beschaffen sein, daß sie für sich nur wenig Gefälle verbraucht, damit an der Stelle, an welcher sich die Wasserkraftmaschine befindet, noch ein

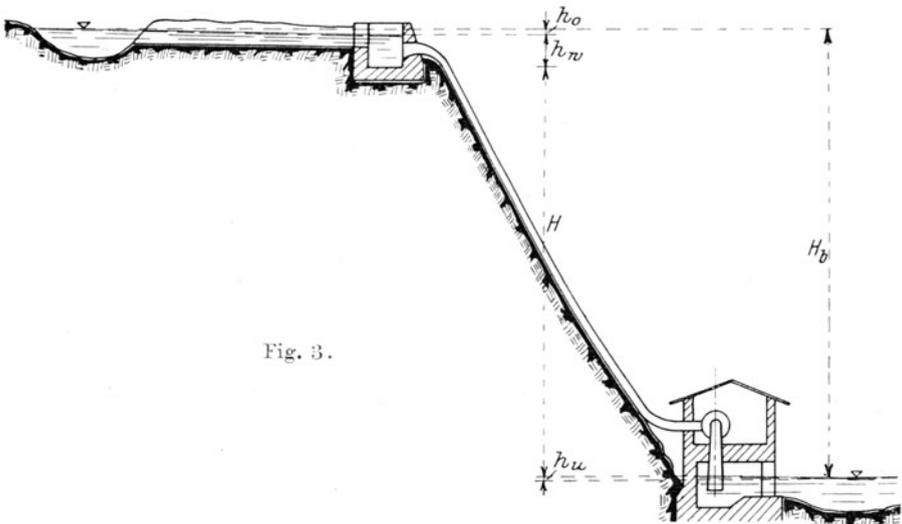


Fig. 3.

möglichst großes „nutzbares“ Gefälle übrigbleibt. Aus Fig. 2 ergibt sich also z. B., daß die Kanalsohle des Obergrabens nicht mehr geneigt sein darf, als zur Beibehaltung einer geringen Geschwindigkeit c_0 unbedingt nötig ist. Dann behält die nutzbare Gefällhöhe

$$H = H_b - (h_o + h_u)$$

einen möglichst hohen Wert! — (Über Bestimmung von h_o und h_u vgl. später unter 3B.)

Handelt es sich um größeres Gefälle, wobei es nicht möglich ist, den Oberwasserkanal bis zur Turbinenkammer heranzuführen, sondern wobei das Wasser in einem sogenannten Wasserschloß abgefangen und durch eine Rohrleitung nach Fig. 3 der Turbine zugeleitet wird, so ist von der natürlichen Gefällhöhe H_b nicht allein $(h_o + h_u)$ abzuziehen, sondern noch außerdem eine Widerstandshöhe h_w , die den Gefällverlust in der Rohrleitung darstellt (vgl. S. 21). Es ist in diesem Falle also:

$$H = H_b - (h_o + h_u + h_w)$$

Der Wasserkraftmaschine selbst fällt alsdann die Aufgabe zu: zufließende Wassermenge und nutzbares Gefälle H mit hohem Nutzeffekte zu verwerten.

Beträgt die zufließende Wassermenge Q cbm in der Sekunde, und ist das nutzbare Gefälle zu H m ermittelt, so würde die verfügbare Leistung bekanntlich:

$$1000 \cdot Q \cdot H \text{ mkg:sek. betragen.}$$

Eine Wasserkraftmaschine, welche einen Wirkungsgrad oder Nutzeffekt von 75% besitzt, würde somit effektiv:

$$N e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot 0,75}{75}$$

oder

$$N e = 10 \cdot Q \cdot H \text{ P. S. leisten!}$$

Mit dieser einfachen Beziehung kann man jede vorhandene Wasserkraft überschläglich bewerten. Gute Maschinen der Neuzeit (wie später ersichtlich wird: Francis-Turbinen sowie einige Strahlurbinen) geben jedoch einen besseren Wirkungsgrad ab, und zwar bis 85, ja bis 95%, so daß dann die Leistung entsprechend höher wird.

2. Wassermessung.

A) Allgemeines.

Die Messung der in einer Sekunde von einem Bache oder Flusse zugeführten Wassermenge muß so genau wie möglich erfolgen. Um ein richtiges Bild über die Ausbaufähigkeit der Wasserkraft zu erhalten, müssen diese Messungen, wie schon früher erwähnt, auch zu verschiedenen Jahreszeiten vorgenommen werden. Vielfach liegen behördliche Aufzeichnungen über die Schwankungen des Wasserstandes und über die periodischen Niederschlagsmengen des in Betracht kommenden Niederschlags- (Einzugs-) Gebietes vor, wodurch die auszuführenden Wassermessungen eine wesentliche Unterstützung erfahren.

Die Wassermessungen können nun in folgender Weise ausgeführt werden:

Will man nur annähernd die verfügbare Menge schätzen, so läßt sich dies mittels eines **Schwimmers** leicht bewerkstelligen. Es wird festgestellt, in welcher Zeit derselbe eine vorher abgemessene Strecke zurücklegt. Daraus ergibt sich die annähernde Wassergeschwindigkeit v_0 an der Oberfläche. Die mittlere, zur Berechnung der Wassermenge erforderliche Geschwindigkeit v beträgt aber nur durchschnittlich 0,85 bis 0,65 der beobachteten, und zwar hängt dies ganz und gar von der Beschaffenheit des Bodens (ob rauh oder glatt) und der Profilform ab. Ist dann der mittlere Querschnitt des Baches an der Versuchsstrecke f qm, so würde die sekundliche Wassermenge betragen:

$$Q = f \cdot v \text{ cbm.}$$

Wie gesagt liefert diese Messung aber nur sehr unsichere Werte.

Ist an dem zu untersuchenden Flußlauf bereits ein **Überfallwehr** vorhanden, was z. B. beim Umbau einer älteren Anlage der Fall sein kann, so ist eine annähernde Bestimmung der Wassermenge möglich, wenn durch einen etwas oberhalb des Wehres angebrachten Pegel die Wasserhöhe über der Wehr-Oberkante gemessen wird. Ist diese Höhe h und beträgt die Wehrlänge b m, so ergibt sich die Wassermenge aus der Formel:

$$Q = \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

wobei $\mu = 0,4 \div 0,55$, letzteres bei stark gerundetem Wehrrücken, gewählt werden kann. Schon aus dem schwankenden Koeffizienten μ läßt sich aber die Ungenauigkeit auch dieser Wassermessung erkennen. Genauere Messungen erzielt man bei:

B) Messung durch Überfall.

Es wird am zweckmäßigsten ein sogenannter „vollkommener“ Überfall nach Ausführung der Fig. 4 und 5 fest in das Bachbett eingebaut. Die Überfallkanten müssen scharf und daher am besten aus zugeschrägten Flacheisen ausgebildet sein. Vor allem ist jedoch darauf zu sehen, daß sich unter dem Strahl ein Luftraum a befindet, weil sonst die Messung durch Wirbelbildung ungenau wird. Sollte daher der Ausschnitt b so breit wie das Bachprofil sein, so muß durch ein Rohr künstlich Luft von der Seite her eingeführt werden. Die Wassermenge Q ergibt sich alsdann zu

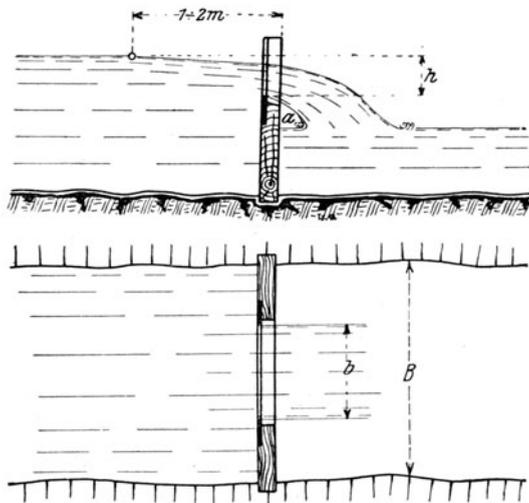


Fig. 4 und 5.

$$Q = \mu \cdot \frac{2}{3} \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

Hierbei ist h stets vom ungesenkten Wasserspiegel aus zu messen, der etwa 2 m oberhalb des Überfalles liegt (Fig. 4). Die Ausflußziffer kann durchschnittlich $\mu = 0,63$ gewählt werden. Da aber nach den ausführlichen Versuchen das Verhältnis der Überfallbreite b zur ganzen Kanalbreite B eine Rolle spielt, so wird μ am besten nach einer von Brasch-

mann aufgestellten Formel bestimmt, welche für $h > 0,1$ m gilt und lautet:

$$\frac{2}{3} \mu = 0,3838 + 0,0386 \frac{b}{B} + 0,00053 \frac{1}{h}.$$

Andere Formeln tragen sogar noch dem Verhältnis der Kanaltiefe zur Überfallhöhe Rechnung und werden dadurch recht verwickelt, ohne wesentlich andere Werte zu ergeben.

c) Messung mittels des Woltmannschen Flügels.

Derselbe ist in der einfachsten Ausführungsform Fig. 6 zur Darstellung gebracht. Er besteht zur Hauptsache aus einem Flügel nach Art einer kleinen Schiffsschraube. Taucht man den Apparat in fließendes Wasser, so wird sich der Flügel in Drehung versetzen, und zwar in eine

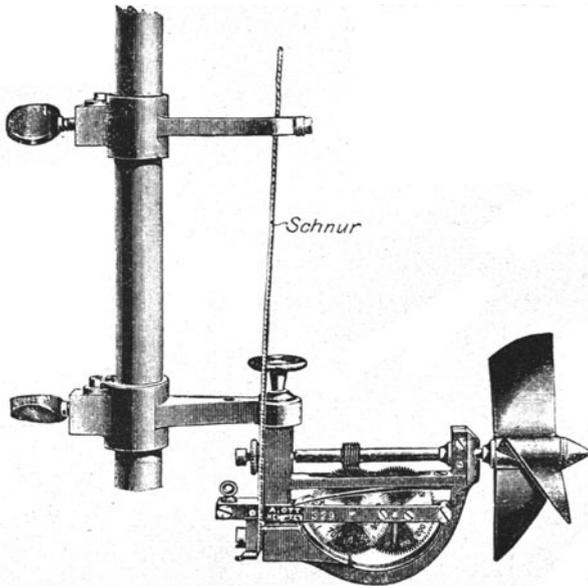


Fig. 6.

desto raschere, je größer die Wassergeschwindigkeit ist. Sobald sich eine konstante Umdrehungszahl herausgestellt hat, kuppelt man mittels der Schnur durch Exzenter ein Zählwerk mit dem Flügel und läßt denselben so eine halbe Minute lang laufen. Darauf nimmt man den Apparat heraus und liest die gemachten Umdrehungen ab. Bestimmte Umdrehungszahlen pro Minute des Flügels geben natürlich ganz bestimmte Wassergeschwindigkeiten

an. Jeder Apparat wird zur Bestimmung dieser Abhängigkeit vorher geeicht. Zu diesem Zwecke wird er mit jeder bestimmten Geschwindigkeit mittels eines durch Elektromotor angetriebenen kleinen Wagens durch stehendes Wasser gezogen und die Flügelumdrehungszahl stets gemessen. Alle Resultate werden alsdann auf einer Tabelle verzeichnet, und diese wird dem Apparate mitgeliefert. Es ist dann nur von Zeit zu Zeit eine Kontrolle nötig.

Bessere und neuere Flügel haben vollständig eingekapseltes Zählwerk und sind mit elektrischen Leitungen und Kontakten ver-

sehen. Nach bestimmten Umdrehungszahlen wird dadurch oben ein Glockensignal gegeben oder es findet eine selbsttätige Zählung statt, so daß sie nicht zu jeder Ablesung herausgenommen werden müssen, was die Arbeit sehr zeitraubend macht. Ein solcher Flügel und zwar der sogenannte Magnetflügel der Firma A. Ott, Kempten, ist in Fig. 7 dargestellt.

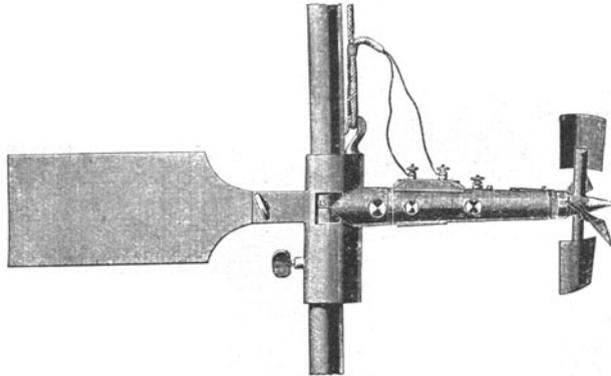


Fig. 7.

Die Messung mittels dieser Flügel ist einfach und genau! Bei Flüssen ist es auch die einzig anwendbare Methode. Man hat hierbei das Flußprofil in eine Anzahl Felder nach Breite und vielleicht auch Tiefe gemäß Fig. 8 einzuteilen und dann in jedem Felde die betreffende Geschwindigkeit festzustellen. Aus dem Produkte von Geschwindigkeit und Feldgröße erhält man dann die Wassermenge in einem Felde und durch Addition der einzelnen Teilwassermengen die gesamte Wassermenge pro Sekunde.

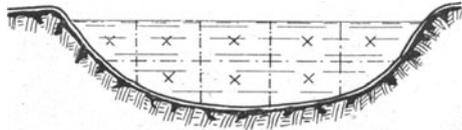


Fig. 8.

Bei größeren Flußläufen, also vielen Meßstellen, ist diese Rechnung allerdings etwas umständlich, weshalb man hier ein graphisches Verfahren anwendet. Man teilt sich das Flußprofil ein wie Fig. 9 für einige

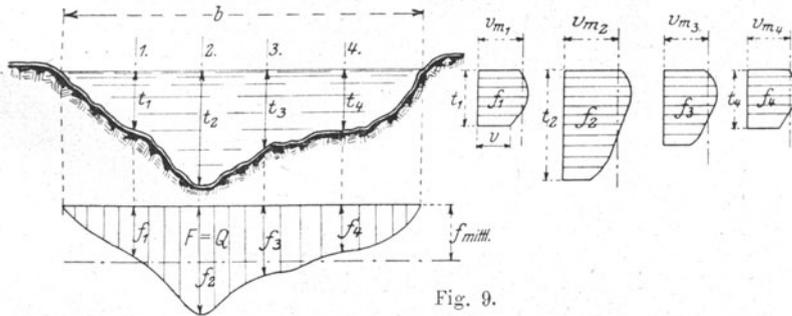


Fig. 9.

Meßlinien 1-4 beispielsweise zeigt und trägt die ermittelten v maßstäblich den Meßpunkten entsprechend auf, wodurch die Flächen f_1, f_2 usw. im Seitenriß entstehen. Diese Flächen f werden alsdann in irgendwelchem Maßstabe in den Grundriß übertragen, so daß sich hier die Fläche F ergibt. F entspricht dann der Wassermenge Q , denn es ist nämlich:

$$f = i \cdot v_{\text{mittl.}} \text{ qm/sek. } ^1)$$

$$\text{und } F = Q = b \cdot f_{\text{mittl.}} = b \cdot t_{\text{mittl.}} \cdot v_{\text{mittl.}} \text{ cbm/sek.}$$

Steht ein Planimeter zur Verfügung, so ist das Auswerten der Flächen sehr einfach, da die Flächen f und F sich sofort ablesen lassen. Sonst ist auch diese Rechnung wie die zuerst angeführte recht aufenthaltsreich. Die Messungen müssen bei größeren Flüssen stets rasch aufeinander oder an mehreren Stellen gleichzeitig erfolgen, da sich häufig die Geschwindigkeiten an den einzelnen Punkten in kurzer Zeit ändern.

D) „Schirm“-Messung.

Zu erwähnen ist hier noch eine Wassermessung, welche zwar unanwendbar ist bei Flüssen und Bächen, die aber heute vielfach Anwendung findet bei fertigen Kanälen ausgeführter Turbinenanlagen, insbesondere Versuchsanlagen. Da bei größeren ausgeführten Anlagen stets Abnahme-Bremsversuche stattfinden, da außerdem heute an vielen Orten Turbinenversuchsstationen bestehen, so sei hier noch die für solche Zwecke einfachste und genaueste Wassermessung, die Messung mittels Schirmes, kurz angedeutet. Steht also ein glatter, gemauerter Kanal von nicht zu geringer Länge zur Verfügung, so wird zunächst eine bestimmte Strecke daran abgesteckt und dann eine

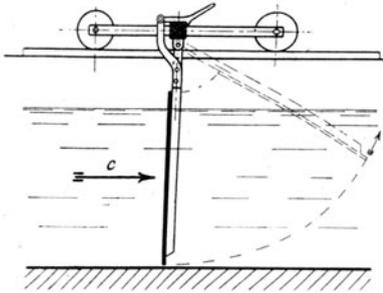


Fig. 10

beweglich aufgehängte leichte Tafel (Schirm), Fig. 10, in das Wasser eingetaucht. Da die Tafel an einem kleinen Wagen befestigt ist und sich an allen Seiten ziemlich dicht dem Kanalprofil anschließt, so wird sie sich also genau mit der Geschwindigkeit c des Wassers im Kanal bewegen. Durch Bestimmung dieser Geschwindigkeit an der abgesteckten Strecke und durch Multiplikation derselben mit dem Kanalquerschnitt läßt sich dann auf einfachste Weise die sekundliche Wassermenge bestimmen. Im Vergleich zur Messung mittels des Woltmannschen Flügels ist die hier besprochene sogar genauer, da die Geschwindigkeiten an den einzelnen Meßstellen sich, wie erwähnt, rasch ändern können, was bei der Schirmmessung ohne Belang ist. (Näheres s. Z. d. V. d. Ing. 1907, S. 627.)

¹⁾ Durch Integration erhält man $f = \int v \cdot dt$ und $Q = F = \int f \cdot db$. Jedoch sind diese Integrationen nicht durchführbar, da ja das Gesetz der Veränderlichkeit von v und f nicht bekannt ist.

3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen.

A) Wehre.

Als solche kommen in Betracht: feste und bewegliche Wehre.

Feste Wehre, d. h. gemauerte Dämme, welche das Gewässer vollständig absperrn, kommen nur da in Frage, wo durchaus keine Überschwemmungsgefahr herrscht. Man findet sie z. B. in den Talsperren, die aber ja nur zum Teil dem Zwecke der Kraftausnutzung dienen. Feste Wehre, welche nicht bis zum normalen Wasserspiegel reichen, sogenannte Grundwehre, würden wohl unter Umständen eine Hochwassergefahr ausschließen, jedoch geht durch das beinahe ständig überströmende Wasser viel Arbeit unbenutzt verloren. Man baut deshalb heute fast durchweg: vollständig bewegliche Wehre, oder auch feste Wehre mit beweglichem Aufsatz bzw. Zwischensatz.

Eine einfache Konstruktion eines beweglichen Wehres zeigt Fig. 11, ein sogenanntes Klappenwehr. Bei Hochwasser werden von einem Laufsteg aus einige Haken gelöst und die betreffenden Tafeln niedergelegt. Hiermit läßt sich schon eine vorzügliche Regulierung des Wasserstandes erzielen.

An Stelle der Klappen treten bei anderen Anlagen aufziehbare Schützen (Schützenwehr), oder man findet schließlich die Ausbildung als Trommelwehr und Sektorwehr. Eine schematische Abbildung eines **Trommel- oder Walzenwehres** zeigt Fig. 12, aus welcher die Wirkung und Bedienungsweise zu erkennen ist. Dichtungs-

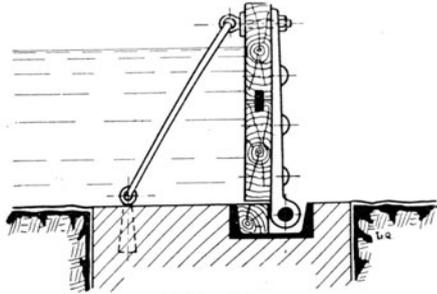


Fig. 11.

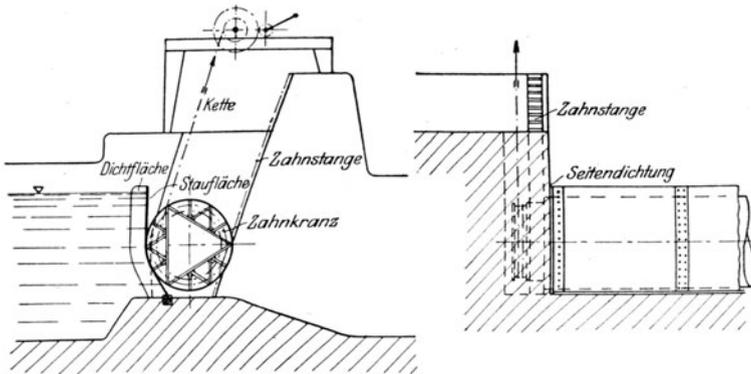


Fig. 12.

leisten am Boden und an den Seiten dichten die Walze ab, wenn sie sich unten befindet. Bei gehobener Walze ist ein ungehämmerter Wasserdurchfluß gewährleistet. Fig. 13 zeigt ein **Sektorwehr**, welches durch Veränderung des Auftriebes gehoben und gesenkt wird und bei der Wasserkraft- und Schleusenanlage an der Weser bei Hemelingen¹⁾ Verwendung gefunden hat. Bei Niederlegung des Wehres ist ein vollkommen ungehinderter Durchgang vorhanden und bei starkem Eisgang ist es möglich, das Eis abtreiben zu lassen, ohne den Oberwasserspiegel senken zu müssen, wie dies beim Trommelwehr nötig wird.

Größere Anlagen an Flüssen, besonders an solchen, die zur Flößerei, zum Fischfang oder gar zur Schifffahrt dienen, erfordern natürlich vorheriges Studium der betreffenden Verhältnisse! Eine derartige

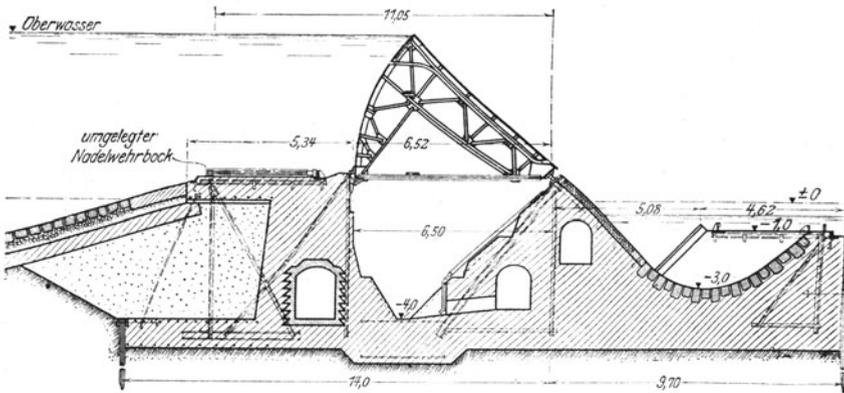


Fig. 13.

Anlage ist im Grundriß in Fig. 14 dargestellt und gehört zu einer Wasserkraftanlage in Gersthofen am Lech.²⁾ Das eigentliche Wehr ist ein festes Wehr, welches mit Kiesschleuse, Floßschleuse und einem Fischpasse versehen ist. Ferner zeigt der Grundriß eines großen Wasserkraftwerkes bei Kykkelsrud am Glommen (Norwegen)³⁾ in Fig. 15 die Wehr- und Grabenanlage als Beispiel, wie sie dem Gelände entsprechend ausgeführt werden mußte. In Fig. 15 unten befindet sich zur Absperrung der früheren Wasserfälle ein festes Überfallwehr, welches bis zu der im Flusse liegenden Insel reicht. Der zweite Flußlauf an der alten Mühle ist dagegen durch ein Wehr abgeschlossen, welches eine 15,5 m breite Floßgasse und einen Fischpaß besitzt.

Schließlich stellt Fig. 16 ein ganz aus Schützen gebildetes Wehr dar, welches von Gebr. Benckiser, Pforzheim, ausgeführt wurde. Es ist hier in der Mitte das eigentliche Wehr zu sehen, rechts eine Floßschleuse, links die Einlaßschütze für den Obergraben.

¹⁾ Vgl. Z. d. V. d. Ing. 1916, S. 81f.

²⁾ Nach Meyer, Z. d. V. d. Ing. 1903, S. 1033.

³⁾ Nach Kinbach, Z. d. V. d. Ing. 1904, S. 584.

B) Offene Zuleitungen zu Kraftanlagen. — Berechnung des Sohlengefälles.

Wie in Abschnitt I erwähnt wurde, soll ein Wassergraben kein größeres Gefälle erhalten, als zur Beibehaltung einer bestimmten Zulaufgeschwindigkeit c unbedingt notwendig ist, damit an der Kraftmaschine selbst ein möglichst großes Nutzgefälle erhalten bleibt.

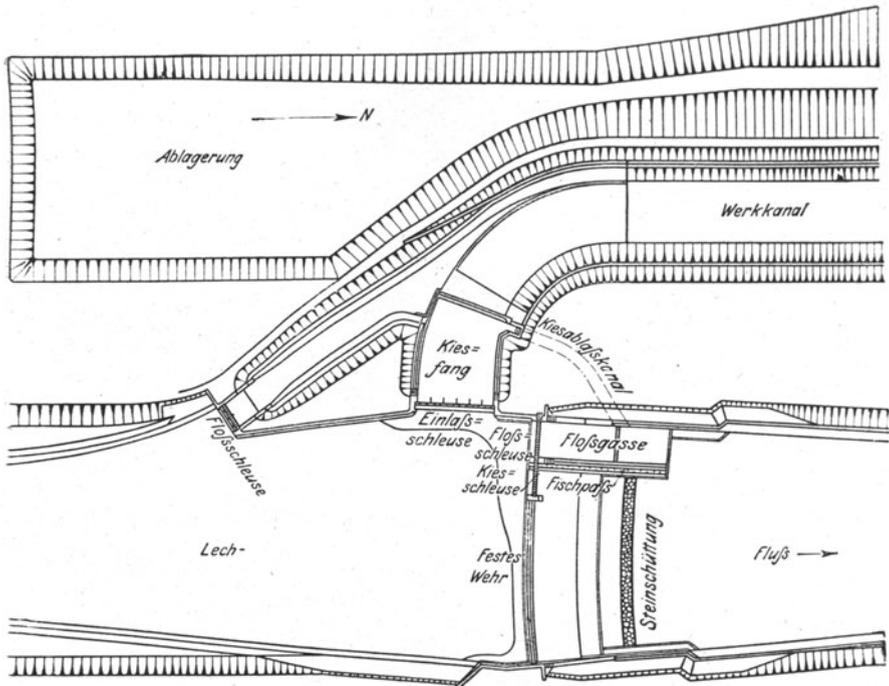


Fig. 14. Grundriß der Wehranlage zum Elektrizitätswerk Gersthofen a. Lech. Maßstab 1:2500 d. N. Oberkanal 3 km lang. $H = 10$ m. 5 Turbinen zu je 1500 P. S.

Die Geschwindigkeit ist natürlich auch abhängig von der Bodenbeschaffenheit des Kanals. Sie darf z. B. im höchsten Falle betragen:

- $c = 0,1$ m/sek bei schlammiger Erde,
- $c = 0,25$ „ „ toniger Erde,
- $c = 0,6$ „ „ Sand mit Ton,
- $c = 1,25$ „ „ Kiesbettung,

«lageden kann c beliebig groß sein bei gemauertem Boden.

Man wählt nun zur Vermeidung von Gefällverlust auch bei glattensten Wandungen zweckmäßig nicht mehr als:

$$c = 1 \text{ m/sek.}$$

Zur Erzeugung dieser bzw. der gewählten Geschwindigkeit c muß nun der Wasserlauf ein gewisses **Gefälle** erhalten, welches dann auch

der Kanalsohle gegeben wird. Nach Angabe von Professor Pfarr ist die Berechnung dieses Gefälles z. B. durch folgende (Bazinsche) Formel zu erzielen:

$$h^{0/00} = \alpha \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{s}{F}\right) \cdot \frac{s}{F} \cdot c^2.$$

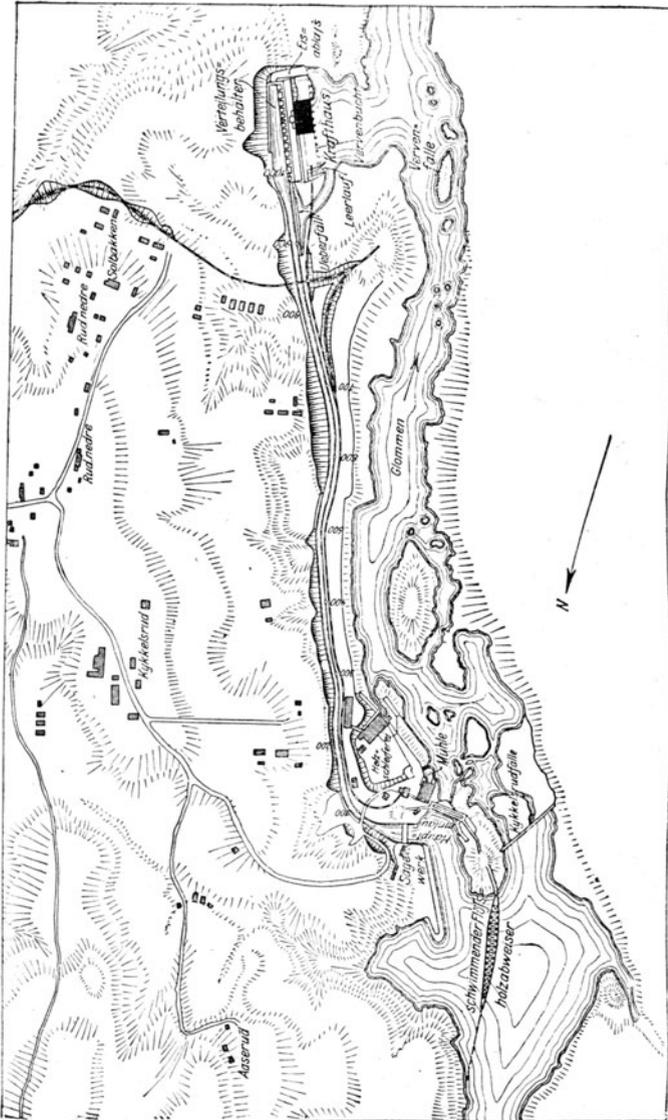


Fig. 15. Grundriß des Kraftwerkes bei Kykkelsrud a. Glommen (Norwegen).
 Maßstab 1 : 10000 d. N.
 Olorkanal 1 km lang, $H = 18$ m. Turbinenanlage mit insgesamt 30 000 P. S.



Fig. 16. Schützenwehr, ausgeführt von Gebr. Benckiser (jetzt W. Luig, Illingen). 5 Tafeln zu 4 m Breite und 1,35 m mittlerer Stauhöhe.

Die Gefällhöhe h in Metern bezieht sich also auf 1000 m Grabenlänge. — s ist der sogenannte benetzte Umfang in Metern (s. Fig. 17). — F ist der Querschnitt des Wasserlaufes in qm. Die Koeffizienten sind:

	α	β
Für glatteste Wandungen	0,15	0,03
„ behauene Steine	0,19	0,07
„ Bruchsteine	0,24	0,25
„ Kiesbettung	0,28	1,25

Aus der Formel ersieht man, daß das zu gebende Gefälle vor allem von der Geschwindigkeit c abhängt, d. h. im Quadrate derselben wächst. Dann aber ist der Bodenbeschaffenheit des Kanals wegen der Reibung an den Wandungen durch die Koeffizienten α und β Rechnung zu tragen, und schließlich spielt das Verhältnis $\frac{s}{F}$ eine Rolle, d. h. der Kanal

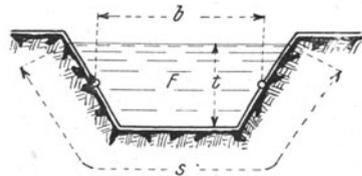


Fig. 17.

würde am wenigsten Gefälle verbrauchen, bei welchem $\frac{s}{F}$ den kleinsten Wert annimmt. — Zur Wasserführung wäre demnach ein gemauerter glatter Kanal mit halbrundem Profil am zweckmäßigsten, ein Profil, welches aber nur bei kleinen Kanälen anzuwenden ist. Meist wird man Trapezquerschnitt ausführen, und es wäre hierbei wiederum darauf zu sehen, daß $\frac{s}{F}$ den kleinsten Wert annimmt. Dies wird erreicht, wenn die Tiefe t ungefähr gleich der halben mittleren Breite b gewählt wird (s. Fig. 18 und 19), wie sich durch

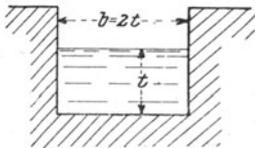


Fig. 18.

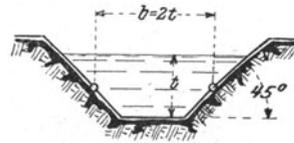


Fig. 19.

Rechnungsbeispiele leicht nachweisen läßt. Ferner nimmt $\frac{s}{F}$ ganz wesentlich ab, wenn die Abmessungen überhaupt zunehmen.

Das Verhältnis $\frac{s}{F}$ beträgt:

bei dem rechteckigen Querschnitt Fig. 18 $\frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{2}{b}$,

bei dem trapezförmigen „ Fig. 19 $\frac{s}{F} = \frac{1}{t} + 1,82 \frac{1}{b}$.

Beispiel: Es sind 6 cbm/sek Wasser in einem Obergraben von $2\frac{1}{2}$ km Länge zu führen. — Welche Gefällhöhe wird zu dieser Wasserführung verbraucht, wenn günstigster Trapezquerschnitt von $t \cong \frac{b}{2}$ angenommen wird und die Wassergeschwindigkeit $c = 0,8$ m/sek durchschnittlich betragen soll? Der Kanal erhält Kiesbettung. Es wäre:

$$F = \frac{6}{0,8} = 7,5 \text{ qm.}$$

Da $t \cong \frac{b}{2}$ sein soll, so wird $F = t \cdot b = \frac{b^2}{2}$ (s. Fig. 19) und $b = \sqrt{2 \cdot F} = \sqrt{15} = 3,9$ m, somit $t = 1,95$ m.

$$\text{Nun ist } \frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{1,82}{b} = \frac{1}{1,95} + \frac{1,82}{3,9} = 0,98.$$

Ferner ist aus der Tabelle $\alpha = 0,28$ und $\beta = 1,25$, also:

$$h^{0/100} = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,98) \cdot 0,98 \cdot 0,8^2 = 0,4 \text{ m.}$$

Auf die ganze Obergrabenlänge von $2\frac{1}{2}$ km gehen also 1 m an Gefälle verloren.

Vielfach ist jedoch das Grabenprofil allein vom Gelände abhängig. Die Fig. 20, 21 und 22¹⁾ zeigen z. B. verschiedene Schnitte durch den Obergraben einer Wasserkraftanlage in Jajce, Bosnien. Der 3 km lange Kanal ist teils als Tunnel (Fig. 20), teils in Felsen eingesprengt (Fig. 21) und teils als Holzgerinne, welches auf Mauerwerk

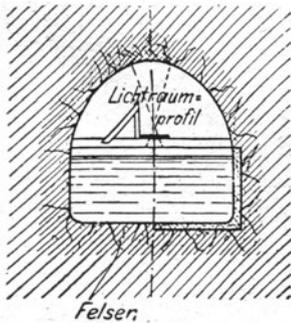


Fig. 20.

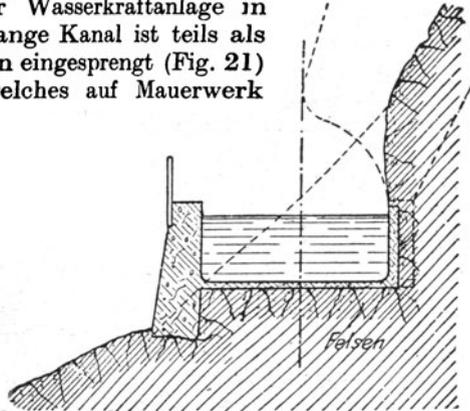


Fig. 21.

oder Pfostenwerk ruht (Fig. 22), ausgeführt. (Benetzter Querschnitt $1,5 \cdot 4$ m.)

Ähnlich wie hier muß natürlich in allen Fällen, wo lange Gräben durch gebirgiges Gelände zu führen sind, das Profil sich ganz den Umständen anpassen. Bei der in Fig. 15 im Grundriß dargestellten norwegischen Anlage hat beispielsweise der Kanal größtenteils den in

¹⁾ Nach Reichel, Z. d. V. d. Ing. 1900, S. 1350 (8 Turbinen zu je 1000 P. S.).

Fig. 23 dargestellten Querschnitt. Er ist in das abfallende Felsengelände vollkommen eingesprengt und erhielt daher die Gestalt eines stehenden Rechteckes, wobei zur Verringerung der Herstellungskosten ein so kleiner Querschnitt gewählt wurde, daß das Wasser mit der unverhältnismäßig hohen Geschwindigkeit von $2,5 \div 3$ m/sek hindurchfließen muß, wodurch natürlich viel Gefälle verloren geht.

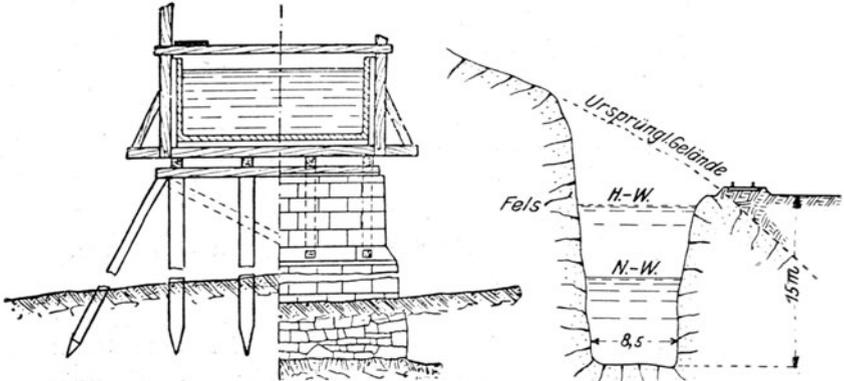
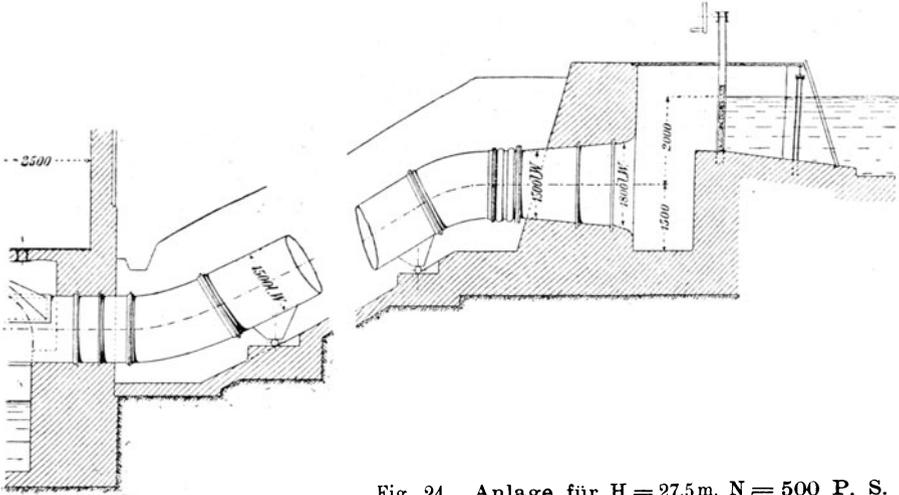


Fig. 22.

Fig. 23.

C) Rohrleitungen.

Sind größere Gefälle vorhanden, so muß an Stelle des offenen Kanals eine Rohrleitung treten. Eine solche ist in Fig. 24 dargestellt. Das Rohr ist mit Kompensationsstück versehen und auf Rollen gelagert, damit Ausdehnungen möglich sind. Die feste Unterstützung

Fig. 24. Anlage für $H = 27,5$ m. $N = 500$ P. S.

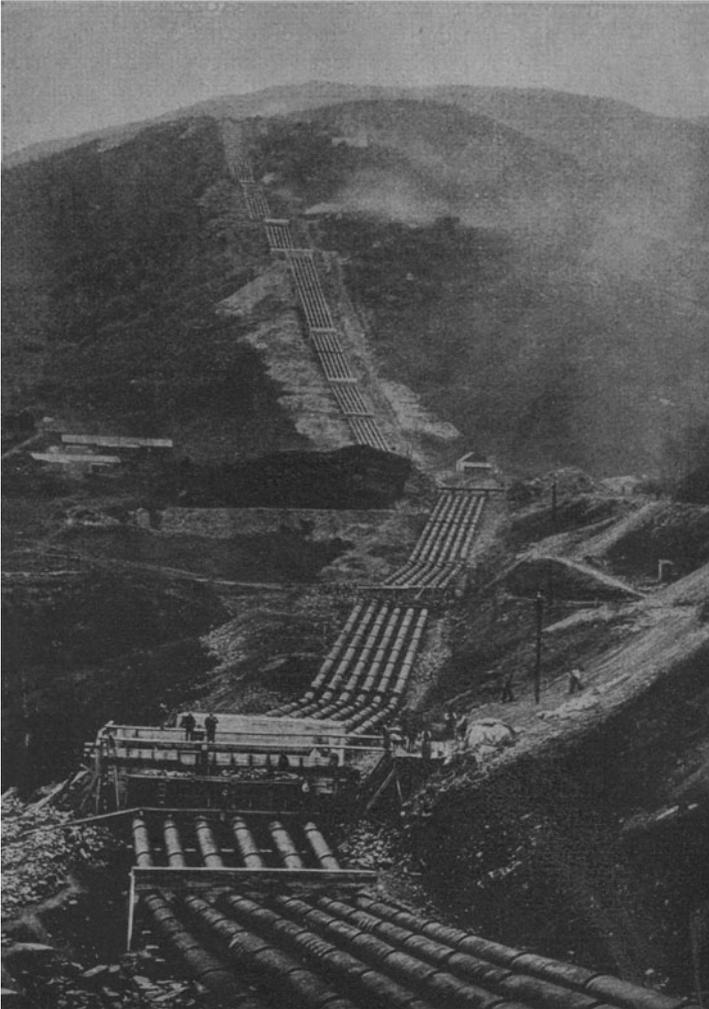


Fig. 25. Rohrleitung von 2 km Länge. ($H = 290$ m, $N = 30000$ P. S.)

geschieht im Sockel des Maschinenhauses und oben am Einlauf, dem sogenannten Wasserschloß. Letzteres zeigt die übliche Ausrüstung durch Schütze, Rechen und Kiesfang. Bei größeren Anlagen werden das Einlaufbecken sowie alle dort befindlichen Teile zweckmäßig überdacht.

Welche Entfernungen durch solche Rohrleitungen mitunter zu überbrücken sind, zeigt Fig. 25, welche die 2000 m langen Turbinen-

leitungen für eine Anlage im schottischen Hochland darstellt. Die Rohrleitung wurde von der deutschen Ferrum-A.-G., Oberschlesien, gebaut. Die einzelnen Rohre sind autogen geschweißt, haben 6 m Länge und 1 m Durchmesser, die Wandstärken sind den hydrostatischen Drücken entsprechend ($H = 290$ m) oben 10, unten 22 mm. Natürlich ist bei derartigen Rohrleitungen einerseits auf eine sorgfältige Lagerung

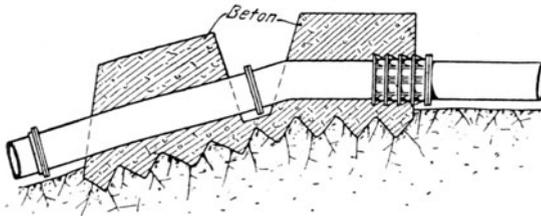


Fig. 26.

und Verankerung, andererseits auf eine genügende Ausdehnungsmöglichkeit zu sehen. Zu dem Zwecke sind die auf Fig. 25 zu erkennenden Verankerungen in Betonklötzen gewählt, wie ein solcher für einen Knickpunkt in Fig. 26 dargestellt ist. Die Beweglichkeit der Rohrleitung, besonders diejenige in Achsenrichtung, ist gewährleistet durch die Hochdruck-Muffenverbindung Fig. 27, welche sich gut bewährt hat und weitere Kompensationsvorrichtungen erspart.

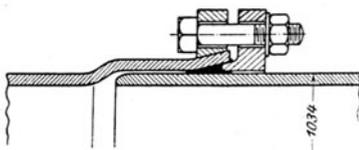


Fig. 27.

Die Dichtung geschieht hier durch eine mit Fett getränkte Hanfschnur. Flanschverbindungen sind nur an den Krümmern und Fixpunkten vorhanden.

Am Ende des Rohres, unmittelbar an der Turbine, ist bei großen Gefällhöhen ein Sicherheitsventil erforderlich, welches bei plötzlichem Abstellen der Turbine das Wasser vorübergehend ausströmen läßt, damit nicht durch den auftretenden Wasserstoß ein Rohrbruch entsteht. (Vgl. auch später Kapitel IV.)

Die **Berechnung von Rohrleitungen** geschieht in der Hauptsache wie folgt:

Unter Annahme einer bestimmten Geschwindigkeit des Wassers im Rohre von $c = 1 \div 3$ m sek, erhält man den Rohrquerschnitt:

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c} \text{ qm.}$$

Die Wandstärke δ ist auf Zugfestigkeit zu berechnen, und zwar bei großen Gefällhöhen dem jeweiligen Wasserdruck p entsprechend, verschieden oben und unten, aus der einfachen als bekannt vorauszusetzenden Gleichung:

$$D \cdot p = 2 \cdot \delta \cdot k_z,$$

worin D und δ in cm, p in kg/qcm zu setzen ist.

Die infolge der Rohrreibung auftretende Widerstandshöhe h_w (vgl. S. 5.) ist zu berechnen aus:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{c^2}{2g},$$

worin alle Größen in m einzusetzen sind. Es steigt also der Verlust mit der Rohrlänge l und im Quadrat der Geschwindigkeit, nimmt aber ab mit dem Rohrdurchmesser. Der Koeffizient λ ist natürlich ein Versuchswert. Er hat sich als schwankend herausgestellt und wird am besten bestimmt aus der von Weisbach stammenden Formel:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{c}}.$$

Zu der Verlusthöhe h_w kämen unter Umständen noch geringe Gefällverluste in Rohrkrümmern und Abzweigstellen. Ob dann ein engeres und billigeres Rohr (mit entsprechend großem h_w) oder ein weites und teures Rohr mit geringem Gefällverlust in einem bestimmten Fall vorzuziehen ist, können nur wirtschaftliche Gesichtspunkte entscheiden.

4. Schützen und Rechen.

A) Schützen.

Als aufziehbares Wehr für Wasserkraftanlagen benutzt man die Schütze. Die ältere Ausführung bestand aus einer Holztafel, die in einem Gerüste durch einen hölzernen Windebaum auf und ab bewegt wurde. Neuere Schützen, wie eine solche in Fig. 28 z. B. dargestellt ist, bestehen aus einem kräftigen Gerüste aus Walzeisen, welches vor allem eine gute Führung der Tafel gestatten muß. Die Tafel ist meist aus starken, mit Nut und Feder gedichteten Holzbohlen zusammengesetzt. Zum Aufwinden dienen in der Regel zwei Zahnstangen, die durch Zahnritzel und Schneckengetriebe angetrieben werden, wie Figur (S. 22) zeigt.

Vielfach wird der Antrieb auch durch zwei Schneckengetriebe nach Art der Fig. 29 bewirkt. Es heben sich bei dieser Anordnung die Achsialdrucke infolge der links- und rechtsgängigen Schnecken gegenseitig auf, so daß das sonst erforderliche Spurlager wegfällt. Die Zahnstange besteht in der Regel aus Flacheisen mit eingieteteten Bolzen, wie Fig. 30 angibt. Die Verzahnung ist also als sogenannte Triebstockverzahnung auszuführen.

Zur Berechnung einer Schütze wird am besten das Belastungsschema der Tafel aufgetragen, wie in Fig. 31 dargestellt ist. Steht das Wasser hinter derselben h m hoch, so wäre der Druck auf den untersten Punkt der Tafel ebenfalls gleich h in Meter Wassersäule. Der Gesamtdruck P in horizontaler Richtung gegen die Tafel ergibt sich alsdann aus dem Inhalte des gleichschenkeligen Dreiecks und der Tafelbreite b in Meter zu

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{h^2}{2} \cdot b \right) \text{ kg.}$$

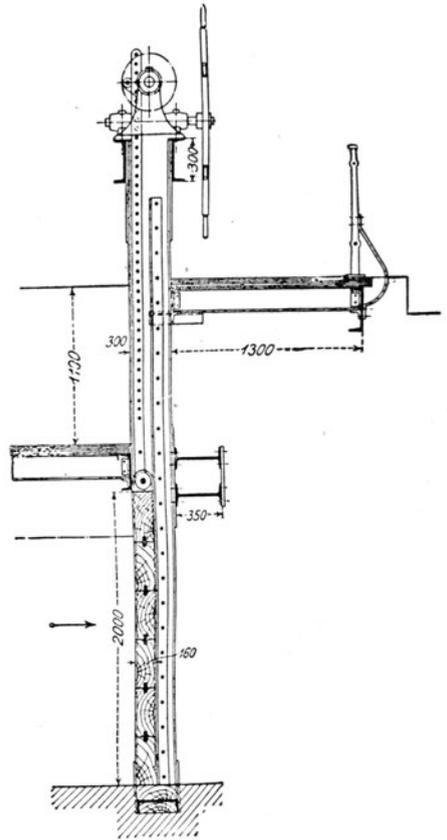
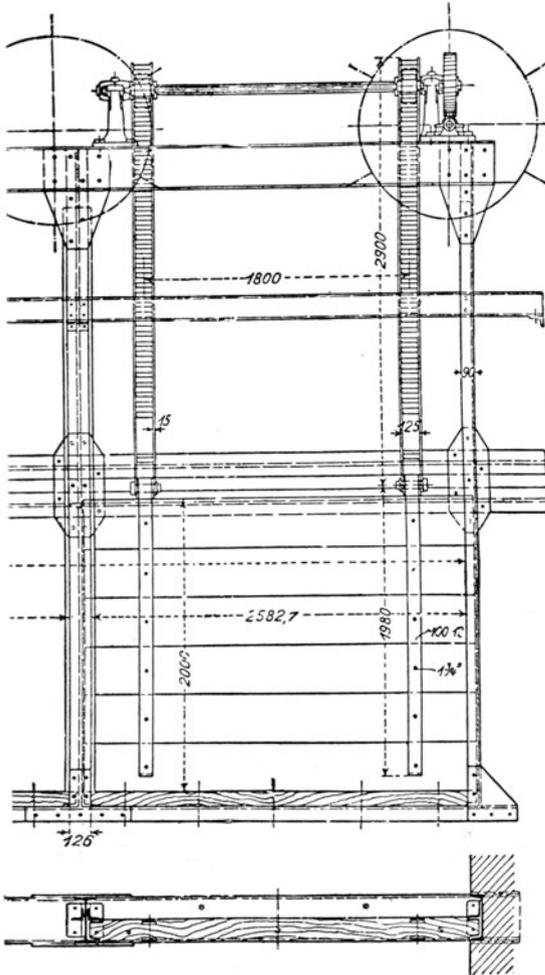


Fig. 28. Haupteinlaßschütze von 3 Tafeln zur Kraftanlage Jajce, Bosnien. Erbaut von Ganz & Co., Budapest.

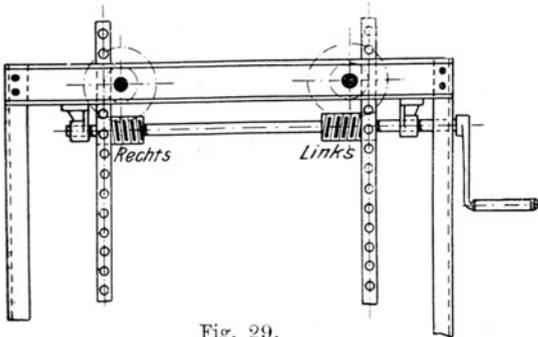


Fig. 29.

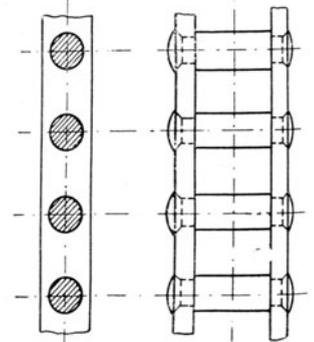


Fig. 30.

Will man die Bohlen berechnen, so ist zu beachten, daß die unterste natürlich am stärksten belastet ist und demnach allein auf Biegung mit gleichmäßig verteilter Last (s. Fig. 31) zu berechnen wäre. Die Belastung würde hier entsprechend der oben angeführten Gleichung betragen:

$$P_1 = 1000 (h_1 \cdot a \cdot b) \text{ kg.}$$

Bei hohen Tafeln kann man dann die obersten Bohlen schwächer halten.

Bei Berechnung der Schützenzüge ist besonders die Reibung der Tafel in der Führung in Rücksicht zu ziehen. Man muß

dabei beachten, daß die Konstruktion allen Witterungseinflüssen ausgesetzt ist, so daß man einen hohen Reibungskoeffizienten $\mu = 0,3$:- $0,5$ annehmen muß. Da beim Ablassen, wenigstens gegen Ende der Bewegung, sowohl dieser Reibungswiderstand wie auch der Auftrieb zu überwinden sind, so müssen die Zahnstangen wegen ihrer großen Länge auf Knickung berechnet werden, und zwar mit einer Belastung

$$Q = \mu \cdot P + \text{Auftrieb} - \text{Tafelgewicht.}$$

Dabei sind außerdem die ungünstigsten Umstände ins Auge zu fassen, da durch geringe Steigerung der Höhe h die Belastung P eine bedeutende Änderung erfahren kann.

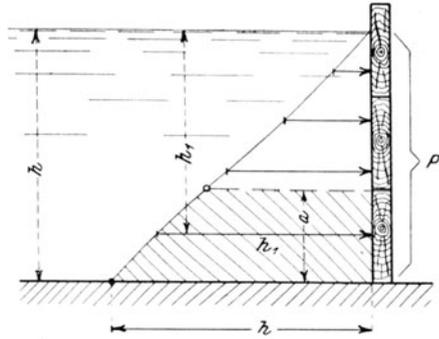


Fig. 31.

Beispiel: Bei Normalwasser betrage $h = 1,7$ m. Das ergibt bei 3 m Tafelbreite einen Horizontaldruck von:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{1,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 4320 \text{ kg.}$$

Steigt bei Hochwasser jedoch der Wasserspiegel nur um 1 m an, so wird nun:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{2,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 12100 \text{ kg.}$$

d. h. ungefähr dreimal so groß als vorhin.

Da der Auftrieb schwer zu bestimmen ist, so rechnet man wohl der Einfachheit halber so, daß sich Eigengewicht und Auftrieb bei dieser Holztafel gerade aufheben.

Bei $\mu = 0,4$ in der Führung ergibt sich somit eine Belastung in beiden Zahnstangen von zusammen:

$$Q = 12100 \cdot 0,4 = 4840 \text{ kg.}$$

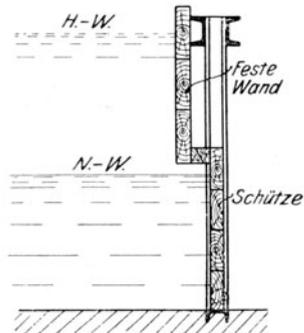


Fig. 32.

Um bei solchen Verhältnissen keine unnötig hohe Schützenkonstruktion zu erhalten und um den Gesamtdruck etwas zu verringern, bringt man vor der eigentlichen Schützentafel eine feststehende Hochwasserschutzwand an, wie Fig. 32 zeigt. Bei herabgelassener Schütze dichtet ein keilartiges Verschlussstück die Trennungsfuge fast vollkommen ab.

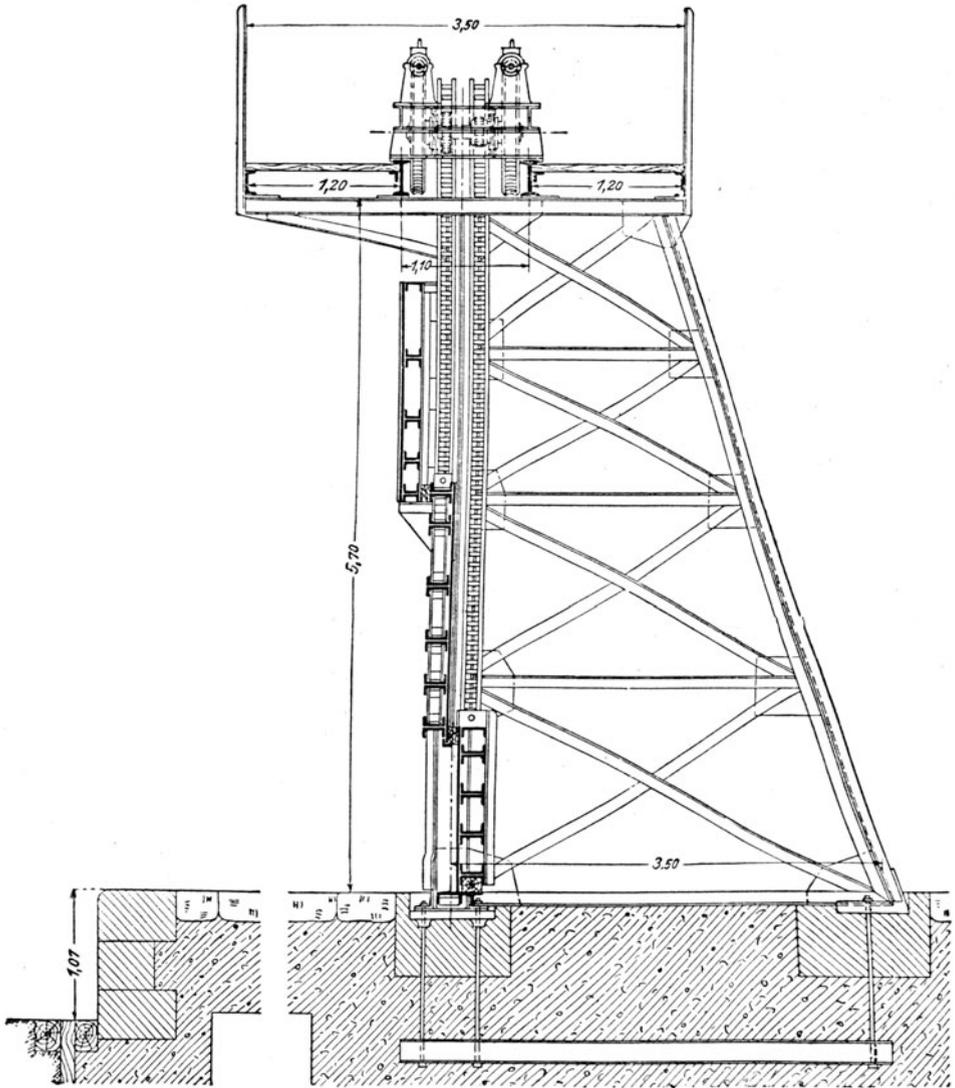


Fig. 33. Haupteinlaßschütze beim Elektrizitätswerk Wangen a. Aare (Aargau). (5 Tafeln von je 5 m Breite.) Oberkanal 8,5 m lang. $H = 8,4$ m. 7 Turbinen von je 1500 P. S.

Eine derartige große Haupt-Einlaßschütze mit Schutzwand, wie sie für die Anlage zum Elektrizitätswerk Wangen a. Aare ausgeführt wurde, ist in Fig. 33¹⁾ dargestellt.

Die Tafeln bestehen hier aus versteiften Blechwänden und sind wegen ihrer Schwere zweiteilig gemacht. Es wird jede Tafel für sich durch zwei Zahnstangen bewegt, wie aus der Figur hervorgeht, während die obere Tafel als Schutzwand feststeht.

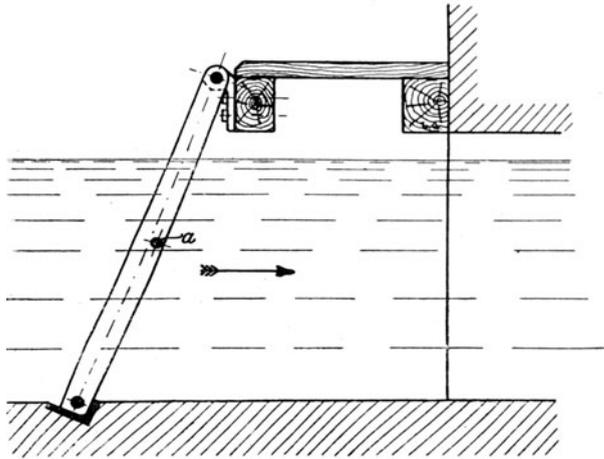


Fig. 34.

Eine Gesamtanordnung mehrerer Schützen ist außerdem aus der früheren Fig. 16 zu entnehmen.

Einlaßschützen an der Maschinenkammer selbst müssen so angebracht sein, daß sie leicht erreichbar sind, damit bei Gefahr ein rasches Abstellen möglich ist. Am besten legt man dieselben daher ins Gebäude selbst, oder aber

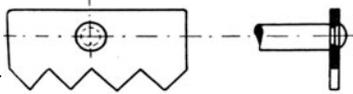


Fig. 36.

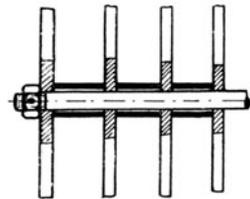


Fig. 35.

man verlegt ein Handrad zu ihrer Bedienung dorthin, wie dies z. B. aus der späteren Fig. 127 ersichtlich ist.

B) Rechen.

Wie bei Erläuterung der allgemeinen Anlage Fig. 1 bereits erwähnt wurde, sind bei jeder Wasserführung einige sogenannte Rechen erforderlich, welche Verunreinigungen des Wassers fernhalten sollen.

Am Einlauf in den Obergraben befindet sich zunächst meist ein Grobrechen oder Eisrechen, welcher Treibholz, Eis und dergleichen abweisen soll. Dieser ist dem Zwecke entsprechend genügend schwer auszuführen und besteht daher vielfach aus Eisenbahnschienen, die im Abstände von 30 ÷ 50 cm eingerammt sind. Mitunter wird dieser

¹⁾ Nach Meyer, Z. d. V. d. Ing. 1906, S. 720.

Rechen durch eine schwimmende Gitterkonstruktion ersetzt, wie z. B. auf Fig. 15 zu erkennen ist.

Vor der Turbinenkammer ist ein sogenannter Feinrechen erforderlich, welcher aus Flacheisen besteht, wie in Fig. 34 und 35 dargestellt ist. Je nach Beschaffenheit des Wassers wird ein Abstand zwischen den Flacheisen von 100 bis 20 mm herunter gewählt. Die Ver-

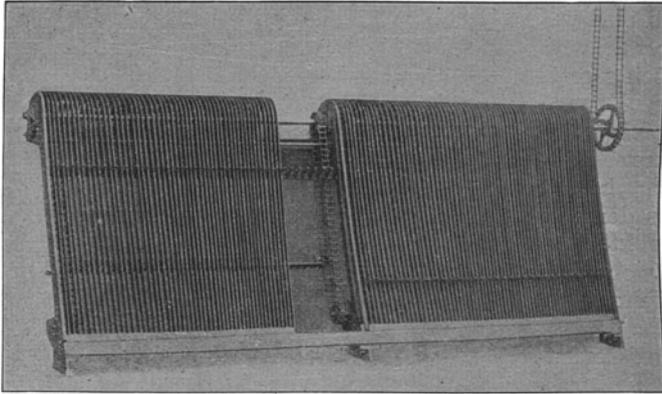


Fig. 37.

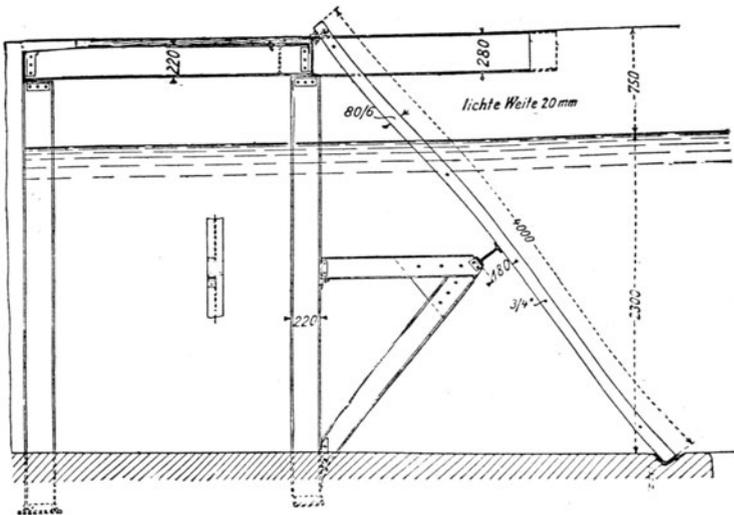


Fig. 38.

bindung der einzelnen Stäbe wird durch Schraubenbolzen hergestellt und der richtige Abstand der einzelnen Maschen gewöhnlich durch Gasrohrstücke gewahrt, wie dies aus Fig. 35 hervorgeht. Alle Zwischen-

verbindungen, wie z. B. bei *a*, Fig. 34, müssen einseitig nach unten zu liegen, damit der Rechen mit einem Blechkamm (Fig. 36) geputzt werden kann, was besonders bei engen Rechen häufig zu geschehen hat. Wie wichtig das fortwährende Reinigen ist, geht aus dem Umstande hervor, daß Anlagen, welchen meist nur verunreinigtes Wasser zur Verfügung steht, manchmal Rechen mit dauernder mechanischer Reinigung erhalten, in einer Ausführung, wie sie z. B. durch Fig. 37 zur Darstellung gebracht ist.

Die Berechnung der Rechen hat auf Biegung zu erfolgen, da dieselben sich immerhin zusetzen können und dann eine dichte Wand bilden würden. Die Belastung ist in derselben Weise dann aufzutragen, wie bei den Schützentafeln durch Fig. 31 erläutert war. Rechen von großer Bauhöhe erhalten mit Rücksicht auf diese, unter Umständen sehr große Belastung eine Zwischenkonstruktion, wie in Fig. 38 beispielsweise gezeigt ist. Es ist dies der Feinrechen für die früher erwähnte Kraftanlage in Jajce.

Die Feinrechen werden am besten schräg vor der Turbinenkammer, und zwar in einem gewissen Abstände vor der Einlaßschütze eingebaut, wie dies aus der Anlage Fig. 1 hervorgeht. Diese Schrägstellung hat den Zweck, beim Öffnen der Leerlaufschütze dem Wasser die Richtung dorthin zu weisen, wie auch den Rechen bei dieser Gelegenheit von anhängenden Verunreinigungen durch die Spülung zu befreien.

Zweites Kapitel.

Allgemeines über Turbinen.

5. Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen.

Man unterscheidet bei den Wasserkraftmaschinen: Wasserräder und Turbinen.

Während bei den Wasserrädern Arbeit hauptsächlich durch das Wassergewicht in den einzelnen Schaufelkammern geleistet wird, indem diese sich im Sinne der Raddrehung fortbewegen (Kap. VI), kommt das Wasser in Turbinen dadurch zur Wirkung, daß es in sogenannten Leitrad-schaukeln eine bestimmte Richtung und Geschwindigkeit erhält, dann aber in den Schaufeln des Laufrades diese Geschwindigkeit in Größe und Richtung verändert wird. (S. hierüber unter Abschnitt 6 bis 8.)

Die Forderungen, welche die Neuzeit an gute Wasserkraftmaschinen stellt, sind nun folgende:

1. Jede gegebene Gefällhöhe (und jede vorhandene Wassermenge) muß durch sie ausgenutzt werden können.

2. Die Ausnutzung muß unter hohem Wirkungsgrade erfolgen, und zwar auch bei schwankenden Wasserverhältnissen, damit sich die Anlage in jedem Falle lohnt.

3. Ihre Welle muß sowohl horizontal wie auch vertikal gelagert werden können, je nachdem es der unmittelbare Anschluß an Triebwerke oder Dynamomaschinen erfordert.

4. Ihre Umdrehungszahl muß sich so hoch wie irgend möglich steigern lassen, damit ein möglichst leichtes Triebwerk erzielt wird.

5. Sie müssen gut regulierbar sein, damit sie z. B. zum Betriebe von Elektrizitätswerken in gleicher Weise wie Dampfmaschinen geeignet sind.

6. Alle ihre wichtigen Teile, besonders die zur Regulierung und Lagerung, müssen gut zugänglich sein.

Betrachten wir in der Folge die verschiedenen Arten der Wasserkraftmaschinen nach diesen sechs Forderungen, so werden wir leicht erkennen, daß einige Turbinen denselben in hohem Maße genügen, daß aber Wasserräder ungeeignet sind, besonders wegen ihrer Schwerfälligkeit.

Einteilung der Turbinen.

Man unterscheidet in bezug auf die Richtung der sogenannten „Beaufschlagung“:

- a) Achsialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in Achsenrichtung) (Fig. 39);
- b) Radialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in radialer Richtung, Ausfluß jedoch beliebig) (Fig. 40).

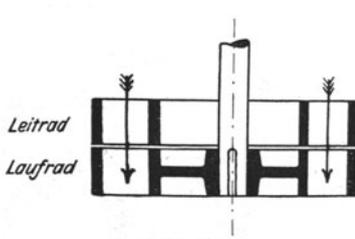


Fig. 39.

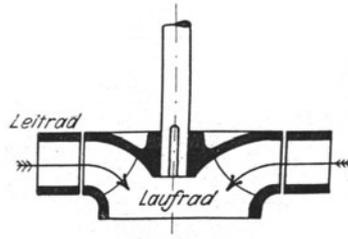


Fig. 40.

In bezug auf die Wirkungsweise des Wassers unterscheidet man dagegen:

- a) Überdruckturbinen (auch Reaktionsturbinen genannt.)
- b) Strahlsturbinen, (auch Druck- oder Aktionsturbinen genannt.)

Beide können sowohl radial wie auch achsial beaufschlagt werden; sie unterscheiden sich aber grundsätzlich voneinander, wie folgt:

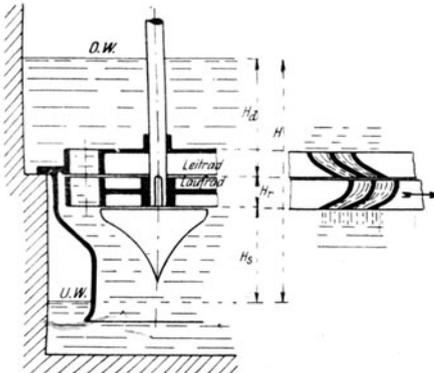


Fig. 41.

Überdruckturbine.

1. Über und unter dem Lauftrad herrscht ein Druckunterschied (Überdruck).

2. Das Wasser besitzt beim Übertritt in das Lauftrad neben kinetischer Energie auch noch potentielle Energie. (Vgl. Abschnitt 7.)

3. Bei Bewegung des Wassers durch die Schaufelkammern des Lauftrades, welche hier vollständig mit Wasser angefüllt sind, tritt infolge des Überdrucks eine Beschleunigung auf. Es wird also noch in der Schaufel potentielle Energie in kinetische umgewandelt. Der austretende Wasserstrahl übt dann auf die Schaufelkammern eine „Reaktion“ aus, deren wagerechte Komponente Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 8 B.)

4. Als äußeres Merkmal tritt hinzu: Das Lauftrad befindet sich in der Regel durch ein „Saugrohr“ in Verbindung mit dem Unterwasser.

5. Dadurch: Ausnutzung des gesamten Gefälles H , teils durch Druck-, teils durch Saugwirkung.

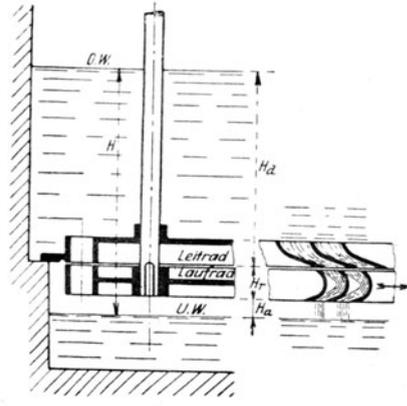


Fig. 42.

Strahltrieb.

1. Über und unter dem Lauftrade herrscht gleicher Druck, und zwar in der Regel der Druck der äußeren Atmosphäre.

2. Das Wasser besitzt beim Eintritt in das Lauftrad lediglich kinetische Energie. (Vgl. Abschnitt 7.)

3. Ein freier Wasserstrahl fließt, die Schaufelrückwand nicht berührend an den Lauftradschaufeln entlang, wird abgelenkt und äußert auf die Schaufelbleche selbst einen Ablenkungsdruck aus, welcher hier zur Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 8 B.)

4. Als äußeres Merkmal tritt hinzu: Das Lauftrad darf nicht mit dem Unterwasser in Berührung kommen, sondern muß stets freihängen.

5. Dadurch: Ausnutzung in der Regel nur von H_d . Die Höhen H_r und H_a sind verloren.

6. Anwendung dieser Turbinenart daher besonders bei kleineren und mittleren Gefällhöhen.

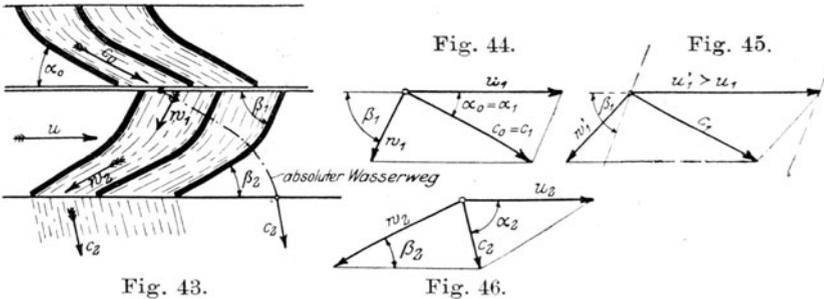
6. Anwendung dieser Turbinenart daher besonders bei großen Gefällhöhen, weil hierbei dann die Verlusthöhe $H_r + H_a$ keine große Rolle spielt.

6. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen.

In Fig. 41 war eine achsiale Überdruckturbine schematisch dargestellt. Bei der Betrachtung der Wasserbewegung ergibt sich nun folgendes:

Der Oberwasserkammer fließt durch einen seitlichen (hier nicht angedeuteten) Zufluß ständig Wasser zu, der Abfluß aus der Unterwasserkammer erfolgt ebenfalls gleichförmig, so daß die Wasserspiegel auf konstanter Höhe bleiben und auch die einzelnen Höhen H , H_d , H_s usw.¹⁾ ihre bestimmte Größe beibehalten. Sieht man von der verhältnismäßig geringen Wassergeschwindigkeit in der Oberwasserkammer ab, so muß nun das Wasser zunächst unter Einfluß der Druckhöhe H_d im Leitrade eine bestimmte Geschwindigkeit annehmen, die beim Austritt aus dem Leitrade c_0 m pro sek betragen soll. Natürlich stellt c_0 eine absolute Geschwindigkeit dar, und ihre Richtung fällt, wie Fig. 43, 44 zeigen, mit der Richtung der Leitschaufeln ($\sphericalangle \alpha_0$) zusammen.

Mit c_0 strömt also das Wasser aus dem Leitrade, vor welchem sich das Laufrad, falls man den normalen Betrieb ins Auge faßt, hier mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 vorbeibewegt. Beim Übertritt des Wassers in das Laufrad ergibt sich somit eine Relativgeschwindigkeit w_1 , die nach den grundlegenden Sätzen der Mechanik durch



Zerlegung der absoluten Geschwindigkeit $c_1 = c_0$ in zwei Komponenten u_1 und w_1 zu ermitteln ist. Soll der Übertritt des Wassers in das Laufrad „stofffrei“ erfolgen (wie es auch stets von der Praxis verlangt wird), so muß nun w_1 in die Richtung des Schaufelbleches ($\sphericalangle \beta_1$) fallen.

¹⁾ Die Bezeichnungen für die Höhen und Geschwindigkeiten wurden nach den Vorschlägen von Prof. Camerer, welche jetzt allgemein eingeführt sind, gewählt.

Fällt dagegen w_1 nicht mit der Richtung der Schaufel zusammen, so erfolgt der „Eintritt unter Stoß“ wie folgt: Würde z. B. durch Entlastung der Turbine die Umlaufzahl steigen, d. h. also u_1' größer als normal werden, so ergibt sich aus dem Parallelogramm Fig. 45, daß das Wasser jetzt gegen das rückwärtige Schaufelblech strömen muß, an welchem es unter Stoßwirkung plötzlich abgelenkt wird. Verfolgt man die Vorgänge genauer, so ergibt sich, daß bei vergrößertem u_1 der Stoß entgegen der Umfangskraft gerichtet ist, und daß somit in der Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit eine Grenze eintreten muß. Tatsächlich liegt diese Grenze bei $u_1' = 1,8 \cdot 2 \cdot u_1$, d. h. hierbei heben sich Stoßkraft und Umfangskraft gegenseitig auf unter gleichzeitiger Veränderung der übrigen Geschwindigkeiten des Parallelogramms und eine weitere Umdrehungssteigerung kann nicht eintreten. Eine vollkommen entlastete Turbine, welche sich selbst überlassen bleibt, kann also nicht „durchgehen“, sondern höchstens eine Steigerung der Umlaufzahl auf das 1,8- bis 2-fache erfahren.

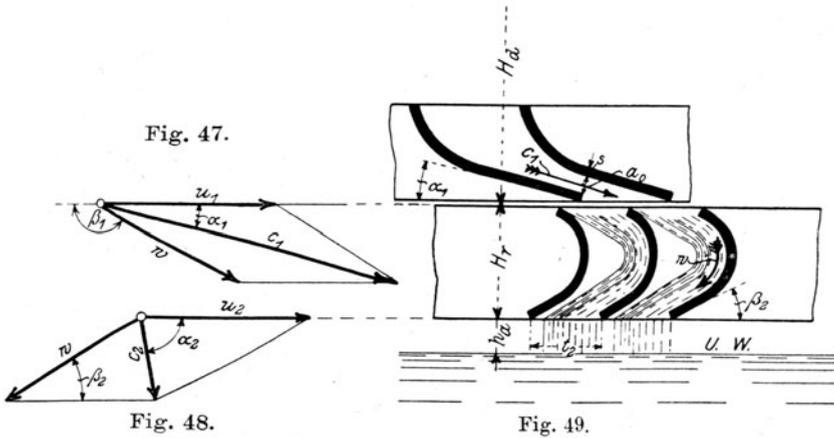
Mit der Geschwindigkeit w_1 strömt also das Wasser relativ zur Schaufel (während diese sich außerdem mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 bewegt) in das Laufrad. Am Schaufelblech erfolgt dann eine allmähliche Strahlablenkung und eine Änderung von w_1 in Größe und Richtung, wodurch die Arbeitsfähigkeit des Wassers auf die Schaufel übertragen wird, wie später unter 8B genauer gezeigt ist.

Beim Schaufelaustritt ergibt sich schließlich folgendes: Mit der Relativgeschwindigkeit w_2 tritt das Wasser aus der Schaufelkammer in Richtung des Schaufelbleches ($\sphericalangle \beta_2$) aus, während die Schaufel selbst sich hier mit der Umfangsgeschwindigkeit u_2 bewegt. Setzt man diese beiden Geschwindigkeiten wieder zu einem Parallelogramm zusammen (Fig. 46), so erhält man eine Resultierende c_2 , die absolute Austrittsgeschwindigkeit. Mit dieser tritt das Wasser aus dem Laufrade tatsächlich aus, um alsdann entweder in das Saugrohr oder aber direkt in das Unterwasser, je nach der Turbinenart, zu strömen.

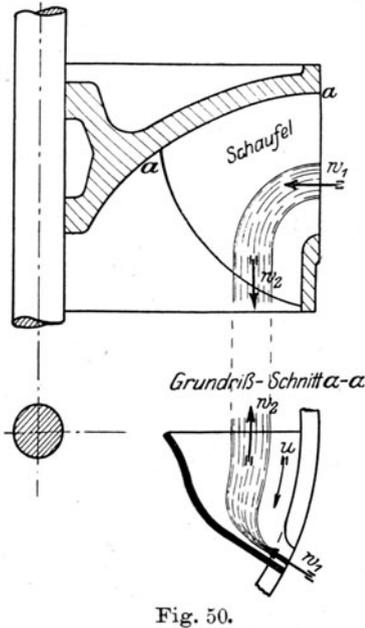
Denkt man sich als äußerer Beobachter an einer durchsichtigen Turbine, so würde man von den Geschwindigkeitszerlegungen oder -zusammensetzungen natürlich nichts wahrnehmen. Man würde lediglich das Wasser mit $c_0 = c_1$ oben in das Laufrad ein-, unten mit c_2 austreten sehen, während vom Eintritts- zum Austrittspunkt der in Fig. 43 eingezeichnete absolute Wasserweg beschrieben wird. —

Betrachtet man die Wasserbewegung für eine Strahlmaschine, so erhält man natürlich, abgesehen von etwas anderen Schaufelwinkeln ähnliche Verhältnisse wie vorher, wie dies an Hand der Fig. 47÷49 erläutert werden soll. Auch hier fordert man „stoßfreien Eintritt“, d. h. die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_1 in das Laufrad muß mit der Schaufelrichtung (Winkel β_1) zusammenfallen. Mit w_1 strömt das Wasser an der Laufradschaufel entlang und zwar als freier Strahl (Freistrahlturbine), ohne die rückwärtige Schaufelwand zu berühren,

wodurch hier die Übertragung der Arbeitsfähigkeit des Wassers auf die Schaufel erfolgt wie unter 8B erläutert werden wird. Da der Fall um die Radhöhe H_r nur gering ist, und eine durch den Fall eigentlich



bedingte geringe Geschwindigkeitssteigerung durch Widerstände infolge Reibung und Ablenkung verhindert wird, so kann die Relativgeschwindigkeit gleichbleibend mit w angesehen werden. Am Laufradaustritt sind wie früher w und u_2 zur absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 zusammensetzen, mit der das Wasser alsdann in den Unterwassergraben strömt.



So einfach wie die Strömungsverhältnisse nun an Hand der Fig. 43 und 49 dargestellt sind, liegen sie bei der Turbine vielfach nicht. Es wurde hier gleichmäßige Ablenkung aller Wasserfäden angenommen und vorausgesetzt, daß die Schaufeln über die ganze Radbreite gleiche Form haben. Solche einwandfreie und übersichtliche Strömungen finden aber nur statt in den Leiträdern neuzeitlicher Turbinen und etwa auch in den Laufradschaufeln der Strahl-turbinen. Bei Laufradschaufeln neuerer Überdruckturbinen (Francis-turbinen) findet man dagegen stets recht verwickelte Strömungsverhältnisse infolge der Krümmung der Schaufeln in mehreren Ebenen, wie dies in Fig. 50 für einige Stromfäden angedeutet ist. Infolge der Ablenkung

der Wasserfäden nach den verschiedenen Richtungen im Raume und der damit verbundenen Druckveränderungen ist eine genaue Ermittlung der tatsächlichen Wasserbewegung überhaupt nicht möglich und man ist auf mehr oder weniger zutreffende Annahmen angewiesen. Da dies lediglich bei der Schaufelkonstruktion von Francisturbinen nötig wird, sei hier nicht weiter darauf eingegangen, sondern auf das spätere Kapitel III verwiesen.

7. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydro-Dynamik.

a) Gegeben sei ein Gefäß Fig. 51, welches derart nachgefüllt wird, daß der Oberwasserspiegel stets in gleicher Höhe bleibt.

Betrachtet man nun einen Wassertropfen vom Gewichte q , also der Masse $m = \frac{q}{g}$, welcher sich an der Oberfläche mit einer Geschwindigkeit v_0 bewegt, so besitzt dieser zunächst eine kinetische Energie oder ein Arbeitsvermögen der Bewegung von

$$E_0 = \frac{1}{2} m \cdot v_0^2 = \frac{v_0^2}{2g} \cdot q.$$

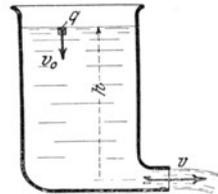


Fig. 51.

Bewegt sich das Wasserteilchen alsdann um die Höhe h nach abwärts, ohne Arbeit zu leisten, so besitzt es, unten an der Düse angekommen, die Energie:

$$E_1 = q \cdot \frac{v_0^2}{2g} + q \cdot h,$$

d. h. bei der Abwärtsbewegung hat es noch eine potentielle Energie oder ein Arbeitsvermögen der Ruhe aufgenommen von $q \cdot h$.

Strömt nun das Wasser durch die Düse in die freie Atmosphäre aus, so wird jetzt das gesamte aufgespeicherte Arbeitsvermögen E_1 in kinetische Energie umgesetzt, und es ist dann, falls v die Ausströmgeschwindigkeit bedeutet, auch:

$$E_1 = q \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Es besteht also die Gleichung:

$$q \cdot \frac{v_0^2}{2g} + q \cdot h = q \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Nimmt man nun an, daß die Geschwindigkeit an der Oberfläche des Gefäßes sehr klein ist im Vergleich zu v , also $v_0 \sim 0$, bezieht man ferner die ganze Betrachtung auf die Gewichtseinheit $q = 1$ (also 1 kg), so erhält man schließlich die Gleichung:

$$h = \frac{v^2}{2g}$$

Es heißt das: die statische Druckhöhe h ist gleich der sogenannten „Geschwindigkeitshöhe“ $\frac{v^2}{2g}$, der statische Druck ist also in Geschwindigkeit umgewandelt worden oder auch: an Stelle des Arbeitsvermögens der Ruhe (potentielle Energie) ist ein solches der Bewegung (kinetische Energie) getreten.

b) Erfolgt der Ausfluß des Wassers nicht in die freie Atmosphäre, sondern nach Fig. 52 in einen Raum, in welchem ein Überdruck von h_1 in Meter Wassersäule herrscht, so erhält man (ebenfalls auf die Gewichtseinheit $q = 1$ bezogen und bei $v_0 \sim 0$) die Gleichung:

$$h = \frac{v^2}{2g} + h_1,$$

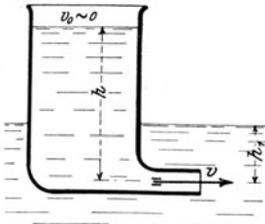


Fig. 52.

d. h. der statische Druck h ist jetzt nicht vollkommen in Geschwindigkeit umgewandelt, sondern es tritt neben der Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ noch eine Druckhöhe h_1 auf.

Es wird also hier nicht das ganze Arbeitsvermögen in kinetische Energie umgesetzt, sondern es besitzt das Wasserteilchen nach dem Ausfluß neben kinetischer noch potentielle Energie. Da es nämlich die Möglichkeit besäße, in einer kommunizierenden Röhre noch um h_1 m in die Höhe zu steigen, ohne von seiner kinetischen Energie $\frac{v^2}{2g}$ etwas einzubüßen, so beträgt seine potentielle Energie nach dem Ausflusse h_1 mkg.

c) Gegeben sei ein Gefäß nach Fig. 53, an welches ein längeres, erst zylindrisches, dann konisches Ausflußrohr angesetzt ist. Denkt man sich auf diesem Rohr Glasröhrchen (Piezometer) aufgesetzt, so stellen sich darin bestimmte Druckhöhen ein.

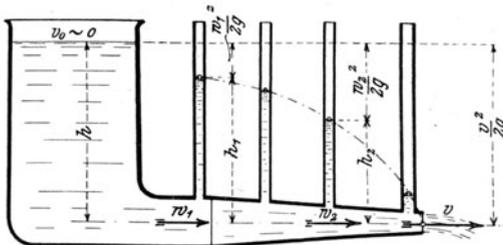


Fig. 53.

erst zylindrisches, dann konisches Ausflußrohr angesetzt ist. Denkt man sich auf diesem Rohr Glasröhrchen (Piezometer) aufgesetzt, so stellen sich darin bestimmte Druckhöhen ein.

Solange das Ausflußrohr an der Mün-

dung verschlossen ist, sind diese Druckhöhen „statische“, d. h. sie entsprechen der statischen Höhe h . Wird aber der Ausfluß freigegeben, so fällt der Wasserstand in den Piezometern auf die sogenannte „dynamische“ Höhe h_1, h_2 . An der Mündung tritt, da der Ausfluß ins Freie erfolgt, natürlich auf:

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Im konischen Rohr, in welchem infolge der Querschnittsvergrößerung eine Geschwindigkeit $w_2 < v$ vorhanden sein muß, ergibt sich an irgendeinem Punkt:

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2.$$

Im zylindrischen Rohr entsprechend:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1.$$

Es ergibt sich für jeden beliebigen Punkt des Durchflusses der Satz:

Statische Höhe = Geschwindigkeitshöhe + dynamische Höhe
oder auch, auf die Gewichtseinheit Wasser wieder bezogen:

Gesamtenergie = kinetische Energie + potentielle Energie.

Der Verlauf der gestrichelten Kurve in Fig. 53 gibt die Abnahme der dynamischen Höhen bzw. Zunahme der Geschwindigkeitshöhen an unter der Voraussetzung, daß die Reibung des Wassers im Rohr als sehr gering vernachlässigt werden kann, und daß die Verengung des Rohres nur ganz allmählich erfolgt. In Wirklichkeit werden sich selbstverständlich weder diese dynamische Höhen noch die Geschwindigkeiten genau ergeben, weil ein gewisser Teil der statischen Höhe zur Überwindung der Durchflußwiderstände verbraucht wird. Jedenfalls aber wird die Vorrichtung Fig. 53 den bekannten Satz von der „Erhaltung der Energie“ bestätigen, denn: was an potentieller Energie scheinbar verlorengeht, findet sich in kinetischer Energie wieder vor, bzw. es wird zur Überwindung der Widerstände, also ebenfalls zu einer Arbeitsleistung verbraucht.

d) Wendet man das unter c) Gesagte auf den durch Fig. 54 gekennzeichneten Fall an, so erhält man auch hier wieder die Gleichungen:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

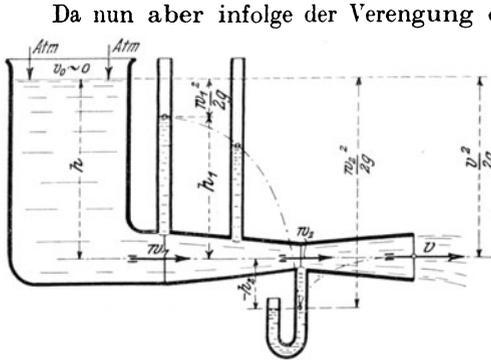


Fig. 54.

Da nun aber infolge der Verengung des Rohres und der darauf folgenden Erweiterung $w_2 > v$, so ergibt sich notwendig, daß h_2 negativ, also zur Saughöhe werden muß. w_2 ist also größer geworden, als es der statischen Höhe h entspricht, was sich dadurch erklärt, daß ja auf dem Behälter noch der Druck der äußeren Atmosphäre lastet, der einer Höhe von 10,33 m Wassersäule das Gleichgewicht hält. Infolgedessen könnte auch im Maximum w_2 eine Größe annehmen, die sich ergäbe aus der Gleichung:

$$\frac{w_2^2}{2g} = h + 10,33,$$

so daß dann $h_2 = -10,33$ m betrüge. Würde man allerdings die Querschnittsverengung so weit treiben, daß dieser Fall eintritt, so würde von außen in die Mündung Luft eindringen, die Wasserfäden würden die Wandungen der konischen Düse verlassen, und der Querschnitt bei w_2 würde zum Ausflußquerschnitt.

Es ist ferner zu beachten, daß vorliegende Betrachtung nur Geltung hat, wenn die Verengung des Rohres ganz allmählich vor sich geht, und wenn die Reibung außer acht gelassen werden kann. Bei plötzlicher Verengung entsteht infolge von Massenwirkungen an der Verengungsstelle ein Stau und infolgedessen dort keine negative, sondern eine positive dynamische Höhe.

e) Betrachtet werde schließlich eine Vorrichtung Fig. 55, und zwar sollen hierbei folgende drei Fälle untersucht werden:

1. Das Wasser ströme reibungslos und ohne Arbeit zu verrichten durch die Kanäle hindurch. Man erhält somit nach dem Vorhergehenden:

$$\text{bei a): } h_l = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$\text{bei b): } h_l + h_r = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$\text{bei c): } h_l + h_r + h_s = \frac{v^2}{2g} = H,$$

d. h. an jedem Punkte gilt wieder: Vorhandene statische Druckhöhe = Geschwindigkeitshöhe + dynamische Höhe.

Graphisch aufgetragen würde man ein Diagramm erhalten, wie es Fig. 56 zeigt, woraus bei Verfolgung des Weges vom Ober- zum Unterwasserspiegel die Zunahme der statischen Höhe und die Veränderungen von Geschwindigkeits- und dynamischen Höhen zu erkennen sind. Beim Eintritt in den Kanal über *a* macht sich natürlich eine plötzliche Geschwindigkeitssteigerung und entsprechende Abnahme des dynamischen Druckes bemerkbar.

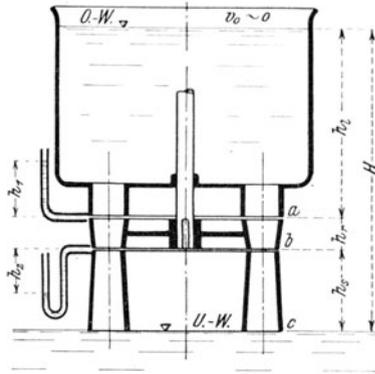


Fig. 55.

h_1 wird hierbei je nach Größe des Durchflußquerschnittes und je nach Lage des Punktes *a* in bezug auf Ober- und Unterwasserspiegel positiv oder negativ sein. h_2 wird in der Regel negativ werden, und zwar erhält es, wenn sich die Geschwindigkeit w_2 beim Abfluß wenig ändert, d. h. also wenn $w_2 \sim v$ ist, die Größe $h_2 = -h_s$, wie sich aus den Gleichungen bei *b* und *c* auch ohne weiteres ergibt. Es stellt sich also dann in dem Piezometerrohr bei *b* die Saughöhe h_s ein.

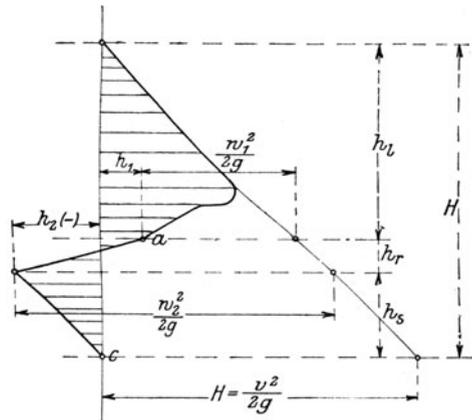


Fig. 56.

Bezieht man die drei Gleichungen wiederum auf die Gewichtseinheit Wasser, so zeigt sich auch hier die Umformung der Energien wie seither. Die Gleichung bei *c* würde hierbei erkennen lassen, daß die gesamte Arbeitsfähigkeit des Wassers H mkg in kinetische Energie umgesetzt wird, falls das Wasser während des Durchflusses keine Arbeit nach außen abgibt oder keinen besonderen Widerstand zu überwinden hat. —

2. Zwischen den Punkten *a* und *b*, Fig. 55, werde nun eine mit Schaufeln versehene feststehende Scheibe (z. B. festgebremstes Turbinenlaufrad) eingebaut, welche dem Durchfluß des Wassers einen beträchtlichen Widerstand entgegengesetzt. Ist der hierdurch auftretende Drossel- und Reibungsverlust auf die Gewichtseinheit Wasser bezogen V , so würde jetzt die Gleichung bei *b* übergehen in die Form:

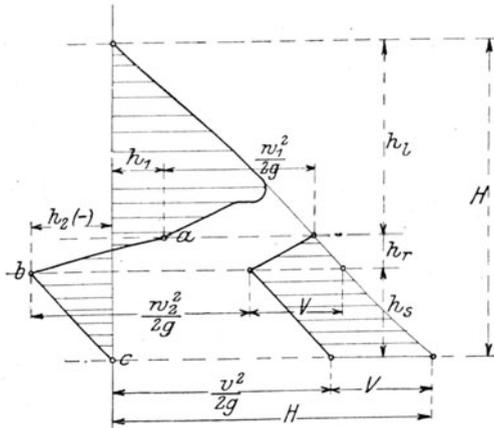


Fig. 57.

Strahlblenkung in einem rotierenden Schaufelrade ein bestimmter Teil seiner Arbeitsfähigkeit entzogen, der auf die Gewichtseinheit bezogen A_1 betragen möge. Die Gleichung bei b geht dann in die Form über:

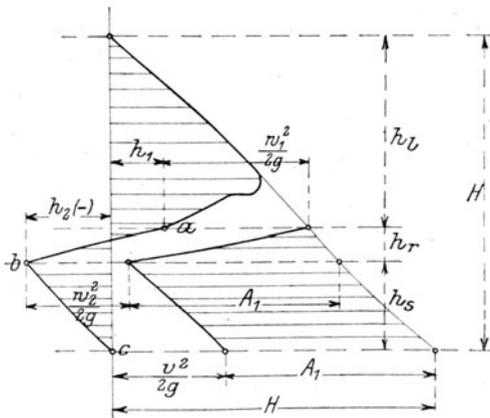


Fig. 58.

v ist bedeutend geringer geworden als im Falle a). Sind die Durchflußquerschnitte dieselben geblieben, so strömt also jetzt eine viel kleinere Wassermenge durch die Vorrichtung hindurch als früher.

$$h_l + h_r - V = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

und graphisch aufgetragen bekäme man das Diagramm Fig. 57. Es ist ersichtlich, daß w_2 nun wesentlich kleiner wird und daß die Ausflußgeschwindigkeit am Rohrende bei c nur noch berechnet werden kann aus:

$$\frac{v^2}{2g} = H - V.$$

3. Zwischen den Punkten a und b werde schließlich dem Wasser durch

Strahlblenkung in einem rotierenden Schaufelrade ein bestimmter Teil seiner Arbeitsfähigkeit entzogen, der auf die Gewichtseinheit bezogen A_1 betragen möge. Die Gleichung bei b geht dann in die Form über:

$$h_l + h_r - A_1 = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

und graphisch erhält man das Diagramm Fig. 58. Aus diesem Diagramm ergibt sich für den Punkt c:

$$H = A_1 - \frac{v_2^2}{2g}$$

oder schließlich auch:

$$A_1 = H - \frac{v^2}{2g}.$$

8. Die Arbeitsleistung des Wassers in Turbinen.

A) Die Turbinenhauptgleichung.

In den Fig. 59, 60 ist eine radiale berdruckturbinen (sogenannte Francisturbinen) im Aufriß und Grundriß schematisch dargestellt. Es soll angenommen werden, daß der Wasserspiegel in dem oberen Kessel (Oberwasserkammer) stets in gleicher Höhe bleibt, daß also fortgesetzt die verbrauchte Wassermenge durch einen seitlichen Zufluß, dessen Geschwindigkeit aber in der Folge vernachlässigt werden soll ersetzt wird.

Gem den Betrachtungen im Abschnitt 6 (Wasserbewegung) ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade c_1 , aus dem Laufrade dagegen c_2 . Mit dieser Geschwindigkeit strömt das Wasser in das Saugrohr, während es letzteres verlst mit einer Geschwindigkeit c_3 . Nach Abschnitt 7 ergibt sich nun für den Leitradaustritt (entsprechend Punkt a , Fig. 55) die Gleichung:

(Gl. 1)

$$H_d = \frac{c_1^2}{2g} + h_1$$

und für den Laufradaustritt:

(Gl. 2)
$$H_d + H_r - A_1 = \frac{c_2^2}{2g} + h_2.$$

Es ist also auch die an das Laufrad abgegebene, auf 1 kg Wasser bezogene Arbeitsfähigkeit:

(Gl. 3)

$$A_1 = \left(\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \right) + (h_1 - h_2 + H_r),$$

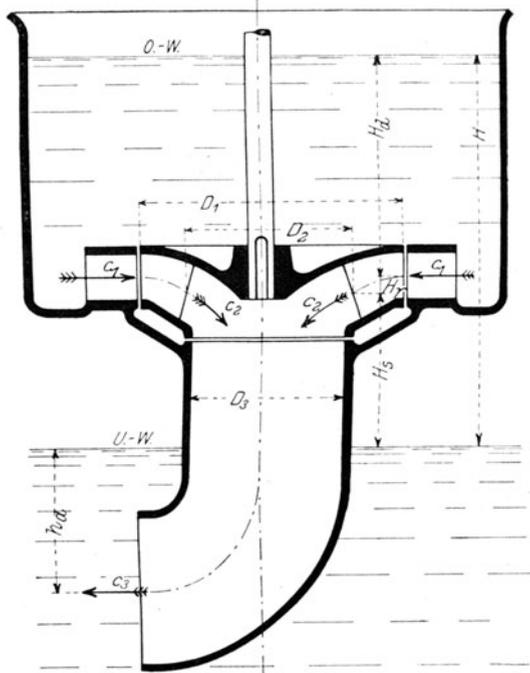


Fig. 59.

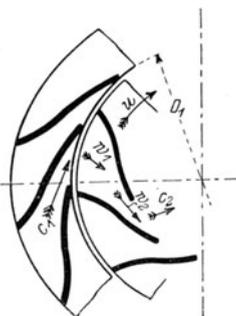


Fig. 60.

worin das erste Glied die auf das Laufrad übertragbare kinetische Energie bedeutet, dagegen $(h_1 - h_2 + H_r)$ den gesamten „Überdruck“ (bzw. die gesamte, noch zur Verfügung stehende potentielle Energie) zwischen Laufradeintritt und -austritt darstellt.

Dieser „Überdruck“ wird nun einerseits dazu verwendet, um das Wasser im Laufrade von w_1 auf w_2 zu beschleunigen, um also die Geschwindigkeitshöhe (bzw. die kinetische Energie) zu vergrößern um den Betrag

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

In welcher Weise hierdurch die Arbeitsübertragung auf das Laufrad erfolgt, ist im folgenden Abschnitt gezeigt. — Andererseits wird aber der Überdruck noch benutzt, um die Zentrifugalwirkung in den rotierenden Laufradkammern aufzuheben, welche das Wasser nach außen zu schleudern sucht. Denkt man sich die Schaufelkammer Fig. 61 mit Wasser gefüllt, so würde sich infolge der Rotation der Turbine allein

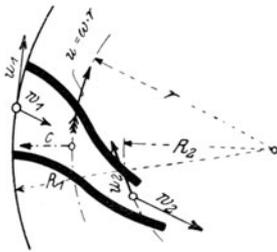


Fig. 61.

(ohne Berücksichtigung der übrigen Strömungs- und Druckverhältnisse) außen eine Druckhöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, innen eine solche von $\frac{u_2^2}{2g}$ einstellen, also ein Überdruck von $\frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$ auftreten, dem ein gleicher Druck entgegenzusetzen ist. Es ist somit:

$$h_1 - h_2 + H_r = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Dies in Gleichung 3 eingesetzt ergibt dann:

$$(Gl. 4) \quad A_1 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

Handelt es sich um eine Achsialturbine, so würde nun zwar das letzte Glied herausfallen, da $u_1 = u_2$ ist. Die Ableitung muß aber für den allgemeinen, durch die Radialturbine verkörperten Fall durchgeführt werden.

In der Form der Gleichung 4 ist nun die Arbeitsgleichung der Turbine noch nicht zu benutzen, da sie lauter unbekannte Werte enthält. Unter Berücksichtigung der Eintritts- und Austrittsparallelogramme Fig. 44 und 46 (stoßfreier Eintritt) ergibt sich aber weiter folgendes:

Nach dem Kosinussatze ist:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{Fig. 44})$$

und:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (\text{Fig. 46}).$$

Setzt man beides in Gleichung 4 ein, so erhält man:

$$(Gl. 5) \quad A_1 = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Berücksichtigt man ferner noch, daß meistens $u_2 \perp c_2$ steht bzw. aber der $\sphericalangle \alpha_2$ von 90° wenig verschieden ist (vgl. Abschnitt II), so kann in der Regel das zweite Glied der Gleichung 5 vernachlässigt werden, und es ergibt sich:

$$(Gl. 6) \quad A_1 = \frac{c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g}.$$

In dieser Gleichung stellt nun die rechte Seite, allerdings in unübersichtlicher Form, dar, auf welche Weise die Energieabgabe an die Schaufel erfolgt, während die linke Seite noch durch bekannte Größen ersetzt werden muß, welche zeigen, wieviel von der verfügbaren Arbeitsfähigkeit des Wassers ausgenutzt werden kann.

Nach Abschnitt 7 ergibt sich bei Ersatz von v durch c_3 hier:

$$A_1 = H - \frac{c_3^2}{2g},$$

wodurch dargestellt ist, was ideell von der gesamten Arbeitsfähigkeit H eines Kilogramm Wassers ausgenutzt werden kann, denn die Energie $\frac{c_3^2}{2g}$ des abfließenden Wassers ist natürlich verloren. Um aber die effektiv mögliche Ausnutzung zu erhalten, hat man außer dem Austrittsverluste $\frac{c_3^2}{2g}$ noch alle Leitungs- und Reibungsverluste ($\rho \cdot H$) innerhalb der Turbine zu berücksichtigen, so daß man eine Gleichung erhält von der Form:

$$A_1 = H - \rho \cdot H - \frac{c_3^2}{2g}.$$

Alle diese Verluste werden dann praktisch durch einen Koeffizienten ϵ , den sogenannten „**hydraulischen Wirkungsgrad**“ der Turbine ausgedrückt, welcher durch Versuche bestimmt wird und bei der Reaktionsturbine zu:

$$\epsilon = 0,8 + 0,88$$

angenommen werden kann. In diesem Koeffizienten werden außer den Reibungs- und Wirbelverlusten auch stillschweigend die Wasserverluste durch den Spalt zwischen Leit- und Laufrad berücksichtigt, trotzdem letztere keine Verringerung von H , sondern von Q bewirken. Es sind also in ϵ die gesamten Verluste innerhalb der Turbine enthalten.

Man erhält also:

$$A_1 = \epsilon \cdot H$$

und schließlich durch Einsetzen in Gleichung 6 die sogenannte „**Turbinen-Hauptgleichung**“

$$(Gl. 7) \quad c_1 u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \epsilon \cdot g \cdot H.$$

Diese Gleichung muß bei der Berechnung einer Turbine stets erfüllt sein! — Bezeichnet man die in die Richtung von u_1 fallende Komponente von c_1 , also die Größe $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ mit c_{u1} , so erhält die Hauptgleichung die in der Literatur vielfach zu findende Form:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \epsilon \cdot g \cdot H.$$

Diese Gleichungen zeigen nun, daß man bei gleichem H eine größere Umfangsgeschwindigkeit erhalten kann, wenn man das c_{u1} , also auch die absolute Geschwindigkeit c_1 klein wählt. Solche Turbinen haben dann einen großen „Überdruck“ (vgl. Gl. 1). Umgekehrt gibt eine Vergrößerung von c_1 eine kleinere Umfangsgeschwindigkeit und einen kleineren Überdruck. Wird also das ganze Gefälle zur Erzeugung von c_1 verbraucht, also $c_1 \cong \sqrt{2g \cdot H}$, was bei Strahlurbinen ungefähr zutrifft, so erhält man die kleinste erreichbare Umfangsgeschwindigkeit mit:

$$u_1 \text{ min} \cong \frac{c_1}{2} \cong 2,1 \cdot \sqrt{H}$$

wie später im Kap. IV näher ausgeführt ist.

B) „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“.

1. Beschleunigungsrückdruck oder Reaktion des Wassers.

Gegeben sei zunächst ein ruhendes Gefäß nach Fig. 62, durch welches sekundlich eine Wassermenge Q cbm ständig hindurchströmt.

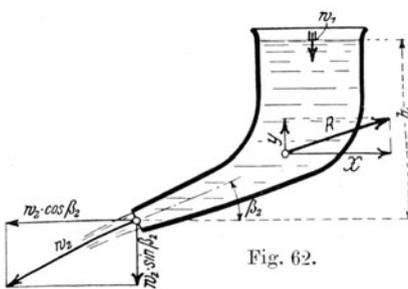


Fig. 62.

Die Eintrittsgeschwindigkeit sei w_1 , und zwar stehe sie vertikal. Nach Ablenkung ströme das Wasser mit w_2 aus dem Gefäße aus. Zur Beschleunigung des Wassers von w_1 auf w_2 ist natürlich eine bestimmte (hier vom statischen Druck herrührende) Kraft erforderlich, welche eine gleich große Gegenkraft: Beschleunigungsrückdruck

oder „Reaktion“ R , auf das Gefäß selbst ausüben muß. R läßt sich nun berechnen, wie folgt: Bekanntlich ist:

oder auch: Kraft = Masse · Beschleunigung,

$$\text{Kraft} = \frac{\text{Masse} \cdot (\text{Geschwindigkeitsänderung in Krafrichtung})}{\text{Zeit}}$$

Nun tritt zunächst in horizontaler Richtung eine Geschwindigkeitsänderung ein von 0 auf $w_2 \cdot \cos \beta_2$, während die in der Zeiteinheit zu beschleunigende Masse $\frac{1000 \cdot Q}{g}$ ist, da Q in cbm pro Sekunde ausgedrückt war. Es wird somit die zur Beschleunigung des Wassers in horizontaler Richtung erforderliche Kraft:

$$P = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - 0),$$

und sie erzeugt eine gleich große Gegenkraft auf das Gefäß selbst:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2.^1)$$

In senkrechter Richtung tritt ferner eine Geschwindigkeitsänderung auf von w_1 auf $w_2 \sin \beta_2$, so daß sich in gleicher Weise ergibt:

$$Y = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1),$$

die je nach w_1 und w_2 entweder aufwärts (+) oder abwärts (-) gerichtet sein kann.

Der gesamte Beschleunigungsrückdruck R auf das Gefäß ergibt sich schließlich zu:

$$R = \sqrt{Y^2 + X^2}.$$

Ein eigentlicher Angriffspunkt dieses Druckes besteht allerdings nicht.

Gegeben sei ferner ein der Schaufelkammer einer achsialen Überdruckturbinen ähnelndes Gefäß nach Fig. 63, welches mit einer Geschwindigkeit u geradlinig fortschreitet. Im Gegensatz zu Fig. 62 stehe die (relative) Eintrittsgeschwindigkeit w_1 unter einem beliebigen β_1 . Das Wasser ist nun in der Kammer wieder von w_1 auf w_2 zu beschleunigen, wozu eine (hier von dem gesamten Überdruck zwischen Kammerein- und -austritt herrührende) Beschleunigungskraft erforderlich ist. Diese letztere erzeugt wiederum auf das Gefäß selbst eine gleich große Gegenkraft R .

Es soll nun lediglich die Kraft X bestimmt werden, die das Gefäß in Richtung der Geschwindigkeit u zu bewegen sucht, d. h. also die Horizontalkomponente von R . Man geht dazu genau so vor wie vorhin:

In horizontaler Richtung tritt eine Geschwindigkeitsänderung auf von $w_1 \cdot \cos \beta_1$ oben auf $w_2 \cos \beta_2$ unten, so daß man erhält:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1).$$

Die auf das Gefäß übertragene Arbeitsleistung beträgt somit auch:

$$A/\text{sek} = X \cdot u = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u (w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ mkg/sek.}$$

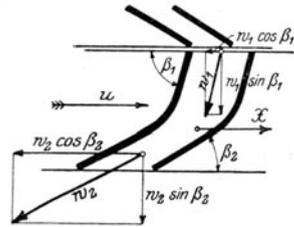


Fig. 63.

¹⁾ Das Produkt aus Masse M und Geschwindigkeit w wird bekanntlich in der Mechanik als „Bewegungsgröße“ $M \cdot w$ bezeichnet.

2. „Strahldruck“ oder „Ablenkungsdruck“.

Gegeben sei ein Gefäß Fig. 64, welches der Schaufelkammer einer „Strahlmaschine“ ähnelt. Die Kammer bewege sich mit der Geschwindigkeit u geradlinig fort, während aus einer Düse ständig die Wassermenge Q gegen die Schaufelkammer gelenkt wird. Während der Strahl die Schaufelkammer durchfließt, ist eine allmähliche Ablenkung nötig von w_1 auf w_2 . Es gehört dazu eine „Ablenkungskraft“, die vom Schaufelblech auf den Strahl ausgeübt werden muß und somit auf die Schaufel selbst wieder eine gleich große

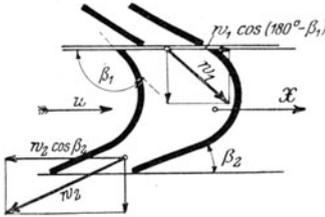


Fig. 64.

Gegenkraft ausübt. Die horizontale Komponente der letzteren ist auch wieder die treibende Kraft, welche das Gefäß in Richtung der Geschwindigkeit u fortzubewegen sucht. Diese Kraft X wird wieder berechnet, wie folgt:

Betrachtet man lediglich die Ablenkung des Strahles in der Schaufel, so erkennt man, daß in horizontaler Richtung eine Geschwindigkeitsänderung auftritt von $-w_1 \cos(180 - \beta_1) = w_1 \cdot \cos \beta_1$ oben auf $w_2 \cos \beta_2$ unten. Da die in der Zeiteinheit abgelenkte Wassermasse wieder $\frac{1000 \cdot Q}{g}$ beträgt, so ist zur Ablenkung erforderlich eine Kraft nach links, welche nach rechts die gleich große Gegenkraft:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1)$$

erzeugt.

Die Arbeitsleistung, welche auf das Gefäß übertragen werden kann, hat somit die Größe:

$$A/\text{sek} = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ mkg/sek.}$$

3. Folgerungen aus 1 und 2 auf die Turbinen.

Man erkennt aus diesen Betrachtungen, daß die Begriffe „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“ genau gleiche Werte in den Endgleichungen ergeben. Sie decken sich auch insofern, als beiden die auf die Schaufelkammern ausgeübten Gegenkräfte zugrunde liegen, und es ergeben sich nur geringe Unterschiede, wenn man die Entstehung der Gegenkraft betrachtet wie folgt:

Bei den **Überdruckturbinen** tritt infolge des Überdruckes zwischen Laufradeintritt und -austritt eine Beschleunigung von w_1 auf w_2 ein. Es ist also im wesentlichen hier eine „**Beschleunigungskraft**“ nötig, während die zur reinen Ablenkung des Wassers aus der Richtung w_1 in w_2 nötige Ablenkungskraft gering ist, da der Ablenkungswinkel nur

einen verhältnismäßig kleinen Wert hat. Beide Kräfte erzeugen nun zusammen die Gegenkraft R bzw. deren Horizontalkomponente X , welche aber keinen eigentlichen Angriffspunkt besitzen, sondern nur einen Druckunterschied vor und hinter den Schaufelblechen erzeugen.

Bei den **Strahlurbinen** ist in der Regel gar keine Beschleunigung erforderlich, da der Strahl sich frei an der Schaufel entfaltet und die Anfangsgeschwindigkeit w_1 annähernd beibehält, so daß $w_2 \approx w_1$ ist. Es tritt also hier lediglich eine „**Ablenkungskraft**“ auf, welche nur dadurch einen großen Wert erhalten kann, daß der Ablenkungswinkel ein großer wird. Die hier auftretende Gegenkraft ist somit nichts weiter als die Zentrifugalkraft des mit einer Umfangsgeschwindigkeit w durch die Schaufelmulde fließenden Strahles, welche von diesem auf die Mulde direkt übertragen wird, also ein „**Strahlruck**“.

Die Bezeichnungen: „**Reaktionsturbinen**“ und gar: „**Aktionsturbinen**“ treffen aber nach vorstehender Betrachtung das Wesen dieser Turbinen nur sehr mangelhaft und sind daher zu vermeiden. —

Die Turbinen-Hauptgleichung, welche im vorhergehenden Abschnitt A) abgeleitet war und bekanntlich eine Arbeitsgleichung darstellt, muß sich natürlich auch aus den vorhandenen Kräften ableiten lassen, und zwar ergibt sich dies bei folgender Überlegung:

Die vorstehenden Betrachtungen zeigten, daß die Art der Ablenkung oder Beschleunigung des Wassers in der Schaufelkammer theoretisch keine Rolle spielt, daß es vielmehr nur auf die Größe der Geschwindigkeits-Änderung vom Schaufeleintritt bis -austritt ankommt. Betrachtet man nun die Schaufelkammer einer Radialturbine, Fig. 65, wobei also verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 auftreten, so hätte man mit einer gesamten Geschwindigkeitsänderung von

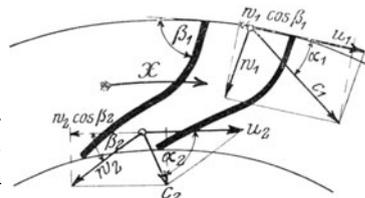


Fig. 65.

oben auf

$$-(u_1 - w_1 \cdot \cos \beta_1) = -c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$-(u_2 - w_2 \cdot \cos \beta_2) = -c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

unten zu rechnen, so daß man als Umfangskraft erhalten würde:

$$X = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

Es handelt sich, wie gesagt, nun aber nicht um ein geradliniges Fortbewegen der Schaufelkammer mit der Geschwindigkeit u , wie dies bei den Betrachtungen unter 1 und 2 angenommen war, also erhält man auch die Arbeitsleistung hier nicht aus der einfachen Multiplikation von X mit u wie seither. Der Geschwindigkeits-Komponenten $c_1 \cos \alpha_2$ entspricht vielmehr die Umfangsgeschwindigkeit u_1 , der Komponenten $c_2 \cos \alpha_2$ die Umfangsgeschwindigkeit u_2 , so daß sich die Arbeitsleistung ergibt zu:

$$A/\text{sek} = \frac{1000 \cdot Q}{g} (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2),$$

denn theoretisch ist der Vorgang geradeso aufzufassen, als ob dem Wasser am Schaufeleintritt die Geschwindigkeits-Komponente $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ plötzlich entzogen und dadurch am äußeren Umfange eine Arbeitsleistung $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1$ auf das Rad übertragen würde, am Schau-

felaustritt dagegen eine Arbeitsleistung $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2$ wiederum dem abfließenden Wasser übermittelt werden müßte. Praktisch ist diese plötzliche Geschwindigkeitsänderung allerdings nicht möglich (Stoßverluste), vielmehr muß man auf eine allmähliche und gleichförmige Änderung bedacht sein; für die Aufstellung der Gleichungen kommt dies jedoch nicht in Betracht.

Da nun nach früheren Betrachtungen die zur Verfügung stehende Arbeitsleistung $A/\text{sek} = \epsilon \cdot 1000 \cdot Q \cdot H$ beträgt, so erhält man bei Einsetzen dieses Wertes:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \epsilon \cdot g \cdot H,$$

welches bekanntlich die allgemeine Turbinenhauptgleichung darstellt.

9. Arten der Turbinen.

A) Überdruckturbinen.

Während die älteste überhaupt vorkommende „Turbine“ wohl eine Art Strahl turbine gewesen ist, gelangten Überdruckturbinen zum ersten Male im Anfange des 19. Jahrhunderts zur Ausführung.

Im Jahre 1833 erfand der Franzose Fourneyron die nach ihm genannte Turbine, und zwar baute er sie derart, daß das Laufrad sich ständig im Unterwasser drehte. Er hatte sich zum ersten Male das Reaktionsprinzip zunutze gemacht. Später wurde dann auch die Wirkung des Saugrohrs erkannt und wohl zuerst von den Ingenieuren Henschel und Jonval gleichzeitig in ihren Turbinen verwertet.

Einen weiteren Zuwachs erhielten dann die Überdruckturbinen durch die Erfindung des Amerikaners Francis im Jahre 1849. Wenn auch in Europa seine Turbine wenig Beachtung fand, so wurde dieselbe doch in seiner Heimat bald geschätzt und wesentlich vervollkommenet, so daß sie in der Neuzeit ihre so große Berühmtheit erlangen konnte.

Die Fig. 66 - 68 stellen nun schematisch die wichtigsten Formen der Überdruckturbinen dar.

Die Fourneyron-Turbine (Fig. 66) ist, wie aus der Anordnung hervorgeht, eine Überdruckturbine, welche radial, jedoch von innen beaufschlagt wird. Das Leitrad sitzt also im Innern des Laufrades, so daß letzteres dadurch einen verhältnismäßig großen Durchmesser erhält und infolge seiner Lage im Unterwasser unzugänglich wird.

Die Henschel-Jonval-Turbine (Fig. 67) ist eine achsiale Überdruckturbine, bei welcher durch Anwendung eines Saugrohrs das

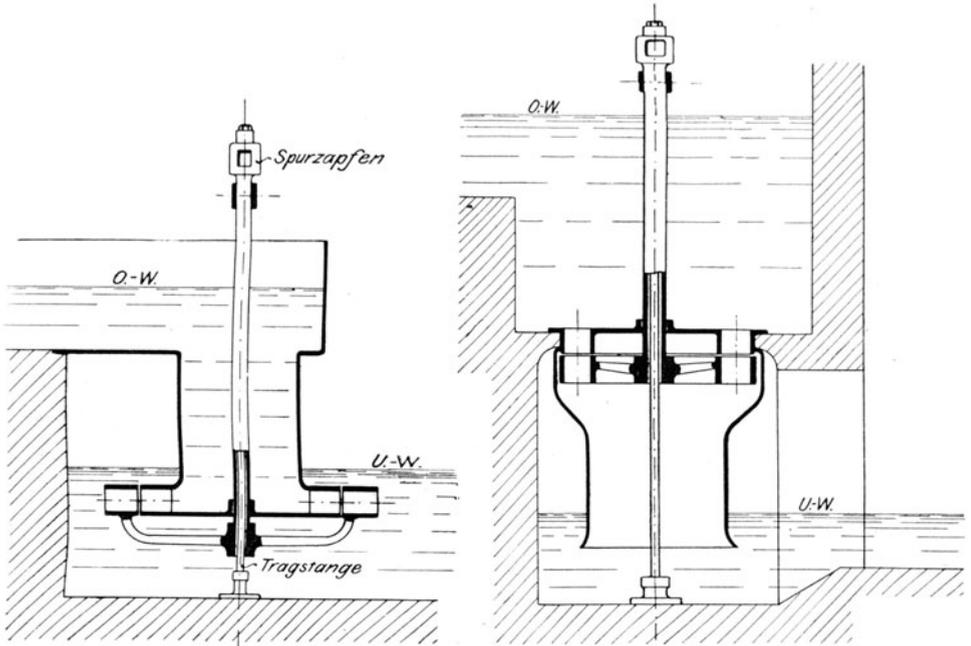


Fig. 66.

Fig. 67.

Laufrad aus dem Unterwasser herausrückt, daher gegenüber der erstgenannten Anordnung zugänglicher wird.

Die Francis-Turbine (Fig. 68) wird von außen beaufschlagt, und zwar, wie die Figur zeigt, wiederum in radialer Richtung, wenn auch das Wasser nach dem Verlassen der Laufradschaufeln oder womöglich in denselben seine Richtung in die achsiale umändern muß.

Betrachtet man nun diese drei hauptsächlichsten Arten von Überdruckturbinen hinsichtlich der unter 5 aufgestellten Forderungen der Neuzeit, so ist leicht zu erkennen, daß zunächst die Francis-Turbine, was Zugänglichkeit anbelangt, wohl am günstigsten sein wird. Nach Hochheben des Deckels auf dem Leitrade läßt sich das Laufrad samt Welle hochziehen. Am ungünstigsten stellt sich in dieser Beziehung die Fourneyron-Turbine, da hier nicht allein das Laufrad, sondern auch sogar das Leitrad an unzugänglicher Stelle liegt.

In betreff der Steigerung der Umdrehungszahl wäre diejenige Turbine am vorteilhaftesten, welche den kleinsten Laufraddurchmesser erhalten kann. Hier ist wiederum die Francis-Turbine am geeignetsten, wie sich beim Vergleich der Figuren auch erkennen läßt. Ein weiterer Vorteil ist der, daß sich das Saugrohr bei Francis-Turbinen ohne große Querschnittsveränderungen an das Laufrad anschließt, so daß unnötige

Wirbelbildungen vermieden werden und der Wirkungsgrad sich dadurch höher stellt als bei den anderen Formen. Dann sei noch vorweg der wesentliche Umstand erwähnt, daß sich bei keiner anderen Turbine eine so vollkommene Regulierung erzielen läßt, als sie bei der Francis-Turbine mit Hilfe der drehbaren Leitschaufeln möglich wird, wie später im Abschnitt 15 erläutert werden soll.

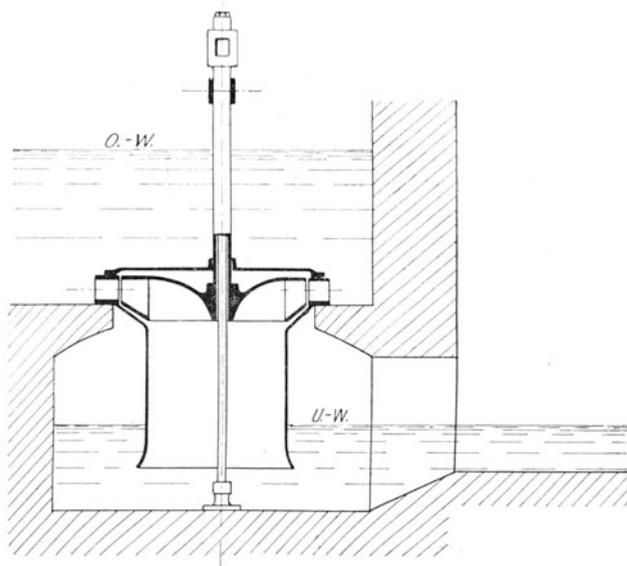


Fig. 68.

Berücksichtigt man schließlich noch, daß die Lage der Welle bei der Francis-Turbine beliebig sein kann, und daß dieselbe für größte Wassermengen und Gefälle von 0,5 m bis herauf zu 120 m in gleich vorteilhafter Weise angewandt werden kann, so ist wohl erklärlich, daß alle einschlägigen Fabriken fast ausschließlich die Francis-Turbine (neben einer Strahlmaschine für höchste Gefälle) in neuerer Zeit zur Ausführung bringen. (Näheres hierüber vgl. Kap. III.)

B) Strahlmaschinen.

Wie schon erwähnt, war diese Turbinenart wahrscheinlich die ursprüngliche, und eine dem Wasserrade ähnelnde Form soll bereits im Altertume bekannt gewesen sein. Sicher ist, daß Strahlmaschinen wenigstens schon im 15. Jahrhundert, allerdings in primitivster Weise, ausgeführt wurden, wie aus Leonardo da Vincis Schriften hervorgeht.

Zur eigentlichen Anwendung gelangten aber auch diese Turbinen erst in der Mitte des 19. Jahrhunderts. Zuerst war es das sogenannte Tangentialrad, eine von dem Schweizer Ingenieur Zuppinger im Jahre 1846 eingeführte Turbinenart, welche jedoch erst in neuerer

Zeit unter der abgeänderten Form des heutigen Pelton- oder Tangentialrades sich große Bedeutung verschafft hat. Sodann ist die heute noch vielfach mit gutem Erfolge in Anwendung befindliche Schwamkrug-Turbine, eine von innen beaufschlagte radiale Strahltrieb- turbine, eine von innen beaufschlagte radiale Strahltrieb- turbine, eine von innen beaufschlagte radiale Strahltrieb- turbine,

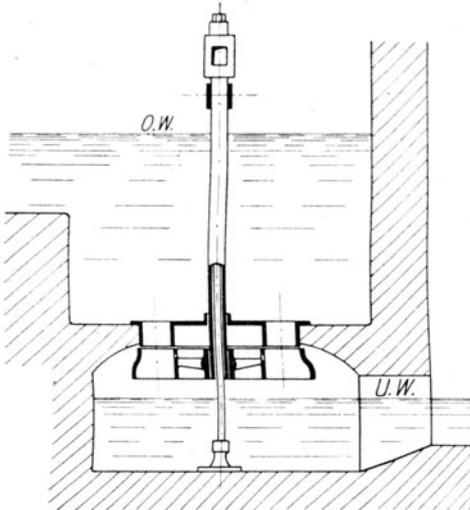


Fig. 69.

zu nennen, welche um 1850 von dem sächsischen Kunstmeister Schwamkrug konstruiert wurde. Schließlich ist die achsiale Strahltrieb- turbine zu erwähnen, eine Erfindung des Franzosen Girard um 1863, welche lange Jahre eine große Rolle im Turbinenbau gespielt hat.

Die Fig. 69 ÷ 72 stellen diese Strahltrieb- turbinenarten schematisch dar. Die Girard-

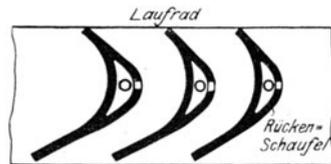


Fig. 70.

Turbine, Fig. 69, ist eine Strahltrieb- turbine mit vollständig herumlaufendem Leitrad. Sie wird also voll beaufschlagt und ähnelt daher im Aufbau der Henschel-Jonval-Turbine (Fig. 67), nur daß das Saugrohr in Wegfall gekommen ist und sich das Laufrad überm Unterwasser frei dreht. Die Girard-Turbine würde sich infolge ihrer Bauart am besten für große Wassermengen und geringe Gefällhöhen eignen. Bei geringem Gefälle bedeuten aber die durch Freihängen, Radhöhe und zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit auftretenden Verluste einen so großen Prozentsatz der Gefällhöhe, daß der Wirkungsgrad hier nur gering werden kann. Ferner ist bei der Girard-Turbine das Laufrad, wie bei allen Achsialturbinen, vom Leitrade verdeckt, also unzugänglich. Schließlich ist vor allem der nachteilige Umstand zu beachten, daß der Unterwasserspiegel infolge Rückstau so weit steigen kann, daß er in das Laufrad eindringt. Hierdurch würde sofort die Wirkungsweise der Turbine und dadurch ihr Wirkungsgrad sehr nachteilig beeinflusst. Man müßte in diesem Falle also die Freihängehöhe noch recht groß wählen und würde dadurch die nutzbare Gefällhöhe noch mehr verringern. Alle diese Übelstände haben dazu geführt, daß die Girard-Turbine ganz von der Francis-Turbine verdrängt wurde.

Zu erwähnen ist hier ferner die Grenz- oder Kombinationsturbine, welche aus der Girard-Turbine unter Berücksichtigung und zur Vermeidung des letztgenannten Übelstandes entstanden ist. Außer-

lich ist diese Turbine der erstgenannten gleich. Der charakteristische Unterschied liegt lediglich in der Ausbildung der Laufradschaufeln. Diese Schaufeln sind in Fig. 70 dargestellt. Die eigentlichen Schaufeln sind mit sogenannten Rückenschaufeln versehen, wodurch

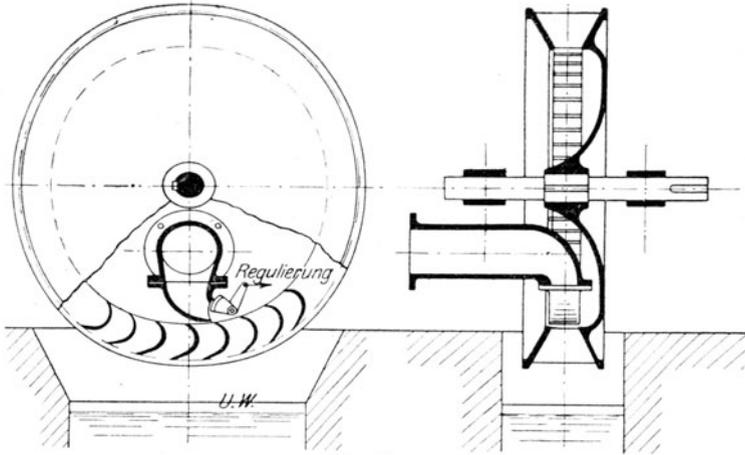


Fig. 71.

der Wasserstrahl vollständige Führung erhält. In normalen Fällen arbeitet die Turbine als Strahlmaschine. Steigt aber das Unterwasser soweit an, daß das Laufrad in dasselbe eintaucht, so arbeitet die Turbine ähnlich wie eine Überdruckmaschine, allerdings unter nicht besonders

günstigen Verhältnissen. Auch diese Turbinenart wird heute nicht mehr ausgeführt.

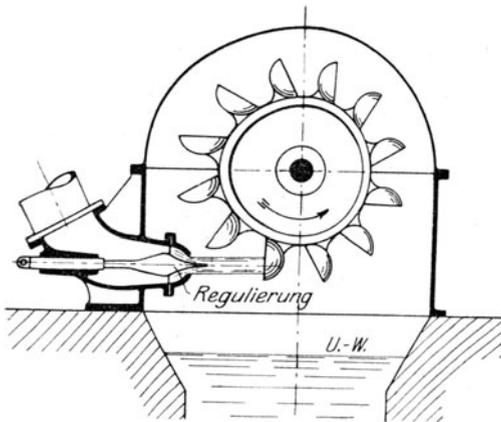


Fig. 72.

Die Schwamkrug-Turbine, Fig. 71, ist eine radial von innen beaufschlagte Strahlmaschine, deren Beaufschlagung aber nur teilweise (partiell) erfolgt. Solche Turbinen werden auch Partialturbinen genannt. Wie aus der Figur hervorgeht, ist nur eine Leitschaufel vorhanden, eine Bauart, wie sie heute noch ziemlich

häufig zu finden ist und welche auf die meist geringe Wassermenge hindeutet

Der Vorteil der Schwamkrug-Turbine liegt in dem verhältnismäßig einfachen und zugänglichen Aufbau, in der Anordnung der liegenden

Welle und in einer sehr einfachen Regulierung, die durch eine vor die Düse geschobene Zunge oder Blende bewirkt wird. Auch der Wirkungsgrad erreicht die Höhe von 80% und darüber. Trotzdem ist auch diese Turbinenart in neuester Zeit von dem Tangentialrade verdrängt worden.

Das Tangential- oder Pelton-Rad, Fig 72, ist diejenige Strahltriebwerk, welche bei hohen und höchsten Gefällhöhen am geeignetsten ist. Der Aufbau ist außerordentlich einfach und übersichtlich. Die Beaufschlagung erfolgt partiell durch eine oder mehrere Düsen, welche eine sehr einfache Regulierung ermöglichen. Die löffelförmigen Schaufeln oder Becher haben besondere, von den seither betrachteten Turbinenschaufeln abweichende Formen, wie dies später eingehend erläutert wird. Der Wirkungsgrad der Tangentialräder erreicht bis zu 95%. — (Näheres hierüber siehe später im Kap. IV.)

Drittes Kapitel.

Francis-Turbinen.

10. Entwicklung ihrer Konstruktionsformen.

Die Entwicklungsformen der Francis-Turbine von der ursprünglichen Gestaltung, wie sie der Erfinder ihr gab, bis zu der modernsten

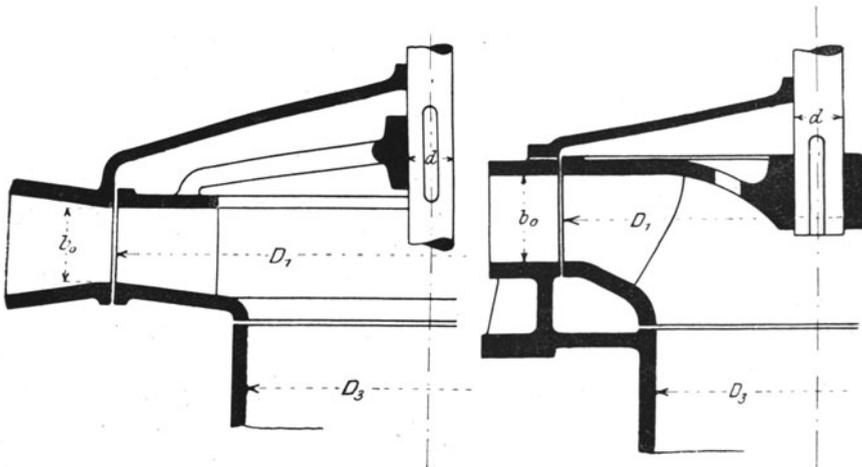


Fig. 73.

Fig. 74.

Ausführung zeigen die Fig. 73 ÷ 76. Sie lassen erkennen, in welcher Weise der Laufraddurchmesser D_1 verkleinert worden ist, damit die Umdrehungszahl der Turbine möglichst hoch wird. (Saugrohr D_3 ist überall gleich groß gewählt.)

Die ursprüngliche Form ist in Fig. 73 angedeutet. Das Laufrad

besteht aus einem Kranze von nahezu rechteckigem Querschnitt, der durch Arme an die Nabe angeschlossen ist.

Sodann ging man dazu über, beide Kränze im Bogen zu führen, damit das Wasser besser in seine spätere Austrittsrichtung gelenkt wird. Man erhielt dabei die Form Fig. 74, welche bis ungefähr vor zwanzig Jahren in Deutschland die übliche und beste war.

Die moderne „normallaufende“ Francis-Turbine hat die Ausführungsformen Fig. 75 a oder b, und zwar wird dieselbe von allen Fabriken in fast gleicher Gestalt nach dem Prinzip gebaut, daß der Laufraddurchmesser nur unwesentlich größer sein soll als der Saugrohrdurchmesser D_s . Die Schaufelform ist hier natürlich komplizierter als

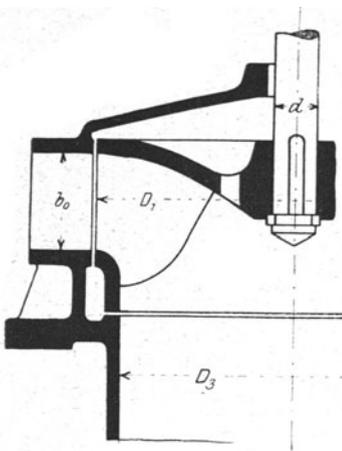


Fig. 75 a.

„Normalläufer.“

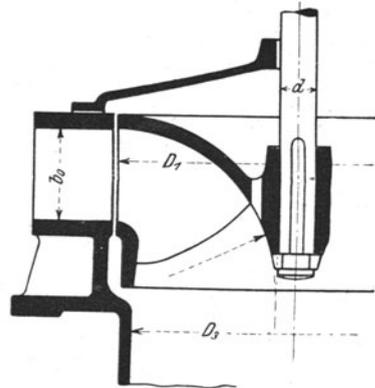


Fig. 75 b.

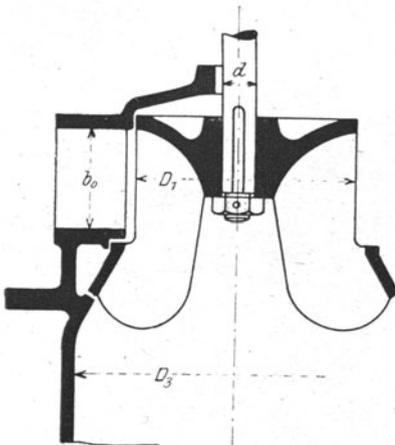


Fig. 76 a.

„Schnelläufer.“

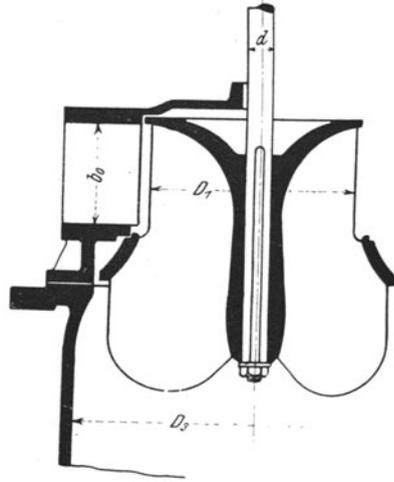


Fig. 76 b.

bei den ersten Formen; die Begrenzung der Schaufel nach innen bildet die gezeichnete Kurve, die „Austrittskurve“.

Die höchste Umdrehungszahl erzielt man schließlich mit einer Turbine nach Ausführung Fig. 76a oder b, dem sogenannten „Schnellläufer“. Im Vergleich mit Fig. 73 würde z. B. ein $\frac{1}{3}$ so großer Laufraddurchmesser, also eine dreimal so große Tourenzahl als dort erzielt werden, ja durch Wahl anderer Winkel β_1 und α_1 (s. später unter 11) ließe sich dieselbe noch weiter bedeutend vergrößern, allerdings unter

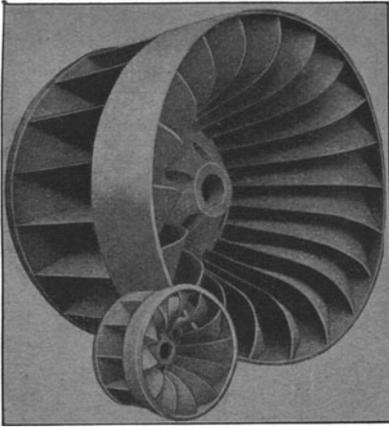


Fig. 77.

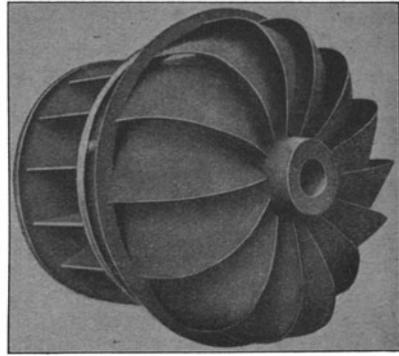


Fig. 78.

Beeinträchtigung des sonst guten Wirkungsgrades. Die Schaufelform wird hier natürlich noch unübersichtlicher; die Schaufeln selbst hängen taschenförmig aus dem Laufrad heraus. Während bei Ausführung Fig. 76a etwas einfachere Kranzformen entstehen, sowie geringere Wasserreibung infolge des kurzen Kranzes auftritt, gestattet die Ausführung Fig. 76b eine sichere Schaufelbefestigung und bessere Wasserführung (Ausführung nach Prof. Camerer, München). Der „Schnellläufer“ war in Amerika schon seit vielen Jahren in Anwendung, bevor er in Europa Eingang fand. Man nannte ihn dort Herkules- oder Samson-Turbine, welche Bezeichnungen auch jetzt noch teilweise üblich sind.



Fig. 79.

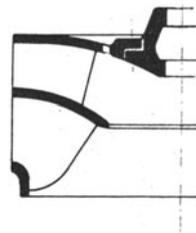


Fig. 80.

Die fertigen Laufräder moderner Francis-Turbinen sind in den Fig. 77 und 78 dargestellt, und zwar zeigt Fig. 77 das Normallaufrad, während Fig. 78 die Form eines Schnellläufers aufweist unter Zugrundelegung der Ausführung Fig. 76b.

Bei großen Gefällhöhen findet schließlich auch eine Laufradform Anwendung, bei welcher, entgegengesetzt den bisherigen Ausführungsformen, der Laufraddurchmesser möglichst groß gewählt wird. Es ist der „Langsamläufer“ Fig. 79, welcher verwendet wird, um die bei hohem Gefälle sonst sehr große Umlaufzahl herabzumindern.

Als Sonderkonstruktion sei außerdem hier die „Etagenturbine“ oder „Zweikranzturbine“ erwähnt, welche bei großer Wassermenge mitunter Anwendung findet. Es ist hierbei das Laufrad, um ihm die nötige Steifigkeit bei sehr großen Abmessungen zu geben, in einzelne Kammern geteilt, wie dies aus Fig. 80 hervorgeht. Neuerdings werden bei großen Wassermengen in der Regel mehrere normale Laufräder auf eine gemeinsame Welle gesetzt (Zwillingsanordnung usw. s. später) und man verwendet Zweikranzturbinen nur bei stark wechselnden Wassermengen,¹⁾ wobei man unter Umständen die eine Kammer gänzlich von der Beaufschlagung ausschaltet.

11. Wahl der Schaufelwinkel usw. bei Francis-Turbinen.

A) Am Leitradaustritt bzw. Eintritt ins Laufrad.

Als Grundgleichung für die Berechnung einer Turbine gilt die im Abschnitt 8 abgeleitete Turbinen-Hauptgleichung:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \epsilon \cdot g \cdot H,$$

welche auch in der Form benutzt wird:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \epsilon \cdot g \cdot H \quad (\text{vgl. früher S. 42}).$$

Hierbei ist $\epsilon = 0,8 : 0,88$ zu setzen je nach der Bauart des Laufrades. Bei den Francis-Turbinen wird nun in der Regel der Eintrittswinkel β_1 in das Laufrad zunächst festgelegt und zwar findet man eine Schwankung in den Grenzen $45^\circ - 135^\circ$ wobei die Grenzwerte durch praktische Gründe festgelegt sind. Als „normallaufend“²⁾ bezeichnet man das Laufrad, bei welchem die Schaufel beim Eintritt radial steht, wobei also: $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$ ist. Es ist hier wie das Parallelogramm, Fig. 81, zeigt:

$c_1 = \frac{u_1}{\cos \alpha_1}$ und dies in die Hauptgleichung eingesetzt ergibt

$$u_1^2 = \epsilon \cdot g \cdot H \quad \text{oder falls } \epsilon = 0,85 \text{ gewählt wird:}$$

$$u_1 = 2,9 \cdot \sqrt{H}$$

Verringert man den $\sphericalangle \beta_1$, so erhält man bei gleichem H und α_1 ein kleineres c_1 , aber eine vergrößerte Umfangsgeschwindigkeit u_1 , was

¹⁾ Vgl. Oesterlein, Z. d. V. d. Ing. 1915, S. 809.

²⁾ Man unterscheidet: Normalläufer, Langsamläufer, Schnellläufer, einmal der Laufradform entsprechend (Fig. 75, 76, 79), dann aber auch h der Größe des Eintrittswinkels β_1 .

bei „Schnellläufern“ gewünscht wird. Praktisch geht man hier mit-
 unter bis auf $\sphericalangle \beta_1 = 45^\circ$, wobei dann im Maximum etwa:

$$u_1 = 4 \cdot \sqrt{H}$$

erreicht werden kann. Die Schaufelkammern werden aber dann recht
 lang und schmal, wie dies Fig. 84 darstellt, und dadurch wird der Einbau
 schlecht und der Reibungsverlust verhältnismäßig groß. Die Laufräder
 arbeiten wie am Ende des Abschnittes 8A gezeigt wurde, mit großem

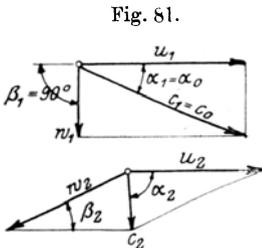


Fig. 81.

Fig. 82.

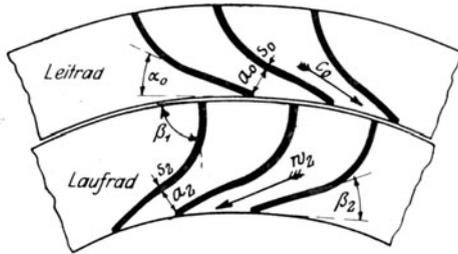


Fig. 83.

„Überdruck“, also großer Beschleunigung innerhalb der Schaufel-
 kammern.

Vergrößert man den $\sphericalangle \beta_1$, so erhält man umgekehrt eine ver-
 kleinerte Umfangsgeschwindigkeit und das entsprechende Schaufelrad
 wird zum „Langsamläufer“. Man kann praktisch bis auf etwa
 $\sphericalangle \beta_1 = 135^\circ$ gehen, wobei man etwa:

$$u_1 = 2,1 \sqrt{H}$$

als Minimum erhalten kann. Eine solche Turbine ist aber dann schon
 eine Strahltriebwerk, d. h. das Wasser fließt mit gleichem Druck durch
 das Laufrad und die Schaufeln erhalten die Form Fig. 85, wobei eine

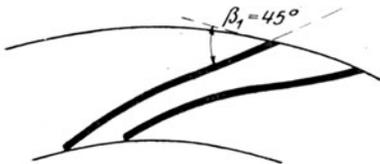


Fig. 84.

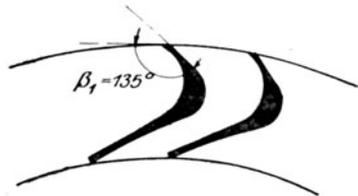


Fig. 85.

Verstärkung im Rücken notwendig wird, damit der Wasserstrahl beider-
 seitige Führung behält. Ohne diese Führung ergibt sich sonst ein Ab-
 lösen des Strahles vom Schaufelrücken, Wirbelbildungen und unter
 Umständen hierdurch starke Anfrassungen.

Je nach den Anforderungen des späteren Betriebes hinsichtlich
 der Umfangsgeschwindigkeit werden also unter Benutzung der Haupt-
 gleichung die $\sphericalangle \beta_1$ bzw. auch β_1 und α_1 festgelegt. $\sphericalangle \alpha_1$ wird hierbei

zwischen 25° und 35° angenommen. Die Umdrehungszahl ergibt sich alsdann aus:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi},$$

woraus ersichtlich ist, daß sich wiederum eine größere Umlaufzahl bei kleinerem Raddurchmesser D_1 erzielen läßt und umgekehrt. Größte Schnellläufigkeit wird man also erhalten mit einem Laufrade von kleinem D_1 (Fig. 76) und kleinem Eintrittswinkel β_1 ! —

Die Schaufelweite a_0 wird gewählt zwischen 40 bis 100 (bis 200) mm, je nach Größe der Turbine. Zweckmäßig ist, die Weite im Leitrade kleiner zu wählen als im Laufrade, damit sich Fremdkörper größerer Art nicht im Laufrade festsetzen können.

Die Schaufelstärke s_0 schwankt zwischen 5 bis 10 mm, je nach Größe. Die Laufradschaufel ist meist aus Stahlblech gepreßt und in den Kranz eingegossen. Die Leitrad-schaufel ist bei neueren Turbinen in der Regel drehbar und besteht aus Gußeisen oder Stahlguß.

Die Schaufelzahl Z_0 findet man sehr verschieden. Man wählt dieselbe nur zweckmäßig in Lauf- und Leitrad verschieden groß, damit nicht Wirbel, die vom Zerschneiden des eintretenden Strahles durch das vorbeistreichende Schaufelblech herrühren, am ganzen Umfang zugleich eintreten.

Die Breite b_0 des Leitrades erhält man schließlich aus der Gleichung

$$\text{sekundliche Wassermenge } Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot c_1,$$

wobei c_1 aus dem Eintrittsparallelogramm zu entnehmen ist. (Näheres hierüber s. im Beispiel Abschnitt 12.)

B) Am Austritt aus der Laufradschaufel.

Wie aus Abschnitt 6 hervorging, strömt das Wasser mit einer absoluten Geschwindigkeit c_2 aus den Laufradschaufeln. Diese Geschwindigkeit soll einerseits möglichst senkrecht zu u_2 stehen, damit unnötige Wirbelbildungen im Saugrohr vermieden werden, andererseits soll sie nur einen kleinen Wert haben, damit das Arbeitsvermögen des abfließenden Wassers, welches ja für die Turbine verloren ist, möglichst klein wird. Durch ein schlank gebautes, leicht konisch geformtes Saugrohr läßt sich allerdings dieser Austrittsverlust noch etwas verringern, da er nach den Betrachtungen im Abschnitt 8 A erst durch $\frac{c_3^2}{2g}$ ausgedrückt wird. Immerhin darf aber auch c_2 keinen großen Wert besitzen.

Man nimmt daher zur Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit c_2 einen Verlust an Gefällhöhe von 3 bis 4 (bis 6) % an und berechnet hieraus c_2 . Sollen z. B. 4% von H für den Abfluß verloren gehen, so wäre

$$c_2 \sim \sqrt{2g \cdot 0,04 \cdot H}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_2 des Laufrades an dem gewählten Austrittspunkt ergibt sich aus u_1 je nach Lage der Austrittsöffnung zum äußeren Laufraddurchmesser (s. z. B. Abschnitt 12c).

Die relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 , mit der das Wasser aus der Laufradschaufel strömt, wird aus Zweckmäßigkeit entweder gleich der Umfangsgeschwindigkeit u_2 gewählt, so daß hier alle drei Geschwindigkeiten u_2 , w_2 , c_2 in ihrer Größe festliegen, oder es wird $c_2 = u_2$ angenommen. Man konstruiert alsdann das Geschwindigkeitsparallelogramm (Fig. 82) und ermittelt daraus den $\sphericalangle \beta_2$. Wählt man nun noch die Schaufelweite a_2 und Stärke s_2 (s. unter A), so läßt sich mit Hilfe des graphisch übertragenen Winkels die Schaufelform am Laufradaustritt aufzeichnen.

Man greift dann aus der (maßstäblichen) Zeichnung die Schaufelteilung t_2 ab und berechnet schließlich daraus die Schaufelzahl z_2 im Laufrade aus der Gleichung

$$z_2 \cdot t_2 = D_2 \cdot \pi.$$

Näheres hierüber ergibt sich dann aus dem folgenden Berechnungsbeispiel.

12. Berechnung der Francis-Turbine.

Beispiel: Es ist eine Francis-Turbine nach Bauart Fig. 75 mit senkrechter Welle zu entwerfen für eine mittlere Wassermenge von $Q = 2 \text{ cbm}$ pro Sekunde und ein nutzbares Gefälle von $H = 8 \text{ m}$.

Die Umdrehungszahl ist nicht gegeben, sondern es soll ein „normales“ Laufrad gewählt werden. Die Turbine soll außerdem mit Regulierung eingerichtet werden; jedoch soll sie im allgemeinen mit größter Belastung laufen, so daß sie bei dieser, d. h. bei voller Beaufschlagung, ihren größten Nutzeffekt erreichen soll. (Vgl. hierzu die Anmerkung im Abschnitt 15 C, wonach regulierbare Turbinen vielfach nur für $\frac{3}{4} Q$ berechnet werden.)

Bezüglich der Berechnung selbst sei auf die früheren Ausführungen in den Abschnitten I und II verwiesen.

a) Leistung der Turbine.

Überschläglich gerechnet wird die Turbine jedenfalls

$$N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 160 \text{ P. S.}$$

bei einem Wirkungsgrad von 75% leisten. Rechnet man jedoch mit einer vorteilhaften Ausführung derselben, so würde sich der Wirkungsgrad auf 80 : 85% stellen, und dann könnte eine effektive Leistung von mindestens:

$$N_e = 1000 \cdot \frac{2 \cdot 8}{75} = 0,8$$

oder

$$N_e = 170 \text{ P. S.}$$

garantiert werden.

b) Saugrohr- und Laufraddurchmesser sowie Umlaufszahl.

Rechnet man, daß für den Wasserabfluß 4% der Gefällhöhe verlorengehen sollen, so ergibt sich eine Ausflußgeschwindigkeit

$$c_2 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,04 \cdot 8} = 2,5 \text{ m sek.}$$

Nimmt man nun an, daß diese Geschwindigkeit des abfließenden Wassers auch während des Durchflusses durch das Saugrohr annähernd beibehalten werden soll, so läßt sich in einfachster Weise der Saugrohrquerschnitt $\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4}$ berechnen aus der Gleichung

$$Q = \frac{D_3^3 \cdot \pi}{4} \cdot c_2,$$

und es ergibt sich daraus

$$\frac{D_3^3 \cdot \pi}{4} = \frac{2}{2,5} = 0,8 \text{ qm}$$

und somit

$$D_3 = 1,01 \text{ m.}$$

Gewählt daher $D_3 = 1050 \text{ mm } \textcircled{D}$.

Hierbei ist allerdings darauf zu achten, ob nicht der Saugrohrquerschnitt durch eine starke Welle oder gar ein Armkreuz verengt wird. Dies ist dann bei der Rechnung in Rücksicht zu ziehen, d. h. es ist dann D_3 entsprechend größer zu machen. Außerdem ist aber auch zu beachten, daß die hier auftretende Geschwindigkeit in der Regel etwas kleiner als w_2 sein wird, wie in der Anmerkung zu f später erläutert ist.

Der äußere Laufraddurchmesser D_1 ergibt sich nun aus D_3 nach konstruktiven Gesichtspunkten. Man wählt je nach Größe der Turbine bei „Normalläufem“:

$$D_1 = D_3 + (40 \text{ bis } 160) \text{ mm.}$$

Es sei hier demnach gewählt:

$$D_1 = 1050 + 150 = 1200 \text{ mm } \textcircled{D}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 des Laufrades wird für die normallaufende Turbine ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$) gemäß den Ausführungen im Abschnitt 11:

$$u_1 = 2,9 \cdot \sqrt{H} = 2,9 \cdot \sqrt{8}$$

$$u_1 = 7,8 \text{ m/sek}$$

und somit die Umdrehungszahl:

$$n = \frac{u_1 \cdot 60}{D_1 \cdot \pi} = \frac{7,8 \cdot 60}{1,2 \cdot \pi} = 124 \text{ pro Minute.}$$

c) Schaufeln im Laufrade.

Für irgendeinen Punkt der gewählten Schaufelaustrittskurve können nun Schaufelzahl, Weite, Winkel usw. bestimmt werden. Am einfachsten nimmt man den unteren Endpunkt dieser Austrittskurve, weil hier der Durchmesser, nämlich D_3 , bereits bekannt ist (vgl. Fig. 75a). Das weitere ergibt später die unter 14 erörterte Schaufelkonstruktion.

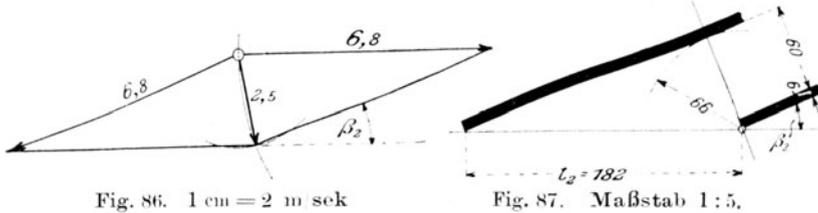
Für diesen Endpunkt der später erst genau zu wählenden Austrittskurve (s. unter f) wird nun

$$u_2' = u_1 \cdot \frac{D_3}{D_1} = 7,8 \cdot \frac{1050}{1200} = 6,8 \text{ m/sek.}$$

Es sei nun auch gewählt $w_2' = 6,8 \text{ m/sek}$, ferner ist von früher bekannt $c_2 = 2,5 \text{ m/sek}$ (vgl. hierzu aber Abschnitt 11B sowie 14C).

Aus diesen drei Geschwindigkeiten wird das Parallelogramm nun konstruiert, wie es in Fig. 86 getan ist. Der $\sphericalangle \beta_2$ läßt sich aus der Zeichnung zu 22° ablesen.

Sodann wählt man für das Laufrad z. B.: Schaufelweite $a_2 = 60$ mm, Schaufelstärke $s_2 = 6$ mm und zeichnet, wie in Fig. 87 angegeben ist, das Ende einer Schaufelkammer maßstäblich auf, allerdings zunächst mit



geradliniger Begrenzung.¹⁾ Es ergibt sich daraus die Teilung t_2' , welche zu 182 mm abgemessen wird. Daraus folgt schließlich die Schaufelzahl im Laufrade

$$z_2 = \frac{D_3 \cdot \pi}{t_2'} = \frac{1050 \cdot \pi}{182} = 18,1.$$

Man wählt natürlich

$$z_2 = 18 \text{ Schaufeln,}$$

wodurch sich nun in Wirklichkeit t_2' sowie $\sphericalangle \beta_2$ etwas ändern, was aber hier vorläufig belanglos ist.

d) Schaufeln im Leitrade und Leitradbreite b_0 .

Hier werde gewählt: Schaufelweite $a_0 = 50$ mm (s. Abschnitt 11), Stärke $s_0 = 6$ mm, **Zahl $z_0 = 22$.**

Aus z_0 und einem angenommenen inneren Leitraddurchmesser $D_0 = 1202$ mm ergibt sich also auch die Schaufelteilung zu

$$t_0 = \frac{D_0 \cdot \pi}{z_0} = \frac{1202 \cdot \pi}{22} = 171 \text{ mm,}$$

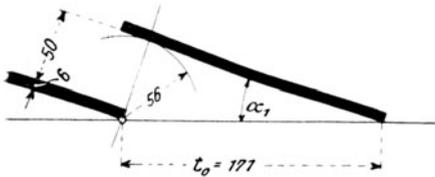


Fig. 88. Maßstab 1 : 5.

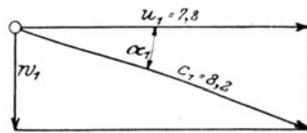


Fig. 89. 1 cm = 2 m/sek.

Man zeichnet alsdann maßstäblich, wie es in Fig. 88 dargestellt ist,¹⁾ das Ende einer Schaufelkammer auf und hat damit den $\sphericalangle \alpha_1$ auf graphischem Wege ermittelt. Das Geschwindigkeitsparallelogramm läßt sich nun ebenfalls verzeichnen, da $u_1 = 7,8$ m/sek, sowie $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$ und $\sphericalangle \alpha_1$ bekannt sind (s. Fig. 89). Aus Fig. 89 läßt sich alsdann die Austrittsgeschwindigkeit c_1 abmessen. Man findet $c_1 = 8,2$ m/sek.

¹⁾ Auf eine allenfalls vorkommende Kranz- und Schaufelkrümmung wird erst bei der Schaufelkonstruktion (Abschnitte 13 und 14) Rücksicht genommen.

Aus der Gleichung

$$Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$$

ergibt sich die letzte noch fehlende Größe, nämlich die Leitrad- (bzw. Laufrad-) Breite b_0 zu

$$b_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot c_1} = \frac{2}{22 \cdot 0,05 \cdot 8,2} = 0,22 \text{ m}$$

Also $b_0 = 220 \text{ mm}$.

e) Kranzkonstruktion und Welle.

Nach Berechnung der bis jetzt ermittelten Hauptmaße kann man nun zur maßstäblichen Aufzeichnung des Laufrades schreiten. Man wird dies in der Praxis in Naturgröße vornehmen; hier ist es in Fig. 90 im Maßstab 1:10 der Naturgröße getan.

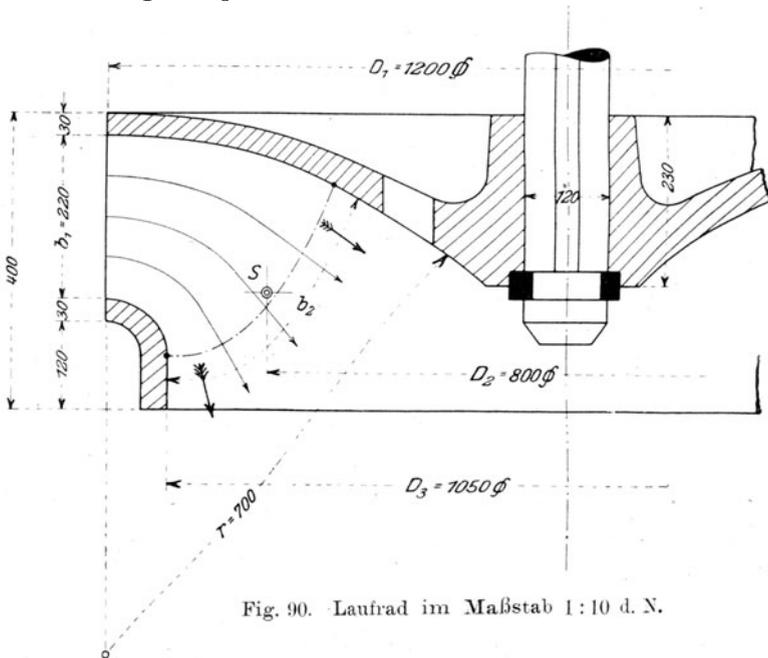


Fig. 90. Laufrad im Maßstab 1:10 d. N.

Der Kranz ist aus Gußeisen auszuführen. Die Kranzstärke sei zu 30 mm durchweg angenommen; nach der Nabe zu soll dieselbe jedoch auf 50 mm anlaufen. Der obere Kranz ist, wie Figur zeigt, in Kreisbogenform ausgebildet. Im Kranze befinden sich nahe der Nabe 4 : 6 Löcher von 60 mm \varnothing . Diese haben den Zweck des Druckausgleiches zwischen den Räumen oberhalb und unterhalb des Laufrades. (Über die Schaufelaustrittskurve s. unter f.)

Die Welle wird, da sie senkrecht stehen soll, nur auf Verdrehung berechnet. Sie sei aus gewöhnlichem Walzeisen hergestellt. Man hat also zu rechnen nach der Gleichung

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_d = M_d.$$

Nun ist

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{170}{124} = 100\,000 \text{ cmkg.}$$

Ferner sei $k_d = 300 \text{ kg/qcm}$ angenommen, so gering, da auch geringe Biegebbeanspruchungen durch Zahnräder usw. in die Welle kommen können. Dann ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 100\,000}{\pi \cdot 300}} = 12 \text{ cm} = 120 \text{ mm } \textcircled{D}.$$

(Hat man eine liegende Welle, so muß natürlich die Berechnung auf Biegung wie auf Verdrehung bzw. mit sehr geringem k_d erfolgen.)

f) Schaufelaustrittskurve.

Beim Austritt der Wassermenge aus den Laufradschaufeln tritt eine Gleichung auf von der Form

$$Q = (D_2 \cdot \pi \cdot b_2) \cdot c_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2}$$

sie entsteht wie folgt (vgl. aber auch die Anmerkung):

Die Austrittsfläche (Fig. 90, besonders herausgezeichnet in Fig. 91) ist eine Rotationsfläche und wird daher nach der Guldinschen Regel berechnet aus dem Produkte von: Kurvenlänge b_2 und Weg des Schwerpunktes der Kurve $D_2 \cdot \pi$. Diese Fläche wird aber noch durch die 18 Schaufelbleche verengt, und zwar, wie Fig. 92 zeigt, im Verhältnis

$$\frac{\text{nutzbarer Ausfluß}}{\text{ganze Fläche}} = \frac{l}{l_2} = \frac{a_2}{a_2 + s_2}.$$

Die Geschwindigkeit c_2 soll in ihrer früher berechneten Größe in allen Punkten gleich groß und annähernd senkrecht zum Ausflußquerschnitt (Austrittsfläche) angenommen sein.

Es ergibt sich somit in unserem Beispiel:

$$2 = (D_2 \cdot \pi \cdot b_2) \cdot 2,5 \cdot \frac{60}{66}.$$

und hieraus:

$$D_2 \cdot b_2 = 0,28 \text{ qm.}$$

Diese beiden unbekanntten Größen: Länge der Schaufelaustrittskurve b_2 und Durchmesser in ihrem Schwerpunkt D_2 werden nun am besten durch Probieren so festgelegt, daß schließlich das Produkt $D_2 \cdot b_2$ den berechneten Wert erhält. Läßt sich dies nicht erreichen, so kann man z. B., um b_2 zu vergrößern, den Laufradkranz höher wölben.

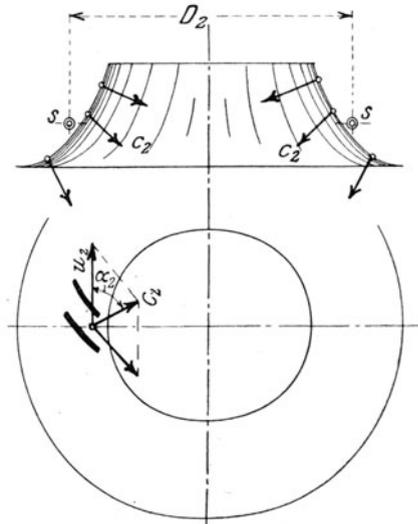


Fig. 91.

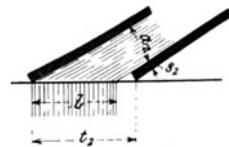


Fig. 92.

In der Zeichnung (Fig. 90) ergibt sich durch Ausprobieren z. B. $D_2 = 0,8 \text{ m}$ und $b_2 = 0,35 \text{ m}$, so daß $D_2 \cdot b_2 = 0,8 \cdot 0,35 = 0,28 \text{ qm}$ wird, wie verlangt war.

Anmerkung: Zu beachten ist jedoch, daß diese Rechnungsweise eigentlich nur genau ist, falls die Kurve in allen Punkten senkrecht zur Strömrichtung des Wassers steht! Man muß sich also zweckmäßig den Lauf einzelner Wasserfäden, wie dies in Fig. 90 angedeutet ist, zunächst nach Gutdünken einzeichnen, um die jeweilige Richtung der Kurve hierzu annähernd senkrecht eintragen zu können. Man bezeichnet eine derartige Austrittskurve als „Niveaulinie“. Die Austrittsfläche soll also eine „Niveaufläche“, d. h. eine Fläche sein, die an allen ihren Punkten annähernd gleiche Eigenschaften aufweist (vgl. hierzu später Abschnitt 14C).

Zu beachten ist ferner, daß in Wirklichkeit hier c_2 gar nicht genau radial steht, wie der Grundriß von Fig. 91 erkennen läßt. Genau genommen müßte man also die vorhin aufgestellte Gleichung schreiben:

$$Q = (D_2 \pi \cdot b_2) c_2 \cdot \sin \alpha_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2},$$

Für den endgültigen Entwurf der Schaufelform haben allerdings diese peinlich genauen Rechnungen gegenüber den einfacheren Annäherungsrechnungen kaum irgendwelchen Einfluß, da die ganzen Strömungsverhältnisse in der Turbine doch in erster Linie auf Annahmen beruhen.

13. Konstruktion der Leitradschaufel.

Während bei einer Achsialturbine die Begrenzungslinie des Kranzes als gerade Linie verläuft und daher die Schaufeln am Austritt ebenfalls geradlinig auszubilden sind, wie es in den Fig. 87 und 88 vorläufig dargestellt wurde, wird nun bei der Francis-Turbine der Kranz in Kreisbogenform gebogen, wodurch das Schaufelende zu einer Kurve wird. Stellt man die Forderung, daß der Schaufelwinkel α_0 für ein gewisses Schaufelstück genau eingehalten wird, so würde diese Kurve eine logarithmische Spirale sein müssen. Verlangt man, daß der Wasserstrahl parallele Führung zwischen den Schaufelwänden erhalten soll bei gleichzeitiger Einhaltung der Teilung t_0 , Schaufelweite a_0 und Stärke s_0 , so erhält man, wie Fig. 94 zeigt, für die Kurve eine Evolvente. Da diese Kurve einfach aufzuzeichnen ist und außerdem leicht durch einen Annäherungskreisbogen ersetzt werden kann, so ist die Annahme der Evolvente in der Praxis am gebräuchlichsten. (Mitunter wird die Kurve sogar durch eine Gerade ersetzt und auch hiermit werden stoßfreie Beaufschlagungen erzielt.) Der Grundkreis, auf welchem die Evolvente zu bilden ist, erhält, wie ebenfalls aus der Figur hervorgeht, den Umfang $z_0 \cdot (a_0 + s_0)$, also für unser Beispiel einen Durchmesser:

$$e_0 = z_0 \cdot \frac{a_0 + s_0}{\pi} = 22 \cdot \frac{56}{\pi} = 392 \text{ mm.}$$

Der äußere Durchmesser des Leitrades sei, wie Figur zeigt, zu 1600 bzw. 1660 mm angenommen.

Man konstruiert nun folgendermaßen:

Die Evolventenform verzeichnet man am einfachsten dadurch, daß man die Teilung $t_0 = 171 \text{ mm}$ in vier Teile teilt, durch die Teilpunkte

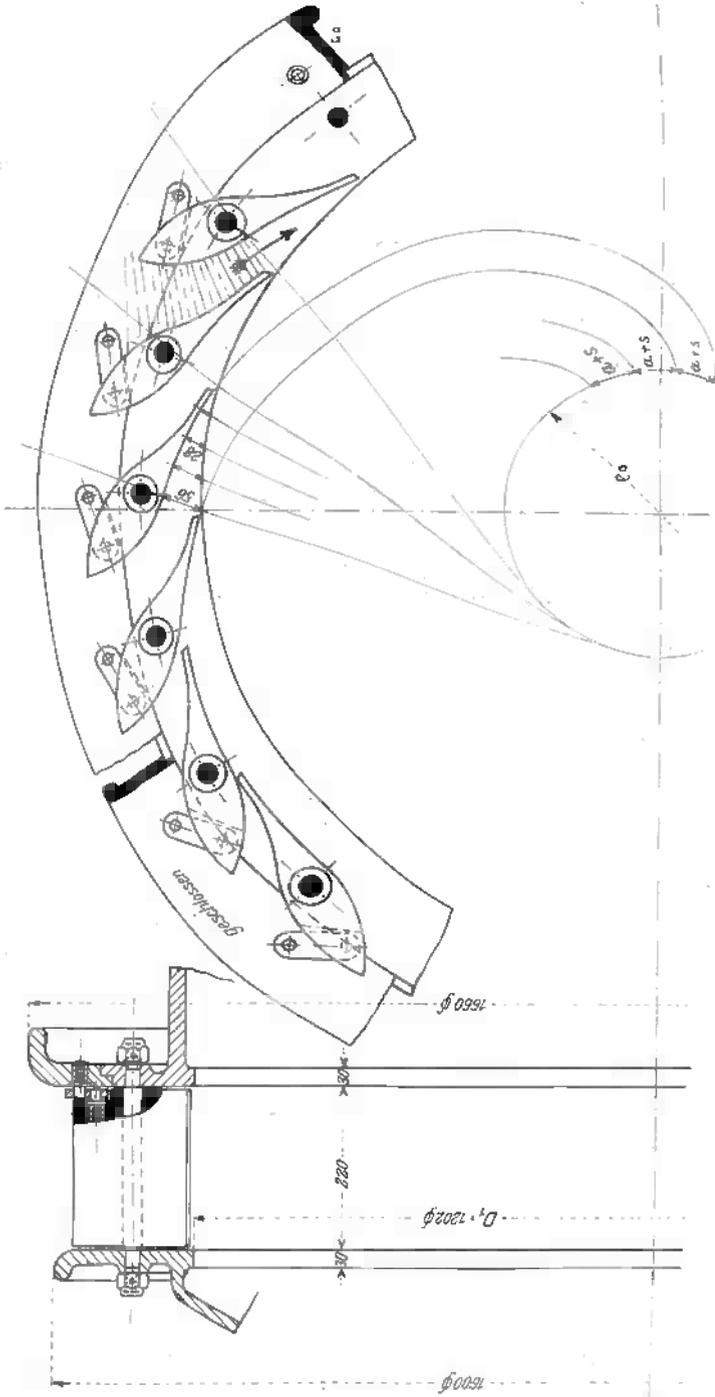


Fig. 98 und 99, Leitrad im Maßstab 1 : 10 d. N.

Grundkreistangenten zieht und die Höhen $(a_0 + s_0)$, $\frac{3}{4} \cdot (a_0 + s_0)$, $\frac{1}{2} \cdot (a_0 + s_0)$ und $\frac{1}{4} \cdot (a_0 + s_0)$ darauf abträgt. Die gefundenen Punkte werden durch eine stetig verlaufende Kurve verbunden, welche ausreichend genau die Evolvente darstellt (s. Fig. 94).

In der Praxis wird man jedoch selbstredend diese wie die weiteren Aufzeichnungen in natürlicher Größe vornehmen.

An die Evolvente schließt sich dann ein Kreisbogen von ziemlich beliebiger Größe und Richtung an. Da die Schaufeln zur Regulierung drehbar sein sollen, so müssen sie zur Aufnahme des Drehbolzens genügend große Wandstärke erhalten. Für den Entwurf der dadurch bedingten Schaufelform ist nur allein maßgebend, daß die Schaufelkammer von außen nach innen zu gleichmäßig und stetig ihren Querschnitt verjüngt und nicht etwa zwischendurch einen geringeren Querschnitt aufweist. Auch dies läßt die Fig. 94 deutlich durch die in der Schaufelkammer rechts angedeutete Schraffur des sich verjüngenden Querschnitts erkennen.

Im Seitenriß (Fig. 93) sind die Lagerung des Bolzens und der Antrieb der Schaufel zu ersehen. Lenker aus Rotguß greifen einerseits an den kleinen Bolzen der Schaufeln, andererseits an den in den verschiebbaren äußeren Kranzteil des Leitrades eingeschraubten Bolzen an, so daß sich beim Verschieben jenes Kranzes alle Schaufeln mit einem Male verdrehen. Näheres hierüber s. im Abschnitt 16.

14. Konstruktion der Laufradschaufel.

Wie seinerzeit bei der Besprechung der Wasserbewegung in den Turbinen schon erwähnt wurde, wird diese verwickelt, sobald eine Schaufel in mehreren Ebenen gekrümmt werden muß, wie dies bei der Laufradschaufel der Francis-Turbine der Fall ist. Wollte man die Strömungs- und Druckverhältnisse in einer solchen Schaufelkammer theoretisch erschöpfend ergründen, so müßte man entsprechend den drei Ausdehnungen des Raumes das Bewegungsproblem „dreidimensional“ lösen, was aber bis jetzt noch nicht gelungen ist. Unter gewissen Annahmen haben daher verschiedene Forscher die Aufgabe zweidimensional zu lösen versucht, und auch für die Praxis leidlich brauchbare Resultate erzielt. Zu erwähnen sind hier in der Hauptsache die Untersuchungen von Prasil,¹⁾ Lorenz²⁾ und Kaplan,³⁾ die aber alle in der Praxis noch wenig Eingang gefunden haben. Hier kommt es darauf an, sich unter vereinfachten Annahmen einen möglichst klaren Einblick in die Strömungsverhältnisse zu verschaffen, wie dies durch die

¹⁾ Prasil, „Die Bestimmung der Kranzprofile und der Schaufelprofile für Turbinen und Kreiselpumpen“. Schweiz. Bauzeitung Bd. 48, S. 277.

²⁾ Lorenz, „Neue Grundlagen der Turbinentheorie“, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 05, S. 257. — „Neue Theorie und Berechnung der Kreiselläder“, Buch, 1906.

³⁾ Kaplan, „Die zweidimensionale Turbinentheorie usw.“, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1912, S. 533.

alte „Wasserfadentheorie“ möglich ist, und unter Benutzung dieser vereinfachten Annahmen im Verein mit den erworbenen praktischen Erfahrungen Turbinen mit hohem Wirkungsgrad zu erhalten. Die Praxis hat daher fast allgemein diese einfache Theorie beibehalten, welche auf der Annahme von Flut- oder Stromflächen und dazwischenliegenden Wasserstraßen beruht, welche gleiche Wassermengen verarbeiten. Treffen auch diese Annahmen nicht ganz die tatsächlichen Strömungsvorgänge, weil vor allem durch die Schaufelkrümmungen beobachtetermaßen Verschiebungen der Wasserstraßen eintreten, so beeinflussen solche Ungenauigkeiten trotzdem das Resultat nicht wesentlich, weil es endgültig nicht auf die einzelne Stromfläche, sondern auf die ganze Schaufelfläche ankommt und auf einen möglichst gleichförmigen Übergang bei derselben von der Eintritts- zur Austrittskante.

Die Konstruktion der Laufradschaufel soll nun hier als Beispiel für die berechnete Turbine durchgeführt und anschließend noch die Konstruktionen bei anderen Verhältnissen und Schaufelformen erläutert werden. Als Konstruktion ist die von Pfarr stammende, welche sich auf der „Wasserfadentheorie“ aufbaut, benutzt worden. Man geht zu dieser Konstruktion, die in den Fig. 95 :- 97 im Maßstabe 1 : 10 dargestellt ist, folgendermaßen vor:

A) Schichtlinien und Schaufelform.

Das Laufrad wird zunächst in eine Anzahl Schichten von gleichem Wasserdurchfluß, also gewissermaßen in einzelne Teilturbinen eingeteilt. Man geht dabei von der Annahme aus, daß in der Wasserbewegung Stetigkeit herrscht und die ganze Strömung auf mittlere Wasserfäden bezogen werden kann. In Fig. 95 sind z. B. vier solcher Schichten gewählt, wodurch sich die Schichtlinien a, b, c, d, e ergeben. Diese Schichtlinien (auch Stromlinien, Flutprofile) kennzeichnen die gewählten „Stromflächen“. In Wirklichkeit wird man allerdings die Turbine in natürlicher Größe aufzeichnen und dementsprechend mehr, vielleicht 6 bis 8 (bis 12) derartiger Schichtlinien annehmen!

Da durch jede der so entstandenen vier Teilturbinen $\frac{1}{4}$ der ganzen Wassermenge durchfließen soll, so ist die Breite b_1 natürlich in vier gleiche Teile einzuteilen, die Austrittskurve b_2 dagegen in vier verschieden große Teile, und zwar so, daß jeder Abschnitt gleichen Ausflußquerschnitt ergibt. Dem Teil \widehat{ab} entspricht z. B. der mittlere Durchmesser D' . Die ganze Ringfläche dieser Teilturbine betrage somit am Austritt: $\widehat{ab} \cdot D \cdot \pi$. Die Ringfläche des zweiten Teils würde dagegen: $\widehat{bc} \cdot D'' \cdot \pi$ sein usw. Da alle diese Ringflächen gleich sein müssen, so erhellt ohne weiteres, daß man die Kurve b_2 in derartige Teile zerlegen muß, daß das Produkt aus Teil und zugehörigem mittlerem Durchmesser überall denselben Wert ergibt.

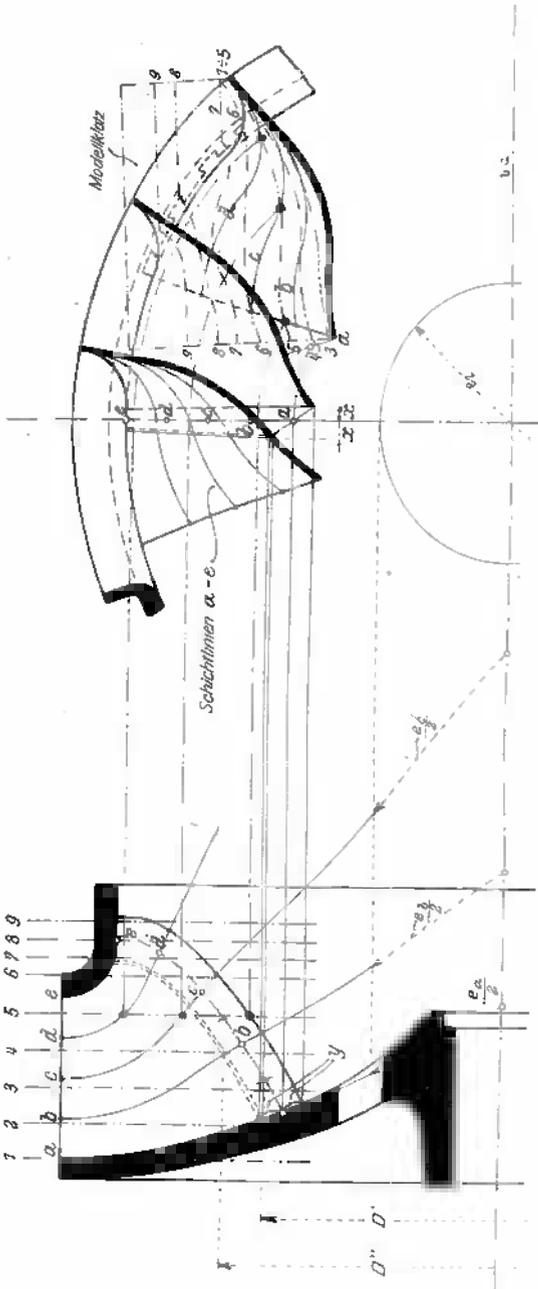


Fig. 95.

Maßstab 1 : 10.

Fig. 96.

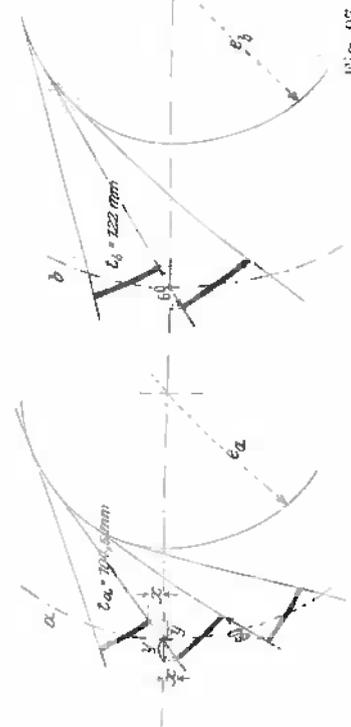
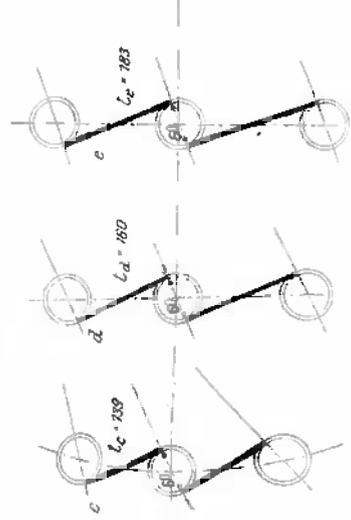


Fig. 97.

So wird z. B. in Fig. 95 $ab = 107$ mm, $D' = 645$ mm, $bc = 92$ mm, $D'' = 750$ mm, und das Produkt beträgt $107 \cdot 645 = 92 \cdot 750 = 69\,000$ qmm. Es ist also hier die Einteilung so zu treffen, daß für alle Teile dies Produkt herauskommt. Die Teile betragen: $ab = 107$ mm, $bc = 92$ mm, $cd = 81$ mm und $de = 70$ mm, zusammen $b_3 = 350$ mm, wie unter 12, f) berechnet wurde.

Wie schon früher erwähnt, ist auch bei dieser Zerlegung darauf zu achten, daß die Schichtlinien annähernd senkrecht zur Austrittskurve verlaufen, d. h. daß die Austrittskurve eine „Niveaulinie“ ist! (Sonst vgl. Abschnitt 14 C.)

Ist nun die Einteilung geschehen, so erfolgt das Aufzeichnen der Schaufeln in verschiedenen Schnitten. Diese Schnitte werden dabei in den Richtungen der Schichtlinien geführt, die Schnittflächen liegen somit am Schaufelende, wie aus Fig. 95 ersichtlich ist, auf Kegelmänteln. Letztere müssen erst in die Ebene abgerollt werden, damit man darauf das jeweilige Schaufelende, und zwar als Evolvente aufzeichnen kann, was durch die besondere, den abgewickelten Kegelmantel darstellende Fig. 98 erläutert ist.¹⁾

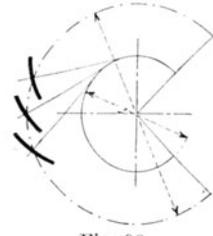


Fig. 98.

Diese *Evolventenkonstruktion* auf den abgewickelten Schnittflächen ist nun in der Fig. 97 für alle Schnitte $a - e$ dargestellt: in vergrößertem Maßstabe ist die Konstruktion für die Schnittlinie \widehat{aa} besonders in Fig. 99 (S. 68) herausgezeichnet. Am besten werden die Evolventen wieder punktweise in gleicher Art, wie bei den Leitrad-schaufeln angegeben war, aufgezeichnet. Die hierzu erforderlichen Grundkreise sind, wie aus Fig. 95 sowohl wie aus Fig. 98 und 99 hervorgeht, auf Grund der harmonischen Teilung für jeden Schnitt verschieden groß, da nur der in die Ebene projizierte Kreis den Durchmesser

$$e_2 = \frac{z_2 \cdot (a_2 + s_2)}{\pi} \text{ besitzt.}$$

Natürlich erhält man auch für jeden Schnitt bzw. jede Schichtlinie eine andere Schaufelteilung t_2 , wie dies ebenfalls aus der Zeichnung hervorgeht.

Für Schicht \widehat{ee} würde z. B. die Teilung den Wert erhalten:

$$t_e = \frac{D_3 \cdot \pi}{z_2} = \frac{1050 \cdot \pi}{18} = 183 \text{ mm ;}$$

für Schicht \widehat{aa} muß dagegen die Teilung im umgekehrten Verhältnis der Durchmesser kleiner sein, also:

$$t_a = 183 \cdot \frac{600}{1050} = 104,5 \text{ mm usw.}$$

¹⁾ An Stelle dieser Kegelabwicklung ist heute auch vielfach die „winkel-treue ebene Abbildung“ der ganzen Schaufelkurve üblich. Hierüber vgl. Wagenbach, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 273 u. Kaplan, ebenda, 1906, S. 216.

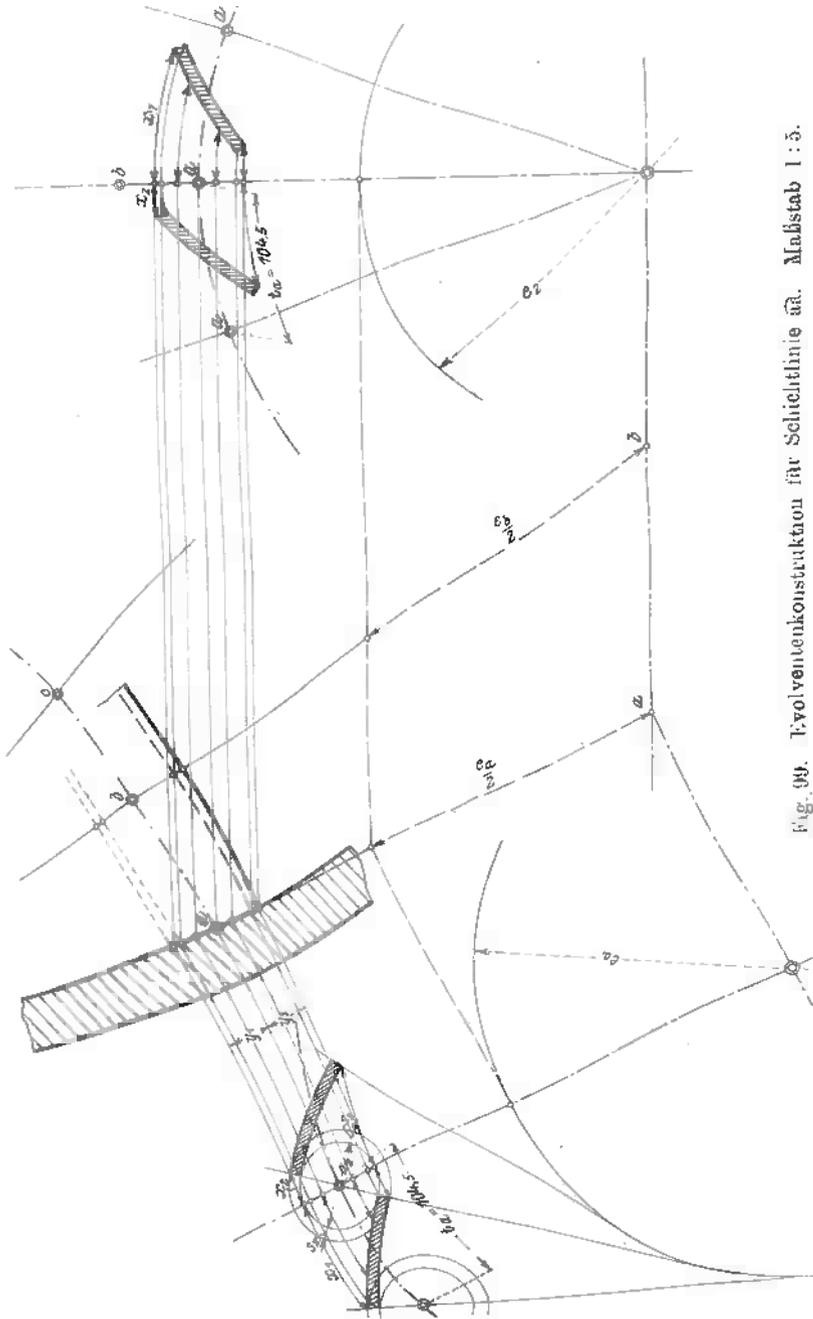


Fig. 99. Evolventenkonstruktion für Schnittlinie aa' . Maßstab 1:5.

Die Schaufelweite a_2 kann überall in gleicher Größe, also mit 60 mm beibehalten werden, wodurch dann allerdings (da c_2 konstant sein soll) nicht in allen Schichten genau $w_2 = u_2$ ist, wie ursprünglich in der Berechnung angenommen war. Es hat dies aber, wie unter C noch näher erläutert ist, wenig Einfluß auf die Wasserführung.

Bei Auftragung aller dieser Werte und Konstruktion der Evolventen für die Schnitte $a \div e$ ergeben sich also die in Fig. 97 dargestellten Formen der Schaufelenden, woraus ersichtlich ist, daß für die Schichten d und e wegen der großen bzw. unendlichen Krümmungsradien die Evolvente wieder in die gerade Linie übergeht. —

Eserfolgt nun die punktweise **Übertragung** der gefundenen Schaufelenden in den Aufriß und Seitenriß des aufgezeichneten Laufrades. Man geht dazu vor, wie Fig. 99 in größerem Maßstabe für die Schichtlinie \widehat{aa} zeigt. Alle Größen y_1, y_2 müssen in Richtung des Kegelmantels aufgetragen werden, und man erhält, wenn man dies für alle Schichtlinien ausführt, im Aufriß Fig. 95 auf einer fortlaufenden Kurve, unterhalb der mittleren Austrittskurve die tatsächliche Endkante der Schaufel, oberhalb auf einer Kurve den geometrischen Ort, in welchem sämtliche Evolventen endigen würden.

Als dann werden die hier in Fig. 95 aufgetragenen Punkte sämtlich nach rechts auf die Mittellinie des Seitenrisses Fig. 96 hinübergelotet. Man erhält hier auf diese Weise zunächst die Punkte a, b, c, d, e der Austrittskurve, die somit hier als in der Mittelebene des Seitenrisses liegend angenommen wurde. (Andre Lagen vgl. unter 14 C.) Alle Größen x werden nun von den ebenfalls auf die Mittellinie der Fig. 96 hinübergeloteten Schaufelpunkten nach rechts und links abgetragen, wodurch man rechts die Endkante einer Schaufel, links wieder den geometrischen Ort der Endpunkte aller Evolventen der nächsten Schaufel auf einer durchlaufenden Linie erhält. Für die Schicht \widehat{aa} ist dies ebenfalls aus Fig. 99 deutlich zu erkennen, aus der hervorgeht, daß die Größen x_1, x_2 genau genommen im Bogenmaß abzutragen sind, sowie auch, in welcher Weise die ganze, verkürzt gezeichnete Evolvente zu übertragen ist.

Um die weitere **Schaufelgestalt** schließlich zu erhalten, schließt man nun an die in Fig. 96 aufgezeichneten Kurven Kreisbögen an. Da das obere Schaufelende über seine ganze Breite b_1 wenigstens während eines kurzen Stückes radial gerichtet sein muß ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$), so schlägt man zweckmäßig den Kreisbogen für die letzte Schichtlinie e zuerst und läßt diesen radial in die äußere Begrenzungslinie des Kranzes einmünden. Die anderen Kreisbögen werden dann, wie es die Konstruktion erfordert, an die Evolvente einerseits und die radial verlaufende Schaufelkante andererseits angeschlossen, wie dies aus Fig. 96 ersichtlich ist.

Diese eben verfolgten Kurven sind dann die Schichtlinien $a \div e$, wie sie sich im Seitenriß ergeben bzw. angenommen sind, und die Schaufelform ist somit gefunden. Der Seitenriß (rechts) gibt dabei die wahre Gestalt wieder, während im Aufriß (links, Fig. 95) alle Punkte in eine Ebene zurückgeklappt gedacht sind, also die Schaufel selbst sich in Wirklichkeit anders projizieren würde.

B) Modellschnitte und Schaufelklötz sowie Einbau der Schaufeln.

Da die Schaufeln meist aus Blech hergestellt und in rotwarmem Zustande in ihre Form gepreßt werden, so ist nun der soeben ermittelten Schaufelform entsprechend, ein sogenannter Schaufelklötz herzustellen, auf welchem die Formgebung stattfinden kann. Zu diesem Zwecke legt man durch den Aufriß (Fig. 95) sogenannte „Modellschnitte“ in einem Abstände, wie es einer normalen Brettstärke entsprechen würde, d. h. vielleicht von 25 mm, nach dem Ende zu wegen der stärkeren Krümmung am besten aber noch enger.

In der Zeichnung sind zur Erläuterung jedoch nur neun solcher Schnitte gelegt, die mit 1, 2 ÷ 9 bezeichnet sind. Es müssen nun die Schnittpunkte dieser Modellschnitte mit den Schichtlinien $a \dots e$ in dem Seitenriß übertragen werden. Dies hat zu geschehen, wie in der Zeichnung für den Schnitt 5 z. B. genau durchgeführt ist. Auch hier sind alle nach rechts herübergeloteten Punkte erst auf die Mittellinie

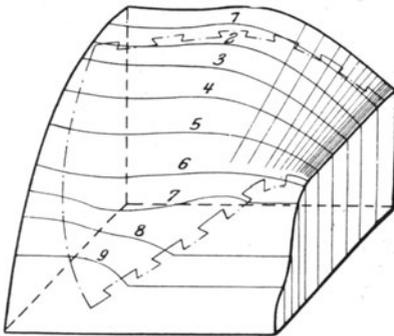


Fig. 100.

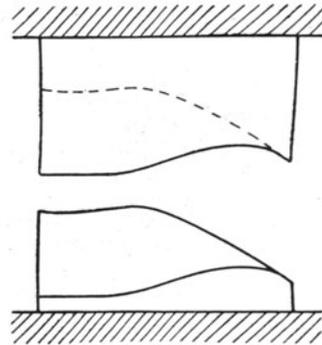


Fig. 101.

zu bringen und von hier aus durch Kreisbögen auf die entsprechende Schichtlinie in der Schaufel rechts. In dieser sind die sich so ergebenden Kurven 1 : 9 eingezeichnet. Jeder Modellschnitt hat, wie Figur zeigt, die betreffende Kurve als obere Begrenzungslinie. Nimmt man nun einzelne Brettstücke von der oben angegebenen Stärke, so läßt sich darauf sowohl auf der Vorderseite wie auf der Rückseite derselben die jeweils ermittelte Kurve aufzeichnen und das Brett dementsprechend ausschneiden. Zu berücksichtigen ist allerdings, daß das so entstehende Modell zur Herstellung eines Gußstückes dienen soll, daß also allen Abmessungen das Schwindmaß zu addieren wäre. — Man trägt dem z. B. dadurch Rechnung, daß man zwischen die Bretter Papier legt. — Alle Bretter zusammengesetzt und an den Fugen beigearbeitet, ergeben dann den Modellklötz, wie er in Fig. 100 nochmals dargestellt ist. Hiernach kann z. B. eine Presse in Gußeisen oder Stahlguß hergestellt werden, deren Klötze die Form Fig. 101 erhalten können, und die alsdann zur Formgebung der Schaufeln Verwendung finden. Der

obere Preßklotz wird aus dem unteren dadurch erhalten, daß man (unter Berücksichtigung der Schaukelstärke) auf diesem einen Gipsabguß abformt und diesen als Modell verwendet.

Die Schaukeln selbst müssen an den Stellen, welche später in den Kranz eingegossen werden sollen, einen mindestens 15 mm breiten Rand erhalten, der verzinkt und zum besseren Eingießen schwalbenschwanzförmig ausgeschnitten wird (s. Fig. 96 und 100).

Der Einbau der Schaukel in die Form erfolgt schließlich in folgender Weise: Nach Schablonieren der Innenfläche eines Radkranzes werden alle Schaukeln unter genauer Kontrolle ihrer Abstände durch Stichmaße usw., bzw. auch mittels der Formmaschine, eingesetzt und mit Formsand so weit umgeben, daß sie feststehen. Dann werden die Schaukelkammern vollständig aufgestampft und die Form des oberen Radkranzes darauf schabloniert. Die Radkränze selbst sind danach natürlich besonders zu formen, so daß man in einem Oberkasten die eine Kranzform, im Zwischenkasten die Schaukeln und im Unterkasten bzw. Gießereierhd die andere Kranzform hat.

C) Besonderheiten in den Schaukelkonstruktionen.

1. Andere Maßnahmen für das Austrittsparallelogramm.

Im Berechnungsbeispiel Abschnitt 12 wurde unter c) angenommen, daß in dem Austrittsparallelogramm $v_2 = u'_2$ (gültig für den Außenkranz, Schicht \widehat{ee}) sein soll. Bei der Schaukelkonstruktion wurde Seite 69 oben ferner die Annahme getroffen, daß in allen Schichten die Schaukelweiten a_2 gleich groß bleiben. Macht man nun diese letztere Annahme, so trifft die erstere zwar für die Schicht \widehat{ee} zu, nicht mehr aber für die übrigen Schichtlinien, d. h. es ist nicht in jeder Schicht $w_2 = u_2$. Zwar hat dies auf die Konstruktion selbst keinen Einfluß, wohl aber auf die Wasserbewegung, die ungleichmäßig wird, da w_2 in den einzelnen Schichten nicht genau mit den vorhandenen Querschnitten übereinstimmt.

Es ist daher auch vielfach üblich, wie schon im Abschnitt 11 B gesagt wurde, nicht $w_2 = u_2$, sondern $c_2 \perp u_2$ zu wählen, und zwar für alle Schichten, wobei c_2 , wie früher, konstant angenommen ist. Dann ergeben sich, wie aus Fig. 102 hervorgeht, überall andere Werte für a_2 , weil nämlich die Proportion besteht:

$$\frac{a_2 + s_2}{t_2} = \frac{c_2}{u_2}.$$

Da t_2 und w_2 für jede Schicht anders werden, ist also auch

$$a_2 + s_2 = c_2 \cdot \frac{t_2}{w_2}$$

veränderlich.

Der Vorteil dieser Annahme besteht darin, daß nun in allen Schichten die Geschwindigkeiten genau den Querschnitten angepaßt sind, also keine Unsicherheiten in der Wasserbewegung entstehen

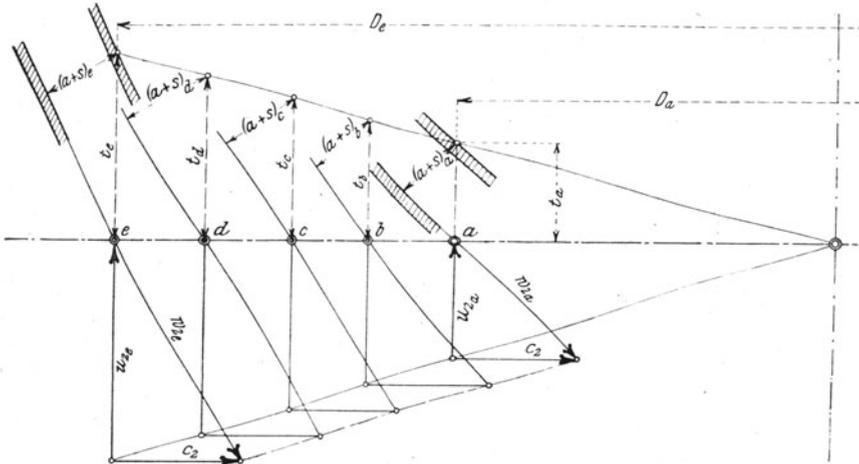


Fig. 102.

können, wie dies in geringem (allerdings aber zulässigem) Maße bei der ersten Annahme $w_2 = u_2$ der Fall ist.

2. Andere Lage der Austrittskurve.

Bei der im Abschnitt 14 unter A durchgeführten Schaufelkonstruktion

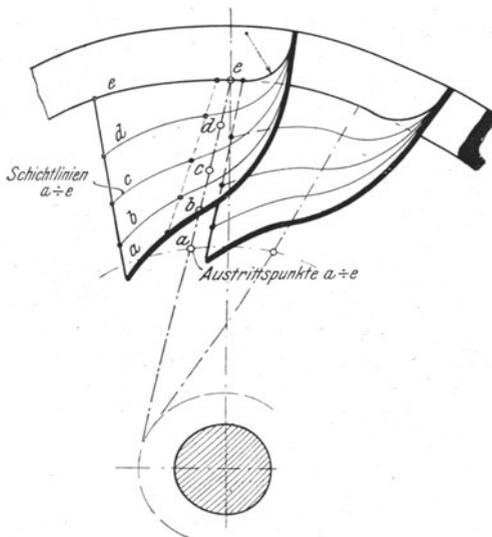


Fig. 103.

wurde die Annahme getroffen, daß die Austrittskurve in bezug auf den Seitenriß (Fig. 96) in dessen Mittelebene verläuft. Der Übelstand, welchen man hierbei unter Umständen in Kauf nehmen muß, liegt darin, daß die Schichtlinien a, b, c zwischen Eintrittskante und Evolvente eine zu starke Krümmung erhalten können, wodurch die Schaufelform unzuweckmäßig ausfallen würde. Um dies zu vermeiden, ist es auch üblich, die Austrittskurve, wie Fig. 103 zeigt, nicht in einer radialen Ebene anzunehmen,

sondern in einer solchen, die zu dieser unter einem spitzen Winkel verläuft. Die Schaufelkonstruktion selbst und die Übertragung der Schichtlinien und Evolventen erfolgt natürlich genau, wie dies hier unter A erläutert war.

3. Andere Lage der Schaufeleintrittskante.

Eine weitere Maßnahme, welche ebenfalls eine Verbesserung der Übergangsformen (Vermeidung zu starker Krümmungen in den Schichtlinien) herbeiführen kann, zeigt Fig. 104. Die Schaufeleintrittskante liegt nicht, wie früher, senkrecht zur Bildebene, sondern sie ist etwas geneigt angeordnet. Die Neigung läuft, wenn man die Eintrittskante von oben nach unten verfolgt, entgegen der Drehrichtung des Rades.

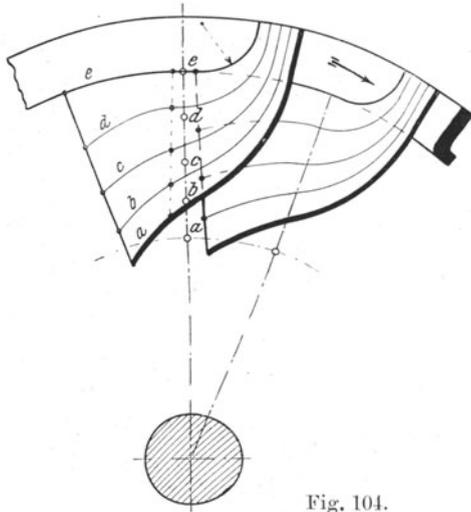


Fig. 104.

4. Die Austrittsfläche ist keine „Niveaulfläche“.

Vielfach ist es unmöglich, die Austrittskurve der Laufradschaufel als „Niveaulinie“ zu wählen. Besonders kommt dies bei breiten Rädern vor mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser, bei welchem dann die Schaufel bis dicht an die Nabe gehen würde. Man wählt deshalb auch eine beliebige Austrittskurve, wie dies in Fig. 105 z. B. dargestellt ist. Ferner sind die Schnelläuferkonstruktionen hierzu zu rechnen, wobei ebenfalls selten eine Niveaulinie gewählt werden kann, wie dies aus Fig. 106 beispielsweise hervorgeht.

Der Vollständigkeit halber sei nur in kurzen Worten auf die Konstruktion der Laufradschaufel in diesen Fällen aufmerksam gemacht.

Nach Berechnung der Turbine selbst gemäß den Ausführungen im Abschnitt 12a : e kann zur Aufzeichnung des Laufrades geschritten werden, sowie zur Aufzeichnung der Leitrad-schaufel, die in derselben Weise wie bei der normalen Turbine ausgebildet werden kann. Beim Schnelläufer kann allerdings die Zahl der Laufradschaufeln (Abschnitt 12c) erst nach Aufzeichnung der Laufradform und nach Annahme einer Austrittskurve bestimmt werden, wenn man nicht gerade vorzieht, sie willkürlich festzusetzen.

Die Berechnung Abschnitt 12f (Berechnung von Länge und Schwerpunktsdurchmesser der Austrittskurve) muß nun hier vollständig unterbleiben, da der Berechnung ja die „Niveaulinie“ zugrunde

gelegt war. Die Aufzeichnung des Laufrades erfolgt also hier ohne weitere Querschnittsrechnungen, indem man nur darauf sieht, die Kränze in möglichst glatter Form nach dem Saugrohr herumzuführen, wie die Fig. 105 und 106 auch zeigen.

Man legt dann zur Konstruktion der Laufradschaufel wie früher Schichtlinien. Um nun aber die Evolventen, d. h. Schaufel-Enden für die einzelnen Schichten aufzeichnen zu können, muß für jeden Teilpunkt der Austrittskurve eine besondere Rechnung eintreten.

Dies ist für die Schichtlinie x der Fig. 105 und 106 angegeben. Man berechnet für den Austrittspunkt x die Umfangsgeschwindigkeit u_2 und die Schaufelteilung t_2 , nimmt ferner die Schaufelweite a_2 (die bei diesen Turbinen in der Regel verschieden groß in den einzelnen Schichten gewählt wird) sowie s_2 an und hat nun erst die Ausflußgeschwindigkeit c_2 an diesem Punkte zu berechnen. Zu diesem Zwecke ist eine Niveau-linie durch x zu zeichnen (vgl. Fig. 105 und 106, b_x), und es ergibt sich c_2 , gemäß dem unter 12f Gesagten, aus der Gleichung:

$$c_2 = \frac{Q}{D_x \cdot \pi \cdot b_x} \cdot \frac{a_2 + s_2}{a_2},$$

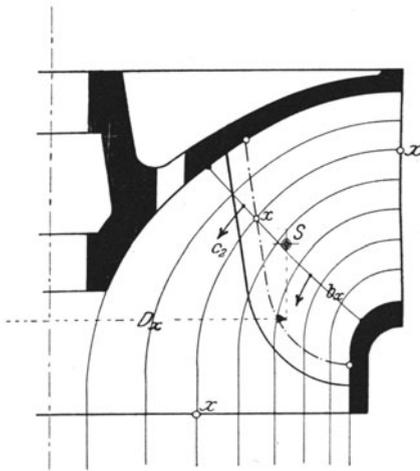


Fig. 105.

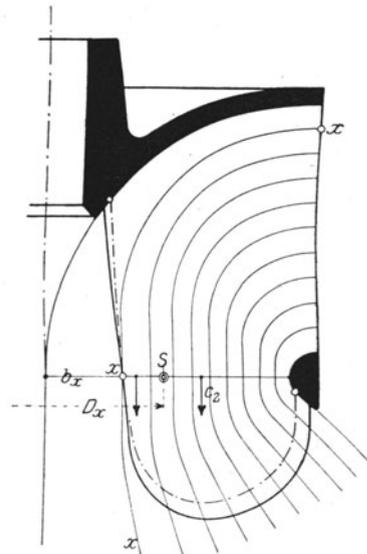


Fig. 106.

wobei allerdings hier zu beachten ist, daß eine Verengung durch die Schaufelbleche nach $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ nicht immer für die ganze Länge b_x erfolgt.

Sind alle Größen bestimmt, so läßt sich das Schaufelende für die Schichtlinie x in der Ebene abgerollt aufzeichnen, wie es in Fig. 97 dargestellt war. In gleicher Weise ist für alle Schichtlinien zu verfahren, was natürlich eine langwierige Arbeit verursacht.

Die weitere Konstruktion, ebenso die Aufzeichnung des Schaufelklotzes erfolgt dann genau so, wie in den Fig. 95 und 96 angegeben wurde.

(Genauerer hierüber enthält z. B. die Abhandlung von Baashuus, Z. d. V. d. Ing. 1901, S. 1602f.)

15. Regulierung der Francis-Turbinen.

Der Zweck der Regulierung aller Turbinen ist ein zweifacher. Erstens muß die Regulierung so eingerichtet sein, daß die Turbine schwankenden Wasserverhältnissen angepaßt werden kann, denn: tritt Wassermangel ein, so würde infolge der zu großen Querschnitte der Turbine der Wasserspiegel in der Oberwasserkammer sofort zu sinken beginnen, so daß sich die Leistung dadurch ganz beträchtlich verringert. Es muß also unbedingt eine Vorrichtung angeordnet werden, die in solchen Fällen die Durchflußquerschnitte verkleinert, damit wenigstens das Gefälle erhalten bleibt.

Der zweite Zweck der Regulierung ist aber der, die Turbine den jeweiligen Belastungen anzupassen, damit die Umdrehungszahl möglichst konstant bleibt. Kann auch die Wasserturbine, wie im Abschnitt 6 gezeigt wurde, nicht „durchgehen“, so würden doch bei Belastungsschwankungen große Tourenschwankungen auftreten, wenn nicht die Leistung der jeweiligen Belastung durch Vergrößerung oder Verkleinerung der beaufschlagenden Wassermenge angepaßt würde. Auch dieser Zweck der Regulierung wird also in der Regel durch Veränderung der Durchflußquerschnitte erreicht, wenn man nicht durch Abbremsen (sogenannte Bremsregulatoren) die etwa überschüssige Energie vernichten will.

Früher ordnete man nun zum Zwecke der Regulierung z. B. eine Drosselklappe im Saugrohr an, oder man schob über das Leitrad einen Ringschieber, dadurch die Wassermenge beim Ausfluß bzw. beim Eintritt in das Leitrad drosselnd. Diese Vorrichtungen haben aber den Nachteil, daß erstens der Wirkungsgrad der Turbine bei Betätigung der Reguliervorrichtung stark sinkt, und daß zweitens in der Turbine selbst Wirbelbildungen entstehen, welche zu einer außerordentlich raschen Abnutzung der Turbine führen können. In den Wirbeln scheiden sich Luftblasen aus, welche eine Oxydation der Schaufeln und Radkränze hervorrufen; durch fortgesetztes Abspülen der oxydierten Schichten und neue Oxydbildung entstehen dann nach kurzer Zeit charakteristische, bei vielen Turbinen schon beobachtete starke Anfrassungen. Eine gute Regulierungsvorrichtung muß also vor allem so entworfen werden, daß Wirbelbildungen möglichst vermieden werden! —

A) Drehbare Leitschaufeln oder Finksche Regulierung.

Das Wesen dieser Regulierung wurde schon im Abschnitt 13 an Fig. 94 erklärt. Die Schaufeln in der Mitte sind in geöffnetem Zu-

stande, zwei Schaufeln links dagegen geschlossen gezeichnet. Dort wurde das Verstellen durch einen am unteren Kranze herumlaufenden Ring bewirkt, welcher am besten von zwei Wellen aus mittels Hebel und Zugstangen gedreht wird, wie dies aus der späteren Anordnung Fig. 125 hervorgeht. Die Mitnahme der Schaufeln erfolgt durch Lenker, eine Konstruktion, wie sie in ähnlicher Weise z. B. von J. M. Voith, Heidenheim, und G. Luther, Braunschweig, ausgeführt wird.

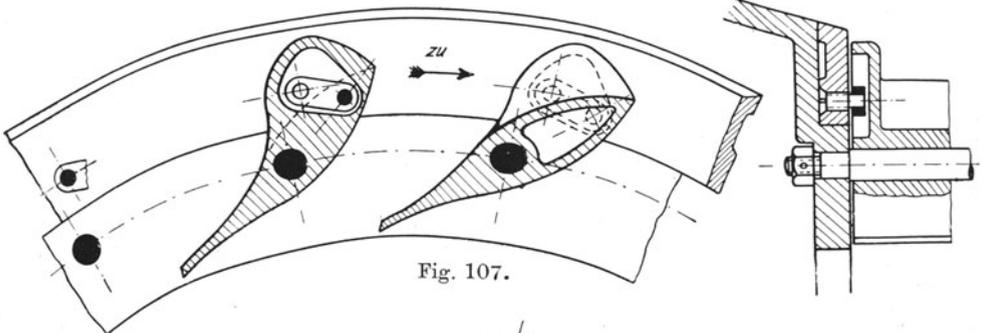


Fig. 107.

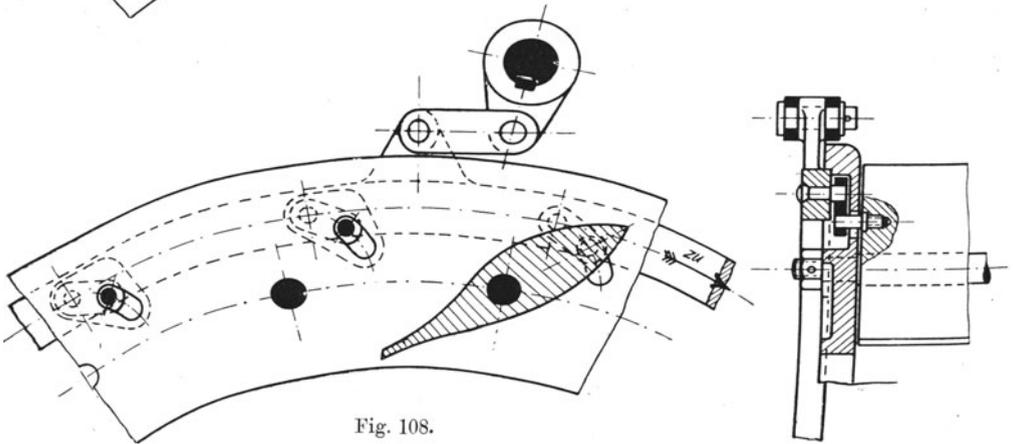


Fig. 108.

Wie Fig. 94 zeigte, ist dort die Schaufel für den Lenker etwas ausgeschnitten. In besseren Ausführungen wird derselbe jedoch zweckmäßig versenkt angeordnet. Während z. B. Voith den Lenker in einer Aussparung der Schaufel selbst unterbringt (Fig. 107) (wodurch die Schaufeln aber einen wenig zweckmäßigen Ansatz erhalten), bringt Luther solche Aussparungen im Leitradkranze an und versenkt die Lenker in diese, wie aus Fig. 108 hervorgeht.

Der Antrieb der Regulierringe erfolgt von einer oder zwei Regulierwellen aus, wie aus Fig. 108 sowie den späteren Fig. 125, 132 und 136 z. B. zu entnehmen ist.

An Stelle des Lenkers findet man aber mitunter auch einen in einer Aussparung der Schaufel bzw. des Kranzes sich bewegenden Gleit-

stein, in welchen ein Bolzen des Regulierendes eingreift. Der Gleitstein muß sich natürlich in einer bearbeiteten Gleitfläche bewegen, welche leicht verunreinigt wird, so daß diese Konstruktion heute nur noch bei kleineren Turbinen Anwendung findet.

Bei sogenannten Spiralturbinen (s. später) findet man an Stelle der Lenker oder Gleitsteine auch eine Schaufelverstellung nach Fig. 109. Jede Schaufel hat einen durch die Gehäusewand gehenden und dort abgedichteten Zapfen, auf welchem ein Hebel aufgekeilt ist. Sämtliche Hebel werden von einem herumlaufenden Ring gleichzeitig verstellt. Der Vorteil dieser Schaufelverstellung ist, daß alle Reguliereteile außer-

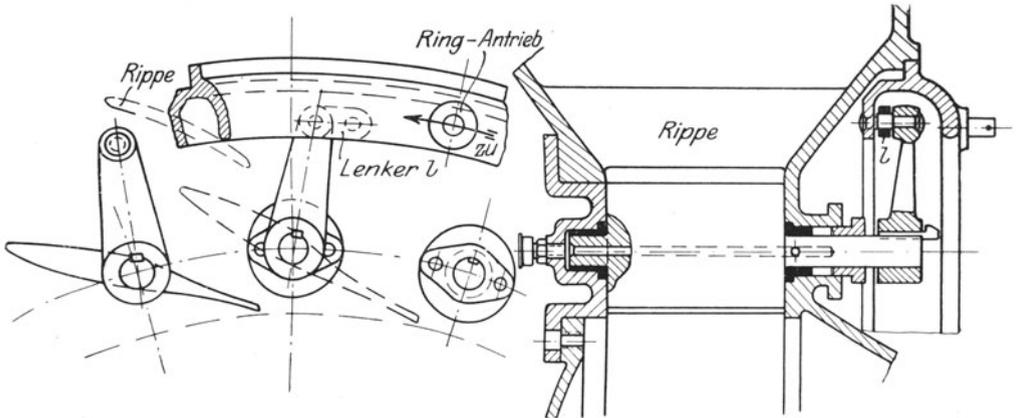


Fig. 109.

halb des Gehäuses liegen, also nicht dem strömenden Wasser ausgesetzt sind und die Schaufeln eine wesentlich einfachere Gestalt bekommen können. Jedoch ergibt sich der Nachteil, daß weit mehr Einzelteile vorhanden sind, die Konstruktion also teurer wird und daß der Zusammenhalt der beiden Leitradwände durch Wegfall der als Stehbolzen wirkenden Schaufelbolzen verloren geht und daher besondere Rippen eingebaut werden müssen, wie die Figur zeigt.

Der Einfluß der Drehschaufel-Regulierung auf die Wasserbewegung ist aus der Gegenüberstellung der beiden Parallelogramme Fig. 110 und 111 zu ersehen.

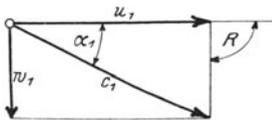


Fig. 110.

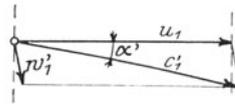


Fig. 111.

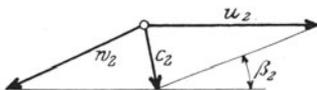


Fig. 112.

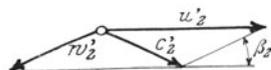


Fig. 113.

Im teilweise geschlossenen Zustande der Schaufeln wird annähernd das Parallelogramm Fig. 111 auftreten, und es ist daraus ersichtlich, daß eine geringe Stoßwirkung vorhanden, aber w_1 wesentlich kleiner geworden ist. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 ist beiderseits in gleicher Größe gezeichnet, denn die Regulierung soll ja vor allem die Umdrehungszahl der Turbine auf annähernd konstanter Höhe erhalten können, wie es beispielsweise bei Antrieb von Dynamomaschinen gefordert wird.

Verringert sich nun w_1 , so heißt das: das Wasser strömt mit geringerer Geschwindigkeit in das Laufrad. Bei teilweise geschlossenen Leitschaufeln ist die Wassermenge jedoch auch geringer geworden, so daß das Wasser jetzt tatsächlich mit geringerer Geschwindigkeit fließen müßte, damit die Querschnitte des Laufrades wieder ausgefüllt werden. Beim Laufradeintritt ruft also die Regulierung annähernd die ideell richtige Wirkung hervor, d. h. es bleiben die Laufradquerschnitte vollständig mit Wasser gefüllt, und eine Wirbelbildung, die, wie vorhin erwähnt, stets zur vorzeitigen Abnutzung der Schaufeln führt, ist nahezu vermieden, soweit sie nicht durch „Stoß“ bedingt wird.

Am Laufradaustritt verändern sich die Parallelogramme, wie aus der Gegenüberstellung der Fig. 112 und 113 hervorgeht. Hier ist ebenfalls w_2 kleiner, während u_2 gleich bleibt, und die Folge ist, daß das Wasser mit einer größeren Geschwindigkeit c_2 und unter schräger Richtung in das Saugrohr tritt, wodurch der Wirkungsgrad natürlich sinken muß. Das Sinken desselben erfolgt aber besonders infolge der vorhin erwähnten „Stoßwirkung“ beim Eintritt ins Laufrad. (Vgl. z. B. die Wirkungsgrad-Kurve Fig. 115.)

B) Regulierung durch Spaltschieber.

Diese wird ausgeführt, wie z. B. Fig. 114 darstellt. Zwischen

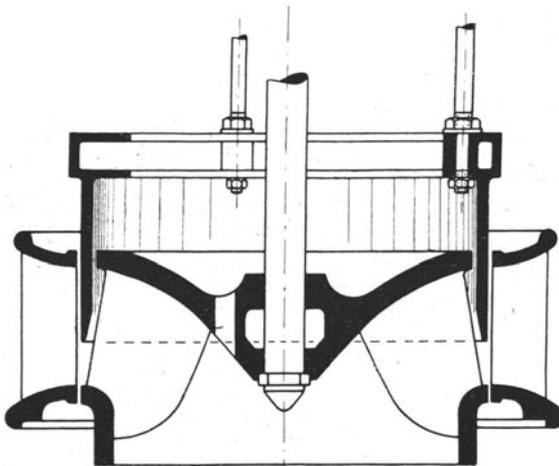


Fig. 114.

Lauf- und Leitrad wird ein Ring geschoben, der den Wasserzufluß mehr oder weniger absperrt. Natürlich ist diese Regulierung nicht vollkommen, da im Laufrade nun Wirbel entstehen müssen, Aber sie ist äußerst einfach und wird daher da, wo mit annähernd konstanter Beaufschlagung gerechnet werden kann, und wo es nicht so sehr auf

Hochhalten des Nutzeffektes ankommt, auch mitunter heute noch ausgeführt. Man findet sie demnach vor allem bei billigeren und kleineren Turbinen, führt aber auch mitunter große Anlagen mit dieser Regulierung aus. So z. B. bei dem großen Elektrizitätswerke am Glommen, Norwegen (Anlage Fig. 15), woselbst die von der Firma Escher, Wyß & Co. in Zürich gelieferten 3000 P. S.-Turbinen Spaltschieberregulierung erhielten.

C) Anmerkung über Berechnung regulierbarer Turbinen.

Regulierbare Turbinen berechnet man, wie eingangs des Abschnittes 12 kurz angedeutet wurde, vielfach für $\frac{3}{4}$ der maximalen Wassermenge. Dies hat den Zweck, daß der Wirkungsgrad der Turbine bei geringerer Beaufschlagung nicht zu tief heruntergeht. In welcher Weise bei einer derartig berechneten Turbine der Wirkungsgrad von der beaufschlagenden Wassermenge abhängt, ist aus dem Diagramm Fig. 115 ersichtlich, welches die Bremsresultate einer Francis-Turbine der Firma

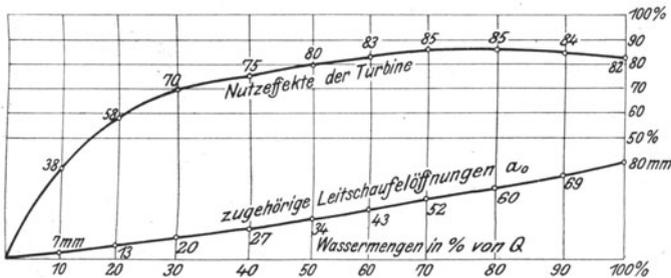


Fig. 115.

J. M. Voith, Heidenheim, wiedergibt. Man ersieht daraus auch die jeweiligen Leitschaukelöffnungen (Drehschaukeln) und erkennt, daß der Wirkungsgrad mit abnehmender Wassermenge bald sehr stark herabgeht, bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung aber seinen Höchstwert erreicht.

Bei einer solchen Turbine werden also Laufradaustritt ($D_2 \cdot b_2$) sowie Saugrohr (D_3) für $\frac{3}{4}$ der vollen Wassermenge berechnet, jedoch im übrigen so, wie beim Beispiel Abschnitt 12 erörtert wurde. Das Leitrad (b_0, b_1) ist aber der vollen Wassermenge entsprechend zu dimensionieren, da hier durch die Regulierung ja Querschnittsveränderungen bewirkt werden. Bei genauem Vorgehen müssen dann die Eintrittsparallelogramme für die verschiedenen Beaufschlagungen aufgezeichnet werden, worauf aber hier nicht näher eingegangen werden kann. Die Folge der Berechnung für $\frac{3}{4} Q$ ist natürlich, daß das Wasser bei voller Beaufschlagung dann mit $\frac{4}{3}$ größerer Geschwindigkeit durch das Saugrohr davongejagt wird, so daß der Wirkungsgrad dann sinken muß.

D) Der Antrieb der Regulierung.

Der Antrieb der Regulierung der beiden Arten erfolgt entweder von Hand oder selbsttätig. Da die Verstellkräfte unter Umständen ganz bedeutende sind, so geschieht der Antrieb im letzteren Falle stets von einem sogenannten „indirekt wirkenden“ Regulator aus. Ein gewöhnlicher Dampfmaschinenregler betätigt entweder ein Ventil, welches Wasser oder Öl von hohem Druck auf einen Kolben und dadurch auf das Reguliergestänge wirken läßt („hydraulischer Regulator“), oder dieser Regler bewirkt das Ein- und Ausrücken von Riemen auf Scheiben, welche unter Zwischenschaltung von Übersetzungen die Regulierwelle drehen („mechanischer Regulator“).

Die Einwirkung auf die Regulierung kann infolge dieses indirekten Antriebs natürlich im allgemeinen nicht so präzise sein, wie sie bei der Dampfmaschine durch den Regler erfolgt. Jedoch werden heute Turbinenregulatoren ausgeführt, welche nur 2 bis 5 Sekunden Schlußzeit besitzen, d. h. also: die bei plötzlicher vollständiger Entlastung der Turbine (z. B. beim Durchschlagen einer Sicherung der angetriebenen Dynamo) in 2 ÷ 5 Sekunden dieselbe ganz abstellen, ohne daß sich die Umdrehungszahl inzwischen wesentlich erhöht hat.

Da der Regulator heute zu einem wichtigen Bestandteile bei allen größeren Wasserkraftanlagen geworden ist, soll hier auf Wirkungsweise und Aufbau an Hand der schematischen Darstellung Fig 116

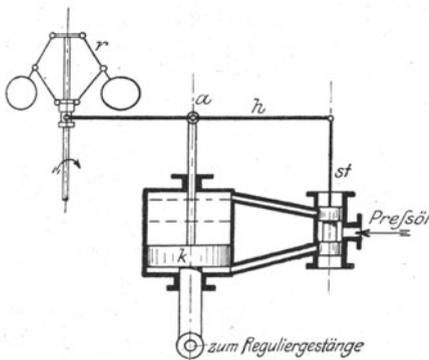


Fig. 116.

hingewiesen werden. Es ist ein indirekt wirkender hydraulischer Regulator, welcher mit Drucköl von 10 ÷ 25 Atm. betrieben wird. Er besteht im wesentlichen aus dem Regler *r*, dem Steuerventil *st* und dem Arbeitskolben *k* („Servomotor“ genannt), welcher das Reguliergestänge betätigt. Die Arbeitsweise ist nun in kurzen Worten folgende:

1. Stellung nach Figur: Ruhezustand und normale Umlaufzahl *n*.

2. *n* steigt infolge Entlastung der Turbine: Regulatormuffe geht nach oben. Steuerventil nach unten, Drucköl strömt unter den Kolben *k*.

3. Kolben hebt sich und schließt die Leitschaufeln.

4. Mit dem Kolben hebt sich gleichzeitig der Steuerhebel *h* und der Schieber gerät auf Mittelstellung zurück, was als „Nachführung“ bezeichnet wird. (Selbstverständlich kann diese Nachführung nicht durch Punkt *a* direkt bewirkt werden, sondern es ist hier zur Hubverminderung eine Übersetzung einzuschalten.)

5. Damit ist wieder Stillstand der Vorrichtung erreicht! Da aber die Regulatormuffe jetzt etwas höher steht als bei 1, entspricht dem neuen Ruhezustand eine höhere Umlaufzahl.

Das Regulierdiagramm eines solchen Regulators zeigt Fig. 117. Je nach den vorhandenen Schwingmassen und je nach der Ausführung des Regulators wird der neue Beharrungszustand

früher oder später erreicht. Würde die erwähnte „Nachführung“, dagegen fehlen, so würde ein fortgesetztes Pendeln um die Ruhelage stattfinden, da der Kolben stets zu weit schließt bzw. öffnet und die Erreichung eines Beharrungszustandes würde fast unmöglich sein. Neuerdings werden auch solche Regulatoren gebaut, die vermöge einer „nachgiebigen Rückführung“ durch Reibräder¹⁾ bei jeder Belastung die normale Umdrehungszahl wieder einstellen, wie dies bei Großkraftwerken verlangt wird. — (Über Doppelregulatoren, wie sie bei Turbinen für großes Gefälle gebraucht werden, vgl. später S. 110, Fig. 152.)

16. Zapfenkonstruktionen.

Neben den Einzelheiten zur Regulierung sind die Spurzapfen, welche bei stehender Wellenanordnung nötig werden, die wichtigsten Teile einer Turbine. Unterstützungen der Welle auf dem Fundament der Unterwasserkammer durch sogenannte „Unterwasserzapfen“ kommen heutzutage nicht mehr vor.

In der Regel verwendet man heute nur sogenannte „Überwasserzapfen“, die an möglichst zugänglicher Stelle sitzen, und zwar in folgenden Arten:

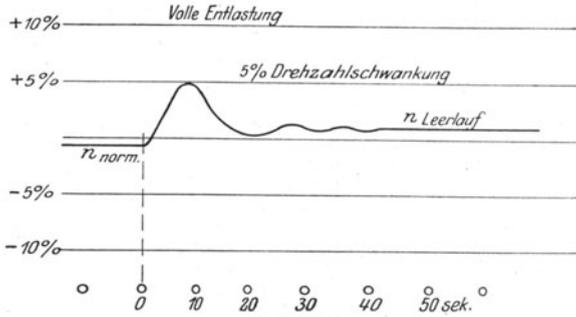


Fig. 117.

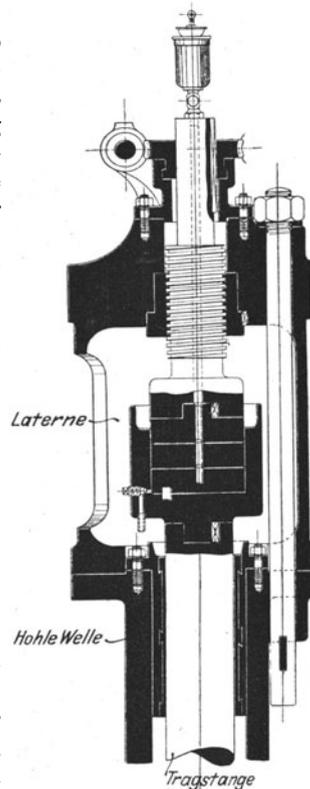


Fig. 118.

¹⁾ Thoma, Z. d. V. d. Ing. 1912, S. 121: „Die neuen Turbinenregulatoren von Briegleb, Hansen & Co.“

A) Volle Spurzapfen. (Fontainezapfen.)

Verschiedene Ausführungen geben die Fig. 118 und 119 wieder, während der gesamte Einbau aus der späteren Fig. 125 ersichtlich ist.

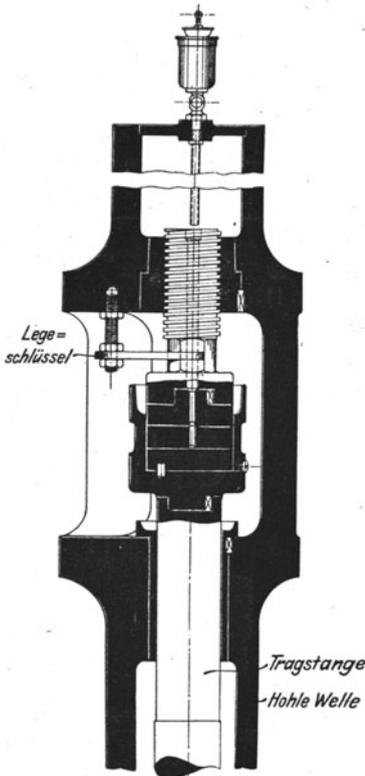


Fig. 119.

Das Spurlager selbst besteht aus einer auf die Tragstange zentrisch aufgesetzten Pfanne, in welcher die Spurlinsen aus Rotguß, Stahl oder auch mitunter Gußeisen liegen. In Fig. 119 ist z. B. die untere feste Linse aus Stahl, die mittlere bewegliche aus Rotguß, die obere, welche am Zapfen fest ist, wiederum aus Stahl. Der Zapfen selbst ist mit Gewinde versehen, damit man das Ganze in der Höhe bequem einstellen kann. Zu diesem Zwecke ist entweder ein kleines Schneckenrad auf dem oberen Zapfenende aufgekeilt, welches durch Schnecke und Handrad angetrieben wird (Fig. 118), oder es ist lediglich ein Sechskant ausgearbeitet, der mittels Schlüssels gefaßt werden kann (Fig. 119 und 125) und sonst durch Legeschlüssel gesichert wird.

Die Schmierung hat reichlich zu geschehen, und zwar hat sich reines Rizinusöl als am zweckmäßigsten hierfür erwiesen.

Der Vorteil der vollen Spurzapfen ist der, daß das gesamte Eigengewicht der rotierenden Teile durch die Tragstange direkt auf

Alle „Fontainezapfen“ (nach dem Erfinder Fontaine so benannt) bestehen aus der hohlen Welle, der Tragstange und dem eigentlichen Spurlager. Die Tragstange stützt sich auf ein Armkreuz im Saugrohranfang und dient dazu, die gesamte Belastung aufzunehmen und auf das Fundament zu übertragen. Die hohle Welle ist in der Regel aus Gußeisen. Sie wird meist oben unter den Kegelrädern und unten im Leitraddedeckel gelagert. Am oberen Ende läuft sie in eine sogenannte Laterne aus, in welcher das Spurlager sitzt. Die Laterne ist entweder aus einem Stück mit der Welle, wie in Fig. 125 dargestellt ist, oder sie wird auch besonders angeschraubt, wie Fig. 118 zeigt, wodurch das Aufbringen der Kegelräder einfacher wird und die Laterne leichter gehalten werden kann, da die Schrauben die Zugbeanspruchung aufnehmen. Ist eine Verlängerung der Welle nach oben aus irgendeinem Grunde erforderlich, so würde die Konstruktion in der Weise, wie Fig. 119 zeigt, abgeändert werden müssen.

Das Spurlager selbst besteht aus einer auf die Tragstange zentrisch aufgesetzten Pfanne, in welcher die Spurlinsen aus Rotguß, Stahl oder auch mitunter Gußeisen liegen.

dem Armkreuz und infolgedessen auf dem Fundament abgestützt wird. Er wird deshalb von einigen Firmen vorgezogen, wenn auch besonders bei kleineren Turbinen seine Kostspieligkeit im Vergleich zu einem einfachen Ringspurzapfen ein Nachteil ist.

B) Ringspurzapfen.

Dieselben werden, je nach Größe der Turbine, in folgenden drei Arten ausgeführt:

1. Einfacher Ringspurzapfen für kleine und mittlere Turbinengrößen.

Eine derartige Bauart stellt Fig. 120 dar, den vollständigen Einbau dagegen Fig. 121. Auch hier ist durch das Gewinde am Ende der Welle eine bequeme Einstellbarkeit vorhanden. Die Drehung erfolgt durch einen Sechskant und Schlüssel, die Sicherung durch eine übergestülpte Haube, die sowohl den Sechskant, wie auch einen am Wellenende befindlichen Vierkant erfaßt, wie der nach oben geklappte Schnitt der Fig. 120 zeigt. Die ringförmigen Spurlinsen sind teils Stahl, teils Rotguß; die untere wird zweckmäßig kugelig ausgebildet, damit ein Ecken ausgeschlossen wird. Die Spur ist stets vollständig von Öl umpült, welches durch ein innen eingeschraubtes Stück Rohr in gleicher Höhe gehalten wird. Der ganze Zapfen ist auf einem Tragkreuz gelagert, oder auf Trägern bzw. Balken, wie in Fig. 121 angedeutet ist. Jedenfalls ist diese Lagerung, im Gegensatz zu der bei Fontainezapfen erforderlichen, hier sorgfältig und kräftig auszuführen, da nun die gesamte Belastung hier oben abgestützt werden muß.

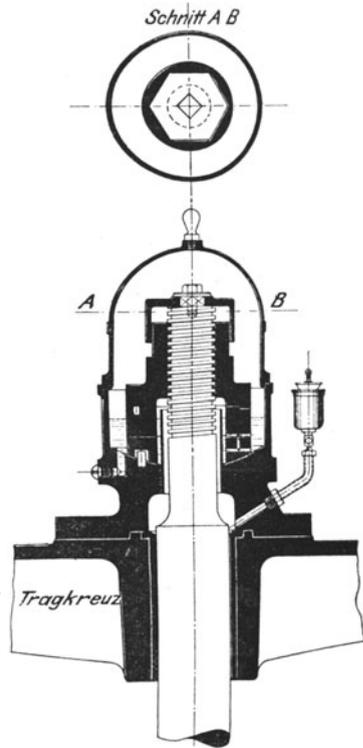


Fig. 120.

Zur Verringerung der Reibung in der Spur werden bei größeren Turbinen neuerdings ausgeführt:

2. Ringzapfen mit Kugelspur.

Eine derartige Konstruktion, wie sie von der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha für die in Fig. 128 später dargestellte Anlage ausgeführt wurde, zeigt Fig. 122. Die Kugeln sowie Spurplatten bestehen aus bestem Stahl, der gehärtet und geschliffen wird. Dadurch werden unter Anwendung einer guten Fett- oder Ölschmierung sowohl Reibung wie auch Abnutzung außerordentlich gering, was besonders

bei größeren Turbinen mit beträchtlicher Eigengewichtsbelastung der Spur einen großen Vorteil bietet.

3. Entlastete Ringspurlager.

Dieselben findet man bei sehr großen Anlagen, bei denen z. B. Eigengewichte bis 30000 kg durch ein Spurlager aufzunehmen sind. Man bildet sie aus, wie in Fig. 123 dargestellt ist. Auf einem sehr kräftigen, hier jedoch nicht gezeichneten Tragkreuz, ruht ein Flansch, welcher eine kugelförmig ausgebildete Scheibe mit der unteren Spur-

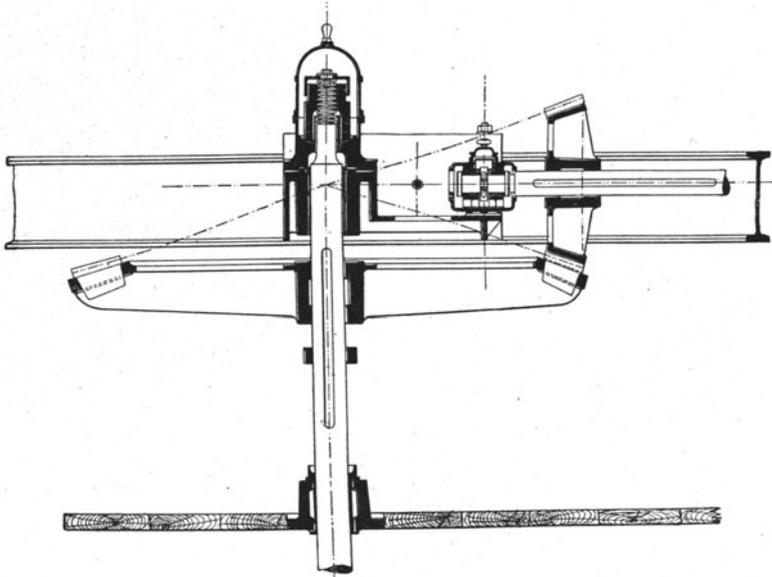


Fig. 121.

platte trägt. Die obere Spurplatte stützt sich mit einem Zwischenstück gegen eine ringförmige Mutter, welche die Höheneinstellung des rotierenden Teils gestattet. Zur Entlastung der Spurplatten wird nun von einer Pumpe aus durch eine Druckleitung Öl von ziemlich großer Pressung (bis 25 Atm.) in den ringförmigen Hohlraum zwischen den Spurplatten gepreßt, von welchem es sich durch Nuten über die ganze Platte verteilt. Bei richtiger Dimensionierung heben sich die Platten um einen ganz geringen Betrag, so daß das gesamte Eigengewicht nun auf einer Ölschicht ruht und dadurch Reibung sowie Abnutzung sehr verringert werden. Das Öl spritzt in feinem Strahl ringsherum aus der Fuge nach innen und außen aus und wird vollständig wieder der Druckpumpe zugeführt. Der Ölverbrauch ist ein ziemlich beträchtlicher.

Die Berechnung aller Spurzapfen erfolgt auf Flächenpressung sowie auf „Heißlaufen“! Die Gesamtbelastung, welche durch die Spur aufzunehmen ist, setzt sich zusammen aus:

1. Gewicht der Welle und der rotierenden Teile des Spurzapfens;
2. Gewicht des Laufrades;
3. Gewicht des Wassers im Laufrade;
4. Gewicht des Kegelrades bzw. des Dynamoankers.

Hinzukommen würden noch:
5. ein nach unten wirkender Spaltüberdruck und 6. eine nach oben gerichtete Komponente der Reaktion (Abschnitt 8 B). In den meisten Fällen werden sich diese beiden letzteren Kräfte aber gegenseitig aufheben und können daher in der Regel vernachlässigt werden.

Die Zapfen unter A und B_1 sind dann derart zu dimensionieren, daß die mittlere Flächenpressung zwischen den Spurlinsen nicht mehr als 50 \div 70 kg pro qcm be-

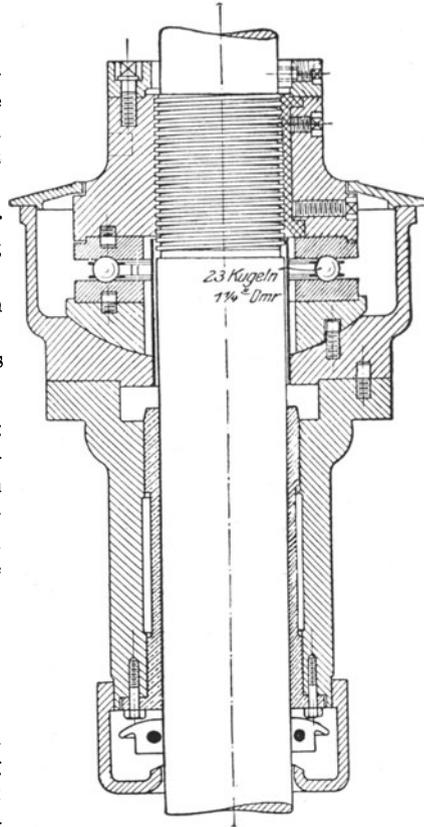


Fig. 122.

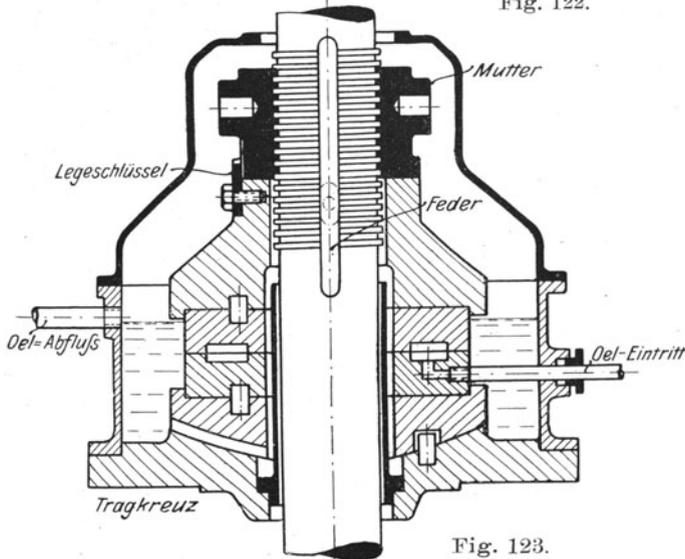


Fig. 123.

trägt. Die Kugeln des Spurlagers B_2 werden nach Stribeck am besten berechnet nach der Formel:

$$P = i \cdot (50 \div 100) \cdot d^2,$$

worin P die Belastung, i die Kugelzahl und d den Kugeldurchmesser in cm bedeuten.

Lange stehende Wellen erfordern noch besondere **Zwischenlager**, die hier der Vollständigkeit halber ebenfalls erwähnt werden sollen.

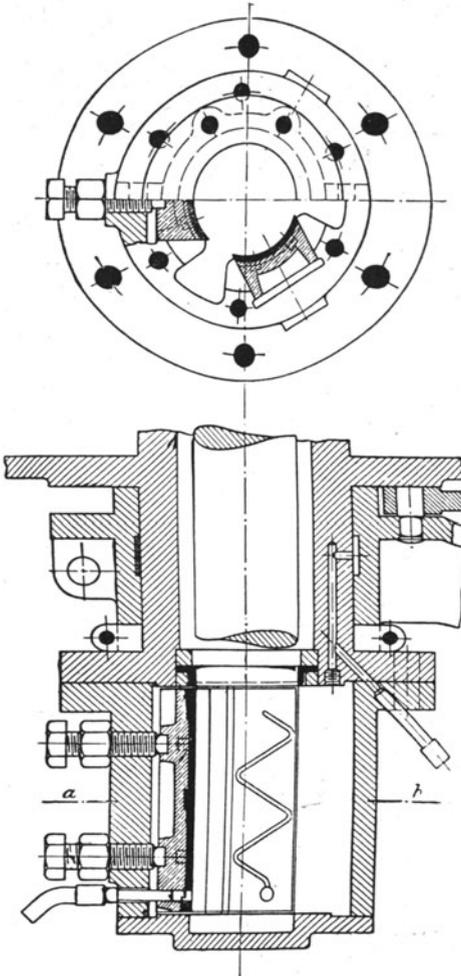


Fig. 124.

Bei kleineren Durchmessern genügt eine Führung in einer Buchse des Leitraddeckels (Fig. 125), sowie vielleicht des Fußbodens (Fig. 121). Bei größeren Ausführungen werden jedoch unter Wasser besonders konstruierte Lager nötig, wie z. B. ein solches in der Fig. 124 dargestellt ist. Dasselbe gehört ebenfalls zur Anlage Fig. 128 und ist von der Firma Briegleb, Hansen & Co. ausgeführt. Die mit Weißmetall ausgegossenen Rotgußschalen gestatten eine Nachstellung durch Anziehen der gezeichneten Schrauben. Die Schalen selbst sind nur Segmente, damit die Einstellung leicht und die Wärmeableitung günstig wird. Die Schmierung erfolgt durch Öl, welches an die betreffenden Stellen gepumpt wird.

Andere Firmen verwenden bei Lagern, welche sich unter Wasser befinden, Pockholzklötze als Lagerschalen, die genau so befestigt werden, wie in vorstehend beschriebenem Lager. Hier fällt dann eine Schmierung fort, da bei Verwendung von Pockholz das zirkulierende Wasser die Schmierung bewirkt.

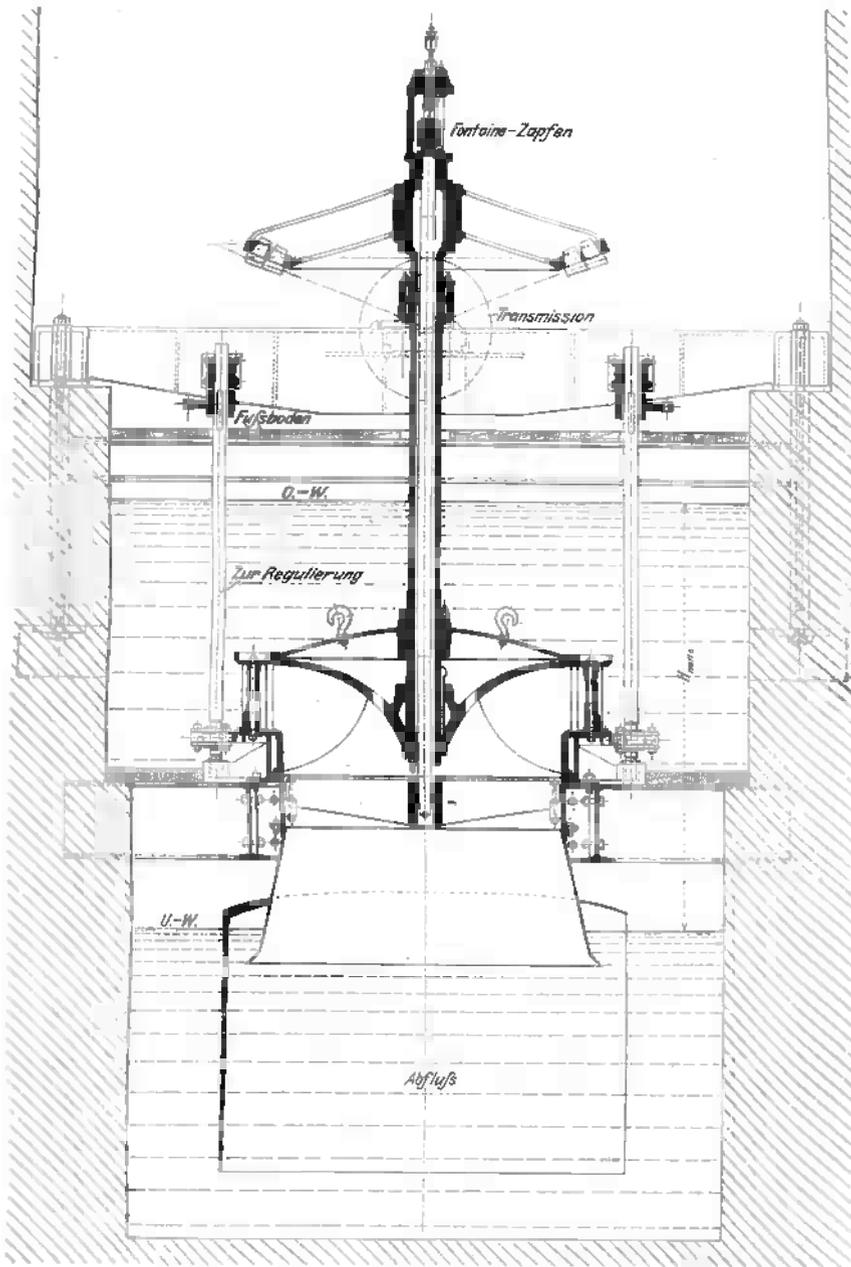


Fig. 125.

17. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen.

Die Aufstellung richtet sich im großen und ganzen nach der Gefällhöhe, und es sind folgende Hauptarten zu unterscheiden:

A) Stehende Welle. — Offene Oberwasserkammer.

Die Anordnung geht aus Fig. 125 hervor, welche als allgemeines Beispiel für die erste Hauptart zu betrachten ist.

Das Leitrad ist gleichzeitig als Fuß ausgebildet und stützt sich dadurch auf den, Ober- und Unterwasserkammer trennenden Zwischenboden. Daran hängt das Saugrohr, welches im allgemeinen eine größte Länge von 3 m erhalten kann. Das Laufrad ist durch einen mittels der angebrachten Haken bequem zu hebenden Deckel nach oben abgedeckt. Einzelheiten über das Leitrad und die Regulierung gehen aus der früheren Fig. 93 hervor. Die Lagerung des rotierenden Teiles erfolgt, wie im Abschnitt 16 unter A angegeben wurde. Natürlich läßt sich hier ebensogut ein Ringspurzapfen verwenden, wie dies z. B. bei Fig. 126 der Fall ist. Diese Figur stellt eine Ausführung der Firma G. Luther, Braunschweig, dar.

Für sehr kleine Gefälle (0,5 bis 2 m) ist die Ausbildung eines besonderen Saugrohres schwierig. Man findet daher hier die Anordnung Fig. 127, welche eine Anlage der Firma Briegleb, Hansen & Co. wiedergibt. Wie ersichtlich, ist das Saugrohr als Betonkrümmer ausgeführt, wodurch sich Gefälle bis zu 0,5 m herunter ausnutzen lassen. Die Figur zeigt wiederum die Anwendung eines „Fontainezapfens“, jedoch mit Stützung der Tragstange auf dem Fundamente selbst. Außerdem sind der Feinrechen, sowie die von innen zu bedienende Einlaßschütze zu erkennen.

Fig. 128 stellt eine von derselben Firma gebaute Turbine von 232 P. S. in Zwillingsanordnung dar. Durch letztere erzielt man für die zu verarbeitende Wassermenge eine größere Umdrehungszahl, da jedes Laufrad nur die halbe Wassermenge zu verarbeiten hat und

daher um einen $\frac{1}{\sqrt{2}}$ kleineren Durchmesser erhält. Die Umdrehungszahl würde also dadurch 1,42 mal so groß. Auch sind bei der Anlage sogenannte „Schnelläufer“ (vgl. Abschnitt 11) eingebaut, damit die Umlaufzahl noch weiter gesteigert werden kann. Die Turbine, welche die oben sichtbare Dynamomaschine treibt, macht daher 175 Umdrehungen pro Minute bei einem geringen Gefälle von 4,5 m. Der Turbinenzapfen zu dieser Anlage war in der früheren Fig. 122, das Unterwasserlager in Fig. 124 dargestellt.

Der Vorteil der stehenden Welle ist der, daß das Triebwerk stets hochwasserfrei gelegt werden kann. Größere Anlagen zum Betriebe von Elektrizitätswerken erhalten daher vielfach auch bei höherem Gefälle als 4 m stehende Welle. Der Anker der Dynamomaschine rotiert dann in horizontaler Ebene, und das ganze Werk nimmt im Vergleich zu einer liegenden Anordnung sehr wenig Raum in Anspruch.

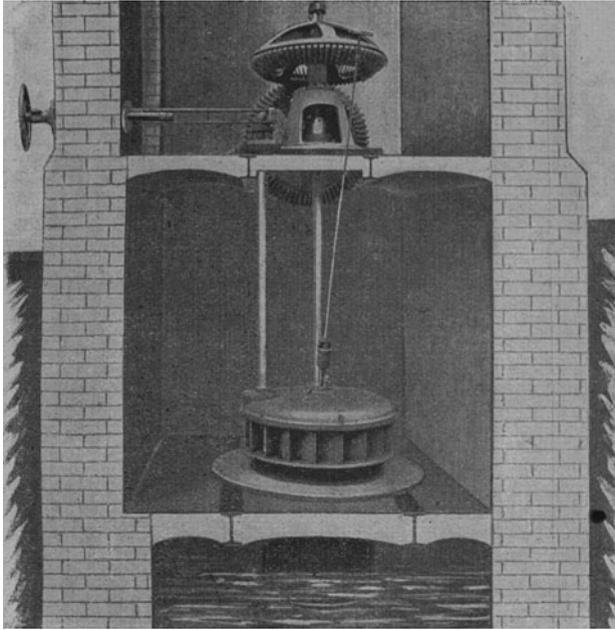


Fig. 126.

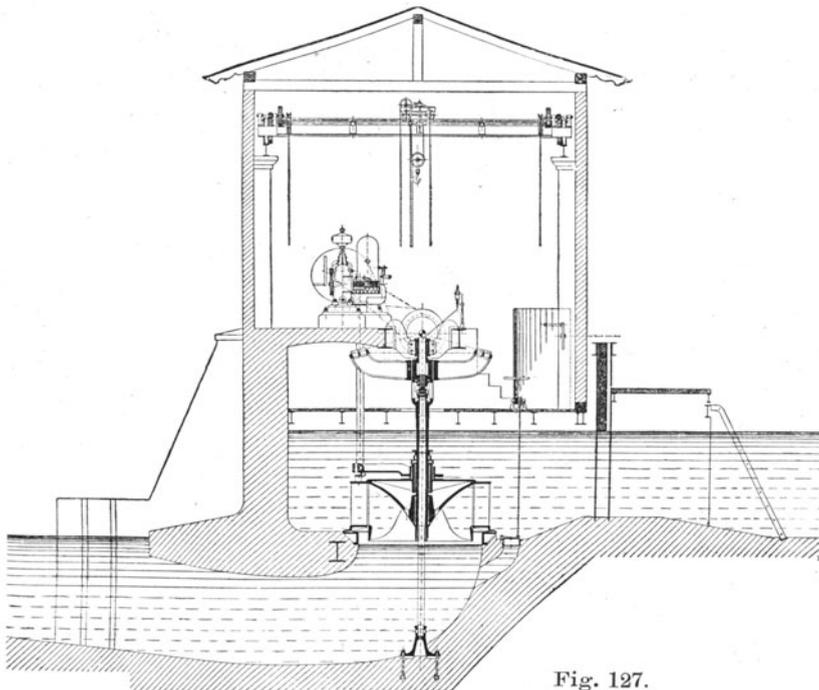


Fig. 127.

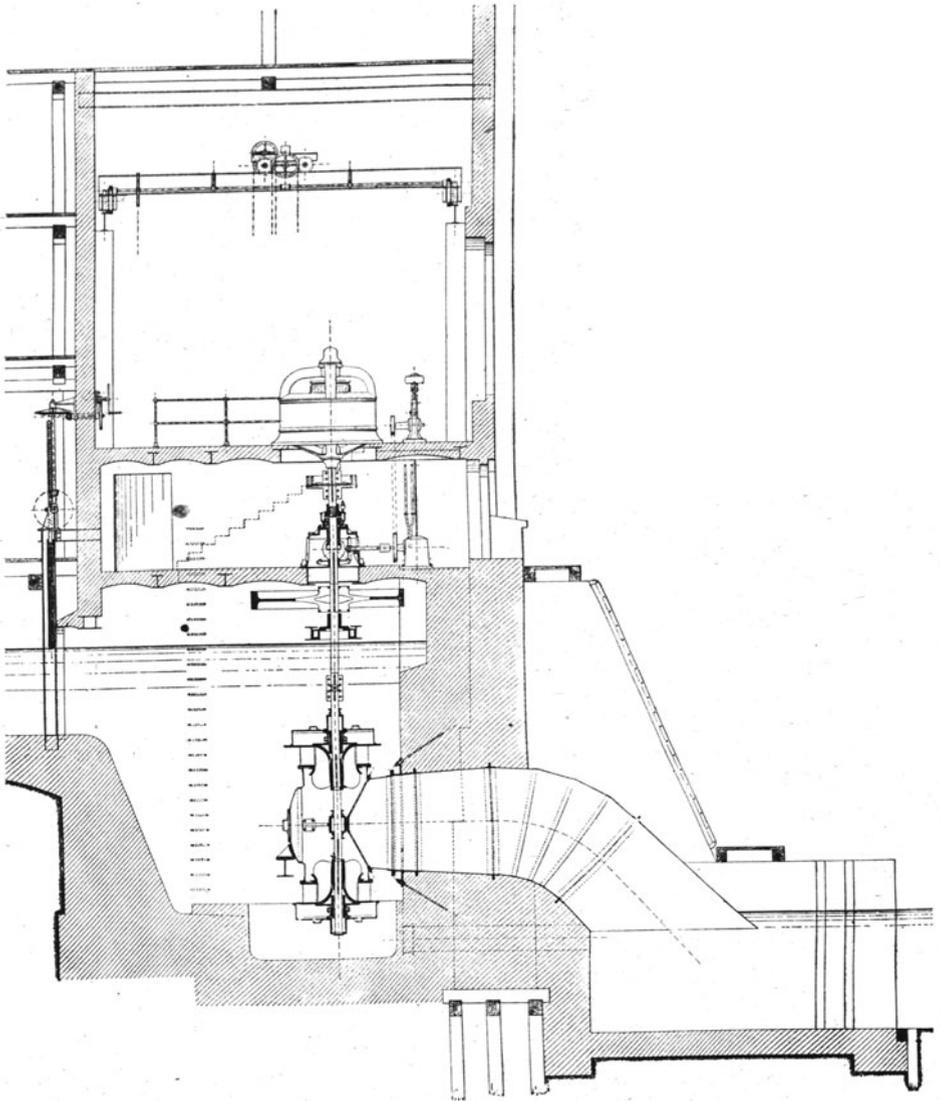


Fig. 128. Stehende Zwillingssturbine von 232 P.S. ($H = 4,5$ m,
 $Q = 4,5$, $n = 175/\text{Min}$).

B) Liegende Welle. — Offene Oberwasserkammer.

Die hierfür meist übliche Anordnung stellt Fig. 129 dar. Das Saugrohr beginnt als gußeiserner Krümmer, der sich auf einen Fundamenttring aufsetzt, an welchen sich das eigentliche Saugrohr aus Blech

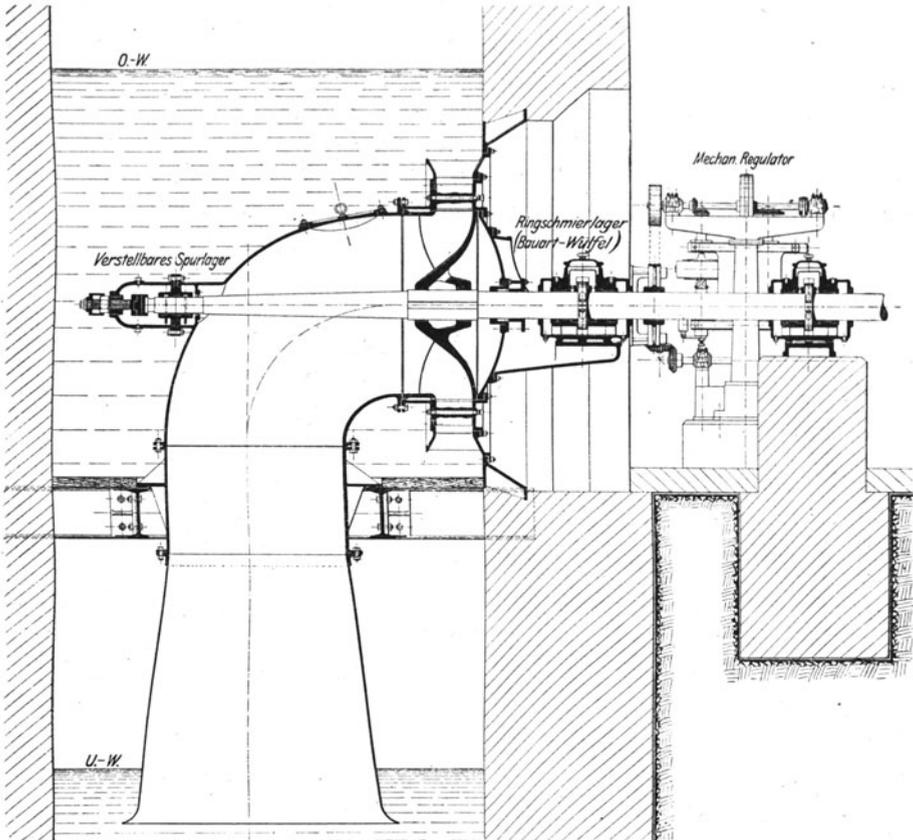


Fig. 129.

dann anschließt. Das Leitrad ist mit einem erweiterten Kranz in die kräftige Trennungsmauer zwischen Wasserkammer und Maschinenraum einbetoniert, jedoch so, daß ein leichtes Nachsehen der inneren Teile trotzdem möglich ist. Die Fig. 130 und 131 stellen dies dar. In Fig. 131 ist der Leitraddeckel zum Reinigen des Leitapparates und zum Nachsehen des Laufrades herausgezogen. Die hier abgebildete Turbine ist eine Ausführung der Firma G. Luther, Braunschweig. Über die Ausbildung des Leitrades vgl. wieder die früheren Fig. 93, sowie 107 und 108.

Die Welle ist einerseits im Saugrohrkrümmer, andererseits in einem Ringschmierlager am Leitraddeckel gelagert. Das Lager am Saugrohr ist, wie Fig. 129 zeigt, als Spurlager und vollkommen wasserdicht auszuführen. Es erhält zweckmäßig ebenfalls Ringschmierung, damit es keiner Wartung bedarf.

Zur Steigerung der Umdrehungszahl ist auch hier die Ausbildung als Zwillingturbine üblich, wie sie z. B. in Fig. 132

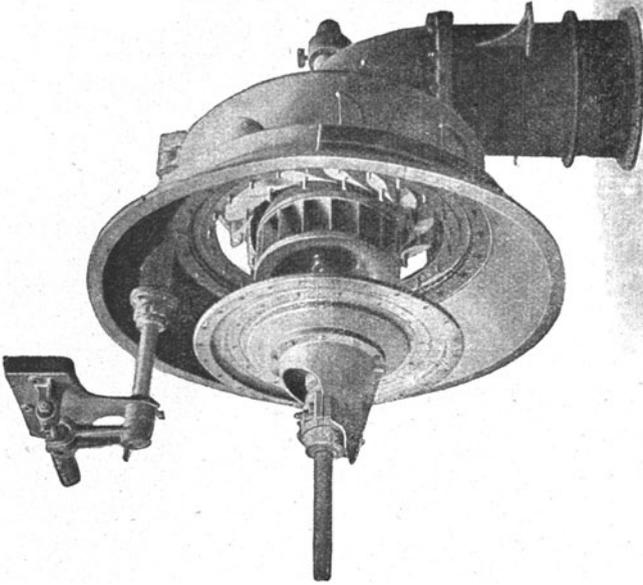


Fig. 131.

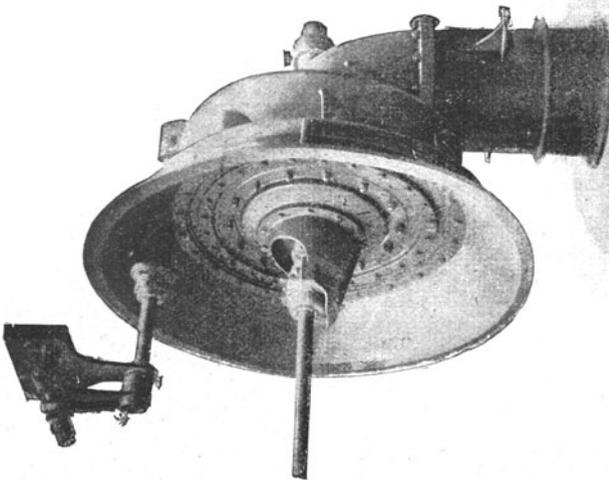


Fig. 130.

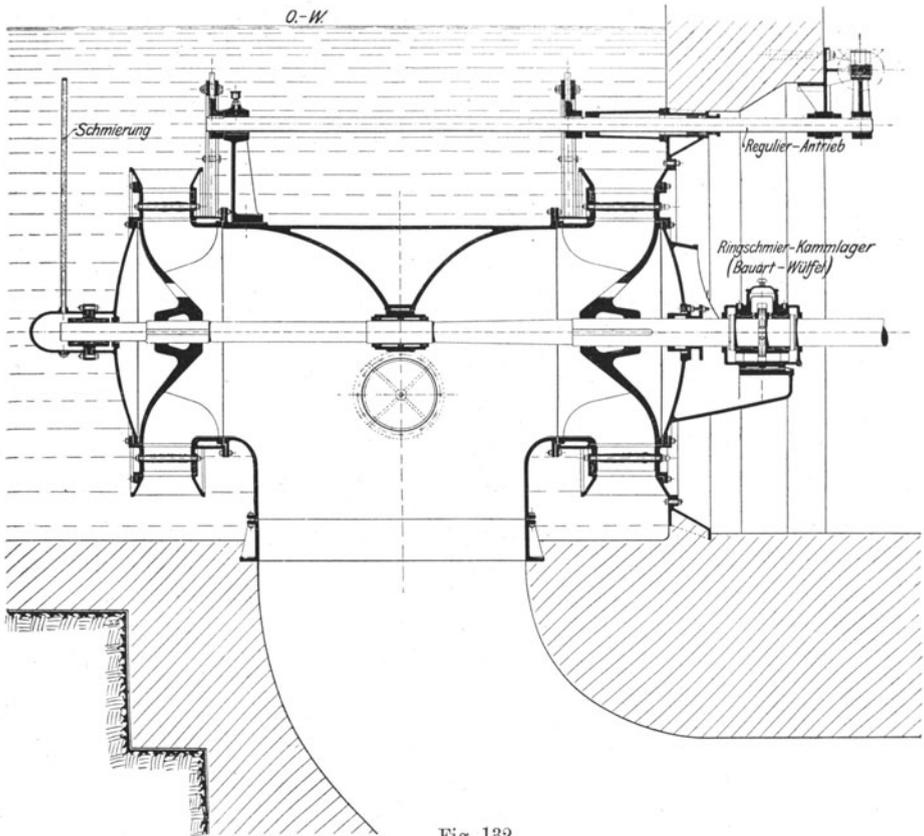


Fig. 132.

dargestellt ist. Hierbei ist das Saugrohr gemeinsam und bildet als festes T-Stück gleichzeitig den Fuß zur Befestigung der Leiträder und des hinteren Lagers.

Für noch höhere Umlaufzahl werden in ähnlicher Weise schließlich Doppelzwillingturbinen gebaut, also vier Laufräder auf gemeinsamer Welle angeordnet. Eine derartige, von Briegleb, Hansen & Co. ausgeführte Anlage, die wieder mit sogenannten Schnellläufern ausgerüstet ist, zeigt Fig. 133.

Wie unter A erwähnt, kann aber auch für das angegebene Gefälle von $3 \div 10$ m die liegende Welle durch die stehende ersetzt werden, wenn dies als geeignet erscheint. Umgekehrt tritt aber häufiger noch der Wunsch zutage, auch bei kleinstem Gefälle liegende Welle zu verwenden. In solchen Fällen bedient man sich der sogenannten „Heberturbinen“. Man baut die Turbine in einen vollständig geschlossenen gemauerten Raum oder Blechkessel ein, welcher über dem Oberwasserspiegel liegt, so daß das Wasser erst durch Absaugen der Luft den nun

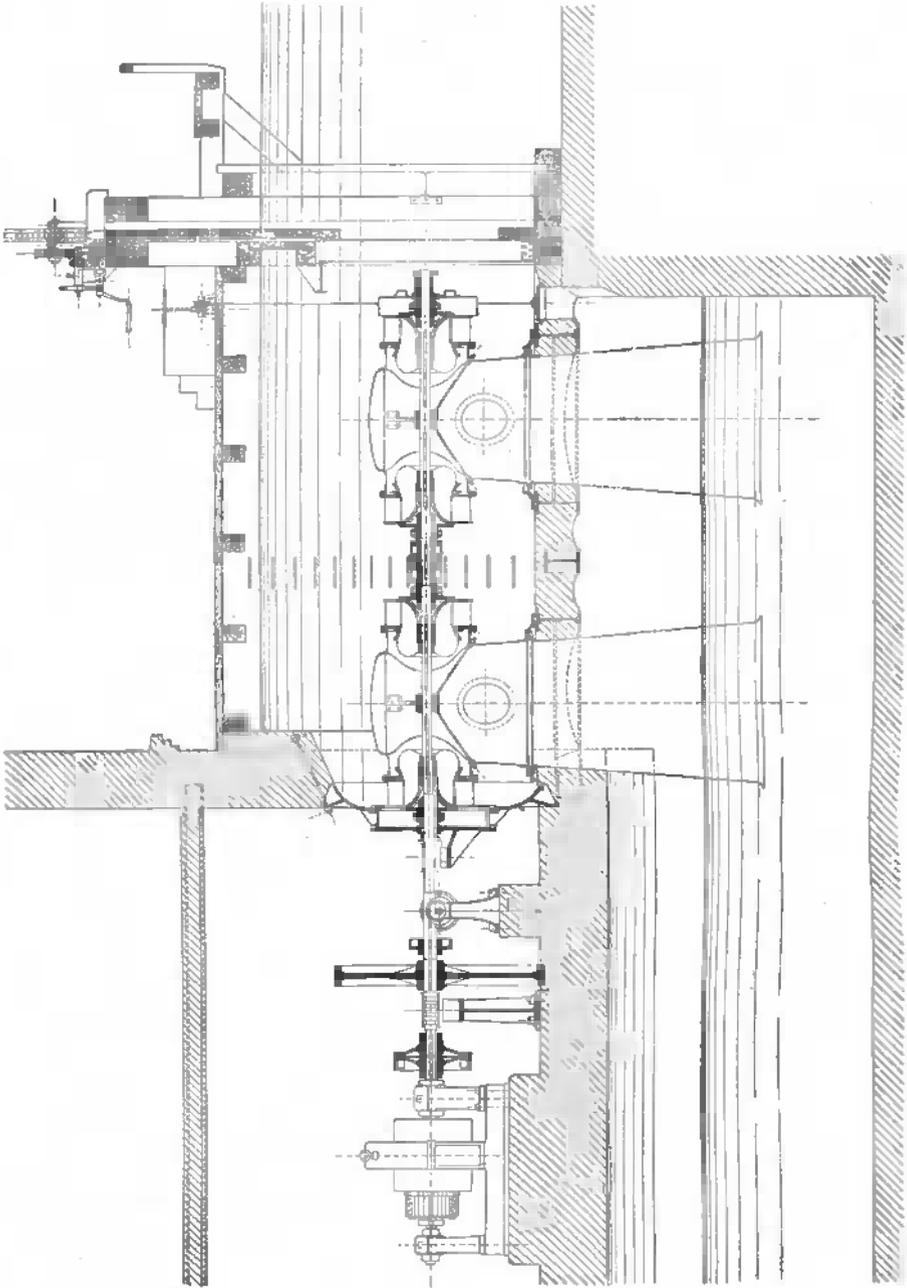


Fig. 133. Liegende Doppel-Zwillingturbine von 380 P.S. ($H = 3$ m, $n = 215$ Min.).

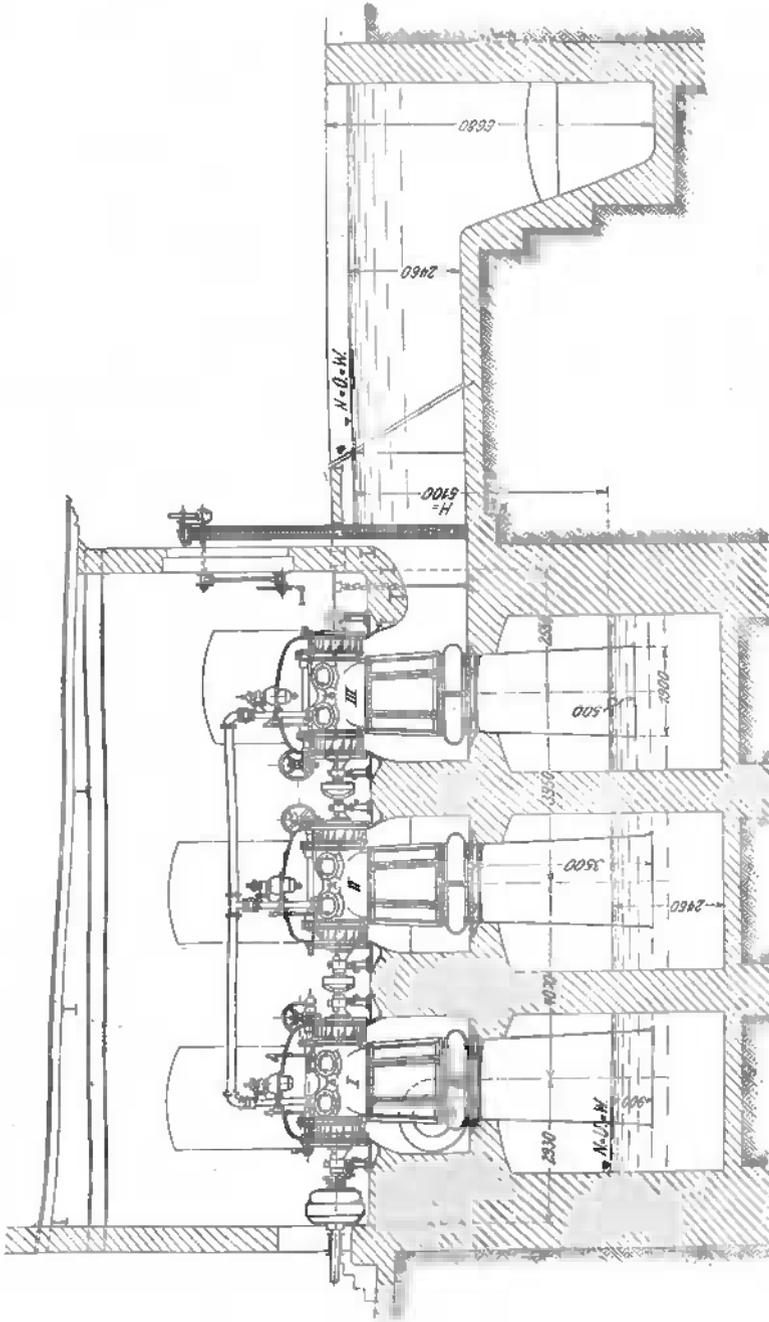


Fig. 134. Heberturbine von 500 P.S. ($H = 5,1$ m, $Q = 9,9$ cbm, $n = 237$ /Min.)

gebildeten Heber durchströmt. Eine solche Anlage, bestehend aus sechs Laufrädern auf einer Welle, je zwei in einem Kessel sitzend, stellt Fig. 134 dar, ausgeführt von der Firma Escher, Wyß & Co., Zürich. Die Luftabsaugevorrichtung ist aus der Figur zu erkennen.

C) Liegende Welle. — Rohrleitung.

Die hier gebräuchliche Anordnung ist in Fig. 135 dargestellt. Die Rohrleitung wird zur Raumersparnis zweckmäßig im Kellergewölbe des Maschinenhauses verlegt, der Anschluß befindet sich dann also unten. Die Turbine ist meist von einem spiralförmig ausgebildeten Gehäuse umgeben, weshalb diese ganze Turbinenart auch als „Spiralturbine“ bezeichnet wird. Die Spiralförmigkeit bildet den Vorteil der gleichmäßigen und stetigen Wasserführung, indem die Querschnitte so bemessen werden, daß unter Einhaltung einer bestimmten Geschwindigkeit zwischen $2 \div 4$ m/sek bei a die volle Wassermenge, bei b nur noch $\frac{3}{4}$, bei c $\frac{1}{2}$ und bei d $\frac{1}{4}$ derselben durchfließt. Das Gehäuse selbst kann durch einen Schieber oder eine Drosselklappe abgesperrt werden. Zur Regulierung dienen jedoch wieder die früher erwähnten Arten. Die Ausbildung der Rohrleitung selbst wurde ebenfalls früher (Abschnitt 3) erläutert. Wie dort angegeben war, ist bei größerem Gefälle ein Sicherheitsventil am Rohrende erforderlich, welches sich bei plötzlichem Abstellen der Turbine selbsttätig öffnet. Der Antrieb der Leitschaufeln ist in Fig. 136 vergrößert dargestellt. Sämtliche Lenker der Schaufeln greifen an dem Reguliererring r an, welcher seinerseits durch den Gleitstein g und die daran angreifende Kurbel bewegt wird. Die Kurbel sitzt, wasserdicht abgeschlossen, in einem kastenartigen Anbau des Gehäuses. Fig. 137 zeigt eine Spiralturbine von Briegleb, Hansen & Co. mit dem besonderen Regulierungsantrieb, welcher früher an Hand der Fig. 109 erläutert war. Man erkennt den herumlaufenden gewölbten Reguliererring mit den Antriebsstangen und die auf die Schaufelbolzen aufgekeilten Hebel.

Zur Erzielung größerer Umlaufzahlen werden auch hier Zwillingsturbinen gebaut, z. B. nach Fig. 138. Hierbei ist entweder eine Zweiteilung des Spiralgehäuses oder aber des Saugrohres erforderlich. In Fig. 138 ist das Gehäuse geteilt, und zwar sind an Stelle von gußeisernen Spiralgehäusen solche aus Blechkonstruktion ausgeführt. Da die Teilung der Gehäuse größere Kosten verursacht, verläßt man neuerdings bei Zwillinganordnung die Spiralförmigkeit und baut beide Leit- und Laufräder in einen zylindrischen Kessel ein, eine Bauart, die unter dem Namen „Kesselturbine“ vielfach auftritt. Eine solche Kesselturbine, erbaut von der Firma Briegleb, Hansen & Co., ist in der Fig. 139 dargestellt. Der Kessel wird so groß gehalten, daß das Wasser darin sich gleichmäßig auf die Leiträder verteilt, also eine ungleichmäßige Beaufschlagung nicht zu befürchten ist.

Eine Kesselturbine von 10000 P. S., ausgeführt von J. M. Voith, Heidenheim, für ein norwegisches Kraftwerk zeigt schließlich Fig. 140.

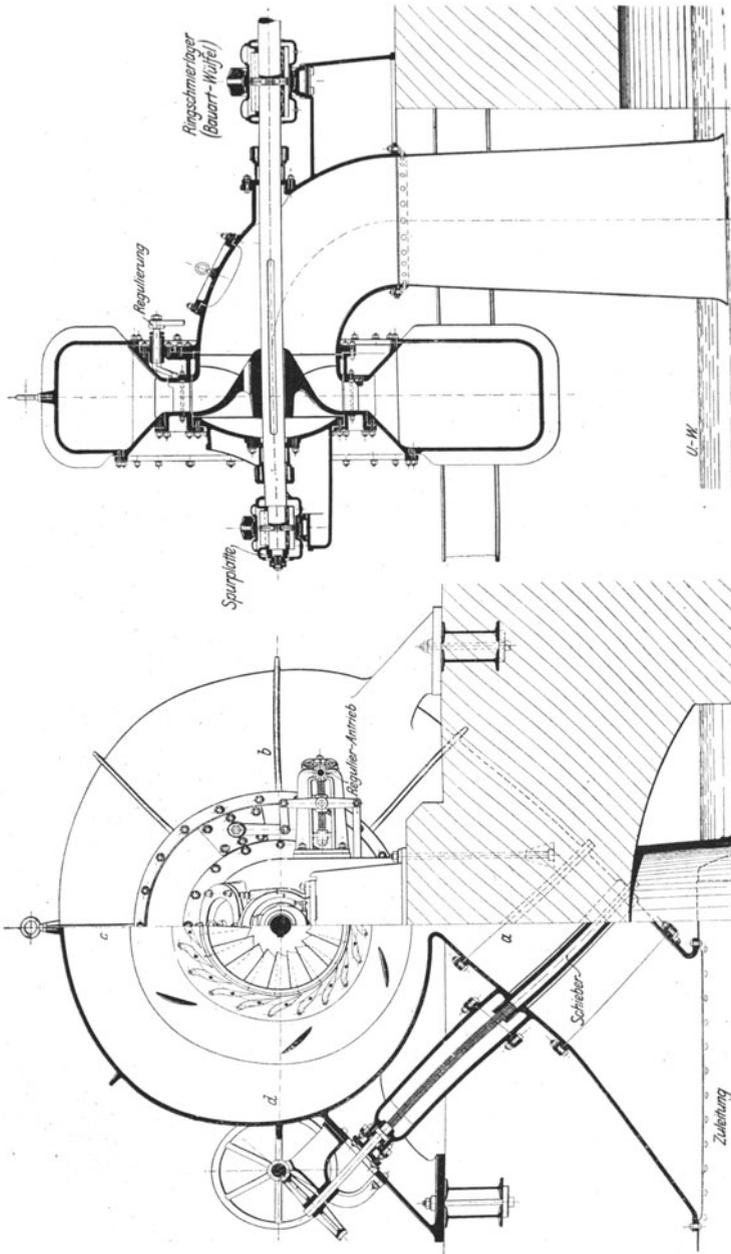


Fig. 135.

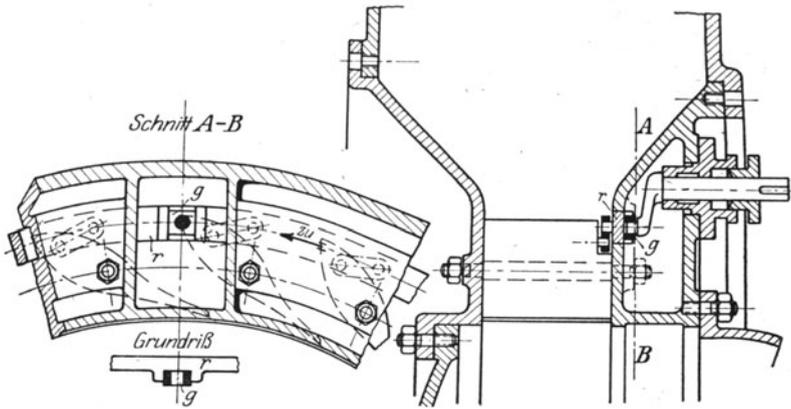


Fig. 136.

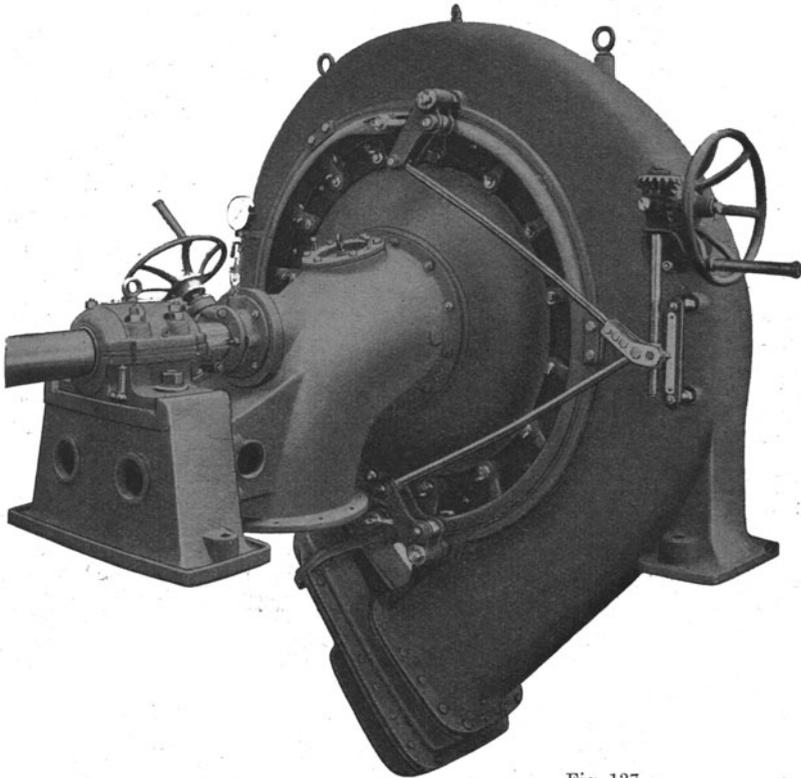


Fig. 137.

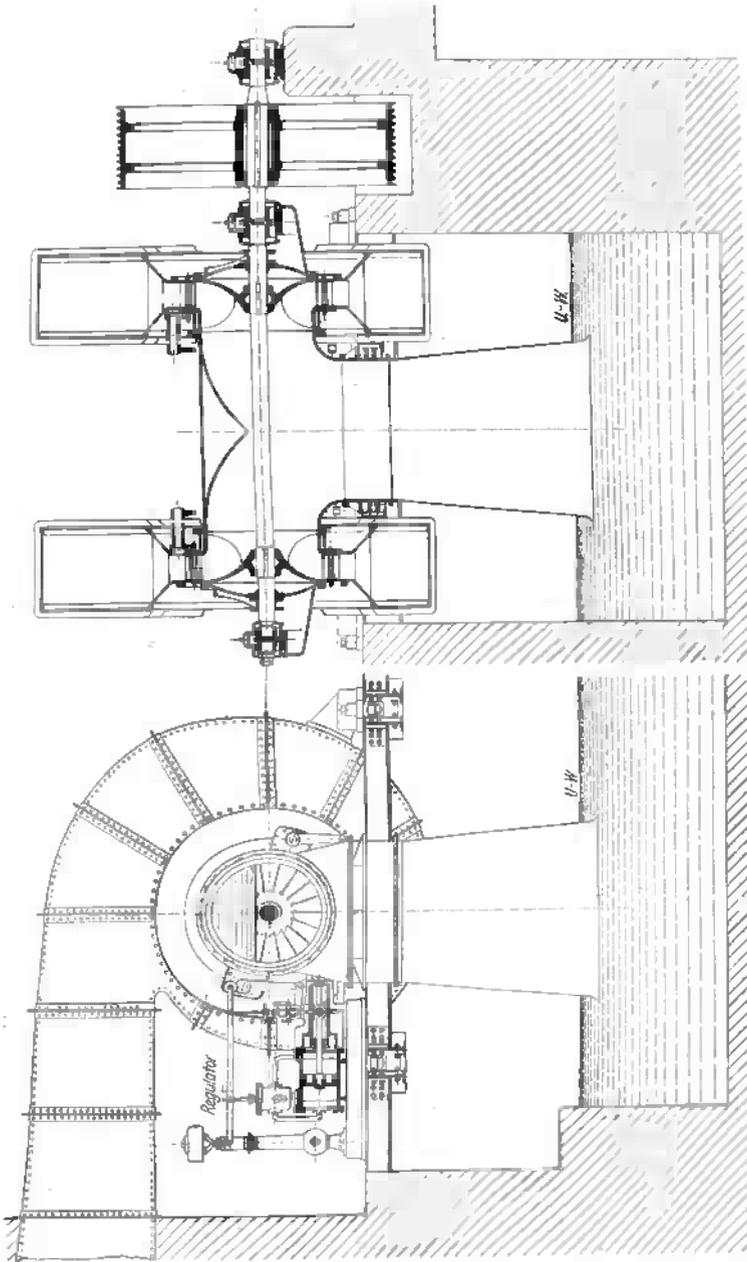


Fig. 138.

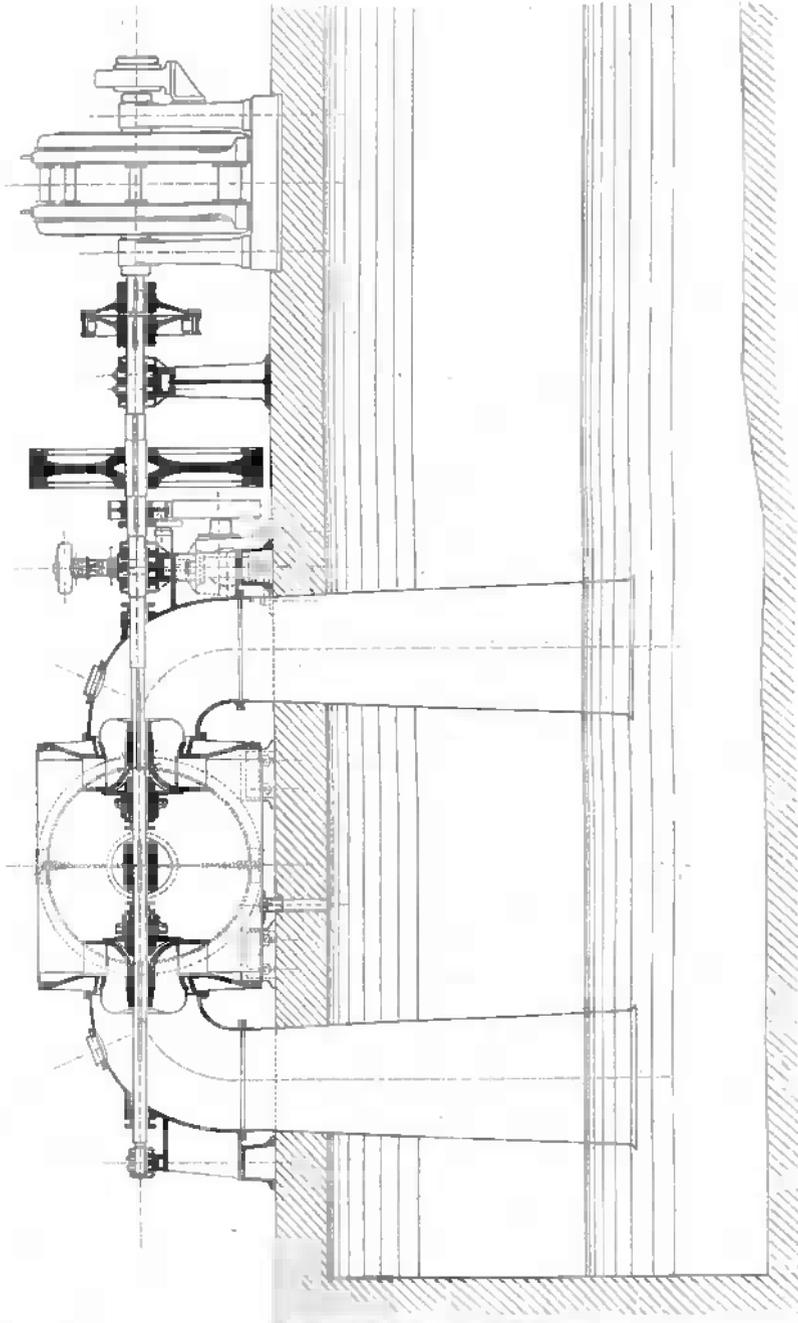


Fig. 139. Kesselturbine für $N = 700$ P.S. ($u = 14$ m, $n = 375$ /Min.)

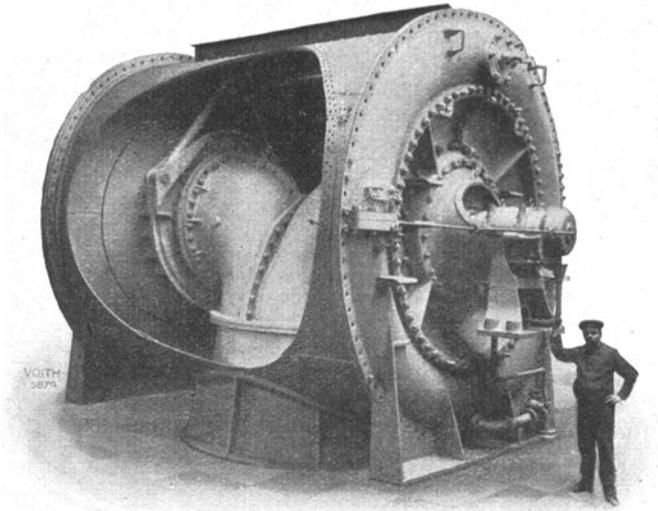


Fig. 140. $N = 10000$ P. S. ($H = 46$ m, $n = 250$ /Min.)

Hier liegt zum Unterschied von Fig. 139 das gemeinsame Saugrohr zwischen den Laufrädern und daher die Saugrohrkrümmer im Kesselinnern, wie die Abbildung deutlich erkennen läßt.

Schlußfolgerung: Die Francis-Turbine genügt den früher aufgestellten Forderungen der Neuzeit vollkommen, was ihre allgemeine und fast ausschließliche Anwendung für kleine und mittlere Gefälle erklärlich macht. Nur bei großen Gefällhöhen sind neben dieser Turbinenart auch Strahltriebwerke, besonders das Tangentialrad, mit großem Erfolge in Anwendung.

Was die angeführten Größen anbelangt, so findet man im allgemeinen Francis-Laufräder von 250 bis zu 2500 mm Durchmesser. Die dabei erreichten Leistungen sind natürlich ganz und gar vom Gefälle abhängig. Eine zurzeit erreichte Höchstleistung dürften die für die Wasserkraftanlage Queenstown am Niagarafall im Bau begriffenen Francis-Turbinen von je 52500 P. S. aufweisen, welche bei $H = 93$ m eine Umlaufzahl von $n = 187,5$ min erhalten sollen.

Viertes Kapitel.

Tangentialräder.**18. Allgemeines. — Aufbau und Regulierung.**

Die Tangential- oder Pelton-Räder sind, wie früher im Abschnitt 9 schon gesagt wurde, diejenigen Freistrahlturbinen, welche für große Gefällhöhen und geringe Wassermengen am geeignetsten sind. Man findet sie in Anwendung bei Gefällhöhen von 60 bis 600 m und sie erreichen dabei einen für Wasserkraftmaschinen ganz ungeahnt hohen Nutzeffekt bis zu 95⁰/₁₀.

Sogenannte „Löffelturbinen“, welche in einigen Ausnahmen noch angewandt werden, unterscheiden sich in den neueren Ausführungen (vgl. Fig. 145) nur unwesentlich von den eigentlichen Tangentialrädern durch die Schaufelform und die Beaufschlagung der Schaufeln. Sie erreichen aber wegen Zersplitterung des Strahles meist keine so hohen Nutzeffekte wie die eigentlichen Tangentialräder und sind daher heute von fast allen Firmen verlassen worden.

Ein Tangentialrad ist in Fig. 141 als allgemeines Beispiel für dessen Aufbau dargestellt. Der geringen Wassermenge entsprechend ist nur partielle Beaufschlagung vorhanden. Der ganze Leitapparat besteht aus einer, zwei oder höchstens drei Düsen, durch welche ein Strahl von rundem oder rechteckigem Querschnitt auf die Schaufeln gelenkt wird. Die Beaufschlagung erfolgt hier weder axial noch radial, sondern in nahezu tangentialer Richtung. Der Name „**Tangentialrad**“ an Stelle der früher üblichen Bezeichnung als Pelton-Rad (nach dem Erfinder, dem Amerikaner Pelton) gibt daher das Wesen dieser Strahlmaschine an und wird deshalb vorgezogen.

Die wichtigsten Konstruktionselemente des Tangentialrades sind seine becherartig geformten Schaufeln. Dieselben stellen, wie die Fig. 142 und 143 zeigen, gewissermaßen Doppelschaukeln einer Freistrahlturbine dar. Der Strahl wird genau auf die mittlere Schneide gelenkt, teilt sich und fließt in möglichst dünnem Querschnitt je zur Hälfte durch die beiden Schaufelmulden, welche in der zu durch-

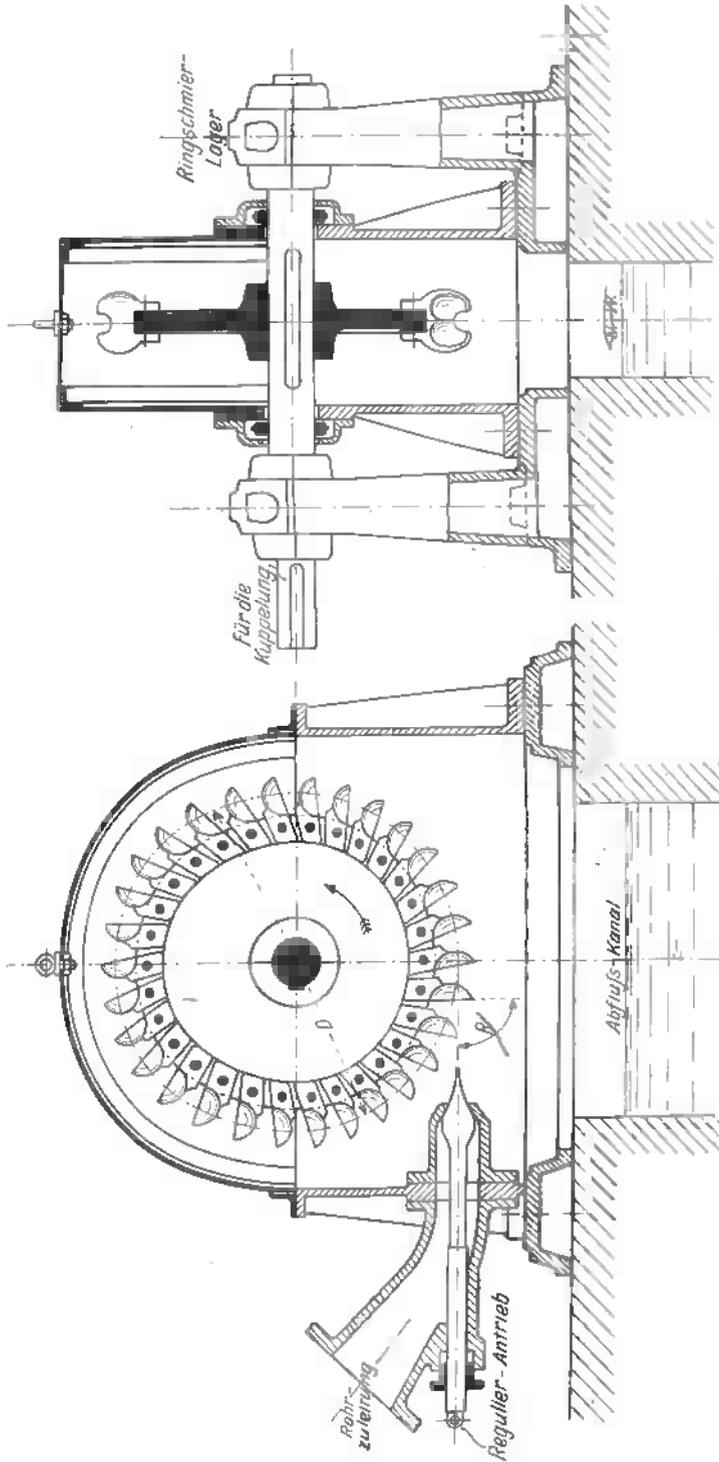


Fig. 141.

fließenden Rundung nahezu einen Bogen von 180° umfassen. Der in den Figuren sichtbare Ausschnitt wird aus dem Grunde gewählt, daß die Düse recht nahe an die Schaufel gerückt werden kann, und die Schaufeln richtig beaufschlagt werden. Die Schaufelform Fig. 142 wird

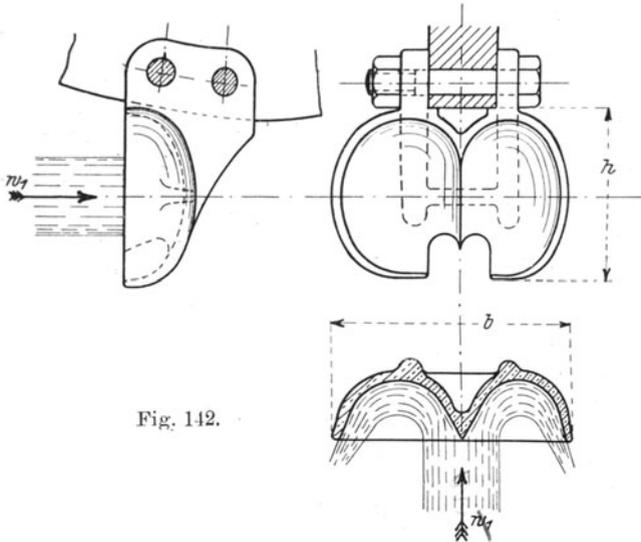


Fig. 142.

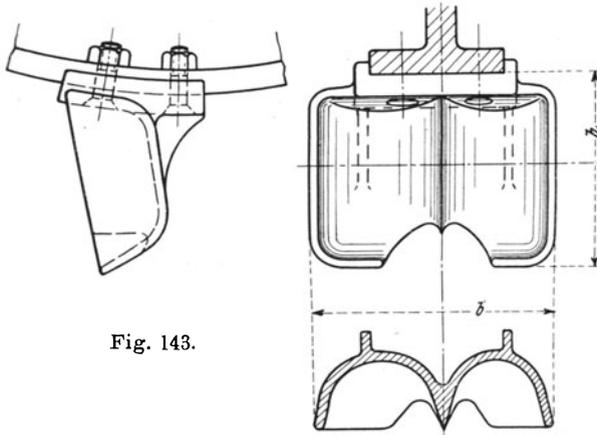


Fig. 143.

bei rundem Strahlquerschnitt, welcher jetzt vorgezogen wird, gewählt, während die Form Fig. 143 bei rechteckigem Strahl Anwendung findet. Ein Tangentialrad mit ähnlicher Schaufelform wie sie Fig. 142 zeigte, eine Ausführung der Firma Breuer, Höchst a. M., ist in Fig. 144

dargestellt. Zum Vergleich sind dann in Fig. 145 einige Löffelräder verschiedener Größe, ausgeführt von der Schweizer Firma Escher, Wyß & Co., Zürich, wiedergegeben, die den Unterschied gegenüber den eigentlichen Tangentialrädern erkennen lassen.

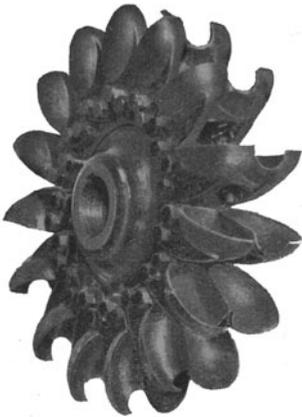


Fig. 144.

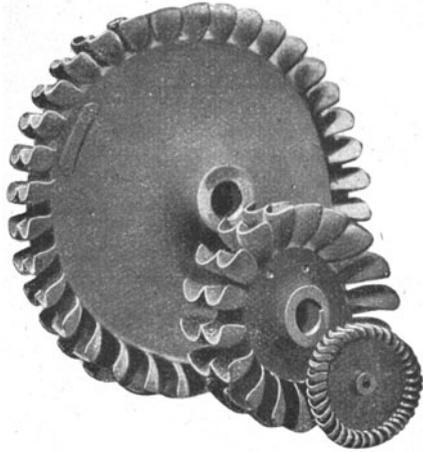


Fig. 145.

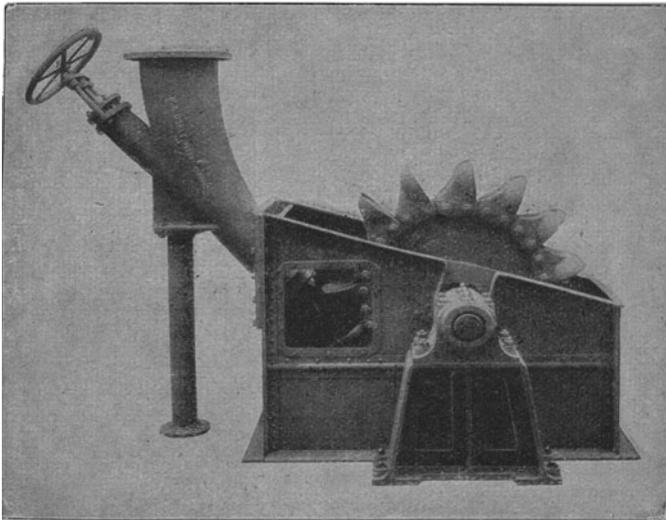


Fig. 146.

Den gesamten Aufbau eines Tangentialrades mit Lagerung und Düse zeigt schließlich die Fig. 146.

Die Regulierung der zugeführten Wassermenge erfolgt in verschiedener Weise, je nachdem ein Strahl von rundem oder rechteckigem

Querschnitt verwendet wird. Bei rundem Strahl ist die Verengung des Düsenquerschnittes durch eine Nadel üblich mit einer Form, wie sie in Fig. 141 dargestellt war und welche von der amerikanischen

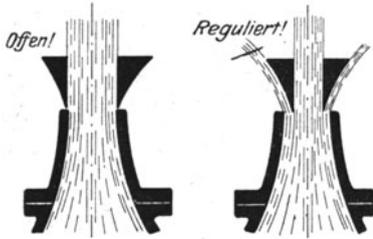


Fig. 147.

Firma A. Doble & Co., San Francisco, zuerst ausgeführt wurde. (Über die Formgebung s. später im Abschnitt 19.) Wird rechteckiger Strahlquerschnitt gewählt, was allerdings heute nur noch selten ist, so wird die Regulierung durch Doppelschieber bewirkt. Eine solche Regulierung, eine Ausführung von Briegleb, Hansen & Co., ist in

den Fig. 147, 148 dargestellt. Die Schieber sind keilförmig; werden sie zugeschoben, so ist die Folge, daß das nicht zur Beaufschlagung gelangende Wasser seitlich ins Freie tritt (Fig. 147). Die zugeleitete Wassermenge bleibt da-

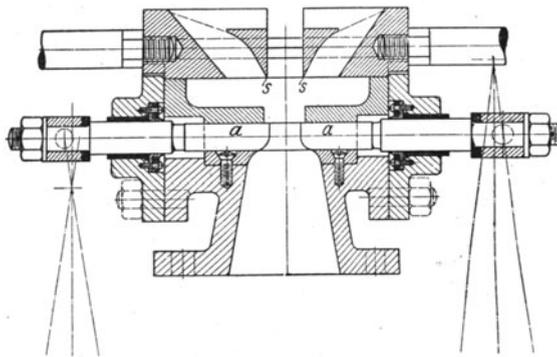


Fig. 148.

durch auch bei häufigen Belastungsänderungen der Turbine stets gleich, und Druckschwankungen werden in der Rohrleitung vermieden, die bei hohem Gefälle gefährlich werden können. Damit bei dauernder Verstellung der Keilbacken aber nicht unnötig viel Wasser vergeudet wird, befindet sich, wie Fig. 148 zeigt, hinter den zur Regulierung dienenden Keilbacken *S* ein Doppelschieber *a*, der dann langsam auf den gewünschten Strahlquerschnitt eingestellt werden kann.

Wie den in längeren Rohrleitungen möglichen Druckschwankungen in anderer Weise Rechnung getragen wird, soll an Hand der folgenden Ausführungsbeispiele noch weiter gezeigt werden. Zum Antrieb der Regulierung, welcher meist größere Verstellkräfte erfordert, bedient man sich wieder der bei Francis-Turbinen beschriebenen indirekt wirkenden Regulatoren mit „Servomotor“. (Vgl. Abschnitt 15D.)

Die Fig. 149, 150 zeigen eine Doppel-Tangentialradanlage,¹⁾ ausgeführt von der Firma J. M. Voith, Heidenheim, welche bei $H =$

¹⁾ Vgl. Reichel, Z. d. V. d. Ing. 1914, S. 1535.

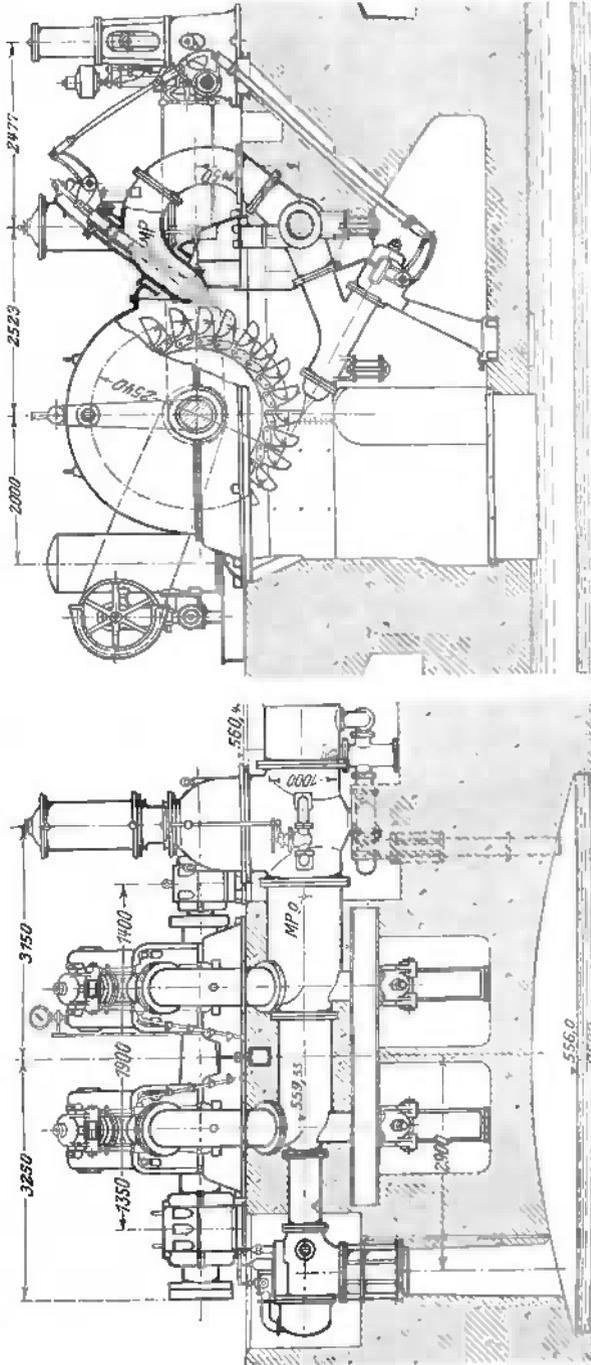


Fig. 149, 150. Tangentialanlage für $N = 13350$ P.S. ($H = 276$ m, $n = 250$ /Min.).

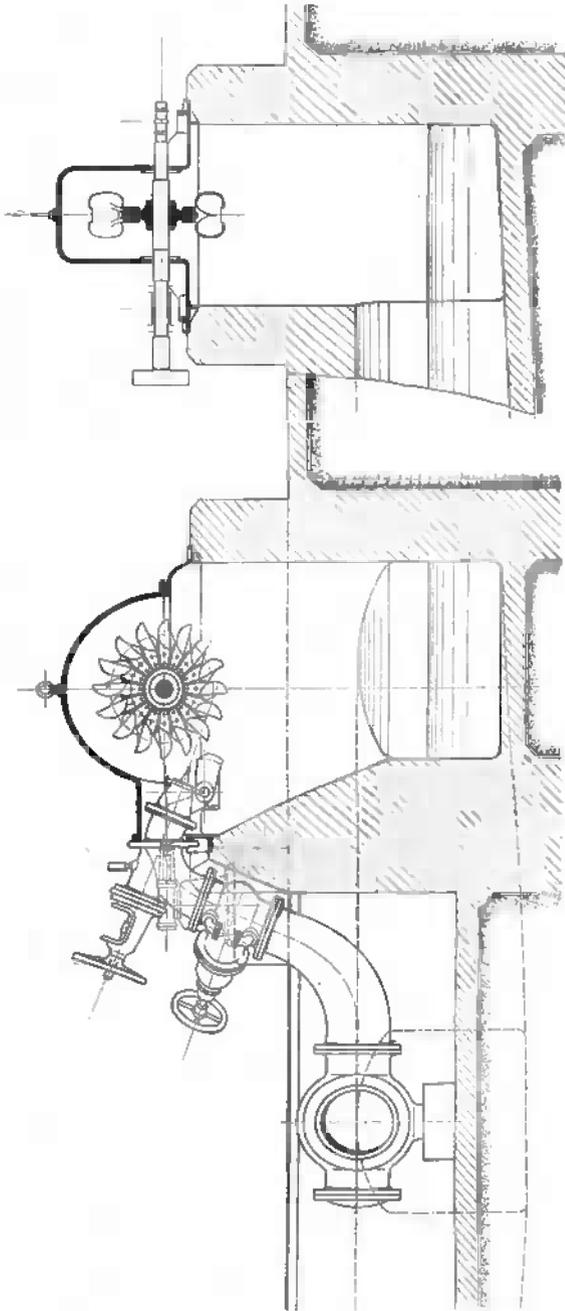


Fig. 151.

276 m $N = 13350$ P. S. leistet. Die Becher haben die früher betrachtete elliptische Form; sie sind aus Stahlguß und wiegen je 97 kg. Die Befestigung am Radkörper erfolgt durch doppelte Lappen und je zwei kräftige eingepreßte Schraubenbolzen. Jedes Rad wird von zwei, etwa unter einem rechten Winkel zueinander stehenden Düsen beaufschlagt, welche die bekannte Nadelregulierung zeigen. Damit nun bei plötzlichem Vorschub der Nadeln keine Druckerhöhung in der Rohrleitung eintritt, ist an dem Ende der Rohrleitung ein Freilaufventil angebaut, welches vom Reguliermechanismus derart zwangsweise gesteuert wird, daß die Öffnung des Freilaufes der Schließbewegung der Nadeln entspricht, Damit aber bei zugeschobenen Nadeln nicht dauernd Wasser unbenützt verlorengeht, schließt sich das Freilaufventil nach einer gewissen Zeit wieder vermöge einer nachgiebigen Rückführung. Am linken Ende der Rohrleitung ist bei Fig. 149 das Freilaufventil zu sehen, während rechts vor dem Abzweig in die Turbinen der Absperrschieber zu erkennen ist.

Die Fig. 151 zeigt eine kleinere Strahl turbine in einer neueren Ausführung der Firma Briegleb, Hansen & Co., Gotha, welche von einer Düse beaufschlagt wird und ebenfalls mit Nadelregulierung ausgerüstet ist. Neben der Nadelverstellung, welche von Hand erfolgt, ist aber noch eine besondere Regulierung durch Strahl ablenker vorhanden, dessen Wirkungsweise eine ähnliche ist wie früher schon an Hand der Fig. 147, 148 gezeigt war. Der Strahl ablenker wird durch einen selbsttätigen Regulator bedient und verhindert wiederum Drucksteigerungen in der Rohrleitung. —

Bei größeren Anlagen werden natürlich beide Regulierungen automatisch vorgenommen, wozu dann entweder besondere Doppelregler dienen oder aber eine Antriebsweise durch einen Regulator gewählt wird, wie sie aus der schematischen Fig. 152 hervorgeht. Bei einer plötzlichen Entlastung wird der Regulierkolben k (durch das Steuerventil st gesteuert) nach unten bewegt, der Hebel h dreht sich um den festen Drehpunkt und der Ablenker a schneidet in den Strahl ein. Die Nadel schließt sich nur langsam, da sie infolge des Schlitzes s nicht unmittelbar vom Hebel h , sondern von dem Ventilkolben v durch Druckwasser nach unten gedrückt wird, welches durch die enge Bohrung zuströmt. Dabei legt sich der Schlitz wieder gegen den Bolzen des Hebels h und ein weiteres Schließen der Nadel kann nicht eintreten. Bei einer plötzlichen Belastung geht umgekehrt der Kolben k nach oben und bewirkt ein Öffnen der Nadel (was infolge des Ventilkolbens jetzt rasch vor sich gehen kann), und ein gleichzeitiges Zurückziehen des Ablenkers. Bei vollkommenen Ausführungen sind die Bewegungen derart abgestimmt, daß der Ablenker in jedem neuen Beharrungszustand nur gerade den Strahl berührt. Der neue Beharrungszustand wird durch die „Nachführung“ erreicht, wie dies früher im Abschnitt 15 D erläutert war.

Diese Doppelregelung durch Nadel und Strahl ablenker wird heute von vielen Fabriken ausgeführt. So zeigt z. B. Fig. 153 eine Strahl-

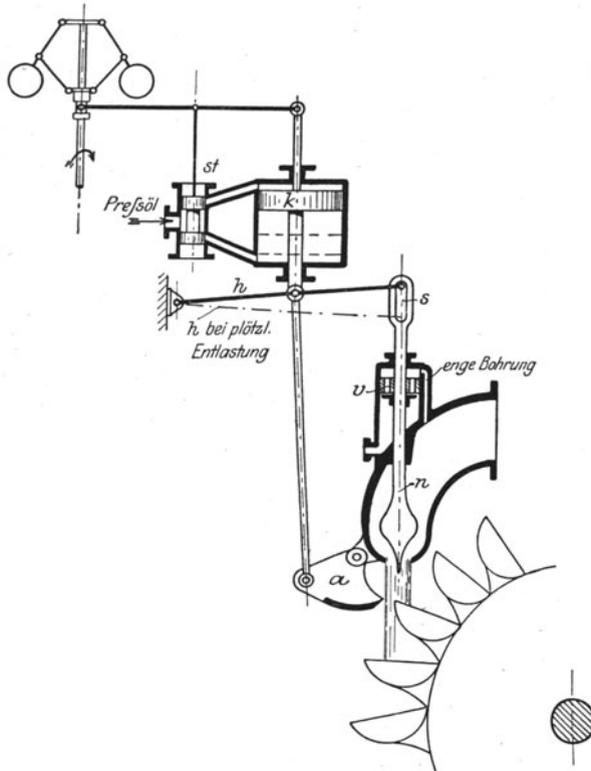


Fig. 152.

turbine der Firma Escher, Wyß & Co.,¹⁾ Zürich, welche bei $H = 340$, von einer einzigen Düse beaufschlagt: $N = 8000$ P. S. leistet und die soeben beschriebene automatische Doppelregelung aufweist. Der Strahl hat 200 mm Durchmesser. Die Befestigung der Becher ist hier außerordentlich sicher und kräftig ausgeführt, da die Tangentialkraft auf einen Becher bei festgebremstem Rade bis auf 38000 kg, die Zentrifugalkraft beim Leerlauf (mit etwa 1,8 der normalen Umlaufszahl) auf etwa 100000 kg steigen kann. Trotz der großen Abmessungen (das Rad hat 3,2 m äußeren Durchmesser) ist der Aufbau, abgesehen von dem etwas verwickelt erscheinenden Regulierungsantrieb, einfach und übersichtlich. Die beiden Lager von je 280 und 650 mm Länge haben Ringschmierung; das Öl wird aber dauernd mittels Kapselpumpen durch die in der Figur sichtbaren Kühlschlangen gepumpt, damit ein Warmlaufen der Lager vermieden wird.

Neben der Druckregelung durch Freilaßventil und Strahlablenker ist noch eine dritte Ausführung zu finden, welche von der eben genannten

¹⁾ Vgl. Wagenbach, Z. d. V. d. Ing. 1915, S. 914.

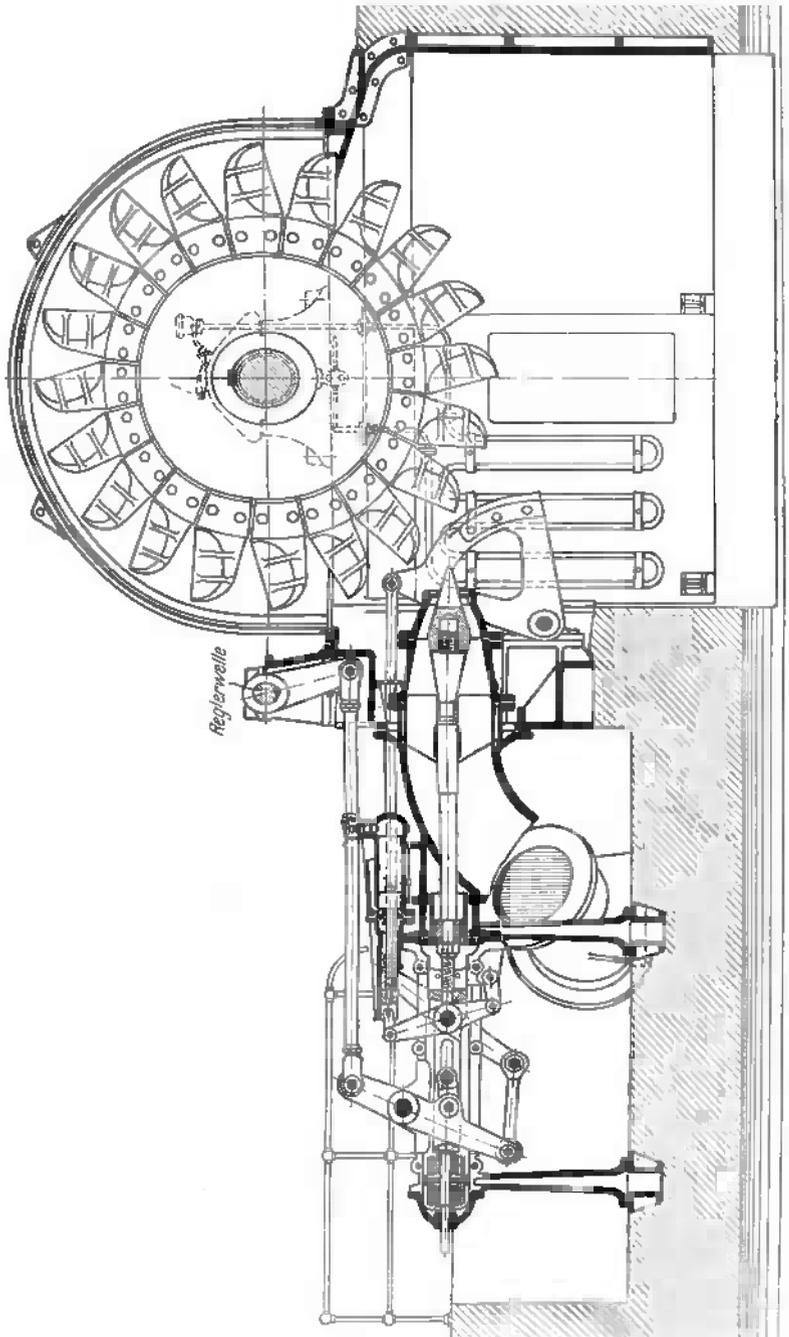


Fig. 153. Tangentialrad für $N = 8000$ P.S. ($H = 340$ m, $n = 250$ /Min.).

Firma Escher, Wyß & Co. ausgeführt wird. Es ist hierbei die ganze Düse drehbar angeordnet, und zwar um einen sehr starken hohlen Zapfen, durch welchen die Wasserzuleitung nun erfolgen muß. Bei plötzlichen Entlastungen wird die Düse ausgeschwenkt, so daß der Strahl die Schaufeln verläßt, dann folgt inzwischen die Verstellung der Regulirnadel und schließlich wird die Düse wieder in ihre ursprüngliche Lage eingeschwenkt. Diese Regulierung ist aber umständlicher und teurer als die oben beschriebene.

Aus den angeführten Beispielen hat sich gezeigt, daß der Aufbau der Tangentialräder an sich einfach und übersichtlich ist und daß man auf verhältnismäßig beschränktem Raume sehr große Leistungen erzielen kann, was mit keiner anderen Turbinenart möglich ist. Die ausgenutzten Gefällhöhen sind hierbei neuerdings bis auf 1000 m und die Leistungen einer Turbine bis auf 30000 P. S. gestiegen.

19. Berechnungen und Konstruktions-Annahmen.

Aus den Betrachtungen des Abschnittes 8 ergab sich die für alle Turbinenarten gültige Hauptgleichung:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \epsilon \cdot g \cdot H.$$

Wie aber im Abschnitt 5 angeführt wurde, tritt das Wasser bei Strahl-
turbinen aus dem Leitrade frei aus, so daß die Gleichung besteht:

$c_1^2 = H_d$, woraus man bei Berücksichtigung eines Ausflußkoeffizienten φ erhält:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 g H_d}.$$

Im Gegensatze zur Überdruckturbine ist also hier die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade oder der Düse eindeutig festgelegt, was natürlich neben der Hauptgleichung zu beachten ist. Bei Annahme einer Ausflußziffer

$$\varphi = 0,96 \div 0,98$$

kann also c_1 berechnet werden und hieraus wiederum bei bekannter Wassermenge Q der Düsenquerschnitt. Kommt man dabei nicht mit einer Düse aus, so kann man auch zwei und im höchsten Falle drei wählen, bzw. es können auch mehrere Räder nebeneinander Aufstellung finden. Als größter Strahldurchmesser ist bisher 200 mm genommen worden, was aber sehr große Schaufeln erfordert.

Vergleicht man nun die beiden grundlegenden Gleichungen $c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \epsilon \cdot g \cdot H$ und $c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 g H_d}$ miteinander, so läßt sich mit genügender Genauigkeit auch die letztere Gleichung schreiben $c_1^2 = \epsilon \cdot 2 g \cdot H$, da in ϵ bekanntlich alle Verluste, hier also auch die Verluste

für das Freihängen der Turbine, enthalten sind. Man erhält dann eine Beziehung:

$$2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1^2$$

oder auch:

$$u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_1}{2},$$

was eine dritte Bedingungsgleichung bei den Strahlrädern darstellt. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 beim Tangentialrade wird also, da der Winkel $\alpha_1 \cong 0$ ist wie Fig. 154 zeigt, d. h. c_1 und u_1 in die gleiche Richtung fallen:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d}}{2} \quad .^1)$$

Beim Eintritt des Strahles in die Laufradschaufel ergibt sich ferner:

$$w = c_1 - u_1,$$

so daß also auch die relative Geschwindigkeit in der Schaufel $w = \frac{c_1}{2}$ wird.

Beim Austritt des Strahles tritt wie früher ein Geschwindigkeitsparallelogramm auf. Bekannt sind u sowie $w \cong u$ und man erhält die Austrittsgeschwindigkeit c_2 durch Wahl des Winkels β_2 . Letzterer wird aber nur sehr klein gewählt, etwa $\beta_2 = 4^\circ - 5^\circ$, weil mit Rücksicht auf die geringe Wassermenge c_2 ebenfalls gering gehalten werden kann und mit c_2 auch nur der „Austrittsverlust“ steigen würde.

Die Schaufelform ergibt sich schließlich aus konstruktiven Gründen unter Berücksichtigung der aus Fig. 154 ersichtlichen Winkel und von Erfahrungswerten. Die Mulde hat bei den neueren Schaufeln oder Bechern die Form eines Ellipsoides, wie sie früher in der Fig. 142 angedeutet war. Eine eigentliche Schaufelkonstruktion wie bei Francis-Turbinen gibt es hierbei nicht, da es lediglich darauf ankommt, eine mögliche Stetigkeit in die Krümmung der Schaufelfläche zu bekommen. Um die genaue Herstellung in der Werkstatt zu gewährleisten, werden aber auch hier „Schaufelklötze“ aus einzelnen Brettstärken entworfen.

Die Schaufelabmessungen wählt man zweckmäßig als Vielfaches des Strahldurchmessers d . Die eingehenden Versuche von Reichel und Wagenbach²⁾ haben ergeben, daß es sich nicht empfiehlt, zu kleine Becher zu wählen und daß als günstigste Werte zurzeit anzusehen sind:

¹⁾ Praktisch erhält man hieraus unter Einsetzen von $H_d \cong H$ und $\varphi = 0,95$ etwa $u_1 = 2,1 \cdot \sqrt{H}$ als feststehenden Wert!

²⁾ Vgl. Z. d. V. d. Ing. 1913, S. 441f. sowie 1918, S. 822f.

$$\text{Becherbreite } b \cong 3,75 \cdot d (\cong 2 \cdot \sqrt{Q_1})$$

$$\text{Becherhöhe } h \cong 3,50 \cdot d (\cong 1,9 \cdot \sqrt{Q_1})$$

$$\text{Bechertiefe } t \cong 1,50 \cdot d (\cong 0,8 \cdot \sqrt{Q_1}).$$

Q_1 bedeutet hier die Wassermenge bezogen auf $H=1$ m (vgl. Abschnitt 22), und zwar ist es also diejenige Wassermenge, bei welcher sich der günstigste Wirkungsgrad herausstellt. Als zulässige Maximalwassermenge würde man nach den angeführten Versuchen etwa $Q_{\max} = 2 \cdot Q_1$ zulassen können, also auch einen entsprechend größeren Strahldurchmesser d , wobei dann aber der Wirkungsgrad um einige Prozente sinkt.

Über den Anbau der Becher oder Schaufeln an das Rad und die Stellung der Düse zu den Bechern gilt folgendes: Die Becher werden, wie Fig. 155 zeigt, und auch die früheren Figuren bereits er-

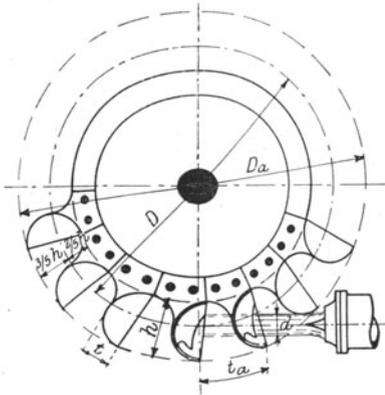


Fig. 155.

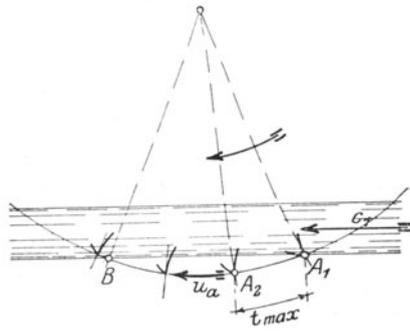


Fig. 156.

kennen ließen, nicht radial gestellt, sondern so, daß der Strahl, welcher auf eine Becherschneide voll auftreffen würde, etwa senkrecht zur Schneide steht. Dieser Becher sitzt etwa um eine Teilung gegen die Düse hin verschoben. Die Düse selbst ist so dicht, als es die Konstruktion gestattet, gegen die Schaufeln zu rücken. Der Strahl soll ferner die Schaufel so tief als möglich nach dem Radkranze zu beaufschlagen, damit die Austrittsverluste möglichst klein werden. Der die Strahlmitte tangierende Kreis, d. h. also der rechnermäßige Raddurchmesser D wird daher am besten in etwa $\frac{2}{5}$ der Becherhöhe h von innen aus gemessen, wie Fig. 155 darstellt. Die äußere Becherteilung t_a ergibt sich schließlich wie folgt. Es hat sich gezeigt, daß eine große Schaufelzahl, also kleines t_a , recht günstig ist, jedoch liegt eine Grenze in der Befestigungsmöglichkeit der Schaufeln am Rade. Andererseits darf aber die Schaufelteilung nicht so groß sein, daß ein Teil des Wassers unausgenutzt zwischen den Schaufeln hindurchspritzt. Dies ist zu untersuchen, wie es an Hand der Fig. 156 erläutert werden soll. Damit

der äußerste Wasserfaden, welcher von der Becherschneide A_1 nicht mehr aufgefangen wurde, noch von der vorhergehenden Schneide A_2 gefangen wird, muß dieser Faden spätestens in B mit A_2 zusammenreffen. Der Wasserfaden bewegt sich mit c_1 und hat die Strecke $A_1 B$ zurückzulegen. Die Becherschneide A_2 bewegt sich mit ihrer äußeren Umfangsgeschwindigkeit u_a und hat den Bogen $A_2 B$ zurückzulegen. Als Zeit des Zusammentreffens im Punkte B erhält man also:

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} = \frac{\widehat{A_2 B}}{u_a}$$

und bei der Konstruktion ist darauf zu achten, d. h. es ist t_a derart zu wählen, daß möglichst:

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} < \frac{\widehat{A_2 B}}{u_a}$$

wird, was nachgeprüft werden muß!

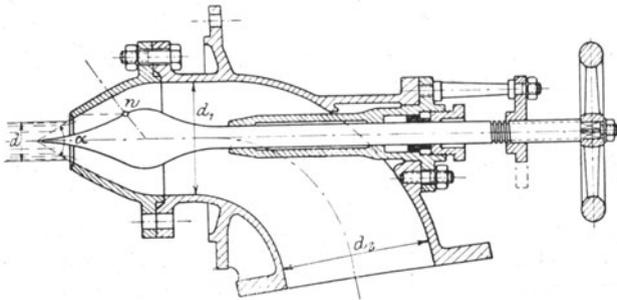


Fig. 157.

Die Becher sind bei kleineren Abmessungen aus Bronze oder Gußeisen, bei größeren aus Stahlguß. Wenn möglich, sind die Innenflächen sauber zu schleifen und zu polieren. Die Befestigung hat mit Rücksicht auf die großen Umfangsgeschwindigkeiten und Kräfte (vgl. Abschnitt 18) sehr sorgfältig zu geschehen!

Die Düse und die Regulirnadel sind nach folgenden Gesichtspunkten zu entwerfen: Die Form der Nadel muß derart sein, daß eine gleichmäßige Beschleunigung des Wassers in Strahlrichtung eintritt. Es darf also, wie Fig. 157 zeigt, der Wendepunkt W des Nadelprofils nicht innerhalb d liegen, weil sonst bei vorgeschobener Nadel eine nachträgliche Querschnittserweiterung eintreten würde, wodurch der Strahl zersplittert wird und starke Anfressungen hervorruft. Innerhalb der Düse wird zweckmäßig eine starke Beschleunigung gewählt, daher der lichte Durchmesser im Mündungsrohr $d_1 = 2,5 \div 3 \cdot d$ und $\sphericalangle a = 60^\circ \div 80^\circ$ gemacht. Zu beachten ist, daß die gänzlich zurückgezogene Nadel den eigentlichen Ausflußquerschnitt noch etwas verkleinert. Die Düsen selbst sind auswechselbar und bestehen aus Bronze, bei größeren Ab-

messungen auch aus Stahlguß. Eine sehr sorgfältige Bearbeitung ist zur Vermeidung der Strahlzersplitterung notwendig und gibt dann einen guten Wirkungsgrad. Der Rohrkrümmer, welcher sich auf d_2 d. h. den Durchmesser des Zuleitungsrohres erweitert, zeigt bei Fig. 157 die konstruktive Ausbildung, falls die Nadel durch Handrad und Spindel bedient wird.

20. Berechnungsbeispiel.

Zur Ausnützung stehen $Q = 0,15$ cbm = 150 l pro sek bei einem Gefälle $H = 120$ m zur Verfügung. Der geringen Wassermenge entsprechend erscheint hier ein Tangentialrad am Platze, welches wie folgt zu berechnen ist:

a) Leistung der Turbine: Unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 0,75 würde man $N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 180$ P. S. erhalten. Rechnet man jedoch mit einem Wirkungsgrad von 85%, was bei mittleren Verhältnissen hier zutreffen würde, so ergibt sich:

$$N_e = 180 \frac{0,85}{0,75} \cong 200 \text{ P. S.}$$

b) Düse: Die absolute Ausflußgeschwindigkeit aus der Düse ergibt sich gemäß Abschnitt 19 zu:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d}$$

Wählt man nun $\varphi = 0,97$ und setzt man, da das Freihängen des Laufrades im Vergleich zur ganzen Gefällhöhe von 120 m wenig ausmachen wird: $H_d \sim 120$ m, so ergibt sich:

$$c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2g \cdot 120} = 47 \text{ m/sek.}$$

Der Ausflußquerschnitt müßte also sein:

$$f = \frac{0,150}{47} = 0,0032 \text{ qm} = 32 \text{ qcm.}$$

Nimmt man, wie heute allgemein üblich, runden Strahlquerschnitt an, so ergibt sich aus $\frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 32 \text{ qcm}$ der Strahl zu:

$$d = 64 \text{ mm } \Phi.$$

c) Laufraddurchmesser D und Umlaufzahl: Der Laufraddurchmesser kann natürlich in den Grenzen einer konstruktiv möglichen Ausführung beliebig angenommen werden, wenn er nicht durch eine gewünschte Umdrehungszahl von vornherein festgelegt ist. Es sei hier willkürlich gewählt:

$D = 800 \Phi$, wobei nach Fig. 155 der Durchmesser für den die Strahlmitte tangierenden Kreis gilt.

Nach Abschnitt 19 ist nun $u = \frac{c_1}{2} = 23,5 \text{ m/sek}$, also wird hier:

$$n = \frac{60 \cdot 23,5}{0,8 \cdot \pi} = 560 \text{ pro Min.}$$

d) Abmessungen und Zahl der Becher: Nach Abschnitt 19 kann gesetzt werden:

$$b = 3,75 \cdot d = 3,75 \cdot 64 \cong 240 \text{ mm}$$

$$h = 3,5 \cdot d = 3,5 \cdot 64 \cong 220 \text{ ,,}$$

$$t = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 64 \cong 96 \text{ ,, .}$$

Gemäß Fig. 155 sollen nun die Becher so angebracht werden, daß D in etwa $\frac{3}{5}$ der Schaufelhöhe von außen gemessen verläuft. Somit wird der Außendurchmesser des Rades einschließlich der Becher:

$$D_a = D + 2 \cdot \frac{3}{5} \cdot h = 800 + 264 = 1064 \text{ mm.}$$

Wählt man nun zunächst eine äußere Becherteilung von etwa $t_a \sim h$, was für die üblichen Ausführungen zutrifft, so würde man eine Becherzahl erhalten von:

$$z = \frac{D_a \cdot \pi}{t_a} = \frac{1064 \cdot \pi}{220} = 15,2.$$

Zu wählen wäre wegen der Einteilung des Rades natürlich zweckmäßig:

$$z = 16 \text{ Becher,}$$

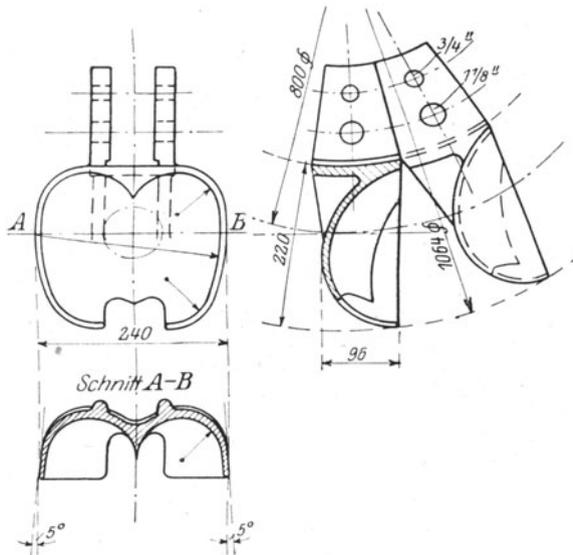


Fig. 158. Becher im Maßstab 1:10.

wobei aber noch nachzuprüfen ist, ob kein Wasser zwischen den Schaufeln ungenützt verspritzt wird, wie dies an Hand der früheren Fig. 156 erläutert war. (Es ergibt sich, worauf hier nur hingewiesen werden soll, bei genauer Aufzeichnung der Verhältnisse, daß die gewählte Becherzahl ausreichend ist.)

e) Aufzeichnung der Becher: Man trägt die unter d) ermittelten Abmessungen auf, wählt einen Austrittswinkel, welcher $\beta_2 = 5^\circ$ betragen möge, und entwirft die weitere Schaufelform derart, daß möglichst stetige Krümmungsflächen entstehen, wie dies aus Fig. 158 hervorgeht. Die Befestigungsschrauben sind aus den früher angegebenen Gründen sehr kräftig auszuführen. Nimmt man an, daß das Laufrad einen Augenblick still-

steht und hierbei eine Schaufel durch den vollen Strahl beaufschlagt wird, so erhält man gemäß der im Abschnitt 8B durchgeführten Ableitungen über den „Strahl Druck“ eine Umfangskraft:

$$\begin{aligned} X &= \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos 5^\circ - c_1 \cdot \cos 180^\circ) \\ &= \frac{1000 \cdot 0,15}{9,81} \cdot 47 \cdot (9,996 + 1), \end{aligned}$$

oder: $X = 1435 \text{ kg}$.

Diese gewaltige Kraft ist von einer Schaufel vorübergehend und womöglich stoßweise aufzunehmen!

Fünftes Kapitel.

Verwendungsgebiet der Turbinen. „Spezifische“ Größen.

21. Verwendungsgebiet der Turbinen.

Aus den vorhergehenden gesamten Betrachtungen ist zu entnehmen, daß zurzeit eigentlich nur zwei Turbinenarten ausgeführt werden, und zwar:

1. die radiale Überdruckturbine oder Francis-Turbine;
2. das Tangentialrad.

Der Grund, weshalb gerade diese Turbinenarten, zurzeit allein das Feld behaupten, ist, wie schon früher erwähnt wurde, darin zu suchen, daß sie am besten den Forderungen der Neuzeit (vgl. S. 27) genügen. Hauptsächlich kommt in Betracht die einfache und gute Regulierfähigkeit dieser Turbinen; bei Tangentialrädern kommt hinzu die außerordentlich einfache Bauart, bei Francis-Turbinen noch der Umstand, daß das Laufrad auch bei verhältnismäßig großer Wassermenge einen kleinen Durchmesser, also eine große Umlaufzahl erhalten kann.

Was die Anwendung der beiden Turbinenarten anbelangt, so ergibt sich nach den früheren Betrachtungen, daß die Francis-Turbine benutzt wird:

a) bei kleineren und mittleren Gefällhöhen sowie größeren Wassermengen. Die Verwendung erfolgt hier in der Form des „Normalläufers“ oder des „Schnellläufers“;

b) bei größeren Gefällhöhen, wenn die Wassermenge ziemlich groß ist, so daß Tangentialräder nicht gut verwendet werden können. In diesem Fall kann das Laufrad auch die Form des „Langsamläufers“ erhalten.

Das Anwendungsgebiet des Tangentialrades liegt hauptsächlich im Bereich großer Gefällhöhen und verhältnismäßig geringer Wassermengen.

Die Tatsache, daß Strahlturbinen den Überdruckturbinen bei kleineren und mittleren Gefällhöhen stets unterlegen sind, geht schon bei der „Einteilung der Turbinen“ (s. S. 29) hervor. Das Saugrohr der Überdruckturbinen gestattet die Ausnutzung des gesamten nutzbaren Gefälles, während dies bei der Strahlmaschine wegen des Freihängens des Laufrades nicht möglich ist. Bei geringen Gefällhöhen würde sich daher bei Strahlmaschinen ein großer prozentualer Verlust, d. h. ein geringer Wirkungsgrad der Anlage ergeben. Schwankt der Unterwasserspiegel gar noch sehr, was gerade bei kleineren Gefällhöhen häufig der Fall ist, so müßte das Laufrad einer Strahlmaschine, damit es unter allen Umständen freihängt, in ziemlicher Entfernung über dem normalen Unterwasserspiegel anzubringen sein, was natürlich eine noch größere Verlusthöhe ergeben würde. Bei Anwendung eines Saugrohrs aber sind Schwankungen der Wasserspiegel ohne großen Einfluß auf den Wirkungsgrad der Turbine.

Die Anwendungsgebiete der zwei Turbinenarten sind also zunächst gegenseitig abgegrenzt nach den vorhandenen Gefällhöhen und in bestimmtem Maße auch nach der vorhandenen Wassermenge. Sie werden aber auch ferner begrenzt durch Anforderungen, welche der praktische Betrieb mit sich bringt, und die sich neben Regulierfähigkeit hauptsächlich auf die Forderung nach einer bestimmten Umlaufzahl erstrecken.

Läßt sich bei einem Wasserkraft-Elektrizitätswerk eine Turbine ermitteln, welche genau die Umlaufzahl der anzutreibenden Dynamomaschine besitzt, so daß beide direkt gekuppelt werden können, so wird man diese natürlich einer anderen Turbine vorziehen, bei welcher zum Antrieb der Dynamomaschine erst Riemen- oder Räderübersetzungen eingeschaltet werden müssen. So würde sich z. B. bei einem vorhandenen Gefälle von $H=40$ m und einer Wassermenge von $Q=0,3$ cbm pro sek eine Umlaufzahl ergeben von: $n=1000$ pro Minute, falls zur Ausnutzung dieser Wasserkraft eine normale Francis-Turbine verwendet wird, dagegen eine Umlaufzahl von $n=550$ pro Minute bei Verwendung eines Francis-Langsamläufers und schließlich nur $n=150$ pro Minute bei Anwendung eines Tangentialrades. In welcher Weise sich die Turbinen in ihrer Umdrehungszahl den Forderungen des Betriebes anpassen lassen, soll im folgenden Abschnitt 22 noch weiter untersucht werden.

Schließlich wird die Anwendung der Turbinenarten natürlich auch beeinflußt durch die Fragen nach Wirtschaftlichkeit sowie auch schließlich nach Übersichtlichkeit und Einfachheit der Anlage. Es wird im allgemeinen die Turbinenart vorgezogen werden, welche am billigsten herzustellen ist, da sich der Betrieb der Turbine nachher bei allen drei Arten gleich günstig stellt und die Lebensdauer auch annähernd dieselbe ist. Man wird also darauf zu sehen haben, daß ge-

wisse Normalien möglichst eingehalten werden können, wodurch sich bekanntlich die Herstellungskosten stets verringern lassen (vgl. Abschnitt 22 F). Was die Einfachheit und Übersichtlichkeit anbelangt, so wird im allgemeinen ein Tangentialrad, wenn seine Anwendung überhaupt möglich ist, allen anderen Turbinen überlegen sein infolge des übersichtlichen Aufbaues einer solchen Anlage und durch den verhältnismäßig einfachen Reguliermechanismus. Bei Anwendung einer Francis-Turbine aber spielen wieder die Art der Aufstellung und des Einbaues eine Rolle.

Alle diese die Verwendbarkeit der verschiedenen Turbinenarten beeinflussenden Punkte müssen selbstverständlich bei dem Entwurf einer Anlage berücksichtigt werden.

22. „Spezifische“ Größen.

Zu diesen „spezifischen Größen“ kommt man, wenn man die Turbinen in ihrem Verhalten bei anderen Betriebsverhältnissen (also z. B. bei anderen H , Q usw.) untersucht und auch das Verhalten ähnlicher Turbinen miteinander vergleicht. Die Größen haben sich im praktischen Betriebe überall eingebürgert, weil sie Aufschluß geben über die Verwendbarkeit bekannter Turbinenformen und weil sie zur Einführung von sogenannten Normaltypen führen. Für die Projektierung von Neuanlagen sind sie heute unentbehrlich geworden.

A) Spezifische Umlaufszahl n_I .

Denkt man sich ein bestimmtes Turbinenlaufrad (z. B. einen Francis-Normalläufer), so wird dasselbe bei einer bestimmten Gefällhöhe H eine bestimmte Umlaufszahl n pro Minute besitzen, die durch die betreffende Konstruktionsform, Stellung der Schaufeln usw. bedingt ist. Wird dasselbe Laufrad nun bei einer kleineren Gefällhöhe H_1 verwendet, so wird sich eine neue Umlaufszahl n_1 herausstellen, die sich nach den früheren Betrachtungen aus der Proportion ergibt:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}.$$

Es besagt dies: Für ein und dasselbe Laufrad verhalten sich die Umlaufszahlen wie die Quadratwurzeln aus den Gefällhöhen.

Geht das Gefälle auf $H_I = 1$ m herunter, so würde somit die neue Umlaufszahl betragen:

$$(Gl. 1) \quad n_I = n \cdot \frac{1}{\sqrt{H}}.$$

Beispiel: Bei $H = 8$ m hatte das im Abschnitt 12 berechnete Laufrad eine Umlaufszahl $n = 124$ pro Minute. Wird dasselbe Laufrad einem Gefälle von nur 1 m ausgesetzt, so sinkt die Umlaufszahl auf:

$$n_I = \frac{124}{\sqrt{8}} = 44 \text{ pro Minute.}$$

B) Spezifische Wassermenge Q_I .

Für ein bestimmtes Turbinenlaufrad gilt ferner die Proportion:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}.$$

Sie ergibt sich wie folgt: Ändert sich die Gefällhöhe, so ändern sich alle Geschwindigkeiten innerhalb der Turbine gemäß der bekannten Beziehung $v = \sqrt{2g\bar{h}}$ mit der Quadratwurzel der Höhe. Da nun aber (bei gleichbleibenden Querschnitten) die durchfließende Wassermenge proportional der Geschwindigkeit ist, so ergibt sich die oben angegebene Proportion, wonach die Wassermengen sich verhalten wie die Quadratwurzeln aus den Gefällhöhen.

Sinkt das Gefälle auf $H_I = 1$ m herunter, so würde somit die auf die Gefälle-Einheit bezogene Beaufschlagungswassermenge betragen:

$$(Gl. 2.) \quad Q_I = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

Beispiel: Die Turbine des obigen Beispiels wird bei $H = 8$ m von $Q = 2$ cbm pro Sekunde beaufschlagt und leistet somit bei $\eta = 0,75$:

$$N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 160 \text{ P. S.}$$

Bei $H_I = 1$ m würde die Wassermenge sinken auf:

$$Q_I = \frac{2}{\sqrt{8}} = 0,71 \text{ cbm pro Stunde,}$$

und die Leistung würde somit nur noch betragen:

$$N_{eI} = 10 \cdot 0,71 \cdot 1 = 7,1 \text{ P. S.}$$

C) Spezifische Leistung N_I .

Die effektive Leistung einer Turbine wird bekanntlich bestimmt aus der Gleichung:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}.$$

Würde also derselben Turbine an Stelle der Gefällhöhe H nur eine Gefällhöhe H_1 zur Verfügung stehen, so ergäbe sich die dann erreichbare Leistung N_1 aus der Proportion:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 \cdot H_1}{Q \cdot H}.$$

Berücksichtigt man ferner, daß nach dem unter B Gesagten $\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}$ ist, so kann infolgedessen auch geschrieben werden:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{\sqrt{H_1} \cdot H_1}{\sqrt{H} \cdot H} = \frac{\sqrt{H_1}^3}{\sqrt{H}^3}.$$

Bezieht man die Betrachtung wiederum auf die Gefälle-Einheit: $H_I = 1$, so würde die hierbei zu erzielende Leistung betragen:

$$(Gl. 3) \quad N_I = \frac{N}{\sqrt{H^3}}.$$

Beispiel: Die mehrfach erwähnte Turbine leistete bei $H = 8$ m und $\eta = 0,75$: $N = 160$ P. S. Baut man dasselbe Laufrad in eine Anlage ein, der nur $H_I = 1$ m zur Verfügung steht, so würde es nur noch leisten:

$$N_I = \frac{160}{\sqrt{8^3}} = \frac{160}{22,6} = 7,1 \text{ P. S.},$$

wie allerdings auch beim Beispiel unter B schon berechnet war.

D) „Spezifische Drehzahl“ n_s .

Aus den Betrachtungen unter A, B und C erkennt man das Verhalten einer Turbine, wenn sie anderen Verhältnissen ausgesetzt wird. Man ist dadurch in der Lage, für ein vorhandenes Laufrad die Verwendungsmöglichkeit bei verschiedenen Gefällhöhen, Wassermengen und Leistungen zu bestimmen, allerdings unter „normaler“ Beaufschlagung und Belastung, nicht etwa unter Berücksichtigung irgendwelcher Regulierungsvorrichtung, wodurch sich Wassermenge und Leistung natürlich noch in engerem Sinne verändern lassen (vgl. unter F).

In Folgendem soll nun noch das Verhalten ähnlicher Turbinen unter sich untersucht werden.

Denkt man sich zwei gleich gebaute Laufräder, aber von verschiedenen Durchmessern D_1 und D , unter gleichem Gefälle laufen, so verhalten sich deren Umlaufzahlen umgekehrt wie die Durchmesser. Es ist also:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1}{D}.$$

Da ferner die in den Laufrädern zu verarbeitenden Wassermengen bei gleichem H mit dem Quadrate der Durchmesser steigen, so ergibt sich auch:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1}{D} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q}}.$$

Erweitert man die rechte Seite mit \sqrt{H} , so würde sich schließlich ergeben:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{Q} \cdot \sqrt{H}}{\sqrt{Q} \cdot \sqrt{H}} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{N}}$$

Bei gleicher Gefällhöhe verhalten sich also die Umlaufzahlen ähnlicher Turbinen umgekehrt wie die Quadratwurzel aus den P. S.-Zahlen.

Die Umlaufszahl n einer Turbine, welche gerade $N = 1$ P. S. leistet, erhält man somit aus der Umlaufszahl n_1 einer ähnlichen Turbine von N_1 P. S. nach der Gleichung:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{1}}$$

wobei also vorausgesetzt war, daß beide Turbinen unter gleichem Gefälle arbeiten. Bezieht man dies schließlich wiederum auf eine Gefällhöhe $H_I = 1$ m, so erhält man die Gleichung:

$$(Gl. 4) \quad n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I}$$

Hierin haben dann n_I und N_I die in den Gleichungen 1 und 3 aufgestellten Werte. Die Umlaufszahl n_s bezeichnet man nun als „spezifische Drehzahl“.

Dieselbe stellt dar: Die Umlaufszahl einer, der gesuchten Turbine ähnlichen Turbine, welche aber bei $H = 1$ m gerade 1 P. S. leisten würde.

Beispiel: Die Turbine der unter A, B und C angeführten Beispiele leistete bei $H = 8$ m und einem Laufraddurchmesser von 1200 mm $N = 160$ P. S. und hatte $n = 124$ Touren pro Minute. Bei 1 m Gefälle sank die Leistung dagegen herunter auf $N_I = 7,1$ P. S., die Umlaufszahl auf $n_I = 44$ pro Minute. Vergleicht man das vorhandene Laufrad nun mit einem anderen, kleineren, aber sonst gleich gebauten, welches aber nur 1 P. S. bei 1 m Gefälle leistet, so würde dies eine Umlaufszahl erhalten von:

$$n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} = 44 \cdot \sqrt{7,1} = 118 \text{ pro Minute.}$$

Letzteres wäre also die spezifische Drehzahl dieser Laufradform.

Bei den praktisch angewandten neueren Turbinenarten erzielt man nun durchschnittlich die in folgender Tabelle zusammengefaßten spezifischen Drehzahlen n_s :

n_s	Turbinenart
12 : 30	Tangentialrad mit einer Düse
30 : 50	Tangentialrad mit mehreren Düsen
50 ÷ 100	Francis-Langsamläufer (Fig. 79)
100 ÷ 200	Francis-Normalläufer (Fig. 75)
200 ÷ 300	Francis-Schnelläufer (Fig. 76)
300 ÷ 425	Zwillings-Schnelläufer, System Francis (z. B. Fig. 128)
425 ÷ 600	Doppelzwillings-Schnelläufer, System Francis (z. B. Fig. 133)

Aus der Tabelle ergibt sich z. B., daß das normale Francis-Laufrad (Fig. 75 früher) für eine Drehzahl 100 ÷ 200 gebaut werden kann. Den kleineren Werten von n_s würde hierbei ein etwas größerer Durchmesser im Vergleich zum Saugrohr und normale Schaufelstellung ($\sphericalangle \beta_1 = 90$, s. S. 54) entsprechen; die größeren Werte von n_s können

nur erzielt werden durch möglichste Begrenzung des Laufraddurchmessers sowie durch Wahl eines kleineren $\sphericalangle \beta_1$.

Durch Anwendung der Drehzahlen ist nun eine gewisse „Normalisierung“ im Turbinenbau möglich, wie unter F noch näher gezeigt wird.

E) Benutzung der „spezifischen Drehzahl“ n_s bei der Projektierung von Turbinen.

Die spezifische Drehzahl gibt einen guten Anhalt zur Ermittlung geeigneter Turbinen beim erstmaligen Entwurf einer Turbinenanlage. Es ist vor allen Dingen möglich, durch die Drehzahl die Anpassungsfähigkeit der Turbinen an bestimmte Betriebsforderungen zu erkennen. Daß natürlich bei der Projektierung auch der zu erzielende Wirkungsgrad, die Einfachheit der Anlage und die Regulierfähigkeit, sowie schließlich die Herstellungskosten in Rücksicht zu ziehen sind, ist selbstverständlich. Die Anwendung der spezifischen Drehzahl ergibt sich nun am besten aus einigen Beispielen, wie folgt:

1. Bekannt sind Gefälle und Wassermenge einer anzulegenden Kraftanlage. Gesucht werden geeignete Turbinen mit bestimmter Umlaufszahl.

Es stehen z. B. bei $H = 8$ m im ganzen $Q = 55$ cbm pro Sekunde zur Verfügung. Die Turbinen sollen möglichst eine Umlaufszahl von $n = 150$ pro Minute erhalten.

Gleichung 4 wird unter Einsetzung der Werte der Gleichungen 1 und 3 zu:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{H^3}} = n \cdot \frac{\sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}$$

also hier:

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{8 \cdot \sqrt[4]{8}} = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{13,6} = 11 \cdot \sqrt{N}$$

Sollen nun Turbineneinheiten von je 400 P. S. beispielsweise Verwendung finden, so wäre:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{400} = 220,$$

d. h. also, es müßten Francis-Schnellläufer benutzt werden. Sollen dagegen größere Einheiten, z. B. von je 1100 P. S. Aufstellung finden, so wäre:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{1100} = 365,$$

d. h., es sind Zwillings-Schnellläufer anzuwenden. Alle beide Turbinenarten können aber dann mit der gewünschten Umlaufszahl $n = 150$ /Minute laufen.

2. Bekannt sind Gefälle und Wassermenge. Gesucht wird die geeignetste Turbine, wenn verschiedene Umlaufszahlen möglich sind.

Es sei $H = 40$ m, $Q = 0,2$ cbm, also $N = 80$ P. S. bei $\eta = 0,75$. Es ist also hier:

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{80}}{40 \cdot \sqrt[3]{40}} = 0,09 \cdot n.$$

Wählt man nun verschiedene Umlaufszahlen n , so ergeben sich die geeigneten Turbinen, wie folgt:

$n = 100$ pro Minute gäbe: $n_s = 9$, was unausführbar ist,

$n = 200$ pro Minute gäbe: $n_s = 18$, also ein Tangentialrad mit einer Düse,

$n = 400$ pro Minute gäbe: $n_s = 36$, also ein Tangentialrad mit zwei Düsen,

$n = 600$ pro Minute gäbe: $n_s = 54$, also einen Francis-Langsamläufer.

Kommt hier nun lediglich die Einfachheit der Anlage in Frage, so wird man ein Tangentialrad wählen, sieht man aber auf eine möglichst hohe Umlaufszahl, z. B. zum Antrieb einer Dynamomaschine, so würde natürlich die Francis-Turbine vorzuziehen sein. Dies läßt sich natürlich nur in einem bestimmten Falle entscheiden.

Zu beachten ist hier noch, daß die Turbinenformen der verschiedenen n_s nun nicht gleich gute Wirkungsgrade haben, da jedes Laufrad bei einer ganz bestimmten Kranz- und Schaufelform seinen besten Wirkungsgrad erhält. So werden z. B. die Francis-Turbinen durchschnittlich einen besten Wirkungsgrad haben bei $n_s = 120$ bis 140, während die größeren und kleineren spezifischen Drehzahlen in der Regel wegen ungünstigerer Formen kleinere Wirkungsgrade ergeben. Allerdings sind aber auch schon Schnellläufer gebaut worden, die sogar bei $n_s = 445$ noch beinahe 77% Wirkungsgrad ergaben.

F) Laufradserien.

Wie schon erwähnt, haben die spezifischen Größen die Grundlage abgegeben zu einer Normalisierung im Turbinenbau. Es werden bestimmte Laufradformen, „Normaltypen“, entworfen und in Versuchstationen auf ihren Wirkungsgrad und ihre Anpassungsfähigkeit an bestimmte Betriebsverhältnisse hin untersucht (s. z. B. Tabelle). Alsdann werden nach diesen Laufrädern wieder ganze „Serien“ entworfen, die alle ähnliche Bauart, aber verschiedene Durchmesser erhalten. Dem Aufbau dieser Serien werden von den meisten Turbinenfabriken heute neben der spezifischen Umlaufszahl n_I und der spezifischen Drehzahl n_s , vor allem auch die sogenannte „Schluckfähigkeit“, d. h. die von der betreffenden Laufradform aufnehmbare spezifische Wassermenge Q_I zugrunde gelegt. Da, wie gesagt, die einzelnen Laufräder einer Serie sich nur im Durchmesser, nicht aber in der Form unterscheiden, so werden sowohl Q_I wie n_I zum Aufbau des Seriensystems auf den Laufraddurchmesser D_1 bezogen. Man schreibt also:

$$Q_I = k_Q \cdot D_1^2$$

und:

$$n_I = kn \cdot \frac{1}{D_1}.$$

(Man hat hier zu setzen: D_1^2 , da sich die Wassermengen wie die Querschnitte, also wie die Quadrate der Durchmesser verhalten. Ferner:

$\frac{1}{D_1}$, da sich die Umlaufszahlen umgekehrt verhalten wie die Durchmesser.) — D_1 ist dabei in m einzusetzen.

k_Q und k_n sind dann neben n_s die charakteristischen Konstanten einer Serie, die aber um bestimmte Prozentsätze über- und unterschritten werden können, ohne daß der Wirkungsgrad dadurch sehr abnimmt. (Vgl. Tabelle.) Man findet in praktischen Ausführungen: $k_Q = 0,01$ bis $1,6$ und $k_n = 37$ bis 76 , wobei die kleinsten Werte nur für Tangentialräder, die größten nur für Francis-Schnellläufer gelten.

Beispiel: Die Francis-Turbine unseres Beispiels im Abschnitt 12 hatte $D_1 = 1200$ Ⓞ. Aus Abschnitt 22 B ergab sich $Q_I = 0,71$ cbm, aus 22 A ergab sich $n_I = 44$ pro Minute. Die Konstanten dieser Laufradserie (Normalläufer) würden also sein:

$$k_Q = \frac{Q_I}{D_1^2} = \frac{0,71}{1,2^2} = 0,49$$

$$k_n = n_I \cdot D_1 = 44 \cdot 1,2 = 53.$$

Die spezifische Drehzahl war (22 C) $n_s = 118$.

Wie solche Seriensysteme in der Praxis aufgestellt werden, möge schließlich folgende Tabelle¹⁾ zeigen, welche für eine bestimmte Laufradserie der Firma Briegleb, Hansen & Co., Gotha, gilt und sowohl über n_s wie auch über Umlaufzahl, Schluckfähigkeit und Wirkungsgrad bei verschiedener Beaufschlagung Aufschluß gibt. Man sieht daraus, daß diese Serie durchschnittlich bestes η abgibt bei $n_s = 155$, bzw. $Q_I = 0,633 D_1^2$, daß aber dieselbe Laufradform auch noch benutzt werden kann bis herunter auf ungefähr $n_s = 130$ und herauf auf 170, wenn der Nutzeffekt nicht zu sehr sinken soll. Die nächsthöhere Serie könnte sich also vielleicht anschließen mit: $n_s = 170$ bis 200, die vorhergehende Serie könnte dagegen $n_s = 100$ bis 130 umfassen usf. Natürlich können aber auch die Grenzen enger gesteckt werden, damit die η überhaupt höher bleiben.

$n_I = \frac{k_n}{D_1}$	$Q_I = k_Q \cdot D_1^2$	n_s	voller	Wirkungsgrad η bei:		
				$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$
				Beaufschlagung		
46/ D_1	0,662 · D_1^2	122	79,5	79,0	78,5	73,5 %
50/ D_1	0,653 · D_1^2	133	82,0	82,0	80,0	73,5 %
54/ D_1	0,644 · D_1^2	145	83,5	84,0	80,5	71,5 %
58/ D_1	0,633 · D_1^2	155	85,0	85,5	79,5	69,0 %
62/ D_1	0,62 · D_1^2	164	85,0	84,5	78,5	66,5 %
66/ D_1	0,608 · D_1^2	173	84,0	83,0	75,5	63,5 %
70/ D_1	0,587 · D_1^2	176	81,0	81,0	71,0	57,5 %

¹⁾ Nach Camerer, Z. d. V. d. Ing. 1908, S. 1909.

Sechstes Kapitel.

Wasserräder.**23. Beschreibung der Arten. — Grundlegende Rechnungsgrößen.**

Die Wasserräder unterscheiden sich in der Hauptsache von den Turbinen durch die andere Wirkungsweise des Wassers in denselben. In der Regel leistet hier das Wasser Arbeit nur durch sein Gewicht, indem sich die gefüllten Schaufelkammern nach abwärts bewegen und dadurch das Rad in Drehung versetzen.

Ein weiterer Unterschied liegt darin, daß das Wasser die Schaufelkammern eines Wasserrades an derselben Seite verläßt, an der es in dieselben eintrat, während bei Turbinen ein stetiges Durchströmen der Schaufeln stattfindet. Schließlich besteht natürlich auch ein wesentlicher Unterschied hinsichtlich der Bauart, der Umdrehungszahl usw., wie aus den folgenden Erörterungen ersichtlich werden wird.

Je nach Art der Beaufschlagung unterscheidet man nun in der Hauptsache:

- oberschlächlige Wasserräder,
- mittelschlächlige Wasserräder und
- unterschlächlige Wasserräder.

A) Oberschlächlige Wasserräder.

Ein derartiges Rad ist in Fig. 159 dargestellt. Vermöge seiner Bauart wäre dasselbe für Gefälle von 4 : 10 m, jedoch nur für geringe Wassermengen geeignet.

Wie ersichtlich, tritt das Wasser annähernd im Scheitelpunkt des Rades ein. Die langsam vorbeistreichenden Schaufelkammern füllen sich teilweise mit Wasser, welches durch sein Gewicht das Rad in Drehung erhält. Man wird nun darauf sehen müssen, den in Richtung der Schwerkraft zurückzulegenden Weg möglichst groß zu erhalten, damit die erzielte Arbeitsleistung des Wassers einen großen Wert erhält. Das Rad wird man infolgedessen so bauen, daß die Schaufeln möglichst nahe am Oberwasserspiegel gefüllt werden und erst dicht über dem Unterwasser auszufließen beginnen.

Der Durchmesser des oberschlächtigen Rades richtet sich also, wie auch Figur zeigt, nach der nutzbaren Gefällhöhe H . Im sogenannten Gerinne, d. h. der oberen Zuleitung des Wassers ist allerdings eine geringe Aufstauung nötig, damit die erforderliche Zufließgeschwindigkeit c_1 erreicht wird. Unter dem Rade ist ferner ein von den Rückstauverhältnissen abhängiger Betrag für das Freihängen nötig, so daß der Raddurchmesser sich zu

$$D = H - (h_l + h_a)$$

ergeben würde.

Die zum Entwurfe eines überschlächtigen Wasserrades erforderlichen Werte werden größtenteils nach Faustformeln bzw. als Erfahrungszahlen bestimmt.

Als Umfangsgeschwindigkeit wird in der Regel gewählt:

$$u = 1,5 \div 2,5 \text{ m/sek,}$$

nicht größer, weil sonst infolge der Zentrifugalwirkung die Schaufeln zu früh ausgießen würden. Man erhält daraus die sehr geringe Umdrehungszahl des Rades von $n = 4 \div 8$ pro Minute.

Die Radbreite b ergibt sich aus der Wassermenge Q . Man wählt in der Regel die Schaufeltiefe a nach der Erfahrungsformel:

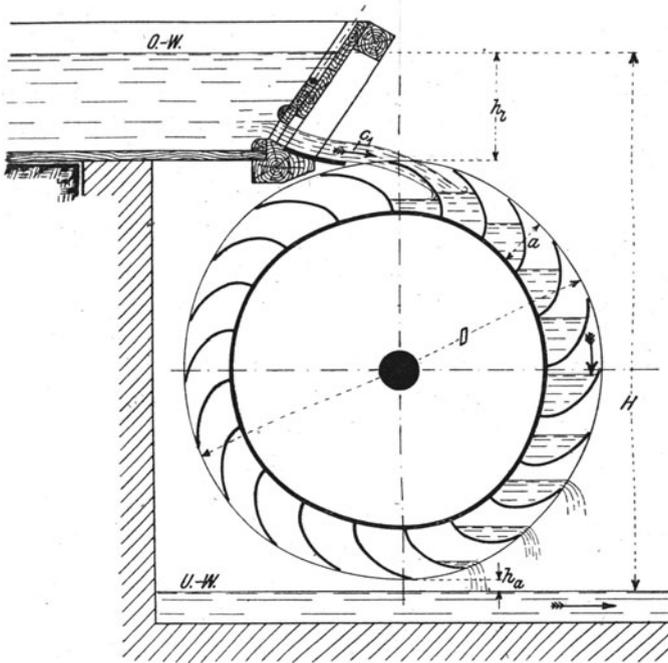


Fig. 159.

$$a = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \cdot \sqrt[3]{H}.$$

Nimmt man dann an, daß die Schaufelkammern zu ein Viertel bis zur Hälfte mit Wasser gefüllt werden sollen, so würde eine Gleichung bestehen:

$$Q = \left(\frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{2} \right) \cdot a \cdot b \cdot u.$$

Die Strahlbreite b_0 (s. Fig. 160) ist, damit die Radkammern gut „schlucken“, 200 ÷ 400 mm schmäler zu halten als die Radbreite. Die Strahldicke a_0 würde schließlich aus der Gleichung $Q = a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$ zu

berechnen sein, wobei man in der Regel $c_1 = u + (0,5 \text{ bis } 1 \text{ m})$ annimmt. Der Wasserspiegel im Gerinne wäre dementsprechend anzustauen.

Das Wichtigste beim Rade ist wie bei den Turbinen wiederum die Konstruktion der Schaufel. Die Schaufel soll oben den Strahl richtig fassen, unten jedoch möglichst spät ausgießen. Man konstruiert nun derart, daß man sich den relativen Weg des Strahles aufzeichnet und diesem entsprechend die Schaufelkrümmung ausbildet, wie dies in Fig. 160 angedeutet ist. Der (zum Rade) relative Weg ergibt sich aus dem absoluten Weg des Wasserstrahls, welcher eine Parabel darstellt.

Die konstruktive Ausbildung der oberflächigen Wasserräder ist verschieden. Billige Konstruktionen werden ganz aus Holz ausgeführt. Diese haben aber dann einen schlechten Nutzeffekt, da sie keine besonders sachgemäße Herstellung ermöglichen. Gute Konstruktionen sind, abgesehen vom Schaufelboden, aus Eisen auszuführen. Die Schaufeln werden aus Blech hergestellt und in der Weise in den

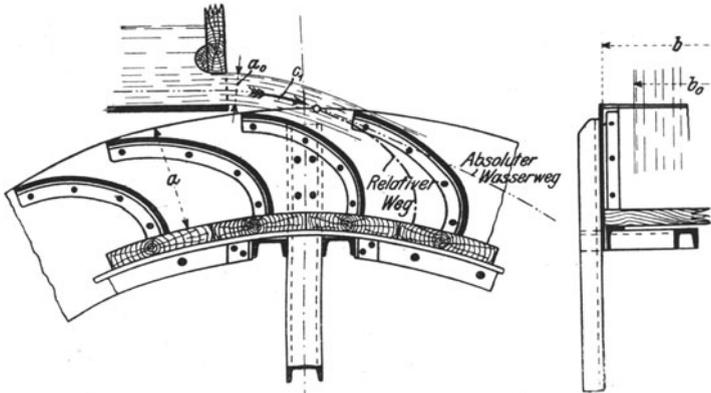


Fig. 160.

Kranz eingebaut, wie Fig. 160 angibt. Das Rad wird zweckmäßig aus den beiden Blechkränzen mit einem hölzernen Boden (zur Verminderung des Geräusches) und dem Armsystem mit der Nabe zusammengesetzt. Die Arme sind dabei meist aus \square -Eisen, die, wie die spätere Fig. 164 ähnlich zeigt, an gußeisernen Nabscheiben angeschraubt sind. Man rechnet dabei vielfach auf je 1,5 m Breite ein Armsystem.

Bei guten Ausführungen, welche jedoch große Kosten verursachen, erreicht man dann einen Wirkungsgrad von 80%. In der Regel beträgt dieser aber nur 70% und weniger.

B) Mittelschlächlige Wasserräder.

Ein derartiges Rad stellt Fig. 161 dar. Wie ersichtlich, tritt das Wasser nahezu in Höhe der Achse in das Rad ein, füllt wiederum die Schaufelkammern teilweise an und kommt hauptsächlich durch sein Gewicht zur Wirkung. Die Zuführung des Wassers erfolgt hier am

besten durch einen Leitapparat, den sogenannten Kulisseneinlauf, bei dessen Anwendung der Wirkungsgrad durch bessere Wasserführung und bessere Ausnutzung der Strahlgeschwindigkeit steigt.

Das Rad selbst wird vielfach von einem enganschließenden Mantel, dem sogenannten Kropf, umgeben. Dadurch hält sich das Wasser möglichst lange in den an allen Seiten sonst offenen Schaufelkammern.

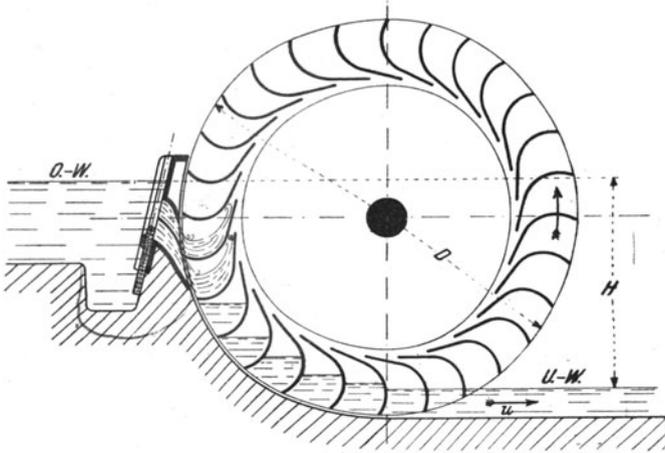


Fig. 161.

Vermöge seiner Bauart würde sich dieses Rad am besten für kleine Gefälle zwischen 1,5 und 5 m, aber ebenfalls nur geringe Wassermengen eignen. Der Raddurchmesser ergibt sich wieder aus der Gefällhöhe. Bezüglich der Umdrehungszahl, Radbreite usw. kann auf das unter A Gesagte, wie auch auf das spätere Beispiel verwiesen werden.

Zur Konstruktion der Schaufeln in Kulisse und Rad muß, ähnlich wie bei den Turbinen, zunächst ein Geschwindigkeitsparallelogramm aufgezeichnet werden, wodurch die Schaufelrichtungen festzulegen sind. Die Radschaufeln sind, wie Figur zeigt, möglichst bald stark nach oben zu krümmen, weil das Wasser durch seine Relativgeschwindigkeit beim Eintritt hochzusteigen beginnt, bevor es zur Ruhe kommt.

Bezüglich der Konstruktion des Rades gilt ebenfalls das unter A bzw. im späteren Beispiel Gesagte. Eine gute Ausführung wird, besonders infolge der Kulissenanordnung und infolge der trotz geringer Leistung außerordentlichen Größe und Schwere so teuer, daß eigentliche mittelschlächlige Wasserräder nur selten Anwendung gefunden haben, geschweige denn heute finden, so daß sich ein näheres Eingehen auf ihre Ausbildung hier erübrigt.

Der Wirkungsgrad soll bei guten Ausführungen bis auf 85% steigen können. —

Zu B) sind nun folgende Abarten zu rechnen:

rückenschlächtige Räder (Einlauf oberhalb der Radmitte) und tiefschlächtige Räder (Einlauf unterhalb der Radmitte).

Die letzteren bilden den Übergang zu den unterschlächtigen Wasserrädern. Sie werden vielfach wegen der üblichen Ausführung als „Überfall- oder Kropfräder“ bezeichnet (vgl. Fig. 162).

Da diese Räder unter Umständen zur Ausnutzung sehr kleiner Gefälle von 0,4 – 1,5 m (für welche Turbinenanlagen verhältnismäßig teuer werden) geeignet sein können, soll im Abschnitt 24 kurz auf ihre Konstruktion und Berechnung noch eingegangen werden.

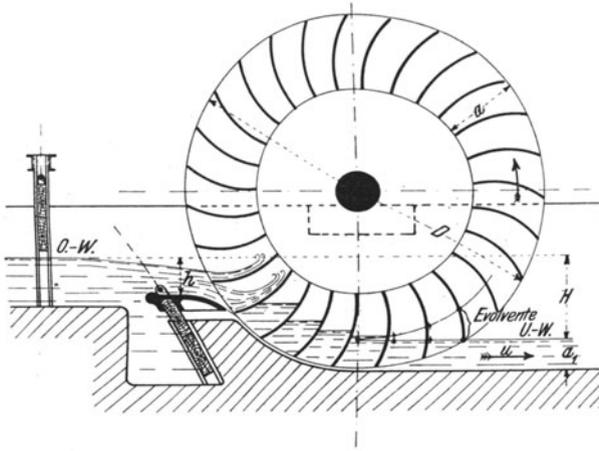


Fig. 162.

C) Unterschlächtige Wasserräder.

Das Wesen eines derartigen Rades

ist in Fig. 163 schematisch dargestellt. Wie ersichtlich, kann hier von einer Wirkung des Wassers durch Gewicht natürlich keine Rede mehr sein. Es kommt lediglich der Stoß des Strahles gegen die Schaufel in Betracht.

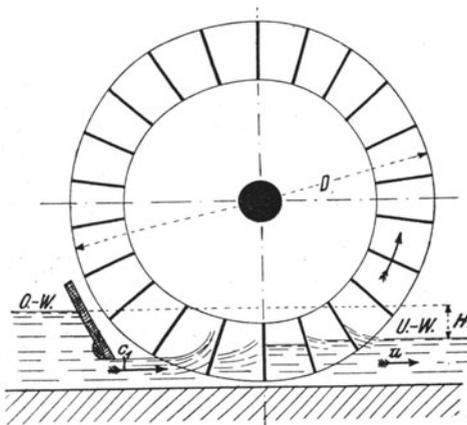


Fig. 163.

Das Rad wird nun entweder in freifließendes Wasser direkt eingetaucht oder es kann auch eine sogenannte Spannschütze, wie Figur zeigt, verwendet werden.

Eine Bestimmung der Abmessungen ist hier natür-

lich meist ausgeschlossen und eine Anwendung nur in seltenen Fällen geboten. Der Wirkungsgrad kann im besten Falle auch nur zu 30 ÷ 35% angenommen werden.

Das Anwendungsgebiet der Wasserräder ergibt sich am besten aus nachstehender kleiner Tabelle, in welcher gleichzeitig die erforderlichen Raddurchmesser, die zulässigen Umdrehungszahlen sowie die normalen Wirkungsgrade η angegeben sind und woraus ersichtlich ist, daß heute ein Wasserrad nur noch sehr selten am Platze sein wird:

Bezeichnung des Rades	H in m	Q cbm/sek	n pro Min.	D in m	η
Oberschlächtige Räder .	4 ÷ 10	bis 1 cbm	8 ÷ 4	3,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Rückenschlächtige Räder	2,5 ÷ 6	„ 1 „	8 ÷ 4	4,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Mittelschlächtige Räder.	1,5 ÷ 5	„ 2 „	7 ÷ 3	5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Überfallräder	0,4 ÷ 1,5	„ 3 „	7 ÷ 3	2 ÷ 6	0,5 ÷ 0,65
Unterschlächtige Räder.	0,1 ÷ 1	—	—	—	0,3 ÷ 0,35

24. Berechnung und Konstruktion der „Überfall- oder Kropfräder“.

Ein solches Rad war zunächst schematisch in Fig. 162 dargestellt. Der sogenannte Kropf, welcher wieder das Rad am benetzten Umfange umhüllt, endigt hier in einen einstellbaren Überfall. Der Kropf selbst wird mittels einer Schablone ausbetoniert, welche um die vorher montierten Lager pendelt. Er umschließt das Rad unten und an den Seiten mit höchstens 5 ÷ 10 mm Spielraum. Der Wirkungsgrad dieser Räder beträgt in der Regel nicht mehr als 60 ÷ 65%. Sie können dann jedoch recht einfach und daher billig hergestellt werden, so daß ihre Anwendung, wie schon erwähnt, auch heute noch in bestimmten Fällen zweckmäßig sein kann. Ein derartiger Fall soll durch das folgende Beispiel klargelegt werden.

Beispiel: Ein industrielles Werk verlangt eine billige Pumpenanlage, welche aus einem nahegelegenen kleineren Flusse das für seinen Betrieb erforderliche Wasser ständig zuführt. Dem Flusse können 0,5 cbm Wasser pro Sekunde zum Antrieb entnommen werden. Außerdem läßt sich durch geringe Aufstauung und kurze Ableitung ein durchschnittliches Gefälle von 0,75 m erzielen.

Da eine Turbinenanlage dem Werke zu teuer würde, so soll auf einen guten Wirkungsgrad verzichtet und ein möglichst einfaches „Überfallrad“ zum Antriebe der Pumpe entworfen werden.

Es wäre hierbei folgendermaßen vorzugehen: Rechnet man mit einem Wirkungsgrad von 60%, der einer einfachen Ausführung nach Fig. 164 entsprechen würde, so beträgt die effektive Leistung des Rades

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot 0,6}{75} = 3 \text{ P. S.}$$

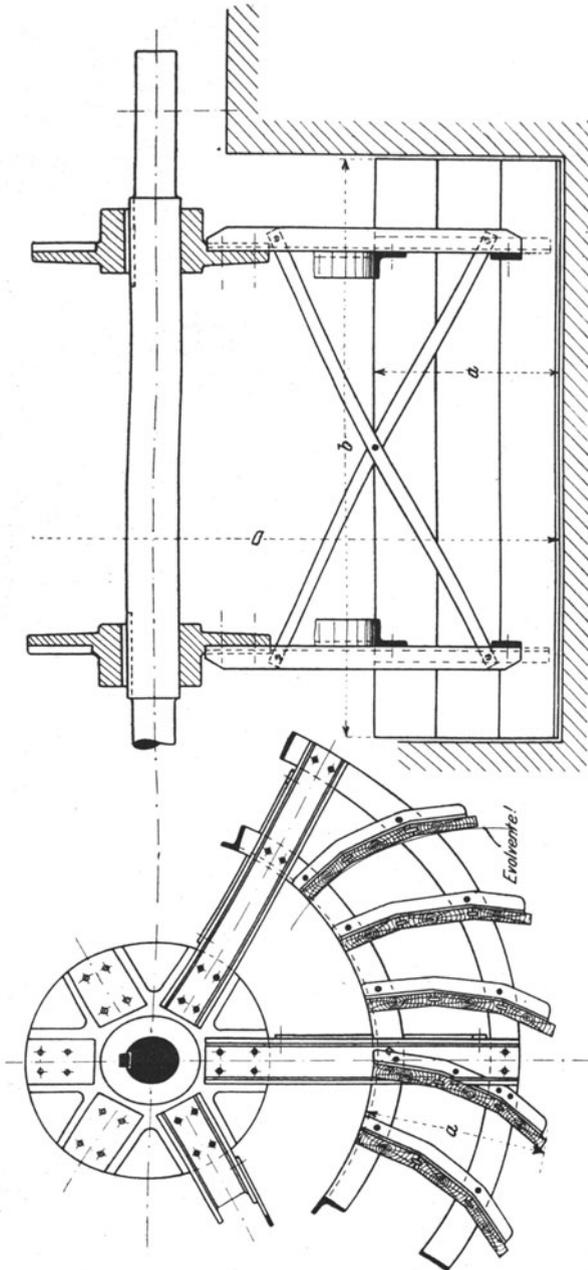


Fig. 164.

Die Radabmessungen ergeben sich wie folgt: Der Durchmesser wird meist zu $D = (3 \text{ bis } 4) \cdot H$ angenommen, so daß hier gesetzt werden könnte:

$$D = 4 \cdot 0,75 = 3 \text{ m } \textcircled{D}$$

Die Breite sei ferner zu $b = 2 \text{ m}$ gewählt.

Die Umfangsgeschwindigkeit ist nun bei einem derartigen Rade möglichst klein zu wählen, da das abfließende Wasser dieselbe Geschwindigkeit besitzt und daher als Verlust anzusehen ist. Es sei daher gesetzt: $u = 0,8 \text{ m/sek}$, so daß sich die Umdrehungszahl zu

$$n = \frac{0,8 \cdot 60}{3 \cdot \pi} \cong 5 \text{ pro Minute}$$

ergibt.

Aus der Wassermenge Q und der Geschwindigkeit u ermittelt man nun die Eintauchtiefe a_1 (Fig. 162). Es ist $Q = a_1 \cdot b \cdot u$ und demnach

$$a_1 = \frac{0,5}{2 \cdot 0,8} = 0,31 \text{ m,}$$

so daß die ganze Schaufeltiefe a zu ungefähr: $a = 700 \text{ mm}$ angenommen werden kann.

Als letzte Größe ist noch die mittlere Wasserhöhe h über dem Überfall zu bestimmen. Es ist $Q = \mu \cdot b_0 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, wobei $\mu \cong 0,45$ gesetzt werden kann und b_0 die Strahlbreite bedeutet, welche wieder um $20 \div 40 \text{ cm}$ schmaler als die Radbreite b zu nehmen ist. Es wäre also hier, falls $b_0 = 1,7 \text{ m}$:

$$h \cdot |h = \frac{0,5}{0,45 \cdot 1,7 \cdot \sqrt{2 \cdot g}} = 0,15$$

und daraus:

$$h \cong 0,28 \text{ m.}$$

Die konstruktive Ausbildung des Rades sowie der Schaufeln kann schließlich in der Weise, wie Fig. 164 zeigt, erfolgen. Die Schaufeln sind hier aus je drei Tannenholz Brettern zusammengesetzt, die zusammen annähernd eine Evolvente ergeben. Letztere Kurve ist aus der Überlegung heraus zu wählen, daß die Schaufeln senkrecht aus dem Unterwasser auftauchen. Es würde zu diesem Zwecke, wie Fig. 162 andeutet, eine Evolvente zu bilden sein, deren Grundkreis der an den Unterwasserspiegel tangierende Kreis ist.

Die Schaufeln werden alsdann mit Winkeleisen an dem Kranze befestigt. Letzterer besteht nur aus je einem herumlaufenden Winkeleisen sowie Flacheisen. Als Arme sind \square -Eisen gewählt, welche in zwei gußeisernen Nabenscheiben einmünden und dort fest verschraubt sind. Die nötige Querversteifung der Arme ist schließlich durch das sichtbare Flacheisenkreuz erzielt, so daß die Konstruktion ausreichende Stabilität erhält.

Literaturverzeichnis.

Wasserkraftanlagen.

- Ludin*, Die Wasserkräfte, ihr Ausbau usw., J. Springer 1913.
Mattern, Die Ausnutzung der Wasserkräfte, Engelmann 1908.
Schlothauer, Über Wasserkraft- und Wasserversorgungsanlagen, Oldenbourg 1913.

Turbinentheorie.

- Brauer*, Turbinentheorie, Verlag Hirzel, Leipzig.
Escher, Theorie der Wasserturbinen, J. Springer 1908.
Lorenz, Neue Theorie und Berechnung der Kreisräder, Oldenbourg 1906.

Turbinenbau, allgemein.

- Pfarr*, Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb, J. Springer 1911.
Gelpke, Turbinen und Turbinenanlagen, J. Springer 1906.
Wagenbach, Neuere Turbinenanlagen, J. Springer 1905.
Thomann, Wasserturbinen, Wittwer 1908.
Honold-Albrecht, Francis-Turbinen, Mittweida 1910.
Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, Engelmann 1914.
Camerer, Berechnungen bei Francis-Turbinen, Forschungsheft Nr. 139.

Turbinen-Regulatoren.

- Budau*, Regulierung hydraulischer Motoren, Verlag Fromme, Wien u. Leipzig.
Bauersfeld, autom. Regulierung von Turbinen, J. Springer.

Zeitschriften.

- Z. d. Vereins deutscher Ingenieure.
Z. f. d. gesamte Turbinenwesen.
Schweizerische Bauzeitung.
-

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. Ihre Theorie und Konstruktion. Von Geh. Baurat Professor **A. Pfarr**. Zweite, teilweise umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 548 Textfiguren und einem Atlas, von 62 lithographierten Tafeln. Zwei Bände.
Preis gebunden M. 40,—

Turbinen und Turbinenanlagen. Von Ingenieur **Viktor Gelpke** (Zürich). Mit 52 Textfiguren und 31 lithographierten Tafeln.
Preis gebunden M. 15,—

Die Theorie der Wasserturbinen. Ein kurzes Lehrbuch. Von Prof. **Rudolf Escher** (Zürich). Zweite Auflage mit etwa 250 Textfiguren. In Vorbereitung.

Neuere Turbinenanlagen. Auf Veranlassung von Prof. E. Reichel bearbeitet von Konstruktions-Ingenieur **W. Wagenbach** (Charlottenburg). Mit 58 Figuren und 54 Tafeln. Preis gebunden M. 15,—

Zur Theorie der Francis-Turbinen. Mit Versuchen an einer 300 pferdigen Turbine. Von Obering. Dr. Ing. **Fritz Oesterlen**. Mit 31 Figuren und 19 lithographierten Tafeln. Preis M. 7,—

Die automatische Regulierung der Turbinen. Von Dr.-Ing. **Walther Bauersfeld**, Assistent an der Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 126 Textfiguren. Preis M. 6,—

Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen. Von **Lorenzo Alliévi**. I. Teil: Rohrleitungen. Deutsche erläuterte Ausgabe von Robert Dubs und V. Bataillard. II. Teil: Stollen und Wasserschloß. Von Robert Dubs. Mit 35 Textfiguren. Preis M. 10,—

Technische Hydrodynamik. Von Prof. Dr. **Fr. Práßil**, Professor an der eidgenöss. Technischen Hochschule in Zürich. Mit 81 Textfiguren. Preis gebunden M. 9,—

Hierzu Teuerungszuschläge

Die Wasserkräfte, ihr Ausbau und ihre wirtschaftliche Ausnutzung. Ein technisch-wirtschaftliches Lehr- und Handbuch. Von Dr.-Ing. **Adolf Ludin**, Bauinspektor. 2 Bände. Mit 1087 Abbildungen im Text und auf 11 Tafeln. Preisgekrönt von der Akademie des Bauwesens in Berlin. Unveränderter Neudruck. Unter der Presse

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von Dipl.-Ing. **Fritz Neumann**. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 211 Textfiguren und 7 lithogr. Tafeln. Unveränderter Neudruck. Preis gebunden M. 17,—

Die Kolbenpumpen einschl. der Flügel- und Rotationspumpen. Von Prof. **H. Berg**. Mit 486 Textfiguren und 14 Tafeln. Preis gebunden M. 14,—

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Prof. **M. Tolle** in Karlsruhe. Dritte, verbesserte und vermehrte Auflage. In Vorbereitung

Technische Schwingungslehre. Einführung in die Untersuchung der für den Ingenieur wichtigsten periodischen Vorgänge in der Mechanik starrer, elastischer, flüssiger und gasförmiger Körper, sowie aus der Elektrizitätslehre. Von Dr. **Wilhelm Hort**, Dipl.-Ing. bei den Siemens-Schuckert-Works. Zweite Auflage. In Vorbereitung

Grundzüge der Kinematik. Von Dipl.-Ing. **A. Christmann** in Berlin und Dr.-Ing. **Baer**, Professor an der Technischen Hochschule in Breslau. Mit 161 Textfiguren. Preis M. 4,80; gebunden M. 5,80

Aufgaben aus der technischen Mechanik.

Von Prof. **Ferdinand Wittenbauer** in Graz.

- I. Bd.: Allgemeiner Teil. 843 Aufgaben nebst Lösungen. Vierte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 627 Textabbildungen. Preis gebunden M. 14,—
- II. Bd.: Festigkeitslehre. 611 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 505 Textabbildungen. Preis gebunden M. 12,—
- III. Bd.: Flüssigkeiten und Gase. 586 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 396 Textabbildungen. Preis M. 9,—; gebunden M. 10,20

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Oberbaurat **Fr. Freytag**, Professor i. R. Fünfte, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 1218 Textabbildungen, 10 Tafeln und einer Beilage für Österreich. Zweiter berichtigter Neudruck. Preis gebunden M. 24,—