Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 119/120 (1942)
Heft: 2

Artikel: Untersuchungen über die Regulierkräfte bei Wasserturbinen
Autor: Gerber, Hans
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-52390

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 02.10.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

INHALT: Untersuchungen über die Regulierkräfte bei Wasserturbinen. — Zum beschleunigten Ausbau unserer Wasserkräfte. — Existenzfragen des Architekten. — Wettbewerb zur Gestaltung des Ebnetareals samt Realschulhaus mit Turnhalle in Herisau. — Zur Organisation der technischen Berufe. — Schweiz. Techn. Stellenvermittlung STS. — Mitteilungen: Das Problem der Fliegerabwehr. Der Zürichsee. Schweiz. Technikerverband. Elektrische Zimmeröfen mit künstlicher Luftumwälzung. Dörranlage im Limmatwerk Wettingen. Zink für Hausinstallationen. — Wettbewerbe: Ideenwettbewerb für einen Bebauungsplan der Stadt Rapperswil. Seewasserpumpwerk der Gemeinden Thalwil, Rüschlikon und Kilchberg. — Nekrologe: Carl Weber-Landolt. — Mitteilungen der Vereine. Vortragskalender.

Band 120
Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet
Nr. 2

Untersuchungen über die Regulierkräfte bei Wasserturbinen

Von Obering. HANS GERBER, Escher Wyss A.G., Zürich

Bei der Konstruktion der Regulierorgane von Wasserturbinen wird sowohl aus preislichen wie reguliertechnischen Gründen angestrebt, ein Minimum an Regulierarbeit zu erhalten und zwar mit möglichst gleichmässigem Verlauf der Kräfte über dem ganzen Regulierbereich. Zu diesem Zwecke muss vor allem eine genaue Kenntnis des Verlaufes der hydraulischen Kräfte auf die Regulierorgane bei allen Betriebzuständen vorliegen. Diese Fragen wurden abgeklärt durch Modellversuche und Indizierungen an ausgeführten Anlagen, sowohl für Nadel und Ablenker bei Freistrahlturbinen, wie für Laufrad und Leitapparat bei Kaplan- und Francisturbinen. Es werden die angewandten Versuchsmethoden, sowie die erzielten Charakteristiken beschrieben.

*

Die Regulierorgane von Wasserturbinen bezwecken zweierlei: 1. Mit ihrer Hilfe soll rasch und sicher jede beliebige Last eingestellt werden können, wobei alle Drehzahl- und Druckschwankungen in möglichst engen Grenzen bleiben müssen. 2. Für alle Betriebszustände haben sie die hydraulische Energie dem Laufrad so zuzuführen, dass eine denkbar gute Umwandlung in mechanische Energie erzielt wird.

Ist es schon nicht immer möglich, diese beiden Forderungen unter sich und mit den Rücksichten der Konstruktion oder des Preises in Einklang zu bringen, so muss auf alle Fälle, wenn einmal die hydraulischen Formen festgelegt sind, die Konstruktion der Regulierteile so gewählt werden, dass für ihre Betätigung ein Minimum an Arbeit benötigt wird. Dann ergeben sich kleine Servomotoren, schwache Oelpumpen und leichte Gestänge und damit geringere Herstellungskosten. Ausserdem bedingen kleinere Volumina der Servomotoren geringere Verdrängungskräfte, sodass bei gleicher Grösse der Ventile und Leitungen sich kürzere Regulierzeiten ergeben.

Bei der Gestaltung der Regulierorgane von Wasserturbinen sind also Gesichtspunkte der verschiedensten Art zu berücksichtigen. Vor allem ist das Gebot der Betriebsicherheit nie ausser Acht zu lassen, wo doch viele Anlagen für teilweise oder ganz unüberwachten Betrieb gebaut werden.

Die genaue Kenntnis von Grösse und Verlauf der hydraulischen und mechanischen Kräfte ist deshalb unerlässlich. Neben theoretischen und konstruktiven Studien gibt es zur Abklärung der Verhältnisse bei den Regulierorganen zwei Möglichkeiten: a) Modellversuche, b) Messungen an ausgeführten Anlagen.

Mit den Modellversuchen können hauptsächlich Grösse und Verlauf der hydraulischen Kräfte bestimmt werden. Die Messungen an Regulierorganen im Betrieb dagegen liefern die gesamthaft auftretenden Kräfte, die sich normalerweise aus hydraulischen und Reibungskräften zusammensetzen. Beide Untersuchungsmethoden ergänzen sich und gehören zusammen.

Für die Messungen an Turbinen ist eine einfache und transportable Einrichtung erwünscht, die gestattet, die Versuchszeiten möglichst abzukürzen. Abb. 1 zeigt eine solche, bestehend aus zwei auf gemeinsamem Gestell montierten, miteinander gekuppelten Indikatoren mit auswechselbaren Federn. Jedem Indikator ist für Momentan-Ablesungen ein geeichtes Kontrollmanometer parallel geschaltet. Jeder Indikator kann mit einer Seite des zu messenden Servomotors verbunden werden. Die Drehung der Indikatoren erfolgt vom Servomotor selbst über eine einstellbare Uebersetzung. Auf diese Weise werden die auftretenden Regulierdrücke direkt über dem zugehörigen Servomotorhub aufgezeichnet. Diese Einrichtung ermöglicht es, in kurzer Zeit alle für die Beurteilung der Regulierarbeit an Wasserturbinen interessanten Kräfte bezüglich Grösse und Verlauf aufzunehmen. Nachfolgend eine Uebersicht über die charakteristischen Verhältnisse bei den verschiedenen, heute bei Wasserturbinen verwendeten Regulierorganen im engeren Sinn[1]).

Nadel bei Freistrahl-Turbinen-Düsen

Die heute gebräuchlichen Nadeldüsen ergeben bei allen für den praktischen Betrieb wichtigen Stellungen der Nadel einen

[1]) Im weiteren Sinn gehören dazu auch die Druckregler, Drosselklappen, Kugelschieber usw.

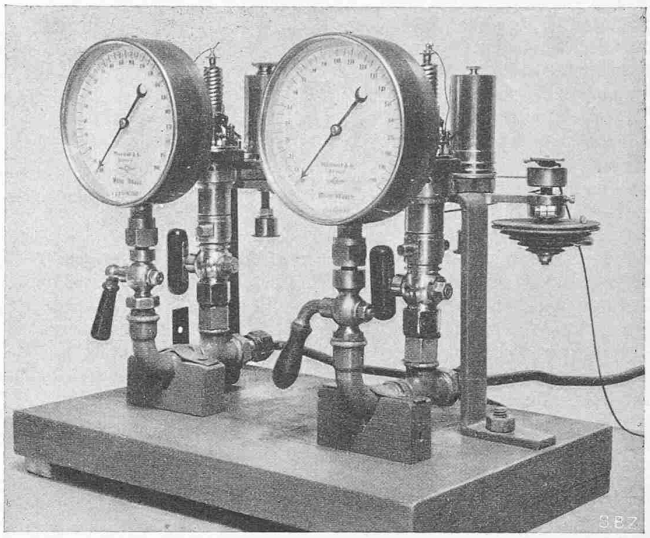

Abb. 1. Indizier-Einrichtung mit gekuppelten Indikatoren

runden kompakten Strahl. Abb. 2 zeigt den Schnitt durch einen solchen normalen Einlauf mit der Nadel in offener Stellung.

Für die auf die Nadel wirkende hydraulische Schliesskraft gilt allgemein der folgende einfache Ausdruck:

$$P = \frac{\pi}{4}\, p\,(K D^2 - d^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Hierin bedeuten:

p = statischer Druck im Einlauf
D = Durchmesser der Düsenöffnung
d = Durchmesser der Nadelstangen-Durchführung

Bei *geschlossener Nadel* ist P als Gesamtdruck auf die Ringfläche $\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ ohne weiteres zu berechnen, d. h. es ist $K = 1$.

Bei *zurückgezogener Nadel* wird im vorderen Teil der Nadel ein erheblicher Teil des statischen Druckes p in Geschwindigkeit umgesetzt. Der hiedurch verminderten Schliesskraft trägt der Koeffizient K (< 1) Rechnung, dessen in Abb. 3 dargestellter Verlauf in einfacher Weise ein für allemal am Modell bestimmt werden konnte; es ergab sich eine leicht S-förmig geschwungene Kurve.

Aus Formel (1) ist ersichtlich, dass durch die Wahl des Durchmessers d der Nadelstangendurchführung, d. h. des sogenannten Entlastungskolbens, Grösse und Richtung der Kraft P beliebig gewählt werden können. Die kleinste Regulierkraft ergibt sich dann, wenn die Schliesskraft bei geschlossener Nadel gleich und entgegengesetzt derjenigen bei offener Nadel gemacht wird. Diese Lösung ist dann am Platz, wenn, wie bei Reguliersystemen mit Windkessel oder Wasserdruck, mit Sicherheit immer Regulierdruck zum Schliessen vorhanden ist; sonst würde sich die Nadel bei dessen Ausbleiben bei grösseren Nadelhüben selbsttätig öffnen.

Daher wird normalerweise der Entlastungskolben d nur so gross gewählt, dass auch die voll offene Nadel noch selbst schliessen will, wobei ein gewisser Ueberschuss an Schliesskraft zur Ueberwindung der mechanischen Widerstände vorhanden sein muss. Diese Lösung bedingt aber zwangläufig bei geschlossener Nadel eine beträchtliche aufzuwendende Oeffnungskraft.

Diese Schwierigkeit kann nun bei kleineren und mittleren Anlagen durch eine Schliessfeder umgangen werden, die in ihrer Charakteristik ungefähr der hydraulischen Oeffnungskraft folgt.

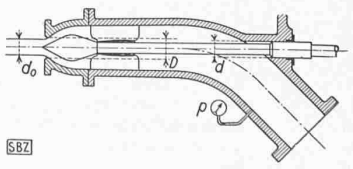

Abb. 2. Skizze eines normalen Nadeldüseneinlaufs mit Nadel in offener Stellung

d_0 theoretischer Strahldurchmesser,
D ∅ der Düsenmündung,
d ∅ Nadelstangendurchführung (Entlastungskolben)

In diesem Falle wird der Entlastungskolben $d = D$ gewählt, sodass die hydraulische Oeffnungskraft gemäss (1) dem Unterschied $1 - K$ proportional wird, also im Schliesspunkt verschwindet. Die Feder F hat dort, wie Abb. 3 zeigt, einen Ueberschuss an Schliesskraft, die mit Sicherheit die Reibung R überwindet. Zum Oeffnen wird daher theoretisch nur die Kraft $2R$ benötigt und zwar konstant über den ganzen Nadelhub. Wird bei grossen Maschinen die hierzu erforderliche Feder unausführbar gross, so kann die Regulierkraft immerhin beträchtlich reduziert werden, wenn das Prinzip der Schliessfeder zum Abschneiden der Oeffnungsspitze bei grösseren Nadelhüben angewendet wird. Abb. 4 zeigt die Ergebnisse der Messungen an einer 20 000 PS-Turbine, bei der diese Lösung angewandt wurde; die Uebereinstimmung mit den Modellversuchen ist befriedigend.

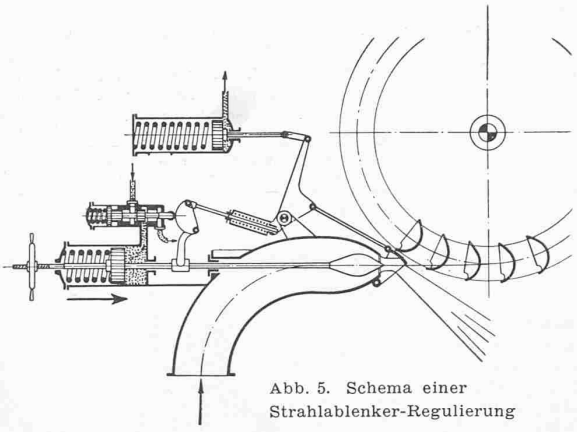

Abb. 5. Schema einer Strahlablenker-Regulierung

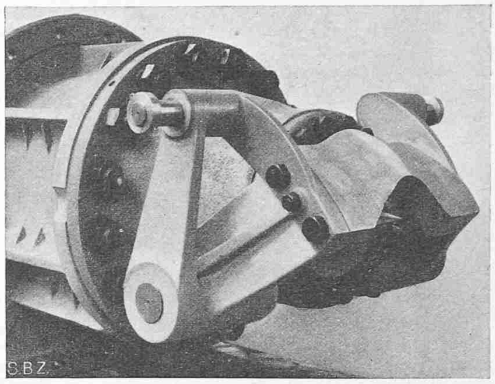

Abb. 6. Nadeldüse mit Strahlablenker Escher Wyss

Strahlablenker bei Freistrahlturbinen

Der Strahlablenker gestattet, die Beaufschlagung des Rades Lastverminderungen beliebig schnell anzupassen, ohne dass irgendwelche Rückwirkungen auf die Rohrleitung auftreten können. Da Schliesszeiten von einer Sekunde und weniger bereits üblich sind, hat man die zu bewegenden Massen sowie die Servomotorgrössen auf ein Minimum zu reduzieren.

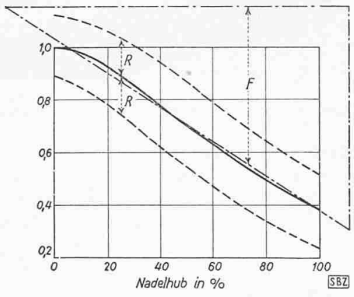

Abb. 3. Verlauf des Nadelkraft-Koeffizienten K in Funktion des Nadelhubes.
R Reibungskraft, F Federkraft

Abb. 5 und 6 zeigen den von Escher Wyss gebauten Strahlablenker. Er wird von der Radseite her gegen den Strahl gedrückt und beeinflusst vom Augenblick des Berührens an den ganzen Strahl. Dies führt für eine bestimmte Ablenkung des Strahles zu einem kleinen Regulierweg. So muss der Strahlablenker nur rd. 40 % des vollen Strahldurchmessers eingeschwenkt werden, um bei offener Nadel den Strahl um 30 % abzulenken.

Ein Strahlablenker arbeitet umso besser, je vollständiger er bei bestimmter Eintauchtiefe den Strahl ablenkt und verteilt und damit seine Energie zerstört, Abb. 7. Dies ist auch von Vorteil für die den abgelenkten Strahl auffangenden Gehäuse- und Schachtpanzerungen.

Aus der Streuung von Indizierungen an ausgeführten Anlagen ist auf grosse Empfindlichkeit von Grösse und Richtung der hydraulischen Kräfte bezüglich Formabweichungen des Ablenkers zu schliessen. Abb. 8 zeigt das charakteristische Diagramm einer solchen Indizierung an einer Grossturbine, sowohl bei offener wie bei geschlossener Nadel. Die Stellung ist in % des maximalen Abstandes zwischen Strahlaxe und Ablenkerkante angegeben. Die Kurve (4) lässt erkennen, dass der Ablenker, zuerst in den Strahl hineingezogen, von etwa 50 % an jedoch immer stärker in den Strahl hineingedrückt werden muss. Last Null wurde im vorliegenden Fall in der Stellung 13 % erreicht. Der Kräfteverlauf zeigt, dass infolge der bei starkem Eintauchen auftretenden minimen Vibrationen die Reibung fast vollständig verschwindet, während sie sich bei geschlossener Nadel nur unwesentlich ändert.

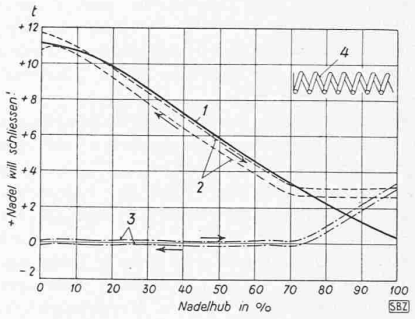

Abb. 4. Indizierung am Nadelservomotor einer 20000 PS Turbine. 1 Theoret. Nadelkraft, 2 Oeffnungs- und Schliesskraft mit Wasserdruck, 3 ohne Wasserdruck, 4 Schliessfeder im letzten Oeffnungsdrittel

Die vollständige Durchmessung des Modells eines normalen Strahlablenkers gab bezüglich Drehmoment und Ablenkwinkel Verhältnisse entsprechend Abb. 9. Qualitativ wurden zwar die Ergebnisse nach Abb. 8 bestätigt, zahlenmässig jedoch nicht, und eingehende Versuche an weiteren Modellen (Abb. 10) erwiesen die starke Empfindlichkeit der untersuchten Form auf geringe konstruktive Abweichungen und Werkstatt-Ungenauigkeiten. Dank gründlicher Modellversuche gelang es, durch geeignete Formgebung und entsprechende Wahl des Drehpunktes das hydraulische Drehmoment weitgehend zu reduzieren und auszugleichen, und vor allem eine stabile Charakteristik zu erhalten. Zudem wurde kontrolliert, wie sich die Regulierkräfte ändern, wenn der Ablenker im Betrieb schartig oder rauh wird, oder wenn von der Werkstatt her Abweichungen gegenüber der Zeichnung auftreten.

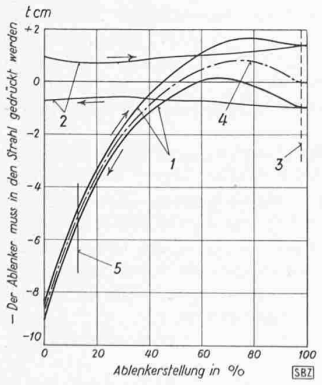

Abb. 8. Drehmoment des Ablenkers in Funktion der Ablenkerstellung; Indizierungen am Ablenker-Servomotor einer Grossturbine. 1 Oeffnungs- und Schliessbewegung bei offener, 2 bei geschlossener Nadel, 3 Beginn des Eintauchens, 4 Verlauf der hydraulischen Kraft, 5 Last = 0

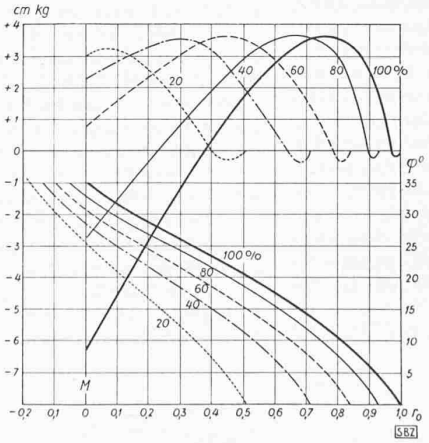

Abb. 9. Oben (links) Drehmoment, unten (rechts) Ablenkwinkel des Strahles eines Modell-Ablenkers in Funktion des Abstandes der Ablenkerkante von der Strahlaxe. 100 bis 20 % Nadelöffnung, $M = 0$ Mitte Strahl

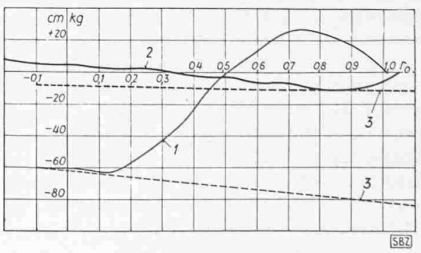

Abb. 11. Vergleich der hydraulischen Charakteristik des alten und neuen Strahlablenkers bei volloffener Nadel. Drehmoment (— bedeutet «Ablenker muss in den Strahl gedrückt werden») in Funktion des Abstandes von der Strahlaxe. 1 alte Form, 2 neue Form, 3 Charakteristik der Regulatoren mit Schliessfeder

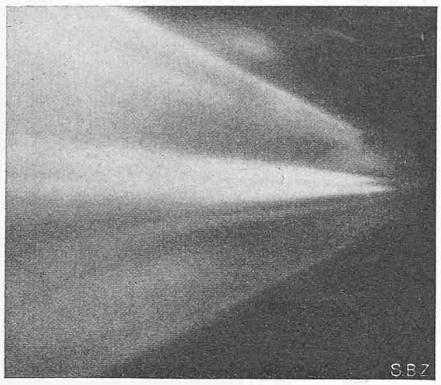

Abb. 7. Um 15° abgelenkter Strahl. Nadelhub 20°

Die Abb. 11 enthält den Vergleich des bisherigen mit dem neuen Modell. Es ist ersichtlich, dass die Charakteristik des neuen Ablenkers besser den heute oft verwendeten Regulatoren mit Schliessfeder angepasst ist. Das geringe Drehmoment erlaubt überdies, diese Regulatorenart auch für erheblich grössere Turbineneinheiten vorzusehen als bisher.

Laufräder von Kaplan-Turbinen

Mit der Steigerung der spezifischen Umfangsgeschwindigkeit und des Wasserdurchlasses, sowie der starken Zunahme der Dimensionen und der Anwendung von hydraulischen mitrotierenden Servomotoren ergab sich die Notwendigkeit, die Reguliérkräfte für die Verdrehung der Laufradschaufeln von Kaplanturbinen genauer zu erfassen.

Die auf die Laufschaufeln wirkenden Kräfte in Umfangs- und axialer Richtung können mit Hilfe der Tragflügel-Theorie mit befriedigender Genauigkeit berechnet werden. Für die Erfassung der in den Dichtungen, Schaufelzapfenlagern und Gestängen auftretenden Reibung waren jedoch Messungen an ausgeführten Anlagen unerlässlich. Dabei wurde die eingangs beschriebene Versuchseinrichtung verwendet. Abbildung 12 stellt schematisch eine Laufradregulierung mit in der Welle eingebautem Servomotor dar. Die Oeldrücke werden in den Oeleinführungsgehäusen oberhalb des Erregers gemessen. Bei den langsamen Reguliérbewegungen anlässlich der Indizierungen sind jedoch die Druckverluste in den Oelkanälen zwischen Oeleinführung und Servomotor nur von unwesentlichem Einfluss auf die Ergebnisse.

Die Messungen wurden bei folgenden zwei Betriebszuständen durchgeführt: a) Mit vorhandener Kurvenscheibe, d. h. bei betriebsmässigem Zusammenhang zwischen Leitapparat und Laufrad. b) Ohne Kurvenscheibe, d. h. bei verschiedenen festen Leitapparatstellungen.

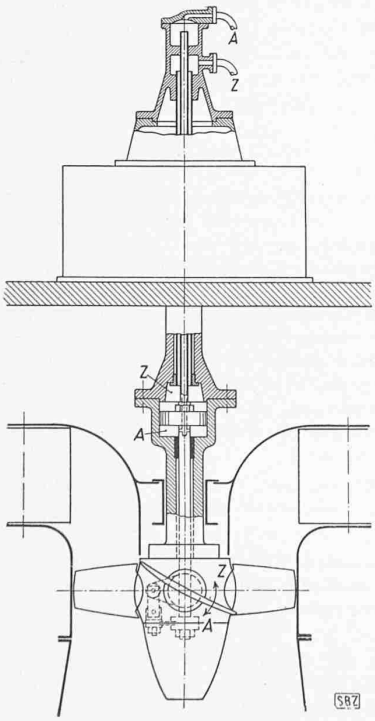

Abb. 12. Schematische Darstellung der Laufrad-Regulierung einer Kaplanturbine. A Oeleinführung durch das innere Rohr unter den Kolben zum Oeffnen des Rades, Z Oeleinführung zwischen innerem und äusserem Rohr zum Schliessen

Die Abb. 13 stellt zwei charakteristische Messergebnisse mit in maximaler Offenstellung blockiertem Leitapparat dar, und zwar: (1) (2) (3) 4-flügeliges Niederdruck-Laufrad mit kurzen Schaufeln und starker Verwindung; (4) (5) (6) 6-flügeliges Hochdruck-Laufrad mit langen Schaufeln und schwacher Verwindung. Die Reibung ist über dem ganzen Drehbereich ungefähr konstant. Dagegen ist der Verlauf des hydraulischen Drehmomentes bei jedem Laufradtyp verschieden. Es scheint umso gleichmässiger zu verlaufen, je stärker die einzelnen Zylinderschnitte gegeneinander verwunden sind. Die Lage der Kurven (3) und (6) in Abb. 13 zur Nullinie ist abhängig von der Lage des Drehpunktes im Schaufelprofil, aber auch von der spezifischen Umfangsgeschwindigkeit. Je grösser bei einer bestimmten Turbinen-Anlage die Drehzahl ist, umso stärker wird das hydraulische Drehmoment um die Schaufelaxe in öffnendem Sinne. Es ist darum kaum möglich, eine für alle Betriebszustände hydraulisch ausgeglichene Schaufelung zu schaffen.

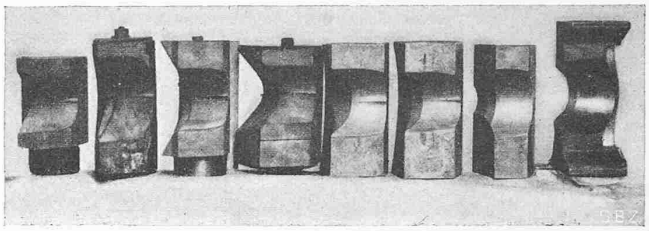

Abb. 10. Einige der untersuchten Strahlablenker

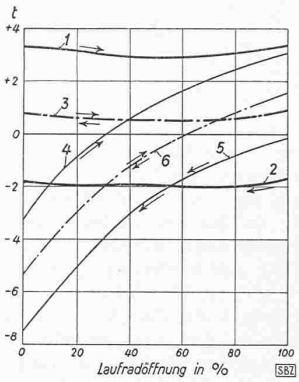

Abb. 13. Verstellkraft am Laufrad-Servomotor (t + = Laufrad will schliessen) bei volloffenem Leitapparat.
1, 2, 3 Niederdruckrad;
4, 5, 6 Hochdruckrad;
1 und 4 Oeffnungsbewegung;
2 und 5 Schliessbewegung;
3 und 6 hydraulische Kraft

In diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass von der amerikanischen Turbinenbaufirma Newport News Ausführungen mit selbstregulierenden Kaplanlaufrädern vorliegen[2]). Das Prinzip ist sicher verlockend. Beim nähern Studium zeigen sich jedoch Schwierigkeiten konstruktiver und betrieblicher Art, sodass gegenüber den heute üblichen und bewährten Oeldrucksteuerungen schliesslich kaum noch wesentliche Vorteile übrigbleiben dürften[3]).

Leitapparate von Francis- und Kaplan-Turbinen

Mit der Einführung der Finkschen drehbaren Leitschaufel stellte sich auch die Frage nach ihrem Kraftbedarf beim Regulieren. Für das Gebiet der Francisturbinen liegen die aufschlussreichen Untersuchungen von Dr. A. Strickler[4]) vor. Seine Feststellungen, dass die Grösse der Regulierarbeit des Leitapparates einer Turbine nicht nur von der Form oder Zahl der Leitschaufeln abhängt, sondern auch von der Ausbildung und Montage des Gestänges, sowie von der Art der Zuströmung (offene Kammer, Spirale) gelten heute noch, teilweise sogar in erweitertem Ausmass.

Bei den folgenden Untersuchungen ist vorausgesetzt, dass die verwendeten Leitapparate ohne Rücksicht auf Form und Zahl der Schaufeln eine für den betrachteten Fall gute hydraulische Lösung darstellen, sodass die Frage des Turbinen-Wirkungsgrades nicht berührt wird.

Bei Francisturbinen ist für die Grösse des Servomotors meist die bei ganz geschlossenem Leitapparat auftretende Schliesspitze massgebend. Das Ziel des Konstrukteurs ist, durch geeignete Wahl des Drehpunktes innerhalb der Leitschaufel, durch richtige Anordnung des Gestänges und Anwendung von Kniehebeln die maximale Oeffnungs- und die maximale Schliesskraft womöglich gleich gross zu machen, die Summe ihrer Beträge aber möglichst klein. Die Abb. 14 enthält die Messungen an zwei vertikalen Hochdruck-Francis-Spiralturbinen. Der Charakter der Kurven ist verschieden. Bei der einen Anlage ist es gelungen, die maximale Oeffnungs- und Schliesskraft (Kurven 1 und 2) genau auszugleichen, dagegen ist die Reibung über den ganzen Regulierbereich konstant und ziemlich gross. Der andere Leitapparat (Kurve 6) ist hydraulisch sehr schlecht ausgeglichen. Dafür sind die Reibungsverluste erheblich geringer und vor allem sinngemäss, indem sie ihr Maximum beim grössten hydraulischen Moment erreichen.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei modernen Kaplan- und Propeller-Turbinen, wo der zwischen Leitapparat und Laufrad vorhandene Spaltdruck erheblich niedriger ist als bei Francisturbinen. In Abb. 15 sind die Ergebnisse der Indizierungen am Leitapparatservomotor einer 10 000 PS Hochdruck-Kaplanturbine für die zwei extremen Laufradstellungen dargestellt. Bei geschlossenem Laufrad (Kurven 1, 2, 3) tritt nur eine ausgesprochene Schliesspitze auf. Bei offenem Laufrad (Kurven 4, 5, 6) dagegen ergibt sich, ausser dieser Schliesspitze bei 0% Servo-

[2]) *Terry:* Automatically adjusted propeller turbine. «Power» 1937, S. 97.
[3]) *P. Walther:* Selbstregulierung von Kaplanlaufrädern. «Wasserkraft und Wasserwirtschaft» 1938, S. 102.
[4]) Dr. *A. Strickler,* Dissertation E. T. H. 1916; «Vergleichende Untersuchungen an Leitapparaten von Francis-Turbinen».

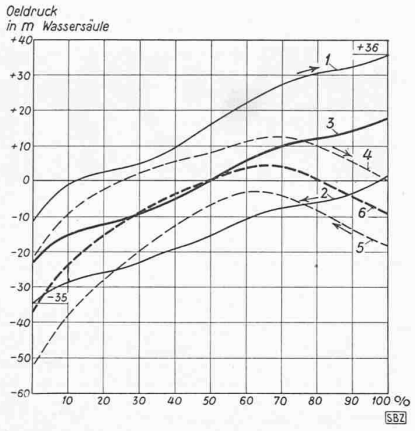

Abb. 14 (rechts).

Verstellkraft am Regulator-Servomotor in Abhängigkeit der Leitapparatöffnung in %; Indizierung an zwei Hochdruck-Francis-Spiralturbinen.

1, 2, 3 Leitapparat hydraulisch gut ausgeglichen, aber erhebliche Reibung; 4, 5, 6 Leitapparat hydraulisch ungünstig, dagegen geringe Reibung; 3 u. 6 Verlauf der hydraulischen Verstellkräfte

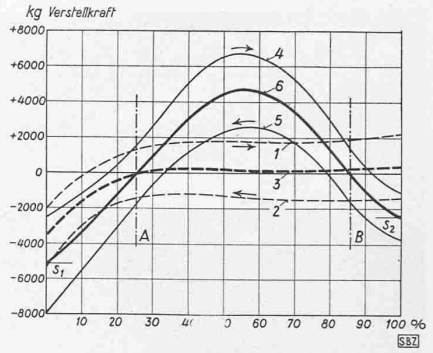

Abb. 15 (rechts).
Verstellkraft am Leitapparat-Servomotor (+ = Servomotor muss öffnen) in Funktion des Servomotorhubes in %; Indizierung am Leitapparat-Servomotor einer Hochdruck-Kaplanturbine. 1, 2, 3 Laufrad geschlossen; 4, 5, 6 geöffnet; 3 u. 6 hydraulische Kräfte;
A und B Schwimmpunkte,
S_1 u. S_2 Schliesspitzen

motorhub eine zweite, i. a. kleinere[5]), bei 100 % Hub, ferner, zwischen 50 und 60 % Hub, eine maximale Oeffnungskraft etwa vom Betrag der grösseren Schliesspitze. In den Stellungen A und B, den sog. «Schwimmpunkten», ist das hydraulische Drehmoment Null; beim Wegfall der Regulierkraft werden die Leitschaufeln deshalb unter dem Einfluss der Strömung gegen die eine oder andere Schwimmstellung tendieren. Es wird angestrebt, dass bei der kleineren Schwimmstellung A die Durchbrenndrehzahl der Turbine möglichst unterhalb der Leerlaufdrehzahl liegt. Ersichtlich war bei der untersuchten Turbine die Regulierung mechanisch tadellos in Ordnung, denn der Reibungsanteil ist gegenüber der hydraulischen Kraftwirkung verhältnismässig klein. Solche Indizierungen sind als einwandfreie Kontrolle für die Richtigkeit der Gestängeanordnungen und die Güte der Montage zu betrachten. In einzelnen Grossanlagen nimmt man deshalb Indizierungen in regelmässigen Zeitabständen vor, um beizeiten Anfressungen in den Lagerstellen, Einklemmungen von Fremdkörpern usw. eindeutig feststellen zu können.

Um aus den durch Indizierung gefundenen Oeffnungs- und Schliesskurven die wahrscheinliche hydraulische Kurve zu erhalten, kann man, wie oben durchweg, annehmen, dass bei gegebener Stellung des Gestänges die Reibungskraft in beiden Bewegungsrichtungen gleich gross sei. Damit erhält man beispielsweise für die hydraulische Verstellkraft am Leitapparatservomotor einer Kaplanturbine bei den verschiedenen Laufradstellungen β_2 ein Diagramm nach Abb. 16 unten. Unter Berücksichtigung der Gestängeanordnung lässt sich zu jeder Verstellkraft das entsprechende Drehmoment um die Axe der Leitschaufel errechnen, Abb. 16 oben. Durch die verwendete Kniehebelanordnung wird die grosse Schliesspitze beinahe auf den Betrag der maximalen Oeffnungskraft herabgedrückt.

Im Normalbetrieb ist nun für besten Wirkungsgrad jeder Leitapparatöffnung eine bestimmte Laufradstellung zugeordnet. Aus der in Abb. 16 eingezeichneten entsprechenden Kaplanregulierkurve K ist ersichtlich, dass sich infolgedessen im Normalbetrieb die maximale Oeffnungskraft gegenüber dem Betrieb mit Laufradstellung $\beta_2 = 100$ % (Propellerturbine) wesentlich erniedrigt. Bei Durchbrennen der Turbine können die Verhältnisse noch ungünstiger werden als bei der Propellerturbine, da dann der vom Laufrad herrührende Gegendruck erheblich zurückgeht. Die Schwimmpunkte sind ersichtlich unabhängig von der Stellung des Laufrades.

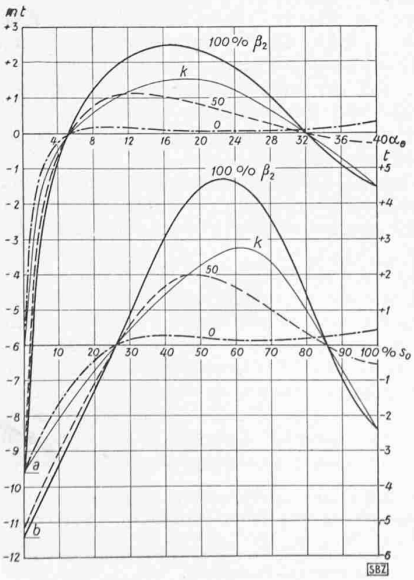

Abb. 16 (links). Verlauf der hydraulischen Drehmomente und der Verstellkräfte am Leitapparat einer Kaplanturbine bei verschiedenen Laufradstellungen.
Links Drehmoment in mt (— = Leitapparat will öffnen), rechts Verstellkraft in t (— = Servomotor muss schliessen), oben Drehwinkel α_0 der Leitschaufel in Grad, unten Servomotorhub s_0 in %

[5]) Bei Turbinen mit extrem hohem spezifischem Wasserdurchlass kann die Schliesspitze in offener Stellung sogar grösser werden als S_1 bei geschlossenem Leitapparat.

Es ist verschiedentlich versucht worden, die Regulierarbeit von Leitapparaten in einem mathematischen Ausdruck zu erfassen. Am einfachsten scheint dies in geschlossener Stellung, Abb. 17, zu sein, wo ein resultierendes statisches Drehmoment um den Leitschaufelzapfen auftritt. Für das *hydraulische Drehmoment* in öffnendem Sinne erhält man den Ausdruck:

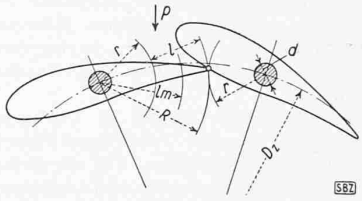

Abb. 17. Schematische Skizze zur Berechnung des Drehmomentes einer Leitschaufel in geschlossener Stellung

$$M_h = z_0\, p\, B_0\, l\, l_m \quad . \quad (2)$$

oder nach Umformung:

$$M_h = \frac{z_0\, B_0\, p}{2}\,(R^2 - r^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Für das Reibungsmoment dagegen gilt der Ausdruck:

$$M_r = K\,\mu\, p\, B_0\, D_z\, d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Hierin bedeuten: z_0 = Leitschaufelzahl, D_z = Leitschaufel-Zapfenkreis, d = Leitschaufel-Zapfendurchmesser, B_0 = Leitapparatbreite, p = Wasserdruck, μ = Reibungs-Koeffizient.

Der Vergleich mit den gemessenen Werten bei geschlossenen Leitapparaten hat allerdings nirgends die gewünschte Uebereinstimmung mit den Ansätzen (3) und (4) gebracht.

Für die Regulierarbeit A_r gibt *Prof. R. Thomann* (Graz) in seinem Buch über Wasserturbinen[6]) die folgende Formel:

$$A_r = k\,q\,(H + 10) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Darin bedeuten: $q = \dfrac{Q}{\sqrt{2\,g\,H}}$ = reduzierte Wassermenge in m², H = Gefälle in m. Für den Erfahrungs-Koeffizienten bei normalen Konstruktionen gibt er die folgenden Werte an: $k = 60 \div 100$ für Innenregulierung, $k = 40 \div 80$ für Aussenregulierung. Ob A_r die Regulierarbeit beim Oeffnen oder Schliessen sei, ist weiter nicht angegeben. Auch die Formel (5) erfasst die bei den heutigen Konstruktionen auftretenden Werte nur ungenügend, obschon die Streuung der vorliegenden Messergebnisse um den Formelwert hier etwas geringer ist als bei den Formeln (3) und (4). Es scheint nicht möglich, für die Regulierarbeit einen einheitlichen Ausdruck zu finden, der allen in der Praxis möglichen Fällen bezüglich Anordnung, Zuströmung usw. ohne grosse Streuung gerecht wird.

Bei den heutigen Oeldruckregulierungen ist für die Dimensionierung des Servomotors massgebend der Ausdruck

$$A_r = P_{max}\, s$$

Die Regulatoren der Wasserturbinen sind in jedem Falle so leistungsfähig vorzusehen, dass die Betriebsicherheit auch bei unerwarteten Anständen, vor allem bei der ersten Inbetriebsetzung, gewährleistet ist.

Sind sonach die Fragen der Regulierarbeit von Wasserturbinen-Regulierorganen bei den Gleichdruck-(Freistrahl) Turbinen weitgehend abgeklärt, so haben sich bei den Ueberdruck-Turbinen durch das ständige Steigern des spezifischen Wasserdurchlasses und der Schnelläufigkeit die Verhältnisse erheblich kompliziert. Die Regulierarbeit bei Durchbrennen bedarf noch genauerer Abklärung.

[6]) *R. Thomann:* «Wasserturbinen», II. Teil, 2. Auflage, S. 192.