

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	91/92 (1928)
Heft:	20
Artikel:	Die Entwicklung und der gegenwärtige Stand des Freistrahlturbinenbaues
Autor:	Dubs, Robert
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-42499

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: 16.01.2026

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

INHALT: Die Entwicklung und der gegenwärtige Stand des Freistrahlturbinenbaues. — Die wirtschaftlichen Grundlagen der Rationalisierung im Bauwesen. Der Erweiterungsbau des Schwesternhauses vom Roten Kreuz in Zürich (mit Tafel 36) und Wohnhaus Dr. E. Schucany in Künsnacht bei Zürich (mit Tafeln 33 bis 35). — Fritz Zimmerli. — Mitteilungen: Schweizerisches Luftverkehrswesen. Neue Eisenbahn-Hubbrücke über den Koningshaven in Rotterdam. Die Ausstellung „Heim und

Technik“ München 1928. Ueber die Frequenz der deutschen Technischen Hochschulen im Wintersemester 1927/28. Die Roheisen- und Rohstahl-Gewinnung der Welt im Jahre 1927. Eine Express-Flugverbindung zwischen Zürich und Berlin. Schweizerischer Elektrotechnischer Verein. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Schweizer. Ingenieur- und Architekten-Verein. Basler Ingenieur- und Architekten-Verein. S. T. S.

Band 91. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Nr. 20

Die Entwicklung und der gegenwärtige Stand des Freistrahlturbinenbaues.

Von Professor ROBERT DUBS, Ingenieur, Zürich.

Im Jahre 1913 ist in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ von den Prof. Reichel und Wagenbach eine aufschlussreiche Veröffentlichung über die Ergebnisse systematischer Versuche mit verschiedenen Freistrahltufrädern und Leitvorrichtungen erschienen. Da seit jener zusammenfassenden Darstellung wohl vereinzelte kurze Mitteilungen über erreichte Wirkungsgrade, aber kein Ueberblick, der die Entwicklung seit dem Jahre 1913 erkennen liess, veröffentlicht wurde, dürfte es heute zweckmässig sein, die seitherige Entwicklung des Freistrahlturbinenbaus kurz zu verfolgen.

Das Bestreben nach Erhöhung der Schnellläufigkeit zwecks Verbülligung der Anlagekosten hat vorerst die Entwicklung der Francis-Turbine zur Schnellläufer-Turbine (Samson-Turbine, Hercules-progrès, X-Turbine) gebracht. Allein die Konstrukteure sahen dann bald, dass auf dem Wege der blosen Weiterentwicklung der Francis-Turbine keine nennenswerten Fortschritte mehr erzielt werden konnten und neue Wege beschritten werden müssten. Das Prinzip des Zentripetal-Laufrades wurde von Professor Kaplan verlassen, und es gelang ihm, durch zweckmässige Schaufelformen und systematische Versuchsanarbeit ein Axial-Laufrad zu schaffen, das bezüglich Schnellläufigkeit und Wirkungsgrad einen ganz bedeutenden Fortschritt brachte.

Auch bei der Freistrahlturbine stellt sich in der Folge, besonders bei relativ kleinen Gefällen und grossen Leistungen, das Bedürfnis nach Erhöhung der Schnellläufigkeit ein, und das Bemühen der Konstrukteure ging, in gleicher Weise wie bei der Francis-Turbine in erster Linie dahin, durch systematische Weiterentwicklung der Freistrahlturbine, deren Schnellläufigkeit zu steigern. Analog wie bei der Francis-Turbine wurde auch versucht, das erstrebte Ziel auf neuen Wegen (teilweise beaufschlagte Druckturbine, Durchfluss-Laufrad usw.), zu erreichen; allein diese führten bis heute zu keinen befriedigenden Ergebnissen. Der heutige Stand des Freistrahlturbinenbaus ist also das Ergebnis einer systematischen, durch sehr zahlreiche Versuche gestützten Weiterentwicklung der von Pelton zuerst gebauten Turbine.

Da es im Freistrahlturbinenbau üblich ist, an Stelle der spezifischen Drehzahl n_s das Verhältnis zwischen dem mittleren Raddurchmesser D_1 und dem maximalen Durchmesser d_0 des das Rad beaufschlagenden Strahles als Mass der Schnellläufigkeit zu bezeichnen, soll vorerst die Beziehung zwischen n_s und diesem Verhältnis $m = D_1 : d_0$ hier abgeleitet werden. Es ist allgemein:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_{100}}}{H^{\frac{4}{7}}}$$

wobei für N_{100} stets die maximale Leistung der Turbine (bei mehreren Leitvorrichtungen aber nur für eine Leitvorrichtung) einzusetzen ist.

Bezeichnet man mit Q_{100} die für die maximale Leistung N_{100} bei einem Wirkungsgrad η_{100} verbrauchte Wassermenge, so folgt:

$$N_{100} = \gamma \frac{Q_{100} H}{75} \eta_{100} \text{ in PS}$$

Q_{100} lässt sich aber anderseits auch berechnen aus

$$Q_{100} = \frac{\pi}{4} d_0^2 \varphi \sqrt{2gH}$$

wo dann φ den Geschwindigkeitskoeffizienten im freien Strahl bedeutet. Auf Grund zahlreicher Versuche kann man $\varphi = 0,980$ bis $0,985$ annehmen. Dann folgt:

$$Q_{100} = 3,42 d_0^2 \sqrt{H}$$

Dieser Wert in die Gleichung für N_{100} eingesetzt, ergibt

$$N_{100} = \frac{100 \cdot 3,42 d_0^2 \sqrt{H}}{75} \eta_{100}$$

oder nach Zusammenfassung der Konstanten:

$$N_{100} = 45,5 \eta_{100} d_0^2 H^{\frac{1}{2}} \dots \dots \quad (1)$$

Andererseits lässt sich auch für die Drehzahl n ein Ausdruck ableiten, der den Raddurchmesser D_1 und den Umfangsgeschwindigkeitskoeffizienten K_{u1} enthält. Es ist:

$$K_{u1} = \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D_1 n}{60 \sqrt{2gH}}$$

oder dann:

$$n = \frac{K_{u1} 60 \sqrt{2gH}}{\pi D_1}$$

und nach Zusammenfassung der Konstanten:

$$n = \frac{84,5 K_{u1} \sqrt{H}}{D_1}$$

Setzt man nun:

$$\frac{D_1}{d_0} = m \dots \dots \dots \quad (2)$$

so folgt:

$$n = \frac{84,5 K_{u1} \sqrt{H}}{m d_0} \dots \dots \dots \quad (3)$$

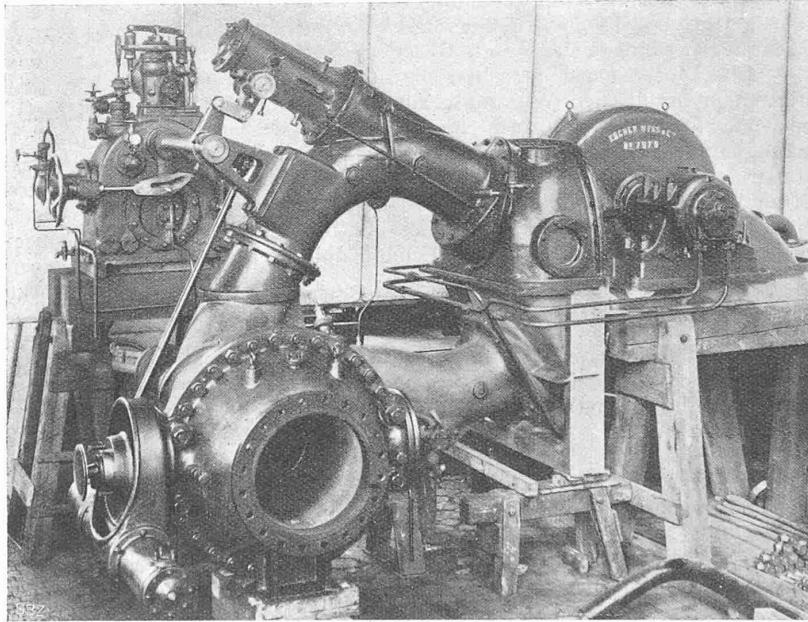


Abb. 10. Freistrahlturbine von Escher Wyss & Cie. für 2900 PS bei 160 m Gefälle und 500 Uml/min.

Schliesslich werden in der Beziehung für n_s die Werte für N_{100} und n nach den Gleichungen (1) und (3) eingesetzt, woraus sich ergibt:

$$n_s = \frac{\frac{84,5 K_{u1} \sqrt{H}}{m d_0} \sqrt{45,5 \eta_{100} d_0^2 H \sqrt{H}}}{H^{\frac{4}{7}}}$$

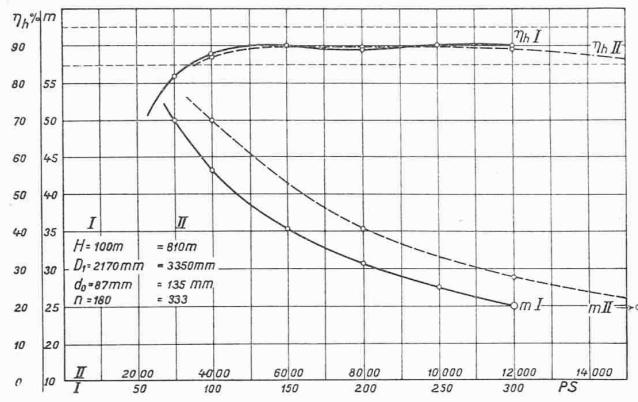


Abb. 1.

H und d_0 fallen dann heraus und nach Zusammenfassung der Konstanten erhält man:

$$n_s = \frac{570 K_{u1}}{m} \sqrt{\eta_{100}} \quad \dots \dots \quad (4)$$

Wenn man nun noch berücksichtigt, dass auf Grund vieljähriger Erfahrungen K_{u1} konstant und zwar meistens = 0,46 angenommen wurde, so vereinfacht sich die für n_s abgeleitete Beziehung noch weiter und man erhält:

$$n_s = \frac{262}{m} \sqrt{\eta_{100}} \quad \dots \dots \quad (5)$$

in welcher Form den Turbinenkonstrukteuren die Beziehung für n_s sehr wohl bekannt sein dürfte.

Neuere Erfahrungen haben nun aber gezeigt, dass es zweckmäßig ist, den Koeffizienten K_{u1} mit dem Verhältnis m zu verändern und zwar so, dass für kleinere Werte von m auch K_{u1} kleiner gewählt werden muss. Auf Grund von Versuchsergebnissen lässt sich empirisch ableiten:

$$K_{u1} = 0,48 - \frac{0,72}{12 + m} \quad \dots \dots \quad (6)$$

Wenn man in dieser Beziehung für m die mathematischen Grenzwerte $m = 0$ und $m = \infty$ einsetzt, so erhält man als Grenzwerte $K_{u1} = 0,42$ und $K_{u1} = 0,48$. Die Veränderung von K_{u1} ist also gegenüber der Variation von m sehr gering, sodass man, insbesondere für überschlägliche Rechnungen, ohne weiteres mit Gl. (5) rechnen kann.

Eine Zusammenstellung der bis heute erzielten günstigsten hydraulischen Wirkungsgrade η_{h100} für die vollbelastete Turbine zeigt auch hier eine gewisse Gesetzmässigkeit. Unter der Voraussetzung, dass die Turbine so konstruiert ist, dass für den vollen Nadelhub, also für den Strahldurchmesser d_0 , ein möglichst hoher Wirkungsgrad erzielt wird, lässt sich auf Grund des mir bekannten Versuchsmaterials die empirische Beziehung ableiten

$$\eta_{h100} = \left(0,955 - \frac{0,430}{m - 3,850} \right) 100 \% \quad \dots \quad (7)$$

wobei natürlich zu beachten ist, dass die Formel, wie jede empirische Beziehung, nur innerhalb gewisser Grenzen gilt und lediglich ein Bild des heutigen Standes der Entwicklung gibt. Immerhin kann die Formel für

$$6 \leq m \leq 20$$

ohne weiteres verwendet werden, da sie in diesem Gebiet eine sehr gute Uebereinstimmung mit den im Mittel erzielten Versuchswerten gibt. Setzt man die Grenzwerte ein, so folgt:

$$75,5 \leq \eta_h \leq 92,8 \%$$

Der totale Wirkungsgrad η_{100} ist dann bekanntlich gleich dem Produkt, aus dem hydraulischen η_{h100} und dem mechanischen η_{m100} Turbinenwirkungsgrad:

$$\eta_{100} = \eta_{h100} \cdot \eta_{m100}$$

wobei der mechanische Wirkungsgrad η_{m100} im wesentlichen von der Grösse der Reibungsverluste in den Lägern, die zur Turbine im engern Sinne gehören, und dem Ventilationsverlust des Laufrades, abhängt. Während bei kleineren Turbinen dieser Wirkungsgrad auf 97 bis 98 % fallen kann, steigt er bei grossen Einheiten bis auf 99,5 % an. In den Turbinen-Prüfungsanstalten ist es deshalb üblich, entweder durch besondere Lagerung (Kugellager, Rollen-

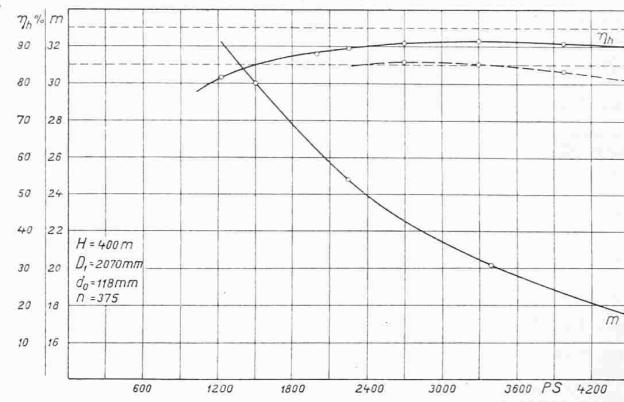


Abb. 2.

lager) die Lagerreibungsverluste möglich klein zu gestalten, oder dann werden sie durch einen besondern Versuch bestimmt und zur gebremsten Leistung hinzugezählt, um ein möglichst richtiges Bild des hydraulischen Wirkungsgrades zu erhalten. Die Fortschritte, die im Laufe des letzten Jahrzehntes in Richtung der Verbesserung der Turbinenwirkungsgrade erzielt wurden, sind fast vollständig auf die Verbesserung des hydraulischen Wirkungsgrades η_h zurückzuführen, und deshalb ist es wichtig, diesen Wirkungsgrad in erster Linie möglichst genau zu bestimmen.

Es soll nun noch festgestellt werden, wie gross der Einfluss von K_{u1} und η_{100} auf die Schnelläufigkeit n_s eines Rades ist, und zwar unter Berücksichtigung der Beziehungen (4), (6) und (7). Setzt man in Gl. (6) die Grenzwerte $m = 6$ und $m = 20$ ein, so folgt:

$$0,44 \leq K_{u1} \leq 0,4575$$

Bildet man dann nach Gl. (4) und (7) das Produkt aus $K_{u1} \sqrt{\eta_{100}}$ für die Grenzwerte $6 \leq m \leq 20$, indem man $\eta_{m100} = 1,000$ annimmt, so folgt:

$$0,382 \leq K_{u1} \sqrt{\eta_{100}} \leq 0,440$$

d. h. die maximalen Abweichungen des Produktes $K_{u1} \sqrt{\eta_{100}}$ vom Mittelwert 0,411 betragen nur $\pm 7 \%$, während die Abweichungen von $m = 6$ und $m = 20$ vom Mittelwert $m = 13$ beinahe 8 mal so gross sind, d. h. $\pm 54 \%$ betragen.

Aus diesen Untersuchungen geht also hervor, dass die Grösse der spezifischen Drehzahl n_s einer Freistrahl-Turbine in erster Linie durch das Verhältnis m bestimmt wird und mit guter Annäherung als indirekt proportional mit m betrachtet werden darf. Für die Turbinenkonstrukteure war daher seit Jahren das Verhältnis $m = D_1/d_0$ das Kennzeichen für die Schnelläufigkeit einer Freistrahl-Turbine, und ihr Bestreben ging dahin, unter Wahrung guter Wirkungsgrade dieses Verhältnis möglichst zu verkleinern. Dem standen nun aber erhebliche Schwierigkeiten entgegen, denn abgesehen davon, dass die Eintrittswinkel der Schaufel beim Durchgang der Schaufel durch den Strahl infolge der bei kleinen Rädern relativ stärker Krümmung immer weniger den richtigen Relativwinkeln angepasst werden konnten, war es auch schwierig, das aus den Schaufeln austretende Wasser bei den kleinen Gehäusen richtig abzufangen und wegzuleiten, so, dass es nicht mehr auf die Schaufeln zurückfiel. Erst durch sehr zeitraubende und kostspielige Versuche gelang es sowohl für die Laufradschaufel, als auch für die Gehäuseform eine Lösung zu finden, die auch bei kleinen Werten von m die Erreichung guter Wirkungsgrade gestattete. Dabei war es klar, dass es sich für die Formgebung der Laufradschaufel am Eintritt des Strahles in die Schaufel nur um einen Kompromiss handeln konnte, denn die Eintrittswinkel müssten sich ja dort richtigerweise, während des Durchgehens der Schaufel durch den Strahl, von Punkt zu Punkt ändern. Die Erfahrung hat ferner gezeigt, dass die Formgebung beim Schaufeleintritt nicht nur für die Erreichung guter Wirkungsgrade von hoher Bedeutung ist, sondern dass durch eine zweckmässige Form auch das Auftreten

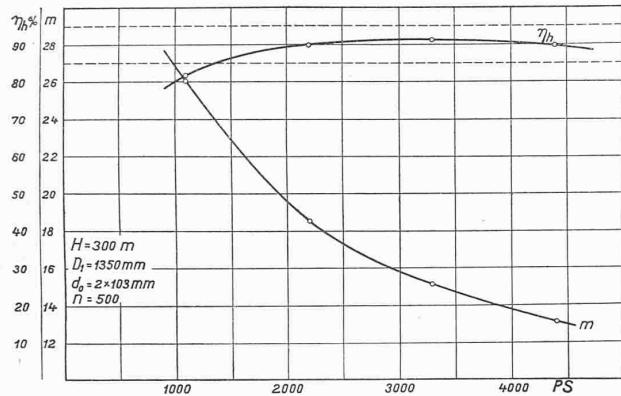


Abb. 3.

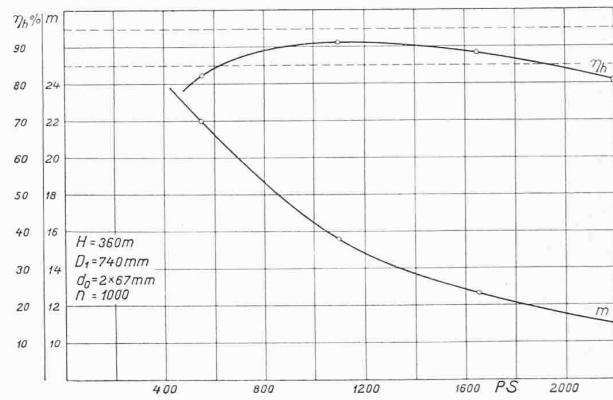


Abb. 4.

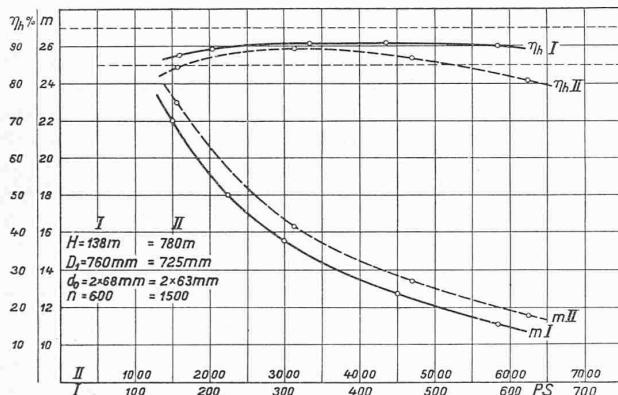


Abb. 5.

von Korrosionen an dieser Stelle verhütet werden kann. Es handelt sich auch hier, wie bei den raschlaufenden Niederdruck-Rädern, um Kavitationserscheinungen, die in genau gleicher Weise wie bei den Reaktionsrädern Zerstörungen des Schaufelmaterials zur Folge haben. Während aber bei Niederdruckrädern beim Auftreten starker Kavitation der Wirkungsgrad stark fällt, ist dies bei den Freistrahlrädern durchaus nicht der Fall. Es konnte im Gegenteil eher eine Wirkungsgradzunahme festgestellt werden, was sich physikalisch auch einigermassen erklären lässt. Man erkennt hieraus, dass der Konstrukteur einer Freistrahl-Turbine durch diese Erfahrungen in ein gewisses Dilemma geriet und er auch hier den Weg des Kompromisses gehen musste, so sehr auch dieser Weg dem Ingenieur unsympathisch sein mag.

Im folgenden soll nun durch einige Schaubilder die Entwicklung der Freistrahl-Turbine bezüglich Schnellläufigkeit und Wirkungsgrad dargestellt werden:

In Abbildung 1 stellen die Kurven I den Verlauf des Wirkungsgrades η_h und des Strahlverhältnisses m einer im Jahre 1909 untersuchten Freistrahl-Turbine dar. Die hydraulischen Verhältnisse, die einem $m = 25$ entsprechen, sind im Diagramm angegeben. Sie sind sehr günstig, und es wurden dann auch Wirkungsgrade von gut 90% erreicht, die für die damalige Zeit abnormal hoch waren. Zum Vergleich sind in der gleichen Abbildung durch die Kurven II auch die Versuchsergebnisse einer im Jahre 1925 untersuchten Freistrahl-Turbine mit ähnlichen geometrischen Verhältnissen ($m = 24,8$) eingetragen. Bezieht man die Wirkungsgrade dieser beiden Turbinen auf die gleichen Verhältnisse m , so lässt sich sofort feststellen, dass Turbine I bei Vollbelastung einen besseren Wirkungsgrad hat, als Turbine II. Die Maxima der Wirkungsgrade beider Turbinen sind praktisch gleich und bei kleiner Belastung ist Turbine II besser als Turbine I. Aus Abbildung 1 kann also geschlossen werden, dass bei Werten

von m , die in der Nähe von 25 liegen, bei vollbelasteter Turbine seit 1909 bezügl. Wirkungsgraden kein Fortschritt erzielt wurde.

Ein anderes Bild ergibt sich aus Abbildung 2, in der die punktierte Kurve den Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades einer im Jahre 1906 untersuchten Freistrahl-Turbine mit $m = 17,5$, und die ausgezogene Kurve den Verlauf des Wirkungsgrades der gleichen Turbine auf Grund von Messungen im Jahre 1923, nachdem die Turbine mit einer neuen Leitvorrichtung und einem neuen Laufrad ausgerüstet worden war, wiedergibt. Wie diese Abbildung zeigt, wurde mit dem neuen Rad und der neuen Leitvorrichtung bei voller Öffnung ein um 9% besserer hydraulischer Wirkungsgrad erzielt, und natürlich eine dementsprechende Leistungserhöhung. Es ist also für diesen Wert von m seit 1906 eine wesentliche Verbesserung festzustellen.

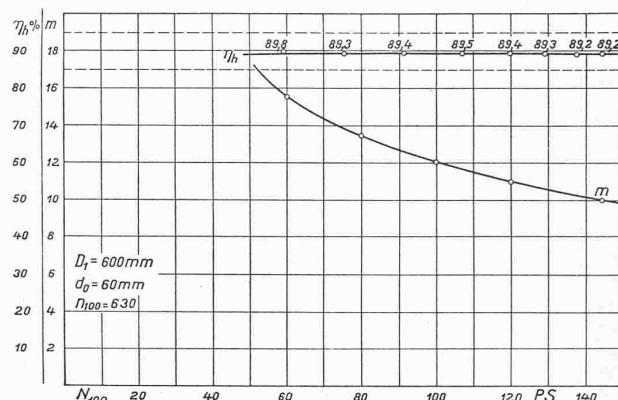
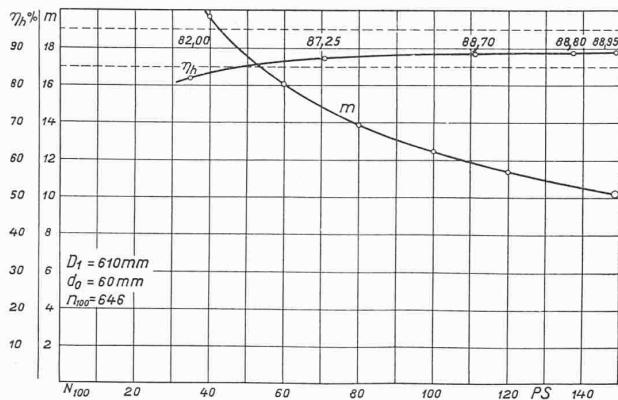
Aus Abbildung 3, die sich auf Messungen aus dem Jahre 1919 bezieht, ist zu erkennen, dass hier wiederum ein wesentlicher Fortschritt gegenüber den früheren Konstruktionen vorliegt. Im Jahre 1919 gelang es, bei voller Öffnung und einem Werte von $m = 13,1$ die gleich hohen Wirkungsgrade zu erreichen, wie zehn Jahre früher mit einem Werte $m = 25,0$:

Diese günstigen Ergebnisse führten zu einer weiteren Verkleinerung von m , wobei aber, wie Abbildung 4 für $m = 11,0$ zeigt, ein gewisser Rückschlag eintrat, indem der Wirkungsgrad bei voller Belastung stark abfiel. Die Ursachen dieses Wirkungsgradverlustes sind wohl hauptsächlich in der Gehäuse- und Schaufelform zu suchen. In Abbildung 5 zeigt die Kurve II einer im Jahre 1921 untersuchten andern Freistrahl-Turbine mit $m = 11,5$ qualitativ das gleiche Bild, wie Abbildung 4. Diese Turbine bietet ein besonderes Interesse wegen der für Wasserturbinen von 6200 PS Leistung außergewöhnlich hohen Drehzahl von 1500 in der Minute.

Die in Abbildung 5 ausgezogene Kurve gibt die Versuchsergebnisse einer im Jahre 1925 untersuchten Freistrahl-Turbine wieder. Man sieht, dass es nun gelang, den Wirkungsgrad auch bei Vollbelastung und einem Werte $m = 11,2$ wieder auf 90% zu bringen.

Die früheren Rückschläge führten nun vorerst dazu, mit der Verkleinerung von m nur noch langsam und in kleinen Schritten vorzugehen, da die Erreichung sehr guter Wirkungsgrade immer mehr zu einer „conditio sine qua non“ wurde.

In den Abbildungen 6 und 7 sind die Versuchsergebnisse wiedergegeben, die mit Modellturbinen mit $m = 10,15$ bzw. $m = 10,5$ in Prüfanstalten von schweizerischen Turbinenfirmen im Jahre 1927 erhalten wurden. Die Versuchsergebnisse wurden, wie dies allgemein üblich ist, vom meistens etwas veränderlichen Versuchsgefälle auf ein konstantes Gefälle von $H = 100 \text{ m}$ umgerechnet. Das Versuchsgefälle war bei Abbildung 6 rd. 50 m und bei Abbildung 7 rd. 40 m. Bei beiden Modellturbinen war die Turbinenwelle vertikal gelagert.



Wie aus Abbildung 6 ersichtlich, ist der Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades sowohl qualitativ, als auch quantitativ ein sehr günstiger, wenn man eben berücksichtigt, dass diese Wirkungsgrade an einer Modellturbine mit relativ kleinen Abmessungen gemessen wurden. In Abbildung 7 verläuft die Wirkungsgradkurve η_h sowohl qualitativ als auch quantitativ noch etwas besser, und sie zeigt einen Verlauf, wie er für die hochwertige Ausnutzung einer Wasserkraft bei stark veränderlicher Belastung wohl schwerlich mehr übertroffen werden kann.

Mit den Modellturbinen-Versuchen zwecks weiterer Entwicklung der Freistrahl-Turbine wurde von verschiedenen Firmen schon vor vielen Jahren begonnen. In Abb. 8 zeigt die Kurve I die Versuchsergebnisse, die im Jahre 1919 mit einer Modellturbine mit $m = 8,00$ in der Prüfanstalt erreicht wurden. Die gemessenen Wirkungsgrade stellen für die damalige Zeit und die vorliegenden hydraulischen Verhältnisse einen ganz bedeutenden Fortschritt dar. Die Kurve II einer im Jahre 1926 untersuchten Freistrahl-Turbine, mit gleichen hydraulischen Verhältnissen ($m = 8,00$), zeigt, dass es in 7jähriger Weiterentwicklung gelang, die im Jahre 1919 gemessenen Wirkungsgrade zu verbessern.

Zum Schlusse sollen in Abb. 9 noch die Versuchsergebnisse einer ebenfalls im Jahre 1926 untersuchten Freistrahl-Turbine gezeigt werden, bei der m mit 6,55 den kleinsten mir bis heute bekanntgewordenen Wert erreicht. Man erkennt auch hier wieder das bereits in den Abbildungen 4 und 5 gezeigte starke Abfallen des Wirkungsgrades gegen volle Belastung. Die Turbine erreicht aber bei ihrer günstigsten Belastung einen hydraulischen Wirkungsgrad von 92 %, was wohl der höchste bis heute bei einer Freistrahl-Turbine gemessene Wirkungsgrad sein dürfte. Der Wirkungsgrad liegt von 3,5 % bis 93,0 % der Vollbelastung über 80 %, was noch besonders erwähnenswert erscheint.

In Abb. 10 (S. 241) ist eine Werkstattaufnahme der betreffenden Turbine wiedergegeben, auf der besonders die Kleinheit des Laufradgehäuses gegenüber den andern Abmessungen auffällt. Es dürfte mit dieser Ausführung wohl die unterste Grenze von m erreicht, ja vielleicht bereits überschritten sein. Wenn es gelingt, den Wirkungsgrad für volle Belastung noch zu verbessern, so wäre durch diese Konstruktion die Lücke zwischen der Freistrahl-Turbine und der langsam laufenden Francis-Turbine geschlossen. Denn schon bei Anwendung nur eines Strahles erreicht diese Turbine nach Gl. (4) eine spezifische Drehzahl $n_s = 34,2$ und durch Anordnung von z. B. zwei Rädern mit je zwei Strahlen könnte eine spezifische Drehzahl von $n_s = 68,4$ erreicht werden, womit der Anschluss an die langsam laufende Francis-Turbine gefunden ist. Hierzu muss allerdings bemerkt werden, dass bei mehreren Leitvorrichtungen, die dann eben zwecks Erreichung höherer spezifischer Drehzahlen notwendig werden, die ganze Regulierung der Turbine sehr kompliziert wird.

Um sowohl die Drehzahl, wie auch die Druckschwankungen bei raschen Entlastungen innerhalb kleiner Grenzen

zu halten, muss jede einzelne Leitvorrichtung, soll ein guter Wirkungsgrad gewahrt bleiben, als Qualitäts- und Quantitäts-, d. h. als sog. „Doppelregulierung“ ausgebildet sein. Es hat sich hier im Laufe der letzten Jahre gewissermassen eine Normalkonstruktion herausgebildet, die aus einer Kombination von Ablenker und Nadeldüsens-Regulierung besteht. Bei raschen Entlastungen wird der Wasserstrahl bei gleichbleibender Stellung der Reguliernadel zuerst rasch vom Laufrade abgelenkt (Qualitätsregulierung) und dann die Leitvorrichtung langsam geschlossen, wobei der Ablenker den Strahl wieder langsam freilässt (Quantitätsregulierung). Da über die Einzelheiten dieser Konstruktion schon verschiedene Veröffentlichungen erschienen sind, kann hier auf weitere Erläuterungen verzichtet werden. Man erkennt aber schon aus dem obenerwähnten, dass bei mehreren Leitvorrichtungen, die alle als „Doppelregulierung“ ausgebildet sein müssen, sehr verwickelte und darum auch teure Konstruktionen entstehen, die der einfachen Fink'schen Leitschaufel-Regulierung nicht ebenbürtig sind. Aus diesen Gründen ist man trotz der erzielten Fortschritte im Freistrahl-Turbinenbau auch heute noch bestrebt, eine Turbine zu finden, die die Lücke zwischen der einfachen Freistrahl-Turbine und der langsam laufenden Francis-Turbine besser überbrückt, als die mehrfache Freistrahl-Turbine, die, wenn mehr als zwei Leitvorrichtungen notwendig werden, nur als Notbehelf betrachtet werden kann.

Die wirtschaftlichen Grundlagen der Rationalisierung im Bauwesen.

Nach einem Vortrag¹⁾ von FRIEDRICH PAULSEN, Herausgeber der „Bauwelt“, Berlin.

Wenn von Rationalisierung im Wohnbau die Rede ist, so hat man es zunächst mit dem Baubedürfnis der breiten Massen zu tun. Der Vortragende nahm die Zahlen der preussischen Bevölkerungsstatistik zur Grundlage seiner Ausführungen; für die Schweiz dürften sich die Prozent-Verhältnisse etwas verschieben, doch innerhalb so enger Grenzen, dass die grundsätzliche Bedeutung seiner Ausführungen auch im Hinblick auf unsere Gegenwartsaufgaben nicht geschmälert wird. Im Jahre 1914 betrug in Preussen bei einer Gesamtbevölkerung von 42,34 Millionen die Zahl der steuerpflichtigen Einwohner 16,26 Millionen. Davon versteuerten $15\frac{1}{2}$ Millionen, also 95 % aller Steuerpflichtigen ein Einkommen unter 3000 Mark im Jahr (8,5 Millionen sogar unter 900 Mark!). Ueber 9500 Mark versteuerten nur 145900, oder 0,9 % der Steuerpflichtigen; nach der Kopfzahl gerechnet sind hieran 1,04 % des Volkes beteiligt. — Dass, abgesehen von den absoluten Zahlen, diese Dinge bei uns verhältnismässig ganz ähnlich liegen, hat die „S. B. Z.“ vor etwa zehn Jahren (Band 69, Seite 138) an-

¹⁾ Gehalten am 26. März 1928 in Zürich. (Näheres in der Ankündigung auf Seite 156.) Referat nach dem Manuscript,