

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 65/66 (1915)
Heft: 17

Artikel: Neueste Typen schnellaufender Wasserturbinen
Autor: Zuppinger, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-32307>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 06.05.2025

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

leicht schabloniert, wodurch mit einfachsten Mitteln gute Wirkung erzielt wurde. Von den Installationen sei nur noch gesagt, dass das ganze Haus elektrisch beleuchtet, mit kaltem und warmem Wasser versorgt und zentral geheizt wird. Die Warmwasserheizung von Gebr. Sulzer ist in Gruppen gegliedert, die durch verschiedenartige Kombinationen zu jeder Jahreszeit ökonomischen Betrieb ermöglichen.

Eine ganz besondere Sorgfalt schenkte man sodann der Ableitung der Schmutzwässer; die Kanalisationsleitungen innerhalb und ausserhalb des Hauses haben reichliche Revisions- und Reinigungsstellen. Als Kläranlage dient ein von Guggenbühl & Müller in Zürich erstellter Emscherbrunnen, der mehrere hundert Meter vom Hause entfernt angelegt wurde.

Das Deutsche Haus Agra bietet heute Raum für etwa 100 Kranke. Doch sind alle gemeinsamen Räumlichkeiten wie Speisesaal, Küche u. dergl. so bemessen, dass eine erhebliche Vergrösserung möglich ist, durch Errichtung benachbarter Pavillons, die lediglich Krankenzimmer enthalten werden. Die ganze Anlage macht den Eindruck sorgfältigen Studiums und guter Durcharbeitung in allen Teilen.

Neueste Typen schnelllaufender Wasserturbinen.

Von Ing. W. Zuppinger in Zürich.

I. Vorwort.

Aus dem in der „Schweiz. Bauzeitung“ veröffentlichten ausgezeichneten Berichte des Herrn Prof. Dr. Präšil über die Wasserturbinen und deren Regulatoren an der Schweizerischen Landesausstellung in Bern 1914 geht hervor, dass die schweizerische Turbinenindustrie ganz hervorragende Leistungen aufzuweisen hat, namentlich bezüglich Hochdruckturbinen.

Wer aber bei den ausgestellten Francisturbinen bezüglich Schnellläufigkeit grosse Fortschritte erwartete, kam nicht auf seine Rechnung, indem bei den meisten derselben die spezifische Drehzahl n_s unter 300 blieb, während neuere amerikanische Typen $n_s = 350$ bis 400 aufweisen, angeblich mit ebenso hohen Wirkungsgraden, worauf wir später zurückkommen werden.

Dazu muss gesagt werden, dass heute z. B. das Haus Escher Wyss & Cie. in Zürich ebenfalls Turbinen baut mit sogar $n_s = 500$ und, wie mir versichert wird, mit sehr gutem Wirkungsgrad, woran ich nicht zweifle. Dass man solche Neukonstruktionen nicht öffentlich zur Schau trägt, ist begreiflich. Ohne Zweifel sind auch andere Turbinenfabriken auf demselben Wege der Entwicklung begriffen, worüber aber tiefes Geheimnis gewahrt wird. Die Konstruktion dieser neuen patentierten Escher Wyss-Turbine ist mir nicht bekannt, ich würde mich aber nicht wundern, wenn sie ähnlich wäre einem von mir bereits seit zwei Jahren durchstudiertem Typ, der in Nachstehendem beschrieben werden soll. Als „ausgedienter Soldat“ bin ich leider nicht mehr in der Lage, ihn selbst auszuführen, sodass ich nicht mit Angaben aufwarten kann über dessen Wirkungsgrad; ich glaube aber mich nicht zu täuschen in der Annahme, dass mein Typ wahrscheinlich ebenso gut sein wird, wie der anderer neuerer Systeme.

Da nun die Schnellläufigkeit der Turbinen für grössere hydro-elektrische Anlagen von eminenter Bedeutung ist und die Turbinenbauer sich heute alle mögliche Mühe geben, jene zu erhöhen, so mag es vielleicht nicht uninteressant sein, wenn ich in Folgendem zunächst die *allgemeinen Gesichtspunkte* erörtere, die mich zu der neuen Konstruktion mit $n_s = 450$ bis 600 geführt haben. Bezüglich *Einbau* erlaubt diese bei niederm und mittlerem Gefälle auch für ganz grosse Wassermengen die denkbar einfachsten Wasserkammern, während bei höhern Gefällen auch bei Anwendung eines einzigen Laufrades die kostspieligen Spiralgehäuse vermieden und durch einfachere Einlaufformen ersetzt werden können.

II. Allgemeine Eigenschaften der Francisturbinen.

1. *Schnellläufigkeit.* Von den Betriebskosten einer hydro-elektrischen Anlage entfällt wohl der grösste Teil auf Zinsen und Amortisation des Anlagekapitals, und letzteres ist in hohem Masse abhängig von der Schnellläufigkeit der Turbinen. Je grösser letztere, desto kleiner und billiger werden die Turbinen und Generatoren, und namentlich auch das Mauerwerk und das ganze Maschinenhaus.

Die Schnellläufigkeit einer Turbine wird bekanntlich ausgedrückt durch die spezifische Drehzahl n_s , d. i. die Drehzahl einer Turbine, die bei 1 m Gefälle 1 PS leisten würde, wenn man sie in so kleinen Dimensionen ausführen könnte.

Allgemein für H_m Gefälle wird die spezifische Drehzahl ausgedrückt durch

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{H}}{H \cdot \sqrt{H}}$$

Auf 1 m reduziert ergibt sich die bequemere Formel

$$n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1} = n_1 \sqrt{10 Q_1}, \text{ indem:}$$

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}, \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad \text{und} \quad N_1 = \frac{N}{H \cdot \sqrt{H}}$$

Bei diesen Formeln ist ein Wirkungsgrad $e = 0,75$ vorausgesetzt; für andere Werte von e ist n_s mit dem Faktor $\frac{e}{0,75}$ zu multiplizieren.

Mit dieser spezifischen Drehzahl n_s ist aber eine Turbine noch lange nicht charakterisiert, da für denselben Wert von n_s unendlich viele verschiedene Kombinationen möglich sind. Um verschiedene Laufräder mit einander vergleichen zu können, müssen wir in erster Linie auch den Eintrittsdurchmesser D_1 kennen, und zwar den äusseren D_{1a} , seitdem bei neuern Typen die Eintrittskante nicht mehr zylindrisch ist.

Wir erhalten dann für $D_{1a} = 1,00$ m als:

$$\text{Einheitsdrehzahl } n_1^I = n_1 \cdot D_{1a}$$

$$\text{Einheitswassermenge } Q_1^I = \frac{Q_1}{D_{1a}^2}$$

$$\text{Einheitsleistung } N_1^I = \frac{N_1}{D_{1a}^2}$$

An Stelle von n_1^I empfiehlt es sich, die Umfangsgeschwindigkeit u_{1a} einzuführen in bezug auf D_{1a} und H .

$$u_{1a} = \frac{D_{1a} \cdot \pi \cdot n_1^I}{60} = k \cdot \sqrt{2gH}$$

In Folgendem sind alle Typen und Geschwindigkeiten auf die Einheitsmasse $D_{1a} = 1$ m und $H = 1$ m bezogen.

2. *Austrittsverhältnisse.* Von diesen sind bekanntlich in hohem Masse abhängig die Schluckfähigkeit Q und die Wirkungsgrade der Turbine bei verschiedenen Belastungen.

Die von der Turbine konsumierte Wassermenge bestimmt sich zu $Q = \Sigma(\Delta Q)$, wo $\Delta Q = \Delta F_2 \cdot \varphi_2 \cdot c_{m_2}$ für eine Teilturbine ist.

$\Delta F_2 = D_2 \pi \cdot \Delta b_2$ bedeutet den Austrittsquerschnitt senkrecht zur Flutbahn, $\varphi_2 = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$ die Querschnittsverengung durch die Schaufeldicken, c_{m_2} die Meridiangeschwindigkeit in der Richtung der Flutbahnen, bzw. die Achsialkomponenten der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 .

Um also Q zu steigern, sollen $\varphi_2 \cdot F_2$ und c_{m_2} möglichst gross sein. Ersteres hängt ab vom gewählten Laufradprofil, während wir mit c_2 an den Austrittsverlust gebunden sind, den wir der Turbine geben wollen.

Früher ging man mit $\frac{c_2^2}{2g} = \Delta$ nicht gerne über 5% des Gefälles, bei den neuern Schnellläufertypen findet man dafür bis zu 17 und mehr Prozente, die jedoch bei günstiger Anordnung des Saugrohres zum Teil wiedergewonnen werden können, ohne Saugrohr aber verloren sind.

Für die Richtung von c_2 gibt Pfarr¹⁾ sieben verschiedene Anordnungen, je nachdem es sich um grössere

¹⁾ Pfarr, Turbinen für Wasserkraftbetrieb, 2. Auflage 1912, Seite 314 bis 322.

oder kleinere Kraftanlagen handelt und dabei auf mehr oder weniger Sparsamkeit bei Kleinwasser Rücksicht genommen werden muss.

3. *Bestimmung der Flutbahnen.* Ueber die Zerlegung des Laufradprofils in einzelne Teilturbinen bzw. über die Bestimmung der Flutbahnen ist bekanntlich von den Theoretikern schon viel herumgestritten worden. In der Praxis sind hierfür hauptsächlich zwei Methoden üblich, die hier an dem in Abbildung 1 dargestellten Beispiele erläutert werden sollen.

Wenn wir gleichmässige Verteilung der Wassermenge $\Delta Q = \frac{Q}{4}$ annehmen für die vier Teilturbinen, so ist im Leitradquerschnitt $F_0 = D_0 \cdot \pi \cdot b_0$ und am Anfang des Saugrohres $F_3 = \frac{D_3^2 \pi}{4}$ die Einteilung unmittelbar bestimmt durch

$$\Delta b_0 = \frac{b_0}{4} \text{ und } \Delta F_3 = \frac{F_3}{4},$$

daher die Geschwindigkeiten

$$c_0 = \frac{\Delta Q}{\Delta F_0} \text{ und } c_3 = \frac{\Delta Q}{\Delta F_3}$$

konstant sind über die ganze Breite des Profils. Das sollte auch der Fall sein in den zwischenliegenden Querschnitten F_5, F_6, F_7 , das sind sogen. Niveaulflächen, die wir beliebig durch das Laufradprofil senkrecht zu den Flutbahnen legen.

Nach der Zerlegungsmethode *a* (Abbildung 1), auch empfohlen von Camerer¹⁾, sollen die Produkte $D_2 \cdot \Delta b_2$ im Laufradaustritt für jede Teilturbine den gleichen Wert besitzen. Es sind dann auch die Querschnitte $\Delta F_2 = (D_2 \cdot \Delta b_2) \pi$ und die Meridiangeschwindigkeit $c_{m2} = \frac{\Delta Q}{\varphi_2 \cdot \Delta F_2}$ konstant bei Annahme eines konstanten Verengungskoeffizienten φ_2 .

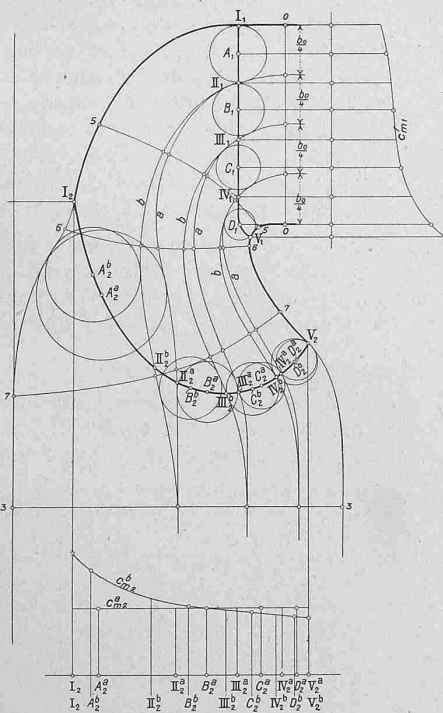


Abbildung 1.

Eine zweite Methode *b* nach Hütte (Wagenbach) besteht darin, dass wir in den Niveaulflächen F_5, F_6, F_7 flächengleiche Einteilung machen

$$\Delta F = (D \cdot \Delta b) \pi = \frac{F}{4} = \text{konst.},$$

daher auch die Meridiangeschwindigkeit c_m konstant in jeder Niveaulfläche.

Abbildung 1 zeigt nun, dass die beiden Methoden *a* und *b* wesentlich verschiedene Flutbahnen ergeben; welches sind die richtigen?

1) Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, 1914, S. 321.

Die Methode *a* gibt günstigere Austrittsverhältnisse dadurch, dass der Austrittswinkel gegen die Mitte hin bedeutend kleiner wird als nach Methode *b*. Da aber bei *a* die Meridiangeschwindigkeit in den Niveaulflächen 5, 6, 7 nicht konstant ist, so ist dort die Wasserströmung weniger stabil als nach *b*, d. h. nach *a* sind eher Störungen und Wirbel zu befürchten. Auch ein Ueberströmen von Wasser von einer Teilturbine zur andern scheint nicht unwahrscheinlich.

Keine dieser beiden Methoden ist daher befriedigend, und mit Recht bezeichnet Camerer (S. 325) die Einzeichnung der Flutprofile als den unsichersten und schwierigsten Teil zur Berechnung einer derartigen Turbine.

Das bezieht sich aber nur auf solche Radprofile, die wie in Abbildung 2 links stark heraufgezogene Austrittskanten haben und deshalb stark schiefwinklige Schnitte zwischen diesen und den Flutbahnen aufweisen. Bei dem Profil in Abbildung 2 rechts dagegen, nach Pfarr Tafel 3, bildet die Austrittskante eine Niveaulfläche, sodass bei diesem Profil die Methoden *a* und *b* identisch sind. Die Schnittwinkel werden hier überall rechtwinklig, in jeder Niveaulfläche herrscht Flächengleichheit, und die Wasserströmung im Innern muss ohne Zweifel die denkbar günstigste sein.

Uebrigens gilt die Bestimmung der Flutbahnen nur für eine ganz bestimmte Wassermenge. Bei jeder andern Füllung verschieben sich die Schichtlinien, weil die Druckverhältnisse für Aktion und Reaktion sich ändern, während die Zentrifugalkraft konstant bleibt. Bei kleiner Beaufschlagung verschieben sich infolgedessen die Flutbahnen nach aussen, bei grösserer nach innen.

4. *Schiefwinklige Schnitte.* Infolge der schiefwinkligen Schnitte wird von der Länge b_2 der Austrittskante, wenn

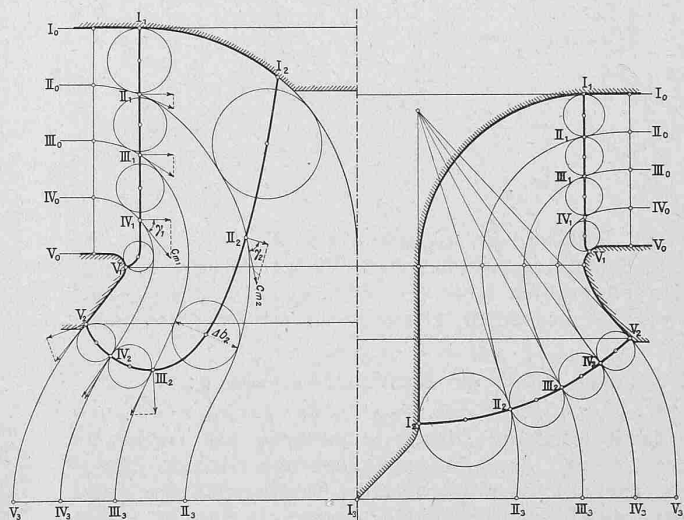


Abbildung 2.

sie in die Höhe gezogen ist, nur ein Bruchteil $\Sigma (\Delta b_2)$, senkrecht zu den Flutbahnen gemessen, ausgenützt. Das Verhältnis $\frac{\Sigma (\Delta b_2)}{b_2}$ beträgt für das Profil Abbildung 2 links 65%, beim Profil rechts 100%. Je grösser dieses Verhältnis, umso besser ist die Austrittskante ausgenützt und umso besser ist die Wasserführung.

Sehr treffend spricht sich Pfarr auf Seite 191 darüber aus: „Bei schiefwinkligen Schnitten haben wir keine sichere Gewähr dafür, dass das Wasser nicht infolge eigener Richtungsänderung die volle Strecke b_2 doch benützt, und wir stellen damit die Geschwindigkeit c_{m2} , also auch die Geschwindigkeitsparallelogramme ins Unsichere. Wir müssen dem Wasser Querschnitte bieten, die es nicht willkürlich ändern kann, und diese sind nur dann zuverlässig vorhanden, wenn sie materiell in der gewünschten Fliessrichtung genau begrenzt sind. Unser Streben soll also dahin gehen, Austrittskanten b_2 aufzusuchen, die möglichst senkrechte Schnitte

mit den Schichtlinien ermöglichen. Kleine unvermeidliche Abweichungen vom senkrechten Schnitt müssen und dürfen wir dulden.“

Trotzdem weisen fast alle heute gebräuchlichen Lauftradtypen für Schnellläufer infolge hochgezogener Austrittskante schiefwinklige Schnitte auf. Diese haben noch einen andern nicht minder wichtigen Uebelstand zur Folge.

Die berechneten Schluckweiten a_2 verstehen sich in der Richtung der Flutbahnen und sind, wenn letztere schief zur Austrittskante gerichtet sind, grösser als die messbaren kleinsten Abstände a'_2 zwischen zwei Schaufeln, senkrecht gemessen zur Austrittskante. Für das Lauftradprofil nach Abbildung 2 links ergäbe sich nach Rechnung eine scharfe Einschnürung der Schaufel (s. Abbildung 3) infolge des grossen Schnittwinkels γ_2 . Eine solche Einschnürung ist aber unstatthaft für eine gute Schaufelung, einerseits wegen der Gefahr von Verstopfung, andererseits wegen Schwierigkeit der Ausführung. Der Konstrukteur wird deshalb gezwungen sein, das Resultat der Rechnung dem Bedürfnis nach möglichst sanften Uebergängen in der Schaufelentwicklung hintanzusetzen. Damit wirft er aber die ganze theoretische Grundlage über den Haufen und es wird die ganze Schaufelkonstruktion eine rein empirische und willkürliche, wobei es dem guten Zufall überlassen bleibt, wie die Sache gehen wird.

Stark heraufgezogene Austrittskanten bedingen also gegen die Mitte hin relativ grosse Schnittwinkel γ_2 und damit schlechte Ausnützung der Austrittskante, ungenügende Wasserführung und Unsicherheit der Berechnung.

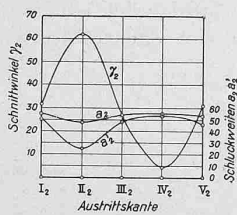


Abb. 3.

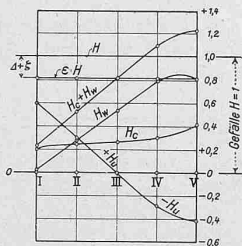


Abb. 4.

Es bildet dies gleichzeitig eine willkommene Kontrolle für die Richtigkeit unserer Berechnung, indem der auf die zweite Art sich ergebende hydraulische Wirkungsgrad ϵ für jede Flutbahn stimmen muss mit dem Werte ϵ , den wir für die erste Form der Hauptgleichung angenommen hatten.

Der hydraulische Wirkungsgrad ϵ drückt sich auch aus durch die Beziehung $\epsilon = 1 - (\Delta + \zeta)$, wenn $\Delta = \frac{c_2^2}{2g}$ den Austrittsverlust und ζ sämtliche hydraulische Reibungswiderstände bedeutet.

Die in Abbildung 4 dargestellte Aufteilung des Gefälles zeigt, dass für das gewählte Beispiel die Reaktion am innersten Wasserfaden beinahe = Null ist. Und da dort für die Berechnung als normale Füllung $Q = \frac{I}{I}$ zu Grunde gelegt wurde, so würde bei abnehmendem Q die Reaktion sehr bald verschwinden und sogar negativ werden, d. h. es würde sich *Unterdruck* einstellen.

Damit ist bekanntlich jene pumpende Erscheinung¹⁾ verknüpft, wonach bereits verarbeitetes Wasser wieder aus dem Saugrohr angesogen wird, um an weiter aussen gelegenen Stellen neben dem übrigen vom Leitrade kommenden Betriebswasser wieder auszutreten (s. Abbildung 5). Der Punkt P_n bedeutet den „neutralen Austrittspunkt“, für den $H_w = 0$ ist, entsprechend $w_2 = w_1$.

Je grösser die Tiefe T des Radprofils, desto mehr gewinnt bei abnehmender Füllung und daher kleiner werdenden Reaktion die sich gleichbleibende Zentrifugalkraft die Oberhand und schleudert das verminderte Q sofort nach dem Eintritt nach aussen, wodurch im Innern der erwähnte Unterdruck entsteht, der natürlich mit Wirbeln und Kraftverlust verbunden ist. Trotz kleinem Austrittsverlust kann deshalb unter Umständen der Wirkungsgrad doch ein schlechter werden, sogar für Füllungen von $\frac{3}{4} Q$, wobei die Ursache gewiss oft an ganz anderer Stelle gesucht wird.

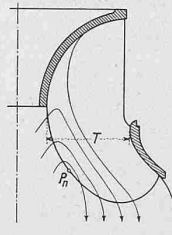


Abb. 5.

5. Aufteilung des Gefälles. Für die Berechnung der verschiedenen Geschwindigkeiten, Winkel und Schluckweiten in den Flutprofilen I bis V (s. Abb. 2) gehen wir natürlich aus von der bekannten ersten Form der Hauptgleichung:

$$\epsilon \cdot gH = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}$$

und benützen weiter die Kontinuitätsgleichung:

$$\Delta Q = \Delta F_0 \cdot c_0 = \Delta F_1 \cdot \varphi_1 \cdot c_{m1} = \Delta F_2 \cdot \varphi_2 \cdot c_{m2} = \Delta F_3 \cdot c_3.$$

Die damit erhaltenen Resultate genügen aber nicht, um sicher zu sein, dass die angenommenen Grössen günstig seien. Hierzu müssen wir auch die Druckverhältnisse untersuchen mittels der bekannten zweiten Form der Hauptgleichung:

$$\epsilon \cdot 2gH = (c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2) \pm (u_1^2 - u_2^2).$$

Hierin bedeutet:

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} = H_c = \text{Druckhöhe für Aktion}$$

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = H_w = \text{Druckhöhe für Reaktion}$$

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = H_u = \text{Zentrifugaldruckhöhe.}$$

Bei einem Schnellläufertyp kann u_1 grösser, gleich oder kleiner sein als u_2 in den verschiedenen Flutbahnen.

Für $u_1 > u_2$ wird H_u positiv (Zentripetalturbine)

„ $u_1 = u_2$ „ $H_u = 0$ (Achsalturbine)

„ $u_1 < u_2$ „ H_u negativ (Zentrifugalturbine).

Die bezüglichen Werte von H_c , H_u , H_w und $\epsilon \cdot H$ graphisch aufgetragen nach Pfarr, S. 156 und 217, geben uns in Abbildung 4 ein anschauliches Bild über die Druckverhältnisse im Lauftrad für die normale, der Berechnung zu Grunde gelegte Füllung.

Wie gesagt bezieht sich dies mehr auf breite Profile, immerhin bietet uns die Aufteilung des Gefälles eine wertvolle Kontrolle dafür, ob unsere gemachten Annahmen günstig seien, was in obigem Beispiel *nicht* der Fall ist.

III. Bisher übliche Lauftradtypen.

In Abbildung 6 sind fünf verschiedene Lauftradtypen dargestellt, die heute üblich sind. Alle sind bezogen auf denselben äusseren Eintrittsdurchmesser D_{1a} . Typ I stammt Tabelle I. Charakteristische Merkmale der Typen I bis V.

Typ	I Hütte	II Camerer	III Camerer	IV Pfarr	V Camerer
$D_{1a} = mm$	1000	1000	1000	1000	1000
$D_{1i} = D_{1m} =$	950	950	950	1000	950
$D_{2a} =$	1250	1190	1160	1200	1180
$D_{2i} =$	250	350	500	280	280
$D_3 =$	1400	1500	1350	1400	1500
$b_0 = mm$	390	490	380	330	460
$b_2 =$	825	900	670	510	650
$\Sigma (\Delta b_2) =$	539	575	443	510	570
$\Sigma (\Delta b_2) : b_2 =$	0,65	0,64	0,66	1,00	0,88
$\varphi_2 F_2 \cong m^2$	0,98	1,06	0,87	1,04	1,28
$\Delta = \frac{c_2^2}{2g} = \%$	10,5	14	14,5	5,5	7,6
$Q_1 = m^3$	1,40	1,76	1,46	1,08	1,56
$n_1 =$	63,5	68	93	61	61
$u_{1a} : \sqrt{2gH} =$	0,75	0,80	1,10	0,72	0,72
$n_s \cong$	250	300	350	215	250

¹⁾ Siehe Honold-Albrecht, Francisturbinen, Seite 57.

aus Hütte 1911, Typ. II, III, V aus dem Werke Camerer 1914 und Typ. IV aus dem Werke Pfarr 1912.

Tabelle I gibt eine Zusammenstellung der hauptsächlichsten charakteristischen Merkmale derselben, wonach das früher Gesagte besser zum Ausdruck kommt und weitere Erklärungen überflüssig erscheinen.

In Tafel II sind ferner die *Erfahrungswerte* angegeben, die Camerer auf Seite 411 gibt über Versuchsturbinen, ausgeführt von Briegleb Hansen nach Typ II, III, V mit 400 mm Durchmesser.

$\left(\frac{1}{1}\right)$, $\left(\frac{3}{4}\right)$ und $\left(\frac{1}{2}\right)$ bedeuten die Wirkungsgrade für $\frac{1}{1} Q$, $\frac{3}{4} Q$ und $\frac{1}{2} Q$.

Tabelle II.

Erfahrungswerte der Typen II, III, V, nach Camerer.

Typ	II. Halbig, Schaufeln			III. Kurze Schaufeln			V. Lange Schaufeln		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
$Q_1 = m^3$	1,05	1,47	1,78	1,33	1,50	1,46	1,07	1,56	1,89
$\Delta = \frac{c_2^2}{2g} = \%$	7,2	8,6	10,6	10,6	13,7	16,7	6,7	6,9	7,1
$n_1 =$	58,3	61,7	68,5	66,8	77,0	93,0	58,3	61,7	68,5
$u_1 : \sqrt{2gH} =$	0,69	0,73	0,81	0,79	0,91	1,10	0,69	0,73	0,81
$n_s =$	200	250	300	250	300	350	200	250	300
$\left(\frac{1}{1}\right) e = \%$	84	82	81	79	76	73	82	79	76
$\left(\frac{3}{4}\right) e = \%$	86	83	79	81	75	64	85	78	75
$\left(\frac{1}{2}\right) e = \%$	79	75	61	77	66	44	80	67	66

IV. Einige neuere Laufradtypen.

Während bei allen bisher betrachteten Typen I bis V die Eintrittskanten zylindrisch sind, ist man in neuerer Zeit davon abgegangen und ersetzt sie heute öfters durch krummlinige.

Abbildung 7 zeigt einige mir bekannt gewordene neuere Typen, die ich ebenfalls auf gleichen Durchmesser $D_{1a} = 1,00 m$ reduziert habe.

Die heutige Tendenz zur Steigerung der spezifischen Drehzahl n_s geht aus auf möglichst hohe Umfangsgeschwindigkeit und kurze Wasserwege, während man zur Erhöhung der Schluckfähigkeit Q grössere Austrittsenergien $\Delta = \frac{c_2^2}{2g}$ zulässt, die man dann im Saugrohr zum Teil zurückzugewinnen sucht.

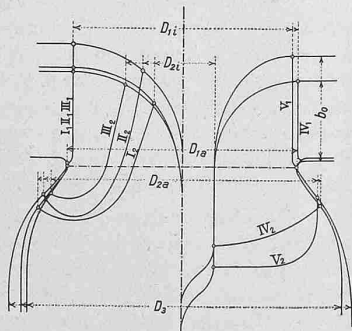


Abb. 6.

Dies ist allerdings schon im Typ III, Abbildung 6, zum Ausdruck gebracht, aber Tabelle I zeigt, dass hierfür der nützliche Austrittsquerschnitt bloss etwa $0,87 m^2$ beträgt, weil die Austrittskante kurz, zudem schlecht ausgenutzt wird.

Wenn wir aber die Eintrittskante zurücksetzen nach Typ VI, Abbildung 7, so können wir eine günstigere Austrittskante beibehalten und doch die Wasserwege verkürzen. Durch Verkleinern von D_{1i} wird nämlich der Eintrittswinkel β_1 gegen das innere Kranzprofil hin grösser und deshalb die Schaufellänge bedeutend kürzer. Dieses Profil VI ist entnommen aus Hütte 1911 und figuriert als solches auch in der neuesten Auflage 1915 als „extremer Schnellläufer“ mit $n_s = 350$.

Typ VII, Abbildung 7, zeigt einen andern Laufradtyp, der dem Ing. Honold patentiert worden ist und der ein sehr schmales Profil aufweist, um bei grösstmöglicher Umfangsgeschwindigkeit kurze Wasserwege zu erhalten. Während beim vorigem Typ VI nur die innern Wasserwege

verkürzt werden, erreicht Honold dies auch für die mittlern Wasserwege und zwar in hohem Grade. Es entsteht hierbei am Eintritt beim äussern Kranzprofil ein eigentlicher Trichter, die Leitschaufeln ragen darüber hinaus und der Schaufelspalt wird aussergewöhnlich gross. Trotzdem haben die Versuche bis zu 80% Wirkungsgrad ergeben, was beweist, dass ein grosser Schaufelspalt zwischen Leit- und Lauftrad sogar nützlich ist, indem sich dann hinter den Leitschaufeln die Wasserstrahlen wieder vereinigen zu einem geschlossenen Wasserkörper, in dem sich allfällige Unstimmigkeiten, herrührend von den Leitschaufeln, wieder ausgleichen können. Der Eintritt bei dieser Turbine ist demnach gut, nicht aber der Austritt, weil die Austrittskante zu stark in die Höhe gezogen ist und deshalb schlecht ausgenutzt wird.

Typ VIII, Abbildung 7, zeigt die neueste Form eines amerikanischen Laufradprofils nach Prof. Zowski in Ann Arbor, Mich. Das Profil rührt her von einer Zeichnung, die mir von befreundeter Seite zur Einsicht übergeben wurde und in der die Hauptmasse D_{1m} und D_{2a} eingeschrieben, das Uebrige aber nur in den Anfangsrissen eingezeichnet war, doch so dass das Profil mehr oder weniger genau vervollständigt werden konnte. Ich habe dieses dann auf $D_{1a} = 1,00$ homolog vergrössert, um zum Vergleich mit den andern Typen die Schichtlinien einzuzichnen und den nützlichen Austrittsquerschnitt zu berechnen.

Hier ist D_{1i} ganz bedeutend kleiner als D_{1a} und wie bei Honold die Eintrittskante geometrisch ähnlich der Austrittskante, sodass alle Wasserwege möglichst kurz und nicht sehr verschieden von einander werden. Was aber auffällt, ist die sehr geringe Ausweitung des äussern Kranzprofils; soviel ich höre, sollen die meisten neuern amerikanischen Turbinen diese Eigentümlichkeit haben, wie es scheint um durch geringe Konizität den Durchfluss bei D_{1a} zu verbessern, indem die Amerikaner ausgehen von D_{1m} und D_{2a} (s. Abbildung 7). Geht man aber, wie in Europa üblich, vom Durchmesser D_{1a} aus, so geht beim Typ VIII gerade die günstigste Partie des Austrittsquerschnitts verloren. In der Tat ergibt sich hier ein nützlicher Austrittsquerschnitt von bloss $q_2 F_2 = 0,80 m^2$ für $D_{1a} = 1,00 m$.

Die Eintrittskante ist also auch hier günstig, nicht aber die hochgezogene Austrittskante aus den früher angeführten Gründen. Da hier ferner die innere Begrenzung kurz ist, so eignet sich auch dieses Laufradprofil VIII aus Festigkeitsgründen nicht für hohe Gefälle.

Zu besserer Uebersicht sind in Tabelle III die Hauptmerkmale der letztern neuern Laufradtypen VI, VII, VIII zusammengestellt.

Tab. III. Charakteristische Merkmale der Typen VI bis VIII.

Turbinentyp	VI Hütte	VII Honold	VIII Zowski
$D_{1a} = mm$	1000	1000	1000
$b_0 = mm$	420	440	380
$b^2 = mm$	780	850	750
$\Sigma(\Delta b_3) = mm$	587	495	507
$\Sigma(\Delta b_3) : b_2 = mm$	0,75	0,58	0,675
$q_2 F_2 \cong m^2$	1,12	1,01	0,80
$\Delta = \frac{c_2^2}{2g} = \%$	10,5	15	17
$Q_1 = m^3$	1,60	1,74	1,45
$n_1 =$	86	94	98
$u_{1a} : \sqrt{2gH} =$	1,02	1,10	1,16
$n_s \cong$	350	420	400

Die Daten von Q und n für Typ VIII habe ich einem der erwähnten Zeichnung beigefügten offiziellen Bremsprotokoll der bekannten Versuchsanstalt Holyoke entnommen. Nach diesem (wie gewohnt sehr ausführlichem) Berichte ergaben sich für die günstigsten Drehzahlen rund 82% ohne Saugrohr und 86,8 bis 90,1% mit 2,44 m langem Saugrohr!

Solche Resultate sind einfach *unmöglich*, weil ohne Rückgewinnung durch das Saugrohr der hydraulische Wirkungsgrad höchstens $\varepsilon = 1 - (\Delta + \zeta)$ betragen kann. Wenn nun nach obiger Berechnung des Laufrades $\Delta = 17\%$ beträgt, so müsste $\zeta \cong 0$ sein, d. h. die Turbine wäre völlig reibungslos. Da aber die amerikanischen Ingenieure trotz jener bekannten heftigen s. Z. geführten Polemik¹⁾, über die Zuverlässigkeit der Turbinenmessungen in Holyoke auch heute noch auf deren Richtigkeit schwören, so bleibt für uns rückständige Europäer nichts anderes übrig, als von jenen fabelhaften Resultaten einfach mindestens 5% abzuziehen. (Schluss folgt.)

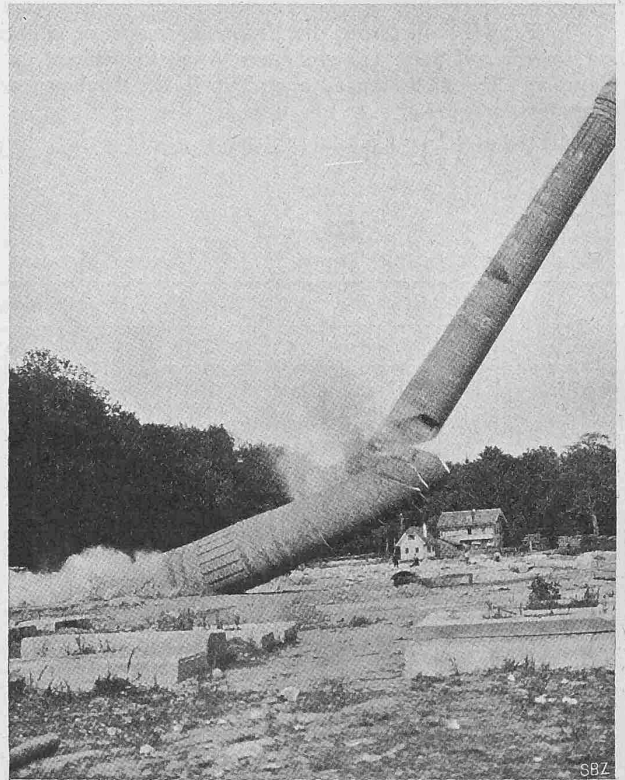
Miscellanea.

Deutsche Bibliothek in Leipzig. Gegenwärtig wird in Leipzig an einem Monumentalbau, der „Deutschen Bücherei“ gearbeitet, die dazu bestimmt ist, sämtliche vom 1. Januar 1913 an erfolgenden Neuerscheinungen in deutscher und fremder Sprache aufzunehmen und in Lesesälen der öffentlichen Benutzung zu erschliessen. Der Neubau ist an der Nordostseite des im Zuge der „Strasse des 18. Oktober“ vorgesehenen „Deutschen Platzes“ gelegen, der in der Erklärung des von uns in Band LXII, Seite 315 (6. Dezember 1913) wiedergegebenen Bebauungsplanes für die Leipziger Südost-Vorstadt als ovaler „Schmuckplatz“ bezeichnet ist. Die 120 m lange Hauptfront erhält eine der Gestaltung dieses Platzes entsprechende konkave Krümmung. Für den gesamten Bau ist nach dem „Zentralblatt der Bauverwaltung“ ein Bauplatz von 16 800 m² ausersehen; vorerst wird jedoch nur das am „Deutschen Platz“ gelegene vierstöckige Hauptgebäude sowie der dahinter anschliessende Lesesaalbau erstellt, der später den Mittelpunkt der ganzen Baugruppe bilden wird. Ende April dieses Jahres ist an diesen Gebäuden nach zwölfmonatlicher Bauzeit der Schlussstein eingesetzt worden; die Uebergabe des Neubaus ist für Anfang Mai 1916 in Aussicht genommen. Der zunächst errichtete Bauteil wird für eine Million Bände Raum bieten, und dürfte wohl auf 20 Jahre hinaus genügen, während die Gesamtanlage für zehn Millionen Bände, also für das Doppelte des neuesten Bibliothekpalastes der kgl. Bibliothek in Berlin berechnet ist. Die Kosten des ersten Bauabschnittes sind auf 2,7 Mill. Fr. veranschlagt.

Als besonders erwähnenswert möchten wir hervorheben, dass der Grundstein für die „Deutsche Bücherei“ schon im Oktober 1913 auf einem an der Karl Sigismundstrasse, hinter dem Johannisfriedhof gelegenen Grundstück gelegt worden war. Man entschloss sich jedoch späterhin, ohne Rücksicht auf die dadurch verursachte Umgestaltung sämtlicher Pläne und Entwürfe, für den günstiger gelegenen, obengenannten Bauplatz, der eine der Bedeutung des Baues entsprechende Gestaltung der Aussenansichten und Innenausstattung ermöglichte, und auf dem kaum sieben Monate später der erste Spatenstich erfolgte. Es scheint uns dies umso bemerkenswerter, als man andernorts Verbesserungsvorschläge für öffentliche Bauten als „leider verspätet“ abzulehnen pflegt, sobald dadurch auch nur die Unfehlbarkeit einer vorberatenden Instanz in Frage gestellt werden könnte.

Umlegen des Hochkamins der Schweizer Landesausstellung. Das Hochkamin der Maschinenhalle²⁾ ist am 28. August d. J., nach genau zweijähriger Lebensdauer, umgelegt worden. Damit ist die letzte „hohe Säule“ gefallen, die noch von der verschwundenen Pracht der Ausstellungsbauten Zeuge war. Herr Ingenieur W. Blöchliger in Bern hat den Moment photographisch festgehalten und uns seine Aufnahme freundlich zur Verfügung gestellt, ebenso folgende näheren Angaben. Ueber einem 2,80 m tiefen Fundament von quadratischer Grundfläche und 5,50 m Seitenlänge erhob sich das Kamin zu 40 m Höhe über Boden. Sein runder Schaft besass unten eine lichte Weite von 1,85 m, oben von 1,40 m bei Wand-

stärken von 61 cm unten und 18 cm oben; der statischen Berechnung lag ein Winddruck von 160 kg/m² zu Grunde. Zum Bau, den die Firma J. N. Bürckel in Winterthur ausgeführt hatte, waren Radialsteine aus dem aargauischen Dachziegelwerk Frick verwendet worden. Für die ansehnliche Mauerwerksfestigkeit spricht die Be-



Umlegung des Hochkamins der S. L. A. B. am 28. August 1915.

obachtung, dass das Kamin erst stürzte, nachdem von einer Seite her das Mauerwerk bis auf 15 cm an die Axe heran ausgebrochen war.

Die auf dem Bilde ersichtliche Brucherscheinung bei Fall des Kamins ist bekannt. Sie stimmt genau überein mit dem Bilde, das wir vor 15 Jahren von der Umlegung des Werdmühlkamins in Zürich gebracht hatten.¹⁾ Prof. R. Escher hat damals die mathematische Erläuterung dazu gegeben, wie die untern Teile das Bestreben haben, unter den obern wegzueilen; die dadurch auftretende Bieigungsbeanspruchung bringt den Schaft nach Erschöpfung der Mauerwerksfestigkeit noch während des Falles zum Bruch.

Taucherarbeiten in grosser Tiefe. Vor einiger Zeit haben wir kurz über schwierige Taucherarbeiten berichtet, die in Tiefen von 49 m bzw. 88 m ausgeführt worden sind. Bisher galt es für unmöglich, in so grosse Meerestiefen zu gelangen, wegen der für den Taucher infolge des grossen Wasserdruckes damit verbundenen Lebensgefahr. Es dürften daher die Ergebnisse der im Juli 1914 auf der Taucherstation des Draegerwerkes in Lübeck in dieser Hinsicht besonders auch zur Bestimmung der erforderlichen Auftauchdauer gemachten Versuche auch unsre Leser interessieren.

Die Versuche wurden, wie wir der „Z. d. V. D. I.“ entnehmen, in einem unter Druck gesetzten Kessel ausgeführt. Der Leiter der Versuchsabteilung des Draegerwerkes und ein Taucher wurden eingeschleust und nach 10 min unter einen Ueberdruck von 1 at gesetzt. Innerhalb 75 min wurde der Druck auf 2, 3, 4, 5, 6 und 7 at gesteigert, wobei zwischen jeder Druckstufe eine Aufenthaltspause von 3 bis 13 min lag. Nach 23 weiteren Minuten wurde die Druckhöhe von 7,9 at erreicht, bei der 7 min lang verweilt wurde. Für das Ausschleusen waren über 9 Stunden erforderlich; bei einem Versuch mit nur 2 1/2 Stunden Ausschleusedauer brachen die beiden Versuchspersonen unter heftigen Gelenkschmerzen zusammen und mussten sofort wieder unter 0,3 at Ueberdruck gebracht werden.

Als Versuchsergebnis konnte festgestellt werden, dass es zum erstenmal, seit sich die physiologische Wissenschaft mit den Lebensbedingungen unter höherem Druck beschäftigt, gelungen war,

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1902, S. 845, 1788, 1789 und 1903, 842.

²⁾ Vergl. Bd. LXIII, S. 140 (7. März 1914) und Bd. LXIV S. 93 (22. Aug. 1914).

¹⁾ Siehe Bd. XXXVI, S. 199 und 208, mit Bildern (17. Nov. u. 1. Dez. 1900).