

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 57/58 (1911)
Heft: 24

Artikel: Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau
Autor: Zuppinger, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-82626>

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](#)

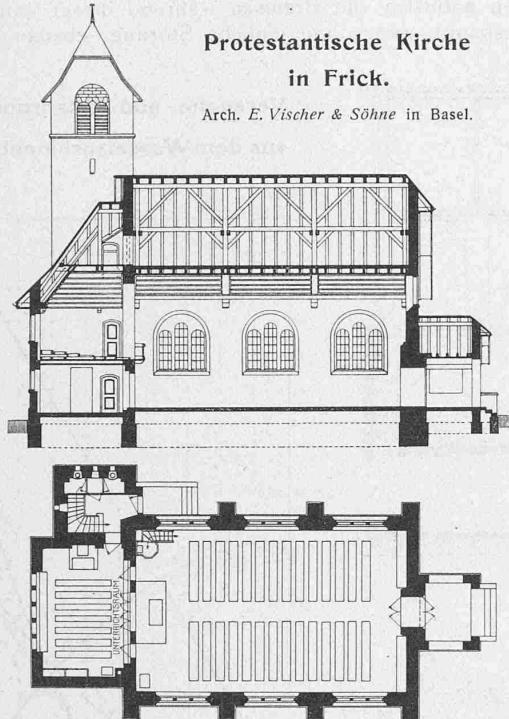
Terms of use

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: 18.02.2026

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

werden kann. Darüber liegt eine Empore mit 50 Sitzen, dazu bestimmt, später die Orgel aufzunehmen. Durch den Eingang im Turm gelangt man von aussen ins Unterrichtszimmer und auf die Empore. Einfach, wie die Architekturformen, ist auch der Schmuck der Kirche. Ueber die hellen Wände legt sich die flache, dunkelbraungebeizte und nur leicht farbig ornamentierte Holzdecke. Fenster- und Tür-Einfassungen sind in Savonnièrestein ausgeführt, dazwischen die Mauerflächen verputzt und weiss getüncht. Die Baukosten der von dem jüngst verstorbenen Baumeister Th. Bertschinger in Lenzburg¹⁾ ausgeführten Kirche belaufen sich auf rund 50 000 Fr., ohne Geläute, Bauplatz und Umgebungsarbeiten.



Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau.

Von W. Zuppinger, konsult. Ingenieur in Zürich.

VI.

Versuchs-Beispiele und Ratschläge für Neuanlagen.

Um in chronologischer Weise vorzugehen, möchte ich zunächst eine zwar ältere Anlage besprechen, die aber in Bezug auf Versuche in mehrfacher Hinsicht lehrreich ist.

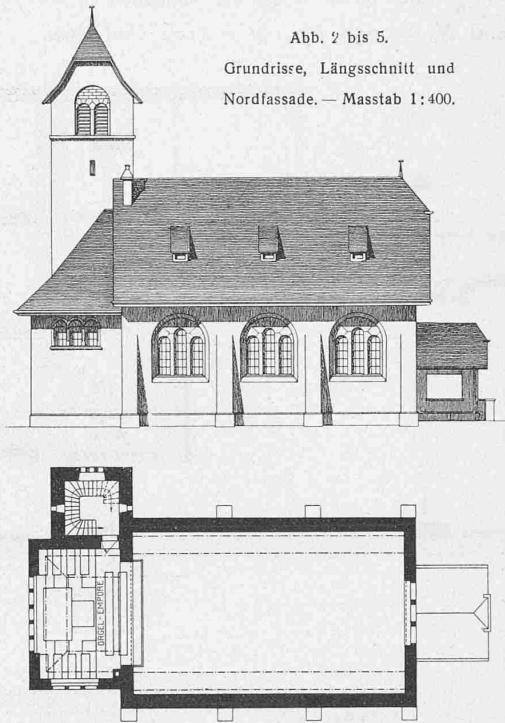
Abbildung 30 (S. 332) zeigt diese Anlage für den Antrieb einer Spinnerei, ausgeführt im Jahre 1893, d. h. zu einer Zeit, da die Francisturbinen leider noch zu wenig bekannt waren, als dass man sich an diese gewagt hätte. Es handelte sich darum, eine Wasserkraft von 8000 l/Sek. mit 7,60 m Gefälle, entsprechend etwa 600 PS, möglichst gut auszunützen; nebenbei war auf eine gute Geschwindigkeitsregulierung grosses Gewicht gelegt.

Nach dem damaligen Stande des Turbinen- und Regulatorenbaues eignete sich für die Regulierung am besten eine *Jonvalturbine* mit Regulierschütze am Saugrohre. Da jedoch dieses System bekanntlich bei Wassermangel sehr unökonomisch arbeitet, indem dabei nur die überschüssige Kraft gleichsam abgebremst wird, wurde daneben eine Girardturbine von ebenfalls 300 PS projektiert, die mittels Handregulierung den monatlichen Wasserschwankungen Rechnung tragen sollte. Bei der späteren Ausführung dieser zweiten

Turbine wurde dann allerdings eine Francisturbine eingebaut, und es ist seither auch die Jonvalturbine durch eine solche ersetzt worden. Die dritte Turbine, auch Girardsystem mit Handregulierung, von 60 PS diente für die elektrische Beleuchtung.

Als nun diese Anlage in Betrieb gesetzt wurde, erkannte man sofort, dass die Jonvalturbine bei weitem nicht die garantierte Leistung ergab. Wie gewöhnlich suchte man auch hier den Fehler zuerst in der Schaufelkonstruktion; ich meinerseits war als Konstrukteur der Turbine überzeugt, dass er nicht dort lag, da ich sie nach Normalien konstruiert hatte, mit denen ich zuvor immer 80 und mehr Prozente Wirkungsgrad erreicht hatte.

Abb. 2 bis 5.
Grundrisse, Längsschnitt und
Nordfassade. — Masstab 1:400.



Nach langem Suchen entdeckte man endlich den Fehler im Auslaufe des Saugrohres. Nach Abbildung 30 war nämlich der Austrittsquerschnitt des letzteren trapezförmig gestaltet, zum Zwecke, den Einfluss des Regulators während des ganzen Hubes der Regulierschütze konstant zu erhalten. Letzteres war nicht vollständig erreicht, zudem der grossen Kontraktion des Wassers beim Austritt zu wenig Rücksicht getragen worden. Diese erzeugte nämlich, wie in Abbildung 30 angedeutet, im unteren Teile des Saugrohres einen Gegendruck h_o , der das Gefälle H auch bei ganz geöffnetem Regulierschieber stark reduzierte. Bohrt man ein Loch oberhalb o , so wird dort Luft eingesogen, d. h. es herrscht Unterdruck im Rohre; ist dagegen das Loch unterhalb o , so tritt Wasser aus, d. h. es herrscht dort Druck. Sehr genau kann man diesen Gegendruck h_o mittelst eines in der Abbildung eingezeichneten verstellbaren Rohres q messen, indem man es so weit in schiefe Lage senkt, bis Wasser ausläuft.

In der Folge wurde der Ausflussquerschnitt des Saugrohres vergrössert und anders geformt, womit der Fehler vollständig gehoben wurde und von da an sowohl Turbine als Regulator tadellos funktionierten. Auf dieser Erscheinung des Gegendruckes h_o beruht übrigens die Wirkungsweise solcher Regulierschützen im Saugrohre. Das nützliche Gefälle reduziert sich dann auf $h = H - h_o$, und mit diesem geringeren Gefälle nehmen die Wassermenge Q und die absolute Leistung N_a ab. Ferner stimmt dann die Umlaufzahl nicht mehr mit dem Gefälle h , zu grossem Schaden des Nutzeffektes. Verfolgt man diese Verhältnisse genauer, indem $\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{h}{H}}$, und $\frac{n_1}{n} = \sqrt{\frac{h}{H}}$ ist, so finden wir nach Abbil-

¹⁾ Nekrolog auf Seite 305 lfd. Bandes.

dung 31, dass schon bei halber Wassermenge der Gegendruck $\frac{h_o}{H} = \frac{5,70}{7,60} = 0,75$ und der Nutzeffekt der Turbine = 0 wird. Wir sehen daraus, wie ungemein schädlich Widerstände irgendwelcher Art im Saugrohre einer Turbine sind.

Obschon nun der Fehler an obiger Turbine gehoben war, ist es wohl begreiflich, dass durch den anfänglichen scheinbaren Misserfolg die betreffenden Eigentümer stutzig und misstrauisch geworden waren und daher genaue Bremsproben durch einen unparteiischen Sachverständigen verlangten.

Die Jonvalturbine hatte $D_m = 1,500 \text{ m}$ mittleren Durchmesser, mit Winkeln $\alpha_0 = 25^\circ$, $\beta_1 = 90^\circ$, $\beta_2 = 19^\circ$, Kranzbreite $b_0 = \frac{D_m}{6}$ und $b_2 = 1,45 b_0$, Garantie $\eta = 75\%$, entsprechend $N_e = 250 \text{ PS}_e$, $n = 102 \text{ Uml./Min.}$

eignet für Flügelmessung; leider aber war auch dort der Kanal durch Mauerwerk zugedeckt, und ebenso in *c* zwischen Einlaufschütze und Rechen. Ausserdem waren hier die Zwischenmauern *f* nicht über den Rechen hinaus verlängert, wie dies für Wassermessung an jener Stelle notwendig wäre. Man musste deshalb zur Wassermessung oberhalb des Ueberlaufes *d* im Zuflusskanal eine Brücke schlagen, wobei aber der erschwerende Umstand eintrat, dass die Leerlaufschütze *e* zur Einstellung eines konstanten Wasserspiegels nicht benutzt werden konnte. Letzteres musste geschehen mittelst einer etwa 1 Kilometer oberhalb liegenden Leerlaufschütze, und es brauchte über 4 Stunden Zeit, bis das Wasser bei voll geöffneter Turbine genau ausreguliert war. Um letztere auf ihrer normalen Umlaufzahl zu erhalten, waren natürlich die Bremsen während dieser ganzen Zeit angespannt, zwar ohne jegliche Störung, ebenso während

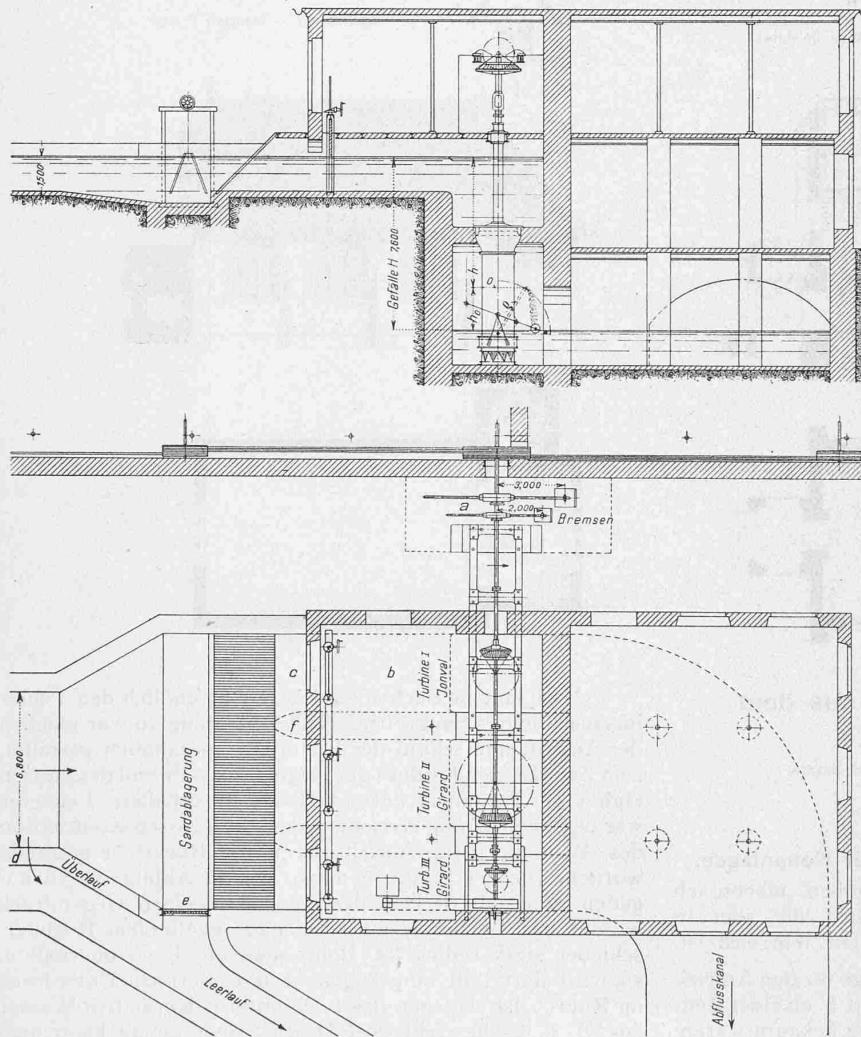


Abb. 30. Anlage mit einer Jonval- und zwei Girard-Turbinen. — Masstab 1:300.

Für Anbringung der Bremse wäre auf der vertikalen Turbinenwelle genügend Platz gewesen, allein das grösste verfügbare Modell derselben schien in einigen Punkten für diese Kraft etwas zu schwach. Deshalb entschloss man sich, auf der horizontalen Welle mit $n = 150$ zu bremsen und zwar vorsichtshalber mit zwei Bremsen in *a* (s. Abbildung 30). Die Verluste durch Zahnräder- und Lagerreibung wurden dann rechnerisch bestimmt und der gebremsten Leistung zugefügt.

Für die Wassermessung bietet dieser Kanal nach Abbildung 30 ein Beispiel, wie sie zu hunderten vorkommen, wie man sie aber nicht ausführen sollte. Der Unterwasserkanal war nicht verwendbar wegen seiner sofortigen Ablenkung und nachherigen Zudeckung. Im Oberwasser dagegen hätte sich die Strecke *b* im Turbinenhaus vorzüglich ge-

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau.

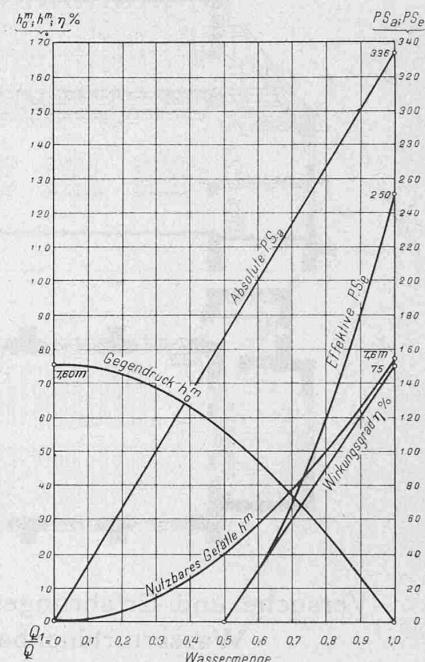


Abbildung 31.

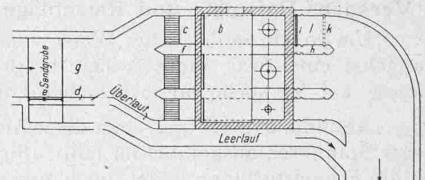


Abb. 32. Variante zu Abb. 30. — 1:800.

der zwei weiteren Stunden, welche die Wassermessung in Anspruch nahm.

Das Ergebnis der Versuche war folgendes:

| | |
|------------------------------|-----------------------------|
| Gefälle | $H = 7,720 \text{ m}$ |
| Wassermenge | $Q = 3470 \text{ l/Sek.}$ |
| Absolute Leistung | $N_a = 357,18 \text{ PS}_a$ |
| Effektive Leistung | $N_e = 301,86 \text{ PS}_e$ |
| Wirkungsgrad | $\eta = 84,5\%$ |

Dieses Resultat ist für eine Jonvalturbine mit relativ hoher Schluckfähigkeit aussergewöhnlich günstig und ist zurückzuführen auf die korrekte Schaufelkonstruktion. Allerdings sind die berechneten Verluste durch Zahnräder und Lagerreibungen diskutierbar; sie betragen $17,57 \text{ PS} = 5,8\%$, was zwar übermäßig hoch erscheint.

Die mittlere Wassergeschwindigkeit betrug $v_m = 0,3539 \text{ m/s}$, die grösste $v_{max} = 0,451 \text{ m/s} = 1,28 v_m$, die kleinste $v_{min} = 0,226 \text{ m/s} = 0,64 v_m$. Der in Mauerwerk erstellte und ganz regelmässige Kanal war etwa 2 Kilometer lang. Die Gleichung des kurz vorher geeichten Flügels war: $v = 0,015 + 0,008 n$.

Aus der mit dem Flügel gemessenen Wassermenge ergibt sich eine Ausflussgeschwindigkeit aus dem Leitrade von: $c_o = \frac{Q}{F_o} = \frac{3,470}{0,4095} = 0,688 \sqrt{2gH}$, gegen 0,680 der Berechnung. Obwohl diese Wassermessung, wie schon erwähnt, unter sehr erschwerenden und zeitraubenden Umständen erfolgte, ist gegen ihr Ergebnis nichts einzuwenden. Wäre dagegen der Kanal dieser Anlage nach Abbildung 32 disponiert gewesen, wo die Leerschütze e oberhalb des Ueberlaufes d liegt, so hätte man mit Leichtigkeit und in kürzester Zeit mittels dieser Leerlaufschütze e den Wasserstand so regulieren können, dass kein Wasser über den Ueberlauf getreten und der Oberwasserspiegel sich auf konstanter Höhe erhalten hätte.

Für bequeme Wassermessung im Oberwasser mittels Flügel auf der Strecke g ist deshalb die Disposition eines Kanals nach Abbildung 32 sehr zu empfehlen. Für Messung im Unterwasser ist es angezeigt, die Zwischenmauern h gegen den Auslauf etwa 4 m zu verlängern, um dort nach Belieben mittelst Ueberfall k oder mittelst Flügel in l messen zu können; diese kleinen Mehrkosten im Baue sollte man nicht scheuen. Ist dann beim Austritt aus den Turbinen, wie früher erwähnt, das Wasser unruhig, so empfiehlt es sich, für die Proben in i ein oder mehrere Gitterwerke aus Holz anzubringen, oder auch aufgeschichtete Hohlziegel. In Ermanglung gemaueter Zwischenwände h kann man eventuell solche auch aus Brettern herrichten, darf dann aber allerdings nur Flügelmessung anwenden.

Abbildung 33 zeigt eine im Jahre 1903 ausgeführte Anlage mit zwei gekuppelten gleich grossen normalen *Francis*-turbinen, konstruiert für $H = 5,850 \text{ m}$, $Q = 2025 \text{ l/Sek.}$, $N_e = 126 \text{ PS}_e$, $n = 185 \text{ Uml./Min.}$. Die Garantien waren: $\eta = 80, 82, 78, 76 \%$ für $Q = \frac{1}{1}, \frac{3}{4}, \frac{1}{2}, \frac{1}{4}$.

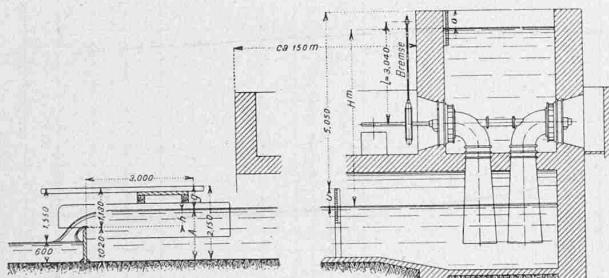


Abb. 33. Anlage mit zwei gekuppelten Francisturbinen. — 1:200.

Die Anordnung von zwei Turbinen mit getrennten Saugrohren wurde getroffen, weil die Wassermenge hier stark variierte; für $\frac{Q}{4}$ wird dann eine Turbine ganz geschlossen und die andere bloss zur Hälfte.

Solche Doppelturbinen in gemeinsamer Kammer bieten Schwierigkeit für die Wassermessung, wenn jede einzeln untersucht werden soll, also z. B. für $\frac{Q}{4}$, weil die andere nicht hermetisch geschlossen werden kann. In obigem Falle wurden deshalb für die Versuche beide Turbinen gleichmässig geöffnet und geschlossen.

In Abbildung 34 sind die Bremsresultate mit den Umlaufzahlen als Abszissen, für vier Versuchsserien, nämlich mit Schaufelöffnungen $a = \frac{1}{1}, \frac{3}{4}, \frac{1}{2}, \frac{1}{4}$ graphisch dargestellt. Die Bremshebellänge betrug $l = 3,040 \text{ m}$, daher die gebremste Leistung $N_e = \frac{l \pi \cdot n}{30 \cdot 75} \cdot P = \frac{P \cdot n}{235} \text{ in PS}$.

Die Bremse war unmittelbar vor der Wasserkammer auf die Turbinenwelle gesetzt und musste aus lokalen Rück-

sichten mit vertikalem Hebel angeordnet werden. Hierfür eignete sich das normale Bremsmodell nicht, und es musste deshalb ein im Verhältnis zur Leistung viel zu grosses Modell verwendet werden; sein Eigengewicht betrug 1400 kg. Es war deshalb nur recht und billig, den durch eine so schwere Bremse verursachten Reibungsverlust der Turbine gut zu schreiben. Derselbe berechnete sich zu 0,8 PS und war natürlich für jede Belastung der Turbine konstant. Das Diagramm Abbildung 34 zeigt als günstigste Geschwindigkeit $n = 170 \text{ Uml./Min.}$, während die vorgeschriebene Umlaufzahl $n = 185$ sein sollte. Das ist aber nur ein scheinbarer Widerspruch, indem die Proben bei ziemlich grossem Hochwasser ausgeführt wurden, und zudem durch den Einbau eines Ueberfalles für die Wassermessung der Unterwasserspiegel aufgestaut wurde, sodass bei voller Beaufschlagung das Gefälle auf 4,96 m reduziert wurde, gegen 5,85 m normalen Wasserstandes. Nach früher Gesagtem hat dies aber auf den Nutzeffekt der Turbine absolut keinen Einfluss, indem $\sqrt{\frac{4,96}{5,85}} = \frac{170}{185}$. Die Umlaufzahl $n = 170$ stimmt also genau mit den Vorschriften und entspricht einer Umgangsgeschwindigkeit der Turbine von $u_1 = 0,63 \sqrt{2gH}$, indem der Eintrittsdurchmesser der Laufräder $D_1 = 700 \text{ mm}$ betrug. Der Leerlauf der Turbine bei voller Beaufschlagung war $n_0 = 337$, also ungefähr das Doppelte der normalen Geschwindigkeit. Die Bremsbelastung bei festgebremster Turbine betrug $P_o = 227 \text{ kg}$ gegen 136 kg bei normaler Geschwindigkeit, also $\frac{227}{136} = 1,67$ für volle Belastung. Bei der normalen Umlaufzahl $n = 170$ hatten wir demnach folgende Leistungen für die vier Versuchsserien (vergl. Abb. 34):

| Schaufelöffnung | $a =$ | 1 | 3 | 1 | 1 | |
|--------------------------------------|---------|------|------|------|------|----|
| Bremsbelastung | $P =$ | 135 | 124 | 90 | 38 | kg |
| Gebremste Arbeit | $N =$ | 98 | 89,5 | 65 | 27,5 | PS |
| Reibungsverlust | $N_r =$ | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | " |
| Effekt. Leistung d. Turbine. $N_e =$ | | 98,8 | 90,3 | 65,8 | 28,3 | PS |

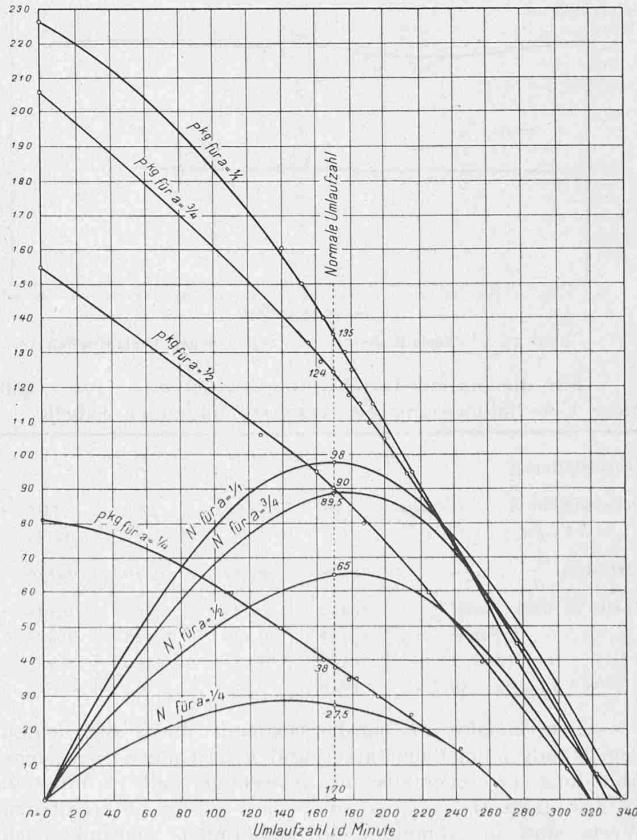


Abb. 34. Bremsergebnisse der Anlage in Abb. 33.

Für die Wassermessung wurde, wie bereits bemerkt, im Unterwasserkanal ein Normalüberfall eingebaut, jedoch etwa 150 m von der Turbine entfernt, d. h. am Ausgang des unterirdischen Abflusskanals. In solchen Fällen ist natürlich das früher beschriebene Verfahren für Turbinenproben doppelt angezeigt, indem die Operationen für Bremsung und Wassermessung völlig unabhängig von einander geschehen und erst nachher vermittelst der Zeittafel (Abb. 18, S. 283) die zugehörigen Werte zusammen gesucht werden müssen.

Abbildung 35 zeigt die gemessenen Ueberfallhöhen h bei den verschiedenen Umlaufzahlen für die vier Versuchsserien. Auch hier erkennt man verschiedene Unregelmässigkeiten der Messungen, was uns wiederum von der Zweckmässigkeit der graphischen Aufzeichnung überzeugt. Man ersieht aus diesem Diagramm, dass mit zunehmender Geschwindigkeit einer Turbine die Schluckfähigkeit abnimmt, was auch ganz begreiflich ist wegen der grössern Kontraktion durch die vorbeistreichenden Laufradschaufeln.

Wegen Mangel an Zeit wurde hier der Ueberfall ohne Podium konstruiert, wohl aber mit Ventilation des Wasserstrahles von beiden Seiten, wodurch der Kanal von 3,500 m auf 3,108 m verengt wurde. Durch genügende Verlängerung der hölzernen Seitenwände nach hinten kam diese seitliche Kontraktion nicht in Betracht, sodass $b = B = 3,108$ m zu setzen war. Die Wehrhöhe betrug 1,020 m, weshalb die Koeffizienten von Hansen nicht benutzt werden konnten, wohl aber diejenigen von Bazin und Frese.

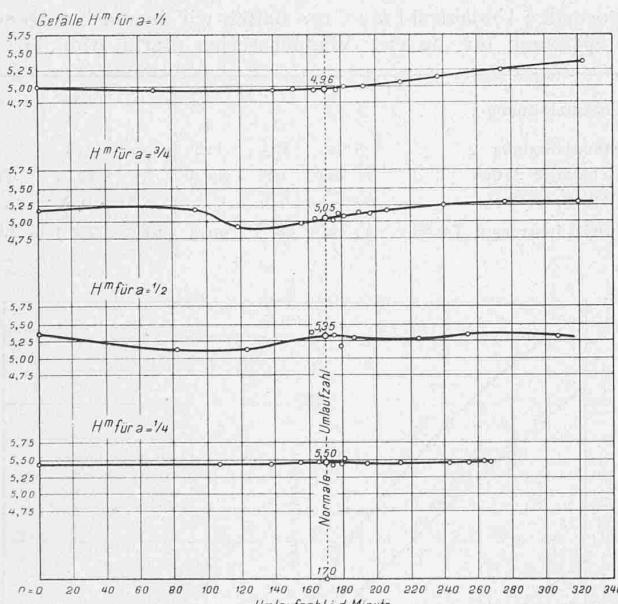


Abb. 35. Ueberfallhöhen h bei verschiedenen Umlaufzahlen.

Für die mittlere Geschwindigkeit bei $n = 170$ ergab diese Ueberfallmessung die Resultate folgender Tabelle:

| Schaufelöffnung . . . a | $\frac{1}{1}$ | $\frac{3}{4}$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{4}$ |
|------------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Ueberfallhöhe h . . . in mm | 450 | 415 | 325 | 210 |
| $b h \sqrt{2 g h}$ | 4,17 | 3,71 | 2,57 | 1,33 |
| Verhältnis $\frac{h}{A}$ | 0,305 | 0,288 | 0,240 | 0,170 |
| Koeff. m. nach Bazin. . . | 0,440 | 0,435 | 0,430 | 0,425 |
| „ „ „ Frese . . | 0,432 | 0,430 | 0,428 | 0,425 |
| „ „ im Mittel . . | 0,436 | 0,4325 | 0,429 | 0,425 |
| $Q = m b h \sqrt{2 g h}$ in l/sec. | 1818 | 1604 | 1102 | 565 |

Das Gefälle H wurde bestimmt durch die beiden Pegelstände o im Oberwasser und u im Unterwasser (siehe Abbildung 33), ebenfalls mit Ablesungen alle 2 Minuten. Es war dann $H = 5,050$ m + $u - o$; die so erhaltenen Werte sind in Abbildung 36 eingetragen, geordnet nach Umlaufzahlen.

So kommen wir endlich zu folgenden Resultaten für den Wirkungsgrad der Turbine:

| Schaufelöffnung . . . a | $\frac{1}{1}$ | $\frac{3}{4}$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{4}$ |
|---------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Wassermenge . . . Q in l/sec. | 1818 | 1604 | 1102 | 565 |
| Gefälle H in m | 4,960 | 5,050 | 5,350 | 5,500 |
| Absol. Leistung . . . PS_a | 120,2 | 108,0 | 78,6 | 41,4 |
| Effekt. „ . . . PS_e | 98,8 | 90,3 | 65,8 | 28,3 |
| Wirkungsgrad Turbine $\eta\%$ | 82,2 | 83,7 | 83,6 | 68,3 |

In Wirklichkeit, d. h. ohne Stau durch den Ueberfall, haben wir aber ziemlich konstantes Gefälle, und zwar als Jahresmittel normal $H_n = 5,85$ m, mit der normalen Umlaufzahl $n_n = 185$. Wir müssen deshalb die bei den variablen Gefällen H gemessenen Wassermengen Q umrechnen auf das Normalgefälle, da wiederum $\frac{Q_n}{Q} = \sqrt{\frac{H_n}{H}}$ ist, während die bei den Proben erhaltenen Wirkungsgrade sich nicht ändern.

Wir erhalten demnach folgende Endresultate:

| Schaufelöffnung . . . a | $\frac{1}{1}$ | $\frac{3}{4}$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{4}$ |
|---------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Normalgefälle H_n . . . m | 5,85 | 5,85 | 5,85 | 5,85 |
| $\sqrt{\frac{H_n}{H}}$ | 1,085 | 1,075 | 1,045 | 1,030 |
| Wassermenge Q . . . l | 1972 | 1724 | 1151 | 582 |
| Absolute Leistung . . . PS_a | 153,8 | 134,5 | 89,8 | 45,4 |
| Wirkungsgrad . . . $\eta\%$ | 82,2 | 83,7 | 83,6 | 68,3 |
| Effektive Leistung . . . PS_e | 126,4 | 112,8 | 75,0 | 31,0 |

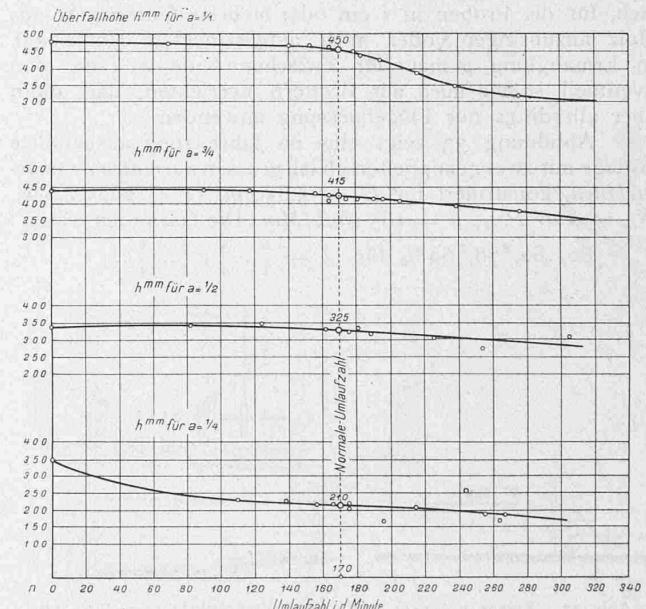


Abb. 36. Gefälle H bei verschiedenen Umlaufzahlen.

Wenn wir diese Resultate mit den Leitschaufelöffnungen a als Abszisse in Abbildung 37 graphisch auftragen, so sehen wir sofort, dass die Wassermenge Q nur von o bis etwa $\frac{2}{3} a_{max}$ proportional ist mit der Leitradöffnung a , dann aber relativ abnimmt. Es röhrt dies davon her, dass bei diesen Francisturbinen mit drehbaren Leitschaufeln, wie früher bemerkt, der Reaktionsgrad, abhängig vom Verhältnis $\frac{F_0}{F_2}$ der beiden Ausflussquerschnitte im Leit- und Laufrade, beständig variiert. Beim Schliessen der Leitschaufeln wird F_0 immer kleiner, während F_2 konstant bleibt, weshalb die Reaktion abnimmt und die Ausflussgeschwindigkeit c_0 aus dem Leitrade zunimmt.

Bei vorliegender Turbine, mit 20 Leitschaufeln, 52 mm maximaler Schaufelöffnung und 155 mm lichter Breite, ergeben sich aus den Wassermessungen folgende Werte von c_0 :

$$a = \frac{1}{1} \quad \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{4}$$

$$c_0 = 0,57 \quad 0,64 \quad 0,65 \quad 0,725 \cdot \sqrt{2 g H}$$

$$Q = 1,00 \quad 0,875 \quad 0,582 \quad 0,295 \cdot Q_{max}$$

Es ist mir deshalb völlig unverständlich, wieso in gewissen Turbinenkatalogen die Wassermenge für Francis-turbinen, graphisch bezogen auf die Leitschaufelöffnung als Abszisse, als durchwegs gerade Linie dargestellt wird.

Für den Turbinenbesitzer ist dieser Punkt von ganz besonderer Wichtigkeit. Wenn z. B. laut Garantie obige Turbine für $\frac{Q}{2}$ eine Leistung von 62 PS, ergeben sollte (siehe Abbildung 37), und der Besitzer glaubt, es sei dies gleichbedeutend mit halber Öffnung, so ist er gewiss hocherfreut, für letztere 75 PS zu erhalten, nicht erkennend, dass er sich einfach trügt, indem er in letzterem Falle eben 115 l/sec. Wasser braucht, anstatt 986, also 17% mehr, was er wohl kaum beachtet, während 13 PS mehr Kraft auch ohne Bremse bemerkbar sind.

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau.

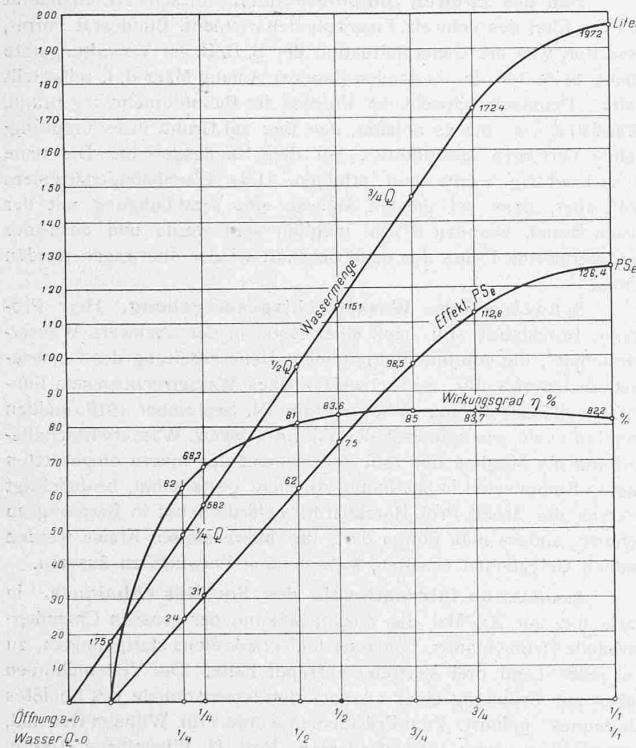


Abb. 37. Leistungs- und Wirkungsgradkurven einer norm. Francisturbine.

Diesen Kniff haben sich bekanntlich gewisse Turbinenlieferanten schon zu Nutzen gemacht, indem sie gegenüber unerfahrenen Kunden die Garantie nach Schaufelöffnungen angaben anstatt nach Wassermenge. Auch die meist üblichen Namen „Beaufschlagung“ oder „Injektion“ scheinen mir nicht klar zu sein, indem diese von den alten Turbinensystemen herübergewonnenen Bezeichnungen nach meiner Ansicht sowohl im einen als im andern Sinne aufgefasst werden können. Warum nicht einfach sagen: Nutzeffekt für so und soviel Wasser? —

(Schluss folgt.)

Miscellanea.

The Institution of Mechanical Engineers. Zürich Meeting 1911. Der Verein englischer Maschinen-Ingenieure wird seine diesjährige Jahresversammlung vom 24. bis 28. Juli in Zürich abhalten. Nach dem im Einverständnis mit dem Verein Schweiz. Maschinen-Industrieller (Präsident Oberst P. E. Huber-Wermüller) aufgestellten Programm wird die Versammlung folgenden Verlauf nehmen:

Am 23. Juli Ankunft in Basel.

Am 24. Juli auf der Weiterfahrt nach Zürich Besuch entweder des im Bau befindlichen Kraftwerkes Laufenburg oder des Kraftverteilungswerkes Rheinfelden bzw. des Kraftwerkes Wangen an der Aare und der Werkstätten von Brown Boveri & C° in Baden. Abends Ankunft in Zürich.

Am 25. und 26. Juli finden je vormittags Sitzungen in der Aula des eidgen. Polytechnikums statt, unter Vorsitz von Ingenieur Edward B. Ellington, dem Präsidenten der Vereinigung. Hierfür sind Vorträge in Aussicht genommen von Professor Dr. F. Prášil über Versuche und Erfahrungen mit Francisturbinen und Peltonräder; von Dr. Alfred Amsler, Schaffhausen, über neue Typen von Dynamomotoren; von E. Huber-Stockar, über Elektrifizierung schweizerischer Eisenbahnen; von Direktor L. Zodel über Wasserkraftwerke und die dabei zu überwältigenden Hindernisse; von Direktor H. Zöllly über Dampfturbinen; von J. Sulzer-Imhof über Dieselmotoren und von Ing. Pfander in Winterthur über schweizerische Zahnradlokomotiven.

Am Nachmittag des 25. Juli ist nach Wahl der Besuch der Werkstätten von Escher Wyss & C° und der Maschinenfabrik Oerlikon oder eine vom Verein schweiz. Maschinen-Industrieller angebotene Fahrt auf dem Zürichsee vorgesehen. Abends findet das offizielle Bankett in der Tonhalle Zürich statt.

Am 26. Juli können nachmittags entweder die Werkstätten von Gebrüder Sulzer und der Lokomotivfabrik in Winterthur, oder das Elektrizitätswerk Schaffhausen und der Rheinfall oder die Kraftwerke Beznau besucht werden.

Für den 27. Juli stehen Exkursionen nach Glarus und dem Löntschwerk und nach Braunwald auf dem Programm.

Der 28. Juli ist der Besichtigung der Stadt Zürich und ihrer Umgebung gewidmet.

Der 29. Juli führt die Gesellschaft über die Rigi nach Luzern, wo sich die Teilnehmer trennen, um weitere Kraftwerke in der Schweiz und in Oberitalien zu besuchen.

Secretär der Gesellschaft ist Herr Edgar Worthington, Storey's Gate, St. James's Park, London S. W.

Die Stromrückgewinnung auf Einphasen-Wechselstrombahnen dürfte in grösserem Maßstab anlässlich der bevorstehenden Traktionsversuche auf der Linie Perpignan-Villefranche der französischen „Chemins de fer du Midi“ praktisch erprobt werden. Bei allen sechs Probelokomotiven, die nach unserer Mitteilung auf Seite 210 von Band LVII für diese Linie geliefert werden, sind die zur Stromrückgewinnung notwendigen Einrichtungen vorgesehen; es dürften die Versuche namentlich mit Rücksicht auf die beträchtliche Leistungsfähigkeit der Lokomotiven (1500 PS Stundenleistung bzw. 1200 PS Dauerleistung pro Lokomotive) von Bedeutung für die zukünftige Beurteilung dieser Frage werden. Auch insofern werden sie Interesse bieten, als alle wichtigeren Einphasen-Motortypen für Bahnbetrieb in dieser Hinsicht verglichen werden können. Von den sechs Lokomotiven sollen nämlich drei mit kompensierten Seriemotoren betrieben werden („Westinghouse-Gesellschaft“, „Ateliers de Constructions électriques du Nord et de l'Est“ und „Schneider & Cie.“). Zwei mit Repulsionsmotoren mit Ankererregung („Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft“ und „Thomson-Houston-Gesellschaft“), eine mit Repulsionsmotoren mit Déri-Bürsten („Brown, Boveri & Cie.“); für alle diese Motortypen dürfte die Stromzurückgewinnung erst bei Anwendung gewisser Hilfsmittel zur Unterdrückung störender Selbsterregungs-Phänomene gelingen. Wie verlautet, hat nun kürzlich die Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft auf der deutschen elektrisch betriebenen Vollbahnstrecke Dessau-Bitterfeld ihre Midi-Lokomotive bereits auf Stromzurückgewinnung geprüft, indem sie diese Lokomotive von einer andern elektrischen Lokomotive schleppen liess, während die erstere bei Schaltung auf Bremsung Energie in die Kontaktleitung zurücklieferte.

Die XIX. Jahresversammlung des Verbandes deutscher Elektrotechniker fand vom 29. Mai bis 1. Juni d. J. in München unter der Beteiligung zahlreicher Verbandsmitglieder und Gäste, sowie der staatlichen und städtischen Behörden statt. Nach den Begrüssungsansprachen gab am ersten Haupttag (30. Mai) der Vorsitzende Professor Budde, Berlin, einen „Ueberblick über die Entwicklung der Elektrotechnik im letzten Jahre“, worauf Professor Gleichmann, München, über die „elektrische Zugförderung auf den Haupteisenbahnen, mit besonderer Berücksichtigung ihrer Entwicklung in Deutschland“ sprach; in einer zweiten Sitzung desselben Tages erstattete der Generalsekretär des Verbandes, Ing. G. Dettmar, Berlin, Bericht über die Arbeiten seit der letzten Jahresversammlung; weiter wurden noch vier Vorträge über verschiedene Themen gehalten und der Tag mit einem Festessen beschlossen. Der zweite Haupttag brachte nach der Erledigung der Wahlen für Vorstand und Ausschuss und der Ansetzung der nächsten Jahresversammlung nach Leipzig die Serie der Vorträge über das Hauptthema „Die