

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 33/34 (1899)
Heft: 21

Artikel: Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformator-turbine
Autor: Prášil, Franz
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-21425>

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: 01.04.2025

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

INHALT: Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformatorturbine. I. — Die Pariser Weltausstellung von 1900. III. — Das neue Gaswerk der Stadt Zürich in Schlieren. V. — Der Backsteinbau romanischer Zeit in Ober-Italien und Norddeutschland. V. — Miscellanea: Die Ausnützung der Niagarafälle. — Konkurrenzen: Gebäude

für die kantonale Ausstellung von 1901 in Vivis. — Nekrologie: Karl Wick. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein, Gesellschaft ehemaliger Studierender: Stellenvermittlung. Hiuzu eine Tafel: Die Pariser Weltausstellung von 1900 (Hauptingang an der Place de la Concorde).

Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformatorturbine.

(Pat. Nr. 16218, D. R. P. Nr. 101 145.)

Von Prof. Franz Präsil in Zürich.

I. *Alle Rechte vorbehalten.*

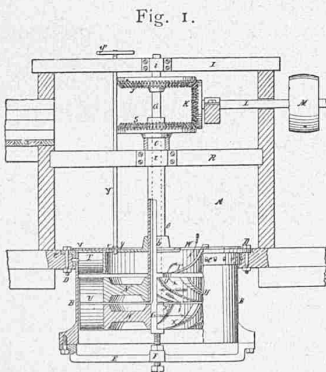
Gelegentlich des Studiums einiger mir zur Begutachtung vorgelegter Projekte von Niederdruckturbinen mit einer dem direkten Dynamobetrieb angepassten hohen Umdrehungszahl fand ich Veranlassung, zu untersuchen, ob es etwa möglich sei, unter Vermeidung der bei den erwähnten Projekten durchgeführten Aufteilung des Aufschlagwassers auf eine grössere Anzahl gleich oder nahezu gleich gebauter Kränze ein Turbinensystem zu erhalten, bei welchem die nötige Erhöhung der Umdrehungszahl lediglich durch eine Reihe im System bedingter Energieumwandlungen erreicht werden kann.

Die angebahnte Untersuchung führte mich vorerst auf Studien über die weitergehende Ausnützung der bereits bekannten Mittel: wie Erhöhung des Reaktionsgrades, Verwendung des Effusers¹⁾ etc., schliesslich aber dahin, ein der Hauptsache nach zweikrängiges System derart auszubauen, dass die in dem einen Kranz erhältliche Energie nicht nach aussen abgegeben, sondern der durch den andern Kranz strömenden Wassermenge zugeführt und somit diese zweite Wassermenge, gleichsam unter einem höheren Gefälle stehend, befähigt wird, eine grössere Leistung abzugeben, als ihr beim effektiven Gefälle entspricht, und zwar bei erhöhter Umdrehungszahl.

Der späteren eingehenden Beschreibung vorgreifend, sei zunächst erwähnt, dass die bezügliche konstruktive Ausarbeitung vorläufig eine Achsialturbine mit einem zweikrängigen festen Rad als Aufnehmer, einem zweikrängigen beweglichen Rad, in dem die Energieumwandlung vor sich geht, und einem dritten, einkrängigen beweglichen Rad, dem eigentlichen Turbinenrad, ergeben hat.²⁾ Die Einfachheit des Principes und der erhaltenen Anordnung veranlassten mich, dem Generaldirektor der Firma Escher Wyss & Co., Herrn Ing. Gustav Naville, und dem technischen Direktor derselben Firma, Herrn Ing. Zölly, über diese Neuerung zu berichten und mit denselben die praktische Verwendbarkeit des Systems zu erörtern; bei dieser Gelegenheit wurde denn auch die Patentanmeldung und die Herstellung

¹⁾ Siehe u. a. in «Vorlesungen über Theorie der Turbinen» von Dr. Gustav Zeuner. 1899. Seite 176.

²⁾ Turbinen mit zwei untereinander befindlichen beweglichen Rädern sind konstruiert von J. Faulkner, Tennessee, amer. Patent Nr. 99 548 vom Februar 1870 und von J. Hough, Buckingham Pennsylvania, amer. Patent Nr. 190028, April 1877.



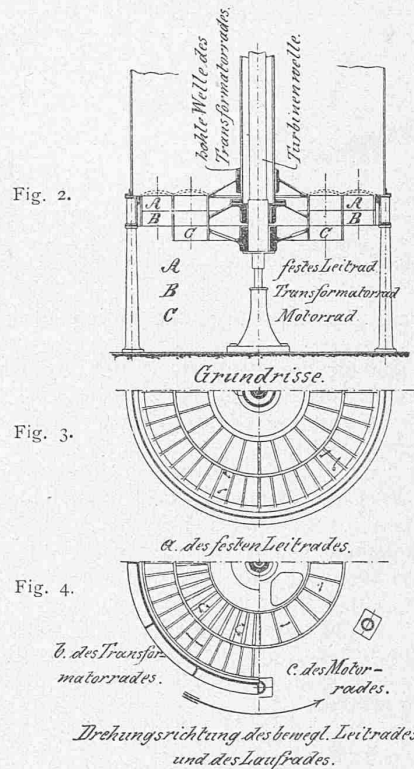
Wie aus nebenstehender Skizze Fig. 1 der Faulkner'schen Konstruktion zu ersehen ist, findet hier keine Teilung der Wassermenge und kein Energietransport in obigem Sinne statt, sondern es wird bei Hintereinanderschaltung der beiden, von derselben Wassermenge durchströmten Laufräder die Relativbewegung der beiden koaxialen und sich entgegengesetzt drehenden Wellen mittels konischen Getriebes zur Erzeugung einer beliebigen hohen Umdrehungszahl einer horizontalen Welle verwendet; im gleichen Sinn arbeitet die Hough'sche Konstruktion.

einer Versuchsturbine beschlossen. Es soll nun zuerst an Hand einiger genereller Skizzen die Wirkungsweise im allgemeinen erläutert, an Hand von Reproduktionen der Werkzeichnungen und Lokalplänen die Konstruktion, die Disposition und der Einbau der Versuchsturbine beschrieben und schliesslich über die mit letzterer angestellten Versuche und deren Ergebnisse berichtet werden.

A. Beschreibung des Systems. — Theoretische Untersuchungen.

Der allgemeine Aufbau der Räder ist aus den Figuren 2—4, die Schaufelung der einzelnen Kränze aus den Figuren 5—6 (S. 196) zu ersehen. Die Bewegung des Wassers durch die einzelnen Kanäle und die Geschwindigkeit

Fig. 2—4. Vertikalschnitt und Grundrisse.



keitsverhältnisse können aus den Diagrammen Fig. 7—8 (S. 196) entnommen werden.

Das oberste Rad dient als festes Leitrad und es ist der Aussenkranz mit einer normalen Leitrad-schaufelung versehen, durch welche das Wasser dem als normales Laufrad geschaukelten Aussenkranz des mittleren beweglichen Rades zugeführt wird; der Innenkranz des festen Leitrades hat nur vertikal gestellte Stege, wodurch die Zuführung des auf das innere Kranzsystem gelangenden Wassers zum Innenkranz des beweglichen Leitrades vertikal stattfindet. Die Schaufelung dieses letzteren Kranzes ist nun so ausgeführt, dass einerseits das durch denselben strömende Wasser unter Pressung und derart gerichtet an das darunter befindliche eigentliche Turbinenrad, wie aus einem festen Leitrad gelangt, und dass andererseits der Eintritt in dasselbe bei normaler Umdrehungszahl möglichst stosslos erfolgt. Die oben erwähnten Geschwindigkeitsdiagramme und die aus denselben abgeleiteten absoluten und relativen Wasserwege geben das entsprechende Bild dieser Vorgänge.

Da das mittlere Rad beweglich ist, wird dasselbe behufs entsprechender Lagerung auf einer hohlen Welle befestigt, welche ihrerseits die eigentliche Turbinenwelle halslagerartig umgreift, andererseits an ihrem oberen Ende mittels Ringzapfen aufgehängt ist; die hohle Welle des beweglichen Leitrades hat in dem Falle nichts als das

Fig. 5 u. 6. Schaufelplan des inneren und äusseren Kranzsystems.

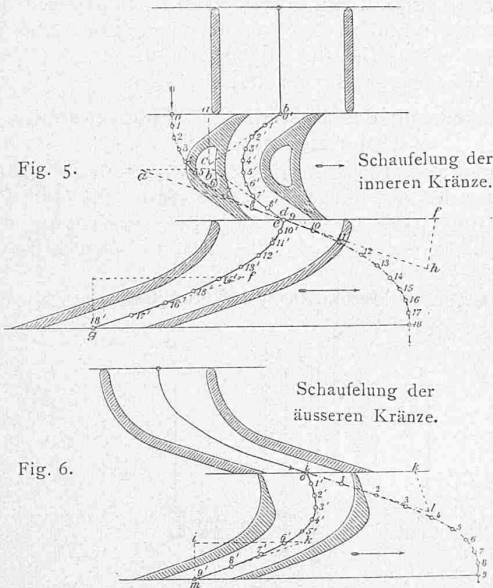


Fig. 7. Geschwindigkeits-Diagramme des inneren Kranzsystems für das Transformatorrad.

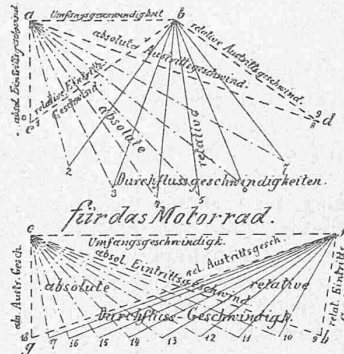
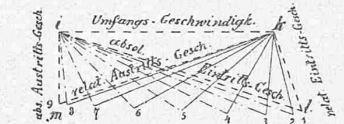


Fig. 8. Geschwindigkeits-Diagramm des äusseren Kranzsystems.



$$H' = \left(\epsilon_a \cdot \frac{\Omega}{Q} + 1 \right) \cdot H \text{ oder}$$

$$\text{mit } \epsilon_h = \frac{H'}{H} \quad \epsilon_q = \frac{\Omega}{Q}$$

$$\epsilon_h = \epsilon_a \cdot \epsilon_q + 1. \tag{I}$$

Man sieht hieraus, dass durch die im beweglichen Mittelrad vor sich gehende Energieübertragung gewissermassen eine Erhöhung des Gefälles stattfindet und es dürfte deshalb die für das System gewählte Bezeichnung „Transformator-turbine“ nicht unberechtigt sein. Wir wollen in gleichem Sinne und der kürzeren Ausdrucksweise halber das mittlere Rad das *Transformatorrad* und die Zahl ϵ_h das Transformationsverhältnis nennen; das eigentliche Turbinenrad sei im folgenden als *Motorrad* bezeichnet.

Von der Energie $L'a$ kann im innern Kranzsystem für die Arbeitsabgabe nach aussen nur die effektive Leistung

$$L_e = \eta_a \cdot L'a' = \eta_a (\epsilon_a \cdot \gamma \cdot \Omega \cdot H + \gamma \cdot Q \cdot H)$$

erhalten werden, woraus ein totaler Wirkungsgrad des Gesamtsystems resultiert von

$$\eta = \frac{L_e}{L_a} = \eta_a \cdot \frac{\epsilon_a \frac{\Omega}{Q} + 1}{\frac{\Omega}{Q} + 1} \tag{II}$$

und hiemit ein Wirkungsgrad-Verhältnis

$$\epsilon_\eta = \frac{\eta}{\eta_a} = \frac{\epsilon_a \cdot \epsilon_q + 1}{\epsilon_q + 1}. \tag{III}$$

Die beiden Gleichungen I und III gestatten eine übersichtliche graphische Darstellung in orthogonalen Koordinaten, wobei die zu den verschiedenen Werten von ϵ_q als Abscissen gehörigen Ordinaten ϵ_h und ϵ_η zwei Kurvenscharen bestimmen, welche als veränderlichen Parameter den Wert ϵ_a besitzen und Antwort auf die erste Frage geben. Man sieht, dass das Transformationsverhältnis ϵ_h sich wesentlich mit ϵ_q , weniger mit ϵ_a ändert, während hinsichtlich des Wirkungsgrad-Verhältnisses ϵ_η das Umgekehrte der Fall ist. (Siehe Diagr. Fig. 9, S. 197.)

Zur Beantwortung der zweiten Frage vergleichen wir das neue System mit einer einkränzigen Turbine, deren Laufrad dem Motorrad des neuen Systems geometrisch ähnlich ist und für den Konsum von $\Omega + Q$ m³ Sek. bei H -Meter Gefälle berechnet ist.

Bezeichnet man mit D' den mittleren Durchmesser des Motorrades, und mit D denjenigen des Laufrades der Vergleichsturbine, so können wir genau genug

$$\frac{D}{D'} = \sqrt{\frac{\Omega + Q}{Q}} = \sqrt{\epsilon_q + 1} \text{ setzen.}$$

Die Umfangsgeschwindigkeiten u und u' an den Durchmessern D und D' verhalten sich hiebei angenähert wie

$$\frac{u'}{u} = \sqrt{\frac{H'}{H}} = \sqrt{\epsilon_h},$$

woraus sich das Umdrehungszahl-Verhältnis ergibt mit

$$\epsilon_n = \frac{n'}{n} = \frac{\frac{60}{\pi} \cdot \frac{u'}{D'}}{\frac{60}{\pi} \cdot \frac{u}{D}} = \frac{u'}{u} \cdot \frac{D}{D'} = \sqrt{\epsilon_h \cdot (\epsilon_q + 1)}$$

oder $\epsilon_n = \sqrt{(\epsilon_a \epsilon_q + 1) (\epsilon_q + 1)}$

$$= (\epsilon_q + 1) \cdot \sqrt{1 - \frac{\epsilon_q}{\epsilon_q + 1} (1 - \epsilon_a)},$$

oder mit angenäherter Entwicklung des Wurzelausdruckes

$$\epsilon_n = (\epsilon_q + 1) - \frac{1}{2} \cdot \epsilon_q \cdot (1 - \epsilon_a) \tag{IV.}$$

zur Ueberwindung der Zapfenreibung nötige Moment zu übertragen.

Es treten nun für die Beurteilung des Systems drei Hauptfragen in den Vordergrund und zwar:

1. Welcher Wirkungsgrad kann von einer solchen Anordnung erwartet werden?
2. Welche Umlaufzahl ist erhältlich?
3. Ist die Wechselwirkung der beiden in den Kränzen des mittleren Rades auftretenden Momente so stabil, dass störende Schwankungen in der Bewegung desselben ausgeschlossen sind, also eine gleichmässige Wasserzuführung zum eigentlichen Turbinenrad gesichert ist?

Die Beantwortung dieser Fragen soll nun vorerst durch eine theoretische Untersuchung erfolgen, deren Ergebnisse später mit denjenigen der durchgeführten Versuche verglichen werden.

Es soll bezeichnen:

Ω, Q die Wassermengen in m³/Sek.,

\mathcal{E}_a, E_a die disponiblen Energien,

ϵ_a, η_a die Einzelwirkungsgrade am äussern und innern Kranzsystem und

H das auf beide gleich wirksame effektive Gefälle in Metern.

Die gesamte disponibele Energie ist somit

$$L_a = \mathcal{E}_a + E_a = \gamma \cdot \Omega \cdot H + \gamma \cdot Q \cdot H$$

in Kilogrammetern pro Sekd.; hiebei ist $\gamma = 1000 \text{ kg}$ = dem Gewichte eines m³ Wasser.

Im äusseren Kranz wird von der disponiblen Energie \mathcal{E}_a nun der Betrag $\epsilon_a \cdot \mathcal{E}_a$ in nutzbare Energie verwandelt, sofern ϵ_a den Wirkungsgrad am äusseren Kranzsystem unter Einschluss der äusseren Widerstände (Waten, Ringzapfenreibung etc.) bedeutet; dieser Betrag wird bei der vorliegenden Anordnung an das durch das innere Kranzsystem strömende Wasser abgegeben, so dass sich dessen disponibele Energie nach Aufnahme dieses Betrages mit

$$L'a = \epsilon_a \cdot \mathcal{E}_a + E_a = \epsilon_a \cdot \gamma \cdot \Omega \cdot H + \gamma \cdot Q \cdot H \text{ rechnet.}$$

Setzt man $L'a = \gamma \cdot Q \cdot H'$, so folgt das gleichsam am innern Kranz zur Wirksamkeit kommende Gefälle

Auch diese Gleichung lässt sich im selben Koordinatensystem wie I und III als Kurvenschar mit dem Parameter ϵ_a darstellen und beantwortet die zweite Frage.

Wenn wir nun ein specielles Beispiel ins Auge fassen und unter der Annahme, dass wir etwa den Wirkungs-

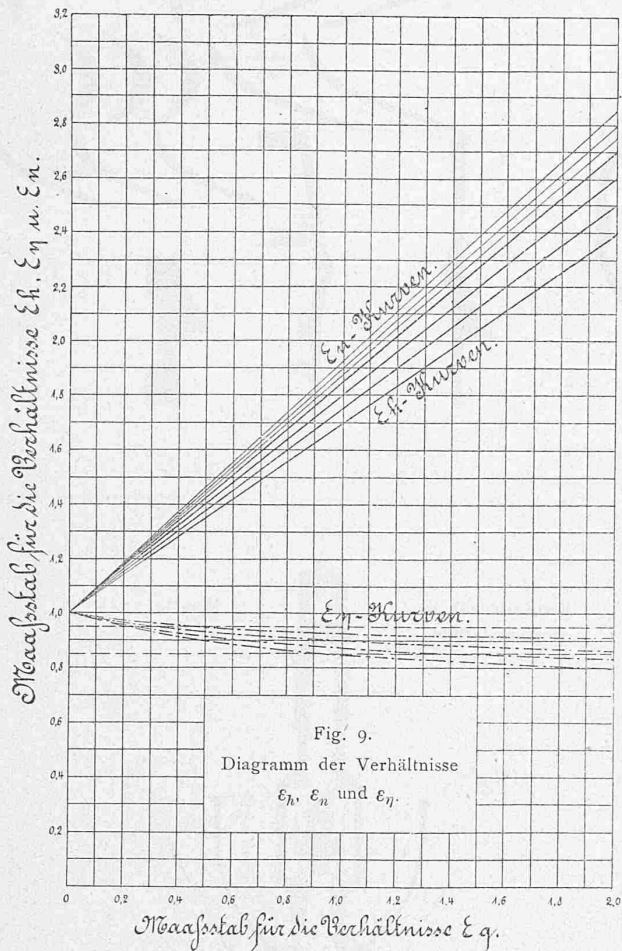


Fig. 9.
Diagramm der Verhältnisse
 ϵ_h, ϵ_n und ϵ_η .

grad des äussern Kranzsystems ϵ_a günstigen Falls mit 0,80 schätzen dürfen, die Werte für ϵ_h, ϵ_n und ϵ_η rechnen, so erhalten wir folgende Tabelle:

$\epsilon_q = 0,6$	1,0	1,4
$\epsilon_h = 1,48$	1,80	2,12
$\epsilon_\eta = 0,925$	0,900	0,883
$\epsilon_n = 1,54$	1,9	2,26

Aus ϵ_η folgt z. B. mit der Annahme

$\eta_a = 0,76$		
$\eta = 0,703$	0,684	0,671

Hieraus ist ersichtlich, dass man in der geeigneten Wahl von ϵ_q ein Mittel hat, das Transformationsverhältnis und dementsprechend die Erhöhung der Umdrehungszahl den jeweiligen Anforderungen anzupassen.

Zur Beantwortung der dritten Frage wollen wir untersuchen, wie sich bei gleichbleibenden Durchflussmengen durch die Kränze des Transformatorrades die Momente der Umfangskräfte bei verschiedenen Umdrehungszahlen des Rades ändern.

Wir wollen hiebei alle Kränze als Achsialkränze konstruiert annehmen und von dem Einfluss der Wasserstösse am Ein- und Austritt absehen.

Die Geschwindigkeiten, Flächen und Winkel in beiden Kränzen des Transformatorrades wollen wir entsprechend nachstehender Skizze (Fig. 10) und ferner

mit \mathfrak{B} und P die Umfangskräfte

„ \mathfrak{M} und M deren Momente,

„ r und r' die mittleren Radien der beiden Kränze,

ferner mit ω die Winkelgeschwindigkeit des Transformators und „ g die Acceleration der Schwere bezeichnen.

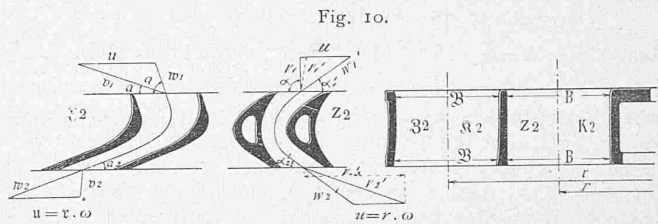


Fig. 10.

Wir wissen dann, dass die vom Wasserdruck herührende Umfangskraft am mittleren Durchmesser des Aussenkranzes durch die Formel bestimmt ist:

$$\mathfrak{B} = \frac{\gamma \Omega}{g} \cdot [(v_1 \cos \alpha + w_2 \cos \alpha_c) - u]$$

oder weil $v_1 = \frac{\Omega}{f}$ $w_2 = \frac{\Omega}{f_2}$ $u = r \cdot \omega$ ist

$$\mathfrak{B} = \frac{\gamma \Omega^2}{g} \left(\frac{\cos \alpha}{f} + \frac{\cos \alpha_c}{f_2} \right) - \frac{\Omega \cdot r}{g} \cdot \omega$$

Hieraus folgt das Moment

$$\mathfrak{M} = \mathfrak{B} \cdot r = \frac{\gamma \Omega^2 r}{g} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{f} + \frac{\cos \alpha_c}{f_2} \right) - \frac{\gamma \Omega r^2}{g} \cdot \omega$$

Dies giebt im orthogonalen Koordinatensystem mit ω als Abscisse um \mathfrak{M} bzw. M als Ordinaten die Gerade \mathfrak{G} .

Das übertragbare Moment \mathfrak{M}' wird jedoch an jeder Stelle um den der Summe der Momente \mathfrak{M}_i der äusseren Widerstände entsprechenden Betrag kleiner und somit etwa durch die Linie \mathfrak{G}' dargestellt sein.

Für den Innenkranz rechnet sich die Umfangskraft bzw. das Moment derselben in Bezug auf die Turbinenachse

$$P = \frac{\gamma Q}{g} \cdot [v_1 \cos \alpha - (w'_2 \cos \alpha'_2 + u)]$$

und mit $\alpha = 90^\circ$; $\cos \alpha = 0$; $w'_2 = \frac{Q}{F'_2}$; $u = r \omega$

$$P = - \left[\frac{\gamma Q^2}{g F'_2} \cos \alpha'_2 + \frac{\gamma Q}{g} r \omega \right]$$

$$M = - \left[\frac{\gamma Q^2 r}{g F'_2} \cos \alpha'_2 + \frac{\gamma Q r^2}{g} \cdot \omega \right]$$

Das negative Vorzeichen entspricht dem entgegengesetzten Sinn der Kraftrichtungen bzw. der Drehmomente.¹⁾

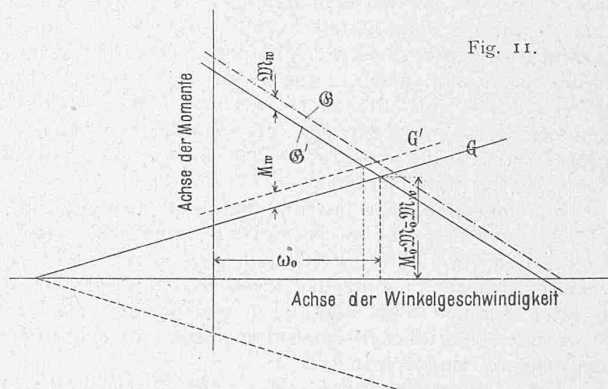


Fig. 11.

Für die graphische Darstellung ist es übersichtlicher, den Wert von M ohne Rücksicht auf das — Zeichen in das Koordinaten-System einzutragen (entsprechend einem Zusammenklappen der positiven und negativen Ordinaten-ebenen) und erhält man hiedurch als Darstellung von M

¹⁾ In den Formeln für \mathfrak{B} , P , \mathfrak{M} und M wäre für die genaue theoretische Untersuchung noch der Einfluss der Wasserstösse zu berücksichtigen, wie das z. B. von Dr. Zeuner in seinem früher bereits citierten Werke geschehen ist; da dieser Einfluss für die Beurteilung der vorliegenden Frage von untergeordneter Bedeutung ist, so wurde von dessen Berücksichtigung abgesehen.

die Gerade G (Fig. 11, S. 197) und in den Koordinaten des Schnittpunktes mit G' die Werte von ω und M , welche dem Beharrungszustand entsprechen.

Der Schnitt der beiden Linien G und G' erfolgt, so lange die Werte $\frac{\gamma Q r^2}{g}$ und $\frac{\gamma \Omega r^2}{\gamma}$ nicht sehr klein sind, unter einem derart grossen Winkel, dass kleine Variationen des Verhältnisses ϵ_q oder der Widerstände, wie solche durch Zufälligkeiten beim Betriebe auftreten, keine wesentliche Verschiebung des Schnittpunktes ergeben, was dahin zu deuten ist, dass dieselben Ursachen keine wesentlichen Schwankungen der Umdrehungszahl des Transformatorrades zur Folge haben werden.

Hiemit kann die dritte Frage im bejahenden Sinn beantwortet werden.

Auf Grundlage solcher Betrachtungen erfolgte denn auch die Konstruktion der Versuchsturbine.

B. Die Versuchsturbine.

Um nicht zu hohe Herstellungskosten für dieselbe zu beanspruchen, wurde die in der Filiale von *Escher Wyss & Co.* in Ravensburg (Württemberg) zum Betrieb eines Sägewerkes dienende zweikränzige Jonvalturbine umgebaut. Für die Berechnung wurde ein sekundärer Wasserkonsum von $2 m^3$ bei $3 m$ Gefälle angenommen und der Detailberechnung das Verhältnis $\epsilon_q = 1$ also $\Omega = Q$ zu Grunde gelegt.

Wie aus den obigen Ableitungen hervorgeht, war hiemit ein Transformationsverhältnis $\epsilon_h = 1,7$ bis $1,8$, ein Wirkungsgrad-Verhältnis $\epsilon_\eta = 0,88$ und dementsprechend bei einem mit $\eta_a = 0,74$ geschätzten Wirkungsgrad des inneren Kranzsystems ein totaler Wirkungsgrad $\eta = 0,65$ zu erwarten.

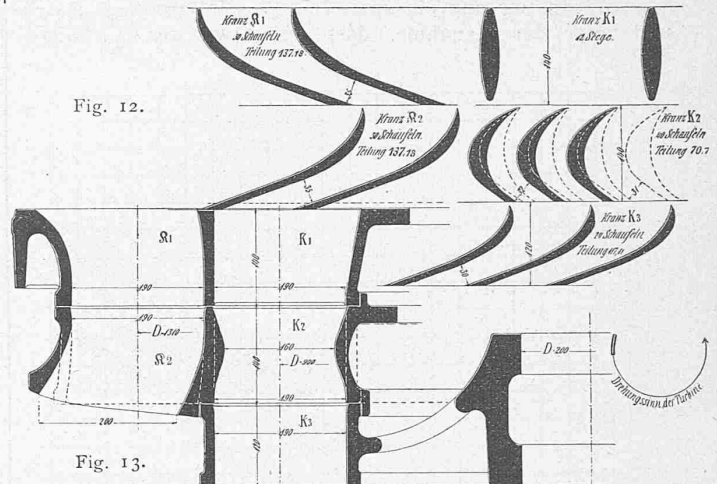
Es hätte der Gedanke nahe gelegen, entweder behufs Erzielung eines noch grösseren Transformations-Verhältnisses ϵ_q noch grösser, oder, um einen höheren totalen Wirkungsgrad erwarten zu können, ϵ_q kleiner zu wählen; es war jedoch die Voraussetzung durchaus begründet, dass jede Annahme bezüglich des Einzel-Wirkungsgrades namentlich des inneren Kranzsystems vorläufig nur den Wert einer Schätzung haben kann, und dass es für ein Versuchsobjekt günstig ist, wenn dasselbe sich dazu eignet, deutlich abgehobene Resultate zu geben.

Die Geschwindigkeits- und Pressungsverhältnisse im inneren Kranzsystem wurden derart gewählt, dass das Motorrad eine der normalen Jonvalturbine entsprechende Schaufelung, d. i. eine Schaufelung mit einem Schaufelwinkel α , an der Eintrittsstelle von $\approx 90^\circ$ erhielt, und zwar aus dem Grund, weil diese Schaufelung in ihrer Wirksamkeit am besten erkannt und untersucht ist und bekanntlich bei Abweichungen von der normalen Umdrehungszahl am wenigsten Störungen verursacht; die Schaufelung des äusseren Kranzes im Transformatorrad ergab sich hiebei ebenfalls als solche Normalschaufelung.

Die betreffenden Konstruktionen sind aus den Fig. 12 und 13 ersichtlich, und es ist nur zu bemerken, dass die gestrichelten Profile der Erstauführung entsprechen. Den Gesamtaufbau der Turbine und ihren Einbau in das Gehäuse der alten Turbine zeigt Fig. 14, in welcher die neuen Teile mit vollen Schnittflächen, die alten Teile mit schraffierten Schnittflächen eingezeichnet sind.

Die Hauptschwierigkeit für die Konstruktion bestand in einer richtigen Disposition des Ringzapfens für die hohle Welle des Transformatorrades. Da die vorhandene Turbinenwelle beibehalten wurde, so erhielt der Ringzapfen an und für sich grössere Durchmesser, als dies bei einer Neuauführung der Fall wäre; zudem konnte aber die Lagerung auch nicht am oberen Ende der Welle disponiert werden, da wegen des engen Gebälkes in der Nähe des Fontänezapfens der Hauptwelle kein Platz war und ferner behufs geplanter Detailuntersuchung des Transformatorrades am oberen Ende der Welle desselben eine Bremsscheibe angebracht wurde. Durch dieses Tiefliegen der Ringzapfengarnitur wurde dieselbe während des Betriebes unzugänglich und die Stabilität der Lagerung,

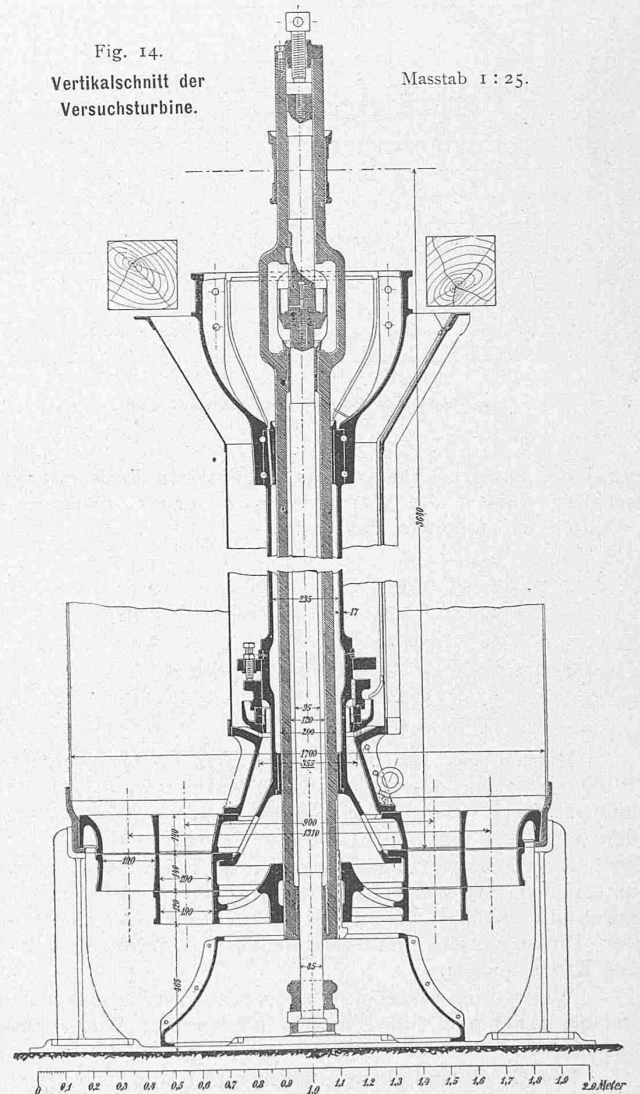
Fig. 12 u. 13.
Schaufelplan und Kranzprofile der ausgeführten Räder.
(Hiezu: Dimensionen der Austrittsquerschnitte, S. 199.)



namentlich bei grösserem Spiel der die Hauptwelle umfassenden Büchsenlager, eine geringere.

Wir mussten uns demnach von vornherein einerseits

Fig. 14.
Vertikalschnitt der Versuchsturbine.
Masstab 1 : 25.



auf einen Verlust an Leistung und Umdrehungszahl in Folge des grösseren Reibungsmoments am Ringzapfen, andererseits auf Schwierigkeiten beim Betrieb des Ringzapfens wegen seiner ungünstigen, jedoch im vorliegenden

Zu Fig. 12 u. 13.

Dimensionen der Austrittsquerschnitte.

Dimensionen der Anstrittsquerschnitte am:	I. Ausführung				II. Ausführung			
	gezeichnet		ausgeführt		gezeichnet		ausgeführt	
	mittlere, lichte Austrittsweite mm	Breite mm	mittlere, lichte Austrittsweite mm	Breite mm	mittlere, lichte Austrittsweite mm	Breite mm	mittlere, lichte Austrittsweite mm	Breite mm
Festen Leitrad Aussenkranz \mathfrak{K}_1 30 Zellen \mathfrak{Z}_1	35,00	190	35,95	190	35,00	190	35,95	190
Transformatorrad Aussenkranz \mathfrak{K}_2 30 Zellen \mathfrak{Z}_2	35,00	191	35,85	188	35,00	200	35,50	205
Transformatorrad Innenkranz \mathfrak{K}_2 40 Zellen \mathfrak{Z}_2	31,00	190	32,20	190	32,00	190	35,25	190
Motorrad \mathfrak{K}_3 24 Zellen \mathfrak{Z}_3	30,00	190	32,18	190	30,00	190	32,18	190

Fall nicht umgeharen Anordnung gefasst machen. Die übrige Konstruktion bot weiters keine Schwierigkeiten, wohl aber zeigten sich solche beim Einbau, und zwar einerseits beim Anpassen der neuen Teile an die vorhandenen und andererseits deshalb, weil der Einbau zum Teil unter Wasser vorgenommen werden musste. Diese Schwierigkeiten lokaler Natur fallen naturgemäss für eine Neuausführung ausser Betracht.

Ende April d. J. fanden mit der Turbine die ersten Versuche statt; die hiebei gewonnenen Resultate führten zu einer Rekonstruktion des Transformatorrades und zwar in der in Fig. 12 u. 13 durch die vollen Schaufelprofile erkenntlichen Weise.

Anfangs September d. J. war der Einbau des neuen Rades beendet und es konnten nun diejenigen Versuche stattfinden, über welche im Folgenden eingehend berichtet wird und welche im Verein mit den Versuchen vom April vorläufig hinreichend zur Beurteilung der Wirkungsweise des Systems erscheinen. (Forts. folgt.)

Die Pariser Weltausstellung von 1900.

III.

Der Haupteingang.

Architekt: René Binet in Paris.
(Mit einer Tafel.)

In der einleitenden Uebersicht über die Organisation, Gruppeneinteilung, Anlagen u. s. w. der nächsten Pariser Weltausstellung (S. Bd. XXXIV, Nr. 12) ist bereits von dem monumentalsten Haupteingang an der Place de la Concorde die Rede gewesen. Die perspektivische Ansicht der Eingangshalle auf beiliegender Tafel giebt ein Bild der originellen Architektur dieses „Vestibul der Weltausstellung“, welches R. Binet, Mitverfasser des durch einen zweiten Preis ausgezeichneten Konkurrenzprojektes für den grossen Ausstellungspalast der schönen Künste, entworfen hat. Ueber die Grundrissdisposition unterrichtet Fig. 1, während Fig. 2 eine Partie der Kontrollschranken darstellt, deren Anordnung den Einlass von 60 000 Besuchern pro Stunde ermöglichen soll.

Wie aus Fig. 2 zu entnehmen ist, sind abwechselnd steigende und fallende Rampen neben einander als Zugänge zu den Kontrollschaltern vorhanden, welche letztere sich dementsprechend in zwei Stockwerken, d. h. teils oberirdisch, teils unterirdisch, befinden. Um in die Ausstellung zu gelangen, wird somit der eine Besucher etwa 5,5 m hinauf und nach Abgabe seines Billets beim Kontrolleur ebensoviel Meter hinabsteigen, der andere Besucher nach Zurücklegung eines gleich langen Weges in entgegengesetztem Sinne die Kontrollstelle und das Innere der Ausstellung erreichen. Man hat durch diese Einrichtung 58 Einlässe, 29 an jeder Seite erhalten und da angenommen wird, dass 17 Personen in der Minute einen Kontroll-

schalter passieren können, so würden in der That nahezu 60 000 Personen im Laufe einer Stunde Einlass finden.

Der Haupteingang liegt auf dem rechten Ufer und Die Pariser Weltausstellung von 1900. — Der Haupteingang.

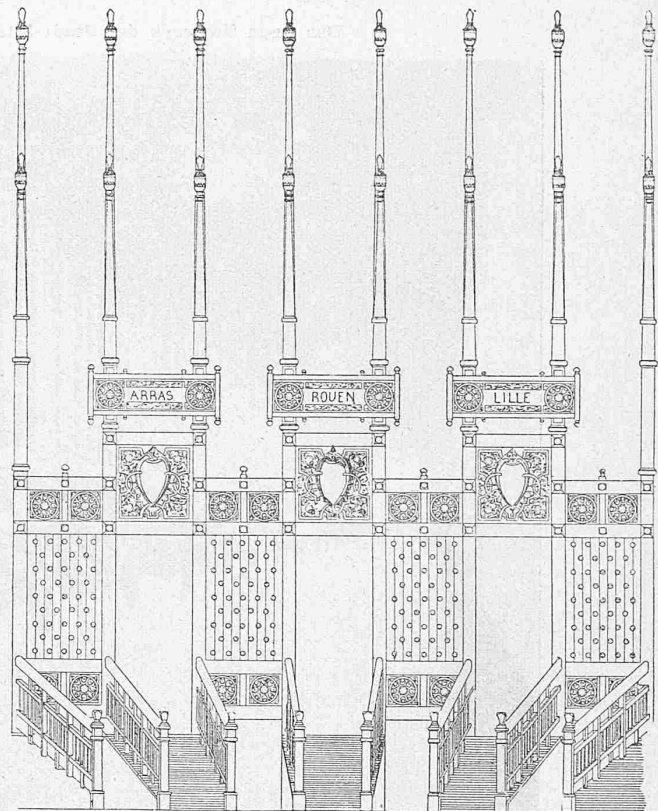


Fig. 2. Zugang zu den Kontrollschaltern.
(Aus „L'Architecture“)

ganz in der Nähe der Seine, an der Stelle, wo die parallel laufenden Strassen, Quai de la Conférence und Cours de la

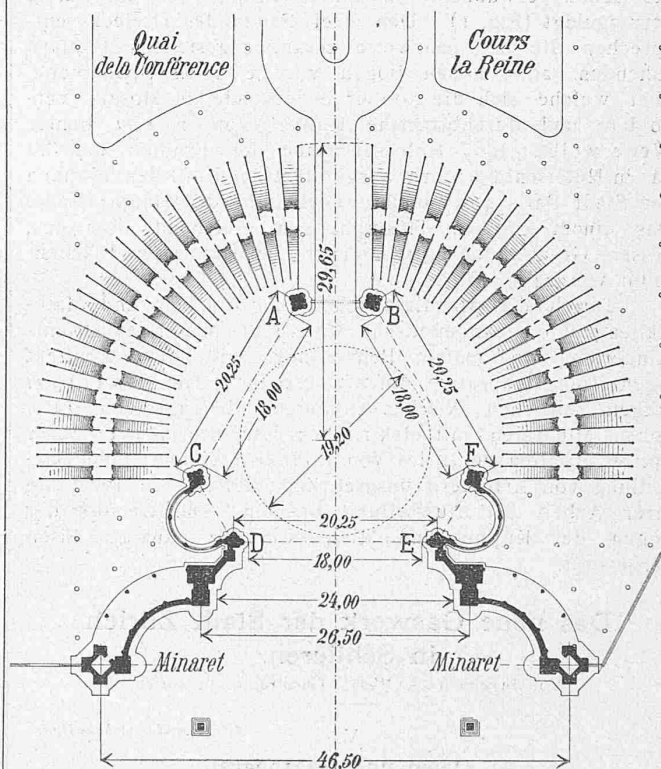


Fig. 1. Grundriss der Haupteingangs-Halle. 1:720.

Reine, in die Place de la Concorde münden. In der Achse der beide Strassen von einander trennenden, 25 m breiten