

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 73/74 (1919)  
**Heft:** 14

**Artikel:** Schnellaufende Schraubenturbinen und deren wirtschaftlicher Vergleich mit Francisturbinen  
**Autor:** Zuppinger, W.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-35605>

### **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:** 05.04.2026

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

INHALT: Schnellaufende Schraubenturbinen und deren wirtschaftlicher Vergleich mit Francisturbinen. — Wettbewerb für ein Bankgebäude des Schweiz. Bankvereins in Biel. — † J. Schmid-Sulzer. — La ville de Genève sa formation et son développement futur. — Miscellanea: Zur Frage der Vereinheitlichung der Betriebsspannungen der schweizerischen Elektrizitätswerke. Ersatzmittel für Lokomotiven und Wagen. Aus-

stellung für Friedhofkunst in Lausanne. Saugtransformatoren für elektrische Bahnen. Der Bau der Bagdadbahn im Lichte der Kriegswirtschaft. Die Elektrifizierung der Rhätischen Bahn. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Schweizer. Ingenieur- und Architekten-Verein. Aargauischer Ingenieur- und Architekten-Verein. G. e. P.: Stellenvermittlung. Tafel 12: J. Schmid-Sulzer.

Band 73.

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

Nr. 14.

## Schnellaufende Schraubenturbinen und deren wirtschaftlicher Vergleich mit Francisturbinen.

Von Dipl.-Ing. W. Zuppinger, konsult. Ingenieur in Zürich.

### I. Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke.

Die Kohlennot, sowie die enorm gesteigerten Material-Preise und Arbeitslöhne haben auch den Wasserturbinenbau vor neue Aufgaben wirtschaftlicher Natur gestellt. Mit der Nutzbarmachung neuer Wasserkräfte allein ist es nicht getan; wie soll es für neu zu erbauende hydro-elektrische Kraftwerke möglich sein, die erzeugte Energie zu annähernd dem gleichen Preise zu verkaufen wie früher, wenn die Anlagekosten fast das dreifache betragen und sich voraussichtlich nicht so schnell verringern werden? Wohl ist hierfür wenigstens in der Schweiz ein wesentlicher Vorschub geleistet worden durch den Zusammenschluss aller grösseren Elektrizitätswerke mit Hoch- und Niederdruck, wodurch deren günstigste Ausnützung ermöglicht worden ist, und seitdem die früheren sehr bedeutenden sogen. Abfallkräfte gute Abnehmer gefunden haben in den sich immer mehr entwickelnden elektrochemischen und elektrometallurgischen Industrien. Dadurch sind auch Reserve-Turbinen für Hochwasser und für Betriebsstörungen überflüssig geworden, was die Anlagekosten neuer Kraftwerke vermindern hilft. All dies genügt aber nicht, um die Produktionskosten eines Kilowatts in Einklang zu bringen mit den Verkaufspreisen, wenn letztere nicht wesentlich erhöht werden sollen.

Ferner erfahren wir aus einem hier erschienenen Aufsatz von Dr. Winteler<sup>1)</sup> über die Aussichten der schweizerischen elektrochemischen Industrien, dass die Braunkohlen heute nicht mehr wie früher durch Verbrennung zur direkten Erzeugung von Energie verwendet, sondern dass durch deren geeignete Destillation zuerst wertvolle chemische Produkte gewonnen werden; nebenbei werde dann ein Gas erzeugt, das sozusagen nichts koste, das aber unter Dampfkesseln verbrannt oder in Gasmotoren geleitet zur Kraft-Erzeugung verwendet werde. Daher könne die auf diese Art gewonnene Energie „als Nebenprodukt“ zu 0,5 bis 1,5 Cts. pro kWh abgegeben und exportiert werden. Da nun diese Braunkohlenlager namentlich in Mitteldeutschland ganz gewaltige seien, so drohe unseren hydraulischen Kraftwerken eine sehr gefährliche Konkurrenz. Ohne Zweifel haben sich in letzter Zeit auch diese Verhältnisse geändert, immerhin ist das ein triftiger Grund mehr, dass wir alles aufbieten müssen, um die Gewinnung unserer hydro-elektrischen Energie zu verbilligen.

Wie bekannt, besteht der grösste Teil der Betriebskosten in den Zinsen und Abschreibungen des Anlage-Kapitals; auf dieses hat die mehr oder weniger ökonomische Bauart der Turbinen einen weit grösseren Einfluss, als gewöhnlich angenommen wird. Man hört nämlich öfters die Behauptung, eine Verbilligung der Turbinen habe keine grosse Bedeutung, weil deren Kosten kaum 8% der Anlagekosten des gesamten Kraftwerks ausmachen. Für gewisse grosse Anlagen mit eigenem Stauwehr und langem Kanal mag dieser Prozentsatz vielleicht zutreffen; das hindert aber nicht, darnach zu trachten, wenigstens das Maschinenhaus zu vereinfachen und zu verbilligen, was mit Francisturbinen nicht gut möglich ist, wohl aber durch andere, ökonomisch günstigere Turbinensysteme. Der Vorteil wird umso grösser sein, je kleiner das Gefälle und je grösser die Wassermenge ist, d. h. für Niederdruck-Anlagen, die ja heute, infolge oben erwähnter vollständiger Ausnützung während 24 Stunden, erhöhte Bedeutung gewonnen haben.

<sup>1)</sup> Schweiz. Bauzeitung, Band LXXII, S. 195 (9. Nov. 1918).

Zweck dieses Aufsatzes ist, die bezüglichlichen Verhältnisse vom turbinentechnischen Standpunkt aus darzulegen und Vorschläge zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit neu zu erbauender Niederdruck-Kraftwerke zu machen. Um aber diese Vorschläge vorurteilslos zu bewerten, ist es notwendig, sich frei zu machen von althergebrachten Gewohnheiten und scheinbar unumstösslichen Vorschriften oder Ansichten. Sehr richtig sagt Altmeister Pfarr: „Die Schablone bringt keinen Fortschritt.“ Gar oft stösst man sich an Kleinigkeiten und übersieht darob das grosse Ganze. Vor allem sollte man endlich einmal aufhören, das Hauptgewicht wie bisher stets auf zugespitzte, hochgeschraubte Wirkungsgrade der Turbinen zu legen, sondern vielmehr in erster Linie auf die *Wirtschaftlichkeit der ganzen Anlage* sehen, wobei allerdings auch der Wirkungsgrad und die Betriebsicherheit eine grosse Rolle spielen.

### II. Charakteristik verschiedener Turbinen-Systeme.

Aufgabe des Turbinenbauers ist, die Konstruktion der Turbinen und deren Einbau so zu gestalten, dass die *Summe der Anlagekosten der Turbinen, der Generatoren und des Maschinenhauses, auf 1 PS bezogen, auf ein Minimum beschränkt* wird. Dazu sind erforderlich: grosse Maschinen-Einheiten, hohe spezifische Drehzahlen und Verbilligung des Bauwerkes. In diesem Sinne habe ich mit Hilfe langjähriger praktischer Erfahrungen im alten und im neuen Turbinenbau eingehende Studien gemacht und deren Ergebnisse jeweilen in dieser Zeitschrift veröffentlicht<sup>1)</sup>. In Anbetracht der komplizierten Aufgabe waren dies aber mehr Vorstudien, auf denen die späteren Untersuchungen aufgebaut wurden; letztere erstreckten sich namentlich auf die *extremen Schnellläuferturbinen* und auf *konstruktive Einzelheiten*.

Bezüglich ersterer bin ich zum Schluss gelangt, dass es nicht schwierig ist, mit Axialturbinen nach dem Vorgehen der Herren Prof. Dr. Baudisch<sup>2)</sup> und Prof. Dr. Kaplan<sup>3)</sup> spezifische Drehzahlen  $n_s = 900$  und mehr zu erreichen, jedoch nur auf Kosten des Wirkungsgrades. Eine über-grosse Schluckfähigkeit bedingt eben allzu grossen Austrittsverlust im Laufrad und man ist zu sehr auf die Rückgewinnung von Energie im Saugrohr angewiesen, was in bisheriger Ermangelung eingehender Versuche heute leider noch ein wenig abgeklärter Punkt ist. Soviel allerdings wissen wir bestimmt, dass ein Saugrohr oder Saugkanal umso günstiger wirkt, je sanfter und je grösser ihre Querschnittserweiterung ist, was durch deren genügende Länge erreicht werden kann.

Wie die Formel  $n_s \cong n_1 \sqrt{10 Q_1}$  besagt, trägt die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  weit mehr als  $Q$  zur Erhöhung von  $n_s$  bei, und da ergibt sich eben bei grossem  $u$  eine starke Abnahme des Wirkungsgrades bei variabler Füllung. Wenn, wie gewöhnlich, die Austrittsgeschwindigkeit  $c_2$  bei normaler Füllung senkrecht zur Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  gerichtet ist, so werden  $c_2$  und noch viel mehr  $\Delta_2 = \frac{c_2^2}{2g}$  umso grösser, je mehr die Füllung zu- oder abnimmt und je kleiner der Austrittswinkel  $\beta_2$  ist. Das ist einfach nicht zu umgehen und es bildet der Faktor  $\text{tg } \beta_2 = \frac{c_2}{u_2}$  den Mass-

<sup>1)</sup> „Neueste Typen schnellaufender Wasserturbinen“, Band LXVI, S. 196 u. 233 (23. Okt. und 13. Nov. 1915). Unter dem Titel „Vergleich verschiedener Schnellläuferturbinen“ auch als Sonderabdruck erschienen. — „Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke und eine neue Bauart von Turbinen und Pumpen grosser Leistungsfähigkeit.“ Band LXX, S. 129 u. 145 (15. u. 22. Sept. 1917). — „Extreme Schnellläuferturbinen“, Band LXX, S. 254 (1. Dezember 1917).

<sup>2)</sup> Elektrotechnik u. Maschinenbau vom 12. Dez. 1915.

<sup>3)</sup> Zeitschrift d. Oesterr. Ing.- u. Arch.-Vereins 1917, Nr. 33 bis 35 und Entgegnung in 1918, Nr. 37.

stab für die zulässige obere Grenze von  $u$  bzw. von  $n_s$  bei angenommenem  $\Delta_2$  für normale Füllung, indem der hydraulische Wirkungsgrad  $\varepsilon = 1 - (\Delta_2 + \xi)$  beträgt, abgesehen von der Rückgewinnung im Saugrohr. Diese Tatsache ist auch längst durch die Erfahrung an hochgradigen Schnellläufern bewiesen und neuerdings durch die Versuche mit der viel umstrittenen Kaplanturbine bestätigt worden.<sup>1)</sup>

Es ist deshalb ein grosser Fehler, als *Einzelsturbinen* Schnellläufer mit grosser spezifischer Drehzahl verwenden zu wollen, wie dies leider öfters geschieht, weil sie billiger sind; dagegen verliert deren eben beschriebener Nachteil an Bedeutung, sobald es sich um *mehrere Einheiten* handelt. Immerhin sollte man sich m. E. auch in diesem Fall mit einer spezifischen Drehzahl von 400 bis 500 begnügen und auch dann bei nur zwei Einheiten diese *von verschiedener Grösse* annehmen mit etwa  $\frac{2}{3}$  und  $\frac{1}{3}$  Schluckvermögen, in getrennten Wasserkammern eingebaut. Bei abnehmender Wassermenge kann dann das Wasser auf die grössere oder kleinere Turbine geleitet und auf diese einfache Art annähernd konstanter Wirkungsgrad bei  $\frac{1}{10} Q$  bis  $\frac{1}{4} Q$  erzielt werden. Bei mehr als zwei Einheiten lässt sich dies auch mit Turbinen gleicher Grösse erreichen.

Damit im Zusammenhang steht auch die *Grösse der Einheiten*. Man verlangte bisher von den Turbinen meistens hochgeschraubte Wirkungsgrade auch bei kleinsten Füllungen und es wurde die Güte eines Turbinenprojektes viel zu viel nach dieser Richtung hin beurteilt. Unter diesem Druck wurde der Konstrukteur zur Wahl allzu vieler Einheiten von kleiner Leistungsfähigkeit und geringer Schnellläufigkeit gezwungen, wozu er sich natürlich gerne bequeme, weil eine grosse Lieferung in seinem Interesse lag. Das ebenso alte wie einfache Hilfsmittel ungleich grosser Einheiten wurde viel zu wenig angewandt. Dann wird auch meist die *Betriebsicherheit* ins Feld geführt gegen die Wahl grosser Einheiten, weil bei Betriebsstörungen durch Ausschaltung kleinerer Einheiten der Schaden umso kleiner wird. Gewiss ist dieses Argument vollkommen richtig, es soll aber nicht überschätzt werden. Die Turbinen und Generatoren sollen eben so konstruiert sein, dass Betriebsstörungen möglichst selten vorkommen und dass etwaige Reparaturen in kurzer Zeit ausgeführt werden können. Ferner haben wir nun ja glücklicherweise in der Schweiz durch die Verknüpfung der Elektrizitätswerke wie gesagt den grossen Vorteil gewonnen, in solchen ausserordentlichen Fällen Hilfskraft erhalten zu können.

Abbildung 1 zeigt schematisch drei sehr verschiedene Laufradprofile für denselben äusseren Eintrittsdurchmesser  $D_{1a}$  (in der Folge meist kurz mit  $D_1$  bezeichnet). Die folgende Tabelle gibt Aufschluss über deren Schluckfähigkeit und Schnellläufigkeit, bezogen auf denselben Wert von  $D_{1a}$ , der besonders massgebend ist für das Gewicht und den Preis einer Turbine.

Laufradtyp	I.	II.	III.
Schluckfähigkeit $Q_1 : D_{1a}^2 = m^3/sek$	1,65	1,37	1,80
Einheitsdrehzahl $n_1 \times D_{1a} =$	67,5	110	120
Umfangsgeschwindigkeit $u_{1a} : \sqrt{2gH} =$	0,80	1,30	1,42
Spezifische Drehzahl $n_s \cong n_1 \cdot \sqrt{10} Q_1 =$	275	407	510

Der *Einheitsdurchmesser*  $D_{1a} = 1,00 m$  dient als Massstab für alle übrigen Grössen einer Turbine, sowie zur geometrischen Vergrösserung oder Verkleinerung für die ganze Serie eines Turbinentyps. Für die spezifische Drehzahl  $n_s$  sei einfachheitshalber überall ein Wirkungsgrad von 75 % zu Grunde gelegt für die grösste Füllung.

Der *Laufradtyp I* entspricht einem Francis-Schnellläufer, wie solche in mehr oder weniger ähnlicher Form bisher allgemein für Niederdruck angewandt werden. Die Schluckfähigkeit  $\frac{Q_1}{D_{1a}^2}$ , bezogen auf das Einheitsgefälle  $H = 1 m$ , variiert bei schnelllaufenden Francisturbinen nach

diesem Typ meist zwischen 1,50 und 1,80 (Mittel 1,65  $m^3/sek$ ) für  $D_{1a} = 1,00 m$ . Deren Einheitsdrehzahl pro Minute  $n_1 \cdot D_{1a}$  ist im Laufe der Jahre von 65 auf 70 gesteigert worden (Mittel 67,5). Diese Mittelwerte sind in der Tabelle eingesetzt, um einen guten Vergleich mit den andern beiden Laufradtypen zu ermöglichen.

In meinem im Jahre 1915 hier erschienenen Aufsatz<sup>1)</sup> sind die Unvollkommenheiten dieses Laufradtyps I ausführlich behandelt und die Gründe angegeben, weshalb dieser Typ keiner wesentlichen Steigerung der Schnellläufigkeit fähig ist, es sei denn auf Kosten des Wirkungsgrades.

Der *Laufradtyp II* stellt den neuen Schnellläufertyp der Firma Escher Wyss & Cie. dar, über dessen Versuche Prof. Dr. F. Präsil ausführlich berichtet hat.<sup>2)</sup> Seither hat auch Ing. W. Schmid über neue Versuche mit diesem Turbinentyp berichtet<sup>3)</sup>, mit Beifügung des bezüglichen Laufrad-Profils, dem das in obiger Abbildung 1 dargestellte Profil II entnommen ist. Nach dem genannten Bericht wurden bei jener einkränzigen Turbine von 715 PS mit 150 Uml/min bei 6,10 m Gefälle Wirkungsgrade erreicht, die für Turbinen mit spezifischer Drehzahl  $n_s = 427$  einzig dastehen.

Ich sehe jedoch keinen Grund, warum nicht auch mit andern, auf denselben Grundlagen beruhenden (wenn auch in der Form verschiedenen) Laufradtypen ähnliche Resultate möglich sein sollen, allerdings vielleicht nicht in einer ersten Ausführung; bei so durchgreifenden Neuerungen kann dies nicht verlangt werden. Die Hauptsache ist, dass die *prinzipiellen Grundlagen* richtig sind, Verbesserungen ergeben sich dann von selbst auf Grund von Versuchen.

Der *Laufradtyp III* in Abbildung 1 mit diagonalem Leitrad ist eine Verbesserung meines früher erörterten Axialtyps<sup>4)</sup>, nach denselben Grundsätzen, wie sie schon in den früheren Aufsätzen niedergelegt worden sind. Zu besserer Charakteristik dieses Laufrades soll aber der Typ III als „*schnelllaufende Schraubenturbine*“ bezeichnet werden, weil im Gegensatz zu den Francisturbinen die *Schaufelfläche schraubenartig* ist. (Uebrigens ist der Typ II eigentlich auch eine Schraubenturbine bezüglich der Schaufelfläche, wird aber von der ausführenden Firma als Francisturbine X bezeichnet.)

Der Vorteil des Laufradtyps III liegt in grösserer Austrittsfläche in Bezug auf denselben Durchmesser  $D_{1a}$ , um bei gleich grossem Austrittsverlust  $\Delta_2$  grössere Schluckfähigkeit zu erreichen. Im übrigen ist durch dieses Laufradprofil die denkbar günstigste Schaufelkonstruktion gewährleistet, namentlich aber auch der so schädliche Unterdruck (Pumpen aus dem Saugrohr) selbst bei kleinster Füllung vermieden, ohne künstliche Einführung von atmosphärischer Luft. Es ist dies ein Ergebnis langer Untersuchungen mit allen möglichen Laufradprofilen unter den verschiedensten Kombinationen der Durchmesser  $D_{1a}$ ,  $D_{2a}$ ,  $D_{1i}$ ,  $D_{2i}$ , der Ein- und Austrittskanten, der Umfangsgeschwindigkeit und des Austrittsverlustes. Beide Typen II und III haben gegenüber Typ I die gute Eigenschaft, dass solche Laufräder bedeutend leichter sind, was bei grossen Durchmessern viele Tonnen ausmacht. Gegenüber I und II erlaubt ferner der *Axialtyp III* eine kleinere Schaufelzahl, ohne in die Extreme zu gehen wie Kaplan. Wir erhalten auf diese Weise grössere Schluckweite, sodass die Reibung vermindert und Verstopfungen ausgeschlossen sind, daher die Rechen gröber gehalten und die Wartung erleichtert werden kann. Aus demselben Grunde erlaubt Typ III gusseiserne Schaufeln, nach alter Art geformt mittels Kernbüchsen, an Stelle der kostspieligen eingegossenen Schaufeln aus Stahlblech, wie sie bei Francis-Turbinen üblich sind.

Ein ganz wesentlicher Unterschied des Turbinentyps III gegenüber I und II besteht aber im *Leitrad*; bei den letztern

<sup>1)</sup> loc. cit.

<sup>2)</sup> Schweiz. Bauzeitung, Band LXVI, S. 287 und 299, vom 18. und 25. Dezember 1915.

<sup>3)</sup> Schweiz. Bauzeitung, Bd. LXXII, S. 129, vom 5. Oktober 1918.

<sup>4)</sup> Band LXX, S. 255 (1. Dezember 1917).

<sup>1)</sup> Sonderabdruck aus der Zeitschrift „Die Wasserwirtschaft“ (Wien): Die Kaplan-Turbine und ihre Beziehungen zur Wasserwirtschaft. 1918.

ist der Wassereintritt radial gerichtet, bei III *diagonal*. Ich habe mich hierüber in meinem in Band LXX erschienenen Aufsatz (Seite 145/146, 22. September 1917), ausführlich ausgesprochen und bewiesen, dass man mit diagonalen Leitschaufeln einen hydraulisch ebenso günstigen Wassereintritt erzielen kann, wie mit einem Spiralgehäuse. Seither ist es mir noch gelungen, die Konstruktion zu vereinfachen. Für Niederdruckturbinen in offener Wasserkammer kann nunmehr der Leitapparat offen bleiben ohne Verlängerung des Gehäuses über die Drehaxen hinaus. Dadurch wird das Gewicht des Leitrades auf ein Minimum herabgesetzt, während die Regulierung der Leitschaufeln die denkbar einfachste wird und, wiewohl im Wasser liegend, der Abnutzung nicht stärker unterworfen ist als bei offenen Francisturbinen. Alle beweglichen Teile dieses Reguliermechanismus sind mittels Staufferbüchsen schmierbar; bei geschlossener Einlaufschütze sind sie unmittelbar zugänglich und können nötigenfalls in kurzer Zeit ausgetauscht werden.

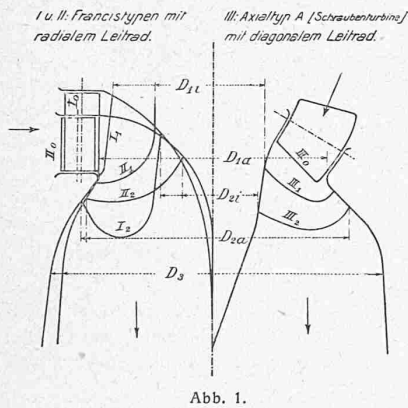


Abb. 1.

Neben dem Leit- und Regulierapparat bereitete aber der ganze Aufbau der Turbine besondere Schwierigkeiten, namentlich das *Hauptlager*. Dieses ist nun getragen durch kräftige diagonale Stehbolzen, die gleichzeitig als Drehbolzen für die Leitschaufeln dienen. Dadurch wird der Wasserzutritt zum Leitrad vollkommen

frei und wie gesagt das Gewicht des Leitrades auf ein Minimum herabgesetzt. Dieses Hauptlager ist während des Betriebes nicht zugänglich, bietet aber trotzdem genügend Sicherheit gegen Betriebsstörungen. Da es beständig von frischem Wasser umspült wird, findet eine natürliche Kühlung statt. Die Schmierung erfolgt mittels einer kleinen Ölpumpe, und an der Rückleitung der Ölzirkulation kann jederzeit kontrolliert werden, ob das Lager warm läuft oder ob Öl verloren geht durch Absaugen durch das Saugrohr.

Die gestellte Aufgabe erforderte ferner, die Konstruktion derart zu gestalten, dass eine solche Turbine ohne jede Aenderung, sowohl mit vertikaler als auch mit horizontaler Welle eingebaut werden könne, und dass die meisten Teile, nach Serien ausgeführt, auf Lager gehalten werden können, um die Arbeiter regelmässig zu beschäftigen und Bestimmungen in kurzer Zeit ausführen zu können.

Erst durch alle diese allmählich gefundenen konstruktiven Verbesserungen ist dieses neue Turbinensystem III soweit durchgebildet, dass es in der jetzigen Form als Frucht mehrjähriger gründlicher Studien nunmehr mit gutem Gewissen zur Ausführung empfohlen werden kann, den Versuchen überlassend, zu zeigen, ob und in welchen Teilen die Konstruktion noch verbesserungsbedürftig ist.

In den früheren Aufsätzen über Diagonalturbinen, wovon die vorliegende als Schraubenturbine bezeichnete Bauart wie gesagt nur eine Verbesserung ist, habe ich so dann dargelegt, dass sich diese mit Leichtigkeit den verschiedensten Verhältnissen anpassen lässt und sich ebenso gut auch für *mittlere und hohe Gefälle* eignet, mit schmalerem Laufradprofil und geschlossenem Gehäuse. Der Vorteil gegenüber Francisturbinen besteht dann nicht in grösserer Schnellläufigkeit, sondern in der besseren Eignung für *grosse Einheiten*, was mit Francisturbinen wegen der Spiralgehäuse nur mit sehr grossen Kosten möglich ist. Man vergleiche die Anlage Seros von E. W. C.<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Band LXX, S. 243 und 264, Nov./Dez. 1917. (Die vollständige Beschreibung der Anlagen Tremp und Seros ist auch als Sonderabdruck erschienen. *Red.*)

Für *Hochdruck* lässt sich ungefähr nach Abbildung 20, Seite 148 von Band LXX die Schraubenturbine auch *zweistufig* anwenden, hauptsächlich für grosse Einheiten, an Stelle der Peltonurbinen mit mehreren Düsen, oder an Stelle sog. Langsamläufer, welche letztere sich in der Praxis schlecht bewährt haben. Durch die Zweistufigkeit wird es möglich, auch für Hochdruckturbinen den Austrittsverlust  $A_4 = \frac{c_4^2}{2gH}$  auf ein ebenso kleines Mass herabzusetzen wie bei Niederdruck, und die Umdrehungszahl auf das 0,7 fache einer einrädigen Turbine zu beschränken.

Ferner habe ich ausgeführt, dass eine Diagonal- oder Axialturbine mit umgekehrter Drehrichtung auch als *Pumpe* funktionieren kann, sie schraubt sich gleichsam in das Wasser hinein. Entgegen der Ansicht vieler Fachleute besteht m. E. kein Grund, dass eine solche „Schraubenpumpe“ weniger günstig arbeiten soll als eine Zentrifugalpumpe. Dass die bisherigen Axialpumpen bezüglich Wirkungsgrad im allgemeinen nicht befriedigten, ist wohl einzig auf ungünstige Schaufelkonstruktion zurückzuführen, indem sich am innern Umfang Unterdruck bildete, der bei Pumpen ebenso schädlich wirkt, wie bei den Turbinen. Gegenüber Zentrifugalpumpen haben Schraubenpumpen den Vorteil grösserer Leistungsfähigkeit und sind daher eher geeignet für grössere *Entwässerungs- oder Bewässerungsanlagen*. Partielle Fördermengen kommen hierbei nicht in Betracht, weil nötigenfalls ein ganzes Aggregat zu- oder abgeschaltet werden kann, weshalb die Konstruktion solcher Pumpen mit festen Leitschaufeln äusserst einfach und verhältnismässig billig wird. Deren grosse Schnellläufigkeit macht sie auch besonders geeignet für elektrischen Antrieb, im Gegensatz zu den bisherigen langsam laufenden Axialpumpen mit Dampfmaschinenbetrieb.

Wenn nun im Turbinenbau die mit Hilfe unserer rechnerisch-konstruktiven Rüstzeuge erhaltenen Ergebnisse auch noch so überzeugend und einwandfrei erscheinen mögen, so sind es schliesslich doch die *Versuche*, die die letzte Entscheidung bringen. Ich bekenne offen, dass auch mir bittere Enttäuschungen nicht erspart geblieben sind; es war dies allerdings in jener für Turbinenkonstrukteure besonders schwierigen Uebergangszeit von der Girard- und Jonvalturbine zur Francisturbine, als man sich in Ermangelung einschlägiger Literatur noch nicht an die Francis-Turbine heranwagte. Zur Erreichung grösserer Leistungsfähigkeit konstruierte ich damals auch einige Jonvalturbinen mit breitem ausgeweitetem Schaufelkranz, also ähnlich dem gegenwärtigen Laufradtyp III, und habe damit schlechte, teils aber auch recht gute Resultate erzielt, je nach der Schaufelkonstruktion.

Um die in diesem Aufsatz vorgeschlagenen Neuerungen zu verwirklichen, sind daher nicht nur *gründliche Studien* notwendig, wenn man teures Lehrgeld ersparen will, sondern auch die *Möglichkeit einwandfreier unparteiischer Versuche*. Damit komme ich zurück auf meine früheren Anregungen<sup>1)</sup> zur Schaffung einer *offiziellen Versuchsanstalt für Wasserturbinen und Pumpen*, und zwar in volkswirtschaftlichem Interesse. Dabei müssten sowohl vertikal- als horizontalachsige Turbinen, einfache und Zwillingsurbinen, offene und geschlossene Turbinen, verschiedene Arten der Wasserzu- und abführung, sowie verschiedene Formen der Saugrohre ausprobiert werden können. Ohne Zweifel schreckt man zurück vor den bedeutenden Kosten einer solchen Versuchsanstalt; diese liessen sich aber wesentlich verringern bei Benützung einer bestehenden Wasserkraft-Anlage, die eine solche Angliederung ermöglichen würde, wobei natürlich das Gebäude durch rationelle Anordnung der Versuchsobjekte auf ein kleinstmögliches Mass beschränkt werden müsste. Es wäre sehr zu begrüssen, wenn eine sich für die Sache interessierende Firma hierzu Hand bieten würde, um die bezüglichen Kosten vermindern zu helfen und die an einer solchen Anstalt interessierten Kreise dafür zu gewinnen. (Schluss folgt.)

<sup>1)</sup> Siehe Bd. LXX, Seite 148 (22. September 1917).