

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 69/70 (1917)
Heft: 22

Artikel: Extreme Schnellläuferturbinen
Autor: Zuppinger, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33979>

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: 15.03.2025

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

Ein Gegenstück zur planmässigen Stadtgründung von Neuenstadt veranschaulicht der auf Seite 252 beigelegte, ebenfalls aus dem reichen Inhalt herausgegriffene Plan von Thun vor hundert Jahren. Die hier ganz allmählich vollzogene Stadtbildung als Ansiedelung zwischen Burghügel und Fluss, mit fächerartiger Erweiterung in die nordwestlich sich breitere Ebene ist klar ersichtlich.

Doch wir müssen abbrechen und auf die Quelle selbst verweisen. Mögen unsere Proben daraus zu weitester und fruchtbringender Verbreitung des Buch-Inhalts beitragen. Der Bürgerhaus-Kommission aber, wie dem Verlag Art. Institut Orell Füssli glauben wir schon jetzt den wohlverdienten Dank der Freunde alter Baukunst für das gelungene Werk ausdrücken zu dürfen.

Extreme Schnelläuferturbinen.

Von W. Zuppinger, konsult. Ingenieur in Zürich.

Als *Nachtrag* zu meinem vor kurzem hier erschienenen Aufsatz¹⁾ sei mir gestattet, noch auf eine fast gleichzeitig erfolgte Veröffentlichung²⁾ aufmerksam zu machen, die mit der meinigen in engem Zusammenhange steht und hohes Interesse verdient. Sie betrifft *extreme Schnelläuferturbinen mit spezifischer Drehzahl* $n_s = 700$ bis 900 nach Patent von Prof. Dr. V. Kaplan in Brünn. Leider behandelt aber der Verfasser in jener Abhandlung mehr die Patentstreitigkeiten als die Hauptmerkmale seiner neuen Bauart, sodass man hierfür auf die bezügliche Patentschrift angewiesen ist, der auch die beistehenden Abbildungen 1 und 2 entnommen sind.

Bei Typ I fliesst der grössere Teil des Wassers in axialer Richtung durch das Laufrad, bei Typ II die ganze Wassermenge. Die Leitschaufeln sind radial gerichtet und derart angeordnet, dass die Wasserstrahlen schon im Leitrad von der radialen in die axiale Richtung abgelenkt werden. Es kommen daher von den Leitschaufeln hauptsächlich die Stirnflächen zur Wirkung; diese sind deshalb derart gekrümmt, dass ein geordneter Uebergang ins Laufrad möglich sein soll. (Letzteres ist mir allerdings nicht verständlich, weil bei der Drehung der Leitschaufeln der Austrittswinkel α_0 der Leitschaufeln auf der Stirnseite konstant bleibt.)

Bis hieher reichen die Patentansprüche. —

Nun sagt der Erfinder, die hohe Schnelläufigkeit seiner neuen Turbine beruhe auf deren eben beschriebenen Eigenschaften und in seiner speziellen sogen. dreidimensionalen Turbinentheorie, die er aber mit dem Schleier des Geheimnisses umgibt. In Folgendem soll gezeigt werden, dass jener bisher ungeahnte ausserordentlich hohe Grad von Schnelläufigkeit auch auf andere Art erreicht werden kann, ohne das viel umstrittene Patent Kaplan zu berühren.

In erster Linie beruht ein Hauptvorteil der Kaplanturbine im *Axialprinzip*, weil dieses eine *viel günstigere Schaufelung für hohe Umfangsgeschwindigkeit und grosse Wassermengen erlaubt*, welche Eigenschaft eben mit Francisturbinen niemals in demselben Masse erreichbar ist.

Ein zweiter Grund zur Ermöglichung der hohen Schnelläufigkeit liegt in dem *grossen Unterschied der Eintrittsdurchmesser* $D_{1a} - D_{1i}$, wie auf Seite 130 meines eingangs erwähnten Aufsatzes nachgewiesen wurde.

Was die *Berechnung* anbelangt, so kommen hier in der Tat ganz besondere Faktoren in Betracht, namentlich die grösseren *Reibungsverluste* infolge der besonders hohen Geschwindigkeiten. Aber dafür soll eben der Konstrukteur seine Laufradzellen so gestalten, dass diese Verluste auf ein kleinstmögliches Mass beschränkt werden, namentlich am äusseren Umfang, wo die Durchflussgeschwindigkeit am grössten ist. Dazu liefern die neueren Untersuchungen von Dr. Biel³⁾ und Prof. Kaplan⁴⁾ wertvolle Unterlagen. Andererseits sollen alle übrigen früher erwähnten Anforderungen, die an schnellaufende Wasserturbinen gestellt werden müssen, erfüllt sein. Die Lösung dieser komplizierten Aufgabe ist aber schwierig, sie ist nicht patentfähig und kann nur durch gründliches Studium gefunden werden, unbekümmert um althergebrachte Gewohnheiten oder bestimmte theoretische Vorschriften. Einzig in dieser *besonderen Art* der bezüglichen Studien liegt der Schlüssel zur Berechnung und Konstruktion hochgradiger Schnelläuferturbinen,

und auch Kaplan hat offenbar diesen Weg eingeschlagen, um zu seinem Ziele zu gelangen.

Eine Eigentümlichkeit der Kaplanturbine besteht in der ausserordentlich *kleinen Schaufelzahl*, die selbst für die grössten Durchmesser bloss vier bis sechs beträgt. Dies steht in direktem Widerspruch zu jener vielgepriesenen Turbinentheorie mit unendlich vielen Schaufeln; wir haben hier wieder einen Beweis, wie verkehrt es ist, theoretische Ergebnisse, die an einem bestimmten Fall entwickelt worden sind, blindlings verallgemeinern zu wollen. Für so hochgradige Schnelläufer ist in der Tat eine kleine Schaufelzahl *notwendig*, wegen des relativ kleinen Austrittswinkels β_{2a} , weil der Austrittsverlust nicht übermässig gross sein darf und wenn durch genügend grosse Schluckweiten a_2 Verstopfungen des Laufrades bei unreinem Wasser vermieden werden sollen.

Kleine Schaufelzahlen sind aber nur bei solchen Radprofilen möglich, bei denen namentlich die innere Begrenzung sich dafür eignet. Je kürzer und je mehr radial diese gerichtet ist, desto schlechter wird sonst die Wasserführung und um so mehr Schaufeln sind deshalb notwendig. Nach der Schaufelzahl richtet sich auch die *Radhöhe*, damit das Laufrad nicht „durchsichtig“ wird.

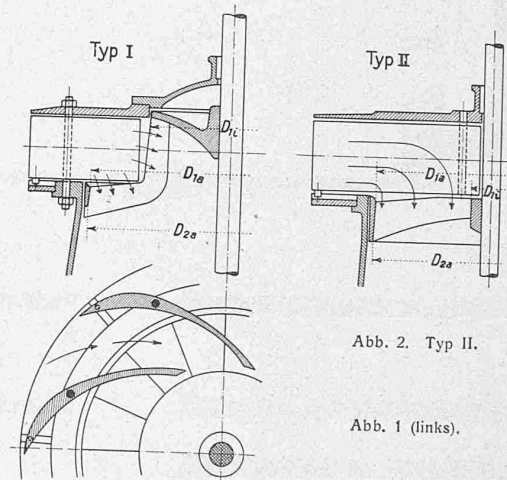


Abb. 2. Typ II.

Abb. 1 (links).

Wenn nun das Laufrad einer hochgradigen Schnelläuferturbine nach obigen Prinzipien gebaut ist, so sehe ich nicht ein, warum zu dessen Berechnung die *alte, gut bewährte Turbinentheorie* keine Gültigkeit mehr haben soll, allerdings mit Ausbildung der *Schaufelflächen* nach den auf Seite 132 meiner früheren Arbeit angegebenen Bedingungen, *damit der Wasserstrahl im Innern der Laufradzellen weder sich aufstaut noch voreilt*. Die neue dreidimensionale Turbinentheorie von Prof. Kaplan ist mir aus dem oben erwähnten Grunde nicht bekannt, doch kann ja die alte Theorie, richtig angewandt auf neuere Turbinensysteme und schrittweise durch Zeichnen begleitet, auch drei Dimensionen beherrschen. Die Reibungsverluste sind bereits in den beiden Hauptgleichungen:

$$\varepsilon \cdot g H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad \text{und} \\ \varepsilon \cdot 2 g H = \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right)$$

enthalten, auf denen die ganze Schaufelkonstruktion aufgebaut ist.

Dagegen gebührt Professor Kaplan das grosse Verdienst, *zuerst* durch praktische Versuche den Beweis erbracht zu haben, dass man „unter Umständen“ sowohl mit der Umfangsgeschwindigkeit als mit dem Austrittsverlust Δ_2 viel höher gehen darf, als bisher üblich war. Nur dadurch wird es möglich, die Schnelläufigkeit einer Turbine soweit zu steigern, als das Laufradprofil dies zulässt.

In der bekannten Turbinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim soll eine Kaplanturbine von 700 mm Durchmesser nach genauen Zeichnungen des Erfinders ausgeführt und ausprobiert worden sein. Die Höchstleistung betrug 88 PS und nach den Angaben Kaplans sollen bei einer Drehzahl/Min. $n_1 = 250$ (für $H = 1$ m) damit folgende Wirkungsgrade η erreicht worden sein:

$$Q_1 = 900 \quad 850 \quad 800 \quad 750 \quad 700 \text{ l/sek.} \\ \eta = 75 \quad 78 \quad 76 \quad 71 \quad 62 \text{ \%}$$

Bemerkenswert ist hierbei die starke Abnahme des Wirkungsgrades bei verminderter Füllung, was nach früher Gesagtem bei so hochgradigen Schnelläufern unvermeidlich ist, auch wenn kein

¹⁾ S. 129 und 145 dieses Bandes (15. und 22. September 1917).

²⁾ Zeitschr. d. Oesterr. Ing. u. Arch.-Vereins 1917, Nr. 33 bis 35; Entwicklung und Versuchsergebnisse einer Wasserturbine, von Prof. Dr. Ing. Viktor Kaplan in Brünn.

³⁾ Forschungsheft des Vereins deutscher Ingenieure.

⁴⁾ Zeitschrift f. d. ges. Turbinenwesen 1912, S. 83 u. ff.

Unterdruck vorhanden ist. Für den besten Wirkungsgrad $\eta = 78\%$, bei $Q_1 = 850$ ergibt sich hiernach eine spezifische Drehzahl

$$n_s = n_1 \cdot \sqrt{\frac{\eta}{0,75} \cdot 10 Q_1} \cong 750.$$

In Ermangelung des Laufradprofils der untersuchten Turbine ist es leider nicht möglich, diese mit einiger Sicherheit nachzurechnen; immerhin ist soviel ersichtlich, dass sowohl der Austrittsverlust als die Umfangsgeschwindigkeit ganz ungewöhnlich hoch waren.

Wenn nun trotzdem mit der Kaplan turbine bei normaler Füllung ein Wirkungsgrad von 78% möglich war, so wird dieser ohne Zweifel noch höher sein bei einem Turbinentyp, der günstigere hydraulische Verhältnisse aufweist. Abbildung 3 zeigt einen solchen Typ. Es ist dies eine neue Bauart von Axialturbinen und bildet eine Verbesserung meiner früheren Diagonaltypen (siehe S. 131 dieses Bandes), wonach der diagonale Einlauf des Laufrades verlasen, die innere Begrenzung verkürzt und die Austrittskante verlängert ist mit 100% Ausnützung (Niveaufläche). Dadurch erhält man kürzere Schaufeln und grössere Schluckfähigkeit bei gleichem Austrittsverlust und gleichem Durchmesser D_{1a} . Die auf Seite 131 dargelegten charakteristischen Eigenschaften der Turbine werden dadurch nicht wesentlich geändert.

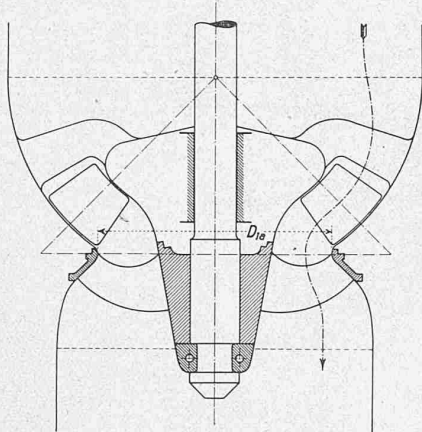


Abb. 3.

Dieses neue System von Axialturbinen erlaubt ebenso wie der auf Seite 131 beschriebene Diagonaltyp die verschiedenartigsten Varianten der einzelnen Elemente, ohne, wie gesagt, dadurch jene Charakteristiken zu verlieren. Auf diese Weise wird jede beliebige spezifische Drehzahl n_s zwischen etwa 150 und 900 erzielt, nötigenfalls auch mehr für besonders kleine Gefälle.

Mit dieser Bauart ist also eine mindestens ebenso grosse Schnellläufigkeit erreichbar wie mit der Kaplan turbine, und zwar unter wesentlich günstigeren Ein- und Austrittsverhältnissen. Eine derartige Turbine mit $n_s = 900$ und z. B. 3 m Durchmesser leistet bei normaler Füllung bei 10 m Gefälle rund 6350 PS mit 200 Uml/min und einer Schluckfähigkeit von etwa 61 m³/sek. Ein gleich grosser normaler Francis-Schnellläufer mit $n_s = 300$ würde bei gleichem Gefälle rund 3000 PS leisten mit 100 Uml/min und etwa 27 m³/sek.

Die Erhöhung der Schnellläufigkeit auf $n_s = 900$ bedeutet daher einen gewaltigen wirtschaftlichen Fortschritt, jedoch bleibt dabei der gute Wirkungsgrad auf enge Grenzen der Wassermenge beschränkt. Je höher nämlich die Schnellläufigkeit, desto rascher sinkt der Wirkungsgrad bei abnehmender Füllung, wie auch die ausgeführte Kaplan turbine beweist; das ist eben nicht zu umgehen.

Es sollen deshalb so extreme Schnellläufer im allgemeinen nicht als Einzelturbinen verwendet werden, wohl aber in grösseren Anlagen mit mehreren Aggregaten. Der Betrieb kann dann so eingerichtet werden, dass mittels günstiger Beaufschlagung der einzelnen Turbinen der Wirkungsgrad der ganzen Anlage bei kleinem Wasserstand möglichst wenig sinkt. Für Neuanlagen erfordert daher bei Anwendung extremer Schnellläufer die Bestimmung der vorteilhaftesten Anzahl von Aggregaten besondere Vorsicht, um auch zwischenliegende Wassermengen möglichst gut auszunützen.

Wie hoch die Schnellläufigkeit gesteigert werden darf, ohne den Wirkungsgrad bei abnehmender Füllung allzusehr zu beeinträchtigen, soll weiteren Studien vorbehalten bleiben. Wenn auch hierfür in letzter Linie die Versuche massgebend sind, so ist es doch nach meiner Auffassung Aufgabe des Konstrukteurs, zuerst durch Ausprobieren unter den verschiedensten Annahmen die theoretisch zweckmässigsten Verhältnisse herauszusuchen, bevor man kostspielige Versuche unternimmt. Eine derartige systematisch vergleichende Untersuchung, ausgedehnt auf verschiedene Laufradprofile, verschiedene Schnellläufigkeitsgrade und verschiedene Füllungen, ermöglicht den besten Einblick in den gegenseitigen Einfluss

der verschiedenen Elemente und in die günstigsten Verhältnisse, erfordert aber viel Geduld und Ausdauer.

In Abbildung 3 ist die neue Axial turbine in Verbindung gesetzt mit diagonalen Leitschaufeln, über die auf Seite 145 ausführlich berichtet ist. Man vergleiche die solide Konstruktion nach Abb. 17 auf Seite 146 jenes Aufsatzes mit den Kaplan'schen Leitschaufeln nach Abb. 1 auf Seite 254, die mir für grosse Turbinen, um die es sich hier ausschliesslich handelt, beinahe unmöglich erscheint. Die viel sanftere und korrektere Ueberführung des Wassers vom Leitrad ins Laufrad gegenüber der Kaplan turbine geht aus Abbildung 3 deutlich hervor, und es sei hiermit nochmals auf die Ersparnis der kostspieligen Spiralgehäuse verwiesen, auf die auch die Kaplan turbinen angewiesen sind.

Ein interessantes Beispiel für diesen neuesten wirtschaftlichen Fortschritt des Turbinenbaues und die Bedeutung hoher Schnellläufigkeit zeigt Prof. Kaplan an einem Zahlenbeispiel, angewandt auf die in den Jahren 1910 bis 1912 erbauten Kraftanlagen Augst-Wyhlen.¹⁾ In folgender Tabelle sind einige Hauptdaten über diese beiden Anlagen zusammengestellt, einerseits wie sie effektiv mit Francisturbinen ausgeführt worden sind, andererseits wie man sie heute ausführen könnte mittels Kaplan turbinen. Jedes jener beiden Werke liefert bekanntlich bei einem mittlern Gefälle von rund 6 m rund 22000 PS.

	Francis	Kaplan
Spezifische Drehzahl eines Laufrades $n_s =$	263	850
Anzahl der Aggregate	10	4
Leistung eines Aggregates PS =	2200	5500
Anzahl der Turbinenkammern	10	4
Anzahl Laufräder in einer Kammer	4	4
" " in allen Kammern	40	16
Laufrad-Durchmesser mm	1500	2200
Schaufelzahl	17	5
Umdrehungen/Min.	107	200
Wirkungsgrad %	79	80
Kosten aller Turbinen Fr.	650 000	380 000
" " Generatoren "	680 000	420 000
Turbinenkosten pro PS "	29,50	17,30
Generatorkosten pro PS "	31,—	19,—
Ersparnis an Turbinen und Generatoren "	—	530 000
Länge der Maschinenhalle m	100	50

Obige von Kaplan ausgerechneten Ersparnisse beziehen sich nur auf den rein maschinentechnischen Teil einer jeden obiger beiden Anlagen. Dazu kämen weitere Ersparnisse an elektrischen Schalteinrichtungen und Kabelkosten, ganz besonders aber am baulichen Teil der Anlagen durch die Zusammenschumpfung des Maschinenhauses von 100 m auf rund die Hälfte.

Die angegebenen Kosten beziehen sich auf „Friedenspreise“ und der Autor nimmt an, man werde heute nicht fehl gehen, wenn man diese Preise rund verdopple, um etwa der gegenwärtigen Preisstellung nahe zu kommen.

In jedem Fall müssen für die praktische Ausführung solcher extremer Schnellläufer turbinen die allerhöchsten Anforderungen an die Giesserei und an die Werkstätten gestellt werden bezüglich Genauigkeit. Um solche Typen in der Schweiz einzuführen, wäre eine offizielle Versuchsanstalt doppelt erwünscht; ohne Zweifel könnte dann viel teures Lehrgeld erspart werden.

Zürich, im Oktober 1917.

Wettbewerb zu einem Bebauungsplan für Büren a. A.

Aus einem engern Wettbewerb, bei dem alle Teilnehmer honoriert wurden und dessen Ergebnis von den Architekten H. Bernoulli und H. Klausner beurteilt wurde, sind die nachfolgend dargestellten beiden Entwürfe als die besten hervorgegangen. Das Preisgericht empfiehlt einstimmig das in den I. Rang gestellte Projekt zur Ausführung, bezw. dessen Verfassern die Ausarbeitung des definitiven Planes, in Verbindung mit einem Baureglement, zu übertragen.

Zum Verständnis der Pläne sei bemerkt, dass der sog. „Neue Bahnhof“, nordwestlich des oberhalb des Städtchens am Hang liegenden S. B. B.-Bahnhofs, an der projektierten direkten Linie der B. L. S.: Münster-Grenchen-Büren-Bern gedacht ist.

¹⁾ Bd. LXII, S. 15 (12. Juli 1913); Bd. LXIII, S. 109 (21. Februar 1914).