Vergleich der mannigfachen Charakteristiken verschiedener Typen moderner Schnelläuferturbinen

Autor(en): **Zuppinger, W.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **85/86 (1925)**

Heft 5

PDF erstellt am: **19.03.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-40063

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

INHALT: Vergleich der mannigfachen Charakteristiken verschiedener Typen moderner Schnelläuferturbinen. — Der Umbau des Klosters Allerheiligen in Schaffhausen. — Zur Frage der Bodensee-Regulierung. — Miscellanea: Wassermangel und schweizerische Elektrizitätswirtschaft. Internationale Vereinigung für gewerblichen Rechtschutz. Alte Brücken einfacher Bauart in Pennsylvanien. Die Normännischen Kathedralen in England. Ein Zürcher Verkehrsproblem. Messwagen für Wärmewirtschaft der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Schweizerischer Werkbund. Rückstau des Rheins. Berufsmoral und öffentliche Interessen. Direktor der Eidgen. Bauten. — Nekrologie: Georg Fischer. — Konkurrenzen: Ulmer Münsterplatz-Wettbewerb. Konferenzsaal für den Völkerbund in Genf. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Sektion Bern des S. I. A. Akademie der E. T. H.-Studierenden. S. T. S.

Band 85. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Nr. 5

Vergleich der mannigfachen Charakteristiken verschiedener Typen moderner Schnelläuferturbinen.

Von Ing. W. ZUPPINGER, Zürich.

Die nachstehende Charakterisierung verschiedener Typen von schnellaufenden *Niederdruckturbinen* und deren Einbauten betrifft entweder direkt oder indirekt folgende Punkte: Laufradprofile und deren Abhängigkeit vom Gefälle, Schaufelzahl der Laufräder, Zellenräder und Propellerräder, alte und neue Grundlagen zur Berechnung der Schaufelungen, Wirbelungen und Korrosionen, Flügelräder, Schluckfähigkeit, Leistungsfähigkeit und Schnelläufigkeit, Wirkungsgrade in Funktion der Leistungen und der Wassermengen, Anwendungsgebiete der verschiedenen Typen, Kaplanturbinen, Wirkungsgradgarantien und Normen für Leistungsversuche, Durchbrenndrehzahl und Leistungen bei Rückstau, Zahnradübersetzung zwischen Turbine und Generator, Leiträder, Raumbedarf, Spiralgehäuse und offene Wasserkammern, Konusturbinen und deren Fortschritte, Saugrohre. Dabei werden nicht nur die Vorteile einzelner Konstruktionen beschrieben, sondern auch deren Nachteile, alles möglichst kurz gefasst. Diesen Charakteristiken liegen meist Publikationen über einige ausgeführte moderne Schnelläufertypen von sehr verschiedener Bauart zu Grunde. An Hand der bezüglichen Versuchsergebnisse wird bewiesen, dass bei partiellen Oeffnungen solcher Turbinen, je nach deren Schnelläufigkeitsgrad, ein gewaltiger Unterschied darin bestehen kann, ob die Wirkungsgradgarantien in Funktion der *Leistung* oder in Funktion der *Wassermenge* gegeben werden. Dies führt zum Schluss, dass das Anwendungsgebiet von Schnelläuferturbinen umso kleiner ist, je grösser deren Schnelläufigkeit ist, und dass für Neuanlagen grosse Vorsicht angezeigt ist in der Wahl jener Typen, die den vorhandenen Wasser- und Gefällsverhältnissen am besten entsprechen, wenn die Anzahl der Maschineneinheiten auf ein Minimum beschränkt werden soll. Um aber bei allen diesen Erörterungen rein sachlich und unparteiisch zu bleiben, sind die verschiedenen Typen möglichst allgemein und ohne Angabe der betreffenden ausführenden Firmen behandelt.

I. Laufräder.

In den Abbildungen 1, 2, 3 sind drei verschiedene *Laufradprofile* I, II, III für Niederdruck schematisch dargestellt; ihre Charakteristiken sind:

Typ	Wasserdurchfluss	Spezifische Drehzahl
Abb. 1. Francistyp	radial-axial	$n_s \cong$ 200— 350
Abb. 2. Diagonaltyp	diagonal-axial	300— 600
Abb. 3. Axialtyp	axial	500—1000

Natürlich lässt ein jedes dieser Laufradprofile *unzählige Varianten* zu, um sie den verschiedensten Verhältnissen anzupassen. Je mehr axialen Charakter ein Laufradprofil hat, desto grösser kann die Schnelläufigkeit sein, desto kleiner wird die Zentripetalkraft der einzelnen Wasserfäden und umso mehr ist die Anwendung solcher Typen *auf kleine Gefälle beschränkt.* Wie bei den Pumpen die Ueberwindung grösserer Förderhöhen grössere Zentrifugalkraft erfordert, ebenso sollen nach neuern Versuchen bei den Turbinen für grössere Gefälle auch grössere Zentripetalkräfte notwendig sein, also Francisturbinen mit mehr oder weniger zylindrischer Eintrittskante.

Eine genaue *Berechnung* der Laufradtypen II und III ist aber ungemein schwierig, und zwar umso schwieriger, je mehr axial gerichtet der Wasserdurchfluss, je breiter der Schaufelkranz und je geringer die Schaufelzahl ist. Hier versagt die für Francisturbinen bekanntlich bestbewährte sogenannte Stromfadentheorie vollständig; die Gründe liegen hauptsächlich in schädlichen Nebenströmungen, Wirbelungen und Reibungsverlusten, die infolge der grossen Durchflussgeschwindigkeit eine viel bedeutendere Rolle spielen als bei Francisturbinen. Es sei hierüber auf einige interessante Aufsätze verwiesen, einerseits in der „Z.V.D.I.", 1911, Nr. 6 sowie 1921, Nr. 16 und 23, anderseits über neuere hydrodynamische Versuche an Kreiselrädern in der „S. B. Z." vom 22. Dez. 1923, 17. Mai und 14. Juni 1924.

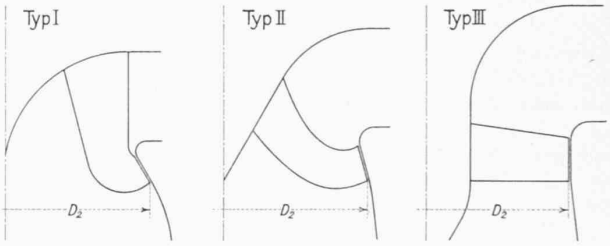


Abb. 1. Abb. 2. Abb. 3.

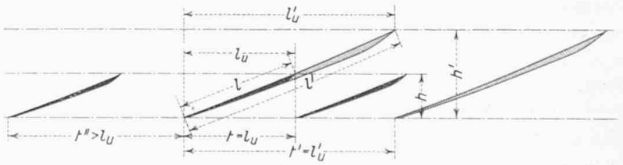


Abb. 4. Schaufelungen mit verschiedenen Teilungen und Laufrad-Höhen.

Besonders wichtig ist wie gesagt auch die *Schaufelzahl* bezw. die Teilung der Schaufelung. Je grösser die Umfangsgeschwindigkeit, desto flacher werden die Laufradschaufeln, und desto weniger Schaufeln genügen im Gegensatz zu Francisturbinen, wenn man zur Verminderung der Reibungsverluste grosse Durchflussquerschnitte erhalten will. Für *Zellenräder* ist die grösste Teilung $t \simeq l_u$, d. h. gleich der Projektion l_u der Schaufellänge l. Um dann bei grosser Teilung dennoch eine gute wirbelfreie Wasserführung zu erzielen, muss die Laufradhöhe h entsprechend vergrössert werden (siehe Abbildung 4 rechts h' für l_u'). Damit jedoch das Verhältnis $h : D_2$ nicht allzu gross werde, was für grosse Durchmesser auch ungewöhnlich grosse Bauhöhe der ganzen Turbine erfordert, wählt man für Zellenräder selten weniger als vier, meistens aber bedeutend mehr Schaufeln. Bei den eigentlichen *Propellerturbinen*, mit meist vier Schaufeln auch für die grössten Durchmesser, ist die Schaufelteilung nach dem Patent von Prof. Kaplan $t > l_u$ (Abbildung 4 links), sodass hier von Zellen oder von einer Wasserführung nicht mehr gesprochen werden kann. Hier genügt auch bei kleinster Schaufelzahl eine geringe Höhe des Laufrades.

Im Gegensatz zu der bisherigen Turbinentheorie, wonach bei grosser Schaufelzahl in einem Schaufelkanal mit $t < l_u$ gleiche Druck- und gleiche Geschwindigkeits-Verteilung vorausgesetzt wurde, wird bei Schaufelungen mit $t > l_u$ nach neuerer Anschauung der Umfangsdruck zur Krafterzeugung durch die *Druckdifferenz* vor und hinter den Schaufeln im Sinne der Drehrichtung erzeugt. Wo

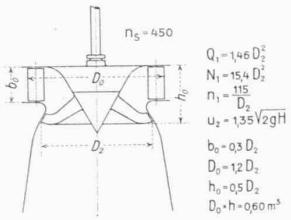


Abb. 6 Diagonaltyp A

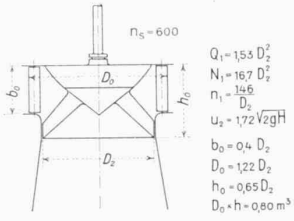


Abb. 7 Diagonaltyp B

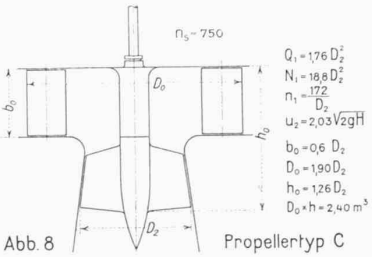


Abb. 8 Propellertyp C

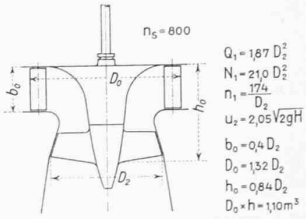


Abb. 9 Propellertyp D

liegt die Grenze zwischen diesen beiden Ansichten? Diese *neue, grundverschiedene Turbinentheorie,* die aus der Flugzeugtechnik entnommen ist, steckt aber heute trotz eifriger Bemühungen der Mathematiker noch in den Kinderschuhen. Offenbar ist auch für Uebergangstypen mit $t = l_u$ die bisherige Berechnungsmethode umso unsicherer, je kleiner die Schaufelzahl ist, wie unzählige Misserfolge in Versuchsanstalten bewiesen haben. Vorläufig ist der Konstrukteur für Schnelläuferturbinen auch aus den vorher angegebenen Gründen ganz auf Modellversuche angewiesen.

Ein weiterer besonders wichtiger Punkt betrifft die bei Schnelläuferturbinen nicht selten eintretende *Korrosion* von Laufrädern, herrührend von Unterdruck an der Nabe oder Ablösung des Wasserstrahls mit damit verbundenen Wirbelungen. Solche Korrosionen treten unter Umständen schon nach kurzer Betriebszeit auf und nehmen natürlich umso schneller zu, je grösser die Durchflussgeschwindigkeit und je stärker die Wirbel sind, namentlich also bei hochgradigen Schnelläuferturbinen mit grosser Schluckfähigkeit. Für den Wasserwerk-Besitzer ist dieser Umstand ebenso wichtig wie der Wirkungsgrad seiner Turbinen.

Was die übrige Konstruktion von Laufrädern nach Typ II und III anbelangt, so sind in den letzten Jahren grosse Fortschritte erzielt worden, und es bestehen heute Ausführungen bis zu 6 m Laufraddurchmesser und für Wassermengen bis zu 150 m³/sek pro Einheit. So grosse und schwere Räder sind natürlich nicht in einem Stück transportierbar, sondern müssen entweder zweiteilig oder besser als *Flügelräder* ohne Aussenkranz in einzelnen zusammensetzbaren Segmenten mit je einer angegossenen Schaufel ausgeführt werden. Diese letzte Bauart bietet auch der Giesserei bedeutende Vorteile für relativ schnelle und sichere Herstellung auch der grössten Räder, ohne Kernbüchsen und ohne Risiko von Brüchen infolge der sonst unvermeidlichen Gusspannungen. Ferner können einzelne Schaufeln behufs Verringerung der Reibungsverluste auf beiden Seiten mittels Schmirgelscheiben bequem poliert, oder bei allfälliger Beschädigung auch ausgewechselt werden.

II. Leistungsfähigkeit und Schnelläufigkeit.

Zur Charakterisierung einer Turbine bezüglich Schluckfähigkeit, Leistungsfähigkeit und Schnelläufigkeit, sowie zur Umrechnung der verschiedenen Werte auf die Einheitsmasse $H = 1$ m und $D_2 = 1$ m, wobei D_2 den äussern Laufraddurchmesser am Austritt (Abbildungen 1 bis 3) und $(1/1)\ \eta$ den Wirkungsgrad bei voller Oeffnung bedeutet, diene nebenstehende Tabelle. Als Zusammenfassung aller dieser Eigenschaften gilt wie bekannt die sogenannte *spezifische Drehzahl* $n_s = n_1\sqrt{N_1}$.

Wenn wir nun die betrachteten Schnelläufertypen I, II, III (Abbildungen 1 bis 3) einteilen wollen in eine Anzahl Stufen bezüglich spezifischer Drehzahl n_s, z. B. $n_s =$ 300, 450, 600, 750, 900, wobei für volle Oeffnung bei allen Typen gleich grosses $(1/1)\ \eta = 80\,\%$ als garantierter Wirkungsgrad angenommen sei, so können wir nach Abbildung 5 ein Diagramm entwerfen für einen gegeben Fall, z. B. für $H = 5$ m, $Q = 25$ m³/sek, $N_e = 1300$ PS, unter Annahme von $Q'_1 = 1$ bis 2 m³/sek und $k_u = 1{,}10$ bis 2,35. So erhalten wir die in Abbildung 5 eingezeichneten Kurven für D_2 und n, die beide natürlich nur ungefähre Orientierungswerte darstellen. Abweichungen davon hangen namentlich von verschiedener Wahl der Schluckfähigkeit Q'_1 ab, die umso grösser sein darf, je wirksamer das Saugrohr ist, d. h. je mehr von der Austritts-Energie am Laufrad durch das Saugrohr zurück gewonnen werden kann.

Aus Abbildung 5 sehen wir, dass durch Erhöhung der spezifischen Drehzahl n_s von 300 bis 900 der Durchmesser des Laufrades um 2,370 : 3,350 = rund 0,70 reduziert und die Drehzahl in der Minute um 188 : 62,5 = 3 mal erhöht werden kann. Das bedeutet ganz erhebliche Ersparnisse sowohl für die Turbine und deren Einbau, als auch für den Generator. Kein Wunder also, wenn man heute mit allen Kräften darnach trachtet, die spezifische Drehzahl auf ein Maximum zu steigern. Wir werden aber sehen, dass eine allzu hohe Schnelläufigkeit auch grosse Nachteile hat und dass grosse Vorsicht in der Wahl von Schnelläufertypen für einen gegebenen Fall geboten ist.

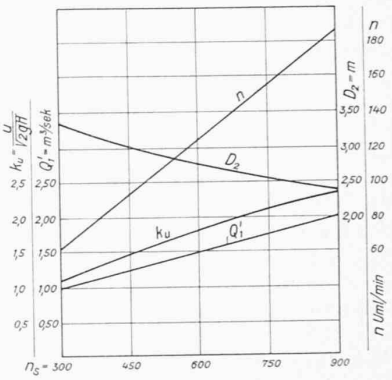


Abb. 5. Angenäherte Werte des Laufrad-Durchmessers D_2 und der Drehzahl n in Funktion der spez. Drehzahl n_s; für $H = 5{,}0$ m, $Q = 25$ m³/sek, $N_e = 1300$ PS.

Zu diesem Zwecke untersuchen wir einige, in den Abbildungen 6 bis 9 dargestellte *ausgeführte* moderne und sehr verschiedenartige Schnelläufertypen mit spezifischen Drehzahlen $n_s = 450$, 600, 750, 800. Sie sind aus verschiedenen Publikationen entnommen. Es wurden dafür die zugehörigen Charakteristiken berechnet, bezogen auf denselben Durchmesser D_2 und auf das Einheitsgefälle $H =$ 1 m. Diese Charakteristiken betreffen zunächst, wie in den Abbildungen 6 bis 9 dargestellt, einerseits die Schluckfähigkeit, die Leistungsfähigkeit und die Schnelläufigkeit, anderseits die Hauptabmessungen und den Raumbedarf $D_0\,h_0$ der eigentlichen Turbinen.

Wie schon angedeutet, haben auch diese Charakteristiken der vier untersuchten Typen nur einen relativen Wert, indem mittels geeigneter Modifikationen ein jeder derselben ohne Zweifel in weiten Grenzen anpassungsfähig ist an die jeweiligen Verhältnisse; immerhin bietet diese

Gefälle / Durchmesser		H / D_2	$H = 1$ / D_2	$H = 1$ / $D_2 = 1$
Wassermenge	m³/sek	Q	$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$	$Q'_1 = \frac{Q_1}{D^2_2}$
Absolute Leistung	PS	$N_a = \frac{10\,Q\,H}{0{,}75}$	—	—
Wirkungsgrad $(1/1)\ \eta$		η	η	η
Effektive Leistung	PS	$N_e = \eta\,N_a$	$N_1 = \frac{N_e}{H\sqrt{H}}$	$N'_1 = \frac{N_1}{D^2_2}$
Umdrehungen pro Minute		n	$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$	$n'_1 = n_1\,D_2$
Umfanggeschwindigkeit	m/sek	$u_2 = \frac{D_2\,\pi\,n}{60}$	—	—
Umfanggeschwindigkeitsgrad		$k_u = \frac{u}{\sqrt{2\,g\,H}}$	—	—
Spezifische Drehzahl		—	$n_s = n_1\sqrt{N_1}$	—

Vergleich der Wirkungsgrad-Charakteristiken einiger ausgeführter moderner Schnelläufer-Turbinen.

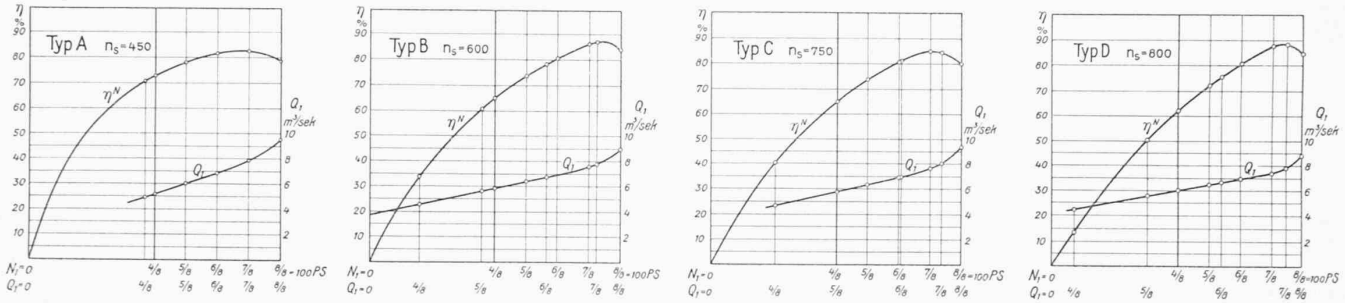


Abb. 10 bis 13. Wirkungsgrade uud Wassermengen der Turbinen-Typen A bis D in Funktion der Leistung.

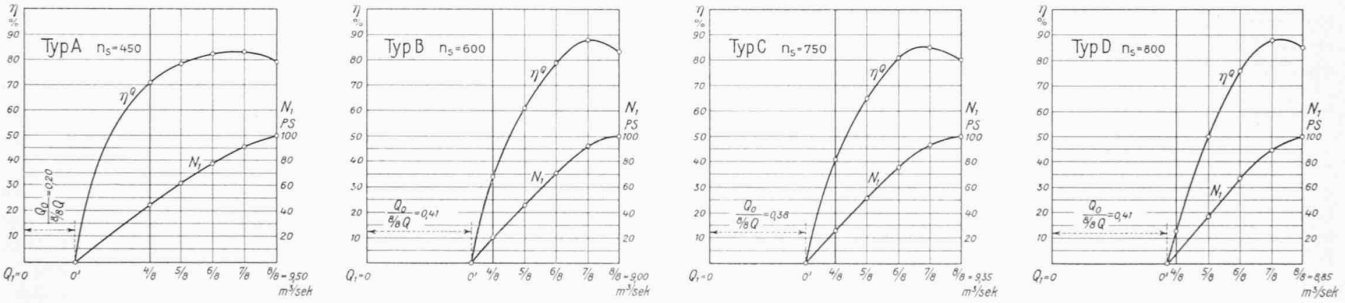


Abb. 14 bis 17. Wirkungsgrade und Leistungen der Turbinen-Typen A bis D in Funktion der Wassermenge.

Zusammenstellung einen interessanten Vergleich. Je grösser die *Schluckfähigkeit* $Q'_1 = Q_1 : D_2^2$ der Turbine, desto kleiner und billiger wird diese bei gleich grossem Verhältnis $D_0 : D_2$ des Leitrades. Je grösser die *Schnelläufigkeit* $n'_1 = n_1 D_2$, desto kleiner wird der Generator und auch desto billiger, solange nicht eine Spezialkonstruktion notwendig wird.

III. Wirkungsgrade und Wirkungsgrad-Garantien.

Die Erfahrung hat bewiesen, dass *bei voller Oeffnung* Schnelläuferturbinen von z. B. $n_s = 900$ ebenso hohe und noch höhere Wirkungsgrade ergeben können, wie solche von $n_s = 300$, wenn sie zweckentsprechend konstruiert sind. Ganz anders verhält es sich *bei partiellen Oeffnungen*, und zwar ist der Unterschied viel grösser als nach bisherigen Publikationen scheinen möchte. Eine Ausnahme macht einzig die Kaplanturbine mit drehbaren Laufradschaufeln, auf die wir nachher zurückkommen werden.

Für gewöhnliche *Francisturbinen* mit mehr oder weniger zylindrischem Eintrittsprofil sind die *Wirkungsgrad-Garantien stets in Funktion der Wassermengen Q* gegeben worden, und man war ängstlich dafür besorgt, dass auch bei $^1/_4\,Q$ noch ein möglichst hoher Wirkungsgrad η erhältlich war, nicht nur bei Einzelnturbinen, sondern auch für Zentralen mit mehreren Einheiten. Die beste unter den zahlreichen Francisturbinen, die ich während meiner langjährigen Praxis als konsultierender Ingenieur in Italien zu kollaudieren Gelegenheit hatte, ergab Wirkungsgrade η = 60, 80,3, 84,5 und 81,3 % für $Q = {}^1/_4, {}^2/_4, {}^3/_4$ und $^4/_4$ bei einer spezifischen Drehzahl $n_s = 215$.

Heute ist man in dieser Hinsicht bedeutend bescheidener geworden, indem man sich bei *Schnelläuferturbinen* mit diagonalem oder axialem Eintrittsprofil mit einem Wirkungsgrad von etwa 65 % für $^1/_2\,N$, d. h. *für halbe Leistung* (nicht halbe Wassermenge) begnügt. Dass man sich heute auf $^1/_2\,N$ anstatt auf $^1/_4\,N$ beschränkt, rührt daher, dass Schnelläufer meist nur in Zentralen mit mehreren Maschineneinheiten angewandt werden. Man hat es dann in der Hand, das Wasser so auf die einzelnen Turbinen zu verteilen, dass bei verringertem Wasserzufluss die einen ausgeschaltet, andere voll laufen und nur wenige reguliert werden müssen, derart, dass deren Leistung nie unter $^1/_3\,N$ sinkt. Nun scheint aber in interessierten Kreisen bisher wenig bekannt zu sein, dass bei Schnelläuferturbinen unter Umständen ein grosser Unterschied besteht, ob für partielle Oeffnungen die Wirkungsgradgarantien in Funktion der Leistungen (η^N) oder in Funktion der Wassermengen (η^Q) angegeben sind.

Setzen wir für die im Abschnitt II näher bezeichneten Schnelläufertypen A, B, C und D, nach Abbildungen 6 bis 9, gleich grosse effektive Leistung N_e = 100 PS bei H = 1 m voraus und tragen in den Abbildungen 10 bis 13 die aus den betreffenden Publikationen bekannten Wirkungsgradkurven η^N auch für $N_e = {}^4/_8, {}^5/_8, {}^6/_8, {}^7/_8, {}^8/_8$ auf. Durch Rechnung finden wir dazu die absoluten Leistungen $N_a = \frac{N_e}{\eta^N} = \frac{10\,Q\,H}{0{,}75}$, woraus sich die Wassermenge $Q = \frac{0{,}75\,N_a}{10\,H}$ für jeden Wert von N_e ergibt. Wir können also auch die zugehörige Q-Kurve aufzeichnen. Suchen wir nun auf dieser Q-Kurve die Werte $Q = {}^4/_8, {}^5/_8, {}^6/_8, {}^7/_8$ und projizieren diese Punkte vertikal aufwärts auf die gemeinsame η-Kurve, so erhalten wir auf dieser letzten die Werte η^Q für $Q = {}^4/_8$ bis $^8/_8$. Durch diese einfache Methode ergibt sich ein anschauliches Bild über den Zusammenhang zwischen η^N und η^Q für jede beliebige zu untersuchende Turbine. Wir sehen, dass bei den hier untersuchten Typen bei halber Wassermenge η^Q zwischen 71 und rd. 13 % (!) schwankt, gegenüber η^N zwischen 73 und 62 %. *Je grösser die Schnelläufigkeit, desto grösser wird der Unterschied zwischen η^N und η^Q bei partieller Oeffnung.* Dass aber bei $^1/_2\,Q$ der Unterschied so gross werden könne, war bisher gewiss wenig bekannt, ausser den Konstrukteuren.

Wir können aber die Sache noch deutlicher darstellen, wenn wir die oben erhaltenen Werte von η^Q für $Q = {}^4/_8, {}^5/_8, {}^6/_8, {}^7/_8, {}^8/_8$ in neuen Diagrammen nach Abb. 14 bis 17 aufzeichnen. Wir erhalten dann eine η^Q-Kurve, die total verschieden ist von der η^N-Kurve. Berechnen wir nun aus diesen Teilwerten von Q und η^Q rückwärts die absolute Leistung $N_a = \frac{10\,Q\,H}{0{,}75}$ und $N_e = \eta^Q\,N_a$, so finden wir eine *N_e-Kurve in Funktion von Q, die schliesslich die wichtigste ist für den Turbinenbesitzer.*

Aus den Abbildungen 14 bis 17 ergibt sich, dass im Gegensatz zu den η^N-Kurven in den Abbildungen 10 bis 13 die Wirkungsgradkurven η^Q nicht im Nullpunkt o be-

ginnen, sondern in Punkten o'. Die Strecke $Q_0 = o' - o$ entspricht der Wassermenge, die erforderlich ist, um die Turbine aus dem Stillstand auf die normale Drehzahl zu bringen und darin zu erhalten ohne nützliche Kraft abzugeben. Erst von Q_0 an beginnt die eigentliche Kraftentwicklung, sodass die N_e-Kurve umso steiler wird, je grösser Q_0 ist. Bei den vier untersuchten Turbinen schwankt Q_0 zwischen $0{,}20\,Q$ und $0{,}46\,Q$ (!); die Ursachen dafür sind vermutlich nicht nur die Ueberwindung des Trägheitsmomentes und der Reibung bei der hohen Drehzahl, sowie die Erregung und Ventilation des Generators, sondern wahrscheinlich auch Störungen des Wasserdurchflusses im Innern des Laufrades, solange die Umlaufzahl nicht normal ist.

Um eine bestimmte Abhängigkeit von Q_0 von der Umfangsgeschwindigkeit u_2 zu suchen, sind in Abb. 18 die gefundenen Werte von Q_0 in Funktion des Umfangsgeschwindigkeitsgrades $k_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}$ aufgetragen. Daraus ergibt sich zwar keine absolute Stetigkeit für die $\frac{Q_0}{Q}$-Kurve, wohl aber scheint es unzweifelhaft, dass $\frac{Q_0}{Q}$ wenigstens ungefähr proportional ist mit k_u.

Es kann auch interessieren, in den Abbildungen 19 und 20 als zwei extreme Fälle, eine *Francisturbine* Typ F von $n_s = 215$ und obige Propellerturbine D von $n_s = 800$ miteinander zu vergleichen. Der Francistyp entspricht den am Anfang dieses Abschnittes angegebenen Wirkungsgraden. Beide Turbinen sind berechnet für die gleiche Leistung $N_e = 500$ PS bei 5 m Gefälle; ihre Charakteristiken sind aus den Abbildungen 21 und 22 ersichtlich. Für $^4/_8\,Q$ ist demnach bei der Francisturbine $\eta^Q = 80{,}3\,\%$, entsprechend 0,50 Volleistung, bei der Propellerturbine D: $\eta^Q = 13\,\%$, entsprechend rd. 0,08 (!) Volleistung. Als Einzelturbine ist die Francisturbine unbedingt immer noch der ideale Typ; für elektrische Zentralen jedoch eignet sie sich wegen ihrer spezifisch geringen Schnelläufigkeit leider nur bei höhern Gefällen.

Wenn wir für vorliegenden Zweck als extreme Fälle nur die Schnelläufertypen A und D oder besser gesagt die Schnelläufigkeiten $n_s = 450$ und 800 betrachten, so können wir aus obigen Erörterungen folgende *Schlüsse* ziehen: Für den Anwendungsbereich bildet die Wassermenge Q_0, bezw. das Verhältnis $\frac{Q_0}{Q}$, den richtigsten Anhaltspunkt. Als Einzelturbine ist deshalb ein hochgradiger Schnelläufer nur höchst selten anwendbar. Wohl aber können solche vortreffliche Dienste leisten als *Zusatzturbinen* in bestehenden Anlagen. Der Fall ist nicht selten, dass in bestehenden Kraftwerken für längere Zeit überschüssiges Wasser vorhanden ist, das verwertet werden könnte, namentlich zur Kraftvermehrung bei Rückstau. In solchen Fällen empfiehlt es sich, womöglich eine kleinere schnellaufende Zusatzturbine ohne Regulierung daneben einzubauen.

Für *Neuanlagen hydro-elektrischer Zentralen* ist es in erster Linie notwendig zu wissen, wie viele Monate des Jahres Wassermengen von ungefähr $^1/_4$, $^2/_4$, $^3/_4$, $^4/_4$ der auszubauenden Wasserkraft vorhanden sind. Sodann muss man die Wirkungsgrade der zu installierenden Turbinen in Funktion der Wassermenge (nicht Leistung!) kennen. Aus diesen beiden Faktoren kann man dann die kleinstmögliche Anzahl der Einheiten derart bestimmen, dass die mögliche Totalleistung des Jahres ein Maximum wird, bei einem Minimum der Gesamtkosten der Zentrale. Dabei kann die Anordnung so getroffen werden, dass nur ein Teil der Turbinen mit Regulierung eingerichtet wird, die übrigen hingegen, die nur unter Vollast zu laufen haben, mit nur festen Leitradschaufeln. Für diesen speziellen Fall eignen sich hochgradige Schnelläufer vorzüglich; nur muss man dann durch geeignete Mittel dafür sorgen, dass sie nicht durchbrennen. Auf diese Weise kann an einer Turbinen-Anlage mit mehreren Einheiten wesentlich gespart werden. Ich verweise auch auf meinen Vorschlag in der „Schweizer. Bauzeitung" vom 25. August 1923, worin bewiesen wurde, dass bei kleinern Anlagen mittels nur zweier ungleich

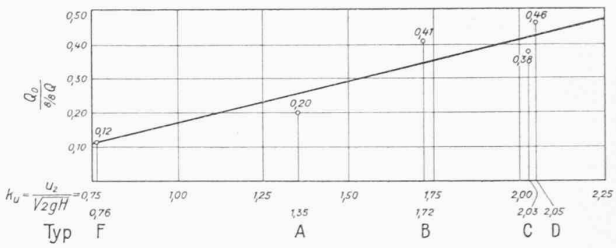


Abb. 18. Abhängigkeit der Wassermenge Q_0 von der Umfangsgeschwindigkeit k_u.

grosser Turbinen von $^2/_3$ und $^1/_3$ Q stets wirtschaftliche Wirkungsgrade innerhalb weiter Grenzen $^1/_5$ bis $^5/_5$ Q erreichbar sind, bei einem Minimum der Installationskosten.

In jedem Fall ist es zu der nötigen Rentabilitäts-Berechnung einer Neuanlage notwendig, den *Wirkungsgrad der Turbinen in Funktion der Wassermenge* zu kennen, und damit komme ich auf die *Wirkungsgradgarantien* zurück. In diesem Zusammenhang sei auf die *Normen für Leistungsversuche an Wasserkraftanlagen* vom Jahre 1921, aufgestellt vom „Verein deutscher Ingenieure" und vom „Deutschen Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verbande hingewiesen. Wie mir erst kürzlich bekannt wurde, sind bei den Vorberatungen zu diesen Normen von einigen Bezirksvereinen Einsprachen erhoben worden gegen die ausschliessliche Zulassung von Wirkungsgradgarantien in Funktion der Leistung; leider sind aber diese Einwände nicht berücksichtigt worden. In Art. 20 der definitiven Normen heisst es betreffs Auslegung des Lieferungsvertrages einfach: „Bei den Leistungen sollte die zugehörige Wassermessung genannt werden".

Nach meiner Auffassung ist damit nur ein Wunsch, nicht eine Forderung ausgesprochen, sodass jene Einsprachen durchaus berechtigt waren. Der Besteller einer Turbine stellt doch dem Konstrukteur eine bestimmte *Wassermenge* (nicht Leistung) zur Verfügung und verlangt möglichst grosse Leistung auch bei halber Wassermenge.

Die meisten werden erst bei „regelrecht" durchgeführten Abnahmeversuchen die Entdeckung machen, dass ihre Turbinen bei halber Wassermenge unter Umständen kaum die Hälfte oder auch noch viel weniger Leistung geben, als sie laut Vertrag zu beanspruchen glaubten.

Wie viele Besteller von Turbinen wissen, dass es bei Schnelläuferturbinen ganz zweierlei ist, ob die Wirkungsgrad-Garantien auf die Leistung oder auf die Wassermenge bezogen werden? Es wäre daher zu begrüssen, wenn oben genannte Normen in diesem Sinn abgeändert würden.

Ganz anders liegen die oben geschilderten Verhältnisse bei der *Kaplanturbine*, bei der bekanntlich auch bei höchstmöglicher Schnelläufigkeit die Wirkungsgradkurve in weiten Grenzen beinahe flach verläuft, sodass die Unterschiede zwischen η^N und η^Q auch bei $^1/_2$ Q beinahe verschwinden. Dies wird dadurch erreicht, dass nicht nur die Leitradschaufeln, sondern auch die Laufradschaufeln drehbar sind und während des Betriebes reguliert werden können. Ueber die Wirkungsweise dieser Regulierungsart gibt Prof. R. Thomann in seinem vorzüglichen Lehrbuch [1]) einigen Aufschluss. Er kommt dabei zum Schluss, dass auch drehbare Laufradschaufeln allein unter Umständen nahezu die gleiche gute Wirkung ergeben sollten, während die Leitradschaufeln fest wären, oder wenn die Zuführung des Wassers zum Laufrad durch eine Spirale ersetzt würde. Ja sogar eine Turbine ohne Leitrad oder Spirale sei bei hohen Umfangs-Geschwindigkeiten in den Kreis der Konstruktionsmöglichkeiten gerückt.

Ueber den derzeitigen Stand der Kaplanturbine berichtet die „Z. V. D. I." vom 12. April 1924. Der wunde Punkt liegt immer noch in der komplizierten Konstruktion drehbarer Laufradschaufeln mit Befürchtung ungenügender Betriebsicherheit und schneller Abnützung des Reguliermechanismus bei zeitweise sandhaltigem Wasser. Wenn es

[1]) *R. Thomann* „Die Wasserturbinen und Turbinenpumpen" I. Teil, dritte Auflage 1924.

Vergleich der Wirkungsgrad-Charakteristiken einer Francisturbine und einer Schnelläuferturbine.

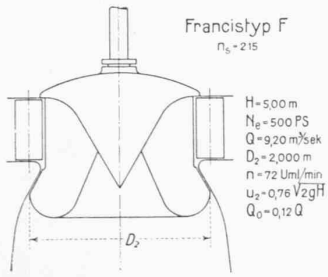


Abb. 19. Francistyp F. Masstab 1 : 75.

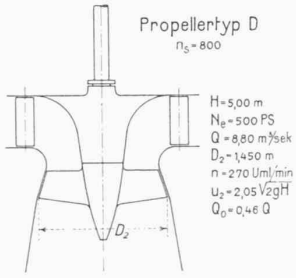


Abb. 20. Propellertyp D.

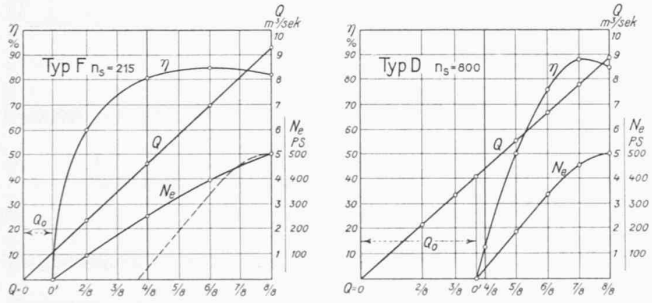


Abb. 21 und 22. Wirkungsgrade und Leistungen der Typen F und D in Funktion der Wassermenge.

aber den vereinten Kräften des Kaplan-Konzerns gelingen sollte, diesen gordischen Knoten wirklich einwandfrei zu lösen, und wenn ausserdem zur Vereinfachung die erwähnte Anregung von Prof. Thomann sich bewähren sollte, so sähe die Kaplanturbine unzweifelhaft einer grossen Zukunft entgegen.

IV. Durchbrenn-Drehzahl und Leistungen bei Rückstau.

Eine weitere wichtige Charakteristik der Schnelläufer-Turbinen besteht in deren *Durchbrenn-Drehzahl* n_0 infolge von Kurzschluss oder andern Ursachen. Sie wird bestimmt durch den Leerlauf der Turbinen im Versuchstand für Bremsbelastung $P = 0$. In Abbildung 23 sind die Kurven der η, Q_1 und N_1 für variable Drehzahlen vom Stillstand bis zum Leerlauf, bei konstantem Gefälle und voller Oeffnung, für zwei Laufradtypen II und III (siehe Abbildungen 2 und 3 auf Seite 55), von $n_s = 450$ und 750, dargestellt. Von der nach obiger Art bestimmten Leerlauf-Drehzahl n_0 sind für Turbinen im praktischen Betriebe mit zusammengekuppelten Generatoren etwa 5% für die Ventilationsarbeit und vielleicht weitere 5 % für den grössern Reibungsverlust infolge Zunahme von Q beim Durchbrennen der Turbine abzuziehen. Während bei Francisturbinen dieser n_0 den Wert 1,80 n_{norm} nicht übersteigt, ist nach Abbildung 25 bei Typ II $n_0 = 2{,}05 \cdot n_{norm}$ und bei Typ III $n_0 = 2{,}65 \cdot n_{norm}$. Es soll aber gewisse Schnelläufertypen geben, bei denen n_0 sogar bis 3 n_{norm} beträgt. Für Laufräder mit Aussenkranz sind so hohe n_0 umso gefährlicher, je grösser der Durchmesser ist, wegen etwa verborgener Gussfehler und wegen der unvermeidlichen Gusspannungen. *Flügelräder* sind deshalb für grosse Schnelläufigkeit viel eher geeignet.

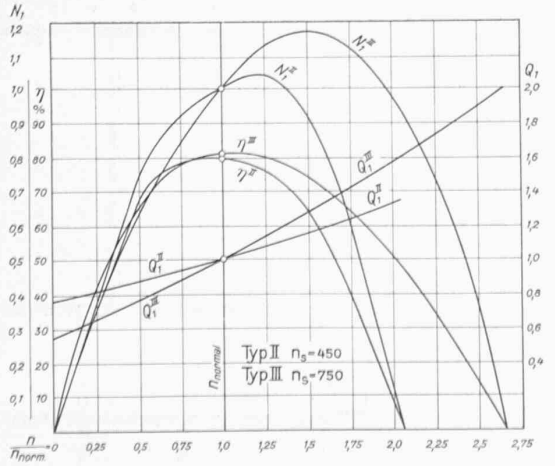


Abb. 23. Vergleich der Wirkungsgrade, Wassermengen und Leistungen der zwei Schnelläufertypen II und III (vergl. Abb. 2 und 3 auf Seite 55) bei veränderlicher Drehzahl, konstantem Gefälle und voller Oeffnung.

Gefährlicher noch als für die Turbinen sind zu hohe Durchbrenn-Drehzahlen für die *Generatoren,* deren Rotor bei Normaltypen etwa doppelt so gross ist, als das Laufrad der Turbine. Allerdings ist laut den „BBC-Mitteilungen" vom August 1924 die Konstruktion der Generatoren in den letzten Jahren auch in dieser Beziehung, durch Verwendung hochwertigen Stahlgusses, vervollkommnet worden. Solche Spezialkonstruktionen erhöhen aber entsprechend den Preis.

In neuerer Zeit hat man bei Vertikalturbinen mehrmals zu einer *Zwischenschaltung von Präzisions-Zahnrädern* mit hohen Uebersetzungsgraden Zuflucht genommen, damit sowohl die Turbine als auch der Generator mit seiner günstigsten Drehzahl laufen könne. Derartige Zahnräder müssen beständig im Oel laufen, was einen kostspieligen Aufbau erfordert (s. „S. B. Z." vom 11. November 1922). Wenn man sich aber auf etwa $n_s = 450$ beschränkt, so ist eine solche Komplikation gar nicht notwendig, denn die Erfahrung hat gelehrt, dass dann sowohl Turbine wie Generator wirtschaftlich günstige Wirkungsgrade aufweisen und dass dann ein Durchbrennen der Turbine auch für den Generator keine Gefahr bringt, sodass dann Spezialkonstruktionen entbehrlich werden.

Untersuchen wir nun die *Leistungen bei Rückstau,* d. h. bei veränderlichem Gefälle mit Hilfe der Abb. 23, wobei wir als Beispiel wiederum eine Turbine für $Q = 25$ m³/sek bei $H_{norm} = 5{,}00$ m *mittlerem Gefälle,* entsprechend $N_e =$ rd. 1300 PS wählen. Das *Minimalgefälle* sei $H' = {}^1/_2\, H_{norm} = 2{,}50$ m. Es ist dann $Q' = \sqrt{\frac{H'}{H}}\, Q = 0{,}71 \cdot 25 = 17{,}7$ m³/sek und $n' = \sqrt{\frac{H'}{H}}\, n_{norm} = 0{,}71\, n_{norm}$, um denselben Wirkungsgrad zu erreichen. Im praktischen Betriebe ist aber dieses n' nicht möglich, weil die Drehzahl in der Regel konstant bleiben soll, d. h. bei halbem Gefälle muss die Turbine im Verhältnis $1 : 0{,}71 = 1{,}40$ mal relativ zu schnell laufen. Diese grosse relative Erhöhung der Drehzahl bei vermindertem Gefälle ist aber für moderne Schnelläuferturbinen nicht ungünstig, wie aus Abbildung 23 hervorgeht. Läuft nämlich die Turbine bei halbem Normalgefälle relativ 1,4 mal schneller, so steigt die Wassermenge beim Typ II auf das 1,12 fache, bei Typ III sogar auf das 1,22 fache. Beide ergeben dadurch trotz eines Wirkungsgrad-Abfalls von mehreren Prozenten spezifisch günstige Leistungs-Koeffizienten, und zwar bei Typ II von 0,99, bei Typ III von 1,16, womit allerdings bei letztem, wie aus Abbildung 23 ersichtlich ist, eine entsprechend grössere Durchbrenn-Drehzahl in Kauf genommen werden muss.

Wie bekannt verändern sich die Leistungen bei konstanter Drehzahl nach $H^{3/2}$, sodass unter Berücksichtigung der sich aus Abbildung 23 ergebenden relativen Leistungs-Koeffizienten bei halbem Normalgefälle sich
bei Typ II eine Leistung von $1300\,(2{,}5 : 5)^{3/2} \cdot 0{,}99 \cong 457$ PS $= 0{,}35\, N_{norm}$,
bei Typ III eine solche von $1300\,(2{,}5 : 5)^{3/2} \cdot 1{,}16 \cong 535$ PS $= 0{,}41\, N_{norm}$ ergibt.

Die noch vor wenigen Jahren gebauten Laufradtypen ergaben bei halbem Gefälle wesentlich weniger Leistung als moderne Ausführungen, ganz abgesehen von der bedeutenden Steigerung der spezifischen Drehzahl, die man inzwischen erreicht hat. (Schluss folgt.)