

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Band:** 65/66 (1915)  
**Heft:** 4

**Artikel:** Ueber Zusammenhang zwischen Leistung und Umlaufzahl bei Wasserturbinen  
**Autor:** Strickler, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-32269>

### **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:** 19.11.2024

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

INHALT: Ueber Zusammenhang zwischen Leistung und Umlaufzahl bei Wasserturbinen. — Kleinwohnungsbauten der Architekten Fritsch & Zangerl, Winterthur. — Bauplatzstatik. — Nekrologie: Paul Vuillemin. K. Greulich. — Miscellanea: Die Entwicklung der Elektrostahlindustrie. Kondenswasser-Entölung durch Elektrolyse. Australische Transkontinental-Bahn. Aufhebung des elektrischen Bahnbetriebes Sissach-

Gelterkinden. Eisenbahnschwellen mit Asbeton. — Preisausschreiben: Preisfragen der Schläffistiftung. — Konkurrenzen: Kirchengemeindehaus Zürich-Wiedikon. — Vereinsnachrichten: Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. Gesellschaft ehemaliger Studierender: Stellenvermittlung.

Tafeln 9 und 10: Eisenbahner-Kolonie Vogelsang, Winterthur.

Band 66.

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

Nr. 4.

## Ueber Zusammenhang zwischen Leistung und Umlaufzahl bei Wasserturbinen.

Von Dipl.-Ing. A. Strickler, Zürich. <sup>1)</sup>

### I.

In der Maschinentechnik ist ein allgemeines Bestreben vorhanden, die Leistungen und die Geschwindigkeiten der Maschinen immer mehr zu erhöhen. Die Gründe sind teils wirtschaftlicher, teils rein technischer Natur.

Soll ein kalorischer Kolbenmotor, z. B. ein Dieselmotor, gebaut werden mit grösserer Leistung als der bisher verwendete Typus ergab, so kann dies geschehen:

1. durch Verwendung einer grösseren Zahl von Zylindern (Parallelschaltung),
2. durch Anwendung grösserer Zylinderdurchmesser,
3. durch Anwendung grösserer Drücke in jedem Zylinder,
4. durch Anwendung grösserer Kolbengeschwindigkeiten, also grösserer Umlaufzahlen bei gegebenen Zylinderabmessungen.

Die drei ersten Mittel haben das Gemeinsame, dass sie eine grössere Gesamtkolbenkraft ergeben; sie verlangen grösseren Materialaufwand. Der vierte Weg, für sich allein beschränkt, verlangt im Allgemeinen keinen wesentlich grösseren Materialaufwand, dagegen die Verwendung besserer, widerstandsfähigeren Materials. Andererseits haben wir aber mit einer erhöhten Geschwindigkeit ein Mittel in der Hand, den Materialaufwand bei *gegebener* Einheitsleistung zu *verringern*, somit die Anlagekosten bis zu einem gewissen Grad zu vermindern.

Bei rotierenden Kraftmaschinen, z. B. *Wasserturbinen*, verhält es sich analog. Maschinen mit grösserer Einheitsleistung ergeben sich:

1. durch Verwendung mehrerer Laufräder auf derselben Welle (Parallelschaltung),
2. durch Anwendung von Laufrädern mit grösserem Durchmesser, vom gleichen Typus,
3. durch Ausnützung grösserer Gefälle mit derselben Maschine.

Die beiden ersten Wege verlangen grössere Wassermengen beim gleichen gegebenen Gefälle; es muss daher naturgemäss die auszunützende „Wasserkraft“ jetzt auf eine kleinere Zahl von Turbinen verteilt werden. Für *eine* solche ergibt sich dann in Fall 1 und 2 ein grösserer Materialaufwand. Der Gesamtmaterialaufwand für *alle* Maschinen lässt sich jedoch innert gewisser Grenzen vermindern und gerade diese Möglichkeit ist einer der wichtigsten Gründe zur Erhöhung der Einheitsleistung. In der Anwendung grösserer Gefälle ist man natürlich auf deren Vorhandensein angewiesen.

Zum oben erwähnten Fall 4 der Kolbenmaschinen besteht hier ein Analogon nur insofern, als wir mit der Möglichkeit einer gesteigerten Geschwindigkeit (Umlaufzahl) ein Mittel besitzen, den Materialaufwand bei *gegebener* Leistung der Maschineneinheit zu verringern.

Die Entwicklung des Wasserturbinenbaues bewegt sich in der Tat sowohl nach der Richtung der gesteigerten Maschinenleistung als auch der vergrösserten Umlaufzahlen. Sie soll in folgendem näher betrachtet werden.

Die Wasserräder, als älteste Form der Wasserkraftmaschinen, arbeiteten mit äusserst niedrigen Geschwindigkeiten, bzw. Umlaufzahlen. Erst mit der Zeit entstand das Bedürfnis nach deren Steigerung, und es konnten sich dann

<sup>1)</sup> Die Veröffentlichung dieser, uns noch im letzten Jahre überreichten Arbeit ist durch äussere Umstände unliebsam verzögert worden. Red.

nur solche Typen von Wassermotoren entwickeln, die einer Steigerung der Geschwindigkeiten fähig waren. So entstanden der Reihe nach die Jonvalturbine, Girardturbine, Francisturbine. Letztere war die einzige, die mit der stetig wachsenden Anforderung auf diesem Gebiete Schritt halten konnte. Sie hat sich von ihrer ursprünglichen, langsam laufenden Form zum sogenannten Schnell-Läufer ausgebildet, und als solcher hat sie nicht nur das Anwendungsgebiet der kleinen und mittlern Gefälle vollständig erobert, sondern sie wird auch die Grenze auf Kosten der typischen Hochdruckturbine, des Peltonrades, immer mehr nach oben verschieben. Der hauptsächlichste treibende Faktor zur Steigerung der Umlaufzahlen war die Elektrotechnik, die für ihre Generatoren Antriebsmotoren mit möglichst hoher Geschwindigkeit verlangte.

Die „Schnellläufigkeit“ einer Wasserturbine ist nicht nur durch die absolute Grösse der Umlaufzahl bestimmt, sondern es kommen auch Gefälle und Leistung in Betracht. Als Mass der Schnellläufigkeit gelten:

1. die *spezifische Umlaufzahl* „ $n_s$ “ nach Baashuus:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{VH}}$$

Hierin bedeuten:  $H$  = Nettogefälle,  $N$  = Nettoleistung bei Vollast und  $n$  = die Umlaufzahl in der Minute.

Die Ableitung dieses Ausdruckes kann folgenderweise durchgeführt werden:

Gegeben sei ein Francisrad von bestimmter Grösse (Durchmesser  $D$ , Eintrittsbreite  $B$ ), das für die Leistung  $N$  beim Gefälle  $H$  und für die Umlaufzahl  $n$  konstruiert wurde. Bringt man dieses Laufrad unter das Gefälle  $1 m$ , so läuft es wieder korrekt, wenn seine Umlaufzahl =  $n_1$  eingehalten wird, wo:

$$\frac{n}{n_1} = \sqrt{\frac{H}{1}}, \text{ also } n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

Sein Wasserverbrauch beträgt dann  $Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$ , und es leistet  $N_1 = \frac{N}{H \cdot \sqrt{H}}$

Verkleinert man jetzt das Laufrad auf den Durchmesser  $D_s$  und die Breite  $B_s$ , sodass  $\frac{D}{B} = \frac{D_s}{B_s}$ , und sei vorausgesetzt, dass die Leistung dieses verkleinerten Rades vom gleichen Typus beim Gefälle  $1 m$  nur noch  $1 PS$  sei, so hat man:

$$\frac{n_s}{n_1} = \frac{D}{D_s} \text{ und } \frac{N_1}{1} = \frac{Q_1}{Q_s} = \frac{D \cdot B}{D_s \cdot B_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2$$

$$\text{Daher ist: } n_s = n_1 \frac{D}{D_s} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{N_1} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{N}{H \sqrt{H}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{VH}}$$

Die so entwickelte Grösse  $n_s$  ist somit diejenige Umlaufzahl, die der vorliegende Laufradtypus beim Gefälle  $1 m$  und für die Leistungseinheit einhalten würde.

2. die *Schluckfähigkeit* „ $S$ “ nach Camerer:

$$S = \frac{Q}{\sqrt{H \cdot D^2}} \text{ zusammen mit}$$

$$k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D \cdot n}{60 \sqrt{2gH}}$$

worin  $Q$  = Wassermenge bei Vollast und  $D$  = Laufraddurchmesser.

Ein Francisrad ist somit nach einer Schnellläufigkeit charakterisiert entweder durch den Wert  $n_s$  oder durch die beiden Werte  $S$  und  $k_u$ .

Zwischen beiden Charakteristiken besteht der Zusammenhang ( $\eta$  = Wirkungsgrad):

$$n_s = (309 \sqrt{\eta}) \cdot k_u \cdot \sqrt{S}$$

Tabelle 1. Beispiele von ausgeführten Nieder- und Mitteldruck-Francis turbinen.

Anlage, Ort	Erbauer	H m	N PS	n Uml./Min	Typus	n <sub>s</sub>	n <sub>s</sub> '	Beschreibung in:
<i>Offene Francis turbinen</i>								
Augst b. Basel	Escher Wyss & Cie.	6,0	2 200	107	horizontal, vierfach	267	534	S. B. Z., 21. Februar 1914
Wyhlen	J. M. Voith	6,0	2 200	107	horizontal, vierfach	267	534	S. B. Z., 12. Juli 1913
Laufenburg a. Rh.	Escher Wyss & Cie.	8,0	5 000	107	horizontal, vierfach	282	564	—
Kilbourn (U. S. A.)	—	5,2	2 780	100	horizontal, sechsfach	273	670	—
White River (U. S. A.)	S. Morgan-Smith	15,24	4 000	214	horizontal, Zwilling	318	449	Z. f. g. T., 1914, S. 75
Faal a. d. Drau (Steiermark)	Escher Wyss & Cie.	14,8	6 600	150	horizontal, Zwilling	297	420	S. B. Z., 20. Juni 1914
Tuilère a. d. Dordogne (Frankreich)	Th. Bell & Cie.	8,0	2 000	107	vertikal, Zwilling	252	355	Ludin, Die Wasserkräfte, S. 253
<i>Kessel-Francis turbinen</i>								
Trollhättan (Schweden)	Nydquist & Hohn und Karlstads mek. Verksted	30,4	12 500	187,5	horizontal, Zwilling	208	295	Canad. Engineer, 1911
Stave Lake (Kanada)	Escher Wyss & Cie.	33,3	13 000	225	horizontal, Zwilling	227	321	—
Salto del Bolarque (Spanien)	Briegleb-Hansen	31	4 300	428,5	horizontal, Zwilling	273	386	Z. V. D. I. 1911, S. 1384
Pretao (Brasilien)	Briegleb-Hansen	17	3 000	300	horizontal, Zwilling	337	476	Z. V. D. I. 1913, S. 1108
<i>Francis turbinen in Beton-Spiralen</i>								
New-River (U. S. A.)	J. P. Morris	11,6	3 500	97	vertikal, einfach	267	267	Z. f. g. T., 1913, S. 492
Keokuk a. Mississippi	J. P. Morris	9,7	10 000	57,7	vertikal, einfach	335	335	S. B. Z., 6. April 1912
Blankenstein a. d. Ruhr	Amme, Giesecke & Koenigen	2,75	547	43	vertikal, einfach	284	284	Ludin, Die Wasserkräfte, S. 295
Cedars Rapids (St. Lorenzstrom)	J. P. Morris	9,15	10 800	55,6	vertikal, einfach	362	362	Z. f. g. T., 1914, S. 320
<i>Geschlossene Francis turbinen in eisernen Spiralgehäusen</i>								
Panamakanal	Pelton Water Wheel Co.	23	3 600	250	vertikal, einfach	297	297	Z. f. g. T., 1913, S. 27
Doryuwan (Japan)	Escher Wyss & Cie.	30,4	1 000	600	vertikal, einfach	266	266	—
Seros (Spanien)	Escher Wyss & Cie.	47	15 000	250	vertikal, einfach	250	250	S. B. Z., 14. November 1913
Puntledge (Kanada)	Escher Wyss & Cie.	99	6 000	500	horizontal, einfach	123	123	—
Ventavon (Frankreich)	Piccard, Pictet & Cie.	50	6 200	300	horizontal, doppelt	125	177	S. B. Z., 25. Februar 1911
Ponte della Sera	A. Riva & Cie.	54	3 250	504	horizontal, doppelt	140	197	Z. f. g. T., 1914, S. 154
Clermont-Ferrand	Escher Wyss & Cie.	29,2	1 850	428	horizontal, doppelt	192	271	—
Tremp (Spanien)	Escher Wyss & Cie.	68	2×6250	500	horizontal, 2 einfache Turbinen sym. z. Gen.	203	203	—
Montjovet b. Aosta	Escher Wyss & Cie.	50,2	6 500	375	horizontal, Zwilling	159	226	—
Rainbowfalls (U. S. A.)	J. P. Morris	32	6 000	225	horizontal, Zwilling	160	227	Z. f. g. T., 1912, S. 511
Long Lake (U. S. A.)	J. P. Morris	51	22 500	200	horizontal, Zwilling	156	220	Z. V. D. I., 1912, S. 1053
Shawinigan (Kanada)	—	45	20 000	225	horizontal, Zwilling	193	273	S. B. Z., 13. Juni 1914
Canad. Niagara Falls	Eigener Entwurf der Ges.	40,5	12 500	250	vertikal, Zwilling	194	274	Z. f. g. T., 1911, S. 556
Vigeland (Norwegen)	Th. Bell & Cie.	18	3 000	220	horizontal, Zwilling	230	325	S. B. Z., 11. Januar 1913
Little Falls (U. S. A.)	J. P. Morris	20	9 000	150	horizontal, Zwilling	236	334	Z. V. D. I., 1912, S. 1053
Kallnach	Piccard, Pictet & Cie.	19,35	2 500	300	horizontal, Zwilling	261	368	S. B. Z., 19. Dezember 1914

Die Variation der spezifischen Umlaufzahl oder der Schluckfähigkeit einer Turbine wird erreicht

a) durch Variation des Verhältnisses

$\frac{\text{Eintrittsbreite}}{\text{Eintrittsdurchmesser}}$  des Laufrades,

womit auch mehr oder weniger eine Aenderung des Verhältnisses:

$\frac{\text{Laufraddurchmesser}}{\text{Saugrohrdurchmesser}}$  verbunden ist.

b) durch Parallelschaltung oder Serieschaltung mehrerer Laufräder.

Sei  $n_s$  = spez. Umlaufzahl eines Laufrades,

$n_s'$  = spez. Umlaufzahl der ganzen Turbine,

$Z_p$  = Zahl der parallel geschalteten Laufräder,

$Z_s$  = Zahl der in Serie geschalteten Laufräder,

so ist:  $n_s' = n_s \cdot \sqrt{Z_p} = n_s \cdot Z_p^{1/2}$

und  $n_s' = \frac{n_s}{\sqrt{Z_s}} = n_s \cdot Z_s^{-1/2}$

Schaltet man bei gegebenem Gefälle und gegebener Leistung vier Laufräder parallel, so lässt sich damit die absolute Umlaufzahl der Turbine verdoppeln gegenüber derjenigen von nur einem Laufrad vom selben Typus, also gleichem  $n_s$ , und für die gleichen Bedingungen. Schaltet man aber vier Laufräder in Serie, so wird dadurch die absolute Umlaufzahl auf  $1 : 2,83$ , also fast auf einen Drittel derjenigen ermässigt, die man mit nur einem Laufrad vom gleichen Typus und für die gleichen Bedingungen erreicht.

Die Serieschaltung von Francisrädern wird äusserst selten ausgeführt. Sie ergibt sehr schwere Turbinen, ist daher meistens nicht wirtschaftlich. Sie war nur ein Notbehelf zu einer Zeit, als man die Francis turbinen für grössere Gefälle noch nicht rationell ausbilden konnte. Sie entspricht auch nicht dem Fortschritt, denn sie führt zur Erniedrigung der Umlaufzahl.

Die Parallelschaltung dagegen erhöht die Umlaufzahl. Werden mehr als zwei Räder parallel geschaltet, so wird die Turbine wieder schwerer und teurer, zudem im Wirkungsgrad schlechter, sodass sich die Entwicklung eher wieder den einfacheren Turbinen zuwendet, und die spezifische Umlaufzahl des einzelnen Rades weiter zu erhöhen sucht.

Die meisten europäischen Turbinenbaufirmen haben heute ihre Laufradserien normal ausgebildet bis zu  $n_s =$  etwa 300 für ein Rad; sie sind im Begriff, noch höhere spez. Umlaufzahlen zu erreichen, sodass in der nächsten Zeit Laufräder mit  $n_s = 350$  und darüber zum normalen Verkauf gelangen werden.

## II.

Einen Ueberblick über den heutigen Stand der Turbinentechnik geben die Tabellen 1 und 2, in denen grössere moderne Turbinen aus den letzten 4 bis 5 Jahren zusammengestellt sind. Dabei sind nur solche ausgewählt, die für die betreffende Bauart entweder grosse oder ganz kleine spezifische Umlaufzahlen aufweisen. Daraus ist zu erkennen, dass der Wert  $n_s = 300$  in einzelnen Fällen bereits überschritten wurde.



Tabelle 2. Beispiele von ausgeführten Hochdruck-Francis- und Pelton-turbinen.

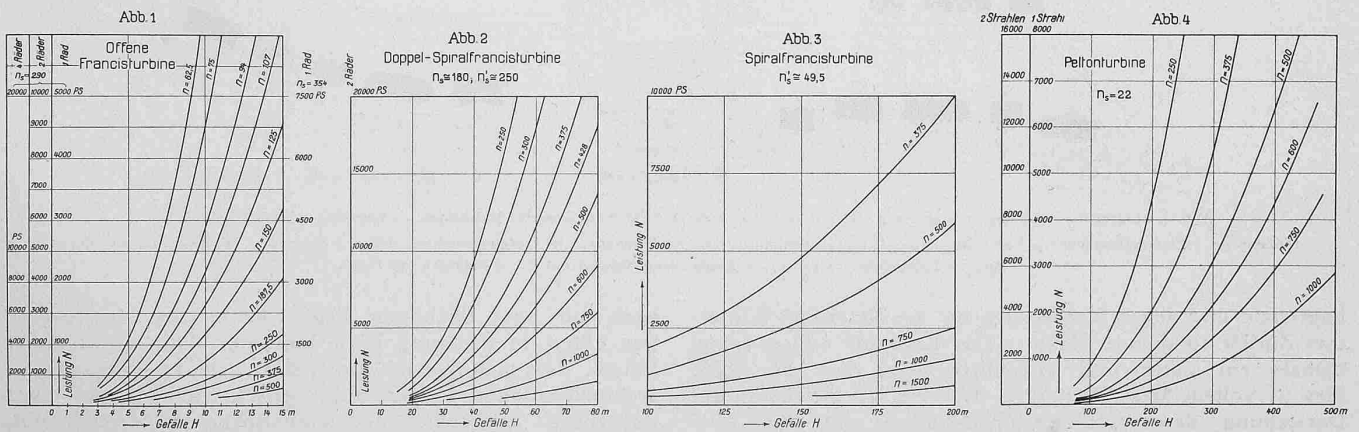
Anlage, Ort	Erbauer	H m	N PS	n Uml./Min	Typus	n <sub>s</sub>	n' <sub>s</sub>	Beschreibung in:
<i>Spiralfrancisturbinen für grössere Gefälle.</i>								
Funghera (Italien)	Escher Wyss & Cie.	147	4 000	1000	horizontal, doppelt	87,5	124	Schw. Wasserwirtschaft, VI. Band
Albulawerk	Escher Wyss & Cie.	147	3 300	600	horizontal, doppelt	47,5	67,5	Bericht v. Dir. Peter u. Dir. Wagner
White River (U. S. A.)	Allis-Chalmers	134	18 000	360	horizontal, doppelt	75	106	S. B. Z., 6. April 1912
Centerville (U. S. A.)	Allis-Chalmers	168	9 700	420	horizontal, einfach	68	68	S. B. Z., 29. August/5. Sept. 1908
Lake Coleridge (Neu Seeland)	Escher Wyss & Cie.	139	2 750	500	horizontal, einfach	55	55	—
Noriega (Mexiko)	J. P. Morris	204	6 000	514	horizontal, einfach	52	52	Z. f. g. T., 1911, S. 556.
<i>Pelton-turbinen mit grösserem n<sub>s</sub></i>								
Tata (Indien)	Escher Wyss & Cie.	505	13 500	300	horizontal, 1 Strahl	14,5	14,5	—
Borgne (Wallis)	Escher Wyss & Cie.	340	8 250	300	horizontal, 1 Strahl	18,7	18,7	S. B. Z., 7. November 1914
Kinuwaga (Japan)	Escher Wyss & Cie.	320	6 000	375	horizontal, 1 Strahl	21,5	21,5	—
Löntsch (Glarus)	Th. Bell & Cie.	340	6 000	375	horizontal, 2 Strahlen	14,1	20	S. B. Z., 2./9. Juli 1910
	Th. Bell & Cie.	340	15 000	300	horizontal, 2 Strahlen	17,8	25,2	S. B. Z., 4. Januar 1913
Ruetzwerk (Tirol)	J. M. Voith	169	4 000	300	horizontal, 2 Strahlen	22	31,1	Z. f. g. T., 1913
Schnalstalwerk (Tirol)	J. M. Voith	310	8 000	375	hor., 2 Räder, 4 Strahlen	13,0	26	Z. v. D. I., 1912, S. 924
Rjukanfos I (Norwegen)	Escher Wyss, J. M. Voith	276	14 500	250	hor., 2 Räder, 4 Strahlen	13,4	26,8	—
Saaheim (Norwegen)	Piccard, Pictet & Cie.	253	16 400	250	hor., 2 Räder, 4 Strahlen	15,9	31,8	S. B. Z., 12. Dezember 1914
Biaschina (Tessin)	Escher Wyss & Cie.	260	10 000	300	vertikal, 1 Rad, 4 Strahlen	14,4	28,8	Z. f. g. T., 1913, S. 33
Pirahy (Brasilien)	Escher Wyss & Cie.	286	20 000	300	vertikal, 1 Rad, 4 Strahlen	18,1	36,2	S. B. Z., 6. Juli 1912
<i>Pelton-turbinen mit kleinem n<sub>s</sub> bei sehr grossem Gefälle</i>								
Isola [Adamello] (Italien)	Escher Wyss & Cie.	920	6 600	420	horizontal, 1 Strahl	6,75	6,75	S. B. Z., 21. Januar 1911
Arniberg (Uri)	Th. Bell & Cie.	800	1 300	360	horizontal, 1 Strahl	3,05	3,05	S. B. Z., 19. Oktober 1912
	Th. Bell & Cie.	800	3 000	630	horizontal, 1 Strahl	8,1	8,1	
Ackersand (Wallis)	Piccard, Pictet & Cie.	700	5 500	500	horizontal, 1 Strahl	10,3	10,3	S. B. Z., 13. November 1909
Lac de Fully (Wallis)	Piccard, Pictet & Cie.	1 650	3 000	500	horizontal, 1 Strahl	2,6	2,6	S. B. Z., 12. Dezember 1914
Capdella (Spanien)	Escher Wyss & Cie.	820	7 900	500	horizontal, 1 Strahl	10,1	10,1	Génie Civil, 24. April 1915

In Abbildung 1 ist gezeigt, wie bei bestimmten Schnellläufer-Typen (n<sub>s</sub> = 290 und 354) für die bei offener Anordnung in Betracht kommenden Gefälle Leistungen und Umlaufzahlen zusammenhängen.

Als Abszissen sind die Gefälle und als Ordinaten die erreichbaren Leistungen aufgetragen, für verschiedene absolute Umlaufzahlen, sodass die letzteren als Parameter der Kurvenschar aufzufassen und jeweils für eine Leistungskurve konstant sind. Sodann gelten drei verschiedene Ordinaten-

ordnung von einem Spiralgehäuse und zwei Saugrohren ist die spezifische Umlaufzahl der zu verwendenden Laufäder aus konstruktiven Gründen (bei Aussenregulierung) auf etwa n<sub>s</sub> = 180 beschränkt. In Zwillinganordnung (zwei Spiralgehäuse) lässt sich bei gleichem Gefälle und gleicher Tourenzahl die 1,5 bis 2-fache Leistung erzielen, oder n<sub>s</sub> ≈ 230 ÷ 260 als obere Grenze (s. Tabelle 1).

Bei Spiralturbinen ist aber auch eine untere Grenze der spezifischen Umlaufzahl gegeben, damit konstruktiv



masstäbe, links für n<sub>s</sub> = 290 je nach der Anzahl der parallel geschalteten Räder, und rechts ein Masstab für n<sub>s</sub> = 354. Die Leistungskurven sind Parabeln mit dem Exponenten 2 1/2, denn:

Für n = konst. und n<sub>s</sub> = konst.

$$\text{ist } n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{H}} = \text{konst.}, \text{ oder } \frac{1}{H} \sqrt{\frac{N}{H}} = \text{konst.},$$

$$\text{d. h. } N = \text{konst.} \cdot H^2 \cdot \sqrt{H} = H^{2\frac{1}{2}} \cdot k$$

In analoger Weise sind die Zusammenhänge zwischen Gefällen, Leistungen und Umlaufzahlen von Doppelspiral-Francis-turbinen in Abbildung 2 aufgetragen. Bei der An-

noch gute Verhältnisse erreichbar sind (n<sub>s</sub> = etwa 50 für ein Rad). Die hieraus sich ergebenden minimal erforderlichen Umlaufzahlen bei gegebenem Gefälle und gegebener Leistung sind in Abbildung 3 dargestellt.

Abbildung 4 zeigt die maximal erreichbaren Leistungen bei gegebenen Gefällen und Umlaufzahlen von Pelton-turbinen. Auch hier ist durch konstruktive Gründe die spezifische Umlaufzahl eines Rades mit einem Strahl beschränkt, und zwar auf etwa n<sub>s</sub> ≈ 22. Die Parallelschaltung kann hier auch noch auf die Weise erfolgen, dass mehrere Strahlen auf dasselbe Laufrad wirken. (Schluss folgt.)