Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 15/16 (1890)
Heft: 19

Artikel: Versuche mit Druck-Turbinen
Autor: Fliegner, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-16407

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: 13.08.2025

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

wenn die eine oder die andere der Hauptleitungen abgestellt ist. Die Durchmesser der Hauptröhren gehen bis auf 1,30 *m*.

Für die Erfordernisse des Betriebes hat es sich sodann als nothwendig herausgestellt, die beiden Leitungsnetze der Dhuis und der Vanne mit einander in Communication zu setzen, damit die beiden Zonen im Nothfall einander aushelfen können, namentlich erschien es wünschbar, mit dem tiefliegenden Vanne-Wasser unter Umständen auch den hochgelegenen Quartieren der Dhuis-Zone zu Hülfe zu kommen. Zu diesem Zweck hat man 1882 am obern Ende der Hauptleitung der Vanne, da wo sie in die Dhuis-Leitung übergeht, eine Maschine von 200 Pferden aufgestellt, als Erweiterung der schon bestehenden „Usine de l'Ourcq" (L), welche zu Zeiten des Bedarfes das Vanne-Wasser der Dhuis-Leitung zuführt, und sonst noch eine andere Function zu versehen hat. Es ist nämlich häufig vorgekommen, dass die dritte Brauchwasserzone, welche, wie wir gesehen haben, mit Marnewasser aus dem Reservoir von Ménilmontant versorgt wird, in ihrem Bedarf verkürzt worden ist, für solche Fälle soll nun die genannte Maschine Wasser aus dem Ourcq-Canal ins Leitungsnetz der Marne liefern und den Bedarf ausgleichen. — Endlich ist an dieser Stelle noch das neueste diesbezügliche Werk zu erwähnen, das an der letztjährigen Weltausstellung im Pavillon der Stadt Paris in Plänen und Modellen vor Augen geführt war, das Reservoir von *Montmartre*, das bestimmt ist, die höchsten Quartiere dieses Hügels mit Quell- und Brauchwasser zu versehen. Dieses, auf dem höchsten Punkt von Montmartre unmittelbar neben der im Bau begriffenen Eglise du Sacré-Coeur gelegene Bauwerk (s) soll einige ältere, kleinere Anlagen ersetzen; es besteht aus zwei Abtheilungen, die eine mit zwei, die andere sogar mit drei Etagen, von denen die unterste das Brauchwasser, die übrigen das Quellwasser aufnehmen. Beide Arten von Wasser werden von der am Fuss des Montmartre-Hügels gelegenen Pumpstation von St. Pierre (M) auf diese Höhe hinaufgepumpt. Das Quellwasser gelangt dahin durch natürliches Gefäll vom Reservoir der Dhuis in *Ménilmontant*, das Brauchwasser kommt aus der Seine von einem neu erstellten Wasserwerk in der Vorstadt *Bercy* (N), in Ersetzung des frühern Pumpwerks von St. Ouen, das, wie wir schon gesehen haben, Wasser aus dem untern Seinelauf nach Montmartre lieferte. Die Cubikinhalte der beiden Reservoirabtheilungen sind 4500 und 6500 m^3, die Ueberlaufhöhen der drei Etagen auf 127, 132 und 136 *m* über Meer oder 97 bis 106 *m* über der Seine. Auch hier ist unter der Reservoirsohle noch ein Hohlraum in Form von 2 *m* breiten und 2,4 *m* hohen Galerien gelassen worden, um allfällige Durchsickerungen des Wassers sofort entdecken und die Risse ausbessern zu können. Die Pfeiler und Umfassungsmauern sind aus Bruchsteinmauerwerk, letztere mit Cyclopenmauerverkleidung, die obersten Gewölbe aus Backsteinen in einer Stärke von 0,07 *m*. Das Werk ist mit sechs Thürmen ausgestattet, in welchen die Wendeltreppen zum Zugang der einzelnen Abtheilungen angebracht sind. Es wurde im Jahr 1886 begonnen, unter Leitung der Ingenieure *Bechmann* und *Journet* und des Architekten *Diet* ausgebaut und im December 1889 dem Betrieb übergeben.

(Schluss folgt.)

Versuche mit Druck-Turbinen.

Von Professor *A. Fliegner*.

(Schluss.)

Einfluss des Winkels α. Zählt man, um Mittelwerthe zu erhalten, wieder in den Tabellen III und IV bei allen denjenigen Turbinen, die mit beiden Einläufen *A* und *B* untersucht worden sind, wievielmal Wirkungsgrade grösser als ein angenommener Grenzwerth vorkommen, so ergiebt sich folgende Zusammenstellung:

	bei	VI, *a, b, c*	VII, *a, b, c*	VIII, *a, c*	IX, *a, c*	X, *a, c*
> 70 %	*A*	16	13	6	4	0
	B	6	13	8	5	0
> 60 %	*A*	21	17	11	8	6
	B	16	19	13	10	8

Ausser bei den Turbinen VI hat der Einlauf *B* stets eine etwas grössere Anzahl höherer Werthe des Wirkungsgrades, wenn auch der Unterschied nicht gerade gross ist. So lange also die relative Eintrittsgeschwindigkeit nicht gegen den Rücken der Schaufeln gerichtet ist, erscheint es vortheilhafter, den Einlaufwinkel α nicht zu klein zu nehmen. Das gleiche Ergebniss fand sich auch bei den Achsial-Turbinen. Es sind aber zu wenig verschiedene Werthe von α untersucht, um einen etwaigen günstigsten Werth für diesen Winkel erkennen zu können.

Der Einlauf *B* hat allerdings eine etwas grössere Austrittsgeschwindigkeit *w* als *A*, aber nur so wenig, dass sich das günstigere Verhalten von *B* aus dieser Verschiedenheit allein nicht erklären lässt.

Vergleichung der Turbinen V und VI, a. Diese beiden Turbinen haben gleiche Austrittswinkel $\alpha_2 = 9^0\,47'$ und nur wenig verschiedene Eintrittswinkel α_1, nämlich V: $12^0\,23'$; VI, *a*: $13^0\,41'$. Der Hauptunterschied zwischen ihnen liegt in der Form der Schaufeln, wie es die Figuren 5 und 6 zeigen. Eine Vergleichung der beiden ersten Columnen in Tabelle III und IV lässt nun ohne weiteres erkennen, dass, ausser bei den grössten Geschwindigkeiten, die Turbine V ganz entschieden und nicht unbedeutend besser ist als Turbine VI, *a*. Namentlich waren mit ihr grössere Bremsbelastungen erreichbar. Der Unterschied zwischen beiden Turbinen ist so gross, dass er sich aus der Verschiedenheit des Winkels α_1 nicht erklären lässt. Der Grund muss vielmehr in den Krümmungsverhältnissen der Schaufeln liegen. Es lässt sich aber aus diesen Versuchen allein nicht entscheiden, ob die schärfere Krümmung am Anfang, oder die schwächere am Ende der Schaufeln den Wirkungsgrad von VI, *a* gegenüber V herunterzieht. Zeichnet man jedoch in die Figuren die *relativen Bahnen* des Wassers ein, so sieht man, dass der Strahl bei VI, *a* auf schon radialer stehende Theile der Schaufel trifft als bei V, dass also bei VI, *a* verhältnissmässig mehr Wasser von vornherein wieder nach aussen abgelenkt werden wird, oder dass doch wenigstens, in Folge der kleineren nach einwärts gerichteten Geschwindigkeits-Componente parallel zur Schaufel, ein reichlicheres späteres Rückströmen nach aussen begünstigt werden muss. Danach scheint die *Schärfe der Krümmung am Anfang der Schaufeln* von VI, *a* *ungünstig* zu sein. Das gilt aber nur für Tangentialräder.

Vergleichung der Einläufe *A* **und** *C*. Die Einläufe der Tangentialräder werden wohl immer gleich hoch gemacht wie das Rad. Sind dann die Widerstände bei der Bewegung des Wassers an den Schaufeln hin grösser, als bei Berechnung des Rades angenommen worden ist, so könnte es vorkommen, dass der Canal an der Austrittsseite voll läuft, dass dadurch das Wasser gestaut und ein grösserer Theil desselben zum Austritt an der äusseren Seite des Rades gezwungen wird. Es wäre sogar nicht ausgeschlossen, dass der Canal in seiner ganzen Länge voll läuft, dass die Turbine also als Reactions-Turbine arbeitet. In solchen Umständen suchte ich früher den Grund des auch beim normalen Gange sich zeigenden Wasseraustrittes am äusseren Umfang.

Um diese Frage einigermassen experimentell untersuchen zu können, liess ich auch den Einlauf *C* anfertigen. Derselbe hat gleichen Winkel und fast gleiche Canalweite wie der Einlauf *A*. Während aber *A drei* Canäle besitzt, deren Höhe rund $^1/_3\,b_1$ beträgt, hat *C* nur *einen einzigen* Canal von der Höhe von rund b_1. Mit diesem Einlauf habe ich jedoch nur die beiden Turbinen V und VI, *a* untersucht.

Der Einlauf *C* verursacht bedeutend kleinere Widerstände als *A*, so dass bei ihm die Austrittsgeschwindigkeit *w* einen beträchtlich grösseren Werth annimmt, und mit ihm grössere Bremsbelastungen, bis 8 *kg*, erreicht wurden. Daher waren mit ihm auch mehr Versuche möglich, so dass eine Vergleichung der beiden Einläufe *A* und *C* durch

Zählung der Wirkungsgrade über einer bestimmten Grösse kein richtiges Urtheil gestatten würde. Bei *B* ist zwar die Geschwindigkeit auch grösser als bei *A*; in Folge des grösseren Werthes von α waren aber nicht wesentlich höhere Bremsbelastungen erreichbar als bei *A*. Die früher durchgeführte Vergleichung zwischen *A* und *B* mit einfacher Zählung war also zulässig.

Um doch eine Vergleichung der Einläufe *A* und *C* vornehmen zu können, habe ich in Tabelle VII die Wirkungsgrade zusammengestellt, aber in Function des Quotienten aus der beobachteten Umfangsgeschwindigkeit u_1 an der Eintrittsseite dividirt durch die tangentiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitcanälen, $w \cos \alpha$. Die Tabelle ist so angeordnet, dass jeder folgenden Zeile ein kleinerer Werth des Quotienten $u_1/w \cos \alpha$ entspricht.

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass bei beiden Turbinen mit dem Einlauf *C* kleinere Wirkungsgrade erhalten wurden als mit *A*. Namentlich stark ist der Unterschied bei Turbine V. Beim Einlauf *C* kann sich der Strahl im Rade durch die Ablenkung nicht mehr *seitlich* ausbreiten, weil er von Anfang an die ganze Breite der Schaufel bedeckt. Er muss sich daher sofort an die Kranzwandungen anlegen und an diesen bald den Rücken der vorhergehenden Schaufel treffen, jedenfalls früher als beim Einlauf *A*. In Folge dessen wird aber das Wasser viel mehr im Canal hin und her geworfen. Bei Turbine V trifft das Wasser, wegen der Art der Krümmung der Schaufeln, den Rücken der letzteren wahrscheinlich senkrechter als bei Turbine VI, *a*. Das dürfte der Grund sein, warum sich der Einlauf *C* bei V noch ungünstiger stellt, als bei VI, *a*.

Jedenfalls wird man aber aus diesen Versuchen den Schluss ziehen müssen, dass es nicht nur bei den Achsial-Turbinen zur Vermeidung der schädlichen *Girard*'schen Luftlöcher, sondern auch bei den Tangentialrädern, und daher wohl auch bei den Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung, besser ist, b_1 *grösser als b zu machen.*

Die Curven $\eta = f(n)$. Wenn man den Wirkungsgrad in Function der Umdrehungszahl aufträgt, so erhält man Curven, welche bei *allen* Versuchen mit den Tangentialrädern und den Einläufen *A* und *C* bald hinter dem höchsten Punkt eine eigenthümliche *Einbiegung* besitzen, wie sie z. B. Fig. 11 für Turbine VI, *a* und Einlauf *C* zeigt. In anderen Fällen ist diese Einbiegung nicht so deutlich ausgeprägt, aber doch unverkennbar. Die Curvenstücke zu beiden Seiten der Einbiegung liegen auf einer durchaus continuirlich verlaufenden Curve, wie dieselbe punktirt eingezeichnet ist. Dieselbe ist nicht ganz symmetrisch, sie steigt vielmehr meist etwas steiler an, als sie sinkt; die Abweichung bleibt aber stets klein.

Alle mit dem Einlauf *B* angestellten Versuche zeigen dagegen *keine solche Einbiegung*, die Curve verläuft auch fast ganz symmetrisch, wie z. B. die in Fig. 12, welche der Turbine IX, *a* angehört. Dasselbe gilt für die Achsial-Turbinen, und zwar für beide dort benutzte Einläufe.

Um den wahrscheinlichen Grund der Einbiegung bei den Tangentialrädern mit den Einläufen *A* und *C* zu finden, habe ich in den Figuren 5 bis 10 für verschiedene secundliche Umdrehungszahlen *n* die *relativen Bahnen* je des äussersten, mittelsten und innersten Wasserfadens gegenüber den Tangentialrädern eingezeichnet. Dabei gelten die ausgezogenen Curven für die Einläufe *A* und *C*, die gestrichelten für den Einlauf *B*. Die Einläufe sind in der Lage gegenüber den Turbinencanälen angenommen, in welcher der innerste Wasserfaden gerade noch am Rücken einer Schaufel vorbei kann.

Aus diesen Zeichnungen ist ohne weiteres ersichtlich, dass beim Einlauf *B* bei allen berücksichtigten Geschwindigkeiten die ganze ausgeströmte Wassermenge die Schaufeln stets trifft und also auch auf die Turbine einwirkt.

Anders steht es bei den Einläufen *A* und *C*. Bei den kleineren Geschwindigkeiten, bis etwa $n = 9$, trifft zwar in der gezeichneten Lage auch alles Wasser die

Tabelle VII.

Einläufe A und C. Tangentialräder V und VIa.

V				VI a			
A		*C*		*A*		*C*	
$\frac{u_1}{w \cos \alpha}$	η	$\frac{u_1}{w \cos \alpha}$	η	$\frac{u_1}{w \cos \alpha}$	η	$\frac{u_1}{w \cos \alpha}$	η
1,088	13,0			1,093	4,0		
		1,001	10,6				
0,976	30,7			1,000	25,4		
		0,935	24,4			0,998	10,8
0,902	46,8					0,931	25,3
				0,925	42,6		
0,881	52,7						
		0,876	36,5	0,985	49,1		
0,848	61,5						
		0,815	47,0	0,852	57,6	0,874	37,9
0,757	70,4						
		0,744	54,8	0,795	70,8	0,812	48,4
		0,680	61,1				
0,672	76,5					0,737	55,7
						0,666	61,1
0,635	85,7			0,647	71,1		
		0,627	66,6			0,625	67,5
				0,591	77,4		
		0,587	71,0			0,573	71,2
0,565	88,2						
		0,540	75,2			0,531	74,8
0,493	87,2			0,523	79,7		
		0,465	72,3	0,498	86,3	0,499	78,4
		0,420	72,2			0,460	78,6
0,411	81,4			0,396	77,0		
		0,367	69,3			0,368	69,7
0,313	68,5			0,310	67,0		
		0,305	62,4			0,293	60,3
0,226	54,0	0,226	50,0			0,214	47,4
		0,152	36,1			0,146	34,7
0,144	37,4						
		0,083	21,0			0,075	19,0
		0,028	7,5	0,064	15,1		

Schaufeln; erst bei weiterer Drehung fangen die äussersten Wasserfäden an, *frei* nach *aussen* abzuströmen, *ohne mit den Schaufeln in Berührung gekommen zu sein.* Da das aber bei den kleinsten Geschwindigkeiten, allerdings in geringerem Grade, auch der Fall ist, so kann *dieses* äussere Ausströmen den Wirkungsgrad noch nicht stark beeinflussen. Bei grösseren Geschwindigkeiten beginnt dagegen das Wasser von bestimmten Schaufelstellungen an eine Zeit lang *in seiner ganzen Menge* frei wieder auszutreten, ohne eine Schaufel getroffen zu haben. Von diesem Augenblicke an nimmt der Wasserverlust nach aussen mit wachsendem *n* rasch zu, und das muss den Wirkungsgrad hinunterdrücken. Beim hydraulischen Leergang strömt endlich alles Wasser vollständig frei durch die Turbine hindurch, ohne irgend welche Arbeit auf dieselbe zu übertragen. In der Nähe dieses Leerganges muss folglich der Einfluss dieses Wasserverlustes wieder in den Hintergrund treten, der Verlauf des Wirkungsgrades sich also wieder der continuirlichen Fortsetzung seines anfänglichen Verlaufes nähern.

Die fragliche Einbiegung erscheint hiernach als eine Folge des verhältnissmässig bedeutenden Wasserverlustes bei Umdrehungszahlen zwischen etwa 9 bis 16 in der Secunde. Damit ist aber auch noch ein Grund nachgewiesen, warum, wenigstens bei Tangentialrädern, zu kleine Werthe des Winkels α nachtheilig sein müssen.

Die Curven $\eta = f(n)$ haben noch eine wichtige Eigenschaft, auf die ich ausdrücklich hinweisen muss. Schon die Tabellen, namentlich aber die Zeichnungen, zeigen, dass *der günstigste Wirkungsgrad stets, und zwar ganz unabhängig von den Winkeln, in der Nähe der halben Geschwindigkeit des hydraulischen Leerganges liegt.* Man braucht den Curven meist gar keinen grossen Zwang anzuthun, um ihn sogar genau an diese Stelle zu bringen.

Diese Lage des günstigsten Ganges lässt sich übrigens auch durch die Rechnung als angenähert richtig nachweisen. Setzt man zu diesem Zwecke w_2 aus Gleichung (4) in Gleichung (5) ein und dividirt dann durch Gleichung (1), so erhält man den hydraulischen Wirkungsgrad des eigentlichen Rades genau zu:

$$\eta = \frac{L}{L_m} = \frac{2\,u_1}{w^2 + 2\,g\,H_0} \left[w \cos \alpha - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 u_1 + \right.$$

$$\left. + \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos \alpha_2}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{w^2 - 2\,w\,u_1 \cos \alpha + \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 u_1^{\,2} + 2\,g\,H_0} \right] \quad (12)$$

Hier muss man sich einige Annäherungen gestatten. Jedenfalls geht H_0 stets mit genügender Genauigkeit zu ver-

nachlässigen. Ferner soll der Kranz so schmal vorausgesetzt werden, dass man $r_2/r_1 \backsim 1$ annehmen darf. Endlich ist meist α so klein, dass man $\cos \alpha \backsim 1$ setzen kann. Multiplicirt man dann noch mit dem Factor u_1/w^2 in die eckige Klammer, so findet man für η:

$$\eta = 2\left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\sqrt{1+\zeta}}\right)\left[\frac{u_1}{w} - \left(\frac{u_1}{w}\right)^2\right] \quad . \quad . \quad (13)$$

ζ ist jedenfalls auch von u_1 abhängig; es tritt aber in der Formel so auf, dass sein Einfluss nicht besonders gross sein kann. Namentlich in der Nähe des günstigsten Ganges darf man also $\zeta \backsim$ const. setzen. Dann ergiebt Gleichung (13) für den günstigsten Werth von u_1/w:

$$\left(\frac{u_1}{w}\right)_m = \frac{1}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Da nach derselben Gleichung der hydraulische Leergang bei angenähert $u_1 = w$ auftritt, so ist Gleichung (14) der analytische Ausdruck des vorhin aus den Versuchen nachgewiesenen Gesetzes.

In Wirklichkeit liegt übrigens die Umfangsgeschwindigkeit beim hydraulischen Leergang, angenähert unabhängig von der Grösse des Winkels α, ziemlich nahe bei w. Wenigstens hat bei den Tangentialrädern, bei denen allein der hydraulische Wirkungsgrad berechnet worden ist, die graphische Interpolation der Curven $\eta = f(n)$ als secundliche Umdrehungszahl n_0 beim hydraulischen Leergang und beim Drucke von H = 34,1 *m* für die Einläufe

	A	*B*	*C*
$n_0 =$	18,5	20,0	20,0

ergeben, und zwar ganz unabhängig von der Grösse der Winkel α_1 und α_2. Allerdings schwankt dieser Werth bei *B* stärker als bei *A*; bei *C* ist er unsicher, weil dieser Canal nur wenig benutzt worden ist. Obigen Umdrehungszahlen entsprechen Umfangsgeschwindigkeiten u_0 am äusseren Umfang von:

	A	*B*	*C*
$u_0 =$	20,923	22,620	22,620 *m*/Scd.

Früher sind die Ausflussgeschwindigkeiten aus den Einlauf-Canälen angegeben worden zu:

$w =$	18,914	19,378	21,846 *m*/Scd.

Diese Werthe sind allerdings unter einer so beschaffenen angenäherten Annahme über den Verlauf des Geschwindigkeits-Coefficienten berechnet, dass die wirkliche Geschwindigkeit eher etwas grösser zu erwarten ist. Dann würden u_0 und w sogar noch besser übereinstimmen.

Sieht man vom Einlauf *C* ab, weil bei ihm n_0 weniger sicher bestimmbar war, so zeigen die beiden anderen Einläufe *A* und *B* angenähert das nämliche Verhältniss zwischen u_0 und w, trotzdem der Winkel α bei beiden sehr verschieden ist. Der Grund dieses Verhaltens ist darin zu suchen, dass der Wasserstrahl bei einem grösseren Werthe von α weiter innen liegende, schon mehr tangential gerichtete Theile der Schaufeln trifft, was für den hydraulischen Leergang eine verhältnissmässig grössere Umfangsgeschwindigkeit an der getroffenen Stelle zur Folge hat.

§ 3. Schlussfolgerungen.

Die Ergebnisse der besprochenen Versuche mit Druck-Turbinen stehen nicht im Einklange mit denjenigen der gewöhnlich entwickelten Theorie. Man muss daraus den Schluss ziehen, dass letztere von Annahmen ausgeht, welche mit den wirklichen Verhältnissen nicht genügend übereinstimmen. Es soll noch kurz untersucht werden, welches wahrscheinlich diese Annahmen sind. Dabei kann aber jedenfalls nur die Bewegung des Wassers durch das eigentliche Rad in Frage kommen; die Bewegung durch die Zuleitung muss selbstverständlich nach den Grundsätzen beurtheilt werden, welche die praktische Hydraulik für geschlossene Leitungen entwickelt.

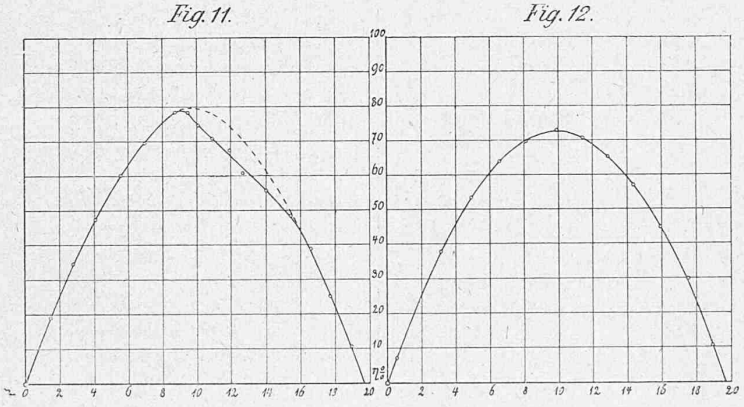
Für die Bewegung des Wassers durch die Canäle einer Druck-Turbine stellt man ganz allgemein die Forderung, dass

1. *der Eintritt des Wassers ohne Stoss* erfolgen, d. h., dass die relative Eintrittsgeschwindigkeit, w_r in Figur 4, parallel zur Schaufel-Tangente gerichtet sein solle. Man verlangt das in der Meinung, dass sonst das Wasser verspritzt und schlechter wirkt. Diese Forderung kann aber für *Druck*-Turbinen durchaus nicht als selbstverständlich bezeichnet werden. Das Verspritzen ist natürlich die Folge einer Kraftwirkung zwischen Wasser und Schaufel. Tritt dasselbe ein, *nachdem* das Wasser durch eine solche Kraftwirkung seine Arbeit an die Schaufel abgegeben hat, so kann es offenbar nicht besonders nachtheilig sein.

Arbeitsverluste sind beim Stoss allerdings durchaus nicht vermieden. Beim stossfreien Eintritt ist das aber ebensowenig der Fall, wenigstens, wenn man die Bewegungen bis zu einer gleich grossen Richtungsänderung des Wassers vergleicht.

Die Frage kann also nur die sein, *bei welcher Art der Wirkung des Wassers die geringeren Widerstände auftreten.*

Fig. 11. *Fig. 12.*



Maasstab 1 : 2.

Aus den Versuchen mit den *Achsial-Turbinen* muss man in dieser Richtung den Schluss ziehen, dass *der Eintritt mit Stoss weniger ungünstig* ist als der stossfreie; vergleiche Turbine III und IV gegenüber I mit Einlauf *A* und *B* in Tabelle II. Nur darf der Stoss selbstverständlich *nicht gegen den Rücken* der Schaufeln gerichtet sein.

Die *Tangentialräder* scheinen auf ein entgegengesetztes Verhalten hinzudeuten. Bei diesen kommt aber noch der neue Arbeitsverlust durch Wasserverlust nach aussen hinzu. Man wird daher kaum fehl gehen, wenn man zur Vermeidung von Widersprüchen annimmt, dass letzterer mit zunehmendem Winkel α_1 rascher wächst, als die Verluste durch sonst günstigere Wirkung am Anfang der Schaufeln abnehmen.

Die Richtigkeit obiger Auffassung wird auch dadurch bestätigt, dass bei allen untersuchten Tangentialrädern ohne Ausnahme und ganz unabhängig von der Grösse von α und α_1 die günstigste Geschwindigkeit in der Nähe der halben Leergangsgeschwindigkeit liegt. Würde ein Stoss am Eintritt wirklich nachtheilig sein, so müsste sich der günstigste Gang mehr nach der Seite des tangentialen relativen Eintrittes hin verschieben, d. h. die günstigste Geschwindigkeit müsste sich bei grösserem Werthe von α_1 auch grösser ergeben.

Ausser bei den Tangentialrädern dürfte es also bei den übrigen Arten von Druck-Turbinen richtiger sein, die Forderung des stossfreien Eintrittes fallen zu lassen und den Winkel α_1 grösser zu wählen, als es gewöhnlich geschieht, die Schaufel-Tangente am Anfang also mehr normal zum Umfang zu legen. Dann giebt der Wasserstrahl den grössten Theil seiner angehäuften Arbeit an die Turbine ab, so lange er noch ordentlich zusammenhält. In einer solchen Wirkungsweise suche ich den Grund der guten Ergebnisse neuerer Turbinen-Arten*), bei denen ein

*) Die *Pelton*-Wasserräder, siehe „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines", 1885, Seite 50 und namentlich Turbinen von *Escher, Wyss u. Cie.* in *Zürich*, siehe „Deutsches Reichs-Patent, Classe 88, Nr. 36211" und „Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure," 1886, Seite 947.

freier Strahl gegen *löffelförmige* Schaufeln geleitet wird, so dass sich seine Einwirkung fast auf einen einzigen Punkt zusammendrängt.

Die zweite entschieden unrichtige Annahme, unter welcher die Theorie der Druck-Turbinen entwickelt wird, ist die, dass

2. *der Widerstands-Coefficient ζ für die Bewegung des Wassers an den Schaufeln hin constant sei,* d. h. unabhängig von der Schaufelform, namentlich von den Winkeln. Tab. I zeigt unmittelbar, dass ζ um so kleiner ausfällt, je kleiner der Ablenkungswinkel des Wassers bleibt. Und zwar scheint es dabei auf die *ganze* Richtungsänderung von α bis α_2 anzukommen. Bei den Tangentialrädern deutet der Verlauf des Wirkungsgrades ebenfalls darauf hin, dass ζ mit der Gesammtablenkung des Wassers wachsen muss, wenn auch dieser Zusammenhang wegen der Arbeitsverluste durch Wasserverluste nach aussen weniger deutlich hervortritt.

Dieses Verhalten von ζ lässt sich aus der schon früher untersuchten fortschreitenden Ausbreitung des Strahles und der daherigen ununterbrochenen Zunahme der Widerstände leicht erklären (s. Schweiz. Bauzeitung, 1885, V, 126).

Würde man die Abhängigkeit des Widerstands-Coefficienten ζ von den Winkeln analytisch darstellen und in die Formeln einführen können, so würde man aus der Rechnung z. B. nicht die Constructionsregel erhalten, dass α_2 möglichst klein ausgeführt werden solle, sondern es würde sich für diesen Winkel ein ganz bestimmter günstigster Werth ergeben. Nach den hier mitgetheilten Versuchen scheint derselbe für die gebräuchlichen Druck-Turbinen bei $\alpha_2 \backsim 25^0 - 26^0$ zu liegen. Für die neueren Turbinen mit löffelförmigen Schaufeln gilt aber vielleicht ein anderer Werth.

Bei der Construction einer Druck-Turbine gewöhnlicher Anordnung sollten hiernach folgende, von den gebräuchlichen abweichende Regeln befolgt werden:

Der Winkel α sollte, namentlich bei den Tangentialrädern, nicht zu klein gemacht werden, wenn auch für denselben noch kein günstigster Werth angegeben werden kann.

Der Winkel α_1 sollte nahezu 90^0 betragen. Nur bei den Tangentialrädern ist es besser, ihn etwa wie beim „stossfreien Eintritt" zu wählen. Die Ausnahmestellung der Tangentialräder ist durch die Wasserverluste nach aussen bedingt.

Der Winkel α_2 hat einen günstigsten Werth in der Nähe von rund 25^0.

Die günstigste Umfangsgeschwindigkeit an der Eintrittsseite, also auch die des normalen Ganges, ist angenähert halb so gross wie die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leit-Canälen.

Zürich, Juni 1889.

Miscellanea.

Die Reform der Eisenbahn-Fahrpreise in Oesterreich. In Nr. 15 vom verflossenen 12. April haben wir der Eingabe der Wiener Handelskammer an den österreichischen Handelsminister Erwähnung gethan, worin dieselbe auf die Vortheile hinweist, die der ungarische Zonentarif dem reisenden Publicum, dem Handel und Verkehr gewährt, und in welcher der Wunsch ausgesprochen wird, es möchte auch in den Tarifen der cisleithanischen Reichshälfte eine entsprechende Reform eingeführt werden. Es sind nun bereits die österreichischen Staatsbahnen mit einer solchen Reform hervorgetreten, welche die Genehmigung des Handels- und Finanzministeriums erlangt hat und am kommenden 1. Juni in Kraft treten soll.

Der Tarif ist zwar ebenfalls ein Zonentarif, er beruht aber auf wesentlich andern Grundlagen als der ungarische. Im Prinzip schliesst er sich dem im vorigen Jahr veröffentlichten Vorschlage Urbanec's an, nach welchem die Grundtaxen für den Personenkilometer der drei Wagenklassen 1, 2 und 3 kr. ($2^1/_2$, 5 und $7^1/_2$ cts.) betragen sollen, und dass jede Station ein Centrum für die umliegenden Zonen bilden soll. Die Zoneneintheilung ist die folgende: Die ersten 100 *km* theilen sich in 5 Zonen zu 10 *km*, hierauf kommen 2 Zonen zu 15 *km* und eine zu 20 *km*; alle weiter folgenden Zonen haben jeweils 50 *km*. Für jede Zone wird der Fahrpreis nach der kilometrischen Entfernung der Endstation berechnet, und dieser Preis ist für die ganze Zone gültig. Es folgt hieraus eine Begünstigung des Nahverkehrs, weil für diesen die Zonen kleiner gehalten sind und demgemäss der Umstand, dass man für eine im Beginn der Zone liegende Station gleichviel Fahrgeld zahlen muss, wie für die letzte Station in derselben, in den acht Zonen der ersten 100 *km* weniger ins Gewicht fällt als in den grössern Zonen zu 50 *km*. Der Tarif stellt sich somit zu den Differenzialtarifen, welche eine Preisermässigung für grosse Fahrstrecken gewähren, in ausgesprochenen Gegensatz. Dem Vortheile, welcher dem reisenden Publicum, namentlich demjenigen der dritten Classe durch die niedrigern Einheitspreise gewährt wird, werden zur Ausgleichung allzugrosser Ausfälle in den Einnahmen folgende weitern Neuerungen entgegengesetzt. In erster Linie fallen alle bisherigen Fahrkarten zu ermässigten Preisen, wie Retourkarten, Abonnementskarten, Saisonkarten, Wallfahrerkarten u. s. w. weg. Kleinere Stationen werden in der Regel nur mit Karten dritter Classe versehen, können dagegen zwei oder drei derselben behufs Benutzung der zweiten oder ersten Classe abgeben. Wo bisher für Kinder unter 10 Jahren, für Schüler und Arbeiter Begünstigungen bestanden, werden dieselben ersetzt durch die Ausgabe von halben Karten.

In zweiter Linie erleiden die Fahrpreise aller Classen eine Erhöhung um 50 % für die Schnellzüge, und in dritter Linie entfällt das Recht auf Freigepäck im Betrag von 25 *kg* pro Person, wie es bisher bestand. In Zukunft wird für alles nicht in den Personenwagen mitgenommene Gepäck 0,2 kr., gleich 0,5 cts. per je angefangene 10 *kg* und pro *km* berechnet.

Auch die Privatbahnen sollen nach einer Erklärung des Handelsministers angehalten werden, diesen Kreuzertarif, wie er genannt wird, allmälig einzuführen, sodass derselbe also in nicht allzuferner Zeit auf dem gesammten österreichischen Netz Gültigkeit besitzen wird.

Die Wirkungen, welche der neue Tarif für den Reisendenverkehr haben wird, sind nicht leicht von vorn herein zu übersehen, und es sind bereits in den Zeitungen und Zeitschriften des Landes vielfach Aeusserungen für und gegen einzelne Punkte laut geworden. Dass durch die Fahrpreise der Personenverkehr, und zwar namentlich der Nahverkehr und derjenige in der dritten Classe begünstigt wird, haben wir schon erwähnt und steht ausser Zweifel. Dagegen wird z. B. hervorgehoben, dass die doppelte Grundtaxe für die zweite Classe zu hoch gegriffen sei, wie auch der Zuschlag von 50 % für die Schnellzüge. Von anderer Seite wird die Grösse der obern Zonen von je 50 *km* angegriffen, indem nicht recht ersichtlich sei, warum ein Reisender für 101 *km* 3 fl. zu zahlen habe, während ein anderer für nur 2 *km* weniger bloss 2 fl. entrichten müsse. Man werde diese Bestimmung zu umgehen suchen, indem man für eine ganze Fahrt mehrere Theilkarten löse u. s. w., sodass es rathsam erscheinen möchte, auch die Zonen, die mit dem hundertsten *km* beginnen, kleiner zu machen als 50 *km*.

Am meisten Widerspruch scheint aber die Aufhebung des Freigepäckes erfahren zu sollen. Es werden Befürchtungen gehegt, dass das jetzt schon lästige Vollstopfen der Personenwagen mit Handgepäck noch einen viel grössern Umfang annehmen und zu einer wahren Calamität werden möchte, welche von Misshelligkeiten unter den Reisenden und rascherer Abnützung des Wageninnern begleitet sein werde. Auch die Bestimmung, dass jedem Reisenden nur bestimmt abgegrenzter Gepäckraum im Wagen zur Verfügung stehe, werde die Frage nicht ganz lösen. Ferner werde es Fälle geben, in welchen die durch den neuen Zonentarif gewährte Ersparniss am Fahrpreis durch die Gepäckgebühr aufgehoben werde oder sich wenigstens auf wenige Kreuzer reducire.

Ob diesen Einwänden noch irgend welche Folge gegeben wird, scheint fraglich; es wird sich ja jedenfalls erst durch die Erprobung herausstellen, welche und wie weit gehende Vortheile das Publicum im Durchschnitt aus dem neuen Tarif ziehen wird, denn die Einzelfälle können nicht massgebend sein. Jedenfalls ist hier ein weiterer, wichtiger Schritt auf der Bahn der Reform der Personentarife gethan und es wird dieser Schritt wohl auch andere Staaten zu entsprechenden Versuchen anregen, namentlich wenn er von gutem Erfolg, sowohl für die Bahngesellschaften wie für die Reisenden sein sollte. Wir werden nicht ermangeln, auf den Gegenstand zurückzukommen, wenn Weiteres zu melden oder wenn einmal bestimmte Erfahrungen vorliegen. — Zum Schluss wollen wir noch für die ersten 20 Zonen und für die dritte und zweite Classe die Fahrpreise in Frankenwährung hinschreiben. Zu diesen Preisen treten noch diejenigen für das Gepäck hinzu, welche nach den oben angegebenen Einheitspreisen zu rechnen sind.