

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 31/32 (1898)
Heft: 2

Artikel: Ueber Niederdruckturbinen mit gesteigerter Umdrehungszahl
Autor: Escher, Rudolf
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-20722>

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: 17.05.2025

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

INHALT: Ueber Niederdruckturbinen mit gesteigerter Umdrehungszahl. — Das historische Museum in Bern. II. (Schluss.) — Miscellanea: Bau der schweizerischen land- und milchwirtschaftlichen Versuchs- und Untersuchungsanstalt auf dem Liebefeld bei Bern. Graphitschmierung bei Lokomotiven. Acetylen-Fachausstellung in Kannstadt. Dampfkraft zur Erzeugung von elektrischem Strom in Preussen. Auszeichnung von F. J. Hefner-

Alteneck. Der Asphaltverbrauch zur Herstellung von geräuschlosem Strassenpflaster. — Konkurrenzen: Neubau einer zweiten reformierten Kirche in der Kirchgemeinde Neumünster in Zürich. Neue Quai- und Hafenanlagen in Christiania. — Nekrologie: Charles Iguel. Walter Schild. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. Stellenvermittlung. Hierzu eine Tafel: Das historische Museum in Bern.

Ueber Niederdruckturbinen mit gesteigerter Umdrehungszahl.

Von Professor Rudolf Escher.

Bei Turbinen mit geringem Gefälle ist es häufig sehr erwünscht, eine möglichst hohe Umdrehungszahl zu haben. Dies trifft namentlich dort zu, wo eine Dynamomaschine direkt auf die Turbinenwelle gesetzt werden soll, indem die Dynamomaschine um so kleiner und billiger wird, je grösser die Umdrehungszahl ist.

Unter sonst gleichen Verhältnissen lässt sich die Umdrehungszahl einer Turbine durch einen Ausdruck von der Form

$$n = \text{const. } b^{3/4} Q^{-1/2}$$

darstellen, wobei b das Gefälle und Q die Wassermenge in der Zeiteinheit bedeutet. Die Umdrehungszahl wächst mit dem Gefälle und nimmt mit zunehmender Wassermenge ab. Mit dem Gefälle hat man stets als mit einer durch die Umstände gegebenen Grösse zu rechnen. Die Wassermenge pflegt zwar ebenfalls gegeben zu sein; wo sie aber sehr bedeutend ist, muss man sie ohnehin auf mehrere Turbinen verteilen, und indem man eine grössere Anzahl von Maschinengruppen anordnet, kann man die auf eine Turbine entfallende Wassermenge entsprechend klein halten. Freilich steht der Kostenpunkt wieder der Anordnung einer zu grossen Zahl von Maschinengruppen entgegen. Dafür kann man sich aber so helfen, dass man mehrere Turbinen auf ein und dieselbe Welle setzt, eine neuerdings viel verwendete Anordnung; ich erinnere beispielsweise nur an die von Escher Wyss & Co. gebauten Anlagen von Chèvres mit Doppelturbinen und von Rheinfelden mit vierfachen Turbinen.

Nun gibt es aber noch ein Mittel, die Geschwindigkeit zu erhöhen, das wohl geeignet wäre, in vielen Fällen gute Dienste zu leisten.

Bei den bis heute ausgeführten Niederdruckturbinen pflegt die Umfangsgeschwindigkeit den Wert

$$w_1 = 0,75 \sqrt{2gh}$$

kaum zu überschreiten, sie bleibt vielmehr meistens darunter. Es hängt das mit der Wahl der Winkel zusammen, bei der man sich stets enge an eine vorhandene Tradition zu halten pflegt. Es lässt sich nun zeigen, dass man durch eine vom Hergebrachten abweichende Wahl der Winkel die Geschwindigkeit ganz erheblich steigern kann. Freilich muss dieser Vorteil durch eine Einbusse am Nutzeffekt bezahlt werden; indessen wird man in vielen Fällen diesen Preis gegenüber dem erreichbaren Vorteil nicht zu hoch finden.

Ich will diese kleine Untersuchung durchführen für eine von aussen beaufschlagte Vollturbine, welcher Typus für die in Frage kommenden Anlagen sich ja am besten eignet. Die Uebertragung auf irgend welche andere Anordnung bietet übrigens keine Schwierigkeiten.

Unter Bezugnahme auf Fig. 1 seien folgende Bezeichnungen gewählt. Es bedeute

b das wirksame Gefälle,

c_1 und c_2 die Geschwindigkeit des Wassers längs der Schaufeln beim Austritt aus dem Leitrad, beim Eintritt in das Laufrad und beim Austritt aus dem Laufrad,

α_1 und α_2 die Winkel, welche die Schaufeln an den genannten Punkten mit der Normalen zum Umfang bilden.

w_1 und w_2 die Umfangsgeschwindigkeiten des Laufrades beim Ein- und beim Austritt des Wassers.

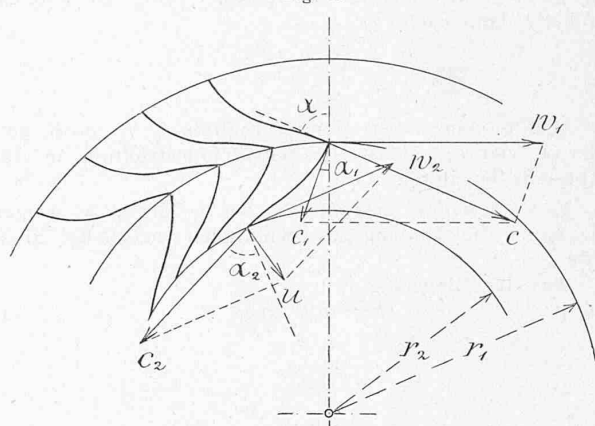
r_1 und r_2 die entsprechenden Halbmesser.

Unter der Voraussetzung eines stossfreien Ueberganges des Wassers aus dem Leitrad ins Laufrad besteht bekanntlich die Beziehung

$$2gh - c^2 = (c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) \quad (1)$$

Soll die Umdrehungszahl möglichst hoch ausfallen, so muss man einerseits den Durchmesser möglichst klein und andererseits die Umfangsgeschwindigkeit möglichst hoch halten. Mit dem Durchmesser ist man aber gebunden. Massgebend für den inneren Durchmesser ist die Geschwindigkeit, mit der man das Wasser in axialer Richtung fortfließen lässt, bezw. der Teil des Gefalles, den man hierfür opfern will. Da man damit nicht zu weit gehen darf, hängt dieser Durchmesser also wesentlich von der Wassermenge ab. Mit dem innern Durchmesser ist aber

Fig. 1.



auch der äussere mehr oder weniger fest bestimmt; der Betrag, innerhalb dessen er variieren kann, ist jedenfalls nur klein. Es kommt daher für die Umdrehungszahl nur noch die Umfangsgeschwindigkeit w_1 in Betracht.

Um die zu untersuchenden Verhältnisse zu übersehen, könnte man, nachdem über die Austrittsrichtung noch eine Annahme gemacht worden ist, die Umfangsgeschwindigkeit w_1 als Funktion der Schaufelwinkel darstellen. Diese Funktion wird aber ziemlich kompliziert ausfallen; wir bekommen einen besseren Ueberblick auf folgende Weise.

Die Bedingung für den stossfreien Eintritt ins Laufrad schreibt sich:

$$c^2 = w_1^2 + c_1^2 - 2w_1c_1\sin\alpha_1 \quad (2)$$

Für den Austritt des Wassers aus dem Laufrad schreibt man gewöhnlich die Bedingung von

$$c_2\sin\alpha_2 = w_2.$$

Es lässt sich besser rechnen, wenn wir anstatt dessen setzen

$$c_2 = w_2 \quad (3)$$

Diese Bedingung weicht in ihrem Einflusse so wenig von der ersten ab, dass die Vertauschung ohne weiteres zulässig erscheint. Wer sich doch an die erste Austrittsbedingung halten will, wird leicht dazu kommen, die Rechnungsergebnisse der Untersuchung entsprechend umzumodeln.

Führt man die Bedingungen (2) und (3) in die Grundgleichung (1) ein, so erhält man unter Berücksichtigung dessen, dass

$$w_1 - c_1\sin\alpha_1 = c\sin\alpha,$$

die Grundgleichung in der sehr einfachen Form.

$$gh = w_1c\sin\alpha \quad (4)$$

deren Betrachtung uns das besprochene Mittel an die Hand geben wird.

Man erkennt sofort, dass die Umfangsgeschwindigkeit w_1 um so grösser wird, je kleiner $c \sin \alpha$ ist. Diesen Wert hat man aber völlig in der Hand; man kann ihn beliebig klein machen, und dementsprechend könnte w_1 beliebig gross werden. In Wirklichkeit hat das natürlich seine Grenzen. Die Umfangsgeschwindigkeit w_1 übermässig gross zu machen, verbietet die Rücksicht auf den Nutzeffekt; die absolute Austrittsgeschwindigkeit und damit der entsprechende Arbeitsverlust wächst mit der Umfangsgeschwindigkeit w_1 resp. w_2 , da man die Schaufeln am innern Umfang nicht beliebig flach nehmen darf. Ebenso wird uns die Rücksicht auf die Geschwindigkeit c_1 , die, wie gezeigt werden soll, ein gewisses Mass nicht überschreiten darf, eine Beschränkung auferlegen, und so stossen wir denn bald auf eine Grenze, über die hinaus die Umfangsgeschwindigkeit nicht ohne ernstlichen Schaden für die Güte des Nutzeffektes getrieben werden kann.

Diese Grenze ergibt sich aus folgender Betrachtung. Das Wasser darf beim Durchströmen durch die Laufradzellen keine nennenswerten Verzögerungen erfahren; denn das hätte erhebliche Arbeitsverluste zur Folge. Dagegen wird es noch als zulässig erscheinen, $c_1 = c_2$ zu nehmen. Man hätte dann nach (3)

$$c_1 = c_2 = w_2$$

oder

$$c_1 = w_1 \cdot \frac{r_2}{r_1}$$

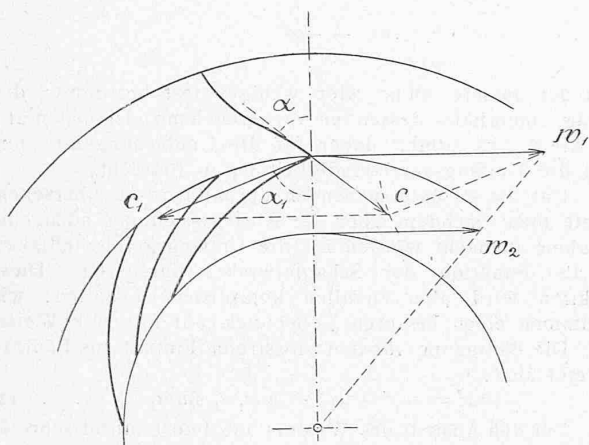
Wählt man neben dem Verhältnis $r_2 : r_1$ noch entweder α oder α_1 , so ist die Schaufelkonstruktion in der Hauptsache bestimmt.

Es wäre nun zu untersuchen, wie α oder α_1 zu wählen sind, damit die Umfangsgeschwindigkeit möglichst gross werde.

Aus der Gleichung

$$gh = w_1 c \sin \alpha \quad (4)$$

Fig. 2.



ergibt sich als Bedingung hierfür, dass $c \sin \alpha$, also die Projektion von c auf die Tangente am Radumfang möglichst klein ausfallen soll.

In dem Geschwindigkeitsparallelogramm Fig. 2 muss die Ecke des Parallelogramms auf dem Bogen liegen, der mit dem Radius w_2 aus dem Endpunkt von w_1 geschlagen wird; weil ja vorhin als Bedingung aufgestellt wurde

$$c_1 = w_2.$$

Soll die Projektion von c auf die Tangente möglichst klein ausfallen, so muss die Ecke des Parallelogramms möglichst nahe an die Tangente heran gerückt werden, mit andern Worten, der Winkel α_1 muss möglichst gross sein, oder die Schaufeln des Laufrades müssen am Eintritt möglichst flach stehen, während man ihnen für gewöhnlich eine recht steile Stellung giebt, wie in Fig. 1 angedeutet.

Es sei zum Beispiel gewählt

$$\alpha_1 = 65^\circ; \sin \alpha_1 = 0,906.$$

$$r_2 : r_1 = 3 : 4.$$

Demnach wäre

$$c_1 = w_2 = 0,75 w_1$$

$$c_1 \sin \alpha_1 = 0,68 w_1$$

$$c \sin \alpha = w_1 - c_1 \sin \alpha_1 = 0,32 w_1.$$

Nach der Grundgleichung

$$gh = w_1 c \sin \alpha \quad (4)$$

würde

$$gh = 0,32 w_1^2$$

oder endlich

$$w_1 = 1,25 \sqrt{2 gh}.$$

Diese Umfangsgeschwindigkeit ist aber mehr als anderthalbmal so gross, als diejenige, die sich bei den landläufigen Winkeln ergibt.

Nimmt man den Austrittswinkel α_2 ebenfalls zu 65° an, so müsste man, damit, wie angenommen, c_2 gleich c_1 werde, das Rad an der Austrittsseite entsprechend erweitern. Die Laufradschaufeln erhalten bei diesen Winkelverhältnissen, wie Fig. 2 zeigt, eine Krümmung, welche der sonst üblichen gerade entgegengesetzt ist. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit findet sich

$$u = \sqrt{0,165 \cdot 2 gh};$$

sie bringt also einen Verlust von 16,5 % mit sich, und das ist der Preis, womit die grosse Umfangsgeschwindigkeit bezahlt werden muss. Der Winkel α wird $46\frac{1}{2}^\circ$; die Leitschaufeln stehen also sehr steil. Das konveniert in vielen Fällen sehr schlecht. Um α grösser, die Leitschaufeln also flacher stehend zu erhalten, ohne dass gleichzeitig auch α_1 übermässig gross und c zu klein wird, müsste man c_1 kleiner als w_2 machen; das würde dann allerdings eine Einbusse an Geschwindigkeit bringen.

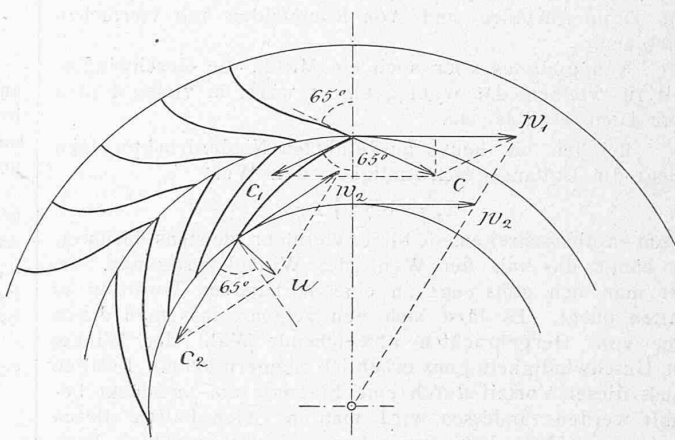
Nehmen wir beispielsweise

$$c \sin \alpha = \frac{1}{2} w,$$

so wird

$$w = \sqrt{2 gh}$$

Fig. 3.



also immerhin noch $\frac{4}{3}$ -mal so gross, als bei den gewöhnlichen Winkeln.

$$c = c_1$$

$$\alpha = \alpha_1$$

Setzt man

$$\alpha = \alpha_1 = \alpha_2 = 65^\circ,$$

so gestaltet sich die Schaufelung etwa nach Fig. 3.

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit wird für

$$c_2 = w_2 \text{ und}$$

$$r_2 : r_1 = 3 : 4$$

$$u = \sqrt{0,106 \cdot 2 gh}$$

oder die im austretenden Wasser enthaltene, lebendige Kraft verursacht einen Verlust von 10,6 %, was schon wesentlich günstiger als im vorigen Beispiel wäre. Das Rad erhält am innern Umfang eine wesentliche Verbreiterung, deren Betrag sich aus der Bedingung, dass $c_2 = w_2$ ohne weitere Anleitung ergibt.

Wenn man für die Richtung der absoluten Austritts-

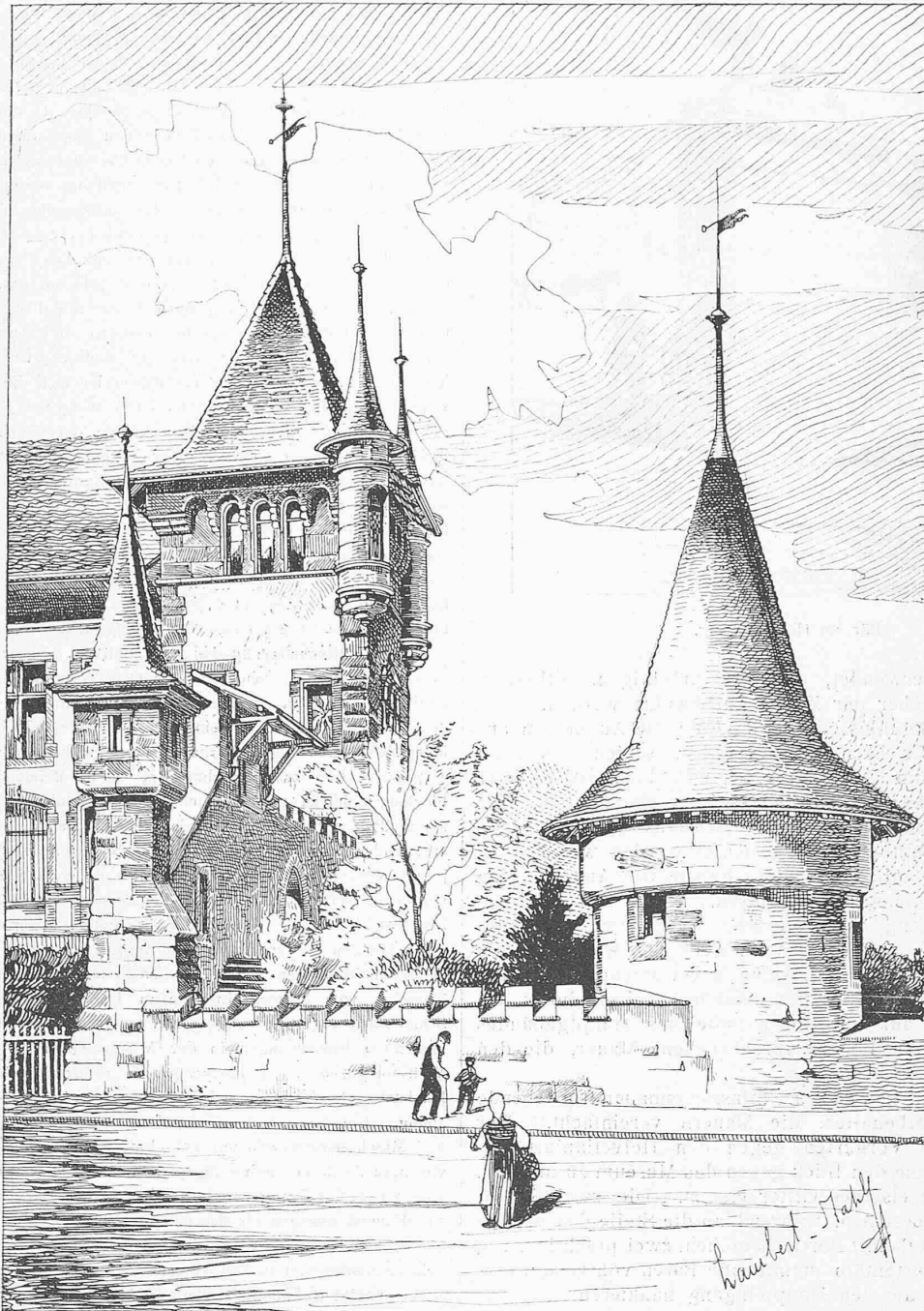
geschwindigkeit irgend eine andere Annahme macht, so wird man zunächst nach Annahme der Winkel und Halbmesserverhältnisse die Geschwindigkeitsparallelogramme in irgend einem unbestimmten Masstabe entwerfen und diesen Masstab hernach mit Hilfe der Grundgleichung Nr. 1 bestimmen.

Das ganze Gebäude ist überhaupt von einfachster Ausführung und bei vielen Details merkt man, dass die Mittel genau bemessen waren. Die von Herrn Ed. v. Rod mit grosser Sparsamkeit gemachte Kostenberechnung konnte streng eingehalten werden. Die Gesamtbaukosten erreichen kaum eine Million Franken.

Da es sich hier darum handelte, im Charakter der

DAS HISTORISCHE MUSEUM IN BERN. — AUSGEFÜHRTER ENTWURF.

Architekten: *Lambert & Stahl* in Stuttgart.



Photographie der Originalzeichnung.

Nordöstliche Partie der Umfassungsmauer.

Aetzung v. Meisenbach, Riffarth & Cie., München.

Das historische Museum in Bern.

Architekten: *Lambert & Stahl* in Stuttgart.
(Mit einer Tafel.)

II. (Schluss.)

Die grosse Einfachheit der Fahnen- und Waffenhalle im Mittelbau verhindert nicht eine schöne dekorative Wirkung.

schweizerischen Schlossbauten des XVI. Jahrhunderts zu bleiben, war eine grosse Einfachheit wohl am Platze; diese Bauten zeichnen sich ja viel eher durch einen kühnen Umriss und eine derbe Struktur als durch zierliche Detailbildung aus.

Etwas reichere Dekoration wurde im Innern für die Ausstattung des Treppenhauses und der Schatzkammer im