Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 33/34 (1899)
Heft: 13

Artikel: Theorie der Dampf-Turbinen
Autor: Fliegner, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-21322

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: 07.08.2025

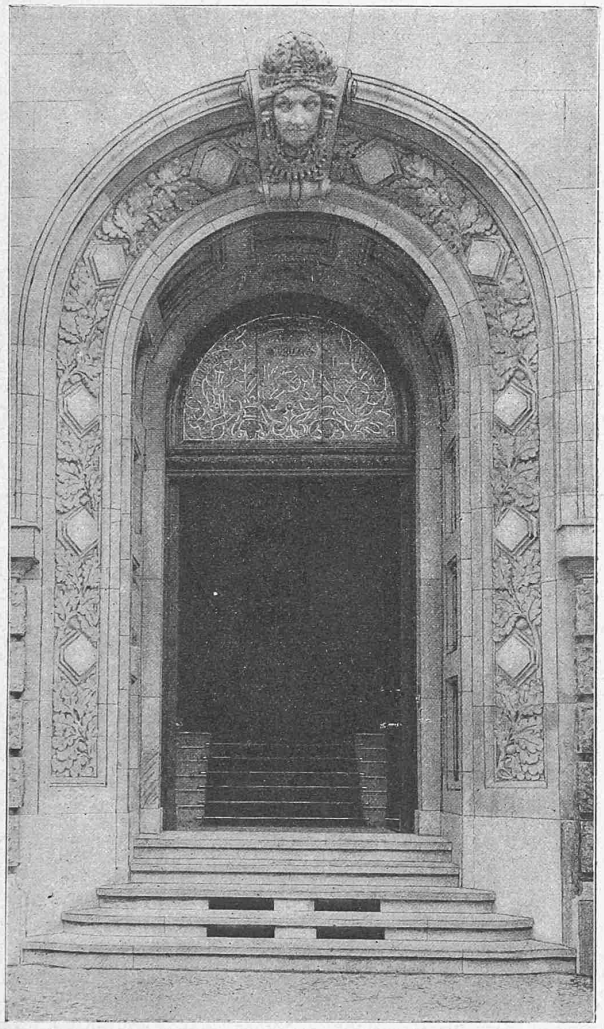
ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

INHALT: Theorie der Dampf-Turbinen. II. Das Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin. — Miscellanea: Die Eröffnung der grossen Centralbahn in England. Die Feier des 50jährigen Bestandes des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. Elektrische Strassenbahn in Neapel. Eidgen. Polytechnikum. Elektrische Bahn Mannheim-Heidelberg. — Konkurrenzen: Jubiläumskirche in Wien. Ueberbauung des Obmannamts-Areals in Zürich. — Preisausschreiben: Preisaufgaben des Vereins für Eisenbahnkunde zu Berlin. — Vereinsnachrichten: Gesellschaft ehemaliger Polytechniker: Stellenvermittelung.

Hiezu eine Tafel: Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.

Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.

Architekten: Regierungsbaumeister *Reimer* und *Körte* in Berlin.



Haupteingang.

Theorie der Dampf-Turbinen.

Von Professor *A. Fliegner*.

II. Dampf-Druck-Turbinen.

§ 3. *Zuleitung des Dampfes.*

Der Dampf tritt zwar als *freier* Strahl aus der Leitvorrichtung aus, der Vorgang wird aber streng genommen doch einigermassen durch das Laufrad beeinflusst. Dieses wirkt nämlich bei seiner raschen Drehung als Schleudergebläse, ändert also den Druck vor den Leitkanälen etwas gegenüber dem Drucke im übrigen Teile des Turbinengehäuses. Die Aenderung bleibt aber doch verhältnismässig klein, sodass sie unbedenklich vernachlässigt werden kann. Und das um so eher, als der Kesseldruck bei diesen Turbinen immer sehr hoch genommen wird und bei so hohem innerem Drucke der äussere Druck auf das Ausströmen keinen wesentlichen Einfluss mehr ausübt.

Da auch sonst bei der ganzen Untersuchung Annäherungen nicht vermieden werden können, erscheint es zulässig, Ausflussmenge und Ausflussgeschwindigkeit nicht nach den genauen, transcendenten Formeln zu berechnen, sondern nach den angenäherten *Napier*'schen [1]). Danach wird bei dem hier stets vorhandenen grossen Ueberdrucke das sekundliche Ausflussgewicht in *kg*:

$$G = \mu F \sqrt{\frac{p}{v}},$$

wobei F den Mündungsquerschnitt in m^2 bedeutet und p und v sich auf den Kessel beziehen. μ ist ein Ausflusskoefficient, den *Napier* für kreisförmige

gut abgerundete Mündungen zu . . $\mu = 2{,}05$

Mündungen in dünner Wand zu . . $\mu = 1{,}90$

angiebt, wobei p in kg/m^2 einzusetzen ist. Für Turbinen-Leitkanäle wird man hiernach, bis einschlagende Versuche vorliegen, angenähert und rund $\mu \backsim 2$ schätzen dürfen. Das giebt

$$G = 2F \sqrt{\frac{p}{v}}. \qquad (12)$$

Dabei habe ich Leitkanäle vorausgesetzt, die ähnlich geformt sind, wie bei den Wasser-Turbinen, deren Querschnitt also nach der Austrittsseite zu stetig abnimmt. Die von *de Laval* bei solchen Turbinen benutzten divergenten Rohre muss ich auf Grund meiner Versuche [2]) für ungeeignet halten, weil sie unnötige Widerstände einschalten und daher die Ausflussgeschwindigkeit c verkleinern, während genau das Gegenteil angestrebt werden sollte.

Um diese Geschwindigkeit, c, aus Glchg. (12) berechnen zu können, müsste man das Gesetz der Zustandsänderung des Dampfes bei seiner Bewegung vom Kessel bis zum Austritte aus den Leitkanälen kennen. Da hierüber aber noch keine genügenden Versuche vorliegen, so soll der Einfachheit halber das gleiche Gesetz angenommen werden, wie in Glchg. (6) für die Bewegung durch die Laufradkanäle. Bezieht sich dann der Zeiger $_1$ auf den Austrittsquerschnitt F, so wird auch $G = Fc/v_1$, und hieraus und mit Glchg. (12) und (6) berechnet sich $c = 2\,(p/p_1)\sqrt{(pv)}$. Nun kann man bei grossem Ueberdrucke angenähert $p_1 \backsim 0{,}5\,p$ setzen. Damit wird endlich

$$c = 4\sqrt{(pv)},\ p \text{ in } kg/m^2. \qquad (13)$$

Nach den genauen Ausflussformeln wären G und c nicht nur vom Kesselzustande p, v abhängig, sondern auch vom Drucke im Turbinengehäuse. Und wenn auch der Einfluss des letzten Druckes nur empirisch berücksichtigt werden kann, so würden doch G und c von vornherein bestimmbar sein und ohne dass dazu die Verhältnisse des Laufrades bekannt zu sein brauchen. Das ist das gleiche Verhalten wie bei Wasser-Druckturbinen.

c ist übrigens ein Mittelwert. In Wirklichkeit herrschen in den einzelnen Punkten der Mündungsebene verschiedene Pressungen und daher auch verschiedene Geschwindigkeiten.

§ 4. *Bewegung des Dampfes durch das Laufrad.*

Die allgemeinen Gleichungen (9) und (11) für die Relativbewegung des Dampfes durch gleichförmig rotierende Kanäle erfordern für Druckturbinen noch eine Vervollständigung. Der Dampf tritt nämlich als *freier* Strahl aus der Leitvorrichtung aus und hat in der Mündungsebene einen mittleren Druck p_1, der grösser ist, als der Druck im Turbinengehäuse. Während des Durchströmens durch das Laufrad muss daher der Druck im Strahle von p_1 bis zu *dem* Drucke p_2 abnehmen, mit dem der Dampf das Laufrad verlässt. Ob dieser Druck p_2 auch noch grösser bleibt, als der Druck im Turbinengehäuse, ginge nur durch Versuche zu entscheiden. Von der gewöhnlichen Ausflusserscheinung einen Schluss auf p_2 zu ziehen, geht nicht ohne weiteres an, weil sich der Turbinenkanal

[1]) Civilingenieur, 1871.

[2]) Schweiz. Bauztg. 1898, XXXI, Nr. 10—12.

nicht, wie die sonstigen Ausflussvorrichtungen, in Ruhe befindet. Doch ist kaum ein grosser Unterschied zwischen den beiden Pressungen zu erwarten, und sie sollen daher weiterhin zur Vereinfachung einander gleich angenommen werden.

Würde nun der Dampfstrahl den Querschnitt des Laufradkanals von Anfang an ganz ausfüllen, so würde die ganze Expansionsarbeit $(p\,v)\,lgn\,p_1/p_2$ bei der Abnahme des Druckes von p_1 auf p_2 in Geschwindigkeit umgesetzt werden und so dem Rade zu gute kommen. In Wirklichkeit wird aber der Dampf den Laufradkanal, wenigstens beim Eintritte, im allgemeinen nicht ganz ausfüllen. Er wird sich daher anfangs auch *seitlich* ausbreiten und dabei einen Teil der Expansionsarbeit zur Ueberwindung des umgebenden Druckes p_2 aufbrauchen, bis er sich schliesslich doch vielleicht ringsum an die Wandungen des Laufradkanals anlegt. Diese Arbeit geht für das Laufrad verloren, so dass von der Expansionsarbeit nur ein Teil nützlich verwertet werden kann, der mit $\zeta\,(p\,v)\cdot lgn\,p_1/p_2$ bezeichnet werden möge, wo $\zeta < 1$ ist. ζ wird um so grösser sein, je früher sich der Strahl anlegt, und man müsste daraus zunächst den Schluss ziehen, dass Druckturbinen weniger günstig arbeiten, als Reaktionsturbinen, bei denen der Strahl vom Anfange an anliegt, wenigstens, wenn für beide Arten wirklich das gleiche Gesetz der Zustandsänderung im Laufrade gilt. Jedenfalls wird man aber für eine Druckturbine verlangen müssen, dass ζ der Einheit möglichst nahe kommt, und das wird um so mehr der Fall sein, je rascher sich der Dampfstrahl ringsum an die Kanalwandungen anlegt. Dazu muss aber der Kanal überhaupt ringsum Wandungen besitzen, so dass also frei aus dem Kranze herausragende Schaufeln nicht zweckmässig sein können. Sind hiernach eigentliche Laufrad-Kanäle vorhanden, so wäre es am besten, sie schon am Eintritte ganz voll laufen zu lassen, also eine Anordnung zu treffen, wie sie bei Wasser als *Grenzturbine* bezeichnet wird. Wirklichen Vorteil würde man aber damit nur dann erreichen, wenn eine grössere Anzahl von Leitkanälen dicht hintereinander gelegt werden kann. Denn bei einem einzelnen Leitkanal würde die günstige Wirkung nur vorübergehend eintreten, so lange die Eintrittsöffnung eines Laufradkanals vollständig unter der Austrittsöffnung des Leitkanales steht. Bei jeder anderen gegenseitigen Stellung beider Oeffnungen legt sich der Dampfstrahl beim Eintritte in den Laufradkanal doch nur teilweise an die Wandungen an.

Mit Berücksichtigung von ζ gehen die Glchgn. (9) und (10) über in:

$$w_2^2 = c^2 - 2\,c\,u_1 \cos\alpha + u_2^2 + 2g\,\zeta\,(p\,v)\,lgn\,\frac{p_1}{p_2}. \qquad (14)$$

$$L = G\left[\frac{c^2 - c_2^2}{2g} + \zeta\,(p\,v)\,lgn\,\frac{p_1}{p_2}\right]. \qquad (15)$$

Damit die Turbine wirtschaftlich günstig arbeitet, muss die eckige Klammer in Glchg. (15) *möglichst gross* werden, und daraus lassen sich folgende Regeln herleiten:

p_1/p_2 sollte möglichst gross sein, d. h. p_1 gross, p_2 klein. Ein grosser Wert von p_1 erfordert auch einen grossen Kesseldruck, und es ist denn auch das Bestreben der Erbauer solcher Turbinen darauf gerichtet, den Kesseldruck möglichst zu steigern. So hat *de Laval* schon Pressungen von über 200 Atmosphären angewendet[1]). Ob sich ein *so* hoher Kesseldruck mit Rücksicht auf die Herstellungs- und Unterhaltungskosten des Kessels wirtschaftlich bewähren wird, kann nur die Erfahrung lehren. p_2 sollte umgekehrt möglichst klein genommen werden, so dass die Anwendung von Kondensation zu empfehlen ist. Beobachtungen an den *de Laval*'schen Turbinen bestätigen das auch durchaus. In der einschlagenden Litteratur wird der Grund dafür in einer Vergrösserung der Ausflussgeschwindigkeit c aus den Leitkanälen gesucht[2]), während meiner Ansicht nach der Nutzen der Kondensation in der Zunahme der Expansionsarbeit des Dampfes im Rade begründet ist.

$(p\,v)$ sollte möglichst gross sein. Dieses Produkt wächst mit dem Kesseldrucke, aber, so lange der Dampf gesättigt bleibt, nur sehr langsam. Eine raschere Zunahme tritt erst bei Ueberhitzung ein, so dass diese vorzuziehen wäre. Dabei dürfte man einstweilen doch von den gleichen Formeln Gebrauch machen.

c sollte auch möglichst gross sein. Das ist nur erreichbar durch hohen Kesseldruck. Kondensation hilft zwar c auch etwas vergrössern, aber so wenig, dass dieser Einfluss nebensächlich bleibt.

c_2 dagegen sollte möglichst klein gemacht werden. Nach der Figur hat diese absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrade den Wert:

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2\,w_2\,u_2 \cos\alpha_2. \qquad (16)$$

Damit c_2 klein wird, sollte zunächst auch w_2 klein sein. Nun ist aber in dem Ausdrucke für w_2 in Glchg. (14) über $c, \zeta, (p\,v), p_1/p_2$ schon verfügt, u_1 und u_2 sind anderweitig besimmt. Daher folgt aus (14) und (16) nur, dass die beiden Winkel α und α_2 möglichst klein genommen werden sollten. Ob dabei eine zu bedeutende Verkleinerung dieser Winkel die Bewegungswiderstände im Laufrade zu sehr vergrössert und dadurch die Expansionsarbeit verkleinert, müsste durch Versuche entschieden werden. Da das aber bei Wasser der Fall ist, und da bei elastischen Flüssigkeiten wesentlich gleichartige Widerstände auftreten wie bei Wasser, so ist immerhin zu erwarten, dass es auch bei Dampfturbinen für beide Winkel günstigste Werte giebt, die einstweilen auch auf etwa 20^0 bis 25^0 zu schätzen sein dürften.

Der Winkel α_1 tritt in den Formeln gar nicht auf. Bei Wasser wird er meist für „stossfreien Eintritt" bestimmt, wenn das auch für Druckturbinen nicht allgemein richtig ist. Bei Dampf liegen aber die Verhältnisse anders. Hier sollte sich der Strahl möglichst rasch an die Kanalwandungen anlegen, und dazu sollten Kontraktionen möglichst vermieden werden. Gegen den Rücken der Schaufeln sollte der Dampf aber noch weniger treffen. Daher bleibt nur der *stossfreie Eintritt* übrig. Hieraus folgt nach der Figur für den Uebertritt am Spalte die Bedingung:

$$u_1 = \frac{\sin(\alpha + \alpha_1)}{\sin\alpha_1}\,c. \qquad (17)$$

Da c bei Dampfdruckturbinen stets sehr gross ist, so muss man, um keine zu grossen Umdrehungszahlen zu erhalten, suchen, u_1 möglichst zu verkleinern. Und das ginge durch eine Vergrösserung von α_1 in beliebigem Grade zu erreichen, allerdings schliesslich unter zu bedeutender Vergrösserung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2.

Bei Reaktionsturbinen verlangt man gewöhnlich, dass diese Geschwindigkeit c_2 senkrecht zum Radumfange gerichtet sein, also

$$u_2 = w_2 \cos\alpha_2$$

gemacht werden soll. Bei Druckturbinen ginge diese Forderung auch zu erfüllen, es wäre nur nötig, da u_2 und w_2 schon anderweitig fest bestimmt sind, den Winkel α_2 entsprechend zu bemessen. Das würde aber gewöhnlich einen viel zu grossen Wert für α_2 ergeben und damit auch einen zu grossen für c_2. Es erscheint daher besser, auf den senkrechten Austritt zu verzichten.

Da bei eigentlichen Druckturbinen der Querschnitt des Laufradkanals jedenfalls an der Eintrittsseite vom Dampfstrahle gewöhnlich nicht vollständig ausgefüllt wird, so kann man auch hier von einem „Füllungskoefficienten" sprechen, dem Quotienten aus dem Strahlquerschnitte dividiert durch den Kanalquerschnitt. Für die Eintrittsseite sei er ε_1, und es soll zunächst auch einer, ε_2, für die Austrittsseite eingeführt werden. Dann lässt sich das sekundlich durchströmende Dampfgewicht G an drei Stellen ausdrücken, beim Austritte aus der Leitvorrichtung, beim Eintritte in das Laufrad und beim Ausströmen aus diesem. Vernachlässigt man dabei die Schaufeldicken, und bezeichnet man mit $\varkappa \cdot 2\pi$ den vom Einlauf umspannten Teil des Umfanges, mit r_1 und r_2 die Halbmesser des Laufrades

[1]) Engineer, 1898, II, 154.

[2]) Ztschrft. d. Vereines deutscher Ing. 1894, S. 31 u. 796 u. 1895, S. 1190. Schweiz. Bauztg. 1894, XXIII, S. 54.

Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.

Architekten: Regierungsbaumeister *Reimer* und *Körte* in Berlin.

Schild im Giebelfeld.

Bildhauer: *C. Riegelmann* in Berlin.

an der Eintritts- und Austrittsseite und mit b, b_1 und b_2 die Kranzbreiten, so wird:

$$G = F \frac{c}{v_1} = \varkappa\, 2\, r_1 \pi \sin\alpha\, b \frac{c}{v_1}, \qquad (18)$$

$$G = \varepsilon_1 F_1 \frac{w_1}{v_1} = \varepsilon_1\, \varkappa\, 2\, r_1 \pi \sin\alpha_1\, b_1 \frac{w_1}{v_1}, \qquad (19)$$

$$G = \varepsilon_2 F_2 \frac{w_2}{v_2} = \varepsilon_2\, \varkappa\, 2\, r_2 \pi \sin\alpha_2\, b_2 \frac{w_2}{v_2}. \qquad (20)$$

Relief an der Seitenfront.

Setzt man die beiden Ausdrücke für G aus Glchg. (18) und (19) einander gleich und beachtet, dass bei dem vorausgesetzten stossfreien Eintritte in das Laufrad

$$c \sin\alpha = w_1 \sin\alpha_1 \qquad (21)$$

sein muss, so fällt

$$\varkappa\, 2\, r_1 \pi \sin\alpha\, c/v_1$$

gegen $\varkappa\, 2\, r_1 \pi \sin\alpha_1\, w_1/v_1$ weg und es folgt:

$$\varepsilon_1 = \frac{b}{b_1}. \qquad (22)$$

Bei Wasser-Turbinen muss man dafür sorgen, dass der Laufradkanal nie voll laufen kann, dass also $\varepsilon_1 < 1$ bleibt. Und das geht in jedem beliebigen Betrage dadurch zu erreichen, dass man $b < b_1$ anordnet. Ganz gleich kann man auch bei Dampf-Turbinen vorgehen. Doch ist es hier nicht gut, ε_1 zu klein anzunehmen, weil dadurch ζ zu stark verkleinert wird. Es wäre sogar am günstigsten, ε_1 und damit ζ der Einheit gleich zu machen, und das geht, abgesehen von den Schaufeldicken, einfach dadurch zu erreichen, dass man $b_1 = b$ ausführt.

Durch Gleichsetzen der Werte von G aus Glchg. (18) und (20), und da nach Glchg. (6) statt v_2/v_1 auch p_1/p_2 eingeführt werden kann, ergiebt sich ferner:

$$\frac{b_2}{b} = \frac{1}{\varepsilon_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{p_1}{p_2} \frac{c}{w_2} \frac{\sin\alpha}{\sin\alpha_2}. \qquad (23)$$

Hierin ist $p_1 > p_2$, bei hohem Kesseldrucke und bei Anwendung von Kondensation sogar bedeutend grösser. w_2 wird im allgemeinen nicht grösser zu erwarten sein, wie c. Die beiden Winkel α und α_2 sind genähert gleich. ε_2 muss $\leqq 1$ bleiben. Abgesehen von r_1/r_2 wird daher die rechte Seite der Glchg. (23), namentlich wegen p_1/p_2, bedeutend grösser ausfallen als die Einheit. Um doch keine zu grosse Kranzerweiterung b_2/b zu erhalten, muss man ε_2 *gross* machen, also $= 1$, was auch wegen ζ günstig ist, und gleichzeitig r_1/r_2 *klein* wählen. Die letzte Forderung bestätigt das schon oben durch Ueberlegung gefundene Ergebnis, dass Dampf-Druckturbinen am besten *innenschlächtig* angeordnet werden, abgesehen von Rücksichten auf die Ausführung.

Relief an der Seitenfront.

Ist die Umfangsgeschwindigkeit u_1 nach Glchg. (17) bekannt, so müssen der Halbmesser r_1 an der Eintrittsseite und die minutliche Umdrehungszahl n der Bedingung genügen:

$$u_1 = \frac{\pi r_1 n}{30}. \qquad (24)$$

Hiernach muss nur das Produkt $r_1 n$ einen bestimmten Zahlenwert annehmen, sonst hat man in der Wahl der beiden Grössen freie Hand, wie bei den Wasser-Druckturbinen auch. Bei Dampf liegen die Verhältnisse aber doch weniger günstig als bei Wasser. c ist nämlich sehr gross, so dass u_1 stets nahe an die wegen Festigkeitsverhältnissen zulässige obere Grenze heranrücken wird. Man kommt also entweder zu unverhältnismässig grossen Rädern, oder zu ungeheuren Umdrehungszahlen. Ausgeführt sind in neuester Zeit kleinere *de Laval*'sche Turbinen mit $n = 30\,000$, wobei eine sofortige starke Uebersetzung ins Langsame nötig wird.

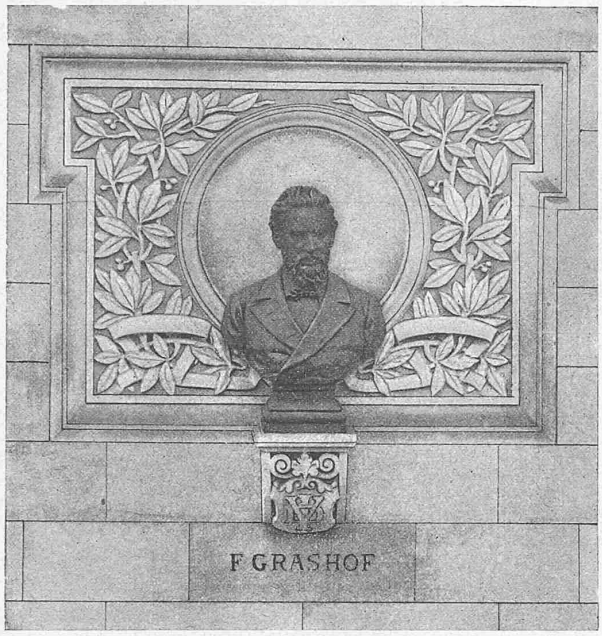
Hat man die Halbmesser gewählt, so berechnen sich die Kranzbreiten b, b_1 und b_2 wesentlich nach den Glchgn. (18) bis (20), nur müssten darin die Schaufeldicken noch in bekannter Weise berücksichtigt werden.

§ 5. *Zahlenbeispiel.*

Das Zahlenbeispiel ist für einen Kesseldruck von 8 Atm. abs. durchgerechnet, weil eine s. Z. von der Ma-

Grashof-Büste am Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.

Bildhauer: Professor *Moest* in Karlsruhe.

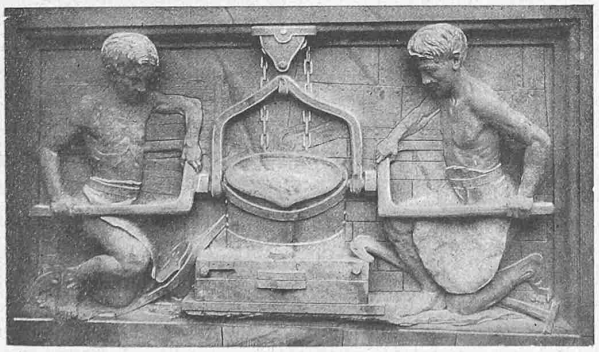


schinenfabrik *Oerlikon* untersuchte *de Laval*'sche Turbine[1]) mit diesem Drucke gearbeitet hat. Für ihn ergiebt sich nach der Dampftabelle $(p\,v) = 19453$. p_1 geht dabei rund gleich 4 Atm. zu setzen, und damit berechnet sich nach Glchg. (13) $c = 558$ *m*.

Für die Winkel wurde gewählt: $\alpha = \alpha_2 = 20^0$ und $\alpha_1 = 142^0$. Um die Rechnung zu vereinfachen, ist eine seitenschlächtige Turbine vorausgesetzt, also $r_1 = r_2$, wofür $u_1 = u_2 = u$ wird. Diese Umfangsgeschwindigkeit berechnet sich nach Glchg. (17) zu $u = 280$ *m*, sie ist also brauchbar, da sie bis 300 *m* zulässig wäre.

Die weitere Rechnung ist für eine Turbine mit und eine ohne Kondensation durchgeführt, so dass das eine Mal $p_1 = 1{,}1$ das andere $p_1 = 0{,}2$ Atm. gesetzt werden durfte. Damit ferner der berechnete Dampfverbrauch nicht zu stark vom beobachteten abwich, musste der Wert von ζ ziemlich klein angenommen werden; gerechnet ist für beide Werte von p_1 mit $\zeta = 0{,}1$ und $0{,}2$. In der folgenden Tabelle

Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.



Relief an der Hauptfront.

sind die wichtigsten Ergebnisse zusammengestellt, nämlich die für w_2 und c_2 und für den stündlichen Dampfverbrauch von D *kg* für die „Dampfpferdestärke", d. h. für die wirklich vom Dampfe an die Turbine abgegebene Leistung in Pferdestärken.

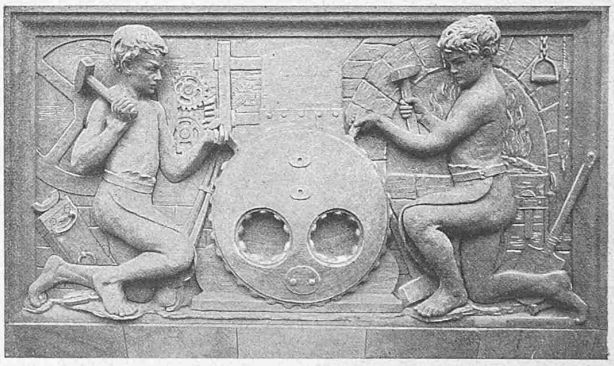
[1]) Nach Angaben der Fabrik.

p_2 =	1,1	1,1	0,2	0,2
ζ =	0,1	0,2	0,1	0,2
w_2 =	377	434	441	542
c_2 =	123	174	181	277
D =	15,5	14,2	14,0	12,3

Bei *de Laval*'schen Turbinen ist ein stündlicher Dampfverbrauch für die *Brems*pferdestärke beobachtet worden: ohne Kondensation von 22,5, mit Kondensation von 15,5 bis 16,3 *kg*[1]). Der Kesseldruck ist nicht mit angegeben, da aber bei den eben erwähnten *Oerlikoner* Versuchen mit 8 Atm. 17,25 *kg* Dampf stündlich für die elektrische Pferdestärke beobachtet worden sind, so dürfte der Kesseldruck bei den anderen Versuchen auch etwa 8 Atm. betragen haben, und es sind daher diese Versuchsergebnisse mit den Ergebnissen der Rechnung vergleichbar.

Nimmt man nun aus der Tabelle die Werte der D für gleiches ζ zusammen, so scheint die Rechnung den Einfluss der Kondensation nicht gross genug zu ergeben. Eine solche Vergleichung erscheint aber nicht zulässig. Der Druck p_1 im Strahle beim Verlassen der Leitvorrichtung ist nämlich vom äusseren Drucke ziemlich unabhängig. Sinkt dieser nun durch Anwendung von Kondensation, so wächst der Ueberdruck des Strahles über den umgebenden Druck. Dann breitet sich der Strahl aber rascher aus und legt sich früher an die Wandungen der Laufradkanäle an, und das vergrössert den Wert von ζ. Vergleicht man nun den Wert von D für $p_1 = 1{,}1$ und $\zeta = 0{,}1$ mit dem für $p_1 = 0{,}2$ und $\zeta = 0{,}2$, so zeigt sich in dieser Richtung eine bessere Uebereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch. Durch passende Wahl der Werte von ζ liesse sich

Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.



Relief an der Hauptfront.

sogar vollständige Uebereinstimmung erreichen. In diesen Verhältnissen sehe ich den Nutzen der Kondensation, aber nicht in einer Vergrösserung von c.

Auffallend ist hierbei nur, dass ζ so klein sein soll. Nun kann es aber ganz wohl in Wirklichkeit einen höheren Betrag erreichen. Wenigstens lassen sich einige Gründe dafür anführen. Es ist nicht ausgeschlossen, dass das Gesetz der Zustandsänderung $p\,v =$ const. zu günstig angenommen ist und dass die wirkliche Expansionsarbeit kleiner bleibt. Ebenso ist es möglich, dass der Druck p_1 kleiner in die Rechnung eingeführt worden ist, als er sich wirklich einstellt. Namentlich aber glaube ich, dass die *de Laval*'schen Turbinen mehr Dampf brauchen, als es der Fall wäre, wenn sie den hier entwickelten Anschauungen entsprechend ausgeführt sein würden. So halte ich die divergente Düse für unrichtig, weil sie sowohl den mittleren Druck p_1 in der Mündungsebene, als auch die Geschwindigkeit c verkleinert, wodurch *beide* positive Glieder in Glchg. (15) ebenfalls verkleinert werden. Ausserdem kann bei *de Laval* die doch noch vorhandene Expansionsfähigheit des Dampfes weniger gut ausgenutzt werden, weil er gar keine geschlossenen Laufradkanäle anwendet, sondern die Schaufeln frei aus dem Radkranze heraustreten lässt, was den Wert von ζ unmittelbar stark herunterzieht. (Forts. folgt.)

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1895, 1192.

Haus des Vereins deutscher Ingenieure in Berlin.

Architekten: *Reimer & Körte* in Berlin.

Charlottenstrasse 43, Ecke Mittelstrasse.

Perspektive.

Nach einer Photographie.

Typ. Zürcher & Furrer in Zürich.

Aetzung von *Meisenbach, Riffarth & Cie.* in München.

Seite / page

113(3)

leer / vide / blank