# Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

**Grashof, Franz**

**Leipzig, 1890**

a. Allgemeine Erörterungen in Betreff der Verhältnisse von Turbinen

urn:nbn:de:bsz:31-282943

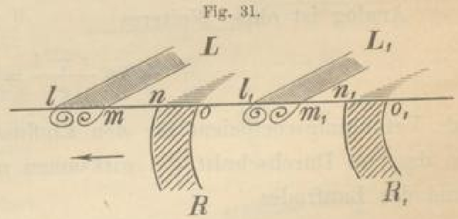
stellen lassen, und man deshalb in Betreff des Wirkungsgrades mehr, als bei den Wasserrädern, auf wenig sichere Erfahrungscoefficienten angewiesen ist. Ebenso wie es schon beim Ponceletrade der Fall war, welches überhaupt in mancher Hinsicht den Uebergang zu den Turbinen bildet, betrifft die Theorie hier vorzugsweise die Regeln, nach welchen die Radelemente zu wählen sind, um den Umständen gemäss einen möglichst grossen Wirkungsgrad und gewisse Eigenschaften der Turbine erwarten zu lassen.

## a. Allgemeine Erörterungen in Betreff der Verhältnisse von Turbinen.

### §. 29. Die Wirkung der Schaufeldicken.

Den vorläufigen Erklärungen im §. 28 bezüglich der Verengungscoefficienten $k$, $k_1$ und des eventuellen Unterschiedes der relativen Geschwindigkeiten $w_0$, $w_1$ sowie der hydraulischen Druckhöhen $h$, $h_1$ lagen Voraussetzungen zum Grunde, welche vor Allem einer näheren Untersuchung bedürfen. Es handelt sich dabei um den Einfluss der Schaufeldicken. Er ist derselbe bei Axial- und Radialturbinen, lässt sich aber (gleich anderen noch zu besprechenden Verhältnissen) für erstere am einfachsten darstellen in der ebenen Abwickelung des Schnitts der Turbine mit einer coaxialen Cylinderfläche. Fig. 31 sei die ebene Abwickelung eines solchen Schnitts von zwei benachbarten Leitschaufeln $L, L_1$ an ihren Enden und von zwei Radschaufeln $R, R_1$ an ihren Anfängen z. B. mit der mittleren Cylinderfläche, nämlich mit der Cylinderfläche, deren Axe die Turbinenaxe und deren Radius der mittlere Radius der Einflussfläche $E$ des Radkranzes ist. Der Leitapparat kann als Leitrad und $E$ als mit seiner Ausflussfläche zusammenfallend angenommen werden. Ist dann, im mittleren Umfange (im Durchschnitt von $E$ mit der mittleren Cylinderfläche) gemessen,

Fig. 31.




$e = l\,l_1 = m\,m_1$ die Theilung des Leitrades,

$t = l\,m = l_1\,m_1$ der davon durch eine Leitschaufel eingenommene Theil, und haben

$$e_1 = n\,n_1 = o\,o_1,\ t_1 = n\,o = n_1\,o_1$$

die analogen Bedeutungen für das Laufrad, so wird durch eine Radschaufel $R$, welche der Mündung des Leitcanals zwischen $L$ und $L_1$ gerade gegenüberliegt, wie Fig. 31 darstellt, der freie Theilbogen $ml_1 = e - t$ um den Betrag $t_1 = no$ versperrt. Weil aber die Zeiten, während welcher $R$ am freien Theilbogen $ml_1$ und am ganzen Theilbogen $mm_1$ des Leitrades vorbeigeht, sich wie diese Bögen selbst, also wie $e - t : e$ verhalten, ist als durchschnittlicher Betrag der Versperrung nicht $t_1$, sondern nur $t_1 \frac{e-t}{e}$ zu rechnen, so dass die Summe der freien Theilbögen

$$p = z(e - t)$$

durch die $z_1$ Radschaufeln durchschnittlich reducirt wird auf

$$p' = z(e - t) - z_1 t_1 \frac{e-t}{e}$$

als Summe der wirksamen freien Theilbögen des Leitrades, entsprechend dem Verengungscoefficienten

$$k = \frac{p'}{p} = 1 - \frac{z_1 t_1}{z e} = 1 - \frac{z_1 t_1}{2\pi r_1} = \frac{\frac{2\pi r_1}{z_1} - t_1}{\frac{2\pi r_1}{z_1}}$$

$$= \frac{e_1 - t_1}{e_1} = \frac{on}{oo_1} = \frac{a_1}{a_1 + s_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (1).$$

Analog ist ohne Weiteres

$$k_1 = \frac{e-t}{e} = \frac{a}{a+s} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (2)$$

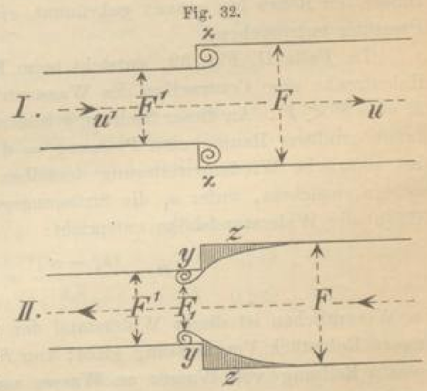
als Verengungscoefficient für den Einfluss in das Laufrad zu betrachten, so dass im Durchschnitt die wirksamen mittleren Umfänge des Leitrades und des Laufrades

$$kp = \frac{e_1 - t_1}{e_1} z(e - t) \text{ und } k_1 p_1 = \frac{e-t}{e} z_1 (e_1 - t_1)$$

wegen $ze = z_1 e_1$ einander gleich sind, somit auch die Theile der Ebene $E$, welchen als schiefe Projectionen (für die Neigungswinkel $\alpha$ und $\beta$ der Projectionsstrahlen) die wirksamen Canalquerschnittssummen $z . kab$ und $z_1 . k_1 a_1 b$ entsprechen, in welchen bezw. die absolute Geschwindigkeit $u$ und die relative Geschwindigkeit $w_0$ stattfindet. Der Uebergang aus der Geschwindigkeit im vollen Querschnitte eines Leitcanals zur Geschwindigkeit $u$ im wirksamen Ausflussquerschnitte $kab$ desselben findet stetig und ohne besonderen Widerstand statt; der Uebergang von $u$ in Verbindung mit $v_1$ zu $w_0$ geschieht, wie sich ergeben hat, ohne Querschnittsänderung und somit auch ohne Widerstand, abgesehen von einem mit den Schaufeldicken nicht zusammenhängenden Stosse gegen die Schaufelflächen, der durch die Widerstandshöhe $\varsigma H$ gemessen wird und mit welchem die Aenderung von $w$ in $w_0$ verbunden sein kann. Der weitere Uebergang der relativen Geschwindigkeit von $w_0$ zu $w_1$ im vollen Anfangsquerschnitte $= a_1 b$ eines Turbinencanals in dem hier zunächst vorausgesetzten Falle einer *Ueberdruckturbine* ist aber mit zweierlei plötzlichen Querschnittsänderungen (mit einer vorübergehenden, nämlich mit innerer Contraction, und mit einer bleibenden) und mit entsprechenden Widerständen verbunden. Alle diese Verhältnisse sind analog den Vorgängen *bei der Strömung des Wassers in einer Rohrleitung, wenn diese an einer gewissen Stelle plötzlich I. aus dem kleineren Querschnitte* $F'$ (Strömungsgeschwindigkeit $= u'$, Pressung $= p'$) *in den grösseren* $F$ (Geschwindigkeit $= u$, Pressung $= p$) *übergeht, oder wenn II. das Umgekehrte stattfindet.* Die Gesetze dieser Vorgänge sind unten erörtert.*)

* Im ersten der unterschiedenen zwei Fälle (Fig. 32, I) entstehen bei $x$, $x$ Wirbel (Bewegungen ohne angebbare vorwiegende Richtung, bezw. nach allen möglichen Richtungen); der Druck ist in diesem ganzen von nicht strömendem Wasser erfüllten Raume als gleich gross anzunehmen, und zwar = dem Drucke des aus dem engeren Rohrstück in das weitere mit noch geradlinigen prarallelen Bahnen der Theilchen einfliessenden Wassers, d. h. $= p'$. Nun ist nach dem Princip des Antriebes die Aenderung der Bewegungsgrösse irgend eines Massensystems nach irgend einer Richtung für jedes Zeitelement = dem Antriebe der nach dieser Richtung genommenen resultirenden äusseren Kraft, d. h. = dem Product aus dieser Kraft und dem Zeitelement. Wird dieses Princip auf die zwischen $F'$ und $F$ *strömende* Wassermasse angewendet, so kann also wegen des Beharrungszustandes auch die resultirende Kraft in der Strömungsrichtung, d. h. (algebraisch verstanden) der Ueberschuss des auf die Hinterfläche fraglicher Wassermasse ausgeübten hydraulischen Drucks über den auf die Vorderfläche derselben ausgeübten (da Massenkräfte hier nicht in Betracht kommen) = dem Zuwachs an Bewegungsgrösse der Wassermasse in der Zeiteinheit gesetzt werden = dem Ueberschuss der Bewegungsgrösse, mit welcher das Wasser in einer Sekunde durch den Querschnitt $F$ fliesst, über diejenige, mit welcher es gleichzeitig den Querschnitt $F'$ durchfliesst. Somit ergiebt sich, unter $G$ das Gewicht des in 1 Sek. jeden Querschnitt durchströmenden Wassers verstanden,

Fig. 32.



Analog dem Falle II ist anzunehmen, dass sich von den Stirnflächen der Turbinenschaufeln aus keilförmig zulaufende Räume (in Fig. 31 durch horizontale Schraffierung angedeutet) in die Leitcanäle hinein erstrecken, in welchen (entsprechend dem Raume $z, z$ in Fig. 32, II) das Wasser an

---

$$F(p'-p)=\frac{G}{g}(u-u')=\frac{\gamma F u}{g}(u-u')$$

$$\frac{p'-p}{\gamma}=\frac{u(u-u')}{g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(a).}$$

Wenn, wie hier, bewegende Massenkräfte wegen Kleinheit des Weges nicht in Betracht kommen, ist die Widerstandshöhe $B_1$ für die Bewegung von $F'$ bis $F$ (siehe folgenden Paragraph oder auch Bd. I, §. 78) = der Grösse, um welche die Summe aus Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe abnimmt:

$$B_1=\frac{p'}{\gamma}+\frac{u'^2}{2g}-\left(\frac{p}{\gamma}+\frac{u^2}{2g}\right)=\frac{p'-p}{\gamma}+\frac{u'^2-u^2}{2g}$$

oder mit Rücksicht auf (a):

$$B_1=\frac{2u(u-u')+u'^2-u^2}{2g}=\frac{(u'-u)^2}{2g}=\left(\frac{F}{F'}-1\right)^2\frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots \text{(b)}$$

wegen $Fu=F'u'$. Die Erhaltung der kleinen Pressung $p'$ in dem mit Wirbeln erfüllten Raume $x, x$ wird dadurch möglich, dass die Pressung der entlang fliessenden äussersten Wasserfäden auch nicht grösser ist, obschon die mittlere Pressung im ganzen von $F'$ bis $F$ wachsenden Querschnitte des Wasserstroms von $p'$ bis $p$ zunimmt; jene Fäden, bezw. Bahnen der Wassertheilchen sind nämlich gegen das Innere der Röhre hin convex gekrümmt, einer von aussen nach innen zunehmenden Pressung entsprechend.

Im Falle II, Fig. 32, entsteht beim Einflusse aus der weiteren in die engere Rohrstrecke eine Contraction des Wasserstroms bis zu einem gewissen Querschnitte $F_1=\alpha F'<F'$. An dieser Stelle $y, y$ bilden sich Wirbel, und herrscht in dem ganzen damit erfüllten Raume eine Pressung = der Pressung $p_1$ im Querschnitte $F_1$. Die fast plötzliche Wiedererweiterung desselben bis $F'$ ist mit einem Wasserstoss verbunden, welchem, unter $u_1$ die Strömungsgeschwindigkeit in $F_1$ verstanden, analog Gl. (b) die Widerstandshöhe entspricht:

$$B_2=\frac{(u_1-u')^2}{2g}=\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)^2\frac{u'^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(c).}$$

Im Wesentlichen ist dieser Widerstand der einzige, zu welchem der Einfluss in das engere Rohrstück Veranlassung giebt; von $F$ bis $F_1$, Fig. 32, II, findet höchstens vermehrte Reibung von Wasser an Wasser und an der scharfen Kante der Einflussmündung) statt. Bei $z, z$ ist zwar auch der Wasserstrom von der Rohrwand getrennt, aber das von der Strömung ausgeschlossene Wasser (in der Figur vertical schraffirt) ist als in Ruhe befindlich zu betrachten mit einer Pressung, die $= p$ oder etwas kleiner ist. Die Erhaltung derselben ist dadurch möglich, dass die Bahnen der entlang fliessenden Wassertheilchen, deren Druck ebenso gross sein muss, hier einwärts concav gekrümmt sind, entsprechend einem kleineren mittleren Drucke in den Querschnitten des Wasserstroms.

Wird der Druck im Raume $z, z = p$ angenommen, und auf die Wassermasse zwischen $F$ und $F_1$ das Princip des Antriebes angewendet, so folgt der Strömung nicht wesentlich Theil nimmt. Das an ihnen schräg entlang fliessende Wasser giebt zu inneren Contractionen an beiden Seiten der Turbinenschaufeln (neben $n$ und $o$, $n_1$ und $o_1$ in Fig. 31) Veranlassung und dadurch zu einem resultirenden Widerstande, der mit Rücksicht

---

$$F'(p-p_1)=\frac{G}{g}(u_1-u)=\frac{\gamma F u}{g}(u_1-u)$$

$$\frac{p-p_1}{\gamma}=\frac{1}{\varphi}\frac{u(u_1-u)}{g} \text{ mit } \varphi=\frac{F'}{F} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (d).$$

Wird ferner die Widerstandshöhe für die Bewegung von $F$ bis $F_1$ = Null gesetzt, so ist auch

$$0=\frac{p-p_1}{\gamma}+\frac{u^2-u_1^2}{2g}=\frac{1}{2g}\left[\frac{2u(u_1-u)}{\varphi}-(u_1^2-u^2)\right]$$

$$\frac{2u}{\varphi}=u_1+u;\quad u_1=\frac{2-\varphi}{\varphi}u.$$

Mit Rücksicht darauf wäre der Coefficient der inneren Contraction:

$$\alpha=\frac{F_1}{F'}=\frac{F}{F'}\frac{F_1}{F}=\frac{1}{\varphi}\frac{u}{u_1}=\frac{1}{2-\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (e),$$

also $\frac{1}{\alpha}-1=1-\varphi$, und somit die Widerstandshöhe $B_2$ auch zu setzen:

$$B_2=\left(1-\frac{F'}{F}\right)^2\frac{u'^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (c').$$

Die Zulässigkeit der Annahme, dass im Raume $z$, $z$ der Druck $= p$ sei, lässt sich prüfen durch Vergleichung der Werthe von $\frac{1}{2-\varphi}$ mit den Werthen von $\alpha$, welche aus Gl. (c) sich berechnen lassen, wenn $B_2$ als gesammte Widerstandshöhe durch Versuche bestimmt wird. Aus solchen Versuchen von Weisbach ergeben sich die folgenden zusammengehörigen Werthe (Bd. I, §. 92 unter 1):

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\varphi = 1$ | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 |
| $\alpha = 1$ | 0,892 | 0,813 | 0,755 | 0,712 | 0,681 | 0,659 | 0,643 | 0,632 | 0,624 |
| $\frac{1}{2-\varphi} = 1$ | 0,909 | 0,833 | 0,769 | 0,714 | 0,667 | 0,625 | 0,588 | 0,556 | 0,526 |

Mit Rücksicht auf den mässigen Widerstand, welcher thatsächlich auch von $F$ bis $F_1$ vorhanden sein wird, fände sich die Annahme als zulässig bestätigt durch $\alpha$ etwas $< \frac{1}{2-\varphi}$. Für $\varphi > 0,6$ ist das der Fall, und kann also für $F' > 0,6\,F$ die Gleichung (c) durch (c') ersetzt werden. Je mehr aber $F' < 0,6\,F$ ist, desto mehr ist im Raume $z$, $z$ der Druck $< p$. Wäre er $= p - \Delta p$, so käme auf der linken Seite der Gleichung, welche oben der Gleichung (d) vorhergeht, das Glied $(F-F')\,\Delta p$ hinzu, was auch ohne solchen Zusatz durch Vergrösserung von $F'$, also von $\varphi$ berücksichtigt werden könnte. Mit $\varphi$ würde auch $\frac{1}{2-\varphi}$ vergrössert, wie es sein muss.

darauf, dass es sich um nur mässige verhältnissmässige Querschnittsänderungen handelt, durch eine Widerstandshöhe gemäss Gl. (c′) in der Anmerkung gemessen werden kann, indem darin der Verengungscoefficient $k$ der Leitcanäle durch die Turbinenschaufeln für $\frac{F'}{F}$, und $w_0$ für $u'$ gesetzt wird. Hinter den Stirnflächen der Leitschaufeln entstehen Wirbel (in Fig. 31 angedeutet bei $lm$ und $l_1 m_1$), analog den Wirbeln bei $x, x$ in Fig. 32, I und entsprechend einer Widerstandshöhe, welche aus (b) erhalten wird mit $k_1$ statt $\frac{F'}{F}$ und $w_1$ statt $u$. Die gesammte Widerstandshöhe für den Einfluss des Wassers aus dem Leitapparat in das Laufrad (abgesehen von Stössen gegen die krummen Schaufelflächen) ergäbe sich somit:

$$B = (1-k)^2 \frac{w_0^2}{2g} + \left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 \frac{w_1^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3).$$

Die relative Geschwindigkeit $w_1$ bezieht sich auf den vollen Anfangsquerschnitt $= a_1 b$ eines Leitcanals, $w_0$ auf einen kurz vorher durchströmten Querschnitt von der durchschnittlichen Grösse $k_1 a_1 b$; zwischen beiden sind jene mit den besprochenen Widerständen verbundenen Wirbel an den Endflächen der Leitschaufeln und am Anfange der Seitenflächen der Turbinenschaufeln stattfindend zu denken. Es ist deshalb auch

$$w_1 = k_1 w_0; \; B = [(1-k)^2 + (1-k_1)^2] \frac{w_0^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (4),$$

und weil auch

$$B = h - h_1 + \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g},$$

folgt

$$h_1 - h = (1-k_1^2) \frac{w_0^2}{2g} - [(1-k)^2 + (1-k_1)^2] \frac{w_0^2}{2g}$$

$$= [2(1-k_1)k_1 - (1-k)^2] \frac{w_0^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (5),$$

eine stets positive Grösse, da $1-k$ und $1-k_1$ kleine Brüche sind.

Din Einsetzung der Werthe von $k$ und $k_1$ nach (1) und (2) giebt:

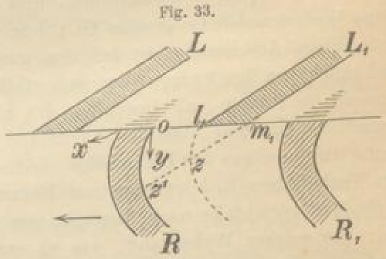
$$B = \left[\left(\frac{s_1}{a_1 + s_1}\right)^2 + \left(\frac{s}{a+s}\right)^2\right] \frac{w_0^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4,a)$$

$$h_1 - h = \left[\frac{2as}{(a+s)^2} - \left(\frac{s_1}{a_1 + s_1}\right)^2\right] \frac{w_0^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (5,a).$$

Uebrigens ist zuzugeben, dass die Vorstellungen, auf Grund welcher die Widerstandshöhe $B$ und entsprechende Druckzunahme $h_1 - h$ hier berechnet wurden, nur für den Beharrungszustand des in einfach gestalteten Röhren strömenden Wassers erfahrungsmässig bewährt sind, während es wahrscheinlich ist, dass der keilförmige, mit verhältnissmässig ruhigem Wasser erfüllte Raum z. B. vor der Stirnfläche $no$ der Schaufel $R$, Fig. 31, wenn sie mit grosser Geschwindigkeit an der Mündung des Leitcanals zwischen $L$ und $L_1$ vorbeigeht, sich nicht so vollkommen ausbilden kann, wie es der Fall wäre, wenn die Schaufel $R$ vor jener Mündung in Ruhe wäre. Die Contractionen beiderseits von $R$ können so in verstärktem Masse zu Stande kommen. —

Bei Druckturbinen ist eine Nöthigung zu voller Ausfüllung der Turbinencanäle durch hydraulischen Druck nicht vorhanden. Damit fallen auch die vorbesprochenen Wirbelbildungen und die entsprechenden continuirlichen hydraulischen Stösse von schneller fliessendem gegen langsamer in gleicher Richtung fliessendes Wasser fort. Auch eine Zunahme des hydraulischen Drucks beim Einfliessen des Wassers in die Turbine findet dann nicht statt; es ist hier immer $h = h_1$, also auch $= h_2$. Dagegen sind Widerstände nicht ausgeschlossen, welche verursachen, dass $w_1 < w_0$ ist; nur sind sie von anderer Art, als bei Ueberdruckturbinen. Indem nämlich die keilförmig zulaufenden, in die Leitcanäle sich hinein erstreckenden und mit kaum strömendem Wasser erfüllten Räume vor den Stirnflächen der Turbinenschaufeln auch hier sich ausbilden, wird eine Ablenkung der relativen Einflussgeschwindigkeit $w_0$ von der zur Turbinenschaufelfläche tangentialen Richtung dadurch verursacht, wie die Pfeile $x$ und $y$ in Fig. 33 andeuten; diese nachtheilige Wirkung nimmt zu mit der Dicke der Turbinenschaufeln. Die Dicke der Leitschaufeln, z. B. der Schaufel $L_1$ in der Figur wirkt insofern schädlich, als das bei $ol_1$ eingeflossene Wasser von dem bei $m_1$ eingeflossenen an einer um so entfernteren Stelle $z$ unter einem um so grösseren Winkel (nahe = dem Krümmungswinkel der Strecke $l_1 z$ der punktirten betreffenden relativen Wasserbahn) gestossen wird, je dicker die Leitschaufel $L_1$ ist. Die dem Einflusse der Schaufeldicken entsprechende Widerstandshöhe ist also von ähnlicher Art wie ein Stossgefälle $\varsigma H$; indessen soll sie zum hydraulischen Widerstandsgefälle $(1-\varepsilon) H$ gerechnet werden ebenso wie die entsprechende oben berechnete Widerstandshöhe $B$ bei Ueberdruckturbinen, um das sogenannte Stossgefälle auch bei beliebiger Schaufeldicke immer

Fig. 33.



auf Null reduciren zu können. Eine allgemeine Grössenbestimmung fraglicher Widerstandshöhe ist hier aber ebenso unthunlich, wie die Bestimmung der entsprechenden Geschwindigkeitsabnahme von $w_0$ bis $w_1$.*

Schliesslich sei schon hier bemerkt, dass der Stoss, welcher Obigem zufolge bei $z$, Fig. 33, durch die Leitschaufeldicke verursacht wird, in erhöhtem Grade bei Partialturbinen an den Stellen stattfindet, wo ein Turbinencanal, nachdem er an der Ausmündung des Leitapparates fast ganz vorbeigegangen ist, dieselbe verlässt. Ist nämlich $L_1$ in Fig. 33 Grenzwand des rechts davon liegenden Leitapparates ($L$ ist beseitigt zu denken), so trifft das bei $m_1$ noch einfliessende Wasser die Schaufel $R$ erst bei $z'$ mit erheblichem Stosse. Dieser wächst hier nicht mit der Dicke der Leitschaufel, bezw. der Grenzwand $L_1$, sondern er ist um so grösser, je weiter die Turbinencanäle und je stärker ihre Schaufeln am Anfange gekrümmt sind. Diese Erwägung spricht für enge Schaufelung der Partialturbinen und gegen die Anordnung einer grösseren Zahl getrennter Einläufe.

---

* Eine wesentlich andere Auffassung des Einflusses der Schaufeldicken findet sich in der neuen Bearbeitung der Turbinentheorie von G. Herrmann in Weisbach's Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Für Ueberdruckturbinen wird daselbst angenommen, dass beim Ausflusse des Wassers aus den Leitcanälen in den Spalt eine plötzliche Querschnittsvergrösserung im Verhältnisse $e - t : e$ (bei Benutzung obiger Bezeichnungen), und bei dem unmittelbar darauf folgenden Einflusse aus dem Spalt in die Turbine eine plötzliche Querschnittsverkleinerung im Verhältnisse $e_1 : e_1 - t_1$ stattfinde, und dass jeder dieser Querschnittsveränderungen eine Widerstandshöhe gemäss Gl. (b) in voriger Anmerkuug entspreche. Das Ergebniss dieser Anschauung ist bei den gewöhnlichen Verhältnissen von Turbinen nicht erheblich von demjenigen der oben erklärten Anschauung verschieden. Bedenklicher, sowohl im Princip, als bezüglich des Ergebnisses, erscheint die für Druckturbinen gemachte Annahme, dass der Widerstand in plötzlicher Geschwindigkeitsvergrösserung beim Ausflusse aus den Leitcanälen, bedingt durch plötzliche Querschnittsverkleinerung im Verhältnisse $1 : k$ (wieder mit Benutzung obiger Bezeichnungen) seinen Grund habe und gleichfalls nach Analogie von Gl. (b) in voriger Anmerkung zu berechnen sei; ein solcher Widerstand, wie er entsprechend auch beim Ausflusse aus einer Oeffnung in der Schlusswand am Ende einer Leitungsröhre (überhaupt beim Ausflusse aus Mündungen) stattfinden müsste, findet thatsächlich nicht statt, weil bei der strömenden Bewegung der Wassers in Röhren wohl plötzliche Querschnittsvergrösserungen des Wasserstroms (verbunden mit Wirbeln), nicht aber plötzliche Verkleinerungen desselben vorkommen. Eine plötzliche Verkleinerung des Rohrquerschnitts veranlasst die Ausscheidung einer gewissen Wassermenge ($z$, $z$ in Fig. 32) aus dem Strom, dessen eigene Querschnittsverkleinerung dadurch zu einer stetigen wird.

## §. 30. Fundamentalgleichungen und Haupterfordernisse.

Hinsichtlich der Bewegung des Wassers vom Zuflusscanal bis zum Abflusscanal mögen 4 Theile unterschieden werden:

1. die Bewegung bis zum Spalt,
2. der Einfluss in die Turbine,
3. der Durchfluss durch die Turbine,
4. die Bewegung vom Ausflusse aus der Turbine bis zum Unterwasser.

Auf jeden dieser Theile werde die Gleichung der lebendigen Kraft angewendet in der Ausdrucksform, welche in der technischen Hydraulik ihr gegeben zu werden pflegt und von welcher für einen Spezialfall schon im vorigen Paragraph Gebrauch gemacht wurde, nämlich der Satz (siehe Bd. I, §. 78), dass, wenn sich Wasser im Beharrungszustande in irgend einem Canal, bezw. in einer Röhre von beliebiger Form strömend bewegt, die Summe aus Druckhöhe und relativer Geschwindigkeitshöhe für irgend einen Querschnitt $F$ = ist der entsprechenden Summe für einen vorhergehenden Querschnitt $F'$, vermehrt um die Arbeit der bewegenden relativen Massenkraft pro 1 Kgr. Wasser auf dem Wege von $F'$ bis $F$, und vermindert um die Widerstandshöhe (Arbeit der hydraulischen Bewegungswiderstände pro 1 Kgr.) für die Canalstrecke $F'F$. Ist der Canal in Ruhe, so sind die Geschwindigkeiten absolute und besteht die bewegende Massenkraft nur in der Schwerkraft; ihre Arbeit pro 1 Kgr. auf dem Wege $F'F$ ist = der mittleren Höhe von $F'$ über $F$. Ist der Canal in Bewegung, so enthält die Arbeit der bewegenden relativen Massenkraft zugleich die Arbeit der ersten Ergänzungskraft (die Arbeit der zweiten ist = Null), z. B. der Centrifugalkraft im Falle der Drehung um eine feste Axe, wie sie den Turbinencanälen eigen ist.

Auf Grund dieses allgemeinen Gesetzes und mit den im §. 28 erklärten Buchstabenbezeichnungen ist zunächst für die Bewegung bis zum Spalt, für welche die hydraulische Widerstandshöhe mit $\varrho H$ bezeichnet sei,

$$h + \frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^{\,2}}{2g} + H_0 - H_1 - \varrho H \quad \ldots\ldots\ldots (1)$$

mit Rücksicht darauf, dass am Oberwasserspiegel die hydraulische Ueberdruckhöhe = 0 ist.

Beim Einfliessen des Wassers in die Turbine kann im Allgemeinen ein Stoss gegen die Schaufelflächen stattfinden (falls die relative Geschwindigkeit $w$ nicht tangential an dieselben gerichtet ist), entsprechend dem Stossgefälle $\varsigma H$, ferner eine Abnahme der zur Schaufelfläche tangentialen Componente von $w$, welche deshalb mit $\frac{w_0}{\varphi}$ zu bezeichnen ist, zu $w_0$ infolge eines Wasserverlustes durch den Spalt, endlich ein hydraulischer Widerstand, entsprechend dem im vorigen Paragraph besprochenen Widerstandsgefälle, welches hier mit $\varrho_0 H$ bezeichnet sei, und infolge dessen die relative Geschwindigkeit $w_0$ in die abermals kleinere $w_1$, die Ueberdruckhöhe $h$ (bei Ueberdruckturbinen) in die grössere $h_1$ übergeht. Die betreffenden Gleichungen

$$\frac{1}{\varphi^2}\frac{w_0^{\,2}}{2g} = \frac{w^2}{2g} - \varsigma H$$

und

$$h_1 + \frac{w_1^{\,2}}{2g} = h + \frac{w_0^{\,2}}{2g} - \varrho_0 H$$

mögen durch Addition und indem der Verlust an relativer Geschwindigkeitshöhe

$$= \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{w_0^{\,2}}{2g}$$

in die Widerstandshöhe $\varrho_0 H$ einbegriffen wird, zusammengefasst werden zu der Gleichung:

$$h_1 + \frac{w_1^{\,2}}{2g} = h + \frac{w^2}{2g} - (\varsigma + \varrho_0) H \quad \ldots\ldots\ldots\ (2).$$

Bei Druckturbinen ist $h = h_1$ und das Widerstandsgefälle $\varrho_0 H$ von ähnlicher Bedeutung wie das Stossgefälle $\varsigma H$ (siehe vorigen Paragraph), indem auch die erwähnte in $\varrho_0 H$ einbegriffene Grösse wegen $\varphi = 1$ verschwindet.

Bei dem Durchfluss durch die Turbine handelt es sich um eine relative Bewegung des Wassers in Canälen, welche nicht so kurz sind, dass die Arbeiten der Schwere ($= H_1 - H_2$ pro 1 Kgr. Wasser) und der ersten Ergänzungskraft, nämlich der Centrifugalkraft zu vernachlässigen wären. Letztere ist vielmehr pro 1 Kgr., wenn $r$ einen beliebigen Abstand von der Turbinenaxe bedeutet,

$$= \frac{\omega^2}{g}\int_{r_1}^{r_2} r\,dr = \frac{\omega^2}{g}\frac{r_2^{\,2} - r_1^{\,2}}{2} = \frac{v_2^{\,2} - v_1^{\,2}}{2g}$$

und deshalb die betreffende Gleichung der Arbeiten und lebendigen Kräfte, wenn $\varrho_1 H$ hier die hydraulische Widerstandshöhe bedeutet,

$$h_2 + \frac{w_2^{\,2}}{2g} = h_1 + \frac{w_1^{\,2}}{2g} + H_1 - H_2 + \frac{v_2^{\,2} - v_1^{\,2}}{2g} - \varrho_1 H \quad \ldots\ (3).$$

Bei einer Druckturbine ist $h_1 = h_2$, somit $h = h_1 = h_2$.

Endlich ist für die wieder absolute Bewegung vom Ausflusse aus der Turbine bis zum Unterwasserspiegel, an welchem die hydraulische Ueberdruckhöhe = 0 ist, unter $\varrho_2 H$ die betreffende hydraulische Widerstandshöhe verstanden,

$$\frac{c_2^2}{2g} = h_2 + \frac{u_2^2}{2g} + H_2 - \varrho_2 H \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (4).$$

Bei der Addition der Gleichungen (1) bis (4) heben sich die entgegengesetzt gleichen Glieder $h, h_1, h_2, \frac{w_1^2}{2g}, H_1, H_2$, und man erhält:

$$\frac{u^2 + w_2^2 + c_2^2}{2g} = \frac{c_1^2 + w^2 + u_2^2}{2g} + H_0 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} - (\varsigma + \varrho + \varrho_0 + \varrho_1 + \varrho_2) H$$

oder mit

$$H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} = H \ (\text{§. 28, Gl. 1})$$

und $\qquad (1 - \varrho - \varrho_0 - \varrho_1 - \varrho_2) H = \varepsilon H$

gemäss der Definition des wirksamen Gefälles $\varepsilon H$ im §. 28:

$$\frac{u^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = (\varepsilon - \varsigma) H \quad \ldots \ldots (5).^*$$

Gemäss Fig. 34, welche mit Rücksicht auf das Vorhergehende einer Erklärung nicht bedarf, ist

$$\begin{aligned} w^2 &= u^2 + v_1^2 - 2 u v_1 \cos\alpha \\ u_2^2 &= v_2^2 + w_2^2 - 2 v_2 w_2 \cos\delta, \\ \text{also } u^2 - w^2 + v_1^2 &= 2 u v_1 \cos\alpha \\ -u_2^2 + w_2^2 - v_2^2 &= 2 v_2 w_2 \cos\delta - 2 v_2^2, \end{aligned}$$

so dass Gl. (5) auf die Form gebracht werden kann:

$$(\varepsilon - \varsigma) H = \frac{1}{g} (u v_1 \cos\alpha + v_2 w_2 \cos\delta - v_2^2) \quad \ldots \ldots (6).$$

---

* Im Falle $\varsigma = 0$ nennt G. Herrmann

$$\frac{u^2 - u_2^2}{2g} \text{ das Actionsgefälle,}$$

$$\frac{w_2^2 - w^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \text{ das Reactionsgefälle,}$$

die Summe beider $= \varepsilon H$ das Nutzgefälle, während

$$\varepsilon H + \frac{u_2^2}{2g} \text{ als wirksames Gefälle}$$

bezeichnet wird. Ihm zufolge ist eine Actions- oder Druckturbine dadurch charakterisirt, dass das Reactionsgefälle

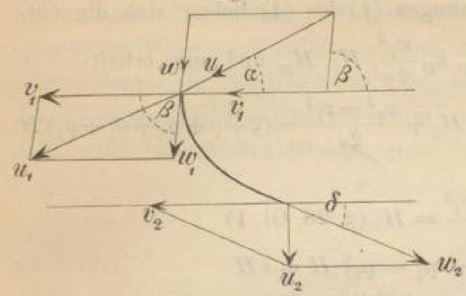
$$\frac{w_2^2 - w^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = 0$$

ist, während hier eine Druckturbine als eine solche definirt wurde, für welche $h = h_1 = h_2$ ist und somit gemäss Gl. (2) und (3) mit $\varsigma = 0$ sich ergiebt:

$$\frac{w_2^2 - w^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = H_1 - H_2 - (\varrho_0 + \varrho_1) H.$$

Das Maximum des Wirkungsgrades $\eta$ einer Turbine entspricht nach Gl. (2), §. 28, bei gewissen Werthen der mehr untergeordneten Elemente $\varphi$ und $u$ dem Maximum von $\varepsilon - \varsigma$, vor Allem also $\varsigma = 0$, d. h. einem stossfreien Einflusse des Wassers in die Turbine, unter welcher Bezeichnung hier immer das Fehlen eines solchen Stosses verstanden wird, welcher, durch das Stossgefälle $\varsigma H$ gemessen, dann stattfindet, wenn die Richtung von $w$ gegen die Gerade geneigt ist, welche das Turbinenschaufelprofil (das Profil der concaven Schaufelfläche) in seinem Anfangspunkte berührt. Aus Fig. 34, worin der Bedingung des stossfreien Einflusses durch das Zusammenfallen der Richtungen von $w$ und $w_1$ entsprochen ist, ergiebt sich als analytische Bedingung desselben:

Fig. 34.



$$\frac{u}{\sin\beta} = \frac{v_1}{\sin(\beta - \alpha)} = \frac{w}{\sin\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7).$$

Da ferner die der Ausflussgeschwindigkeit $u_2$ entsprechende Geschwindigkeitshöhe für den Effect des Rades gewöhnlich verloren ist, soll sie möglichst klein, wenigstens möglichst wenig $> c_2$ sein. Unbeschadet des erforderlichen Abflussses von der Turbine darf aber diese Geschwindigkeit $u_2$ um so kleiner sein, je mehr sie normal zur Ausflussfläche gerichtet ist, da eine dieser Fläche parallele Componente von $u_2$ nichts dazu beitragen würde, das Wasser von der Turbine zu entfernen und somit besser zu nützlicher Arbeit in ihr verwendet worden wäre. Dieser Fall eines normalen Ausflusses, wie er in der Folge kurz bezeichnet werde, ist in Fig. 34 vorausgesetzt; ihm entsprechen die Beziehungen:

$$\frac{u_2}{\sin\delta} = \frac{v_2}{\cos\delta} = w_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8).$$

Bei stossfreiem Einflusse ($\varsigma = 0$) und normalem Ausflusse ($v_2 = w_2 \cos\delta$) geht (6) über in:

$$\varepsilon H = \frac{u v_1 \cos\alpha}{g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9),$$

ist also das wirksame Gefälle = dem durch $g$ dividirten Product der mittleren Umfangsgeschwindigkeit $v_1$ und der im Sinne derselben genommenen Componente der absoluten Zuflussgeschwindigkeit $u$. Diese Gleichung stellt eine Beziehung dar, welche zwischen $u$, $v_1$ und $\alpha$ stattfinden muss, wenn bei gegebenem wirksamen Gefälle die beiden Grundbedingungen des stossfreien Einflusses und normalen Ausflusses erfüllt sein sollen. Mit Rücksicht auf (7) folgt auch

$$\varepsilon H = \frac{v_1^2}{g} \frac{\cos\alpha \sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}$$

$$v_1 = \sqrt{g\varepsilon H \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\cos\alpha \sin\beta}} = \sqrt{g\varepsilon H\left(1-\frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right)} \quad \ldots\ldots (10).$$

Die vortheilhafteste (den Grundbedingungen 7 und 8 entsprechende) Umfangsgeschwindigkeit $v_1$ einer Turbine ist also durch das wirksame Gefälle $\varepsilon H$ und durch die Winkel $\alpha, \beta$ bestimmt; bei einer gegebenen Turbine (bei gegebenen Werthen von $\alpha, \beta$ und $\delta$) ist nicht nur sie proportional $\sqrt{\varepsilon H}$, sondern (nach 7 und 8 und wegen des für eine gegebene Turbine bestimmten Verhältnisses $\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_1}{r_2}$) jede der Geschwindigkeiten

$$u, \; v_1, \; w, \; u_2, \; v_2, \; w_2.$$

Je weniger eine Turbine mit Ueberdruck arbeitet, desto mehr ist das disponible Arbeitsvermögen als lebendige Kraft im einfliessenden Wasser vorhanden, d. h. desto grösser ist $u$ bei gegebenem wirksamen Gefälle $\varepsilon H$, desto kleiner folglich $v_1$ nach Gl. (9) bei gegebenem Winkel $\alpha$, desto kleiner auch der Winkel $\beta$ nach (10). —

Um den hydraulischen Wirkungsgrad $\varepsilon$ möglichst gross zu erhalten, ist nach Erfüllung der Hauptforderungen ($u_2$ normal zur Austrittsfläche und $\varsigma = 0$) noch dafür zu sorgen, dass die hydraulischen Widerstandshöhen $\varrho H$, $\varrho_\delta H$, $\varrho_1 H$ und $\varrho_2 H$ möglichst klein sind. Sie sollen später so weit thunlich bestimmt werden; die drei ersten sind um so kleiner, je kleiner die Schaufeldicken, je grösser die Krümmungshalbmesser der Schaufelflächen sind und je kleiner die Summe aller Schaufelflächen ist, je mehr also die Schaufelzahlen und die einzelnen Schaufelflächen beschränkt werden, insoweit es die Rücksicht auf sichere Führung des Wassers und die so eben erwähnte Forderung mässiger Schaufelkrümmung gestattet. Theilweise andere Rücksichten sind zur Verkleinerung von $\varrho_2 H$ massgebend. Im Falle einer Ueberwasserturbine ist nach Gl. (4) wegen $h_2 = 0$:

$$\varrho_2 H = H_2 + \frac{u_2^2 - c_2^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11),$$

also nur dadurch zu verkleinern, dass $H_2$ möglichst klein und $u_2$ möglichst wenig $> c_2$ gemacht wird. Indem aber, je kleiner $u_2$, desto grösser natürlich die Austrittsfläche der Turbine sein muss, ist es wichtig zu bemerken, dass bei der Anordnung als Rohrturbine und bei voller Beaufschlagung auch bei grösserer Ausflussgeschwindigkeit $u_2$ die Widerstandshöhe $\varrho_2 H$ fast beliebig verkleinert werden kann, wenn nur dafür gesorgt wird, dass die ganze Fläche, durch welche das Wasser mit der Geschwindigkeit $u_2$ aus der Turbine ausfliesst, hinlänglich allmählich in die der mittleren Geschwindigkeit $c_2$ entsprechende Querschnittsgrösse übergeht, um hydraulische Stossverluste auszuschliessen ausser demjenigen, welcher durch die den Schaufeldicken entsprechende plötzliche Querschnittsvergrösserung im Verhältnisse $e_2 - t_2 : e_2 = a_2 : a_2 + s_2$ unvermeidlich verursacht wird. Bei Axialturbinen und bei aussenschlächtigen Radialturbinen lässt sich das durch conoidische Gestaltung des Radtellers, welcher den Radkranz mit der Welle verbindet, leicht genügend erreichen. Weniger einfach ist es bei innenschlächtigen Turbinen, welche zur Ausführung als Rohrturbinen weniger geeignet sind; für diesen Fall ist von Boyden der sogenannte Diffuser zu fraglichem Zwecke angegeben worden: ein festliegender Kranz, welcher mit seiner offenen Innenfläche der gleich grossen cylindrischen Austrittsfläche der Turbine mit sehr kleinem Spielraume gegenüberliegt und sich nach aussen zu der gleichfalls cylindrischen offenen Aussenfläche erweitert nicht nur in radialem, sondern zugleich in axialem Sinne. —

Ob eine Turbine eine reine Druckturbine ist oder ob sie mehr oder weniger durch Ueberdruck wirkt, hängt bei gegebenem Gefälle hauptsächlich ab von der Geschwindigkeit $u$. Indem die Druckturbine durch $h = h_1 = h_2$ charakterisirt und für eine Ueberwasserturbine $h_2 = 0$ ist, ergiebt sich für eine Ueberwasser-Druckturbine auch $h = 0$, also nach Gl. (1):

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^{\,2}}{2g} + H_0 - H_1 - \varrho H \quad \ldots\ldots\ldots (12);$$

das Arbeitsvermögen, welches der Geschwindigkeit $c_1$ am Oberwasserspiegel und dessen Höhe $= H_0 - H_1$ über dem Spalt entspricht, soweit es nicht durch die Bewegungswiderstände bis zu dieser Stelle verbraucht ist, befindet sich ganz als lebendige Kraft (als freies Arbeitsvermögen) in dem aus dem Leitapparate ausfliessenden Wasser.

Bei einer (freilich nur bei voller Beaufschlagung und mit Rückschaufeln im Allgemeinen zweckmässigen) Unterwasser-Druckturbine ist, da hier die Ausflussgeschwindigkeit $u_2$ plötzlich (mit Stoss) in die Abflussgeschwindigkeit $c_2$ des Untergrabens übergeht,

$$\varrho_2 H = \frac{(u_2 - c_2)^2}{2g},$$

also nach (4):

$$0 = h_2 + H_2 + \frac{u_2^2 - c_2^2 - (u_2 - c_2)^2}{2g}$$

$$= h_2 + H_2 + \frac{(u_2 - c_2)\,c_2}{g}.$$

Mit $h = h_2$ folgt dann aus (1):

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 + H_2 - \varrho H + \frac{(u_2 - c_2)c_2}{g} \quad \ldots . (13)$$

oder auch mit $H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$:

$$\frac{u^2}{2g} = H - H_1 + H_2 - \varrho H + \frac{(2u_2 - c_2)\,c_2}{2g} \quad \ldots . (13,a).$$

Würde endlich eine Druckturbine als Rohrturbine angeordnet, so würde aus (1) und (4) folgen:

$$h - h_2 = \left| \begin{array}{l} -\dfrac{u^2}{2g} + \dfrac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \varrho H \\ \qquad -\dfrac{c_2^2}{2g} + \dfrac{u_2^2}{2g} + H_2 - \varrho_2 H \end{array} \right.$$

und mit $H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ für $h = h_2$:

$$\frac{u^2}{2g} = H - H_1 + H_2 + \frac{u_2^2}{2g} - (\varrho + \varrho_2)\,H \quad \ldots \ldots (14).$$

Indem hier $\varrho_2 H$ nach obiger Bemerkung mit Hülfe conoidischer Gestaltung des Radtellers bei seiten- und aussenschlächtigen, bezw. des Boyden'schen Diffusers bei innenschlächtigen Turbinen verkleinert werden kann, wird $u$ entsprechend grösser.

Bei einer Ueberdruckturbine ist die aus Gl. (3) sich ergebende Druckhöhendifferenz $h_1 - h_2$ als Ueberdruckgefälle, d. h. als das Gefälle zu bezeichnen, welches durch Ueberdruckwirkung, nämlich durch Reaction gegen die relative Beschleunigung in der Turbine verwerthet wird. Indem es aber dabei auf einen ganz bestimmten Betrag solcher Ueberdruckwirkung nicht ankommt, kann sie auch ungefähr mit Rücksicht auf das Verhältniss der Geschwindigkeitshöhe $\frac{u^2}{2g}$ zu ihrem Maximalwerthe beurtheilt werden, welcher nach (12) — (14) einer Druckturbine unter den betreffenden Umständen zukommen würde. Letzterer lässt sich freilich für eine zu entwerfende Turbine zunächst nicht genau ermitteln, weil gewisse der in den Gleichungen (12) — (14) vorkommenden Grössen erst durch den wenigstens angenähert festgestellten Entwurf bekannt, bezw. genauer bestimmbar werden. Die Beziehung zwischen $u$ und $H$ werde deshalb vorläufig in der Form

$$\frac{u^2}{2g} = mH \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (15)$$

eingeführt, wobei der Coefficient $m$, weil besonders die Wirkungsweise des Wassers in der Turbine charakterisirend (je kleiner $m$, desto mehr Ueberdruck) im Anschluss an Rittinger und G. Schmidt als Charakteristik bezeichnet werde. Für eine zu entwerfende Druckturbine kann $m$ vorläufig (vorbehaltlich nachträglicher Berichtigung gemäss Gl. 12, bezw. 13 oder 14) etwa $= 0,8$ bis $0,9$ angenommen werden, um so kleiner, je kleiner $H$, je grösser also voraussichtlich $H_1$ im Vergleich mit $H$ sein muss, auch etwas kleiner, wenn den Umständen gemäss ein verhältnissmässig grosser Werth von $\varrho H$ erwartet werden kann (z. B. bei grosser Länge der Zuleitungsröhre vom Oberwasser zum Leitapparat), oder wenn $H_2$ mit erheblichem Absolutwerthe negativ ist, etwas grösser, wenn in besprochener Weise die Widerstandshöhe $\varrho_2 H$ erheblich verkleinert wird. Für Ueberdruckturbinen ist durchschnittlich $m = 0,5$ angemessen.

## §. 31. Uebersicht der Beziehungen zwischen den wesentlichsten Elementen einer Turbine.

Nach vorigem Paragraph finden bei stossfreiem Einflusse und normalem Ausflusse folgende Gleichungen zwischen den Elementen einer Turbine statt:

$$\frac{u}{\sin\beta} = \frac{v_1}{\sin(\beta-\alpha)} = \frac{w}{\sin\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

$$\frac{u_2}{\sin\delta} = \frac{v_2}{\cos\delta} = w_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

$$g\varepsilon H = u v_1 \cos\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

welchen hinzugefügt werden kann:

$$\frac{u^2}{2g} = mH \;\ldots (4) \text{ und } \frac{v_1}{v_2} = \frac{r_1}{r_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5).$$

Mit Rücksicht darauf, dass unter (1) und (2) je zwei Gleichungen begriffen sind, stellen sie 7 von einander unabhängige Beziehungen dar zwischen dem Gefälle $H$, dem gleichfalls hier vorläufig als bekannt vorausgesetzten hydraulischen Wirkungsgrad $\varepsilon$ und den folgenden 11 Turbinenelementen:

$$m \quad \frac{r_1}{r_2} \quad \alpha \quad \beta \quad \delta \quad u \quad u_2 \quad v_1 \quad v_2 \quad w \quad w_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 1.$$

Von den Verbindungen und Folgerungen, welche sie zulassen, werde hier ausser dem schon im vorigen Paragraph abgeleiteten Ausdrucke von $v_1$ durch $\alpha$ und $\beta$:

$$v_1 = \sqrt{g \varepsilon H \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\cos\alpha \sin\beta}} = \sqrt{g \varepsilon H \left(1 - \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right)} \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

die Verbindung von (3) und (4) mit dem daraus folgenden Ausdrucke von $v_1$ durch $m$ und $\alpha$:

$$g \varepsilon H = v_1 \cos\alpha \sqrt{2 g m H}; \; v_1 = \frac{\varepsilon}{\cos\alpha} \sqrt{\frac{g H}{2 m}} \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

hervorgehoben, und die aus der Gleichsetzung der Ausdrücke von $v_1{}^2$ nach (6) und (7) folgende Beziehung zwischen $m$, $\alpha$, $\beta$:

$$\varepsilon = 2 m \cos^2\alpha \left(1 - \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right) = m \sin 2\alpha \,(cotg\,\alpha - cotg\,\beta) \quad \ldots\ldots \quad (8).$$

Diese und andere abgeleitete Beziehungen hindern es natürlich nicht, dass vorläufig 4 von obigen 11 Turbinenelementen, bezw. 4 Beziehungen zwischen ihnen willkürlich bleiben.

Weiteren Gleichungen zwischen denselben und andern Elementen werde einstweilen die Voraussetzung einer Vollturbine bei grösstmöglicher Beaufschlagung zu Grunde gelegt, wobei also der Leitapparat ein Leitrad ist und die Canalquerschnitte nicht durch Regulirungsvorrichtungen (Schützen) verengt sind. Die Leitcanäle sind dann am Ende, die Turbinencanäle am Anfange nur infolge des Einflusses der Schaufeldicken (§. 29) nicht vollständig von strömendem Wasser erfüllt. Im Uebrigen ist volle Ausfüllung der ersteren Canäle immer, der letzteren nur bei Ueberdruckturbinen nothwendig vorhanden; jedoch soll gefordert werden, dass wenigstens die Ausflussquerschnitte der Turbinencanäle auch bei voll beaufschlagten Druckturbinen von strömendem Wasser ausgefüllt sind, weil anderenfalls die Ausflussfläche der Turbine und überhaupt ihre Dimensionen überflüssig gross sein würden, oder bei gegebenen Dimensionen die Ausflussgeschwindigkeit $u_2$ überflüssig gross wäre. Unter diesen Voraussetzungen und mit bekannten Buchstabenbezeichnungen (§. 28), insbesondere mit den im §. 29, Gl. (1) und (2), bestimmten Coefficienten $k$ und $k_1$ gelten mit Bezug auf den Ausfluss aus dem Leitrade, den Einfluss in das Laufrad und den Ausfluss aus demselben offenbar die folgenden Gleichungen:

$$2\pi r_1 = z\,\frac{a+s}{\sin\alpha} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (9)$$

$$2\pi r_1 = z_1\,\frac{a_1+s_1}{\sin\beta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (10)$$

$$2\pi r_2 = z_1\,\frac{a_2+s_2}{\sin\delta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (11)$$

$$Q = kzabu \text{ mit } k = \frac{a_1}{a_1+s_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (12)$$

$$\varphi Q = k_1 z_1 a_1 b w_0 \text{ mit } k_1 = \frac{a}{a+s} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (13)$$

$$\varphi Q = z_1 a_2 b_2 w_2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (14).$$

Sie enthalten ausser den gegebenen, bezw. als bekannt vorausgesetzten Grössen $Q$, $\varphi$ und Elementen der Gruppe I noch folgende 11 Turbinenelemente:

$$z \quad z_1 \quad s \quad s_1 \quad s_2 \quad r_1 \quad \frac{b}{b_2} \quad b \quad a \quad a_1 \quad a_2 \quad \ldots \ldots \ldots \text{II},$$

wobei von den Elementen $r_1$, $r_2$ nur das eine angeführt ist, weil das Verhältniss beider zur Gruppe I gerechnet wurde, und auch neben $b$ nicht $b_2$, sondern das Verhältniss dieser zwei analogen Dimensionen. Man kann aber bemerken, dass Gl. (13) eine Folge der übrigen Gleichungen ist. Denn wegen $w_0 = \varphi w$ folgt aus (12) und (13)

$$\frac{k}{k_1}\,\frac{z}{z_1}\,\frac{a}{a_1}\,\frac{u}{w} = 1,$$

daraus mit Rücksicht auf (1) und auf die Bedeutungen von $k$ und $k_1$:

$$\frac{a_1}{a_1+s_1}\,\frac{a+s}{a}\,\frac{z}{z_1}\,\frac{a}{a_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{z(a+s)}{\sin\alpha}\cdot\frac{\sin\beta}{z_1(a_1+s_1)} = 1,$$

was nach (9) und (10) eine identische Gleichung ist. Die Gleichung (13) ist folglich als unabhängige Bedingungsgleichung auszuscheiden; ausserdem werde (14) durch eine Gleichung ersetzt, welche daraus durch Verbindung mit anderen wie folgt erhalten werden kann. Aus (13) und (14) ergiebt sich durch Division:

$$k_1\,\frac{a_1}{a_2}\,\frac{b}{b_2} = \frac{w_2}{w_0}$$

oder, weil $w_0 = \varphi w$ und nach (1), (2), (5):

$$\frac{w_2}{w_0} = \frac{1}{\varphi}\,\frac{v_2}{\cos\delta}\,\frac{\sin(\beta-\alpha)}{v_1\sin\alpha} = \frac{1}{\varphi}\,\frac{r_2}{r_1}\,\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\cos\delta\sin\alpha} \quad \ldots \ldots (15)$$

ist, durch beiderseitige Multiplication mit $\varphi \, \dfrac{r_2 \sin \delta}{r_1 \sin \beta}$:

$$\varphi k_1 \, \frac{a_1}{a_2} \, \frac{r_2 \sin \delta}{r_1 \sin \beta} \, \frac{b}{b_2} = \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 tg\, \delta \, \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \alpha \sin \beta}$$

$$= \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 tg\, \delta \, (cotg\, \alpha - cotg\, \beta) \quad \ldots \ (16).$$

Mit der den Bedeutungen von $k$ und $k_1$ analogen Bezeichnung:

$$k_2 = \frac{a_2}{a_2 + s_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \ (17)$$

ist aber nach Gl. (10) und (11)

$$\frac{a_1}{a_2} \, \frac{r_2 \sin \delta}{r_1 \sin \beta} = \frac{a_1}{a_2} \, \frac{a_2 + s_2}{a_1 + s_1} = \frac{k}{k_2},$$

so dass der Gleichung (16) mit Rücksicht zugleich auf (8) die Form gegeben werden kann:

$$\varphi \, \frac{k k_1}{k_2} \, \frac{b}{b_2} = \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 tg\, \delta \, \frac{\varepsilon}{m \sin 2\alpha}$$

$$tg\, \delta = m \, \frac{\varphi}{\varepsilon} \, \frac{k k_1}{k_2} \, \frac{b}{b_2} \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots \ (18).$$

Diese Gleichung enthält neben $\dfrac{b}{b_2}$ die Elemente $m$, $\dfrac{r_1}{r_2}$, $\alpha$ und $\delta$ der Gruppe I, und sie mag, da $\dfrac{k k_1}{k_2}$ immer wenig von 1 verschieden ist, als eine 8te Bestimmungsgleichung jener 11 Elemente betrachtet werden, so dass nur noch 3 derselben willkürlich, bezw. nach erfahrungsmässigen Regeln anzunehmen bleiben. Die 11 Elemente der Gruppe II sind dann aber nur an die 4 Gleichungen (9)—(12) gebunden. Bezüglich der im Ganzen 22 Elemente bleiben 10 erfahrungsmässige Annahmen nöthig, welche im folgenden Paragraph und bei den einzelnen Arten von Turbinen besprochen werden.

Zur Berechnung einer Partialturbine, welcher bei grösster Leistung das Wasser durch im Ganzen $z$ Leitcanäle zugeführt werden soll, genügt entsprechende Aenderung der einzigen Gleichung (9). Bei $x$ getrennten Einläufen (gewöhnlich $x = 2$ diametral gegenüber liegenden) längs je einem Bogen $= i$ des mittleren Umfanges der Eintrittsfläche des Rades, welcher Bogen durch die Leitschaufeln von der Dicke $s$ in $\dfrac{z}{x}$ gleiche Theile, den einzelnen Leitcanälen entsprechend, und in $\dfrac{z}{x} - 1$ Theile $= \dfrac{s}{\sin \alpha}$, welche von den Leitschaufeln eingenommen werden, getheilt ist, hat man in Gl. (9) nur

$$x\left(i + \frac{s}{\sin\alpha}\right)$$

an die Stelle des Umfanges $2\pi r_1$ zu setzen. —

Schliesslich mögen noch einige Folgerungen für Druckturbinen angeführt werden. Bei solchen sind $2\alpha$ und $\beta$ stets spitze Winkel, und ist $\varepsilon$ etwas $< m$. Aus (8) folgt deshalb:

$$\cotg\beta = \cotg\alpha - \frac{\varepsilon}{m}\frac{1}{\sin 2\alpha} \text{ etwas} > \frac{\cos\alpha}{\sin\alpha} - \frac{1}{\sin 2\alpha}$$

oder wegen
$$\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha} - \frac{1}{\sin 2\alpha} = \frac{2\cos^2\alpha - 1}{\sin 2\alpha} = \cotg 2\alpha:$$

$$\cotg\beta \text{ etwas} > \cotg 2\alpha;\ \beta \text{ etwas} < 2\alpha \quad \ldots\ldots (19).$$

Wegen $\varphi = 1$, also $w_0 = w$ folgt ferner aus (15):

$$\frac{w_0}{w_2} = \frac{w}{w_2} = \frac{r_1}{r_2}\frac{\cos\delta\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}$$

und weil hier $\delta$ stets ein kleiner Winkel, also

$$\cos\delta \text{ wenig} < 1,$$

während nach (19): $\dfrac{\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}$ wenig $> 1$

ist, folgt

$$\frac{w_0}{w_2} = \frac{w}{w_2} \text{ nahe} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (20).$$

## §. 32. Bestimmung der Elemente einer zu entwerfenden Turbine.

Wenn eine möglichst vollkommene, jedenfalls mit Leitapparat versehene Turbine entworfen werden soll, welche bei dem disponiblen Gefälle $H$ (bei gegebenen Werthen von $H_0$, $c_1$ und $c_2$) einen Nutzeffect $= N$ Pferdestärken erwarten lässt, so sind vor Allem, nachdem das System der Turbine (ob seiten-, innen- oder aussenschlächtig, Druck- oder Ueberdruckturbine, Ueberwasser-, Unterwasser- oder Rohrturbine) in der Hauptsache bestimmt ist, vorläufige Annahmen bezüglich der Coefficienten $\eta$, $\varepsilon$, $\varphi$ zu machen. Im Durchschnitt kann etwa $\varepsilon = 0{,}8$ und

für Druckturbinen $\varphi = 1$, $\eta = 0{,}76$

für Ueberdruckturbinen $\varphi = 0{,}95$, $\eta = 0{,}72$

vorläufig angenommen werden, entsprechend mit $\varsigma = 0$:

$$\mu = \varphi\varepsilon - \eta = 0{,}04$$

in beiden Fällen. In der That wird die Axenreibung sammt Luftwiderstand, auch wohl der Wasserverlust bei Ueberdruckturbinen, sowie der (durch $1 - \varepsilon$ gemessene) hydraulische Bewegungswiderstand meistens etwas kleiner sein können; doch mag auf eine kleine Grösse des Stossgefälles gerechnet werden, wie es überhaupt rathsam ist, die mehr oder weniger zweifelhaften Annahmen eher etwas zu ungünstig zu machen, als umgekehrt. Für Partialturbinen ist es sogar passend, $\mu$ noch etwas grösser, $\varepsilon$ etwas kleiner anzunehmen, z. B.

$$\varepsilon = 0{,}76 \text{ und } \mu = 0{,}06, \text{ entsprechend } \eta = 0{,}7 \text{ mit } \varphi = 1.$$

Mit dem betreffenden Werthe von $\eta$ ergiebt sich die Aufschlagwassermenge

$$Q = \frac{0{,}075}{\eta} \frac{N}{H}.$$

Von den 11 Elementen der Gruppe I im vorigen Paragraph waren 3 willkürlich, bezw. erfahrungsmässig anzunehmen; dazu eignen sich die drei ersten:

$$m, \frac{r_1}{r_2} \text{ und } \alpha,$$

$\alpha$ wenigstens versuchsweise und vorbehaltlich nachträglicher Aenderung bei unpassenden Folgen; im Allgemeinen wird $\alpha$ um so grösser anzunehmen sein, je grösser $Q$ und je kleiner $H$ (je mehr Wasser mit je kleinerer Geschwindigkeit aus dem Leitrade ausfliessen muss, für welches bei bestimmter Grösse die Summe der Ausflussmündungen seiner Canäle proportional $\sin \alpha$ wächst), mit Rücksicht auf Gl. (18) auch um so grösser, je kleiner $m$ und $\frac{r_1}{r_2}$, am grössten also bei innenschlächtigen Ueberdruckturbinen mit grosser Aufschlagwassermenge und kleinem Gefälle.*

Man kann nun zunächst prüfen, ob diese Werthe von $m$, $\frac{r_1}{r_2}$ und $\alpha$

* G. Herrmann empfiehlt die Annahme von $u_2$ statt von $\alpha$, und zwar $\frac{u_2^2}{2g} = 0{,}05\,H$ für grosse bis $0{,}08\,H$ für kleine Gefälle. Die entsprechenden Grenzen von $u_2 : \sqrt{H}$ erscheinen jedoch allzu eng, insbesondere würde $u_2$ für grosse Gefälle überflüssig gross, z. B. für $H = 16$ Mtr.

$$u_2 = \sqrt{0{,}05 \,.\, 2g \,.\, 16} \text{ nahe} = 4 \text{ Mtr.},$$

während ein Bedürfniss zur Verkleinerung der Turbine durch Vergrösserung von $u_2$ bei so grossen Gefällen nicht vorhanden zu sein pflegt. Noch mehr wäre $c_2 = 4$ Mtr. überflüssig gross, wenn mit Herrmann immer $c_2 = u_2$ angenommen würde. Auch wird $u_2$ passend zugleich von anderen Umständen abhängig gemacht; z. B. für Rohrturbinen, bei welchen die Ausflussgeschwindigkeit durch allmählige Querschnittsänderung grossentheils nützlich verwerthet werden kann, darf $u_2$ unter übrigens gleichen Umständen grösser sein, als in anderen Fällen.

nach Gl. (18),* worin einstweilen $\frac{k k_1}{k_2} = 1$ (oder nach Schätzung etwas kleiner) zu setzen ist, einen hinlänglich kleinen Winkel $\delta$ zur Folge haben, wenn zugleich $b_2 = b$ angenommen wird (wie es, wenn thunlich, der Einfachheit wegen vorzuziehen ist), oder ob und in welchem Grade dazu $b_2 > b$ angenommen werden müsste. Müsste es in zu hohem Grade geschehen, so könnte man Veranlassung nehmen, den Winkel $\alpha$ nachträglich zu verkleinern. Der Winkel $\delta$ soll zur Verkleinerung von $u_2$ besonders dann möglichst klein sein, wenn eine Verwerthung der Ausflussgeschwindigkeit (wie sie bei Rohrturbinen durch Verkleinerung des hydraulischen Drucks an der Ausflussfläche infolge allmähliger statt plötzlicher Geschwindigkeitsänderung möglich ist) den Umständen nach nicht stattfindet In der Regel ist $\delta < 25^0$ zu wünschen, ein allzu kleiner Winkel $\delta$ jedoch auch zu vermeiden, damit nicht die Weite $a_2$ der Turbinencanäle an ihrem Ende mit Rücksicht auf die Möglichkeit von Verstopfungen durch zufällig im Wasser schwimmende Körper allzu klein ausfalle; bei kleinen Turbinen kann diese Rücksicht Veranlassung sein, einen Winkel $\delta > 25^0$ zuzulassen. Aus Gl. (11) im vorigen Paragraph folgt nämlich

$$sin\,\delta = z_1 \frac{a_2 + s_2}{2\pi r_2}$$

und daraus z. B. mit $z_1 = 20 + 30\,r_2$ und $s_2 = 0{,}008\,r_2$ entsprechend der Forderung $a_2 > 0{,}025$ Mtr.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| für $r_2 =$ | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 Mtr. |
| $\delta >$ | $34^0$ | $21^0$ | $18^0$ | $16^0$ | $15^0$. |

Bei dem kleinen Halbmesser $r_2 = 0{,}2$ Mtr. müsste selbst dann noch $\delta > 27^0$ sein, wenn die Forderung auf $a_2 > 0{,}02$ Mtr. ermässigt würde.

Nachdem auf solche Weise mit Hülfe von (18) die Angemessenheit der Annahmen von $m$, $\frac{r_1}{r_2}$ und $\alpha$ geprüft, auch das Verhältniss $\frac{b}{b_2}$ festgesetzt und zugleich ein Näherungswerth von $\delta$ gefunden worden ist, findet man $\beta$ aus (8) und $v_1$ aus (7), dadurch auch $v_2 = \frac{r_2}{r_1} v_1$, während $u$ durch (4) bestimmt ist und $w$ durch (1).

Vor Allem ist jetzt der Halbmesser $r_1$ festzusetzen (wodurch auf Grund der Annahmen $r_2$ mitbestimmt ist), um entsprechend die Schaufelzahlen und Schaufeldicken passend annehmen zu können. Man kann dabei von verschiedenen Gesichtspunkten ausgehen. Wird, was besonders z. B.

* Die ohne anderweitige Angabe in diesem Paragraph angezogenen Gleichungen sind diejenigen von §. 31.

bei Axialturbinen angemessen ist, von einem erfahrungsmässigen ungefähren Werthe des Verhältnisses $\frac{b}{r_1}$ ausgegangen, so kann Gl. (12), weil nach (9)

$$z\,a = k_1\,z\,(a+s) = k_1 \,.\, 2\,\pi\,r_1 \sin\alpha$$

ist, in der Form geschrieben werden:

$$Q = k\,k_1 \,.\, 2\,\pi\,r_1 \sin\alpha \,.\, b\,u = k\,k_1 \,.\, 2\,\pi\,r_1^{\,2} \,.\, \frac{b}{r_1}\,u \sin\alpha \;.\;.\;.\;. \quad (1).$$

Da es auf ein ganz bestimmtes Verhältniss $\frac{b}{r_1}$ nicht ankommt, kann $r_1$ abgerundet demjenigen Werthe nahe gleich gesetzt werden, welcher sich aus dieser Gleichung mit einem angenäherten Werthe von $k k_1$ (etwas $< 1$, etwa $= 0{,}8$ bis $0{,}9$) ergiebt.* Oder es kann $r_1$ einer gewissen Umdrehungszahl $n$ entsprechend aus

$$n = 9{,}55\,\omega = 9{,}55\,\frac{v_1}{r_1} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (2)$$

gefunden werden. Bei innenschlächtigen Turbinen wird auch wohl von einer passend scheinenden mittleren Geschwindigkeit $c$ des an den inneren Umfang des Radkranzes sich anschliessenden Zuführungsrohrs, also von der Gleichung

$$Q = \pi\,r_1^{\,2} \,.\, c \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (3)$$

ausgegangen und z. B. $c = 1$ Mtr. oder etwas grösser gesetzt, wobei indessen auch hier ein nahe kommender abgerundeter Werth für $r_1$ schliesslich anzunehmen ist. In besonderen Fällen können auch andere Rücksichten die Wahl von $r_1$ beeinflussen.

Ist nun $r$ der mittlere Halbmesser des Radkranzes, $b$ nahe proportional $r$, und wird die Schaufel, was ihre Anstrengung durch den Wasserdruck betrifft, einem prismatischen stabförmigen Körper von der Länge

---

* Wenn gemäss einer Bemerkung im vorigen Paragraph jener Gleichung (9) im Falle einer Partialturbine die Form gegeben ist:

$$x\left(i + \frac{s}{\sin\alpha}\right) = z\,\frac{a+s}{\sin\alpha}$$

und wenn die vom ganzen Einlaufbogen $= x\,i$ nur wenig verschiedene Bogenlänge

$$x\left(i + \frac{s}{\sin\alpha}\right) = \frac{2\,\pi\,r_1}{p}$$

gesetzt wird, so ist

$$z\,a = k_1\,z\,(a+s) = k_1\,\frac{2\,\pi\,r_1}{p}\sin\alpha$$

$$Q = k\,k_1\,\frac{2\pi r_1}{p}\sin\alpha \,.\, b\,u = k\,k_1\,\frac{2\,\pi}{p}\,r_1^{\,2} \,.\, \frac{b}{r_1}\,u \sin\alpha \;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (1,a).$$

Diese Gleichung ist ebenso zu benutzen, wie obige Gleichung (1), nachdem für $p$ ein Zahlenwerth angenommen worden ist.

$b$ verglichen, so ist das grösste Spannungsmoment in einem Querschnitte derselben proportional $b^2$, also proportional $r^2$, und sofern die grösste Spannung diesem grössten Spannungsmoment direct und dem Quadrat der Dicke $s$ indirect proportional zu setzen ist, auch $s$ proportional $r$ anzunehmen. Mit Rücksicht auf den nachtheiligen Einfluss der Schaufeldicken ist es rathsam, dieselben thunlichst klein zu machen durch die Wahl von Blechschaufeln aus entsprechendem Material (z. B. aus Stahl), welche zwischen Kranzwänden eingefügt sind analog einem beiderseits eingeklemmten stabförmigen Körper. Dann kann etwa

$$s = (0{,}006 \text{ bis } 0{,}01)\, r \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (4)$$

gesetzt werden, im Verhältniss zu $r$ um so grösser, je grösser $H$. Gegossene Schaufeln fallen dicker aus; auch Blechschaufeln, welche nur an der einen Kranzwand befestigt sind (z. B. an der inneren cylindrischen Kranzwand einer Axialturbine) müssten behufs gleicher Anstrengung durch den Wasserdruck mehr als doppelt so dick gemacht werden.*

Bei einer im ungefähren Anschlusse an Gl. (4) gewählten Schaufeldicke kann die Zahl der Schaufeln nahe

$$z = 20 + 30\, r \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (5)$$

angenommen werden, entsprechend kleiner bei grösserer Dicke; grösser dagegen bei Partialturbinen.

Mit den solcherweise festgestellten Werthen von

$$z \quad z_1 \quad s \quad s_1 \quad s_2$$

sind die Elemente der Gruppe II des vorigen Paragraph bis auf die 4 letzten bestimmt; denn wenn auch vielleicht $r_1$ einem gewissen Verhältnisse $b:r_1$ entsprechend bestimmt wurde, so geschah es doch nur näherungsweise, und ist $b$ noch nicht als endgültig dadurch bestimmt zu betrachten. Man findet aber jetzt $a$ und $a_1$, wodurch auch $k$ und $k_1$ bestimmt sind, aus (9) und (10), $b$ aus (12), einen Näherungswerth von $a_2$, dem vorläufig erst gefundenen Näherungswerthe von $\delta$ entsprechend, aus (11). Mit dem gleichfalls entsprechenden Näherungswerthe von $k_2$ ergeben sich aber jetzt corrigirte Werthe von $\delta$ und $a_2$ aus (18) und (11), welche nöthigenfalls weiter verbessert werden können mit dem verbesserten $k_2$. Mit Vermeidung wiederholter Näherungen kann man auch aus (18)

* Bei gleichförmig vertheilter Belastung ist das grösste Spannungsmoment eines prismatischen Stabes 6 mal so gross, wenn er einerseits befestigt und andererseits frei, als wenn er beiderseits befestigt ist; behufs gleicher Anstrengung unter übrigens gleichen Umständen müsste also seine Dicke im ersten Falle $\sqrt{6} = 2{,}45$ mal so gross sein, als im zweiten.

$$k_2 \, tg \, \delta = m \frac{\varphi}{\varepsilon} k k_1 \frac{b}{b_2} \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin 2\,\alpha = A$$

endgültig berechnen, wonach, weil nach (11) wegen $a_2 + s_2 = \frac{a_2}{k_2}$

$$\frac{a_2}{k_2 \sin \delta} = \frac{2\pi r_2}{z_1} = e_2$$

ist, sich ergiebt:

$$A e_2 = \frac{a_2}{\cos \delta} = a_2 \sqrt{1 + \frac{A^2}{k_2^{\,2}}} = \sqrt{a_2^{\,2} + A^2 (a_2 + s_2)^2}$$

$$\frac{a_2^{\,2}}{A^2} + (a_2 + s_2)^2 = e_2^{\,2}$$

$$\left.\begin{aligned} &\left(\frac{1}{A^2} + 1\right) a_2^{\,2} + 2\, s_2\, a_2 = e_2^{\,2} - s_2^{\,2} \\ &\text{Hieraus folgt } a_2, \text{ dann } \cos \delta = \frac{a_2}{A\, e_2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6).$$

Mit $\delta$ ergeben sich schliesslich $u_2$ und $w_2$ aus (2). Es sind dann alle 22 Elemente der Gruppen I und II des vorigen Paragraph gefunden von welchen einige zwar nicht zur Construction der Turbine, aber gleich den übrigen zu der in den folgenden Paragraphen erörterten Prüfung der angenommenen Werthe von $\varepsilon$, $\varphi$, $\eta$ gebraucht werden, sowie ev. zur Prüfung, ob der angenommene Werth von $m$ eine Druckturbine wirklich ergiebt.

Zu demselben Zwecke dienen ausserdem die Elemente $H_1$ und $H_2$ Die Höhe $H_2$ ist bei Ueberwasserturbinen natürlich so klein zu machen, als es die ev. schwankende Höhenlage des Unterwasserspiegels thunlich erscheinen lässt; bei den übrigen Turbinenarten ist sie zwischen weiteren Grenzen beliebig, bedingt durch die Umstände und Anforderungen des besonderen Falles. $H_1$ ist bei Axialturbinen durch die Höhe $= H_1 - H_2$ derselben bestimmt, welche $= 0{,}3\, r$ bis $0{,}5\, r$ gemacht werden kann (im Verhältnisse zu $r$ um so grösser, je kleiner $r$), die Höhe des Leitrades höchstens ebenso gross; bei Radialturbinen ist $H_1 - H_2$ von geringer Bedeutung und durch die Form des Kranzquerschnittes bedingt.

Wenn auch die vorläufig angenommenen Werthe von $\varepsilon$, $\varphi$, $\eta$ auf Grund der Controle einer Aenderung bedürftig erscheinen, so braucht doch nicht die ganze Rechnung mit diesen geänderten Werthen wiederholt zu werden. Im Allgemeinen können

$$\frac{r_1}{r_2} \quad \alpha \quad \beta \quad \delta \quad z \quad z_1 \quad s \quad s_1 \quad s_2 \quad r_1$$

unverändert gelassen werden. Nur sind gemäss einer schon im §. 30

gemachten Bemerkung die Geschwindigkeiten

$$u \quad u_2 \quad v_1 \quad v_2 \quad w \quad w_2$$

alle in demselben Verhältnisse wie $\sqrt{\varepsilon}$ zu ändern, wodurch die Gleichungen (1) — (5) erfüllt bleiben, sofern nur mit Rücksicht auf (4) der Controle zufolge $m$ in demselben Verhältnisse geändert werden darf wie $\varepsilon$. Es wird das immer geschehen dürfen, wenn es sich um eine Ueberdruckturbine, nicht immer, wenn es sich um eine Druckturbine handelt. Während dann die Dimensionen

$$a \quad a_1 \quad a_2$$

gemäss den Gleichungen (9) — (11) nicht zu ändern sind, ist nach Gl. (18)

$$\frac{b}{b_2} \text{ umgekehrt proportional } \varphi$$

zu corrigiren. Schliesslich aber hat man, weil $Q$ umgekehrt proportional $\eta$ ist, mit Rücksicht auf (12)

$$b \text{ umgekehrt proportional } \eta\sqrt{\varepsilon}$$

zu verändern.

Eine mehr durchgreifende Correctur der zuerst erhaltenen Rechnungsergebnisse würde nur dann erforderlich sein, wenn es im Falle einer zu entwerfenden Druckturbine nicht zulässig erschiene, die Charakteristik $m$ in demselben Verhältnisse anders anzunehmen, wie den hydraulischen Wirkungsgrad $\varepsilon$. Auch dann braucht sich übrigens die Aenderung ausser auf die Elemente

$$u \quad u_2 \quad v_1 \quad v_2 \quad w \quad w_2 \quad \frac{b}{b_2} \quad b$$

nur auf $\beta$ und $a_1$ zu erstrecken. Es ist nur $u$ proportional $\sqrt{m}$ nach (4), $v_1$, $v_2$, $u_2$ und $w_2$ proportional $\frac{\varepsilon}{\sqrt{m}}$ nach (3), (5) und (2) zu ändern, wonach sich $w$ und $\beta$ aus den Gleichungen (1) ergeben. Der Winkel $\beta$ bedingt die Weite $a_1$ nach (10), während jetzt

nach (18): $\frac{b}{b_2}$ umgekehrt proportional $\frac{m\varphi k}{\varepsilon}$

„ (12): $b$ „ „ $k\eta\sqrt{m}$

zu corrigiren ist, alles Uebrige aber ungeändert bleiben kann.

Dass der hier dargestellte Rechnungsgang nur für normale Fälle ohne Nebenbedingungen empfohlen werden soll, dass dagegen durch die besonderen Umstände zuweilen Abweichungen bedingt werden können, braucht wohl kaum ausdrücklich bemerkt zu werden.

## §. 33. Der hydraulische Wirkungsgrad.

Derselbe ist $\varepsilon = 1 - (\varrho + \varrho_0 + \varrho_1 + \varrho_2)$ und erfordert zu seiner Bestimmung die Berechnung der hydraulischen Widerstandshöhen $\varrho H$, $\varrho_0 H$, $\varrho_1 H$ und $\varrho_2 H$.

1) Die Widerstandshöhe $\varrho H$ für die Bewegung des Wassers bis zum Ausflusse aus dem Leitapparat rührt im Allgemeinen her vom Bewegungswiderstande im Zuflussrohre (bei Niederdruckturbinen mit diesem Rohre selbst wegfallend), aus dem Widerstande, mit welchem der Einfluss in die Leitcanäle verbunden ist, sowie aus dem Leitungs- und Krümmungswiderstande derselben. Ist $l'$ die Länge, $d'$ die Weite des cylindrischen Zuflussrohrs, $c$ die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in ihm, so ist die betreffende Widerstandshöhe, wenn hier besondere Widerstände neben dem allgemeinen Leitungswiderstande nicht vorkommen,

$$= \lambda \frac{l'}{d'} \frac{c^2}{2g}.$$

Nach Bd. I, §. 90 kann dabei mit Rücksicht auf die viel grösseren Fehler anderer noch zu besprechender Widerstandsbestimmungen sowohl hier für das Zuflussrohr, als auch für die Leit- und Turbinencanäle (in der Regel etwas zu gross) $\lambda = 0{,}025$ gesetzt werden.

Beim Einfluss des Wassers in die Leitcanäle findet eine innere Contraction und infolge dessen ein Widerstand statt, welcher nach Gl. (c') in der Anmerkung zu §. 29 gemessen werden kann durch die Widerstandshöhe:

$$(1 - k_0)^2 \frac{u_0^{\,2}}{2g} \text{ mit } k_0 = \frac{a_0}{a_0 + s_0},\ u_0 = \frac{ab}{a_0 b_0} k u \quad \ldots \ldots \quad (1),$$

unter $a_0$ und $b_0$ bezw. die Weite und Breite eines Leitcanals am Anfange, und unter $s_0$ die Leitschaufeldicke daselbst (im Allgemeinen $= s$) verstanden.

Wenn der mittlere Durchmesser eines solchen Leitcanals am Anfange mit $d_0$, am Ende mit $d$ bezeichnet, wenn also nach Bd. I, §. 90 gesetzt wird:

$$d_0 = \frac{2\, a_0 b_0}{a_0 + b_0} \text{ und } d = \frac{2\, ab}{a + b} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2),$$

wenn ferner derselbe bezüglich seines Leitungswiderstandes einer von der Weite $d_0$ bis zur kleineren Weite $d$ cónisch zulaufenden Röhre verglichen wird, so kann nach Bd. I, §. 95 die Leitungswiderstandshöhe

$$= \varsigma \frac{(k u)^2}{2g} \text{ mit } \varsigma = \frac{\lambda}{4} \frac{l}{d_0}\left(1 + \frac{d}{d_0}\right)\left(1 + \frac{d^2}{d_0^2}\right) \quad \ldots\ldots (3)$$

gesetzt werden, unter $l$ die Länge eines Leitcanals = der Länge eines Leitschaufelprofils verstanden.

Endlich werde die Krümmungswiderstandshöhe

$$= \vartheta \frac{u_0^2 + (k u)^2}{4g}$$

gesetzt, der Coefficient $\vartheta$ dabei gemäss der Weisbach'schen Bestimmung des Widerstandscoefficienten eines rechtwinklig gekrümmten Kropfrohres von rechteckigem Querschnitte (Bd. I, §. 91, Gl. 3) beurtheilt. Mit Rücksicht darauf, dass der Krümmungswinkel (Drehungswinkel einer auf dem Schaufelprofil sich abwälzenden Geraden) eines Leitcanals nicht $= 90^0$, sondern etwa $= \varkappa$ und dass, ebenso wie die Canalweite von $a_0$ bis $a$, so auch der Krümmungshalbmesser zwischen gewissen Werthen $\varrho_0$ und $\varrho$ veränderlich ist, kann nach der angezogenen Formel in Ermangelung besserer Anhaltspunkte wenigstens näherungsweise gesetzt werden:

$$\vartheta = \frac{\varkappa}{90^0}\left[0{,}124 + 3{,}104 \frac{\left(\frac{a_0}{2\varrho_0}\right)^{3,5} + \left(\frac{a}{2\varrho}\right)^{3,5}}{2}\right] \quad \ldots\ldots (4)^*$$

Die Berechnung wird durch folgende Tabelle erleichtert.

| $x$ | $x^{3,5}$ | $x$ | $x^{3,5}$ | $x$ | $x^{3,5}$ | $x$ | $x^{3,5}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,1 | 0,0003 | 0,22 | 0,0050 | 0,28 | 0,0116 | 0,33 | 0,0206 |
| 0,13 | 0,0008 | 0,24 | 0,0068 | 0,29 | 0,0131 | 0,34 | 0,0229 |
| 0,16 | 0,0016 | 0,25 | 0,0078 | 0,3 | 0,0148 | 0,35 | 0,0254 |
| 0,18 | 0,0025 | 0,26 | 0,0090 | 0,31 | 0,0166 | 0,36 | 0,0280 |
| 0,2 | 0,0036 | 0,27 | 0,0102 | 0,32 | 0,0185 | 0,37 | 0,0308 |

* Wäre die Grundlage dieser angenäherten Berechnung des Krümmungswiderstandes zuverlässiger, als es thatsächlich der Fall ist, so würde, wenn die Strömungsgeschwindigkeit in irgend einem Canalquerschnitte $= x$, die Canalweite daselbst $= y$, der Krümmungshalbmesser des Schaufelprofils $= z$, sein Contingenzwinkel $= d\tau$ wäre, die betreffende Widerstandshöhe eigentlich

$$= \frac{1}{90^0}\int_{\alpha}^{90^0}\left[0{,}124 + 3{,}104\left(\frac{y}{2z}\right)^{3,5}\right]\frac{x^2}{2g} \cdot d\tau$$

zu setzen sein. Hier ist das Integral = der Summe aller $d\tau = \varkappa$ gesetzt worden, multiplicirt mit den Mittelwerthen des einen und des anderen der beiden Factoren von $d\tau$, welche Mittelwerthe einfach den arithmetischen Mitteln je des Anfangs- und des Endwerthes gleich gesetzt wurden.

Die ganze Widerstandshöhe $\varrho H$ ist:

$$\varrho H = \lambda \frac{l'}{d'} \frac{c^2}{2g} + (1-k_0)^2 \frac{u_0^2}{2g} + \varsigma \frac{(k u)^2}{2g} + \vartheta \frac{u_0^2 + (k u)^2}{4g} \quad . \ (5),$$

wo $k_0$, $u_0$, $\varsigma$, $\vartheta$ durch (1)—(4) bestimmt sind.

2) Der mit dem Einflusse des Wassers in die Turbine verbundene Widerstand ist, insofern er von den Schaufeldicken herrührt, in §. 29 besprochen, und die betreffende Widerstandshöhe für Ueberdruckturbinen durch Gl. (4) daselbst ausgedrückt worden. Dazu kommt aber noch wegen des Wasserverlustes durch den Ueberdruck im Spalt der im §. 30 (vor Gl. 2 daselbst) erwähnte Verlust an Geschwindigkeitshöhe, so dass sich im Ganzen ergiebt:

$$\varrho_0 H = \left[ (1-k)^2 + (1-k_1)^2 \right] \frac{w_0^2}{2g} + \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{w_0^2}{2g}$$

oder mit $w_0 = \varphi w$:

$$\varrho_0 H = \left( [(1-k)^2 + (1-k_1^2)] \varphi^2 + 1 - \varphi^2 \right) \frac{w^2}{2g} \quad . \ . \ . \ . \ (6).$$

Bei Druckturbinen, für welche $\varphi = 1$, $w_0 = w$ ist, muss man sich mit ungefährer Schätzung des fraglichen Widerstandes begnügen. Er beruht hier auf einer durch die Schaufeldicke verursachten Ablenkung der relativen Bewegungsrichtung des Wassers von der Richtung des Schaufelprofils an betreffender Stelle, wie im §. 29 mit Hülfe von Fig. 33 erklärt wurde. Wäre der durchschnittliche Ablenkungswinkel $= \psi$, so wäre

$$\varrho_0 H = \sin^2 \psi \frac{w^2}{2g}$$

oder mit $w = \dfrac{\sin \alpha}{\sin \beta} u$ nahe $= \dfrac{u}{2}$ (siehe §. 31 am Schluss) und mit $\dfrac{u^2}{2g}$ $=$ ungefähr $0{,}9\, H$ für Druckturbinen:

$$\varrho_0 H = \left( \frac{\sin \psi}{2} \right)^2 \frac{u^2}{2g} = 0{,}9 \left( \frac{\sin \psi}{2} \right)^2 H \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (7).$$

Die Schätzung $\varrho_0 = 0{,}01$ bei voller Beaufschlagung entspräche z. B.

$$\sin \psi = \frac{2}{3} \sqrt{0{,}1}\ ;\ \psi \text{ nahe} = 12^0.$$

Bei partieller Beaufschlagung müsste jedenfalls $\varrho_0 > 0{,}01$ angenommen werden.

3) Die Widerstandhöhe $\varrho_1 H$ für den Durchfluss des Wassers durch die Turbine ist als Summe einer Leitungs- und einer Krüm-

mungswiderstandshöhe zu betrachten und im Falle einer Ueberdruckturbine analog den zwei letzten Gliedern von Gl. (5) zu setzen:

$$\varrho_1 H = \varsigma_1 \frac{w_2^2}{2g} + \vartheta_1 \frac{w_1^2 + w_2^2}{4g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

$$\left.\begin{aligned} \text{mit } \varsigma_1 &= \frac{\lambda}{4} \frac{l_1}{d_1} \left(1 + \frac{d_2}{d_1}\right)\left(1 + \frac{d_2^2}{d_1^2}\right) \ldots \ldots \ldots \ldots \\ d_1 &= \frac{2 a_1 b}{a_1 + b},\ d_2 = \frac{2 a_2 b_2}{a_2 + b_2},\ w_1 = k_1 w_0 = k_1 \varphi w \end{aligned}\right\} (9),$$

unter $l_1$ die Länge eines Turbinencanals = der Länge eines Turbinenschaufelprofils verstanden, ferner mit

$$\vartheta_1 = \frac{\varkappa_1}{90^0}\left[0{,}124 + 3{,}104 \frac{\left(\frac{a_1}{2\varrho_1}\right)^{3,5} + \left(\frac{a_2}{2\varrho_2}\right)^{3,5}}{2}\right] \ldots \quad (10),$$

wo $\varrho_1$ und $\varrho_2$ die Krümmungshalbmesser des Schaufelprofils bezw. am Anfange und am Ende bedeuten, und wobei es wahrscheinlich etwas zu ungünstig gerechnet ist, wenn der Widerstandscoefficient $\vartheta_1$ dem Krümmungswinkel $\varkappa_1$ einfach proportional gesetzt wird.

Bei Druckturbinen mag $\varrho_1 H$ zwar auch nach Gl. (8), aber mit kleineren Werthen von $\varsigma_1$ und $\vartheta_1$ berechnet werden; $\varsigma_1$ ist kleiner, weil der durch einen Turbinencanal fliessende Wasserstrahl an seiner concaven Fläche frei (ausser am Anfange und am Ende mit einer Schaufel nicht in Berührung) ist. Im Ausdrucke (9) von $\varsigma_1$ ist dann entsprechend

$$d_1 = \frac{4 a_1 b}{2 a_1 + b} \text{ und } d_2 = \frac{4 a_2 b_2}{2 a_2 + b_2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9,a).$$

Für den Krümmungswiderstand in diesem Falle fehlt es gänzlich an experimenteller Grundlage; es mag $\vartheta_1$ etwa = der Hälfte des Werthes nach (10) geschätzt werden.

4) In Betreff der Widerstandhöhe $\varrho_2 H$ für die Bewegung von der Turbine zum Unterwasserspiegel sind Ueberwasser-, Unterwasser- und Rohrturbinen zu unterscheiden. Für eine Ueberwasserturbine ist

$$\varrho_2 H = H_2 + \frac{u_2^2 - c_2^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (11),$$

wie auch aus (4), §. 30, mit $h_2 = 0$ hervorgeht. Ein Stoss findet hier nicht unmittelbar nach dem Ausflusse aus der Turbine, sondern erst dann statt, wenn das ausgeflossene Betriebswasser den Unterwasserspiegel erreicht hat; doch ist es nicht ein hydraulischer Stoss, mit welchem eine

Aenderung des hydraulischen Drucks verbunden wäre, welcher vielmehr dem atmosphärischen Drucke hier beständig gleich ist.

Bei einer Unterwasserturbine ist infolge des hydraulischen Stosses unmittelbar nach dem Ausflusse:

$$\varrho_2 H = \frac{(u_2 - c_2)^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ (12),$$

immer kleiner, als $\varrho_2 H$ nach (11); die Einsetzung in (4), §. 30, giebt:

$$h_2 = -H_2 - \frac{u_2^2 - c_2^2 - (u_2 - c_2)^2}{2g} = -H_2 - \frac{(u_2 - c_2)\,c_2}{g},$$

von welcher Grösse die Ueberdruckhöhe im Ausflussquerschnitte plötzlich in $-H_2$ ausserhalb desselben übergeht. Die Verkleinerung des Drucks im Ausflussquerschnitte hat dieselbe Wirkung wie eine Vergrösserung des Gefälles. Wenn übrigens im Uebergangsfalle ($H_2 = 0$) einer Ueberwasser- zu einer Unterwasserturbine sich für $\varrho_2 H$ nach (11) und (12) verschiedene Werthe ergeben, während thatsächlich solcher Uebergang nicht plötzlich stattfinden kann, vielmehr bei der Abnahme von einem kleinen positiven zu einem kleinen negativen Werthe von $H_2$ die fragliche Widerstandshöhe stetig abnehmen sollte, so beruht das auf einer Unvollständigkeit der Gleichungen (11) und (12), welche empirisch einigermassen ausgeglichen wird durch die Annahme:

$$\varrho_2 H = \frac{u_2^2 - c_2^2 + (u_2 - c_2)^2}{4g} = \frac{u_2 (u_2 - c_2)}{2g} \text{ für } H_2 = 0\ .\ (13),$$

während es freilich ungewiss bleibt, bis zu welchem kleinen positiven Werthe von $H_2$ die Verkleinerung der nach (11) berechneten, bis zu welchem kleinen negativen Werthe von $H_2$ die Vergrösserung der nach (12) berechneten Widerstandshöhe $\varrho_2 H$ im Maximalbetrage

$$\frac{u_2^2 - c_2^2 - (u_2 - c_2)^2}{4g} = \frac{(u_2 - c_2)\,c_2}{2g} \text{ für } H_2 = 0$$

den Verhältnissen entsprechend ist.

Wenn endlich für eine Rohrturbine die mittlere Geschwindigkeit im Abflussrohre (Länge $= l_2$, Weite $= d_2$) $= c_3$ angenommen wird, was wenigstens nicht erheblich fehlerhaft sein wird, so wäre bei plötzlichem Uebergange von $u_2$ in diese Geschwindigkeit $c_3$ (des Ausflussquerschnitts der Turbine in den vollen Querschnitt des Abflussrohrs)

$$\varrho_2 H = \varsigma_2 \frac{c_3^2}{2g} + \frac{(u_2 - c_3)^2}{2g} \text{ mit } \varsigma_2 = \lambda \frac{l_2}{d_2} \quad \ldots\ldots\ (14).$$

Vor der Unterwasserturbine könnte dann die Rohrturbine nur den Vorzug einer mehr erwünschten (besser zugänglichen) Lage der Turbine haben.

Es wird aber zugleich ein Effectgewinn dadurch erzielt, wenn durch allmähliche Querschnittsänderung nach der unvermeidlichen geringen Querschnittsvergrösserung im Verhältnisse $a_2 : a_2 + s_2 = k_2 : 1$ die Widerstandshöhe $\varrho_2 H$ auf

$$\varrho_2 H = \varsigma_2 \frac{c_2^2}{2g} + \frac{(u_2 - k_2 u_2)^2}{2g} = \varsigma_2 \frac{c_2^2}{2g} + (1 - k_2)^2 \frac{u_2^2}{2g} \quad . \; . \; (15)$$

reducirt wird, streng genommen auf

$$\varrho_2 H = \varsigma_2 \frac{c'^2}{2g} + (1 - k_2)^2 \frac{u_2^2}{2g} + \frac{(c' - c_2)^2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; (15,a),$$

unter $c'$ die von $c_2$ im Allgemeinen verschiedene mittlere Geschwindigkeit im Abflussrohre verstanden. Eine solche Anordnung hat noch vollkommener, als es bei Unterwasser- im Vergleich mit Ueberwasserturbinen der Fall ist, durch Verkleinerung des hydraulischen Drucks im Ausflussquerschnitte eine mittelbare Vergrösserung des Gefälles zur Folge. —

Schliesslich ist zu bemerken, dass der hydraulische Wirkungsgrad auch noch gewissen Einflüssen unterworfen ist, welche Unregelmässigkeiten der strömenden Bewegung des Wassers verursachen, die sich zum Theil selbst angenäherter Bestimmung entziehen. Dahin gehören die Geschwindigkeitsunterschiede in den verschiedenen Punkten eines Querschnitts, bei Axialturbinen auch die Grössenunterschiede der Winkel $\alpha$, $\beta$, $\delta$ in verschiedenen Entfernungen von der Axe (siehe §. 38), bei Radialturbinen die doppelte Richtungsänderung der Wasserbahnen im Leitapparat in axialem und radialem Sinne zugleich, ferner die Bewegung des Wassers längs den Schaufeln normal zu den regelrechten Bahnen infolge des Einflusses der radial gerichteten Ergänzungskräfte bei Axialturbinen, der axial gerichteten Schwerkraft bei Radialturbinen, und zwar besonders dann, wenn im Falle von Druckturbinen mit unvollständiger Ausfüllung der Canäle reichlich Gelegenheit zu solchen störenden Bewegungen geboten ist. Unter diesen Umständen und bei der beschränkten Zuverlässigkeit der Rechnung nach obigen Gleichungen (1) — (15) ist die Correction des Coefficienten $\varepsilon$, welcher der Berechnung der Turbinenelemente nach vorigem Paragraph zu Grunde gelegt worden war, besonders dann meistens entbehrlich, wenn dieser Coefficient durch die Rechnung etwas grösser gefunden wird, als er angenommen worden war.

### §. 34. Wasserverlust durch den Ueberdruck im Spalt.

Bezeichnet $F'$ die Grösse der Spaltöffnung, aus welcher den Umständen gemäss ein Theil des Wassers, anstatt aus dem Leitapparat in die Turbine einzufliessen, infolge der Ueberdruckhöhe $h$ seitlich entweichen kann,

$h'$ die Ueberdruckhöhe in dem diesen Spalt umgebenden Raum, in welchen das Verlustwasser abfliesst,

$\mu'$ einen erfahrungsmässigen Coefficienten, so kann der Wasserverlust pro Sekunde

$$(1-\varphi)\,Q = \mu' F' \sqrt{2g(h-h')} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

gesetzt werden. Bei der Unsicherheit der Werthe von $\mu'$ und $F'$ genügt hier eine roh angenäherte Bestimmung von $h-h'$. Die Ueberdruckhöhe $h$ ist nach Gl. (1), §. 30, und mit $\frac{u^2}{2g} = mH$:

$$h = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - (m+\varrho)H \quad \ldots\ldots\ldots (2).$$

Befindet sich ferner der Spalt in freier Luft, was jedenfalls bei Ueberwasserturbinen, zuweilen auch bei Unterwasser- und Rohrturbinen der Fall ist, so ist $h' = 0$. Bei ganz unterhalb des Unterwasserspiegels befindlichen Turbinen ($H_1$ negativ) ist $h' = -H_1$, und dasselbe (aber mit positivem $H_1$) gilt auch für Rohrturbinen, deren Abflussrohr sich bis über den Spalt hinauf erstreckt, bei Abstraction von der meistens geringen Leitungswiderstandshöhe und wenn den Umständen gemäss ein plötzlicher Uebergang der Ausflussgeschwindigkeit $u_2$ in die Abflussgeschwindigkeit $c_2$ anzunehmen ist; bei im Wesentlichen stetigem Uebergange von $u_2$ in $c_2$ ist $h'$ beinahe um die Differenz der betreffenden Geschwindigkeitshöhen kleiner. Da es nur auf einen angenäherten Werth von $h'$ ankommt, im Falle $h' = 0$ aber jedenfalls $H_1$ klein ist, mag zu Gunsten eines gemeinsamen Ausdrucks von $h-h'$ allgemein

$$h' = -H_1 - \left(\frac{u_2^2 - c_2^2}{2g}\right)$$

gesetzt werden, wo die Einklammerung des letzten Gliedes andeuten soll, dass es nur eventuell, nämlich nur im Falle einer Rohrturbine hinzuzufügen ist, wenn das Abflussrohr derselben die Turbine einschliessend bis über den Spalt hinaufreicht und die Geschwindigkeit $u_2$ allmählig in $c_2$ übergeht. Zu Gunsten eines möglichst einfachen angenäherten Ausdruckes von $h-h'$ werde endlich noch die kleine, nur eventuell bei Rohrturbinen im Ausdruck von $h'$ enthaltene Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_2^2}{2g}$ in allen Fällen hinzugefügt, also

$$h' = \frac{c_2^2}{2g} - H_1 - \left(\frac{u_2^2}{2g}\right)$$

gesetzt, wodurch nebenbei der im Falle $h' = 0$ durch die Annahme $h' = -H_1$ begangene Fehler theilweise berichtigt wird. Aus (2) folgt dann mit $H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$:

$$h - h = (1 - m - \varrho) H + \left(\frac{u_2^2}{2g}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (4).$$

Ist eine Vollturbine so angeordnet, dass als Spaltöffnung, durch welche der Wasserverlust stattfindet, nur eine der beiden ringförmigen Spalten an den Seiten der Ausflussfläche des Leitrades in Betracht kommt, ist $r'$ der Halbmesser, $s'$ die Weite dieses Spalts, also mit Rücksicht auf §. 32, Gl. (1):

$$F' = 2\pi r' s' \text{ und } Q = kk_1 . 2\pi r_1 b . u \sin\alpha,$$

so folgt aus (1) und (4) im Falle $\left(\frac{u_2^2}{2g}\right) = 0$:

$$1 - \varphi = \frac{u' r' s'}{kk_1 r_1 b \sin\alpha} \sqrt{\frac{2g(1 - m - \varrho) H}{u^2}}$$

oder mit $u^2 = 2g m H$:

$$1 - \varphi = \frac{\mu' r' s'}{kk_1 r_1 b \sin\alpha} \sqrt{\frac{1 - m - \varrho}{m}} \quad \ldots \ldots \ldots (5).$$

Bei Radialturbinen ist $r' = r_1$, bei Axialturbinen mit Wasserverlust durch den äusseren Spalt: $r' = r_1 + 0{,}5\,b$. Fände der Wasserverlust durch beide Spalten (den obern und untern bei Radialturbinen, den innern und äussern bei Axialturbinen) zugleich statt, so wäre $s'$ doppelt so gross und auch bei Axialturbinen $r' = r_1$ zu setzen.

Der Coefficient $\varrho$ kann $= 0{,}1$ angenommen werden, die einfache Spaltweite etwa:

$$s' = 0{,}002 + 0{,}004\, r_1 \text{ Mtr.} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (6),$$

was eine schon recht sorgfältige Ausführung und Lagerung voraussetzen wird. Sehr unsicher ist aber der Ausflusscoefficient $\mu'$. Bekanntlich ist nämlich ein solcher wesentlich abhängig von der Grösse und Richtung der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seitlich der Oeffnung zufliesst. Hier fliesst es mit meistens grosser Geschwindigkeit auf der einen Seite gegen die Oeffnung hin, auf der anderen Seite von ihr weg, und es können dabei eigenthümliche, durch die Geschwindigkeit des entlang fliesenden Wassers beeinflusste Gesetzmässigkeiten obwalten, welche nur durch besondere Versuche festzustellen wären. Dergleichen sind nicht bekannt; wenn man indessen $\mu'$ so bestimmt, dass Gl. (5) den verhältnissmässigen Wasserverlust $1 - \varphi$ für kleinere Ueberdruckturbinen (etwa $r_1 = 0{,}25$ Mtr.) im Durchschnitt ($m = 0{,}5$) = einem wahrscheinlich ungefähr zutreffenden Werthe, z. B. $= 0{,}05$ ergiebt, wie im §. 32 (mit Absicht im Durchschnitt wohl etwas zu ungünstig) angenommen wurde, so kann jene Gleichung zur Bestimmung von $\varphi$ auch in anderen Fällen wenigstens mit ähnlicher Annäherung dienen.

Nun sei bei Voraussetzung einer axialen Ueberdruckturbine mit Wasserverlust durch den äusseren Spalt im Durchschnitt

$$b = \frac{r_1}{3,5} \text{ und } \sin\alpha = 0,35 \, (\alpha = 20,5^0),$$

also $b \sin\alpha = 0,1\, r_1$ und $r' = \frac{8}{7} r_1$; ferner

$$\frac{1}{k k_1} \cdot \frac{8}{7} = 1,4, \text{ entsprechend } k k_1 = 0,82.$$

Dann ist nach (5) mit $\varrho = 0,1$:

$$1 - \varphi = 14\, \mu' \frac{s'}{r_1} \sqrt{\frac{0,9 - m}{m}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5,a)$$

und mit $r_1 = 0,25$, also $s' = 0,003$ nach (6), ferner mit $m = 0,5$ und $1 - \varphi = 0,05$:

$$\mu' = 0,33.$$

So unsicher diese Rechnung ist, lässt sie doch auf einen wesentlich kleineren Werth von $\mu'$ schliessen, als nach bekannten sonstigen, freilich unter wesentlich anderen Umständen gewonnenen Erfahrungen anzunehmen wäre, trotzdem dabei für die zu Grunde gelegten Verhältnisse ein grösserer Wasserverlust angenommen wurde, als es gewöhnlich zu geschehen pflegt. — Wie sehr übrigens $\varphi$ von der den Grad des Ueberdruckes bestimmenden Charakteristik $m$, sowie auch bei Voraussetzung der Beziehung (6) von $r_1$ abhängt, zeigt die folgende Zusammenstellung der mit $\mu' = 1/3$ beispielsweise aus Gl. (5,a) sich ergebenden Werthe des procentischen Wasserverlustes

$$= 100\,(1 - \varphi).$$

| $r_1 =$ | 1 | 0,75 | 0,5 | 0,25 Mtr. |
|---|---|---|---|---|
| $m = 0,75$ | 1,25 | 1,4 | 1,7 | 2,5 |
| $m = 0,5$ | 2,5 | 2,8 | 3,3 | 5,0 |
| $m = 0,25$ | 4,5 | 5,0 | 6,0 | 9,0 |

Zur Beschränkung des Wasserverlustes ist es besonders bei kleinen Turbinen rathsam, die Spaltweite thunlichst noch mehr zu verkleinern, als Gl. (6) voraussetzt, und erhebliche Ueberdrucksgrade (kleine Werthe von $m$) zu vermeiden.

## §. 35. Axenreibung.

Die Axenreibung einer Turbine mit verticaler Axe besteht hauptsächlich aus der Reibung des Spurzapfens der Turbinenwelle, wesentlich aber auch aus den Reibungen ihrer zu sicherer Führung vorhandenen Halslager und eventuell von Stopfbüchsen oder Liederungsmanschetten zur Dichtung gegen Wasserdurchflüsse; in den Coefficient $\mu =$ dem Verhältnisse des Effectverlustes durch diese Axenreibung zum absoluten Effect der Turbine werden endlich noch die Nebenwiderstände einbegriffen, welche durch die Luft und ev. (bei Unterwasser- und Rohrturbinen) durch das Wasser verursacht werden, in welchem die Turbine umläuft, da sie zu unsicher zu beurtheilen und auch zu nebensächlich sind, um besonders in Rechnung gestellt zu werden.

Der Spurzapfen muss so angeordnet sein, dass die Welle etwas gehoben oder gesenkt werden kann, um trotz Abnutzung der Reibungsflächen die Eintrittsfläche des Laufrades bei Radialturbinen stets genau der Austrittsfläche des Leitrades gegenüber, bei Axialturbinen in bestimmter kleiner Entfernung $s'$ von ihr erhalten zu können. Die Anordnung als Unterzapfen, in der Regel somit als Unterwasserzapfen am unteren Ende der Welle hat den Nachtheil erschwerter Zugänglichkeit und verursacht (abgesehen von Pockholzzapfen mit Wasserschmierung, wie sie bei kleineren Turbinen passend sind) constructive Schwierigkeiten mit Rücksicht auf die Zu- und Abführung des Schmieröls und zur Abhaltung des Wassers von den Reibungsflächen. Obschon sich diese Schwierigkeiten durch verschiedene Einrichtungen befriedigend überwinden lassen, wird es doch vielfach vorgezogen, sie (bei nicht allzu grossen Gefällen) dadurch zu vermeiden, dass die Turbinenwelle, anstatt unten gestützt zu werden, vermittels eines Ueberwasserzapfens über Wasser aufgehängt wird, sei es an ihrem oberen Ende (Oberzapfen), sei es an einer mittleren Stelle (Mittelzapfen). Eine massive Welle pflegt so durch einen Ringzapfen oder durch einen Kammzapfen (Zapfen, dessen Reibungsfläche aus einer Ringfläche, bezw. aus einer Anzahl von Ringflächen besteht), besonders als Oberzapfen passend, über Wasser aufgehängt zu werden; ist er auch mit grösserem Reibungsmoment verbunden, so empfiehlt er sich doch (wenigstens als Kammzapfen) bei grosser Umdrehungszahl durch die Leichtigkeit beliebiger Verkleinerung des specifischen Zapfendrucks. Häufig wird auch die Welle hohl gegossen und an einer in der Höhlung aufgerichteten Säule mit einem gewöhnlichen Zapfen aufgehängt, der sich oben auf die Säule stützt; dieser sogenannte Fontaine-Zapfen eignet sich ebensowohl als Mittel- wie als Oberzapfen.

Der axiale Druck des Spurzapfens auf seine Lagerplatte, mit Rücksicht auf welchen das betreffende Reibungsmoment, bezw. der dadurch verursachte Effectverlust für jede Form der Reibungsfläche mit einem erfahrungsmässig anzunehmenden Reibungscoefficienten nach bekannten Regeln bestimmt werden kann (siehe Bd. II, §. 70), ist im Allgemeinen

$$P = A + G,$$

unter $A$ den axialen Druck des Wassers auf die Turbine, unter $G$ das Eigengewicht der letzteren sammt Welle und Zubehör verstanden. Für eine Axialturbine kann $A$ mit Rücksicht darauf berechnet werden, dass der Ueberschuss der Bewegungsgrösse, mit welcher das Betriebswasser im Sinne der Axe pro Sekunde aus der Turbine ausfliesst, über diejenige, mit welcher es ihr zufliesst, nämlich die Grösse

$$\frac{\gamma \varphi Q}{g}(u_2 - u \sin \alpha)$$

= ist der in demselben Sinne genommenen Kraft, welche theils als Massenkraft, theils als Oberflächenkraft auf das in der Turbine befindliche Wasser, dessen Gewicht = $W$ sei, ausgeübt wird. Wenn dieses von oben nach unten die Turbine durchfliesst, fragliche Kraft also abwärts positiv verstanden wird, wenn ferner $E$ und $E_2$ die wirksamen Ausflussflächen bezw. des Leitapparates und des Laufrades sind (erstere bei voll beaufschlagter Turbine = der wirksamen Einflussfläche des Laufrades), ergiebt sich somit die Gleichung:

$$\frac{\gamma \varphi Q}{g}(u_2 - u \sin \alpha) = W + \gamma (E h - E_2 h_2) - A$$

mit Rücksicht darauf, dass der Druck des Wassers auf die Turbine einen gleichen Gegendruck der letzteren auf ersteres zur Folge hat. Mit

$$E = \frac{\varphi Q}{u \sin \alpha} \text{ und } E_2 = \frac{\varphi Q}{u_2}$$

folgt daraus

$$A = W + \gamma \varphi Q \left( \frac{h}{u \sin \alpha} - \frac{h_2}{u_2} + \frac{u \sin \alpha - u_2}{g} \right) \quad \ldots \ldots (1).$$

Darin sind $h$ und $h_2$ durch die Gleichungen (1) und (4), §. 30, bestimmt. Fliesst das Wasser von unten nach oben durch die Turbine, so ist das Glied mit $Q$ negativ zu nehmen. Dasselbe ist = 0, also $A = W$, wenn im Falle einer Druckturbine ($h = h_2$) zugleich $u_2 = u \sin \alpha$ ist; jedenfalls ist es unter sonst gleichen Umständen um so kleiner, je weniger die Turbine mit Ueberdruck arbeitet.

Bei Radialturbinen ist immer $A = W =$ dem Gewichte des im Radkranze befindlichen Wassers, weil die vom Pressungszustande und von der Bewegung des Wassers herrührenden axialen Drucke sich paarweise aufheben. Dasselbe gilt von den radialen Drucken, wenn die Turbine voll beaufschlagt ist oder wenn die Einläufe symmetrisch am Umfange vertheilt sind. Sofern ausserdem der Teller einer Vollturbine, welcher den Radkranz mit der Welle verbindet, gegen den Druck des Wassers geschützt ist, indem dieser vom festliegenden Bodenteller des Leitrades aufgenommen wird, sind Radialturbinen bezüglich des Zapfendruckes und der entsprechenden Reibung vor Axialturbinen, wenigstens wenn diese von oben beaufschlagt sind, im Vortheil.

Die genauere Bestimmung des Zapfendruckes $P$ hat übrigens zur Berechnung der Axenreibung besonders deshalb wenig Werth, weil, abgesehen von der Zweifelhaftigkeit des anzunehmenden Reibungscoefficienten, die dabei nicht berücksichtigten oft erheblichen Reibungswiderstände der Halslager, Stopfbüchsen und sonstigen Dichtungen von zufälligen Umständen abhängig sind und ebenso wie der Widerstand des Mediums, in welchem die Turbine umläuft, der Berechnung nicht zugänglich sind. Von um so grösserem Interesse sind deshalb ausgedehnte Versuche von Bernh. Lehmann* über die Axenreibung von Turbinen, bei welchen die Kraftmomente gemessen wurden, welche erforderlich waren, um Turbinen verschiedener Art und Grösse im Betriebszustande bei abgestellter Beaufschlagung in langsame Bewegung zu versetzen. Abgesehen von den Ring- und Kammzapfen (von Schmiedeeisen oder Stahl mit Ringfutter aus Bronze) bestanden dabei die Spurzapfen und Spurplatten aus gehärtetem Gussstahl mit einer Zwischenplatte aus harter Bronze. Es ergab sich, dass die ganze Axenreibung (ohne Widerstand des Mediums) genügend gefunden werden konnte, wenn sie als blosse Zapfenreibung, aber mit entsprechend vergrössertem Reibungscoefficient berechnet wurde; letzterer wurde (bezogen auf den Reibungsradius des Spurzapfens) im Durchschnitt $= 0,1$ gefunden, für Turbinen mit horizontaler Axe und gewöhnlichen Lagern $= 0,054$. Mit diesen Mittelwerthen wurden dann von Lehmann die der Axenreibung entsprechenden verhältnissmässigen Effectverluste für 100 ausgeführte Turbinen zugleich mit Rücksicht auf den vom Wasserdrucke herrührenden Antheil $A$ des Zapfendruckes $P$

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1879, S. 122

berechnet und so die folgenden procentischen Antheile $p$ bezw. $p_1$ des fraglichen Effectverlustes am absoluten Effect = dem 100 fachen des Coefficienten $\mu$ von Gl. (2) im §. 28 gefunden, wobei sich $p$ auf volle, $p_1$ auf halbe Beaufschlagung bezieht.

1) Von oben beaufschlagte Axialturbinen mit Unterzapfen und mit Manschette am Leitradboden:

$$p = 1{,}4 \text{ bis } 2{,}4;\ p_1 = 2{,}3 \text{ bis } 3{,}6.$$

2) Von oben beaufschlagte Axialturbinen mit Fontaine-Zapfen (hohler Welle) ohne Manschette am Leitradboden:

$$p = 1{,}5 \text{ bis } 3{,}2;\ p_1 = 2{,}3 \text{ bis } 5{,}4.$$

3) Von oben beaufschlagte Axialturbinen mit Kamm- oder Ringzapfen und mit Manschette am Leitradboden:

$$p = 2{,}1 \text{ bis } 3{,}4;\ p_1 = 2{,}7 \text{ bis } 4{,}7.$$

4) Innenschlächtige Turbinen mit Unterzapfen ohne Liederung:

$$p = 0{,}8 \text{ bis } 1;\ p_1 = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}9.$$

5) Innenschlächtige Turbinen mit Fontaine-Zapfen:

$$p = 0{,}9 \text{ bis } 1{,}2.$$

6) Aussenschlächtige Turbinen, Unterzapfen mit Liederung, Manschette am Leitradboden:

$$p = 0{,}9 \text{ bis } 1{,}1.$$

7) Aussenschlächtige Turbinen mit Kamm- oder Ringzapfen, ohne Manschette am Leitradboden:

$$p = 1{,}3 \text{ bis } 1{,}7.$$

8) Innenschlächtige Partialturbinen mit horizontaler Axe:

$$p = 1 \text{ bis } 1{,}6.$$

Diese Werthe von $p$ für volle Beaufschlagung liegen bei Radialturbinen zwischen 0,8 und 1,7, bei Axialturbinen zwischen 1,4 und 3,4. Wenn aber auch die von Lehmann für den Fall der beginnenden Bewegung ermittelten Reibungen einerseits im Betriebe etwas kleiner sein mögen (obschon die Reibung geölter Zapfen über relative Gleitungsgeschwindigkeiten von etwa 0,5 Mtr. hinaus mit diesen zu wachsen pflegt), so ist es doch auch fraglich, ob der andererseits dann hinzukommende Widerstand des Mediums genügend dadurch mitberücksichtigt ist. Um sicher zu gehen, werden die jeweils anzunehmenden Werthe von $\mu$ selbst über die angeführten oberen Grenzwerthe von 0,01 $p$ bezw. 0,01 $p_1$ hinaus etwas zu vergrössern sein.

Die Ermittelung des Zapfendruckes $P$ bleibt übrigens auch dann von Interesse, wenn auf die Berechnung von $\mu$ verzichtet wird, um nämlich die Dimensionen der Reibungsfläche des Zapfens so zu bestimmen, dass der specifische Druck erfahrungsmässig zulässige Grenzen nicht überschreitet. Derselbe ergab sich für die von Lehmann zur Berechnung gezogenen, im Betriebe bewährten, Zapfen zwischen 0,5 und 1,3 Kgr. pro Quadratmillimeter der wirklichen Reibungsfläche (Zapfenfläche nach Abzug von Oelrinnen und Abrundungen im Betrage von ungefähr 15 $^0/_0$), wobei die Umdrehungszahlen $n$, insoweit sie mitgetheilt sind, höchstens $= 200$ waren, ohne dass eine Beziehung zwischen $n$ und dem specifischen Drucke deutlich hervorträte. Indessen soll derselbe mit Rücksicht auf Warmlaufen und Abnutzung unter sonst gleichen Umständen um so kleiner sein, je grösser $n$ ist.

## §. 36. Die Schaufelform.

Wenn die Schaufeln von geradlinigen Flächen begrenzt werden, deren gerade Erzeugende bei Axialturbinen die Axe rechtwinklig schneiden, bei Radialturbinen derselben parallel sind, so sind ihre Formen durch die Schaufelprofile bestimmt, nämlich durch die Curven, in welchen die Schaufelflächen von Axialturbinen durch coaxiale Cylinderflächen, von Radialturbinen durch Normalebenen der Axe geschnitten werden, wobei zudem die doppelt gekrümmten Schaufelprofile von Axialturbinen behufs der Untersuchung und Formbestimmung mit ihren betreffenden Cylinderflächen in eine Ebene abgewickelt gedacht werden. Von diesen Profilen haben sich durch die vorhergehenden Untersuchungen nur die Winkel $\alpha$, $\beta$, $\delta$ ergeben, unter welchen bezw. die Austrittsfläche des Leitapparates, die Eintritts- und die Austrittsfläche des Laufrades von ihnen geschnitten werden; für die Eintrittsfläche des Leitapparates, sofern von einer solchen gesprochen werden kann, ist der betreffende Schnittwinkel $= 90^0$.

Die weitere Bestimmung jener Curven ist an die Forderung zu knüpfen, dass die Schaufeln ihren Zweck, den Wasserstrom zu einer bestimmten allmähligen Richtungsänderung zu zwingen, sicher und mit möglichst kleinem Effectverluste durch Widerstände erfüllen. Für die Leitschaufeln kann die Sicherheit der Führung des Wassers nicht in Frage kommen, da die Leitcanäle, sofern sie überhaupt für den Durchfluss des Wassers geöffnet sind, stets vollständig von demselben erfüllt werden. Bei ihnen handelt es sich also nur um thunlichste Verminderung der Widerstände, des von ihrer Krümmung unabhängigen schlechtweg so genannten Leitungswiderstandes und des Krümmungswiderstandes. Wäre das Wirkungsgesetz des letzteren ebenso genügend bekannt wie das des ersteren, so könnte unter übrigens gegebenen Umständen die Profilform mathematisch stets so bestimmt werden, dass die Summe der Arbeiten beider Widerstände pro 1 Kgr. Wasser, d. i. die Summe der betreffenden Widerstandshöhen, ein Minimum ist; allein abgesehen davon, dass solche Aufgabe zu erheblichen und zum erzielbaren Gewinne im Missverhältniss stehenden Schwierigkeiten, mindestens Weitläufigkeiten führen würde, ist sie z. Z. wegen mangelnder Kenntniss des Krümmungswiderstands-Gesetzes überhaupt nicht lösbar, und ist man auf allgemeinere Erwägungen angewiesen. Wäre der Leitungswiderstand von vorwiegender Bedeutung, so sollten die Canäle vor Allem möglichst kurz gehalten werden, sollten also die Schaufeln zwischen den gegebenen oder angenommenen Begrenzungsflächen des Leitapparates (ebenso auch des Laufrades) möglichst normal zu denselben verlaufen und nur an den Enden zur Erzielung der betreffenden Schnittwinkel stärker gekrümmt sein. Indessen ergiebt sich der allein näherungsweise zu beurtheilende gesammte Krümmungswiderstand durchaus nicht wesentlich kleiner, meistens sogar grösser, als der gesammte Leitungswiderstand, so dass es mit Rücksicht darauf, dass jener Krümmungswiderstand mit der Grösse der Krümmung (mit dem reciproken Werthe des Krümmungshalbmessers $\varrho$) rasch zunimmt, rathsam erscheinen muss, vor Allem die grösste Krümmung nicht zu gross (den kleinsten Krümmungshalbmesser nicht zu klein) zu machen, somit den verlangten ganzen Krümmungswinkel mit nicht mehr veränderlicher specifischer Krümmung der Schaufelprofile herbeizuführen, als mit Rücksicht auf die für verschiedene Canalquerschnitte verschiedenen Weiten $a$ und verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten passend erscheint. Sofern nämlich der fragliche Widerstandscoefficient gemäss der Weisbach'schen betreffenden Formel proportional $\left(\frac{a}{2\,\varrho}\right)^{3,5}$, die entsprechende Widerstandshöhe aber zugleich proportional dem Geschwindigkeitsquadrat zunimmt, erscheint es passend, das Verhältniss $\frac{a}{\varrho}$ längs dem Canal in dem Sinne abnehmen zu lassen, in welchem die Strömungsgeschwindigkeit zunimmt. Ist $\varrho'$ der durch Construction leicht zu findende Halbmesser des Kreisbogens, welcher die Eintritts- und die Austrittsfläche des Leitrades unter den verlangten Winkeln ($90^0$ und $\alpha$) schneidet, sind ferner $a_0$ und $a$ die Weiten eines Leitcanals am Anfang und am Ende, $u_0$ und $ku$ die Strömungsgeschwindigkeiten des Wassers daselbst ($ku$ auf den vollen Endquerschnitt reducirt), so kann etwa das Schaufelprofil aus zwei mit gemeinsamer Tangente in einander übergehenden Kreisbögen gebildet werden, deren Halbmesser $\varrho_0 < \varrho'$ und $\varrho > \varrho'$ der Gleichung entsprechen:

$$\frac{0{,}04 + \left(\frac{a_0}{2\,\varrho_0}\right)^{3,5}}{0{,}04 + \left(\frac{a}{2\,\varrho}\right)^{3,5}} = \left(\frac{k\,u}{u_0}\right)^2,$$

wo $0{,}04 = \frac{0{,}124}{3{,}104}$ (siehe §. 33, Gl. 4) ist.

Die Laufradschaufeln sind bei Ueberdruckturbinen auf Grund derselben Erwägungen zu gestalten wie die Leitschaufeln. Nur am Anfang und am Ende gestaltet man die Turbinenschaufeln, ebenso die Leitschaufeln am Ende, auch wohl so, dass das Wasser dadurch gezwungen wird, in parallelen Bahnen aus den Canälen aus-, bezw. in dieselben einzufliessen. Wie dieser Forderung genügt werden kann, soll bei den einzelnen Arten von Turbinen besprochen werden. Die Convergenz der Bahnen beim Ausflusse aus den Leitcanälen sowohl wie aus den Turbinencanälen erscheint in der That nachtheilig besonders mit Rücksicht auf die mit Wirbelbildungen hinter den Endflächen der Schaufeln verbundenen hydraulischen Stosswiderstände, welche dadurch verstärkt werden; bezüglich des Einflusses in die Turbinencanäle ist ein ähnlicher Nachtheil freilich kaum vorhanden. Auch ist es fraglich, ob nicht der erzielte Vortheil paralleler Bahnen beim Ausflusse durch Nachtheile aufgewogen wird, insbesondere dadurch, dass, sofern er sehr schwache oder gar keine Krümmung der Schaufeln am Ende erfordert, dieselben im Uebrigen um so stärker gekrümmt werden müssen.

Andere Rücksichten sind für die Form der Laufradschaufeln von Druckturbinen massgebend. Während die hydraulischen Widerstände hier geringer sind und weniger Beachtung erfordern, ist dagegen durch die Form der Schaufeln vor Allem dafür zu sorgen, dass sie ihren Zweck sicherer Führung des die Canalquerschnitte im Allgemeinen nicht ganz ausfüllenden Wasserstromes überhaupt erfüllen. Dazu ist erforderlich, dass jedes Wassertheilchen einen beständig nach vorn gegen die concave Seite der vorderen Schaufel hin gerichteten Druck auf dieselbe ausübe, widrigenfalls das Wasser zeitweilig nicht nur keine Arbeit an das Rad abgeben, sondern auch zwischen den Schaufeln in eine hin- und hergehende unregelmässige Bewegung gerathen würde. Jener Normaldruck ist, wenn die Bahn des Wassertheilchens mit einem Schaufelprofil zusammenfällt, gemäss der im §. 27 für das Poncelet-

Rad angestellten, gleicher Weise auch hier gültigen Untersuchung = der Summe aus der relativen Centrifugalkraft und der zur Schaufel senkrechten Componente der relativen bewegenden Kraft; dabei ist in der Entfernung $x$ von der Radaxe, entsprechend dem Krümmungshalbmesser $\varrho$ des Schaufelprofils und der relativen Wassergeschwindigkeit $w$, pro Masseneinheit

die relative Centrifugalkraft $= \dfrac{w^2}{\varrho}$,

während die relative bewegende Kraft zusammengesetzt ist aus

der vertical abwärts gerichteten Schwerkraft $= g$,

der radial auswärts gerichteten absoluten Centrifugalkraft $= \omega^2 x$ und

der zusammengesetzten Centrifugalkraft $= 2\,\omega\, w'$,

unter $w'$ die Projection von $w$ auf eine zur Radaxe senkrechte Ebene verstanden, in welcher Ebene die Richtung $w'$ entgegengesetzt dem Drehungssinne des Rades um 90° gedreht werden muss, um die Richtung dieser zusammengesetzten Centrifugalkraft zu erhalten.*

---

* Wenn Hr. Bernh. Lehmann über noch immer herrschende vermeintlich irrthümliche Ansichten klagt, indem er sagt (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1879, S. 160): „das die Laufzellen durchströmende Wasser könne bei der Actionswirkung aus dem Grunde der Einwirkung der Centrifugalkraft nicht unterworfen sein, weil das Wasser als der motorische Körper zu betrachten ist, dessen absoluter Weg aus der Peripheriegeschwindigkeit und relativen Geschwindigkeit resultirt und unabhängig von der Centrifugalkraft ist; wenn letztere wirksam werden sollte, so müsste das Wasser vom Rade mitgenommen werden", so ist dagegen zu bemerken, dass es nicht sowohl auf das Mitgenommenwerden des Wassers, als vielmehr darauf ankommt, dass es durch das Rad gehindert wird, sich frei zu bewegen, ein Zwang, ohne welchen von Arbeitsübertragung auf das Rad keine Rede sein könnte. Oben genannte besondere Kräfte der relativen Bewegung, also nicht nur die absolute oder schlechtweg so genannte, sondern auch die zusammengesetzte Centrifugalkraft, beruhen ausdrücklich auf der Voraussetzung, dass die Bahn jedes Wassertheilchens mit einem Schaufelprofil zusammenfällt; dass freilich diese besondere Voraussetzung bei unvollständiger Ausfüllung der Canäle nicht streng erfüllbar ist, dass vielmehr insbesondere beim Durchflusse durch Axialturbinen von oben nach unten das Wasser infolge jener Kräfte selbst anfangs nach aussen, später nach innen gedrängt wird, bleibt näherer Besprechung an geeigneter Stelle vorbehalten. — Uebrigens ist immer zu bedenken, dass die zwei Ergänzungskräfte der relativen Bewegung nur Hülfsmittel der Rechnung sind, nämlich Kräfte, welche zur gegebenen bewegenden Kraft eines materiellen Punktes hinzugedacht werden müssen, um seine relative Bewegung gegen ein selbst in Bewegung begriffenes System gerade so beurtheilen zu können, als ob sie eine absolute Bewegung, d. h. als ob das System in Ruhe wäre. In diesem Sinne wird selbst von den Ergänzungskräften für die relative Bewegung eines materiellen Punktes gegen ein System gesprochen, von welchem derselbe ganz unab-

Unter Umständen ist die obige Forderung mit jedem Werthe von $\varrho$ erfüllt; sie kann aber auch zu einer oberen Grenze führen, welche nicht von $\varrho$ überschritten werden darf. Sind solcher Weise, wie bei einzelnen Arten von Turbinen demnächst näher besprochen werden wird, mit angemessen überschüssiger Sicherheit passende Krümmungshalbmesser $\varrho_1$ und $\varrho_2$ für den Anfangs- und Endpunkt des Schaufelprofils bestimmt worden, so kann dieses entweder wieder aus zwei Kreisbögen mit den Halbmessern $\varrho_1$ und $\varrho_2$ gebildet, oder noch besser als eine Curve verzeichnet werden, deren Krümmungshalbmesser sich stetig von $\varrho_1$ bis $\varrho_2$ ändert. Insoweit das Schaufelprofil durch jene Hauptforderung nicht beschränkt wird, ist es so zu wählen, dass seine Länge mit Vermeidung allzu starker Krümmungen möglichst klein wird, um so auch hier wieder die Widerstände möglichst gering zu erhalten, von welchen der Leitungswiderstand (die Reibung des Wassers an den Schaufeln) wahrscheinlich in geringerem Grade, als der Krümmungswiderstand, kleiner ist, als bei voller Ausfüllung der Canäle mit strömendem Wasser.

Wenn übrigens auch die Forderung eines positiven Drucks auf die concave Schaufelfläche an allen Stellen derselben erfüllt ist, so würde es doch unzweckmässig sein, wenn derselbe an einer Stelle sehr gross, an einer anderen sehr klein wäre. Insbesondere würde, da die Reibung zwischen Wasser und einer festen Wand vom gegenseitigen Drucke bekanntlich unabhängig ist, die Arbeitsübertragung auf die Turbine aber durch diesen Druck vermittelt wird, an den Stellen des sehr kleinen Druckes die Reibung fast nutzlos Arbeit verbrauchen. Von diesem Gesichtspunkte aus kann es passend erscheinen, das Schaufelprofil einer Druckturbine möglichst so zu gestalten, dass der Normaldruck pro Masseneinheit des Wassers oder pro Flächeneinheit der Schaufel oder pro Längeneinheit derselben längs dem Schaufelprofil gemessen, oder dass die Componente solchen specifischen Druckes im Sinne des Umfanges, oder endlich dass das Moment der letzteren in Beziehung auf die Axe u. s. w. durchweg constant sei, wodurch zugleich eine recht regelmässige und mit kleinem Widerstande verbundene relative Bewegung des Wassers durch die Turbine hindurch erwartet werden kann. Genaue Lösungen der sich hier darbietenden Aufgaben führen freilich im Allgemeinen zu

---

hängig ist; statt der schlechtweg so genannten Centrifugalkraft ist dann die erste Ergänzungskraft pro Masseneinheit des Punktes im Allgemeinen entgegengesetzt gleich der Beschleunigung, welche er in dem betreffenden Augenblicke als ein mit dem System fest verbundener Punkt hätte.

grösseren Weitläufigkeiten, als durch den erreichbaren Gewinn gerechtfertigt sind.*

Uebrigens kann man sich schliesslich fragen, ob und wie das im Eingange dieses Paragraphen und bei den bisherigen Erörterungen vorausgesetzte einfache und übliche Bildungsgesetz der Schaufelflächen von Axialturbinen als normaler Schraubenflächen (mit gesetzmässig veränderlichem Steigungsverhältnisse), welches den Grundbedingungen des stossfreien Einflusses und normalen Ausflusses nur in einem gewissen (wie einstweilen angenommen, dem mittleren) Abstande von der Axe zu entsprechen gestattet, auf praktische Weise so zu ändern ist, dass jene Bedingungen in allen Entfernungen von der Axe erfüllt sind. Diese Vervollkommnung, welche, soweit bekannt, zuerst von Bernh. Lehmann praktisch durchgeführt, unabhängig davon später von H. v. Reiche behandelt worden ist, soll auch an betreffender Stelle demnächst erörtert werden.

## §. 37. Regulirung der Turbinen.

Die Regulirung der Aufschlagwassermenge $Q$ einer Turbine kann theils durch Veränderlichkeit des Arbeitsbedarfes, theils durch Veränderlichkeit der vorhandenen Wassermenge bedingt werden. Auch die nothgedrungene Verkleinerung von $Q$ im letzteren Falle hat unerwünschter Weise eine Verkleinerung des Nutzeffects $E$ zur Folge; selbst im Verhältniss zu $Q$ nimmt dann $E$ bei gleich bleibendem Gefälle $H$ stets mehr oder weniger ab, schon wegen gewisser Widerstände, welche, wie die Axenreibung, fast ebenso viel Arbeit bei kleinerer wie bei grösster Beaufschlagung verbrauchen. Es ist eine wichtige Aufgabe des Turbinenbaues, die Verminderung von $Q$ in solcher Weise zu bewirken, dass $E:QH$, dass also der Wirkungsgrad $\eta$ möglichst wenig dadurch verkleinert wird. Dazu ist es nöthig, dass die den letzteren vorzugsweise bedingenden Elemente, die Grössen und Richtungen der Wassergeschwindigkeiten in der Aus- und Einflussfläche des Leitapparats und des Laufrades, möglichst wenig durch die Regulirung beeinflusst werden, während auch die Umfangsgeschwindigkeit der Turbine, durch den verlangten Gang der zu treibenden Arbeitsmaschinen bedingt, unverändert bleibt.

* Zum Theil sind dieselben, vom Verf. in seinen Vorträgen nur angedeutet und für Axialturbinen näherungsweise behandelt, von Hrn. G. Zahikjanz weiter durchgeführt worden in seiner verdienstlichen Schrift: „Kinetische Analyse der Actionsturbinen mit freiem Strahl“. (Sonderabdruck aus dem „Civilingenieur“, XXXI. Bd., 6. Heft.)

Am leichtesten ist die Forderung bei Druckturbinen zu erfüllen durch Verkleinerung der gesammten Ausflussöffnung des Leitapparats, nämlich entweder dadurch, dass einige Leitcanäle ganz abgeschlossen, oder dadurch, dass alle in gleichem Grade verengt werden, wobei es die Umstände mit sich bringen, dass ersteres am Anfange, letzteres am Ende der Leitcanäle zu geschehen pflegt, und wobei die Verengerung im letzteren Falle durch Verkleinerung der Weite $a$ oder der Breite $b$ bewirkt werden kann.

Am häufigsten und den Verhältnissen von Druckturbinen am angemessensten geschieht ihre Regulirung durch den Abschluss von Leitcanälen, bei Vollturbinen also durch mehr oder weniger theilweise (partielle) Beaufschlagung. Die Zuflussgeschwindigkeit $u$ bleibt dann ungeändert, und es findet eine Vergrösserung des hydraulischen Widerstandes hauptsächlich nur als vergrösserter Einflusswiderstand (Stosswiderstand) bezüglich solcher Turbinencanäle statt, welche von einem offenen zu einem geschlossenen Leitcanale übergehen (§. 29, Fig. 33); eine gewisse Widerstandsvergrösserung wird freilich auch dadurch bedingt, dass der beginnende Wasserdurchfluss durch einen Turbinencanal jedesmal mit von Null an zunehmender, der zeitweilig aufhörende Durchfluss mit bis Null abnehmender Strahldicke verbunden ist. Denn je kleiner diese, desto grösser ist die Reibung pro Einheit der Wassermasse. Beide Umstände verlangen, um möglichst wenig nachtheilig zu sein, den Abschluss benachbarter oder wenigstens (zur Vermeidung einseitiger Belastungen der Turbinenwelle) von nur zwei diametral gegenüberliegenden Gruppen benachbarter Leitcanäle, wie es bei den vollkommensten derartigen Regulirungsvorrichtungen, den sogenannten Rundschützen verschiedener Art der Fall ist. Sie unterscheiden sich von anderen Regulirungsschützen, welche man ebenso bezeichnen könnte, welche aber zum Unterschiede als Ringschützen bezeichnet seien, durch ihre Bewegung im Sinne des Umfangs, bezw. Drehbewegung um die Turbinenaxe, und durch verschiedene Anordnung der beiden Hälften, bedingt durch die Nothwendigkeit, dieselben bei voller Beaufschlagung so unterzubringen, dass der Einfluss des Wassers in die andere Hälfte von Leitcanälen nicht dadurch beeinträchtigt wird; auch pflegt dadurch etwas stärkere oder doppelte Krümmung der Leitcanäle nöthig zu werden. Der regulirenden Wirkung solcher Rundschützen ähnlich ist diejenige der constructiv davon wesentlich verschiedenen Rollschütze, wie sie bei Axialturbinen und kleineren Gefällen Anwendung findet, wobei zwei als Ringsectoren gestaltete Lederstreifen, welche einerseits an diametral gegenüber liegenden Leitschaufeln, andererseits an kegelförmigen Rollen befestigt sind, um so mehr gegenüber liegende Leitcanäle zudecken, je mehr sie sich von den Rollen bei entsprechender Bewegung derselben abwickeln.

Die andere der beiden unterschiedenen Regulirungsarten von Druckturbinen, nämlich die gleichmässig verminderte Beaufschlagung durch Verengung der Ausflussöffnungen aller Leitcanäle in gleichem Grade, kann bei Axialturbinen besonders durch Verkleinerung der Canalweiten $a$, bei Radialturbinen durch Verkleinerung der Breiten $b$ bewirkt werden: im ersten Falle durch abgerundete Holzklötze, welche, mit Stielen an einem vertical beweglichen horizontalen Ringe befestigt, durch Bewegung des letzteren in die einzelnen Leitcanäle zugleich vorgeschoben werden können, im letzteren Falle durch eine Ringschütze, nämlich durch einen Hohlcylinder, welcher in den Zwischenraum (Spalt) zwischen Leitrad und Laufrad mehr oder weniger vorgeschoben wird, wobei am Hohlcylinder befestigte abgerundete Holzklötze in die einzelnen Leitcanäle dicht eingreifen. Die erstere Einrichtung findet sich bei der Fontaine-, die andere bei der Fourneyron-Turbine, obschon dieselben nicht als Druckturbinen gebaut zu sein pflegen. In beiden Fällen ist bei Verkleinerung von $Q$ Vergrösserung des hydraulischen Widerstandes in höherem Grade zu erwarten, als wenn die Verkleinerung von $Q$ durch theilweise Beaufschlagung auf passende Weise (durch eine Rund- oder Rollschütze) bewirkt wird, besonders aber bei der Verkleinerung der Dimension $a$. Denn der Einfluss des Wassers in die Turbine ist dann in ähnlicher Weise unvortheilhaft, wie wenn die Unvollständigkeit der Beaufschlagung durch Abschliessung des 1ten, 3ten, 5ten u. s. w. Leitcanals oder durch Vergrösserung der Leitschaufeldicken bewirkt würde, und ausserdem haben die in allen Turbinencanälen verkleinerten Strahldicken entsprechend vergrösserte Reibungswiderstände pro Masseneinheit zur Folge; letzteres ist kaum weniger bei der Verkleinerung der Breiten $b$ der einfliessenden Strahlen der Fall, weil diese sich alsbald auf den Schaufeln ausbreiten werden. Auch eine mässige Verkleinerung von $u$ wird in beiden Fällen trotz sorgfältiger Abrundung und Glättung der genannten Holzklötze nicht zu vermeiden sein.

Die Veränderung der Ausflussweiten $a$ der Leitcanäle kann u. A. auch durch Drehung der Leitschaufeln um Bolzen bewirkt werden, deren Axen den Dimensionen $b$ parallel sind; freilich ist dann auch eine Aenderung der Winkel $\alpha$ damit verbunden. Diese Art der Regulirung ist u. A. bei Partialturbinen gebräuchlich. Im Allgemeinen besser erscheint jedoch auch hier der theilweise Abschluss einzelner Leitcanäle, um so mehr, als er meistens durch einen seitlich vorgeschobenen ebenen Schieber in einfacher Weise bewerkstelligt werden kann. —

Während somit die Regulirung durch theilweise Beaufschlagung (durch Abschluss einzelner Leitcanäle) für Druckturbinen am angemessensten ist, würde sie für Ueberdruckturbinen nicht vortheilhaft sein, weil der an continuirlichen Zusammenhang mit dem Oberwasser gebundene Ueberdruck des Wassers in einem eben gefüllten Turbinencanal sofort aufhören würde, wenn dieser einem geschlossenen Leitcanal gegenüber zu liegen kommt. Bei Ueberdruckturbinen ist deshalb die Regulirung durch gleichmässig verminderte Beaufschlagung, d. h. durch Verengung aller Leitcanäle in gleichem Grade gebräuchlich. Indessen ist auch mit ihr ein zweifacher erheblicher Nachtheil verbunden, wenn sie so ausgeführt wird, wie es üblich und für Druckturbinen auch angemessen ist, wenn sich nämlich die Verengung auf die Leitcanäle beschränkt, während die Turbinencanäle ihre vollen Querschnitte behalten. Indem dann nämlich diese durch den Ueberdruck nach wie vor mit strömendem Wasser ausgefüllt werden, ist dessen relative Geschwindigkeit $w$ ($w_1$ bis $w_2$) der kleineren Aufschlagwassermenge entsprechend kleiner, während die Zuflussgeschwindigkeit $u$ fast unverändert geblieben ist. Bei gleichfalls unveränderter Peripheriegeschwindigkeit $v$ können deshalb die Bedingungen des stossfreien Einflusses und des normalen Ausflusses, welche an gewisse Beziehungen zwischen $u$, $v$, $w$ (§. 31, Gl. 1 und 2) gebunden sind, nicht mehr erfüllt sein. Ausser dem Stosse gegen die Schaufeln findet noch ein hydraulischer Stoss des mit der relativen Geschwindigkeit $w$ zufliessenden Wassers gegen das in den vollen Anfangsquerschnitten der Turbinencanäle mit wesentlich kleinerer relativer Geschwindigkeit $w_1$ fliessende Wasser statt. Eine solche Regulirung ist kaum vortheilhafter als eine solche, welche durch Schützen, die vor Allem zu gänzlicher Abstellung der Turbinen dienen, bewirkt wird, z. B. durch eine Ringschütze, welche die Ausflussfläche einer innenschlächtigen Turbine oder das Abflussrohr einer Rohrturbine abschliessen kann. Es ist deshalb begreiflich, dass der Wirkungsgrad von so regulirten Ueberdruckturbinen um so mehr und zwar erheblich abnimmt, je kleiner das Aufschlagwasserquantum, je mehr also in der Regel gerade zu sparsamer Verwerthung seines Arbeitsvermögens Veranlassung vorhanden ist.

Der hydraulische Stoss kann zwar vermieden werden, wenn die Turbine in freier Luft umläuft, indem es dann bei erheblich verminderter Beaufschlagung zu voller Ausfüllung der Turbinencanäle gar nicht kommt; die Turbine geht dann in eine Druckturbine über, welche zwar unvollkommen arbeitet, aber doch einen höheren Wirkungsgrad haben kann, als die Ueberdruckturbine bei so viel grösserer Beaufschlagung, dass die Canäle mit strömendem Wasser noch eben ganz ausgefüllt werden. Abgesehen davon aber, dass die erwähnte eventuelle Vergrösserung von $\eta$ schon deshalb ohne Werth ist, weil sie von ganz besonderen, mehr oder weniger zufälligen Umständen abhängt, können die fraglichen zweierlei wesentlichen Effectverluste bei Ueberdruckturbinen mit verminderter Beaufschlagung gleichzeitig und vollständig nur dadurch beseitigt werden, dass die örtliche Verengung der Leitcanäle mit entsprechender Verkleinerung aller Querschnitte der Turbinencanäle verbunden wird. Bei Radialturbinen ist dieser Forderung nach dem Vorgange von Combes u. A. auch von Nagel & Kämp für innere, von Zeidler für äussere Beaufschlagung auf die Weise entsprochen worden, dass zwischen der oberen und unteren Kranzwand eine ringförmige Zwischenwand mit Schlitzen zum Durchgange der Radschaufeln stellbar eingerichtet wurde, so dass sie mit einer jener festen Wände zusammen die veränderliche Canalbreite $b$ bestimmt. Wegen der schwierigen Dichtung jener Schlitze und sonstiger mancherlei Misslichkeiten von so zusammengesetzten Einrichtungen sind dieselben übrigens nur ausnahmsweise zur Anwendung gekommen. Häufiger hat man sich als Annäherung an das vorgesteckte Ziel bei Axialturbinen sowohl, wie namentlich bei Radialturbinen (Etagenräder) mit der Anordnung fester Zwischenwände begnügt, durch welche der Radkranz im Sinne der Breite $b$ in Theile getheilt wird, welche mittels entsprechender Einrichtungen nach Bedürfniss einzeln, gruppenweise oder alle zugleich beaufschlagt werden können.*

* Eine freilich noch nicht praktisch bewährte und auch ziemlich complicirte Regulirungsschütze behufs theilweiser Beaufschlagung von Vollturbinen mit anderer, als der üblichen, Anwendung von Rundschützen ist in neuester Zeit Hrn. B. Bilfinger in Pforzheim patentirt worden (D.R.P. No. 32674, Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure, 1885, S. 887). Zwei diametral gegenüber liegende Gruppen benachbarter Laufradcanäle können dabei an ihren Ausflussöffnungen in kleinerer oder grösserer Zahl abgeschlossen werden durch einen Rundschieber, der mit der Turbine in Rotation begriffen ist und während des Ganges gegen dieselbe verdreht werden kann. Bei Druckturbinen wäre solche Abänderung der constructiv einfacheren gewöhnlichen Anordnung und Verwendungsart von Rundschiebern offenbar nicht zu empfehlen; bei Ueberdruckturbinen würde aber allerdings die sonst bei ihrer theilweisen Beaufschlagung so schädliche abwechselnde Unterbrechung und Herstellung des continuirlichen Zusammenhanges zwischen dem Wasser in der Turbine und dem Oberwasser vermieden, und ist ein Vortheil der neuen Anordnung nicht unmöglich, obschon die abwechselnde Hemmung und Freigebung der strömenden Bewegung in den Leitcanälen auch mit nicht unerheblichem Effectverluste verbunden sein wird.

Die Schwierigkeiten vortheilhafter Regulirung von Ueberdruckturbinen sind geeignet, im Allgemeinen für die Construction einer Turbine als Druckturbine den Ausschlag zu geben, sofern nicht besondere Umstände dagegen sprechen, insbesondere z. B. ein sehr veränderlicher Unterwasserstand bei kleinem Gefälle, so dass im Durchschnitt ein zu grosser Theil des letzteren verloren würde, wenn die Turbine beständig über Wasser ausgiessen sollte, während Einrichtungen, welche der Turbine künstlich die Eigenschaft einer Ueberwasserturbine ertheilen, den Umständen nach als nicht einfach genug erscheinen. —

Wenn die Turbine solche Arbeitsmaschinen zu treiben hat, welche grosse Gleichförmigkeit des Ganges erfordern, oder viele Arbeitsmaschinen, welche oft aus- oder einzurücken sind oder welche zum Theil sehr veränderliche Arbeiten zu leisten haben, so kann es vortheilhaft sein, die Bewegung der Regulirungsschütze von einem Regulator abhängig zu machen, welcher solche Bewegung selbstthätig in entsprechendem Sinne bei Geschwindigkeitsänderungen vermittelt (tachometrischer Regulator) und welcher bei dem erheblichen zu überwindenden Widerstande jedenfalls indirect wirkend einzurichten ist. (Siehe Bd. II, §. 122.)

## b. Einzelne Arten von Turbinen.

### §. 38. Seitenschlächtige Ueberdruckturbinen.

Diese Turbinengattung, lange Zeit gewöhnlich als Jonval-Turbine, richtiger als Henschel-Turbine bezeichnet,* stammt aus dem Jahre 1837, in welchem Henschel und Sohn in Cassel um ein Patent auf eine solche und zwar als Rohrturbine nachsuchten, welche zuerst in Holzminden im Frühjahr 1841 in Gang gebracht wurde. Im Herbst desselben Jahres nahm Jonval, Werkmeister der Maschinenfabrik von Andrée Köchlin in Mühlhausen, ein französisches Patent auf eine seitenschlächtige Rohrturbine, welche er „Turbine à double effet" nannte mit Rücksicht auf die gleichzeitige Wirkung der über dem Rade stehenden und der darunter gewissermassen hängenden Wassersäule, welche in keiner wesentlichen Beziehung von der Henschel-Turbine verschieden war. Zur constructiven Verbesserung und raschen Verbreitung dieser Turbinenart (als Druckturbine erst später von Rittinger, Hänel u. A. weiter ausgebildet) hat es wesentlich beigetragen, dass Jonval sein Patent im Jahre 1843 auf Köchlin übertrug.

* Siehe die geschichtliche Ausführung von M. Rühlmann in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, 1855.